



Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava



PARNÍ KOTLE

(návody do cvičení)

Kamila Ševelová

Kamil Stárek

Ivo Berka

Jan Herosch

Petr Salvét

Určeno pro projekt:

Název: **Inovace studijních programů strojních oborů jako odezva na kvalitativní požadavky průmyslu**

Číslo: CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414
Operační program Rozvoj lidských zdrojů, Opatření 3.2

Realizace: VŠB – Technická univerzita Ostrava
Projekt je spolufinancován z prostředků ESF a státního rozpočtu ČR

Ostrava 2007

PARNÍ KOTLE

- KAPITOLA 1 SPALOVÁNÍ FOSILNÍCH PALIV**
- KAPITOLA 2 ÚČINNOSTI KOTLE**
- KAPITOLA 3 TEPELNÉ BILANCE KOTLE**
- KAPITOLA 4 TEPELNÁ BILANCE MLÝNA**
- KAPITOLA 5 PŘÍSLUŠENSTVÍ ROŠTOVÉHO KOTLE**
- KAPITOLA 6 ROŠTOVÁ OHNIŠTĚ PRO SPALOVÁNÍ BIOMASY**

Kapitola 1

Spalování fosilních paliv

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracovala: Ing. Kamila Ševelová
VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.



VÍTKOVICE

VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.

Seznam symbolů a značek

Značka	Veličina	Jednotka
A	obsah popela	[%]
C	obsah uhlíku, podíl spalitelných látek	[%]
\bar{c}_p	střední měrná tepelná kapacita	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$
d	měrná vlhkost	$[kg \cdot kg^{-1}]$
H	obsah vodíku	[%]
i	měrné teplo	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
N	obsah dusíku	[%]
n_{Ca}	stechiometrický poměr vápníku	[-]
n_s	stupeň odsíření	[-]
O	objem složky ve spalinách	$[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$
O	obsah kyslíku	[%]
p_N	normální tlak 101,325 kPa	$[kPa]$
Q_i	výhřevnost	$[kJ \cdot kg^{-1}]$
S	obsah síry	[%]
t_N	normální teplota 0 °C	$[^{\circ}C]$
W	obsah vody, vlhkost paliva	[%]
X	poměr plynného paliva k pevnému	$[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$
$x_{1/2}$	hmotnostní podíl paliva 1 nebo 2	[-]
α	přebytek vzduchu na straně spalin	[-]
β	přebytek vzduchu na straně vzduchu	[-]
β	kontrolní součinitel přepočtu paliva	[-]
χ_v	součinitel vlhkého vzduchu	[-]
Δ	přírůstek, rozdíl	$[m_N^3 \cdot kg^{-1}], [\%]$
φ	relativní vlhkost	[-]
ρ	měrný objem (hustota)	$[kg \cdot m_N^{-3}]$
Θ	hmotnostní podíl	[-]
ω	objemový podíl	[%]
ξ	ztráta	[%]

Seznam dolních indexů

Index	Význam
<i>bar</i>	barometrický
$CaCO_3$	uhličitan vápenatý
$Ca(OH)_2$	hydroxid vápenatý
CaO	oxid vápenatý
CO	oxid uhelnatý
CO_2	oxid uhličitý
H_2O	voda, vodní pára
<i>hm</i>	hmotnostní stav
<i>K</i>	stav při odsiřování
<i>kal</i>	kalorimetrický
<i>kotel</i>	stav za kotlem
<i>min</i>	stechiometrický stav
<i>N</i>	normální podmínky
N_2	dusík
<i>něspal</i>	něspalitelný, nespálený
O_2	kyslík
<i>obj</i>	objemový stav
<i>PAL</i>	surové palivo
<i>refO₂</i>	stav při referenčním obsahu kyslíku
<i>sk</i>	skutečný
SO_2	oxid siřičitý
<i>spal</i>	spalitelný
<i>SS</i>	spaliny suché
<i>SV</i>	spaliny vlhké
<i>VS</i>	vzduch suchý
<i>VV</i>	vzduch vlhký
<i>vyp</i>	vypočtený

Seznam horních indexů

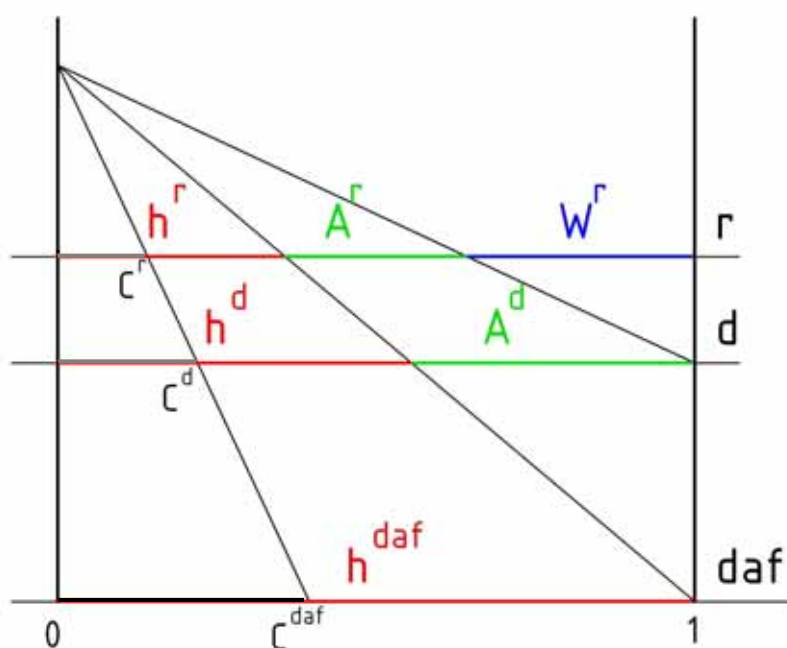
Index	Význam
<i>a</i>	analytický stav
<i>d</i>	bezzvodý stav
<i>daf</i>	zdánlivá hořlavina
<i>r</i>	surový stav

1. Spalování fosilních paliv

1.1 Spalování pevných a kapalných paliv

Pro výpočet stechiometrie je třeba znát prvkové složení paliva. Tuhá paliva mohou být definována při různých stavech (původní r , analytický a , bezvodý d , bez vody a popela daf , organický o). Na obr. 1 je naznačeno, že při zadání paliva se nejčastěji používají tři stavy, a to:

- r (real) – původní (někdy surový) stav (hořlavina h + popelovina A + voda W)
- d (dry) – bezvodý stav (hořlavina h + popelovina A)
- daf (dry ashfree) – stav bez vody a popela (jen hořlavina h)



Obr. 1 Přepočítání mezi stavy

Jelikož se do stechiometrických výpočtů dosazují složky paliva ve stavu r , je nutné je na tento stav přepočítat dle následujících vzorových rovnic:

$$A^r = A^d \cdot \frac{100 - W^r}{100} \quad [\%]$$

$$C^r = C^{daf} \cdot \frac{100 - A^r - W^r}{100} \quad [\%]$$

$$C^r = C^a \cdot \frac{100 - W^r}{100 - W^a} \quad [\%]$$

Elementární složky jsou dosazovány v hmotnostních procentech.

Hmotnostní podíl spalitelné síry S_{spal}^r [%] tvoří součet síry organické a pyritické. Síra vázaná v síranech při spalování neoxiduje a proto se do výpočtu stechiometrie nezahrnuje (je součástí A^r). Přepočtené složení jednoduše zkontrolujeme, neboť musí platit:

$$C^r + H^r + O^r + N^r + S_{\text{spal}}^r + A^r + W^r = 100.$$

1.1.1 Stanovení výhřevnosti a její kontrola

Je-li zadáno elementární složení paliva, použije se jeden z empirických vztahů [2]:

- **Dulongův vzorec** platný pro antracit a černé uhlí

$$Q_r^i = 339,1 \cdot C^r + 1214,2 \cdot H^r - 151,8 \cdot O^r + 104,7 \cdot S_{\text{spal}}^r - 24,5 \cdot W^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$
- **Vondráčkův vzorec** platný pro hnědé uhlí a lignit

$$Q_r^i = (373 - 0,26 \cdot C^{\text{daf}}) \cdot C^r + 900 \cdot H^r - 112,6 \cdot O^r + 104,7 \cdot S_{\text{spal}}^r - 24,5 \cdot W^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$
- **Mendělejevův vzorec** platný pro široký rozsah paliv

$$Q_r^i = 339 \cdot C^r + 1030 \cdot H^r - 109 \cdot (O^r - S_{\text{spal}}^r) - 24,5 \cdot W^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$
- **Statistický vzorec** platný pro určení výhřevnosti československých paliv od koksu až po dřevo

$$Q_r^i = 347,5 \cdot C^r + 953 \cdot H^r - 109 \cdot (O^r - S_{\text{spal}}^r) - 25 \cdot W^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Výhřevnost vypočtená z elementárního rozboru dle Mendělejeva či Vondráčka $Q_{i-\text{vyp}}^r$ (viz výše) musí být v souladu s výhřevností stanovenou kalorimetricky $Q_{i-\text{kal}}^r$, a to následujícím způsobem:

- pro paliva s $A^d \leq 25\%$ nesmí rozdíl přesahovat $\pm 630 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

$$(Q_{i-\text{kal}}^r - 630) \leq Q_{i-\text{vyp}}^r \leq (Q_{i-\text{kal}}^r + 630)$$
- pro paliva s $A^d > 25\%$ nesmí být vypočtená výhřevnost nižší než kalorimetrická a zároveň nesmí být vyšší o více než $840 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

$$Q_{i-\text{kal}}^r \leq Q_{i-\text{vyp}}^r \leq (Q_{i-\text{kal}}^r + 840)$$

Není-li vypočtená výhřevnost v souladu se zadanou výhřevností, provede se korekce elementárního složení, přičemž je nutné zachovat S_{spal}^r a N^r . Je možné měnit obsah C^r , H^r , O^r . Zároveň se musí zkontrolovat maximální poměrný objem tříatomových plynů:

$$\omega_{RO_2 \text{ max}} = \frac{21}{1 + \beta} \quad [\%]$$

kde
$$\beta = \frac{2,37 \cdot (H^r - 0,125 \cdot O^r)}{C^r - 0,375 \cdot S^r} \quad [-]$$

Maximální poměrný objem tříatomových plynů musí být v souladu s hodnotami uvedenými v následující tabulce. Pokud hodnoty neodpovídají, je nutné opět provést korekci elementárního složení. Poté se znovu provede kontrola výhřevnosti.

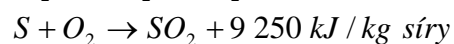
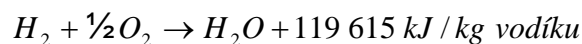
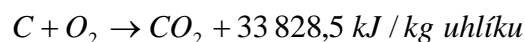
Palivo	$\omega_{RO_2, \max}$ [%]
Antracity a poloantracity	19,0÷20,0
Černá uhlí	18,4÷19,0
Hnědá uhlí a lignity	18,8÷19,3
Těžký topný olej	16,2÷16,7

Odpovídá-li vypočtená výhřevnost výše uvedeným podmínkám, můžeme přistoupit ke stechiometrickým výpočtům.

Není-li zadán prvkový rozbor paliva a je znám pouze obsah vody W^r a popela A^r a kalorimetrická výhřevnost, použije se elementární složení podobného paliva z katalogu paliv příslušející dané lokalitě, které se přepočítá na původní stav při daném obsahu vody a popela. Poté se vypočítá výhřevnost dle Mendělejeva. Takto vypočtená výhřevnost se od zadané výhřevnosti nesmí lišit o více než $\pm 200 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. Je-li rozdíl větší, provede se korekce elementárního složení. Další postup kontroly výhřevnosti je shodný s výše uvedeným postupem.

1.1.2 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty slouží ke zjištění množství vzduchu, které je nutné pro spálení paliva, a ke zjištění množství spalin, které tímto spálením vzniknou. Základem objemových výpočtů jsou následující exotermní chemické rovnice:



Vypočtené objemy jsou vyjádřeny v m_N^3 na 1 kg paliva. Jednotka m_N^3 je metr krychlový při normálních podmínkách ($t_N = 0^\circ\text{C}$; $p_N = 101,325 \text{ kPa}$).

Stechiometrický objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva:

$$O_{O_2, \min} = 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{100 \cdot 12,01} + \frac{H^r}{100 \cdot 4,032} + \frac{S_{spal}^r}{100 \cdot 32,06} - \frac{O^r}{100 \cdot 32} \right) \quad [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Stechiometrické množství suchého vzduchu:

$$O_{VS, \min} = \frac{O_{O_2, \min}}{0,2103} \quad [m_N^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$$

Stechiometrické množství vlhkého vzduchu:

nejprve vypočteme součinitele χ_v :

$$\chi_v = 1 + \varphi \cdot \frac{p''}{p_{bar} - \varphi \cdot p''} \quad [-]$$

kde φ [-] je relativní vlhkost vzduchu, p_{bar} [MPa] je okolní tlak; p'' [MPa] je parciální tlak vodní páry na mezi sytosti pro danou teplotu vzduchu, viz následující tabulka [1]:

t_{vz} [°C]	0	10	20	30	40	50
p'' [MPa]	0,000 610 8	0,001 227 7	0,002 336 8	0,004 241 6	0,007 374 2	0,012 331 6

Máme-li zadanou měrnou vlhkost d_{hm} [$kg \cdot kg^{-1}$], můžeme ji přepočítat na objemovou měrnou vlhkost d_{obj} [$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$] následujícím vzorcem:

$$d_{obj} = \frac{d_{hm}}{0,622} \quad [-]$$

Pak platí $\chi_v = 1 + d_{obj}$.

Nyní můžeme vypočítat množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} = (1 + d_{obj}) \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu:

$$O_{VV, H_2O \min} = O_{VV \min} - O_{VS \min} = (\chi_v - 1) \cdot O_{VS \min} = d_{obj} \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Stechiometrický objem suchých spalín:

$$O_{SS \min} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} + \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,7897 \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Stechiometrický objem vodní páry ve spalínách:

$$O_{SV, H_2O, \min} = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{W^r}{100} + O_{VV, H_2O \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Stechiometrický objem vlhkých spalín:

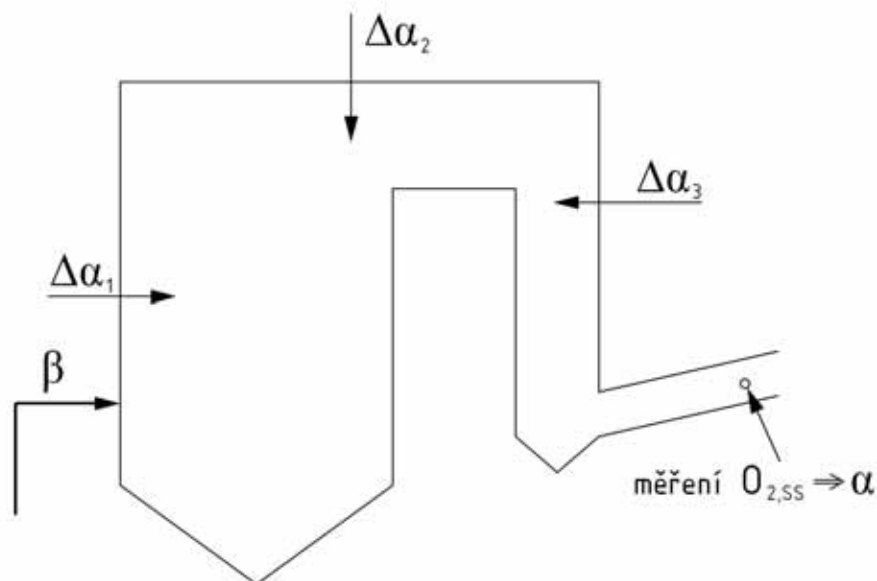
$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{SV, H_2O \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Přebytek vzduchu:

Z obr. 2 je patrné, že pro přebytek vzduchu platí:

$$\alpha = \beta + \Delta\alpha \quad [-]$$

kde α je celkový přebytek vzduchu na konci kotle (nejčastěji za ekonomizérem),
tj. množství vzduchu ve spalínách (někdy označován η)
 β je množství vzduchu řízeně přiváděného pro spalování
 $\Delta\alpha$ je přísávání falešného vzduchu do spalín



Obr. 2 Schéma kotle s přebytkem vzduchu

Platí, že

$$\alpha = \frac{O_{VV}}{O_{VV \min}} = \frac{O_{VS}}{O_{VS \min}} \quad [-]$$

Je-li zadáno naměřené množství kyslíku ve spalinách za kotlem $\omega_{SS, O_2 \text{ kotel}}$ [%], určí se přebytek vzduchu následovně:

$$\alpha = 1 + \frac{O_{SS \min}}{O_{VS \min}} \cdot \left[\frac{\omega_{SS, O_2 \text{ kotel}}}{21 - \omega_{SS, O_2 \text{ kotel}}} \right] \quad [-]$$

Skutečné množství suchého vzduchu:

$$O_{VS} = \alpha \cdot O_{VS \min} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV} = \chi_v \cdot O_{VS} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečné množství suchých spalin:

$$O_{SS} = O_{SS \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečné množství vlhkých spalin:

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

nebo

$$O_{SV} = O_{SS} + O_{H_2O} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objem vodní páry O_{H_2O} je určen níže.

Složení skutečných spalin:

$$O_{CO_2} = \frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} \quad [m^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$O_{N_2} = \frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,7897 \cdot O_{VS} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$O_{O_2} = (\alpha - 1) \cdot 0,2103 \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$O_{H_2O} = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{W^r}{100} + (\chi - 1) \cdot O_{VS} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objemové podíly ve spalinách:

Podíl složky	v suchých spalinách	ve vlhkých spalinách
CO ₂	$\omega_{SS,CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SS}} \quad [-]$	$\omega_{SV,CO_2} = \frac{O_{CO_2}}{O_{SV}} \quad [-]$
SO ₂	$\omega_{SS,SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{SS}} \quad [-]$	$\omega_{SV,SO_2} = \frac{O_{SO_2}}{O_{SV}} \quad [-]$
N ₂	$\omega_{SS,N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{SS}} \quad [-]$	$\omega_{SV,N_2} = \frac{O_{N_2}}{O_{SV}} \quad [-]$
O ₂	$\omega_{SS,O_2} = \frac{O_{O_2}}{O_{SS}} \quad [-]$	$\omega_{SV,O_2} = \frac{O_{O_2}}{O_{SV}} \quad [-]$
H ₂ O	-	$\omega_{SV,H_2O} = \frac{O_{H_2O}}{O_{SV}} \quad [-]$

Samozřejmě musí platit, že:

$$\omega_{SS,CO_2} + \omega_{SS,SO_2} + \omega_{SS,N_2} + \omega_{SS,O_2} = 1$$

resp.

$$\omega_{SV,CO_2} + \omega_{SV,SO_2} + \omega_{SV,N_2} + \omega_{SV,O_2} + \omega_{SV,H_2O} = 1$$

1.1.3 Přepočítání na referenční obsah kyslíku

Přebytek vzduchu při referenčním obsahu kyslíku 6 %:

$$\alpha_{refO_2} = 1 + \frac{O_{SS \min}}{O_{VS \min}} \cdot \frac{6}{21 - 6} \quad [-]$$

Skutečné množství suchých spalin při referenčním obsahu kyslíku:

$$O_{SS,refO_2} = O_{SS \min} + (\alpha_{refO_2} - 1) \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Objemový podíl SO₂ při referenčním obsahu kyslíku:

$$\omega_{SS,SO_2,refO_2} = \omega_{SS,SO_2} \cdot \frac{O_{SS}}{O_{SS,refO_2}} \quad [-]$$

podobně přepočítáme všechny složky spalin.

1.1.4 Fyzikální vlastnosti spalin

Hustota:

Hustoty jednotlivých složek spalin jsou udány při normálních podmínkách a určí se z tabulek.

$$\rho_{SS} = \omega_{SS,CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + \omega_{SS,SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + \omega_{SS,N_2} \cdot \rho_{N_2} + \omega_{SS,O_2} \cdot \rho_{O_2} \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

$$\rho_{SV} = \omega_{SV,CO_2} \cdot \rho_{CO_2} + \omega_{SV,SO_2} \cdot \rho_{SO_2} + \omega_{SV,N_2} \cdot \rho_{N_2} + \omega_{SV,O_2} \cdot \rho_{O_2} + \omega_{SV,H_2O} \cdot \rho_{H_2O} \quad [kg \cdot m_N^{-3}]$$

Střední měrná tepelná kapacita:

Střední měrná tepelná kapacita vyjadřuje tepelnou kapacitu mezi teplotami 0°C a teplotou t . Střední měrná tepelná kapacita jednotlivých složek pro danou teplotu se určí dle tabulek, popř. následujících rovnic, které jsou pro přehlednost dány do grafů:

$$\bar{c}_{pCO_2} = -1,5 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 0,00068576 \cdot t + 1,656 \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\bar{c}_{pSO_2} = -3 \cdot 10^{-7} \cdot t^2 + 0,00080378 \cdot t + 1,738 \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\bar{c}_{pN_2} = -1 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00012957 \cdot t + 1,280 \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\bar{c}_{pO_2} = -4 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00020681 \cdot t + 1,302 \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

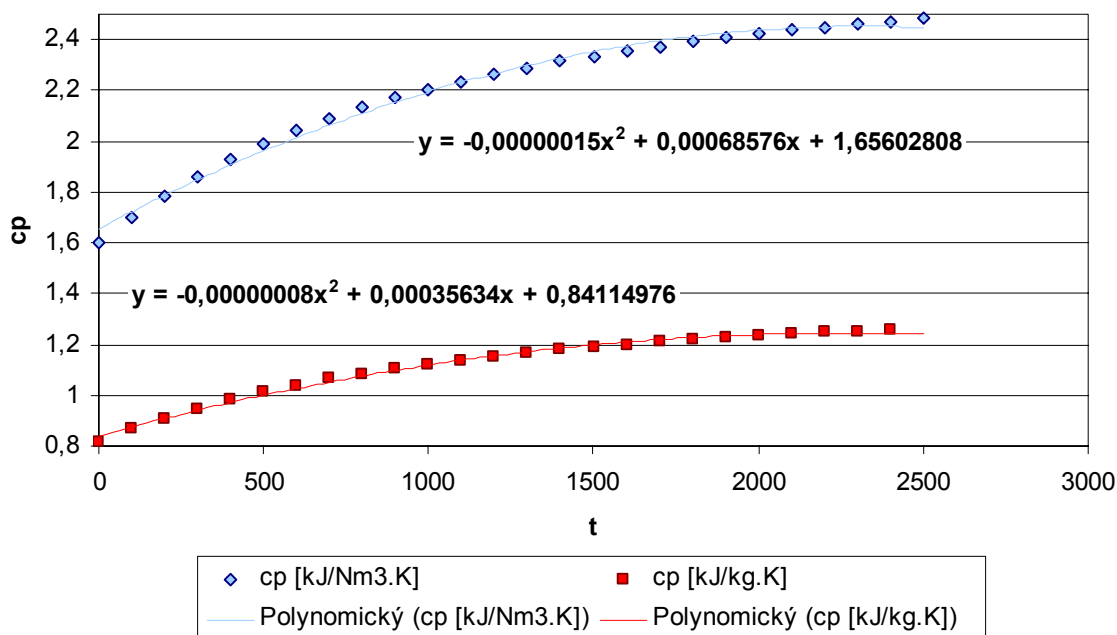
$$\bar{c}_{pH_2O} = -1 \cdot 10^{-8} \cdot t^2 + 0,00026958 \cdot t + 1,469 \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

Pak střední měrná tepelná kapacita spalin:

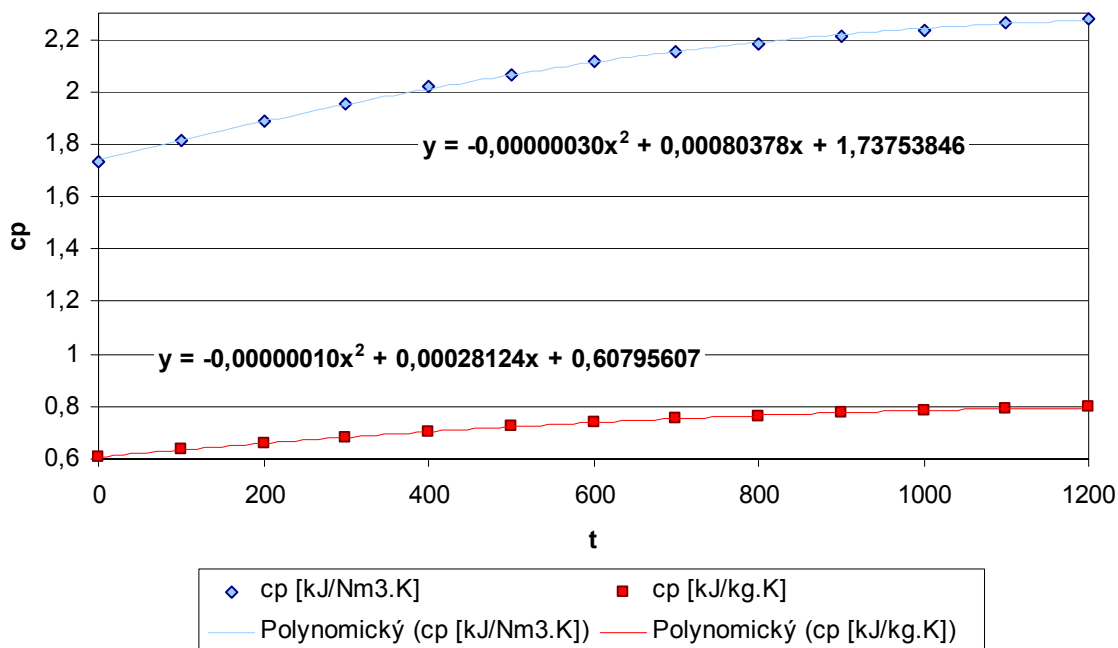
$$\bar{c}_{pSS} = \omega_{SS,CO_2} \cdot \bar{c}_{pCO_2} + \omega_{SS,SO_2} \cdot \bar{c}_{pSO_2} + \omega_{SS,N_2} \cdot \bar{c}_{pN_2} + \omega_{SS,O_2} \cdot \bar{c}_{pO_2} \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

$$\bar{c}_{pSV} = \omega_{SV,CO_2} \cdot \bar{c}_{pCO_2} + \omega_{SV,SO_2} \cdot \bar{c}_{pSO_2} + \omega_{SV,N_2} \cdot \bar{c}_{pN_2} + \omega_{SV,O_2} \cdot \bar{c}_{pO_2} + \omega_{SV,H_2O} \cdot \bar{c}_{pH_2O} \quad [kJ \cdot m_N^{-3} \cdot K^{-1}]$$

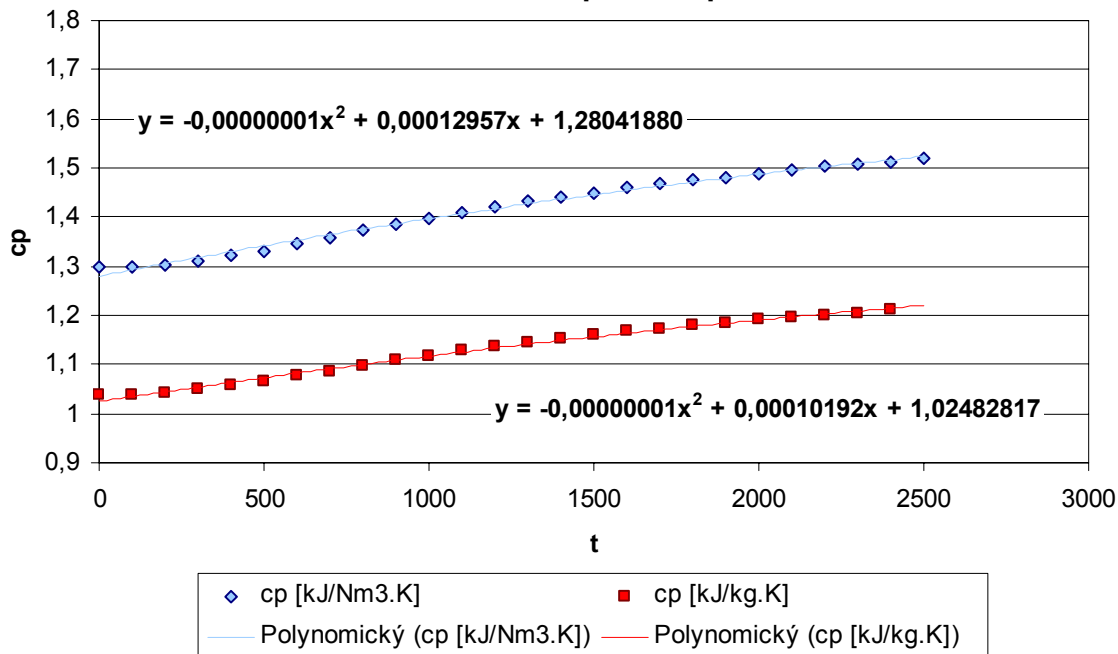
Střední měrná tepelná kapacita CO2



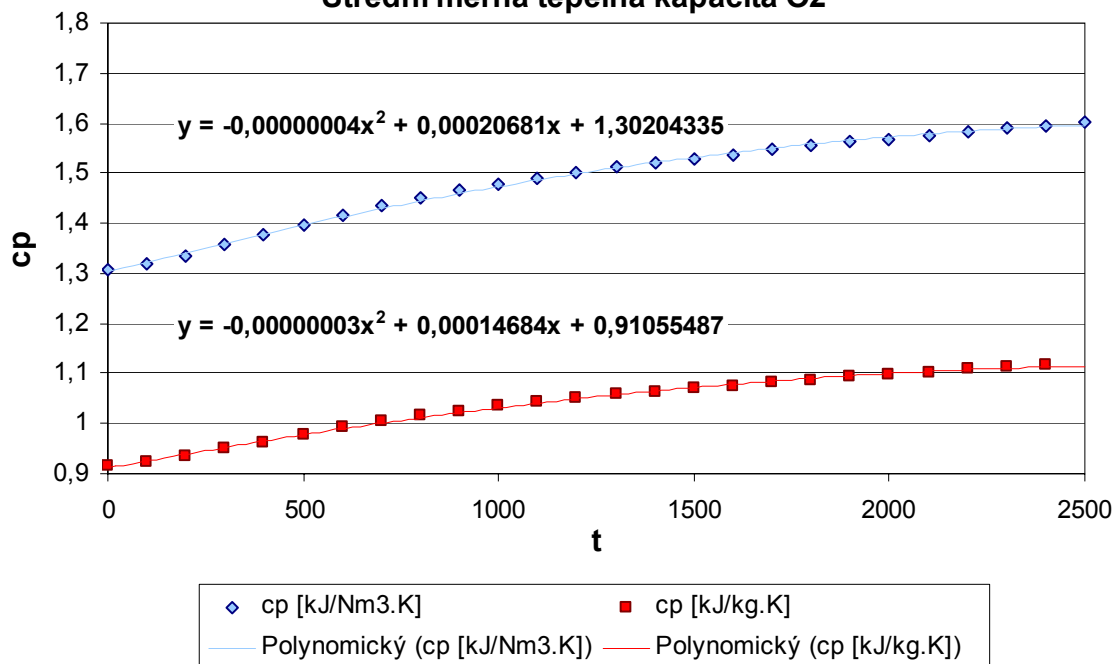
Střední měrná tepelná kapacita SO2



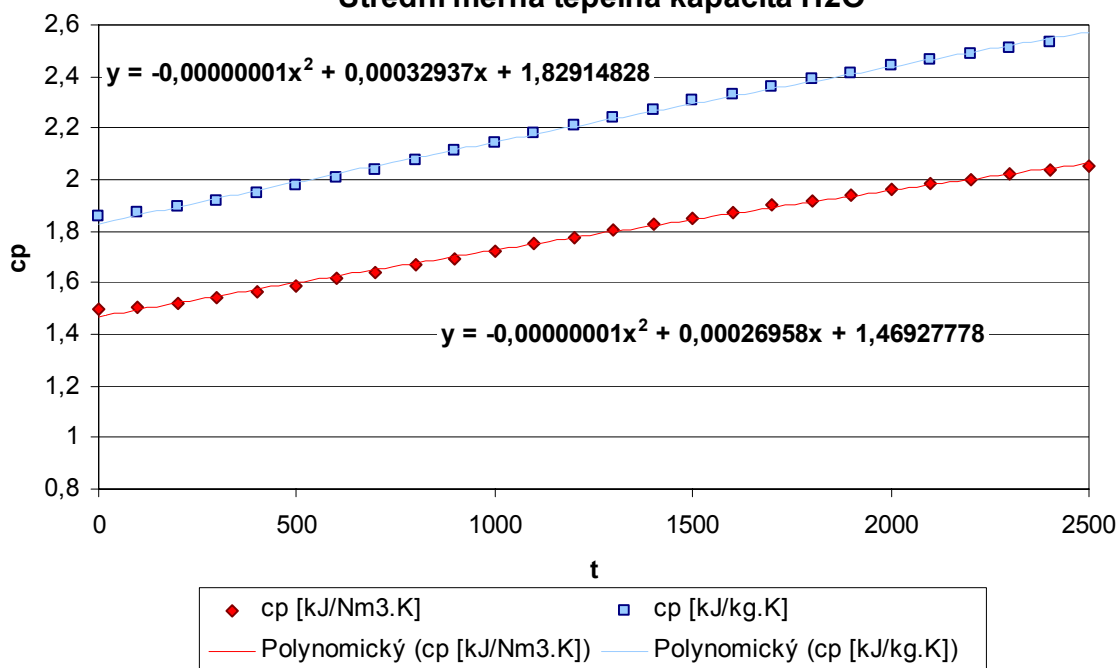
Střední měrná tepelná kapacita N2

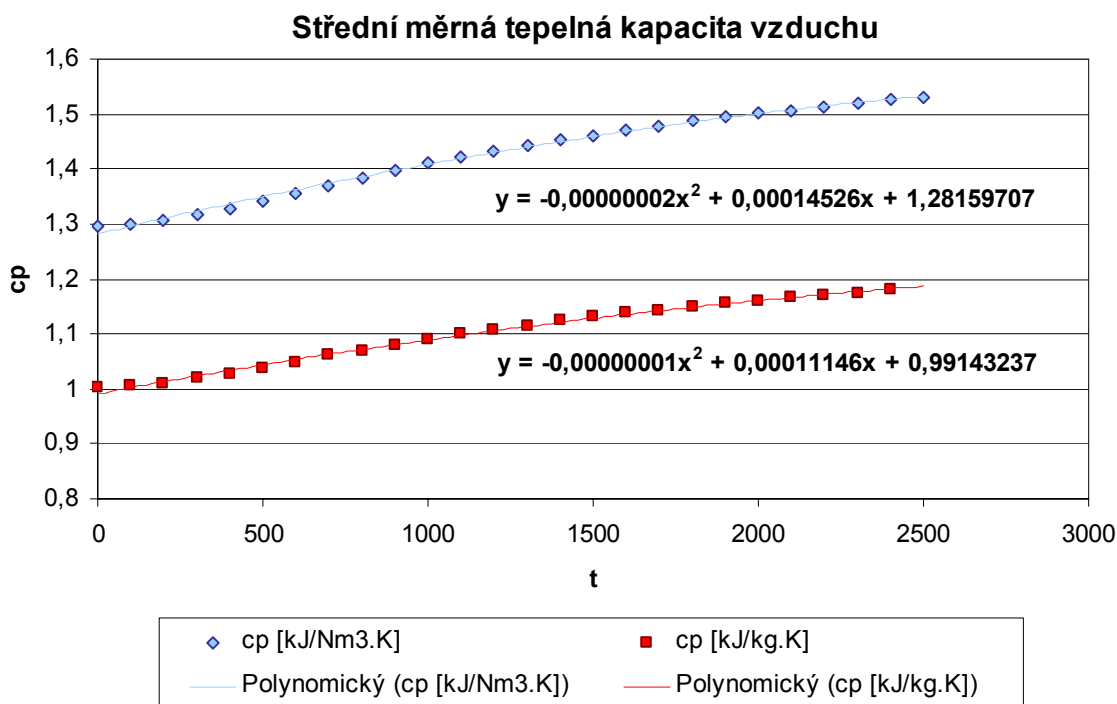


Střední měrná tepelná kapacita O2



Střední měrná tepelná kapacita H2O





Kinematická viskozita:

Hodnoty kinematické viskozity jednotlivých složek spalin při dané teplotě spalin se určí z tabulek.

$$V_{SS} = \omega_{SS,CO_2} \cdot V_{CO_2} + \omega_{SS,SO_2} \cdot V_{SO_2} + \omega_{SS,N_2} \cdot V_{N_2} + \omega_{SS,O_2} \cdot V_{O_2} \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

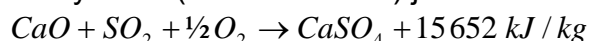
$$V_{SV} = \omega_{SV,CO_2} \cdot V_{CO_2} + \omega_{SV,SO_2} \cdot V_{SO_2} + \omega_{SV,N_2} \cdot V_{N_2} + \omega_{SV,O_2} \cdot V_{O_2} + \omega_{SV,H_2O} \cdot V_{H_2O} \quad [m^2 \cdot s^{-1}]$$

1.1.5 Aditivní odsiřování

Při aditivním odsiřování spalin se do ohniště v potřebném množství dává uhlíčan vápenatý $CaCO_3$ (vápenec), hydroxid vápenatý $Ca(OH)_2$ (hašené vápno) nebo oxid vápenatý CaO (pálené vápno). U prvních dvou metod nejprve proběhne rozklad aditiva (endotermní reakce):

- při použití uhlíčitanu vápenatého
 $CaCO_3 \rightarrow CaO + CO_2 - 5583 \text{ kJ/kg}$
- při použití hydroxidu vápenatého
 $Ca(OH)_2 \rightarrow CaO + H_2O - 3416 \text{ kJ/kg}$

Následná syntéza (sulfatace CaO) je exotermní reakce:



1.1.5.1 Výpočet stupně odsíření a stechiometrického poměru vápníku

Stupeň odsíření:

Naměřenou hodnotu hmotnostního množství SO_2 ve spalinách za kotlem při referenčním obsahu kyslíku přepočteme na objemový podíl SO_2 ve spalinách:

$$\omega_{SO_2, \text{kotel, obj, refO}_2} = \frac{\omega_{SO_2, \text{kotel, hm, refO}_2}}{\rho_{SO_2} \cdot 10^6} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

kde $\omega_{SO_2, \text{kotel, hm, refO}_2} [mg \cdot m_N^{-3}]$ je hodnota SO_2 ve spalinách měřená za kotlem
 $\rho_{SO_2} [kg \cdot m_N^{-3}]$ je hustota SO_2 ve spalinách

Přepočet na skutečné množství kyslíku:

$$\omega_{SO_2, \text{kotel, obj}} = \omega_{SO_2, \text{kotel, obj, refO}_2} \cdot \frac{O_{SS, \text{refO}_2}}{O_{SS}} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stupeň odsíření:

$$n_s = 1 - \frac{O_{SS} \cdot \omega_{SO_2, \text{kotel, obj}}}{21,89 \cdot \frac{S_{\text{spal}}^r}{32,06} \cdot 100} \quad [-]$$

Stupeň odsíření může nabývat hodnot od nuly do jedné $n_s = \langle 0;1 \rangle$. Hodnota $n_s = 0$ znamená, že nedochází k odsiřování, při $n_s = 1$ je odsířeno veškeré množství vznikajícího SO_2 .

Stechiometrický poměr vápníku:

Dle následující univerzální rovnice lze vypočítat stechiometrický poměr vápníku, který značí poměr přivedeného vápníku ku stechiometricky potřebnému vápníku. Ve většině případů se odsiřuje pouze jedním druhem aditiva, čímž se rovnice zjednoduší na jeden člen.

$$n_{Ca} = \Theta_{CaO} \cdot \frac{x_{CaO}}{\frac{S_{\text{spal}}^r}{100} \cdot 1,7492} + \Theta_{Ca(OH)_2} \cdot \frac{x_{Ca(OH)_2}}{\frac{S_{\text{spal}}^r}{100} \cdot 2,3111} + \Theta_{CaCO_3} \cdot \frac{x_{CaCO_3}}{\frac{S_{\text{spal}}^r}{100} \cdot 3,1219} \quad [-]$$

kde $x_{\dots} [kg / kg \text{ uhlí}]$ je množství příslušného aditiva dávkovaného do ohniště
 $\Theta_{\dots} [-]$ je poměrné zastoupení aditiva na přímém procesu odsíření spalin

$$\Theta_{CaO} = \frac{x_{CaO}}{x_{CaO} + x_{Ca(OH)_2} + x_{CaCO_3}} \quad [-]$$

$$\Theta_{Ca(OH)_2} = \frac{x_{Ca(OH)_2}}{x_{CaO} + x_{Ca(OH)_2} + x_{CaCO_3}} \quad [-]$$

$$\Theta_{CaCO_3} = \frac{x_{CaCO_3}}{x_{CaO} + x_{Ca(OH)_2} + x_{CaCO_3}} \quad [-]$$

1.1.5.2 Změna stechiometrie z důvodu aditivního odsiřování

Index „K“ značí hodnotu dané veličiny při aditivním odsiřování.

Stechiometrické množství suchého vzduchu (zvětší se kyslík potřebný k oxidaci CaSO_3):

$$O_{VS \min K} = O_{VS \min} + 1,66779 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_s \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Stechiometrické množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV \min K} = \chi_v \cdot O_{VS \min K} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Skutečné množství suchého vzduchu:

$$O_{VS,K} = O_{VS} + 1,66779 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_s \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Skutečné množství vlhkého vzduchu:

$$O_{VV,K} = \chi_v \cdot O_{VS,K} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Přírůstek vlhkosti (pokud se odsiřuje pomocí $\text{Ca}(\text{OH})_2$):

$$\Delta_{H_2O,K} = \Theta_{Ca(OH)_2} \cdot 0,69866 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_{Ca} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Celkový obsah vody ve spalinách:

$$O_{SV,H_2O,K} = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{22,4}{18,016} \cdot \frac{W^r}{100} + (\chi_v - 1) \cdot O_{VS,K} + \Delta_{H_2O,K} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Přírůstek CO_2 (rozklad CaCO_3):

$$\Delta_{CO_2,K} = \Theta_{CaCO_3} \cdot 0,69435 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_{Ca} + \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot 0,00055 \cdot n_s \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Stechiometrické množství spalin:

$$O_{SS \min K} = O_{SS \min} + \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot 0,63694 \cdot n_s \cdot (\Theta_{CaO} + \Theta_{CaCO_3} + \Theta_{Ca(OH)_2}) + \Delta_{CO_2,K} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Druhý sčítanec popisuje přírůstek dusíku z nadbytečného vzduchu a úbytek SO_2 díky odsíření.

Skutečné množství spalin:

$$O_{SS,K} = O_{SS} + \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot 0,63694 \cdot n_s \cdot (\Theta_{CaO} + \Theta_{CaCO_3} + \Theta_{Ca(OH)_2}) + \Delta_{CO_2,K} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Přírůstek popela:

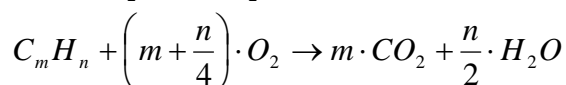
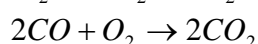
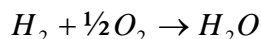
$$\Delta A_K = 1,7492 \cdot S_{spal}^r \cdot (n_{Ca} - n_s) + 4,24632 \cdot S_{spal}^r \cdot n_s \quad [\%]$$

Celkové množství popela:

$$A_K^r = A^r + \Delta A_K \quad [\%]$$

1.2 Spalování plynných paliv

Výpočty se standardně provádějí pro 1 m_N^3 plynného paliva. Princip výpočtu se neliší od stechiometrických výpočtů tuhých paliv. Hořlavé složky plynů jsou H_2 , CO , C_mH_n , které reagují dle následujících rovnic (případně S pokud ji plyn obsahuje např. H_2S – vysokopecní, koksárenský plyn):



Minimální objem kyslíku potřebný k dokonalému spálení 1 m^3 plynu:

$$O_{O_2 \min} = 0,5 \cdot \omega_{H_2} + 0,5 \cdot \omega_{CO} + \sum \left(m + \frac{n}{4}\right) \cdot \omega_{C_mH_n} - \omega_{O_2} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stechiometrické množství suchého vzduchu:

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stechiometrické množství vlhkého vzduchu:

Výpočet součinitele χ_v je uveden v kapitole 1.1.2

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Objem vodní páry ve spalovacím vzduchu:

$$O_{VV, H_2O \min} = O_{VV \min} - O_{VS \min} = (\chi_v - 1) \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stechiometrický objem suchých spalin:

$$O_{CO_2} = \omega_{CO_2} + 0,994 \cdot (\omega_{CO} + \sum m \cdot \omega_{C_mH_n}) \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

$$O_{N_2} = \omega_{N_2} + 0,7897 \cdot O_{VS \min} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

$$O_{SO_2} = \omega_{SO_2} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

$$O_{SS \min} = O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stechiometrický objem vodní páry ve spalinách:

$$O_{SV, H_2O \min} = \omega_{H_2O} + \omega_{H_2} + \sum \frac{n}{2} \cdot \omega_{C_mH_n} + O_{VV, H_2O \min} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Stechiometrický objem vlhkých spalin:

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{SV, H_2O \min} \quad [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Pro výpočet s přebytkem vzduchu platí obdobné vztahy jako u tuhých paliv.

1.3 Spalování směsi paliv

Při spalování dvou nebo více druhů paliv současně je třeba znát jejich směšovací poměr. Ten může být zadán jako hmotnostní podíl paliv ve směsi, podílem tepel uvolňovaných z paliv nebo jako objem plynného paliva připadajícího na 1 kg paliva tuhého.

Stechiometrický výpočet se provede pro každé palivo samostatně a pomocí podílů se určí objemy spalovacího vzduchu a spalin vznikajících spalováním směsi. Jiný způsob je přepočítat elementární složení směsi paliv a pro tuto směs počítat stochiometrii standardním způsobem dle kapitoly 1.1.2, resp. 1.2 u plynných paliv.

1.3.1 Směs stejnorodých paliv

Následující postup je možné použít pro směs paliv stejného skupenství (tuhých; kapalných; plynných) a také pro směs tuhého a kapalného paliva.

Směs dvou paliv stejného skupenství zadaná hmotnostním podílem:

$$Q_i^r = Q_{i,1}^r \cdot x_{PAL,1} + Q_{i,2}^r \cdot x_{PAL,2} = Q_{i,1}^r \cdot x_{PAL,1} + Q_{i,2}^r \cdot (1 - x_{PAL,1}) \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Výpočet hmotnostního podílu z podílu uvolněných tepel:

$$x_{PAL,1} = \frac{q_1 \cdot Q_{i,2}^r}{q_1 \cdot Q_{i,2}^r + (1 - q_1) \cdot Q_{i,1}^r} \quad [-]$$

Stechiometrie:

$$O_{VV \min} = x_{PAL,1} \cdot O_{VV \min,1} + (1 - x_{PAL,1}) \cdot O_{VV \min,2} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$O_{SV \min} = x_{PAL,1} \cdot O_{SV \min,1} + (1 - x_{PAL,1}) \cdot O_{SV \min,2} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Analogicky postupujeme při určování entalpie, měrné tepelné kapacity a ostatních fyzikálních vlastností spalin ze směsi paliv.

1.3.2 Směs tuhého a plynného paliva

V tomto případě se výpočty provádějí pro 1 kg tuhého paliva, ke kterému se přivádí dané množství X plynného paliva $[m_N^3 \cdot kg^{-1}]$. $Q_{i,1}^r$ je výhřevnost tuhého paliva, $Q_{i,2}^r$ je výhřevnost plynu.

$$Q_i^r = Q_{i,1}^r + X \cdot Q_{i,2}^r \quad [kJ \cdot kg^{-1}]$$

Je-li tato směs zadána podílem uvolněných tepel, pak X spočítáme následovně:

$$X = \frac{(1 - q_1) \cdot Q_{i,1}^r}{q_1 \cdot Q_{i,2}^r} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Stechiometrie:

$$O_{VV \min} = O_{VV \min,1} + X \cdot O_{VV \min,2} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

$$O_{SV \min} = O_{SV \min,1} + X \cdot O_{SV \min,2} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Analogicky postupujeme při určování entalpie, měrné tepelné kapacity a ostatních fyzikálních vlastností spalin ze směsi paliv.

1.3.3 Směs kapalného a plynného paliva

Postup je stejný jako při výpočtu směsi tuhého a plynného paliva v kapitole 1.3.2.

1.4 Nedokonalé spalování

Dokonalé spalování značí, že všechny uhlík shoří na CO_2 . Reálně se spalovací proces liší od dokonalého tím, že část uhlíku shoří na CO_2 , část nezreaguje vůbec a část nedokonalé shoří na CO . Takové nedokonalé spalování uhlíku znamená změnu složení a objemu spalin, jelikož se zmenší obsah CO_2 , přibude CO a nevyužitý O_2 .

Důležité je určení součinitele přebytku vzduchu při nedokonalém spalování. Jelikož kyslík naměřený za kotlem obsahuje i tu část kyslíku, který nebyl využit k dokonalému spálení uhlíku, vychází přebytek vzduchu větší, než ve skutečnosti je.

Při přepočtu součinitele přebytku vzduchu vycházíme z naměřené hodnoty CO ve spalinách za kotlem $\omega_{COkotel,hm,refO_2}$ $[mg \cdot m_N^{-3}]$ a z naměřené hodnoty O_2 ve spalinách za kotlem ω_{SS,O_2kotel} $[\%]$.

Zdánlivý přebytek vzduchu:

$$\alpha_{zdánlivý} = 1 + \frac{O_{SS \min}}{O_{VS \min}} \cdot \frac{\omega_{SS,O_2kotel}}{21 - \omega_{SS,O_2kotel}} \quad [-]$$

Přepočet na objemový podíl CO ve spalinách:

$$\omega_{COkotel,obj,refO_2} = \frac{\omega_{COkotel,hm,refO_2}}{\rho_{CO} \cdot 10^6} \quad \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

kde ρ_{CO} je hustota CO ve spalinách $[kg \cdot m_N^{-3}]$

Přepočet na skutečné množství kyslíku ve spalinách:

$$\omega_{COkotel,obj} = \omega_{COkotel,obj,refO_2} \cdot \frac{O_{SS,refO_2}}{O_{SS}} \quad \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

kde $O_{SS} = O_{SS \min} + (\alpha_{zdánlivý} - 1) \cdot O_{VS \min}$ $[m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$

Množství přebytečného kyslíku:

na $1 m^3 CO$ připadá navíc $0,5 m^3$ nespáleného O_2

$$\Delta \omega_{O_2nespal} = 0,5 \cdot \omega_{COkotel,obj} \quad \left[m_N^3 \cdot m_N^{-3} \right]$$

přepočet na množství paliva:

$$\Delta O_{O_2nespal} = \Delta \omega_{O_2nespal} \cdot O_{SS} \quad \left[m_N^3 \cdot kg^{-1} \right]$$

Celkové množství kyslíku ve spalinách:

$$O_{O_2kotel} = \frac{\omega_{SS,O_2kotel}}{100} \cdot O_{SS} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

Skutečný kyslík z přebytku pro spalování:

$$O_{O_2sk} = O_{O_2kotel} - \Delta O_{O_2nespal} \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]$$

$$\omega_{SS,O_2sk} = \frac{O_{O_2sk}}{O_{SS}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Skutečný přebytek vzduchu:

$$\alpha_{sk} = 1 + \frac{O_{SS \min}}{O_{VS \min}} \cdot \frac{\omega_{SS,O_2sk}}{21 - \omega_{SS,O_2sk}} \quad [-]$$

Musí platit, že $\alpha_{sk} < \alpha_{zdánlivý}$.

Tento výpočet je pouze prvním přiblížením, pro přesnější hodnotu skutečného přebytku vzduchu je třeba výpočet iterovat.

Výpočet nezahrnuje podíl nespáleného uhlíku v produktech po spalování, který se zohlední ve výpočtu složení paliva vstupujícího do stochiometrie ve formě tzv. aktivního uhlíku (uhlíku chemicky reagujícího v ohništi s kyslíkem). Zjednodušeně lze nespálený uhlík zahrnout do tzv. výpočtového množství paliva dle vztahu:

$$m_{PALvyp} = m_{PAL} \cdot (1 - \xi_C) \quad [kg \cdot s^{-1}]$$

1.5 Přibližná metoda určení spotřeby vzduchu a vzniklých spalin

Následujícími vztahy podle Rosina-Freslinga je možné rychle určit přibližné množství spalovacího vzduchu a vzniklých spalin [1]:

$$O_{VS \min} = K_1 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,7} + K_2 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]; [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

$$O_{SS \min} = K_3 \cdot \frac{Q_i^r}{4186,7} + K_4 \quad [m_N^3 \cdot kg^{-1}]; [m_N^3 \cdot m_N^{-3}]$$

Výhřevnost Q_i^r se dosazuje v $[kJ \cdot kg^{-1}]; [kJ \cdot m_N^{-3}]$. Konstanty K_1 až K_4 jsou uvedeny v následující tabulce:

Paliva	K_1 [$m_N^3 \cdot kJ^{-1}$]	K_2 [$m_N^3 \cdot kg^{-1}$] [$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$]	K_3 [$m_N^3 \cdot kJ^{-1}$]	K_4 [$m_N^3 \cdot kg^{-1}$] [$m_N^3 \cdot m_N^{-3}$]
tuhá	1,012	0,5	0,95	1,375
kapalná	0,85	2,0	1,11	0
plynná $Q_i^r < 12,6 [MJ \cdot m_N^{-3}]$	0,92	-0,08	0,76	0,87
plynná $Q_i^r > 12,6 [MJ \cdot m_N^{-3}]$	1,07	0	1,09	0,47

1.6 Závěr

Tento dokument popisuje metodiku stechiometrických výpočtů pevných, kapalných i plyných paliv, jakož i jejich směsí. Cílem stechiometrických výpočtů je zjistit, jaké množství vzduchu potřebují ke spálení 1 kg (resp. 1 m³) paliva a jaké množství spalin takovým spálením vznikne. Úvod metodiky ukazuje postup při výpočtu dokonale spalovaného pevného a kapalného paliva (kapitola 1.1), plyného paliva (kapitola 1.2) a směsi paliv (kapitola 1.3). Následující kapitola 1.4 ukazuje model nedokonalého spalování a přepočet přebytku vzduchu. V kapitole 1.1.5 je ukázán postup výpočtu s uvažováním aditivního odsířování v ohništi pro libovolně zvolené aditivum (CaO, Ca(OH)₂ nebo CaCO₃). Závěr je věnován metodě přibližného výpočtu potřebného vzduchu a vzniklých spalin, která vychází z empirických vzorců a zadané výhřevnosti paliva.

1.7 Literatura

- [1] Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha, 2007, 212 s., ISBN 80-01-03757-7
- [2] Vilimec L.: Stavba kotlů II, VŠB-TU Ostrava, 2002, 152 s., ISBN 80-7078-681-7
- [3] Noskivič P.: Spalování uhlí, VŠB-TU Ostrava, 1998, 68 s., ISBN 80-7078-197-1
- [4] Stárek Kamil: Studijní opora Parní kotle, Kapitola 2 Účinnost kotle

Studijní opora

PARNÍ KOTLE

Kapitola 2

Účinnost kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Kamil Stárek
VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.



Obsah

OBSAH	2
2. ÚČINNOST KOTLE.....	3
2.1 ÚČINNOST KOTLE BEZ VLIVU ODSÍŘENÍ SPALIN.....	3
2.1.1 <i>Seznam symbolů a značek</i>	3
2.1.2 <i>Garantované parametry kotle</i>	6
2.1.3 <i>Metodika výpočtu účinnosti kotle nepřímou metodou bez vlivu odsíření</i>	11
2.1.4 <i>Výpočet redukované výhřevnosti paliva</i>	14
2.1.5 <i>Výpočet tepelných ztrát kotle.....</i>	18
2.1.6 <i>Celková tepelná ztráta kotle.....</i>	21
2.1.7 <i>Tepelná (brutto) účinnost kotle</i>	22
2.1.8 <i>Závěr</i>	22
2.1.9 <i>Literatura</i>	22
2.2 ÚČINNOST KOTLE S VLIVEM ODSÍŘENÍ SPALIN	23
2.2.1 <i>Seznam symbolů a značek</i>	23
2.2.2 <i>Garantované parametry kotle</i>	26
2.2.3 <i>Metodika výpočtu účinnosti kotle nepřímou metodou s vlivem odsíření</i>	31
2.2.4 <i>Vliv přímého odsíření na výpočet tepelné účinnosti kotle</i>	35
2.2.5 <i>Výpočet tepelných ztrát kotle.....</i>	43
2.2.6 <i>Celková tepelná ztráta kotle s vlivem odsíření</i>	47
2.2.7 <i>Tepelná (brutto) účinnost kotle s vlivem odsíření</i>	47
2.2.8 <i>Závěr</i>	47
2.2.9 <i>Literatura</i>	48

2. Účinnost kotle

2.1 Účinnost kotle bez vlivu odsíření spalin

2.1.1 Seznam symbolů a značek

2.1.1.1 Použité označení

Značka	Veličina	Jednotka
A	obsah popele	%
C	obsah uhlíku, podíl spalitelných látek	%
c	podíl nespalitelných látek	%
c_p	měrná tepelná kapacita	kJ/kg.K
d	měrná vlhkost	kg/kg
f_i	relativní vlhkost	–
H	obsah vodíku	%
i	měrné teplo	kJ/kg
N	obsah dusíku	%
O	objem složky ve spalinách	$\text{m}_N^3 \text{ kg}_{\text{paliva}}$
O	obsah kyslíku	%
p	tlak	kPa
p_N	normální tlak 101,325 kPa	kPa
Q_i	výhřevnost	kJ/kg
S	obsah síry	%
t_N	normální teplota 0 °C	°C
V^{daf}	obsah prchavého podílu hořlaviny	%
W	obsah vody, vlhkost paliva	%
x	hmotnostní podíl složek ve spalinách	%
α	přebytek vzduchu na straně spalin	-
β	přebytek vzduchu na straně vzduchu	-
η	účinnost, tepelná brutto účinnost	%
ξ	ztráta	%
ρ	měrný objem (hustota)	kg / m^3
Σ	celkový stav	
φ	relativní vlhkost	-
ω	objemový podíl	obj %

Δ	přírůstek	m_N^3/kg_{paliva} , kJ/kg
----------	-----------	---------------------------------------

2.1.1.2 Seznam dolních indexů

Index	Význam
A	popelovina
bar	barometrický
C	uhlík
celk	celkový stav
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
f	fyzické teplo
h	hořlavina
H ₂ O	voda, vodní pára
hm	hmotnostní stav
kom	citelné teplo spalin
kotel	stav za kotlem
N	normální podmínky
N ₂	dusík
nespal	nespalitelné
obj	objemový stav
okolniVV	okolní vzduch
PAL	surové palivo
POP	popílek
POV	cizí zdroj tepla POV
rec	recirkulovaný stav
red	redukované
refO ₂	stav při referenční obsahu kyslíku
sal	sálání do okolí
SO ₂	oxid siřičitý

spal	spalitelné
SS	suché spaliny
STR	struska
stred	střední hodnota
SV	vlhké spaliny
VS	suchý vzduch
VV	vlhký vzduch
vztazna	vztažná hodnota pro výpočet kotle
W	voda

2.1.1.3 Seznam horních indexů

Index	Význam
daf	zdánlivá hořlavina
r	surový stav

2.1.2 Garantované parametry kotle

V kontraktu dodávky parního generátoru jsou specifikovány záruky a garance, které musí realizované dílo splňovat.

Předmětem záruk jsou vždy následující parametry:

- jmenovitý a/nebo nejvyšší tepelný nebo parní výkon,
- parametry (tlak a teplota) přehřáté a mezipřehřáté páry při jmenovitém výkonu kotle,
- **tepelná účinnost nebo tepelné ztráty při jmenovitém výkonu kotle.**

Dále mohou být předmětem záruk např.:

- parametry přehřáté a mezipřehřáté páry při částečných výkonech nebo odlišných podmínkách,
- tepelná účinnost nebo tepelné ztráty při částečných výkonech nebo odlišných podmínkách,
- tlaková ztráta ve VT a NT části kotle,
- tlaková ztráta vzduchospalinového traktu,
- přebytek vzduchu v určitých místech vzduchospalinového traktu,
- maximální množství vody vstříkované do mezipřehřáté páry,
- vlastní spotřeba elektrické energie pro zařízení tlakové a netlakové části kotle,
- obsah spalitelných látek v produktech po spalování,
- emisní hodnoty škodlivin vypouštěných do ovzduší.

Z výše uvedeného je patrné, že jedním ze zásadních parametrů prokazujících splnění garantovaných a kontrahovaných hodnot je **tepelná účinnost kotle**.

Jednou z nejdůležitějších podmínek pro výpočet účinnosti je správné vymezení soustavy (odsouhlasené zákazníkem, objednatelům zařízení), v jejímž rozsahu se tvoří energetická bilance parního kotle.

Úplnou soustavu tvoří:

vlastní parní kotel, tj. soubor výměníků, v nichž se:

- napájecí voda ohřívá a odpařuje, vyrobená sytá pára přehřívá a přihřívá se případně i částečně vyexpandovaná pára z VT dílu turbíny,
- ohřívá a/nebo suší spalované palivo,
- ohřívá spalovací vzduch.

pomocná zařízení kotle na jeho tlakové a netlakové straně nutná pro:

- dopravu a úpravu paliv (dopravníky a podavače paliva, mlýny, třídače, ventilátory transportního vzduchu, čerpadla kapalných paliv),
- dopravu spalovacího vzduchu (vzduchové ventilátory),
- dopravu spalin (spalinové a recirkulační ventilátory),
- dopravu a úpravu tuhých zbytků po spalování (vynašeče škváry a strusky, drtiče, dopravníky, atd.),
- čištění spalin (odlučovače popílku, odsiřovací zařízení, deNO_x, atd.).

Dále je nutné rozlišovat hrubou (brutto) účinnost nebo čistou (netto) účinnost.

Hrubá účinnost představuje tepelné ztráty vlastního parního kotle. Do čisté účinnosti se kromě tepelných ztrát parního kotle započítává i spotřeba energie pomocných zařízení.

V praxi se většinou vyjadřuje hrubá účinnost a uvádí se údaj o vlastní spotřebě pomocných zařízení nutných pro provoz kotle.

Na Obr.1 je zobrazena soustava parního kotle s vyznačenou hranicí (šedá čerchovaná čára). Takto zpracované schéma soustavy jednoznačně určuje vstupní a výstupní tepelné toky v soustavě. Teplo vstupující do soustavy je vhodné rozdělit na tlakovou a netlakovou část.

U tlakové části je za vstupní teplo obecně považováno:

- teplo obsažené v napájecí vodě na vstupu do ohříváku vody (EKO),
- teplo v páře za VT dílem turbíny před mezipřehřívákem 1 (MP1),
- teplo ve vstřiku 3 z meziodběru napájecího čerpadla na straně mezipřehřáté (přehřáté) páry pro regulaci její teploty.

U tlakové části je za výstupní teplo obecně považováno:

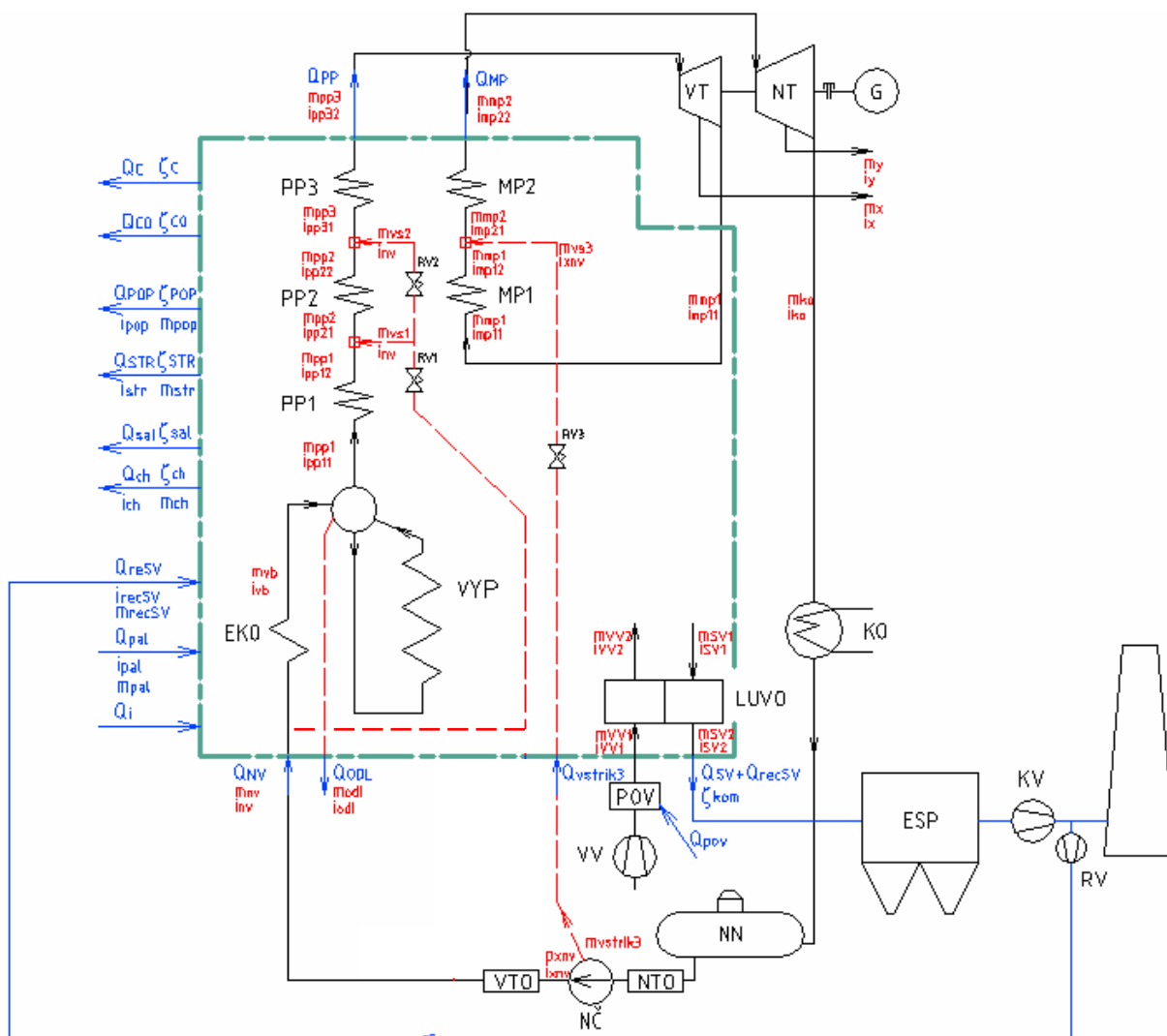
- teplo v odluhu a/nebo v technologickém odběru,
- teplo v přehřáté (admisní, ostré) páře za výstupním přehřívákem (PP3),
- teplo v mezipřehřáté páře za výstupním mezipřehřívákem (MP2).

U netlakové části je za vstupní teplo obecně považováno:

- chemické teplo vázané v palivu (výhřevnost),
- fyzické teplo vázané v palivu (za předpokladu, že je teplota paliva vyšší než je vztažná teplota),
- teplo spalovacího vzduchu (za předpokladu, že je teplota vzduchu vyšší než je vztažná teplota, resp. je použit k předehřevu vzduchu POV),
- teplo recirkulovaných spalin odebíraných vně hranice soustavy,
- tepelný či elektrický výkon pomocných zařízení tlakové části (napájecí čerpadla, oběhová čerpadla, atd.),
- tepelný či elektrický výkon pomocných zařízení netlakové části (podavač paliva, mlýny, dopravníky, drtiče, vynašeče, atd.).

U netlakové části je za výstupní teplo obecně považováno:

- chemické teplo vázané v tuhých zbytcích po spalování,
- fyzické (citelné) teplo vázané v tuhých zbytcích po spalování,
- chemické teplo vázané ve spalinách,
- citelné teplo spalin,
- sdílení tepla do okolí,
- chladící teplo pomocných zařízení (ventilátory, hydrodynamické regulační spojky, vynašeče, atd.).



Obr. 1 Soustava parního kotle

Při takto definované soustavě a volbě hranic lze přistoupit k výpočtu účinnosti kotle.

Principiálně je možné použít dvou fyzikálně a matematicky rovnocenných metod. Účinnost může být stanovena přímým nebo nepřímým způsobem.

2.1.2.1 Přímý způsob stanovení účinnosti

Přímým způsobem se stanoví účinnost jako poměr energie předané vodě a páře k příkonu, tj. veškeré energii přivedené do parního kotle. Jedná se tedy o poměr výrobního tepla k příkonu přivedeného do soustavy z vnějšku.

Výrobní teplo kotle je ta část energie, která se předá do vody a páry na zvýšení její entalpie. Výrobní teplo kotle lze pro soustavu uvedenou na obr. 1 psát ve tvaru:

$$Q_{\text{vyr}} = m_{\text{pp}3} \cdot (i_{\text{pp}32} - i_{\text{NV}}) + m_{\text{ODL}} (i_{\text{odl}} - i_{\text{NV}}) + (m_{\text{mp}1}) \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{mp}11}) + m_{\text{VS}3} \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{XNV}})$$

$$Q_{\text{vyr}} = (m_{\text{NV}} - m_{\text{odl}}) \cdot (i_{\text{pp}32} - i_{\text{NV}}) + m_{\text{ODL}} \cdot (i_{\text{odl}} - i_{\text{NV}}) + (m_{\text{mp}2} - m_{\text{vstrik}3}) \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{mp}11}) + m_{\text{VS}3} \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{XNV}})$$

Příkon lze pro soustavu uvedenou na obr. 1 psát ve tvaru:

$$Q_{\text{pr}} = Q_{\text{i}}^{\text{r}} + Q_{\text{pal}} + Q_{\text{POV}} + Q_{\text{recSV}}$$

Tepelná účinnost kotle (brutto) se u přímého způsobu stanoví podle vztahu

$$\eta = \frac{Q_{\text{vyr}}}{Q_{\text{pr}}}$$

2.1.2.2 Nepřímý způsob stanovení účinnosti

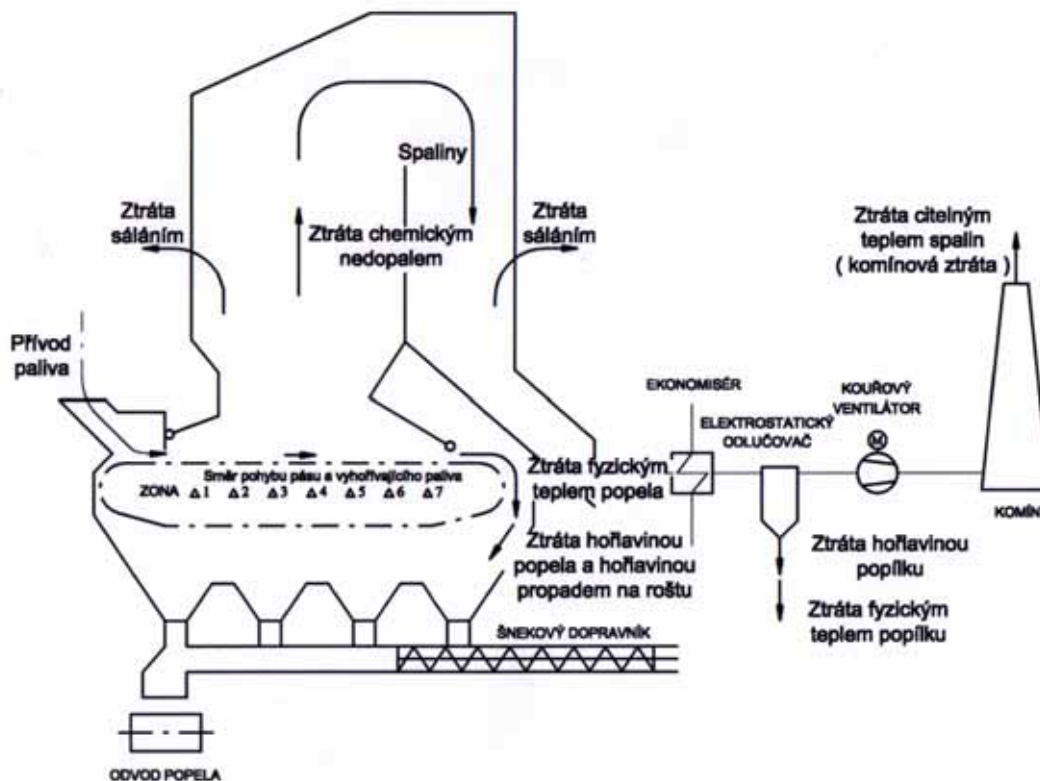
Nepřímým způsobem se účinnost stanoví obecně jako poměr rozdílu veškeré energie přivedené z vnějšku do parního kotle a úhrnu ztrát energie v parním kotli, k příkonu, tj. veškeré energii přivedené z vnějšku do parního kotle nebo jako rozdíl 1 a poměru ztrát k příkonu.

$$\eta = \frac{Q_{\text{pr}} - Q_{\text{z}}}{Q_{\text{pr}}} = 1 - \frac{Q_{\text{z}}}{Q_{\text{pr}}} = 1 - \frac{Q_{\text{C}} + Q_{\text{CO}} + Q_{\text{POP}} + Q_{\text{STR}} + Q_{\text{SV}} + Q_{\text{recSV}} + Q_{\text{sal}} + Q_{\text{ch}}}{Q_{\text{i}}^{\text{r}} + Q_{\text{pal}} + Q_{\text{POV}} + Q_{\text{recSV}}}$$

Tepelné ztráty kotle tvoří obecně:

- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování Q_{C} ,
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování Q_{POP} , Q_{STR} ,
- ztráta hořlavinou ve spalinách Q_{CO} ,
- ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta) $Q_{\text{SV}} + Q_{\text{recSV}}$,
- ztráty sdíleném tepla do okolí (ztráta sáláním) Q_{sal} ,
- ztráta chlazením pomocných zařízení Q_{ch} .

Na následujícím obr. 2 jsou schématicky zaznačeny tepelné ztráty kotle.



Obr. 2 Tepelné ztráty kotle

Ke stanovení tepelné účinnosti kotle lze použít obou uvedených způsobů.

Stanovení účinnosti přímou metodou se převážně využívá u zařízení, kde lze s vysokou přesností měřit hmotnostní tok paliva do kotle (kotle spalující plynné nebo kapalné palivo), který má rozhodující vliv na celkové přivedené teplo do kotle.

Stanovení účinnosti nepřímou metodou, tedy vyjádřením tepelných ztrát kotle, se využívá především u kotlů spalujících tuhá paliva na roštu, ve vznosu či ve fluidní vrstvě (např. černé nebo hnědé uhlí, biomasu, atd.).

2.1.3 Metodika výpočtu účinnosti kotle nepřímou metodou bez vlivu odsíření

2.1.3.1 Vstupní parametry pro výpočet účinnosti

Aby mohla být stanovena tepelná účinnost kotle nepřímou metodou je nutné definovat vstupní parametry pro výpočet. Následující veličiny vyjadřují přehled parametrů nutných pro výpočet účinnosti kotle. Jako příklad uvádím hodnoty pro výpočet práškového kotle s granulačním ohništěm.

2.1.3.1.1 Složení paliva

Jedná se o hnědé uhlí z lokality Doly Nástup Tušimice.

Výhřevnost

$$Q_{i,r} = 9750 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Obsah uhlíku v surovém palivu

$$C^r = 26,364 \quad [\%]$$

Obsah vodíku v surovém palivu

$$H^r = 2,324 \quad [\%]$$

Obsah kyslíku v surovém palivu

$$O^r = 9,546 \quad [\%]$$

Obsah dusíku v surovém palivu

$$N^r = 0,48 \quad [\%]$$

Obsah spalitelné síry v surovém palivu (představuje soubor těchto forem síry: pyritická, siřičková a organická)

$$S_{\text{spal}}^r = 1,921 \quad [\%]$$

Obsah nespalitelné síry v surovém palivu (je zastoupena sírou síranovou)

$$S_{\text{nespal}}^r = 0,034 \quad [\%]$$

Obsah popela v surovém palivu

$$A^r = 28,29 \quad [\%]$$

Obsah vody v surovém palivu

$$w^r = 31 \quad [\%]$$

Obsah prchavé hořlaviny

$$V^{\text{daf}} = 54 \quad [\%]$$

2.1.3.1.2 Pomocné veličiny

Tlak za normálních podmínek (NP)

$$p_N = 101,325 \quad [\text{kPa}]$$

Teplota za normálních podmínek

$$t_N = 0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Vztažná teplota

Hodnota vztažné teploty má pro výpočet účinnosti kotle zásadní význam. Její výše závisí na výpočtu účinnosti kotle podle zvolené metodiky. Je-li výpočet realizován podle normy ČSN je vztažnou teplotou 20 °C, pokud je předepsanou metodikou norma DIN je za vztažnou teplotu považována hodnota 25 °C. Hodnota vztažné teploty může být dojednána i s objednatelem zařízení. Je nutné si hned na počátku uvědomit, že její hodnota ovlivňuje výslednou tepelnou účinnost kotle a splnění garantovaných hodnot.

$$t_{\text{vztazna}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota okolního vzduchu (teplota nasávaného spalovacího vzduchu)

$$t_{\text{okolniVV}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Výhřevnost uhlíku

$$Q_{\text{IC}} = 33660 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Hodnota barometrického tlaku

$$p_{\text{bar}} = 99,99 \quad [\text{kPa}]$$

Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi = 0,8 \quad [-]$$

2.1.3.1.3 Teploty sledovaných veličin

Vstupní teplota paliva (do této teploty se zahrnuje i sušení paliva cizím zdrojem) – v tomto případě není vzduch předehříván, protože je

$$t_{\text{PAL}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota spalovacího vzduchu za parním ohřívákem vzduchu (POV) – v tomto případě není vzduch předeříván.

$$t_{VVPOV} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota spalin za kotlem (teplota spalin za poslední výhřevnou plochou)

$$t_{SVkotel} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota recirkulovaných spalin (pokud budou použity recirkulované spaliny vně zvolené hranice soustavy) – představuje odběr spalin hned za ohřívákem vzduchu

$$t_{recSV} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota strusky

$$t_{STR} = 600 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota popílku

$$t_{POP} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

2.1.3.1.4 Popelová bilance kotle

Procentuální podíl popílku

$$x_{POP} = 90 \quad [\%]$$

Procentuální podíl strusky

$$x_{STR} = 10 \quad [\%]$$

Rozdělení popele (tuhých produktů po spálení) mezi strusku (záchyt v ohništi) a úlet závisí především na typu ohniště (granulační, fluidní nebo roštové), ale také na režimu provozu, spalovacím režimu, aerodynamických poměrech v ohništi, konstrukčním řešení ohniště, opotřebení mlecích elementů, aktuálních vlastnostech a parametrech spalovaného paliva, počátečním zrnění atd. Dané rozdělení odpovídá spalování uhelného prášku ve vlnosu, jedná se tedy práškový granulační kotel.

Hodnota spalitelných látek v popílku. V praxi se volí buď to hodnota spalitelných látek ve strusce nebo popílku a druhá hodnota se dopočítává z účinnosti spalování.

$$c_{POP} = 0,8 \quad [\%]$$

Hodnota spalitelných látek ve strusce

$$c_{STR} = 2 \quad [\%]$$

2.1.3.2 Vzducho–spalinová bilance kotle

Procentuální podíl spalovacího vzduchu proudícího přes parní ohřívák vzduchu

$$\omega_{\text{VPOV}} = 100 \quad [\%]$$

Procentuální podíl recirkulovaných spalin (pouze recirkulované spaliny vně hranice soustavy)

$$\omega_{\text{recSV}} = 0 \quad [\%]$$

Naměřený obsah kyslíku za kotlem vztažený na suché spaliny v případě garančního měření a nebo volená hodnota při projekčním návrhu

$$\omega_{\text{SSO2kotel}} = 4,149 \quad [\%]$$

Součinitel přebytku vzduchu β ve vzduchovém traktu (řízené množství spalovacího vzduchu do kotle). Součinitel přebytku vzduchu β ve vzduchovém traktu je u reálného zařízení odlišný od přebytku vzduchu α pro spalování stanoveného z naměřeného obsahu kyslíku ve spalinách za kotlem. Diference je vyvolána přísátím falešného vzduchu např. v mlýnských okruzích, ohništi, výhřevných plochách kotle.

$$\beta = 1,26 \quad [-]$$

2.1.3.2.1 Koncentrace škodlivých látek ve spalinách

Koncentrace CO ve spalinách za kotlem naměřená při garančních měřeních nebo volená mezní hodnota (emisní limit) při projekčním návrhu kotle stanovená z platné vyhlášky

$$\omega_{\text{COkotelhmrefO2}} = 250 \quad [\text{mg/m}_N^3]$$

2.1.4 Výpočet redukované výhřevnosti paliva

Redukovaná výhřevnost je definována jako součet měrných tepel (teplo vztažené na 1 kg paliva) vstupujících do soustavy.

2.1.4.1 Fyzické teplo paliva

Je definováno jako měrné množství paliva vstupující do kotle při teplotě odlišné od teploty vztažené. Toto měrné teplo zahrnuje jednak fyzické teplo původního surového paliva, tak teplo na přehřátí paliva cizím zdrojem.

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při vztažné teplotě

$$\bar{c}_{p_{daf\ vztazna}} = 0,84 + 3,8 \cdot 0,001 \cdot \left[0,13 + \frac{V^{daf}}{100} \right] \cdot (130 + t_{vztazna}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popele při vztažné teplotě

$$\bar{c}_{p_{Avztazna}} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{vztazna}}{100} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při vztažné teplotě

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p_{PALvztazna}} = & \bar{c}_{p_{daf}} \cdot \left[\frac{100 - A^r - w^r - S_{nespal}^r}{100} \right] + \\ & + \bar{c}_{p_{Avztazna}} \cdot \frac{A^r}{100} + c_p ('H_2O'; T=t_{vztazna}) \cdot \frac{w^r}{100} \end{aligned} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při teplotě paliva (teplota původního paliva + přírůstek teploty paliva předehřevem z cizího zdroje)

$$\bar{c}_{p_{daf}} = 0,84 + 3,8 \cdot 0,001 \cdot \left[0,13 + \frac{V^{daf}}{100} \right] \cdot (130 + t_{PAL}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popele při teplotě paliva

$$\bar{c}_{p_A} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{PAL}}{100} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při teplotě paliva

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p_{PAL}} = & \bar{c}_{p_{daf}} \cdot \left[\frac{100 - A^r - w^r - S_{nespal}^r}{100} \right] + \\ & + \bar{c}_{p_A} \cdot \frac{A^r}{100} + c_p ('H_2O'; T=t_{PAL}) \cdot \frac{w^r}{100} \end{aligned} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Fyzické teplo paliva

$$\Delta i_{PAL} = \bar{c}_{p_{PAL}} \cdot t_{PAL} - \bar{c}_{p_{PALvztazna}} \cdot t_{vztazna} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

2.1.4.2 Fyzické teplo řízeného spalovacího vzduchu

2.1.4.2.1 Fyzické teplo nasávaného spalovacího vzduchu

Toto měrné teplo se zahrnuje do výpočtu redukované výhřevnosti za předpokladu, že teplota nasávaného vzduchu je vyšší než-li vztažná teplota.

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{vztažnaVVobj}}} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztažna}^2 + 0,00014526 \cdot t_{vztažna} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu při teplotě okolí

$$\overline{c_{p_{okolniVVobj}}} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{okolniVV}^2 + 0,00014526 \cdot t_{okolniVV} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Fyzické teplo nasávaného spalovacího vzduchu

$$\Delta i_{VV} = \beta \cdot O_{VVmin} \cdot (\overline{c_{p_{okolniVVobj}}} \cdot t_{okolniVV} - \overline{c_{p_{vztažnaVVobj}}} \cdot t_{vztažna}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.1.4.2.2 Fyzické teplo spalovacího vzduchu předehřátého v parním ohříváku vzduchu

Za předpokladu, že je k regulaci ochozí teploty spalin za kotlem a potlačení projevu nízkoteplotní koroze použit parní ohřívák vzduchu nebo jiný způsob ohřevu vzduchu z cizího zdroje, přes který proudí procentuální podíl řízeného spalovacího vzduchu, je nutné množství tepla dodaného spalovacímu vzduchu zahrnout do výpočtu redukované výhřevnosti.

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu za POV

$$\overline{c_{p_{VVPOVobj}}} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{VVPOV}^2 + 0,00014526 \cdot t_{VVPOV} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Fyzické teplo spalovacího vzduchu získaného v POV

$$\Delta i_{POV} = \omega_{VVPOV} \cdot \beta \cdot O_{VVmin} \cdot (\overline{c_{p_{VVPOVobj}}} \cdot t_{VVPOV} - \overline{c_{p_{okolniVVobj}}} \cdot t_{okolniVV}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.1.4.3 Fyzické teplo recirkulovaných spalin

Jsou-li pro spalovací proces využity recirkulované spaliny vně zvolené hranice soustavy je nutné tepelný obsah od vztažné teploty zahrnout do výpočtu redukované výhřevnosti.

Pro výpočet fyzického tepla recirkulovaných spalin je nutné znát objemové složení spalin, tzn. objemové zastoupení složek ve spalinách, které se stanoví ze stechiometrie spalování při přebytku vzduchu odpovídající koncentraci kyslíku v odběrovém místě.

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{O2vztažna}}} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztažna}^2 + 0,00020681 \cdot t_{vztažna} + 1,302 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_p}_{N_2vztazna} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00012957 \cdot t_{vztazna} + 1,280 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého (CO₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_p}_{CO_2vztazna} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00068576 \cdot t_{vztazna} + 1,656 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry (H₂O) při vztažné teplotě

$$\overline{c_p}_{H_2Ovztazna} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00026958 \cdot t_{vztazna} + 1,469 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu (SO₂) siřičitého při vztažné teplotě

$$\overline{c_p}_{SO_2vztazna} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00080378 \cdot t_{vztazna} + 1,738 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkých spalin při vztažné teplotě

$$\begin{aligned} \overline{c_p}_{SVvztazna} = & \frac{\omega_{SVO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{O_2vztazna} + \frac{\omega_{SVN_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{N_2vztazna} + \frac{\omega_{SVCO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{CO_2vztazna} + \\ & + \frac{\omega_{SVH_2O}}{100} \cdot \overline{c_p}_{H_2Ovztazna} + \frac{\omega_{SVSO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{SO_2vztazna} \end{aligned} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_p}_{O_2recSV} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00020681 \cdot t_{recSV} + 1,302 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_p}_{N_2recSV} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00012957 \cdot t_{recSV} + 1,280 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého (CO₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_p}_{CO_2recSV} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00068576 \cdot t_{recSV} + 1,656 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry (H₂O) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_p}_{H_2OrecSV} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00026958 \cdot t_{recSV} + 1,469 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu (SO₂) siřičitého při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_p}_{SO_2recSV} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00080378 \cdot t_{recSV} + 1,738 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita recirkulovaných vlhkých spalin při teplotě recirkulovaných spalin

$$\begin{aligned} \overline{c_p}_{recSV} = & \frac{\omega_{SVO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{O_2recSV} + \frac{\omega_{SVN_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{N_2recSV} + \frac{\omega_{SVCO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{CO_2recSV} + \\ & + \frac{\omega_{SVH_2O}}{100} \cdot \overline{c_p}_{H_2OrecSV} + \frac{\omega_{SVSO_2}}{100} \cdot \overline{c_p}_{SO_2recSV} \end{aligned} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita recirkulovaných vlhkých spalin

$$\overline{c_{p\text{stredrecSV}}} = \frac{\overline{c_{p\text{recSV}}} \cdot t_{\text{recSV}} - \overline{c_{p\text{SVvztazna}}} \cdot t_{\text{vztazna}}}{t_{\text{SVkotel}} - t_{\text{vztazna}}} \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Fyzické teplo recirkulovaných spalin

$$\Delta i_{\text{recSV}} = \frac{\omega_{\text{recSV}}}{100} \cdot O_{\text{SV}} \cdot \overline{c_{p\text{stredrecSV}}} \cdot (t_{\text{recSV}} - t_{\text{vztazna}}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.1.4.4 Redukovaná výhřevnost

Redukovaná výhřevnost je pak dána součtem výhřevnosti paliva, fyzického tepla paliva, fyzického tepla řízeného spalovacího vzduchu, fyzického tepla předaného spalovacímu vzduchu v POV a fyzického tepla recirkulovaných spalin.

Výpočet redukované výhřevnosti

$$Q_{\text{ired}}^r = Q_i^r + \Delta i_{\text{PAL}} + \Delta i_{\text{POV}} + \Delta i_{\text{VV}} + \Delta i_{\text{recSV}} \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.1.5 Výpočet tepelných ztrát kotle

2.1.5.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování

Je rovna součtu ztrát hořlavinou v popílku a ve strusce

2.1.5.1.1 Ztráta hořlavinou v popílku

$$\xi_{\text{CPOP}} = \left[\frac{c_{\text{POP}}}{100 - c_{\text{POP}}} \right] \cdot \frac{x_{\text{POP}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_{\text{ired}}^r} \cdot Q_i^c \quad [\%]$$

2.1.5.1.2 Ztráta hořlavinou ve strusce

$$\xi_{\text{CSTR}} = \left[\frac{c_{\text{STR}}}{100 - c_{\text{STR}}} \right] \cdot \frac{x_{\text{STR}}}{100} \cdot \frac{A^r}{Q_{\text{ired}}^r} \cdot Q_i^c \quad [\%]$$

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování

$$\xi_{\text{C}} = \xi_{\text{CPOP}} + \xi_{\text{CSTR}} \quad [\%]$$

2.1.5.2 Ztráta hořlavinou ve spalinách

Vyjadřuje teplo v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalinách. Pro její určení se obvykle zjišťuje koncentrace CO ve spalinách.

V praxi je za pomoci kontinuálního měření známa hodnota oxidu uhelnatého ve spalínách vyjádřená v jednotkách mg/m_N^3 vztážená na suché spaliny, normální podmínky (normální tlak a normální teplotu) a referenční obsah kyslíku. V případě projekčního návrhu se bere v úvahu emisní limit CO. Pro výpočet ztráty hořlavinou ve spalínách je nutné koncentraci CO přepočítat na objemový podíl CO ve spalínách při skutečném (naměřeném, regulovaném) kyslíku za kotlem.

Hustota (měrná hmotnost) oxidu uhelnatého (CO) za normálních podmínek
Daný zápis představuje formulaci stanovení hustoty CO v programu EES (Engineering Equation Solver). Danou hodnotu je možné odečíst z tabulek fyzikálních látek.

$$\rho_{\text{CO}} = \rho('CO'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg}/\text{m}_N^3]$$

Objemový podíl CO ve spalínách při referenčním obsahu kyslíku za kotlem

$$\omega_{\text{COkotelobjrefO}_2} = \frac{\omega_{\text{COkotelhmrefO}_2}}{1000000 \cdot \rho_{\text{CO}}} \cdot 100 \quad [\%, \text{ref O}_2]$$

Objemový podíl CO ve spalínách při skutečném přebytku kyslíku za kotlem

$$\omega_{\text{COkotelobj}} = \omega_{\text{COkotelobjrefO}_2} \cdot \frac{O_{\text{SSrefO}_2}}{O_{\text{SS}}} \quad [\%]$$

Ztráta hořlavinou ve spalínách

$$\xi_{\text{CO}} = \left[\frac{100 - \xi_{\text{C}}}{100} \right] \cdot \frac{12610 \cdot \omega_{\text{COkotelobj}} \cdot O_{\text{SS}}}{Q_{\text{ired}}^r} \quad [\%]$$

2.1.5.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

Je rovna součtu ztrát fyzickým teplem popílku a strusky (v případě fluidních kotlů ložového popela)

2.1.5.3.1 Ztráta fyzickým teplem v popílku

Střední měrná tepelná kapacita popílku při teplotě popílku opouštějící kotel

$$\overline{c}_{\text{POP}} = 0,712 + 0,502 \cdot 0,001 \cdot t_{\text{POP}} \quad [\text{kJ}/\text{kg} \cdot \text{K}]$$

Ztráta fyzickým teplem popílku

$$\xi_{\text{fPOP}} = \left[\frac{x_{\text{POP}}}{100 - c_{\text{POP}}} \right] \cdot \frac{A^r}{Q_{\text{ired}}^r} \cdot \overline{c}_{\text{POP}} \cdot t_{\text{POP}} \quad [\%]$$

2.1.5.3.2 Ztráta fyzickým teplem ve strusce

Střední měrná tepelná kapacita strusky při teplotě strusky opouštějící kotel (v případě mokrého odstruskování je za teplotu považována teplota na vstupu do vodní lázně).

$$\overline{c_{pSTR}} = 0,712 + 0,502 \cdot 0,001 \cdot t_{STR} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Ztráta fyzickým teplem ve strusce

$$\xi_{fSTR} = \left[\frac{x_{STR}}{100 - c_{STR}} \right] \cdot \frac{A^r}{Q_{ired}^r} \cdot \overline{c_{pSTR}} \cdot t_{STR} \quad [\%]$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

$$\xi_f = \xi_{fPOP} + \xi_{fSTR} \quad [\%]$$

2.1.5.4 Ztrát sdílením tepla do okolí (ztráta sáláním)

Tato ztráta zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm do okolí. Závisí na kvalitě stěn izolace, způsobu oplechování, velikosti povrchu a výkonu kotle.

Tato ztráta se stanoví z nomogramů příslušné normy při známé hodnotě jmenovitého tepelného výkonu, hodnotě výkonu, při kterém se počítá účinnost a druhu spalovaného paliva.

$$\xi_{sal} \quad [\%]$$

2.1.5.5 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

Ztráta fyzickým teplem spalin, mnohdy označovaná pojmem komínová, představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Její velikost závisí na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách za kotlem (řízené množství vzduchu + přísátí falešného vzduchu), kdy se zvětšováním obou parametrů ztráta roste.

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{pO_2kotel}} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SVkotel}^2 + 0,00020681 \cdot t_{SVkotel} + 1,302 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{pN_2kotel}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SVkotel}^2 + 0,00012957 \cdot t_{SVkotel} + 1,280 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (CO₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{pCO_2kotel}} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{SVkotel}^2 + 0,00068576 \cdot t_{SVkotel} + 1,656 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (H₂O) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{H_2O_{kotel}}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SV_{kotel}}^2 + 0,00026958 \cdot t_{SV_{kotel}} + 1,469 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (SO₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{SO_2_{kotel}}}} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{SV_{kotel}}^2 + 0,00080378 \cdot t_{SV_{kotel}} + 1,738 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkých spalin při teplotě spalin za kotlem

$$\begin{aligned} \overline{c_{p_{SV_{kotel}}}} = & \frac{\omega_{SVO_2}}{100} \cdot \overline{c_{p_{O_2_{kotel}}}} + \frac{\omega_{SVN_2}}{100} \cdot \overline{c_{p_{N_2_{kotel}}}} + \frac{\omega_{SVCO_2}}{100} \cdot \overline{c_{p_{CO_2_{kotel}}}} + \\ & + \frac{\omega_{SVH_2O}}{100} \cdot \overline{c_{p_{H_2O_{kotel}}}} + \frac{\omega_{SVSO_2}}{100} \cdot \overline{c_{p_{SO_2_{kotel}}}} \end{aligned} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita pro výpočet komínové ztráty

$$\overline{c_{p_{SV_{stred}}}} = \frac{\overline{c_{p_{SV_{kotel}}}} \cdot t_{SV_{kotel}} - \overline{c_{p_{SV_{ztazna}}}} \cdot t_{v_{ztazna}}}{t_{SV_{kotel}} - t_{v_{ztazna}}} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Ztráta fyzickým teplem spalin

Pro výpočet komínové ztráty je nutné znát objem vlhkých spalin vztažený na 1 kg paliva, určený ze stechiometrie spalování a přebytku vzduchu.

$$\xi_{kom} = (100 - \xi_C) \cdot \left[O_{SV} \cdot \left(1 + \frac{\omega_{recSV}}{100} \right) \cdot \overline{c_{p_{SV_{stred}}}} \cdot \left(\frac{t_{SV_{kotel}} - t_{v_{ztazna}}}{Q_{iredr}} \right) \right] \quad [%]$$

2.1.5.6 Ztráta chlazením

Některé komponenty technologie (např. chlazený spalovací rošt) vyžadují pro zajištění provozní spolehlivosti přídavné chlazení, které není zahrnuto do výrobního tepla. Tepelný výkon odvedený chlazením vztažený na 1 kg paliva je pak nutné zahrnout do celkových tepelných ztrát kotle.

2.1.6 Celková tepelná ztráta kotle

Je rovna součtu ztrát hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování, hořlavinou ve spalinách, fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování, sdílením tepla do okolí, fyzickým teplem spalin, popř. i chlazením.

Celková tepelná ztráta kotle

$$\xi_{kotlecelk} = \xi_C + \xi_{CO} + \xi_f + \xi_{sal} + \xi_{kom} \quad [%]$$

2.1.7 Tepelná (brutto) účinnost kotle

Představuje odečet celkové tepelné ztráty kotle od hodnoty 100.

Tepelná účinnost kotle

$$\eta_{\text{kotlecelk}} = 100 - \xi_{\text{kotlecelk}} \quad [\%]$$

2.1.8 Závěr

Tento dokument představuje metodiku výpočtu tepelné účinnosti kotle nepřímou metodou bez vlivu aditivního odsíření v ohništi. Metodika formuluje výpočet základních ztrát kotle. V úvodní kapitole jsou definovány parametry, které je nutné mít k dispozici pro výpočet účinnosti uvedenou metodikou. Při výpočtu střední měrné tepelné kapacity spalin je nutné znát objemové podíly složek spalin. Při výpočtu redukované výhřevnosti a ztráty fyzickým teplem spalin je nutné znát objemová množství spalovacího vzduchu a spalin stanovená ze stechiometrie spalování při zvoleném přebytku vzduchu.

2.1.9 Literatura

- [1] Vodotrubné kotle a pomocná zařízení – Část 15: Přejímací zkoušky, ČSN EN 12 952-15, Český normalizační institut, 2004, 79 s.
- [2] Přejímací zkoušky parních kotlů, ČSN 07 0302, Český normalizační institut, 1996, 52 s.
- [3] Přejímací zkoušky parních kotlů, ČSN 07 0302, Změna 1, Český normalizační institut, 1999, 4 s.
- [4] Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha, 2002, 212 s, ISBN 80-01-02591-8
- [5] Hašek P.: Tabulky pro tepelnou techniku, VŠB Ostrava, 1980, 247 s.
- [6] Klein S.A.: Engineering Equation Solver, Commercial and Professional Versions, F-Chart Software 2006, 275 s.

2.2 Účinnost kotle s vlivem odsíření spalin

2.2.1 Seznam symbolů a značek

2.2.1.1 Použité označení

Značka	Veličina	Jednotka
A	obsah popele	%
C	obsah uhlíku, podíl spalitelných látek	%
c	podíl nespalitelných látek	%
c_p	měrná tepelná kapacita	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
H	obsah vodíku	%
i	měrné teplo	kJ/kg
N	obsah dusíku	%
n_s	stupeň odsíření spalin	–
n_{Ca}	stechiometrický poměr vápníku	–
O	objemové množství ve spalinách	$\text{m}_N^3/\text{kg}_{\text{paliva}}$
O	obsah kyslíku	%
p	tlak	kPa
p_N	normální tlak 101,325 kPa	kPa
Q_i	výhřevnost	kJ / kg
S	obsah síry	%
t_N	normální teplota 0 °C	°C
V^{daf}	obsah prchavého podílu hořlaviny	%
W	obsah vody, vlhkost paliva	%
x	hmotnostní podíl složek ve spalinách	%
X	množství aditiva přivedeného do kotle na 1 kg paliva	$\text{kg}/\text{kg}_{\text{paliva}}$
α	přebytek vzduchu na straně spalin	-
β	přebytek vzduchu na straně vzduchu	-
η	účinnost, tepelná brutto účinnost	%
ξ	ztráta	%
ρ	měrný objem (hustota)	kg / m^3
Σ	celkový stav	
φ	relativní vlhkost	-
ω	objemový podíl	obj %

⊖	poměrné zastoupení aditiva při odsíření	%
Δ	přírůstek	m_N^3/kg_{paliva} , kJ/kg, %

2.2.1.2 Seznam dolních indexů

Index	Význam
A	popelovina
bar	barometrický
C	uhlík
CaCO ₃	vápenec
CaO	oxid vápenatý (pálené vápno)
Ca(OH) ₂	hydroxid vápenatý (hašené vápno)
celk	celkový stav
CO	oxid uhelnatý
CO ₂	oxid uhličitý
f	fyzické teplo
h	hořlavina
H ₂ O	voda, vodní pára
hm	hmotnostní stav
k	s vlivem odsíření
kom	citelné teplo spalin
kotel	stav za kotlem
N	normální podmínky
N ₂	dusík
nepal	nepalitelné
obj	objemový stav
okolníVV	okolní vzduch
PAL	surové palivo
POP	popílek
POV	cizí zdroj tepla POV

rec	recirkulovaný stav
red	reduované
refO2	stav při referenční obsahu kyslíku
sal	sálání do okolí
SO2	oxid siřičitý
spal	spalitelné
SS	suché spaliny
STR	struska
stred	střední hodnota
SV	vlhké spaliny
VS	suchý vzduch
VV	vlhký vzduch
vztazna	vztažná hodnota pro výpočet kotle
W	voda

2.2.1.3 Seznam horních indexů

Index	Význam
daf	zdánlivá hořlavina
r	surový stav

2.2.2 Garantované parametry kotle

V kontraktu dodávky parního generátoru jsou specifikovány záruky a garance, které musí realizované dílo splňovat.

Předmětem záruk jsou vždy následující parametry:

- jmenovitý a/nebo nejvyšší tepelný nebo parní výkon,
- parametry (tlak a teplota) přehřáté a mezipřehřáté páry při jmenovitém výkonu kotle,
- **tepelná účinnost nebo tepelné ztráty při jmenovitém výkonu kotle.**

Dále mohou být předmětem záruk např.:

- parametry přehřáté a mezipřehřáté páry při částečných výkonech nebo odlišných podmínkách,
- tepelná účinnost nebo tepelné ztráty při částečných výkonech nebo odlišných podmínkách,
- tlaková ztráta ve VT a NT části kotle,
- tlaková ztráta vzduchospalinového traktu,
- přebytek vzduchu v určitých místech vzduchospalinového traktu,
- maximální množství vody vstříkované do mezipřehřáté páry,
- vlastní spotřeba elektrické energie pro zařízení tlakové a netlakové části kotle,
- obsah spalitelných látek v produktech po spalování,
- emisní hodnoty škodlivin vypouštěných do ovzduší.

Z výše uvedeného je patrné, že jedním ze zásadních parametrů prokazujících splnění garantovaných a kontrahovaných hodnot je **tepelná účinnost kotle**.

Jednou z nejdůležitějších podmínek pro výpočet účinnosti je správné vymezení soustavy (odsouhlasené zákazníkem, objednatelům zařízení), v jejímž rozsahu se tvoří energetická bilance parního kotle.

Úplnou soustavu tvoří:

vlastní parní kotel, tj. soubor výměníků, v nichž se:

- napájecí voda ohřívá a odpařuje, vyrobená sytá pára přehřívá a přihřívá se případně i částečně vyexpandovaná pára z VT dílu turbíny,
- ohřívá a/nebo suší spalované palivo,
- ohřívá spalovací vzduch.

pomocná zařízení kotle na jeho tlakové a netlakové straně nutná pro:

- dopravu a úpravu paliv (dopravníky a podavače paliva, mlýny, třídače, ventilátory transportního vzduchu, čerpadla kapalných paliv),
- dopravu spalovacího vzduchu (vzduchové ventilátory),
- dopravu spalin (spalinové a recirkulační ventilátory),
- dopravu a úpravu tuhých zbytků po spalování (vynašeče škváry a strusky, drtiče, dopravníky, atd.),
- čištění spalin (odlučovače popílku, odsiřovací zařízení, deNO_x, atd.).

Dále je nutné rozlišovat hrubou (brutto) účinnost nebo čistou (netto) účinnost.

Hrubá účinnost představuje tepelné ztráty vlastního parního kotle. Do čisté účinnosti se kromě tepelných ztrát parního kotle započítává i spotřeba energie pomocných zařízení.

V praxi se většinou vyjadřuje hrubá účinnost a uvádí se údaj o vlastní spotřebě pomocných zařízení nutných pro provoz kotle.

Na Obr.3 je zobrazena soustava parního kotle s vyznačenou hranicí (šedá čerchovaná čára). Takto zpracované schéma soustavy jednoznačně určuje vstupní a výstupní tepelné toky v soustavě. Teplo vstupující do soustavy je vhodné rozdělit na tlakovou a netlakovou část.

U tlakové části je za vstupní teplo obecně považováno:

- teplo obsažené v napájecí vodě na vstupu do ohříváku vody (EKO),
- teplo v páře za VT dílem turbíny před mezipřehřívákem 1 (MP1),
- teplo ve vstřiku 3 z meziodběru napájecího čerpadla na straně mezipřehřáté (přehřáté) páry pro regulaci její teploty.

U tlakové části je za výstupní teplo obecně považováno:

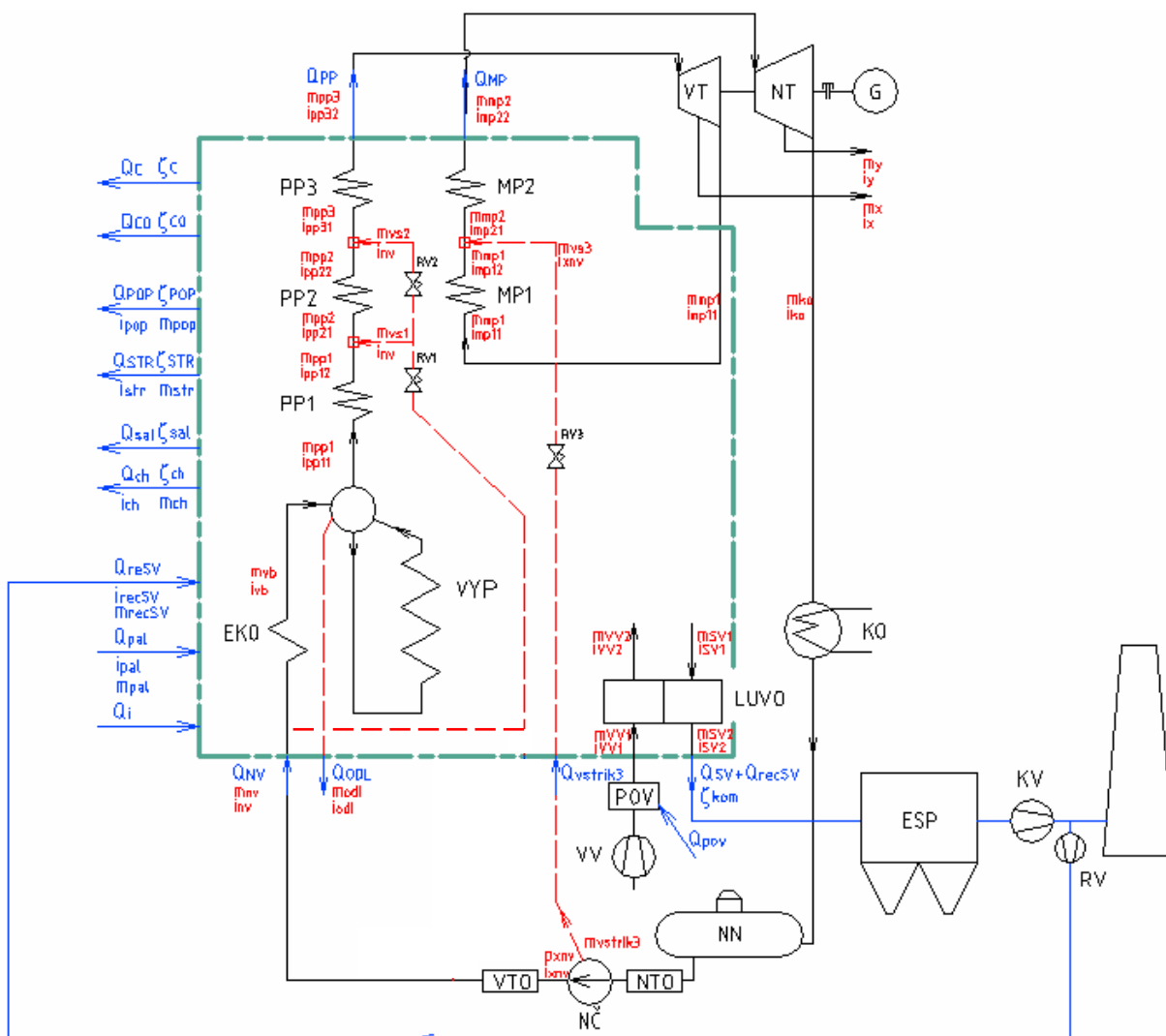
- teplo v odluhu a/nebo v technologickém odběru,
- teplo v přehřáté (admisní, ostré) páře za výstupním přehřívákem (PP3),
- teplo v mezipřehřáté páře za výstupním mezipřehřívákem (MP2).

U netlakové části je za vstupní teplo obecně považováno:

- chemické teplo vázané v palivu (výhřevnost),
- fyzické teplo vázané v palivu (za předpokladu, že je teplota paliva vyšší než je vztažná teplota),
- teplo spalovacího vzduchu (za předpokladu, že je teplota vzduchu vyšší než je vztažná teplota, resp. je použit k předehřevu vzduchu POV),
- teplo recirkulovaných spalin odebíraných vně hranice soustavy,
- tepelný či elektrický výkon pomocných zařízení tlakové části (napájecí čerpadla, oběhová čerpadla, atd.),
- tepelný či elektrický výkon pomocných zařízení netlakové části (podavač paliva, mlýny, dopravníky, drtiče, vynašeče, atd.).

U netlakové části je za výstupní teplo obecně považováno:

- chemické teplo vázané v tuhých zbytcích po spalování,
- fyzické (citelné) teplo vázané v tuhých zbytcích po spalování,
- chemické teplo vázané ve spalinách,
- citelné teplo spalin,
- sdílení tepla do okolí,
- chladící teplo pomocných zařízení (ventilátory, hydrodynamické regulační spojky, vynašeče, atd.).



Obr. 3 Soustava parního kotle

Při takto definované soustavě a volbě hranic lze přistoupit k výpočtu účinnosti kotle.

Principiálně je možné použít dvou fyzikálně a matematicky rovnocenných metod. Účinnost může být stanovena přímým nebo nepřímým způsobem.

2.2.2.1 Přímý způsob stanovení účinnosti

Přímým způsobem se stanoví účinnost jako poměr energie předané vodě a páře k příkonu, tj. veškeré energii přivedené do parního kotle. Jedná se tedy o poměr výrobního tepla k příkonu přivedeného do soustavy z vnějšku.

Výrobní teplo kotle je ta část energie, která se předá do vody a páry na zvýšení její entalpie. Výrobní teplo kotle lze pro soustavu uvedenou na obr. 1 psát ve tvaru:

$$Q_{\text{vyr}} = m_{\text{pp}3} \cdot (i_{\text{pp}32} - i_{\text{NV}}) + m_{\text{ODL}} (i_{\text{odl}} - i_{\text{NV}}) + (m_{\text{mp}1}) \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{mp}11}) + m_{\text{VS}3} \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{XNV}})$$

$$Q_{\text{vyr}} = (m_{\text{NV}} - m_{\text{odl}}) \cdot (i_{\text{pp}32} - i_{\text{NV}}) + m_{\text{ODL}} \cdot (i_{\text{odl}} - i_{\text{NV}}) + (m_{\text{mp}2} - m_{\text{vstrik}3}) \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{mp}11}) + m_{\text{VS}3} \cdot (i_{\text{mp}22} - i_{\text{XNV}})$$

Příkon lze pro soustavu uvedenou na obr. 1 psát ve tvaru:

$$Q_{\text{pr}} = Q_{\text{i}}^{\text{r}} + Q_{\text{pal}} + Q_{\text{POV}} + Q_{\text{recSV}}$$

Tepelná účinnost kotle (brutto) se u přímého způsobu stanoví podle vztahu

$$\eta = \frac{Q_{\text{vyr}}}{Q_{\text{pr}}}$$

2.2.2.2 Nepřímý způsob stanovení účinnosti

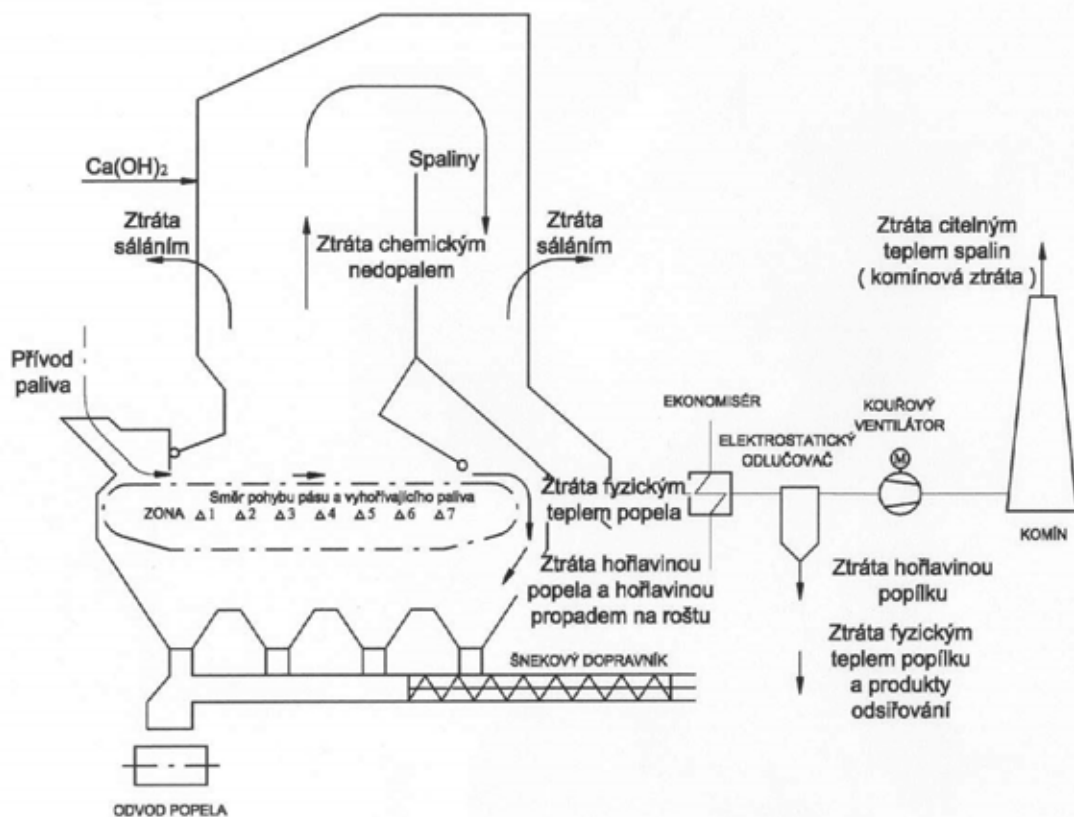
Nepřímým způsobem se účinnost stanoví obecně jako poměr rozdílu veškeré energie přivedené z vnějšku do parního kotle a úhrnu ztrát energie v parním kotli, k příkonu, tj. veškeré energii přivedené z vnějšku do parního kotle nebo jako rozdíl 1 a poměru ztrát k příkonu.

$$\eta = \frac{Q_{\text{pr}} - Q_{\text{z}}}{Q_{\text{pr}}} = 1 - \frac{Q_{\text{z}}}{Q_{\text{pr}}} = 1 - \frac{Q_{\text{C}} + Q_{\text{CO}} + Q_{\text{POP}} + Q_{\text{STR}} + Q_{\text{SV}} + Q_{\text{recSV}} + Q_{\text{sal}} + Q_{\text{ch}}}{Q_{\text{i}}^{\text{r}} + Q_{\text{pal}} + Q_{\text{POV}} + Q_{\text{recSV}}}$$

Tepelné ztráty kotle tvoří obecně:

- ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování Q_{C} ,
- ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování Q_{POP} , Q_{STR} ,
- ztráta hořlavinou ve spalinách Q_{CO} ,
- ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta) $Q_{\text{SV}} + Q_{\text{recSV}}$,
- ztráty sdíleném tepla do okolí (ztráta sáláním) Q_{sal} ,
- ztráta chlazením pomocných zařízení Q_{ch} .

Na následujícím obr. 4 jsou schématicky zaznačeny tepelné ztráty kotle.



Obr. 4 Tepelné ztráty kotle

Ke stanovení tepelné účinnosti kotle lze použít obou uvedených způsobů.

Stanovení účinnosti přímou metodou se převážně využívá u zařízení, kde lze s vysokou přesností měřit hmotnostní tok paliva do kotle (kotle spalující plynné nebo kapalně palivo), který má rozhodující vliv na celkové přivedené teplo do kotle.

Stanovení účinnosti nepřímou metodou, tedy vyjádřením tepelných ztrát kotle, se využívá především u kotlů spalujících tuhá paliva na roštu, ve vznosu či ve fluidní vrstvě (např. černé nebo hnědé uhlí, biomasu, atd.).

2.2.3 Metodika výpočtu účinnosti kotle nepřímou metodou s vlivem odsíření

2.2.3.1 Vstupní parametry pro výpočet účinnosti

Aby mohla být stanovena tepelná účinnost kotle nepřímou metodou je nutné definovat vstupní parametry pro výpočet. Následující veličiny vyjadřují přehled parametrů nutných pro výpočet účinnosti kotle. Jako příklad uvádím hodnoty pro výpočet práškového kotle s granulačním ohništěm.

2.2.3.1.1 Složení paliva

Jedná se o hnědé uhlí z lokality Doly Nástup Tušimice.

Výhřevnost

$$Q_{i,r} = 9750 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Obsah uhlíku v surovém palivu

$$C^r = 26,364 \quad [\%]$$

Obsah vodíku v surovém palivu

$$H^r = 2,324 \quad [\%]$$

Obsah kyslíku v surovém palivu

$$O^r = 9,546 \quad [\%]$$

Obsah dusíku v surovém palivu

$$N^r = 0,48 \quad [\%]$$

Obsah spalitelné síry v surovém palivu (představuje soubor těchto forem síry: pyritická, siřičková a organická)

$$S_{\text{spal}}^r = 1,921 \quad [\%]$$

Obsah nespalitelné síry v surovém palivu (je zastoupena sírou síranovou)

$$S_{\text{nespal}}^r = 0,034 \quad [\%]$$

Obsah popela v surovém palivu

$$A^r = 28,29 \quad [\%]$$

Obsah vody v surovém palivu

$$w^r = 31 \quad [\%]$$

Obsah prchavé hořlaviny

$$V^{\text{daf}} = 54 \quad [\%]$$

2.2.3.2 Pomocné veličiny

Tlak za normálních podmínek (NP)

$$p_N = 101,325 \quad [\text{kPa}]$$

Teplota za normálních podmínek

$$t_N = 0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Vztažná teplota

Hodnota vztažné teploty má pro výpočet účinnosti kotle zásadní význam. Její výše závisí na výpočtu účinnosti kotle podle zvolené metodiky. Je-li výpočet realizován podle normy ČSN je vztažnou teplotou 20 °C, pokud je předepsanou metodikou norma DIN je za vztažnou teplotu považována hodnota 25 °C. Hodnota vztažné teploty může být dojednána i s objednatelem zařízení. Je nutné si hned na počátku uvědomit, že její hodnota ovlivňuje výslednou tepelnou účinnost kotle a splnění garantovaných hodnot.

$$t_{\text{vztazna}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota okolního vzduchu (teplota nasávaného spalovacího vzduchu)

$$t_{\text{okolniVV}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Výhřevnost uhlíku

$$Q_{\text{IC}} = 33660 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Hodnota barometrického tlaku

$$p_{\text{bar}} = 99,99 \quad [\text{kPa}]$$

Relativní vlhkost vzduchu

$$\varphi = 0,8 \quad [-]$$

2.2.3.3 Teploty sledovaných veličin

Vstupní teplota paliva (do této teploty se zahrnuje i sušení paliva z cizího zdroje)

$$t_{\text{PAL}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota spalovacího vzduchu za parním ohřívákem vzduchu (POV) – v tomto případě není vzduch přehříván.

$$t_{\text{VVPOV}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota spalin za kotlem (teplota spalin za poslední výhřevnou plochou)

$$t_{\text{SVkotel}} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota recirkulovaných spalin (pokud budou použity recirkulované spaliny vně zvolené hranice soustavy) – představuje odběr spalin hned za ohřívákem vzduchu

$$t_{\text{recSV}} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota strusky

$$t_{\text{STR}} = 600 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Teplota popílku

$$t_{\text{POP}} = 156 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

2.2.3.3.1 Popelová bilance kotle

Procentuální podíl popílku

$$x_{\text{POP}} = 90 \quad [\%]$$

Procentuální podíl strusky

$$x_{\text{STR}} = 10 \quad [\%]$$

Rozdělení popele (tuhých produktů po spálení) mezi strusku (záchyt v ohništi) a úlet závisí především na typu ohniště (granulační, fluidní nebo roštové), ale také na režimu provozu, spalovacím režimu, aerodynamických poměrech v ohništi, konstrukčním řešení ohniště, opotřebení mlecích elementů, aktuálních vlastnostech a parametrech spalovaného paliva, počátečním zrnění atd. Dané rozdělení odpovídá spalování uhelného prášku ve vzhledu, jedná se tedy práškový granulační kotel.

Hodnota spalitelných látek v popílku

V praxi se volí buď to hodnota spalitelných látek ve strusce nebo popílku a druhá hodnota se dopočítává z účinnosti spalování.

$$c_{\text{POP}} = 0,8 \quad [\%]$$

Hodnota spalitelných látek ve strusce

$$c_{\text{STR}} = 2 \quad [\%]$$

2.2.3.3.2 Vzducho–spalinová bilance kotle

Procentuální podíl spalovacího vzduchu proudícího přes parní ohřívák vzduchu

$$\omega_{\text{VPOV}} = 100 \quad [\%]$$

Procentuální podíl recirkulovaných spalin (pouze recirkulované spaliny vně hranice soustavy)

$$\omega_{\text{recSV}} = 0 \quad [\%]$$

Naměřený obsah kyslíku za kotlem vztažený na suché spaliny v případě garančního měření a nebo volená hodnota při projekčním návrhu

$$\omega_{\text{SSO2kotel}} = 4,149 \quad [\%]$$

Součinitel přebytku vzduchu β ve vzduchovém traktu (řízené množství spalovacího vzduchu do kotle). Součinitel přebytku vzduchu β ve vzduchovém traktu je u reálného zařízení odlišný od přebytku vzduchu α pro spalování stanoveného z naměřeného obsahu kyslíku ve spalinách za kotlem. Diference je vyvolána přísátím falešného vzduchu např. v mlýnských okruzích, ohništi, výhřevných plochách kotle.

$$\beta = 1,26 \quad [-]$$

2.2.3.3.3 Koncentrace škodlivých látek ve spalinách

Koncentrace CO ve spalinách za kotlem naměřená při garančním měření nebo volená mezní hodnota (emisní limit) při projekčním návrhu kotle stanovená z platné vyhlášky

$$\omega_{\text{COkotelhmrefO2}} = 250 \quad [\text{mg}/\text{m}_N^3]$$

Koncentrace SO₂ ve spalinách za kotlem naměřená při garančním měření nebo volená hodnota při projekčním návrhu kotle

$$\omega_{\text{SO2kotelhmrefO2}} = 10149 \quad [\text{mg}/\text{m}_N^3]$$

2.2.3.3.4 Parametry aditivního odsiřování

Při aditivním odsiřování (např. roštové kotle, fluidní kotle) je do ohniště přiváděno aditivum, u kterého probíhá proces kalcinace (rozkladu) a následně ve vhodném reakčním prostředí proces sulfatace. Rovnice popisující výpočet tepelné účinnosti kotle jsou formulovány tak, aby umožňovaly výpočet účinnosti při libovolně zvoleném aditivu ze skupiny: oxid vápenatý (pálené vápno) CaO, hydroxid vápenatý (kalkhydrát, hašené vápno) Ca(OH)₂ nebo uhličitán vápenatý (sádrovec) CaCO₃. Do výpočtu je nutné zahrnout množství aditiva přiváděné do kotle na 1 kg paliva (při projekčním návrhu se stanoví výpočtem) a poměrné zastoupení aditiva při odsiřování. Z níže uvedených parametrů vyplývá, že do kotle by vstupovalo 100 % aditiva ve formě CaCO₃.

Množství Ca(OH)₂ dávkovaného do kotle na 1 kg paliva

$$x_{\text{CaOH2}} = 0 \quad [\text{kg}/\text{kg}_{\text{uhli}}]$$

Množství Ca(CO)₃ dávkovaného do kotle na 1 kg paliva

$$x_{\text{CaCO3}} \text{ při projekčním návrhu se stanoví výpočtem} \quad [\text{kg}/\text{kg}_{\text{uhli}}]$$

Množství CaO dávkovaného do kotle na 1 kg paliva

$$x_{\text{CaO}} = 0 \quad [\text{kg}/\text{kg}_{\text{uhli}}]$$

Poměrné zastoupení Ca(OH)₂ při odsiřování

$$\theta_{\text{CaOH2}} = 0 \quad [\%]$$

Poměrné zastoupení CaCO₃ při odsiřování

$$\theta_{\text{CaCO}_3} = 100 \quad [\%]$$

Poměrné zastoupení CaO při odsíření

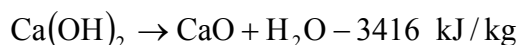
$$\theta_{\text{CaO}} = 0 \quad [\%]$$

2.2.4 Vliv přímého odsíření na výpočet tepelné účinnosti kotle

Aditivní odsíření v ohništi má dopad na tepelnou účinnost kotle.

U aditiva ($\text{Ca}(\text{OH})_2$ nebo CaCO_3) přivedeného do ohniště probíhá nejprve proces kalcinace. Po ohřevu aditiva (sorbentu) na vhodnou teplotu dojde k jeho rozkladu, tedy k uvolnění H_2O nebo CO_2 , přičemž je spotřebováno teplo uvolněné v ohništi exotermní chemickou reakcí paliva s okysličovadlem. Kalcinace představuje reakci endotermní.

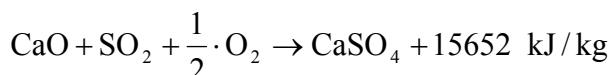
Pro rozklad je možné psát rovnici ve tvaru:



nebo



Naproti tomu následný proces sulfatace, tedy slučování oxidu vápenatého s oxidem siřičitým SO_2 nebo oxidem sírovým SO_3 již představuje reakci exotermní a je možné psát rovnici ve tvaru:



nebo



Produktem exotermní chemické reakce je pak síran vápenatý, označovaný jako energosádrovec.

Z předchozí rovnic vyplývá, že proces odsíření v ohništi ovlivňuje řízené množství spalovacího vzduchu do kotle, tak i složení suchých a vlhkých spalin. Změna složení spalin je pak závislá na volbě druhu aditiva.

2.2.4.1 Vliv přímého odsíření v ohništi na složení spalin

Výpočet účinnosti s vlivem odsíření je postaven tak, že z garančního nebo kontinuálního měření bude známa hodnota koncentrace SO_2 ve spalinách za kotlem. Tuto koncentraci je nejprve nutné přepočítat na zbytkový obsah SO_2 ve spalinách při skutečném kyslíku měřeného za kotlem (např. EKO - ohřívák vody).

Objemový podíl SO₂ ve spalínách za kotlem při referenčním obsahu kyslíku ve spalínách

$$\omega_{\text{SO2kotelobjref O2}} = \frac{\omega_{\text{SO2kotelhmref O2}}}{1000000 \cdot \rho_{\text{SO2}}} \cdot 100 \quad [\%, \text{ ref O}_2]$$

Objemový podíl SO₂ ve spalínách za kotlem při skutečném (naměřeném) obsahu kyslíku ve spalínách

$$\omega_{\text{SO2kotelobj}} = \omega_{\text{SO2kotelobjref O2}} \cdot \frac{O_{\text{SSref O2}}}{O_{\text{SS}}} \quad [\%]$$

Stupeň odsíření

Vzájemným podílem obsahu SO₂ v suchých spalínách za kotlem a teoretického obsahu SO₂ ve spalínách vzniklého chemickou reakcí spalitelné síry paliva s kyslíkem odečteného od 1 získáme stupeň odsíření spalin. Tento údaj určuje množství SO₂ zachyceného na aditivu. Stupeň odsíření se pohybuje v rozmezí <0,1>. Pokud nabývá stupeň odsíření hodnoty 0, tak v ohništi neprobíhá proces přímého odsíření. Pokud nabývá stupeň odsíření hodnoty 1, tak došlo k úplnému odsíření spalin v ohništi.

$$n_s = 1 - \frac{O_{\text{SS}} \cdot \frac{\omega_{\text{SO2kotelobj}}}{100}}{\frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S_{\text{spalr}}}{100}} \quad [-]$$

Stechiometrický poměr vápníku

Aby se zajistilo dosažení požadovaného stupně zachytu SO₂ v ohništi je nutné do reakce přivádět nadbytek vápníku, který je nazýván stochiometrickým poměrem vápníku. Následující rovnice vyjadřuje výpočet stochiometrického poměru vápníku pro libovolný druh aditiva. Volba druhu aditiva (resp. směsi) je zohledněna ve výpočtu jeho poměrným zastoupením.

$$n_{\text{ca}} = \frac{\theta_{\text{CaO}}}{100} \cdot \frac{X_{\text{CaO}}}{\frac{S_{\text{spalr}}}{100} \cdot 1,7492} + \frac{\theta_{\text{CaOH2}}}{100} \cdot \frac{X_{\text{CaOH2}}}{\frac{S_{\text{spalr}}}{100} \cdot 2,3111} +$$

$$+ \frac{\theta_{\text{CaCO3}}}{100} \cdot \frac{X_{\text{CaCO3}}}{\frac{S_{\text{spalr}}}{100} \cdot 3,1219} \quad [-]$$

Přírůstek suchého vzduchu

Pro chemickou reakci CaO s SO₂ je zapotřebí přivést ½ mol O₂, které se projeví na zvýšeném přívodu řízeného vzduchu do kotle.

$$\Delta_{VSk} = 1,66779 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Stechiometrický objem suchého vzduchu

Při výpočtu stochiometrického objemu vzduchu je nutné znát stochiometrický objem vzduchu pro spalování paliva O_{VSmin} . Znalost výsledků statiky spalování paliva se přesouvá i do výpočtu dalších parametrů. Pro výpočet účinnosti je nutné nejprve stanovit množství spalovacího vzduchu, množství produkovaných spalin a jejich složení při spalování zadaného paliva. Až na základě výsledků těchto výpočtů je možné přistoupit k výpočtu účinnosti kotle uvedenou metodikou.

$$O_{VSmink} = O_{VSmin} + \Delta_{VSk} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Přírůstek vlhkého vzduchu

Přírůstek suchého vzduchu přivedeného do kotle pro chemickou reakci při přímém odsíření spalin v ohništi je nutné navýšit o obsah vodní páry ve vzduchu. K tomu je nutné znát hodnotu měrné vlhkosti ve vzduchu, která je funkcí vstupní teploty nasávaného vzduchu, relativní vlhkosti a tlaku nasávaného vzduchu.

$$\Delta_{VVk} = \Delta_{VSk} \cdot (1 + d_{obj}) \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Stechiometrický objem vlhkého vzduchu

$$O_{VVmink} = O_{VVmin} + \Delta_{VVk} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Skutečný objem suchého vzduchu

$$O_{VSk} = O_{VS} + \Delta_{VSk} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu

$$O_{VVk} = O_{VV} + \Delta_{VVk} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Přírůstek vodní páry ve spalinách

Rozklad Ca(OH)₂ zapříčiní nárůst vodní páry ve spalinách. Tento nárůst vyjadřuje koeficient 0,69866. Nárůst vodní páry ve spalinách způsobený aditivem se týká pouze Ca(OH)₂.

$$\Delta_{H2Ok} = \frac{\theta_{CaOH2}}{100} \cdot 0,69866 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_{ca} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Hodnota celkového objemu vodní páry ve spalinách

$$O_{H_2O_k} = \frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{44,8}{36,032} \cdot \frac{w^r}{100} +$$

$$+ d_{obj} \cdot \left[O_{VS} + 1,66779 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s \right] + \Delta_{H_2O_k} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Přírůstek CO₂

Rozklad CaCO₃ zapříčiní nárůst CO₂ ve spalinách. Tento nárůst vyjadřuje koeficient 0,69435. Je nutné zohlednit i nárůst CO₂ ve spalinách ze vzduchu potřebného pro chemickou reakci. Tento nárůst je vyjádřen koeficientem 0,00055.

$$\Delta_{CO_2k} = \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot 0,00055 \cdot n_s + \frac{\theta_{CaCO_3}}{100} \cdot 0,69435 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_{ca} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Stechiometrický objem suchých spalin

$$O_{SSmink} = O_{SSmin} + \frac{\theta_{CaO}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s + \frac{\theta_{CaOH_2}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s$$

$$+ \frac{\theta_{CaCO_3}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s + \Delta_{CO_2k} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Skutečný objem suchých spalin

$$O_{SSk} = O_{SS} + \frac{\theta_{CaO}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s + \frac{\theta_{CaOH_2}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s$$

$$+ \frac{\theta_{CaCO_3}}{100} \cdot 0,63694 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s + \Delta_{CO_2k} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

Skutečný objem vlhkých spalin

$$O_{SVk} = O_{SSk} + O_{H_2O_k} \quad [m_N^3/kg_{uhli}]$$

2.2.4.2 Vliv přímého odsíření v ohništi na množství popele

Aditivní odsíření v ohništi se projeví nárůstem popele o CaSO₄ jako produktu CaO s SO₂ a o nadbytkové CaO.

Přírůstek popele

Koeficient 1,7492 ve vztahu vyjadřuje nárůst CaO v popelu a koeficient 4,24632 nárůst výsledného produktu přímého odsíření CaSO₄.

$$\Delta A = \left[1,7492 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot (n_{ca} - n_s) + 4,24632 \cdot \frac{S_{spal^r}}{100} \cdot n_s \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Hodnota celkového popele přivedeného do kotle palivem procesem aditivního odsíření

$$A_k^r = A^r + \Delta A \quad [\%]$$

Výpočet redukované výhřevnosti paliva s vlivem odsíření

Redukovaná výhřevnost je definována jako součet měrných tepel vstupujících do soustavy.

2.2.4.3 Změna výhřevnosti zapříčiněná přímým odsířením v ohništi

Během procesu odsíření, tak jak bylo uvedeno v kapitole 2.4., probíhají endotermní a exotermní reakce, které ovlivňují výhřevnost paliva, tedy teplo přivedené palivem do ohniště. Změna přivedeného tepla vyvolaná chemickými reakcemi se zohlední ve výpočtu redukované výhřevnosti podle následujícího vztahu:

$$\Delta Q_i^r = \frac{S_{\text{spal}}^r}{100} \cdot \left[15652 \cdot n_s - \frac{\theta_{\text{CaOH}_2}}{100} \cdot n_{\text{ca}} \cdot 3416 - \frac{\theta_{\text{CaCO}_3}}{100} \cdot n_{\text{ca}} \cdot 5583 \right] \text{ [kJ/kg]}$$

Koeficient 15652 vyjadřuje teplo vyprodukované při exotermní chemické reakci slučování SO_2 s CaO vztažené na 1 kg paliva. Koeficient 3416 vyjadřuje teplo potřebné k rozkladu Ca(OH)_2 vztažené na 1 kg paliva a koeficient 5583 vyjadřuje teplo potřebné k rozkladu CaCO_3 vztažené na 1 kg paliva.

2.2.4.4 Fyzické teplo paliva

Je definováno jako měrné množství paliva vstupující do kotle při teplotě odlišné od vztažné teploty. Toto měrné teplo zahrnuje jednak fyzické teplo původního surového paliva, tak teplo na předehřátí paliva cizím zdrojem.

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{\text{daf}}}}_{vztažna} = 0,84 + 3,8 \cdot 0,001 \cdot \left[0,13 + \frac{V^{\text{daf}}}{100} \right] \cdot (130 + t_{vztažna}) \text{ [kJ/kg.K]}$$

Střední měrná tepelná kapacita popele při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{\text{Av}}}}_{vztažna} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{vztažna}}{100} \right] \text{ [kJ/kg.K]}$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při vztažné teplotě

$$\begin{aligned} \overline{c_{p_{\text{PAL}}}}_{vztažna} &= \overline{c_{p_{\text{daf}}}} \cdot \left[\frac{100 - A^r - w^r - S_{\text{nespal}}^r}{100} \right] + \\ &+ \overline{c_{p_{\text{Av}}}}_{vztažna} \cdot \frac{A^r}{100} + c_p ('H_2O'; T = t_{vztažna}) \cdot \frac{w^r}{100} \end{aligned} \text{ [kJ/kg.K]}$$

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při teplotě paliva (teplota původního paliva + přírůstek teploty paliva předehřevem z cizího zdroje)

$$\overline{c_{p_{\text{daf}}}} = 0,84 + 3,8 \cdot 0,001 \cdot \left[0,13 + \frac{V^{\text{daf}}}{100} \right] \cdot (130 + t_{\text{PAL}}) \text{ [kJ/kg.K]}$$

Střední měrná tepelná kapacita popele při teplotě paliva

$$\overline{c_{p_{\text{A}}}} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{\text{PAL}}}{100} \right] \text{ [kJ/kg.K]}$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při teplotě paliva

$$\begin{aligned} \overline{c}_{pPAL} = & \overline{c}_{pdař} \cdot \left[\frac{100 - A^r - w^r - S_{nespal}^r}{100} \right] + \\ & + \overline{c}_{pA} \cdot \frac{A^r}{100} + c_p ('H_2O'; T=t_{PAL}) \cdot \frac{w^r}{100} \end{aligned} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Fyzické teplo paliva

$$\Delta i_{PAL} = \overline{c}_{pPAL} \cdot t_{PAL} - \overline{c}_{pPALvztazna} \cdot t_{vztazna} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

2.2.4.5 Fyzické teplo řízeného spalovacího vzduchu

2.2.4.5.1 Fyzické teplo nasávaného spalovacího vzduchu

Toto měrné teplo se zahrnuje do výpočtu redukované výhřevnosti za předpokladu, že teplota nasávaného vzduchu je vyšší než-li vztažná teplota.

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu při vztažné teplotě

$$\overline{c}_{pvztaznaVVobj} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00014526 \cdot t_{vztazna} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu při teplotě okolí

$$\overline{c}_{pokolniVVobj} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{okolniVV}^2 + 0,00014526 \cdot t_{okolniVV} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Fyzické teplo nasávaného spalovacího vzduchu

$$\Delta i_{vVk} = (\beta \cdot O_{Vmin} + \Delta_{vVk}) \cdot (\overline{c}_{pokolniVVobj} \cdot t_{okolniVV} - \overline{c}_{pvztaznaVVobj} \cdot t_{vztazna}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.2.4.5.2 Fyzické teplo spalovacího vzduchu předehřátého v parním ohříváku vzduchu

Za předpokladu, že je k regulaci ochozí teploty spalin za kotlem a potlačení projevu nízkoteplotní koroze použit parní ohřívák vzduchu nebo jiný způsob ohřevu vzduchu z cizího zdroje, přes který proudím procentuální podíl řízeného spalovacího vzduchu, je nutné množství tepla dodaného spalovacímu vzduchu zahrnout do výpočtu redukované výhřevnosti.

Střední měrná tepelná kapacita řízeného spalovacího vzduchu za POV

$$\overline{c_{p_{VVPOVobj}}} = -2,0 \times 10^{-8} \cdot t_{VVPOV}^2 + 0,00014526 \cdot t_{VVPOV} + 1,282 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Fyzické teplo spalovacího vzduchu získaného v POV

$$\Delta i_{POV_k} = \omega_{VVPOV} \cdot (\beta \cdot O_{Vmin} + \Delta_{VVK}) \cdot (\overline{c_{p_{VVPOVobj}}} \cdot t_{VVPOV} - \overline{c_{p_{okolniVVobj}}} \cdot t_{okolniVV}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.2.4.6 Fyzické teplo recirkulovaných spalin

Jsou-li pro spalovací proces využity recirkulované spaliny vně zvolené hranice soustavy je nutné tepelný obsah od vztažné teploty zahrnout do výpočtu redukované výhřevnosti.

Pro výpočet fyzického tepla recirkulovaných spalin je nutné znát objemové složení spalin, tzn. objemové zastoupení složek ve spalinách, které se stanoví ze stechiometrie spalování při přebytku vzduchu odpovídající koncentraci kyslíku v odběrovém místě.

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{O2vztazna}}} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00020681 \cdot t_{vztazna} + 1,302 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{N2vztazna}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00012957 \cdot t_{vztazna} + 1,280 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého (CO₂) při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{CO2vztazna}}} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00068576 \cdot t_{vztazna} + 1,656 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry (H₂O) při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{H2Ovztazna}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00026958 \cdot t_{vztazna} + 1,469 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu (SO₂) siřičitého při vztažné teplotě

$$\overline{c_{p_{SO2vztazna}}} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{vztazna}^2 + 0,00080378 \cdot t_{vztazna} + 1,738 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkých spalin při vztažné teplotě

$$\begin{aligned} \overline{c_{p_{SVvztaznak}}} &= \frac{\omega_{SVO2k}}{100} \cdot \overline{c_{p_{O2vztazna}}} + \frac{\omega_{SVN2k}}{100} \cdot \overline{c_{p_{N2vztazna}}} + \\ &+ \frac{\omega_{SVC02k}}{100} \cdot \overline{c_{p_{CO2vztazna}}} + \frac{\omega_{SVH2Ok}}{100} \cdot \overline{c_{p_{H2Ovztazna}}} + \frac{\omega_{SVSO2k}}{100} \cdot \overline{c_{p_{SO2vztazna}}} \end{aligned} \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_{pO2recSV}} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00020681 \cdot t_{recSV} + 1,302 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_{pN2recSV}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00012957 \cdot t_{recSV} + 1,280 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého (CO₂) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_{pCO2recSV}} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00068576 \cdot t_{recSV} + 1,656 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry (H₂O) při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_{pH2OrecSV}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00026958 \cdot t_{recSV} + 1,469 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita oxidu (SO₂) siřičitého při teplotě recirkulovaných spalin

$$\overline{c_{pSO2recSV}} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{recSV}^2 + 0,00080378 \cdot t_{recSV} + 1,738 \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita recirkulovaných vlhkých spalin při teplotě recirkulovaných spalin

$$\begin{aligned} \overline{c_{p recSVk}} = & \frac{\omega_{SVO2k}}{100} \cdot \overline{c_{pO2recSV}} + \frac{\omega_{SVN2k}}{100} \cdot \overline{c_{pN2recSV}} + \\ & + \frac{\omega_{SVC02k}}{100} \cdot \overline{c_{pCO2recSV}} + \frac{\omega_{SVH2Ok}}{100} \cdot \overline{c_{pH2OrecSV}} + \frac{\omega_{SVSO2k}}{100} \cdot \overline{c_{pSO2recSV}} \end{aligned} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Střední měrná tepelná kapacita recirkulovaných vlhkých spalin

$$\overline{c_{p stredrecSVk}} = \frac{\overline{c_{p recSVk}} \cdot t_{recSV} - \overline{c_{p SVvztazna}} \cdot t_{vztazna}}{t_{SVkotel} - t_{vztazna}} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Fyzické teplo recirkulovaných spalin

$$\Delta i_{recSVk} = \frac{\omega_{recSV}}{100} \cdot O_{SVk} \cdot \overline{c_{p stredrecSVk}} \cdot (t_{recSV} - t_{vztazna}) \quad [kJ/kg]$$

2.2.4.7 Redukovaná výhřevnost s vlivem odsíření

Redukovaná výhřevnost je pak dána součtem výhřevnosti paliva, změny výhřevnosti zapříčiněné přímým odsířením v ohništi, fyzického tepla paliva, fyzického tepla řízeného spalovacího vzduchu, fyzického tepla předaného spalovacímu vzduchu v POV a fyzického tepla recirkulovaných spalin.

Výpočet redukované výhřevnosti

$$Q_{\text{iredk}}^r = Q_i^r + \Delta i_{\text{PAL}} + \Delta i_{\text{POVK}} + \Delta i_{\text{VVK}} + \Delta i_{\text{recSVk}} + \Delta Q_i^r \quad [\text{kJ/kg}]$$

2.2.5 Výpočet tepelných ztrát kotle

2.2.5.1 Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování

Je rovna součtu ztrát hořlavinou v popílku a ve strusce.

2.2.5.1.1 Ztráta hořlavinou v popílku

Při výpočtu se zohledňuje celkový obsah popele, tedy se zahrnutím nárůstu popele vlivem odsíření.

$$\xi_{\text{CPOPk}} = \left[\left(\frac{c_{\text{POP}}}{100 - c_{\text{POP}}} \right) \cdot \frac{x_{\text{POP}}}{100} \cdot \left(\frac{A^r + \Delta A}{Q_{\text{iredk}}^r} \right) \right] \cdot Q_i^r \quad [\%]$$

2.2.5.1.2 Ztráta hořlavinou ve strusce

$$\xi_{\text{CSTRk}} = \left[\left(\frac{c_{\text{STR}}}{100 - c_{\text{STR}}} \right) \cdot \frac{x_{\text{STR}}}{100} \cdot \left(\frac{A^r + \Delta A}{Q_{\text{iredk}}^r} \right) \right] \cdot Q_i^r \quad [\%]$$

Ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování

$$\xi_{\text{CK}} = \xi_{\text{CPOPk}} + \xi_{\text{CSTRk}} \quad [\%]$$

2.2.5.2 Ztráta hořlavinou ve spalínách

Vyjadřuje teplo v důsledku přítomnosti nespálených plynů ve spalínách. Pro její určení se obvykle zjišťuje koncentrace CO ve spalínách.

V praxi je za pomoci kontinuálního měření známa hodnota oxidu uhelnatého ve spalínách vyjádřená v jednotkách mg/m_N^3 vztažená na suché spaliny, normální podmínky (normální tlak a normální teplotu) a referenční obsah kyslíku. V případě projekčního návrhu se bere v úvahu emisní limit CO. Pro výpočet ztráty hořlavinou ve spalínách je nutné koncentraci CO přepočítat na objemový podíl CO ve spalínách při skutečném (naměřeném, regulovaném) kyslíku za kotlem.

Hustota (měrná hmotnost) oxidu uhelnatého (CO) za normálních podmínek
Daný zápis představuje formulaci stanovení hustoty CO v programu EES (Engineering Equation Solver). Danou hodnotu je možné odečíst z tabulek fyzikálních látek.

$$\rho_{\text{CO}} = \rho('CO'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Objemový podíl CO ve spalínách při referenčním obsahu kyslíku za kotlem

$$\omega_{\text{COkotelobjref O}_2} = \frac{\omega_{\text{COkotelhmref O}_2}}{1000000 \cdot \rho_{\text{CO}}} \cdot 100 \quad [\%, \text{ ref O}_2]$$

Objemový podíl CO ve spalínách při skutečném přebytku kyslíku za kotlem

$$\omega_{\text{COkotelobjk}} = \omega_{\text{COkotelobjref O}_2} \cdot \frac{O_{\text{SSref O}_2}}{O_{\text{SSk}}} \quad [\%]$$

Ztráta hořlavinou ve spalínách

$$\xi_{\text{COk}} = \left[\frac{100 - \xi_{\text{Ck}}}{100} \right] \cdot \frac{12610 \cdot \omega_{\text{COkotelobjk}} \cdot O_{\text{SSk}}}{Q_{\text{iredk}^\Gamma}} \quad [\%]$$

2.2.5.3 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

Je rovna součtu ztrát fyzickým teplem popílku a strusky (v případě fluidních kotlů ložového popela)

2.2.5.3.1 Ztráta fyzickým teplem v popílku

Střední měrná tepelná kapacita popílku při teplotě popílku opouštějící kotel

$$\overline{c_{p\text{POP}}} = 0,712 + 0,502 \cdot 0,001 \cdot t_{\text{POP}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Ztráta fyzickým teplem popílku

Při výpočtu se zohledňuje celkový obsah popele, tedy se zahrnutím nárůstu popele vlivem odsíření.

$$\xi_{\text{fPOPk}} = \left[\left(\frac{x_{\text{POP}}}{100 - c_{\text{POP}}} \right) \cdot \left(\frac{A^\Gamma + \Delta A}{Q_{\text{iredk}^\Gamma}} \right) \right] \cdot \overline{c_{p\text{POP}}} \cdot t_{\text{POP}} \quad [\%]$$

2.2.5.3.2 Ztráta fyzickým teplem ve strusce

Střední měrná tepelná kapacita strusky při teplotě strusky opouštějící kotel (v případě mokrého odstruskování je za teplotu považována teplota na vstupu do vodní lázně).

$$\overline{c_{p\text{STR}}} = 0,712 + 0,502 \cdot 0,001 \cdot t_{\text{STR}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Ztráta fyzickým teplem ve strusce

$$\xi_{\text{fSTRk}} = \left[\left(\frac{x_{\text{STR}}}{100 - c_{\text{STR}}} \right) \cdot \left(\frac{A^\Gamma + \Delta A}{Q_{\text{iredk}^\Gamma}} \right) \right] \cdot \overline{c_{p\text{STR}}} \cdot t_{\text{STR}} \quad [\%]$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování

$$\xi_{\text{fk}} = \xi_{\text{fPOPk}} + \xi_{\text{fSTRk}} \quad [\%]$$

Ztrát sdílením tepla do okolí (ztráta sáláním)

Tato ztráta zohledňuje množství tepla, které uniká pláštěm do okolí. Závísí na kvalitě stěn izolace, způsobu oplechování, velikosti povrchu a výkonu kotle.

Tato ztráta se stanoví z nomogramů příslušné normy při známé hodnotě jmenovitého tepelného výkonu, hodnotě výkonu, při kterém se počítá účinnost a druhu spalovaného paliva.

$$\zeta_{\text{sál}} \quad [\%]$$

2.2.5.4 Ztráta fyzickým teplem spalin (komínová ztráta)

Ztráta fyzickým teplem spalin, mnohdy označovaná pojmem komínová, představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Její velikost závisí na teplotě spalin a přebytku vzduchu ve spalinách za kotlem (řízené množství vzduchu + přísátí falešného vzduchu), kdy se zvětšováním obou parametrů ztráta roste.

Střední měrná tepelná kapacita kyslíku (O₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{\text{O}_2\text{kotel}}}} = -4,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{SVkotel}}^2 + 0,00020681 \cdot t_{\text{SVkotel}} + 1,302 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (N₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{\text{N}_2\text{kotel}}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{SVkotel}}^2 + 0,00012957 \cdot t_{\text{SVkotel}} + 1,280 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (CO₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{\text{CO}_2\text{kotel}}}} = -1,5 \times 10^{-7} \cdot t_{\text{SVkotel}}^2 + 0,00068576 \cdot t_{\text{SVkotel}} + 1,656 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (H₂O) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{\text{H}_2\text{O}\text{kotel}}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{SVkotel}}^2 + 0,00026958 \cdot t_{\text{SVkotel}} + 1,469 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita dusíku (SO₂) při teplotě spalin za kotlem

$$\overline{c_{p_{\text{SO}_2\text{kotel}}}} = -3,0 \times 10^{-7} \cdot t_{\text{SVkotel}}^2 + 0,00080378 \cdot t_{\text{SVkotel}} + 1,738 \quad [\text{kJ/m}_N^3 \cdot \text{K}]$$

Změna objemového složení spalin vlivem odsíření v ohništi

Objemový podíl CO₂ ve vlhkých spalinách

$$\omega_{\text{SVCO}_2\text{k}} = \left[\frac{\frac{22,26}{12,01} \cdot \frac{C^r}{100} + \Delta_{\text{CO}_2\text{k}}}{O_{\text{SVk}}} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Objemový podíl SO₂ ve vlhkých spalinách

$$\omega_{SVSO2k} = \frac{21,89}{32,06} \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot (1 - n_s)}{O_{SVk}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Objemový podíl N₂ ve vlhkých spalinách

$$\omega_{SVN2k} = \left[\frac{\frac{22,4}{28,016} \cdot \frac{N^r}{100} + 0,7897 \cdot O_{VS} + 0,7897 \cdot 1,66779 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_s}{O_{SVk}} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Objemový podíl O₂ ve vlhkých spalinách

$$\omega_{SVO2k} = \frac{(\alpha - 1) \cdot 0,2103 \cdot O_{VSmin}}{O_{SVk}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Objemový podíl H₂O ve vlhkých spalinách

$$\omega_{SVH2Ok} = \left[\frac{\frac{44,8}{4,032} \cdot \frac{H^r}{100} + \frac{44,8}{36,032} \cdot \frac{w^r}{100} + d_{obj} \cdot \left(O_{VS} + 1,66779 \cdot \frac{S_{spal}^r}{100} \cdot n_s \right) + \Delta_{H2Ok}}{O_{SVk}} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkých spalin při teplotě spalin za kotlem

$$\begin{aligned} \overline{c_{pSVkotelk}} &= \frac{\omega_{SVO2k}}{100} \cdot \overline{c_{pO2kotel}} + \frac{\omega_{SVN2k}}{100} \cdot \overline{c_{pN2kotel}} + \\ &+ \frac{\omega_{SVCO2k}}{100} \cdot \overline{c_{pCO2kotel}} + \frac{\omega_{SVH2Ok}}{100} \cdot \overline{c_{pH2Okotel}} + \frac{\omega_{SVSO2k}}{100} \cdot \overline{c_{pSO2kotel}} \end{aligned} \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita spalin pro výpočet komínové ztráty

$$\overline{c_{pSVstredk}} = \frac{\overline{c_{pSVkotelk}} \cdot t_{SVkotel} - \overline{c_{pSVvztlazna}} \cdot t_{vztlazna}}{t_{SVkotel} - t_{vztlazna}} \quad [kJ/m_N^3 \cdot K]$$

Ztráta fyzickým teplem spalin

$$\xi_{komk} = (100 - \xi_{Ck}) \cdot \left[O_{SVk} \cdot \left(1 + \frac{\omega_{recSV}}{100} \right) \cdot \overline{c_{pSVstredk}} \cdot \left(\frac{t_{SVkotel} - t_{vztlazna}}{Q_{iredk}^r} \right) \right] \quad [\%]$$

2.2.5.5 Ztráta chlazením

Některé komponenty technologie (např. chlazený spalovací rošt) vyžadují pro zajištění provozní spolehlivosti přídavné chlazení, které není zahrnuto do výrobního tepla. Tepelný výkon odvedený chlazením vztažený na 1 kg paliva je pak nutné zahrnout do celkových tepelných ztrát kotle.

2.2.6 Celková tepelná ztráta kotle s vlivem odsíření

Je rovna součtu ztrát hořlavinou v tuhých zbytcích po spalování, hořlavinou ve spalinách, fyzickým teplem tuhých zbytků po spalování, sdílením tepla do okolí, fyzickým teplem spalin, popř. i chlazením.

Celková tepelná ztráta kotle s vlivem odsíření

$$\xi_{\text{kotlecelkk}} = \xi_{\text{Ck}} + \xi_{\text{COk}} + \xi_{\text{fk}} + \xi_{\text{sal}} + \xi_{\text{komk}} \quad [\%]$$

2.2.7 Tepelná (brutto) účinnost kotle s vlivem odsíření

Představuje odečet celkové tepelné ztráty kotle od hodnoty 100.

Tepelná účinnost kotle s vlivem odsíření

$$\eta_{\text{kotlecelkk}} = 100 - \xi_{\text{kotlecelkk}} \quad [\%]$$

2.2.8 Závěr

Tento dokument představuje metodiku výpočtu tepelné účinnosti kotle nepřímou metodou s vlivem aditivního odsíření v ohništi pro libovolně zvolené aditivum (sorbent) ze skupiny CaO, Ca(OH)₂ nebo CaCO₃. Metodika formuluje výpočet základních ztrát kotle. V úvodní kapitole jsou definovány parametry, které je nutné mít k dispozici pro výpočet účinnosti uvedenou metodikou. V kapitole 2.2.4 je objasněna problematika vlivu aditivního odsíření v ohništi na spotřebu vzduchu, teoretické a skutečné množství suchých a vlhkých spalin, množství popele. Vliv aditivního odsíření se projeví i složení spalin. Metodika přepočtu složení spalin je uvedena v kapitole 2.2.6.5. Proces odsíření spalin v ohništi je doprovázen průběhem endotermních a exotermních reakcí, které ovlivňují výhřevnost paliva, tedy množství tepla předaného palivem v kotli. Dopad odsíření spalin v ohništi je tedy zahrnut v energetické bilanci do výpočtu redukované výhřevnosti, o které je pojednáno v kapitole 2.2.5.

2.2.9 Literatura

- [1] Vodotrubné kotle a pomocná zařízení – Část 15: Přejímací zkoušky, ČSN EN 12 952-15, Český normalizační institut, 2004, 79 s.
- [2] Přejímací zkoušky parních kotlů, ČSN 07 0302, Český normalizační institut, 1996, 52 s.
- [3] Přejímací zkoušky parních kotlů, ČSN 07 0302, Změna 1, Český normalizační institut, 1999, 4 s.
- [4] Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT Praha, 2002, 212 s, ISBN 80-01-02591-8
- [5] Hašek P.: Tabulky pro tepelnou techniku, VŠB Ostrava, 1980, 247 s.
- [6] Klein S.A.: Engineering Equation Solver, Commercial and Professional Versions, F-Chart Software 2006, 275 s.

Kapitola 3

Tepelná bilance kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Ivo Berka

VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.



VÍTKOVICE

VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.

Obsah

3.	TEPELNÁ BILANCE KOTLE	6
3.1	ENERGIE VSTUPUJÍCÍ DO KOTLE	7
3.1.1	<i>Energie vstupující do spalovacího procesu</i>	<i>7</i>
3.1.2	<i>Teplo přivedené napájecí vodou.....</i>	<i>10</i>
3.1.3	<i>Teplo přivedené nízkotlakou parou</i>	<i>10</i>
3.2	ENERGIE VYSTUPUJÍCÍ Z KOTLE	10
3.2.1	<i>Účinnost kotle, transformační ztráty kotle</i>	<i>11</i>
3.2.2	<i>Výrobní teplo kotle</i>	<i>12</i>
3.3	MNOŽSTVÍ PALIVA.....	13
3.4	BILANCE JEDNOTLIVÝCH TEPLOSMĚNNÝCH ČÁSTÍ KOTLE.....	14
3.4.1	<i>Bilance ohříváku vzduchu</i>	<i>15</i>
3.4.2	<i>Bilance ohříváku vody (ekonomizéru)</i>	<i>18</i>
3.4.3	<i>Bilance přehříváku páry.....</i>	<i>20</i>
3.4.4	<i>Bilance mezipřehříváku páry</i>	<i>21</i>
3.4.5	<i>Bilance uzlových míst směšovacího chladiče páry</i>	<i>22</i>
3.4.6	<i>Bilance výparníku.....</i>	<i>23</i>
3.4.7	<i>Tepelná bilance bifluxu</i>	<i>24</i>
3.4.8	<i>Paralelně řazené plochy.....</i>	<i>25</i>
3.5	ZÁVĚR	26
3.6	POUŽITÁ LITERATURA.....	26

Seznam v textu použitých symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
c_{pv}	měrná tepelná kapacita hmoty paliva	kJ/kg.K
c_p	měrná tepelná kapacita	kJ/kg.K
$\overline{c_p}^{isp}_{SP}$	střední měrná tepelná kapacita spalin pro teplotu spalin t_{SP}	kJ/kg.K
$\overline{c_p}^{vz}_{SP}$	střední měrná tepelná kapacita spalin při vztažné teplotě t_{VZ}	kJ/kg.K
$\overline{c_p}_{VZD}$	střední měrná tepelná kapacita vzduchu při dané teplotě	kJ/kg.K
$\overline{c_p}_{VZ}$	střední měrná tepelná kapacita vzduchu při vztažné teplotě	kJ/kg.K
c_{su}	měrná tepelná kapacita suchého paliva	kJ/kg.K
I_{SP1}	entalpie spalin na vstupu do bilancované části	kJ/kg_{PAL}
I_{SP2}	entalpie spalin na výstupu z bilancované části	kJ/kg_{PAL}
ΔI_{SP}	entalpický rozdíl spalin na bilancované oblasti	kJ/kg_{PAL}
i_{MP}	entalpie mezipřehřívané páry	kJ/kg
i_{NV}	entalpie napájecí vody	kJ/kg
i_{PP}	entalpie přehřívané páry	kJ/kg
Δi_{PP}	entalpický spád přehřívané páry v bilancovaném přehříváku	kJ/kg
i_{PV}	entalpie vlhkého paliva	kJ/kg_{PAL}
i_{POV1}	entalpie páry na vstupu do parního ohříváku vzduchu	kJ/kg
i_{POV2}	entalpie páry na výstupu do parního ohříváku vzduchu	kJ/kg
$i_{ODL}, i'W$	entalpie odluhu z bubnu, entalpie vody na stavu sytosti	kJ/kg
i_{VB}	entalpie vody před vstupem do bubnu	kJ/kg
I_{VZD1}	entalpie vzduchu před ohřívákem vzduchu	kJ/kg_{PAL}
I_{VZD2}	entalpie vzduchu za ohřívákem vzduchu	kJ/kg_{PAL}
I_{VZD}^{to}	entalpie vzduchu nasávaného z okolí do bilancované části připadající na 1kg spáleného paliva	kJ/kg_{PAL}
I_{VZD}^{REF}	entalpie vzduchu přefouknutého do spalin v ohříváku vzduchu přepočtená na 1kg spáleného paliva	kJ/kg_{PAL}
ΔI_{VZD}	entalpický rozdíl vzduchu v bilancované oblasti	kJ/kg_{PAL}
k	součinitel prostupu tepla	$\text{W/m}^2\text{K}$
m_{pal}	množství paliva do kotle	kg/s
M_{PV}	výpočtové množství paliva	kg/s
m_{PPX}	množství přehřívané páry v konkrétním bilancovaném přehříváku	kg/s

M_{PP}	parní výkon kotle	kg/s
m_{mpX}	množství mezipřihřívané páry v konkrétním bilancovaném místě	kg/s
m_{PV}	výpočtové množství paliva	kg/s
m_{PPOV}	množství páry do parního ohříváku vzduchu	kg/s
m_{PRIS}	množství vzduchu přimíšeného do spalin v ohříváku vzduchu	kg/s
$m_{vzd,EKO}$	množství vzduchu přisátého do spalin v oblasti ekonomizéru	kg/s
$m_{vzd,PP}$	množství vzduchu přisátého do spalin v oblasti přehříváku	kg/s
$m_{vzd,MP}$	množství vzduchu přisátého do spalin v oblasti mezipřihříváku	kg/s
M_{VS}, m_{vs}	množství vstříkované vody směšovacích chladičů	kg/s
m_{REC}	hmotnostní množství recirkulovaných spalin	kg/s
P_{pr}	celkový tepelný příkon do kotle	kW
P_{POV}	tepelný příkon parního ohříváku vzduchu	kW
Q_C	tepelná ztráta mechanického nedopalu	kJ/kg _{PAL}
Q_{CO}	tepelná ztráta chemického nedopalu	kJ/kg _{PAL}
Q_{EKO}	tepelný výkon předaný v ekonomizéru	kW
Q_{fyz}	tepelná ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	kJ/kg _{PAL}
Q_i^r	výhřevnost paliva v surovém stavu	kJ/kg _{PAL}
Q_K	ztráta tepla fyzickým teplem spalin	kJ/kg _{PAL}
Q_{REC}	teplo recirkulovaných spalin	kJ/kg _{PAL}
Q_{vzd}	teplo vstupující přes hranice bilance ohřátým vzduchem	kJ/kg _{PAL}
Q_i^r	výhřevnost paliva v surovém stavu	kJ/kg _{PAL}
Q_{iRED}	redukovaná tepelná výhřevnost	kJ/kg _{PAL}
Q_{SV}	ztráta tepla sdílením tepla do okolí kotle	kJ/kg _{PAL}
$Q_{SV,BIF}$	tepelná ztráta bifluxu	kW
$Q_{S,PP}$	teplo přijaté přehřívákem sáláním z ohniště	kW
Q_{parp}	tepelný výkon paralelně řazené plochy	kW
S	činná teplosměnná plocha výměníku	m ²
s	tloušťka trubky, případně nánosů a úsad	m
t_{SP}	teplota spalin	°C
t_{PV}	teplota paliva na vstupu do kotle	°C
t_{VZ}	vztažná teplota pro výpočet účinnosti kotle	°C
$\Delta t_{STR,LOG}$	střední logaritmičkový teplotní spád	°C,K
$V_{VZD,T}$	stechiometrické množství spalovacího vzduchu	m ³ _N /kg _{PAL}
$V_{SP,SKUT}$	skutečné množství spalin v bilancované oblasti	m ³ _N /kg _{PAL}

w^r	obsah vody, vlhkost paliva	%
$Z_{SV, PP}$	poměrná ztráta sdílením tepla v partii přehříváku do okolí kotle	-
$Z_{SV, MP}$	poměrná ztráta sdílením tepla v partii mezipřehříváku do okolí kotle	-
$Z_{SV, EKO}$	poměrná ztráta sdílením tepla v partii ohříváku vody do okolí kotle	-
$Z_{SV, OVZ}$	poměrná ztráta sdílením tepla v partii ohříváku vzduchu do okolí kotle	-
$Z_{SV, POV}$	poměrná ztráta sdílením tepla v partii parního ohříváku vzduchu do okolí kotle	-
α_{PSP}	součinitel přestupu tepla na straně spalin	W/m ² K
α_{PVODY}	součinitel přestupu tepla na straně vody	W/m ² K
$\Delta\alpha_{EKO}$	přebytek vzduchu odpovídající množství přisátého do spalin v oblasti ohříváku vody	-
$\Delta\alpha_V$	přebytek vzduchu odpovídající množství přisátého do spalin v ohříváku vzduchu	-
$\Delta\alpha_{PP}$	přebytek vzduchu odpovídající množství přisátého do spalin v oblasti bilancovaného přehříváku	-
$\Delta\alpha_{MP}$	přebytek vzduchu odpovídající množství přisátého do spalin v oblasti bilancovaného mezipřehříváku	-
β_{OVZ1}	přebytek vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu	-
β_{OVZ2}	přebytek vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu	-
$\Delta\beta_{PREF}$	přebytek vzduchu odpovídající množství přefuku do spalin	-
$\Delta\beta_{VEN}$	přebytek vzduchu odpovídající množství uniklému ven z ohříváku	-
η_t	účinnost tepelná, brutto účinnost	%
ρ_{VZD}	hustota vzduchu za normálních podmínek	kg/ m ³ _N
ρ_{SP}	hustota spalin za normálních podmínek	kg/ m ³ _N
ξ_{fyz}	ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	%
ξ_C	ztráta mechanickým nedopalem	%
ξ_{CO}	ztráta chemickým nedopalem	%
ξ_K	ztráta fyzickým teplem spalin-komínová	%
ξ_{SV}	ztráta sdílením tepla do okolí	%
λ	součinitel tepelné vodivosti	W/mK

3. Tepelná bilance kotle

Sestavení tepelné bilance kotle spočívá v kvantitativním a kvalitativním vyjádření všech do kotle vstupujících a vystupujících tepelných toků, případně chemických energií obsažených ve vstupujících nebo vystupujících médiích. Nositelé tepelného toku mohou být voda, pára, spalovací vzduch, přisáty(falešný) vzduch, spaliny, struska, popílek, fyzické teplo vstupujícího paliva, nebo může být tepelný tok také reprezentován sáláním ploch kotle. Chemická energie zpravidla vstupuje do kotle především v palivu (např. černé, hnědé uhlí, zemní plyn, mazut, biomasa apod.), chemická energie z kotle vystupující má charakter buď nedopalu v tuhých zbytcích (nespálené palivo ve strusce, škváře či popílku), nebo chemického nedopalu (část paliva se nespálila dokonale a odchází z kotle ve spalinách zpravidla ve formě oxidu uhelnatého).

Při sestavování tepelné bilance je pohlíženo na kotel jako na energetické zařízení, které transformuje chemicky vázanou energii v palivu, uvolňovanou spalováním, nebo energii odpadního tepla, na tepelnou energii pracovního média, jímž je obvykle voda nebo pára. Tato transformace neprobíhá dokonale, nýbrž je spojena se vznikem energetických ztrát, které se mohou vyjádřit jako procentuální ztráta tepelného příkonu a umožňují definovat celkovou tepelnou účinnost transformace.

Důvodem stanovení tepelné bilance je co nejlepší znalost všech veličin, které vstupují do procesu transformace energie v kotli, což je nutné jak při projekčním návrhu nového zařízení, tak pro optimalizaci provozu starých zařízení, pro hledání možných cest ke snížení energetických ztrát kotle. Tepelné bilancování kotle a jeho jednotlivých systémů je součástí automatizovaných řídicích procesů kotle, které spolu s jinými veličinami neustále bilancují vstupy a výstupy kotle a přizpůsobují akční veličiny tak, aby byl kotel provozován bezpečně a hospodárně, s co nejvyšší účinností transformace energie.

Na obr.1 je schéma parního kotle s přirozenou cirkulací a mezipřehříváním páry, který pracuje pro parní turbínu s vysokotlakou VT a nízkotlakou NT částí.

Při určování bilance je nejprve nutné jasně stanovit hranice bilancované oblasti, v tomto případě hranice kotle- jsou vyznačeny čerchovanou čarou. Na této hranici jsou vyznačeny všechny vstupy a výstupy energií bilancované oblasti, o kterých bude dále pojednáno.

Dalším důležitým předpokladem je stanovení vztažné teploty, která se považuje jako bod nulového tepelného toku. Tzn. že je dohoda, že media, která přestupují hranice pod touto teplotou nevykazují v bilanci žádný tepelný tok. Norma ČSN uvádí vztažnou teplotu 20°C, ale při všech aplikacích je vždy dobré tuto teplotu ověřit a předejít tak pozdějším problémům. Např. podle DIN je teplota 25°C. Je vždy dobré si tyto vztažné podmínky deklarovat. Všechny tepelné ztráty a tepelné toky a rovněž tak výhřevnost, příp. spalné teplo paliva jsou vyčísleny vzhledem k této teplotě.

3.1 Energie vstupující do kotle

3.1.1 Energie vstupující do spalovacího procesu

3.1.1.1 Energie přivedená palivem

Hlavní částí energie přivedené do kotle je výhřevnost paliva, příp. jeho spalné teplo. Tato výhřevnost je vztažena k definované vztažné teplotě (obvykle 20°C). Pokud má palivo jinou teplotu než je vztažná, např. při předeřevu paliva, je nutné zohlednit i fyzické teplo paliva. Obzvláště důležité je to v případech nízkovýhřevných paliv a paliv s větší vlhkostí. V těchto případech je poměr energie v chemickém teple k fyzickému teplu hmoty paliva menší, tedy fyzické teplo paliva hraje významnější roli.

Podle oborové normy 07 0417-Tepelný výpočet parních kotlů, se fyzické teplo nepředeřivaného paliva uvažuje pouze v případě kdy vlhkost paliva w^r je větší než:

$$w^r \geq \frac{Q_i^r}{15000 \cdot 4,19} \quad [\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{PAL}}]$$

Vlhkost paliva ovlivňuje značně tepelnou kapacitu vstupujícího paliva, což vychází z poměru tepelné kapacity vody (4,19 kJ/kgK) a tepelné kapacity sušiny paliva c_{su} (antracit 0,92 kJ/kgK, hnědé uhlí 1,13 kJ/kgK). Měrná tepelná kapacita vlhkého paliva c_{pv} pak bude:

$$c_{\text{pv}} = 4,19 \cdot w^r + c_{\text{su}} \cdot (1 - w^r) \quad [\text{kJ}/\text{kgK}]$$

Fyzické teplo paliva pak:

$$i_{\text{pv}} = c_{\text{pv}} \cdot (t_{\text{pv}} - t_{\text{vz}}) \quad [\text{kJ}/\text{kg}]$$

Celková energie přivedená palivem Q_{pr} zohledňující i fyzické teplo paliva označovaná jako redukováná výhřevnost:

$$Q_{\text{pr}} = Q_{\text{red}} = Q_i^r + i_{\text{pv}} \quad [\text{kJ}/\text{kg}_{\text{PAL}}]$$

3.1.1.2 Teplo recirkulovaných spalin

Termín recirkulace spalin znamená návrat části spalin zpět do spalovacího procesu a může se jednat o recirkulaci vnitřní nebo vnější. Vnitřní recirkulované spaliny se odebírají obvykle v horní části ohniště, mají vysokou teplotu a používají se k sušení paliva. V našem případě na obr.1. je tato recirkulace uvnitř bilancované oblasti, takže se s ní do bilance neuvažuje a není ve schématu ani zakreslena.

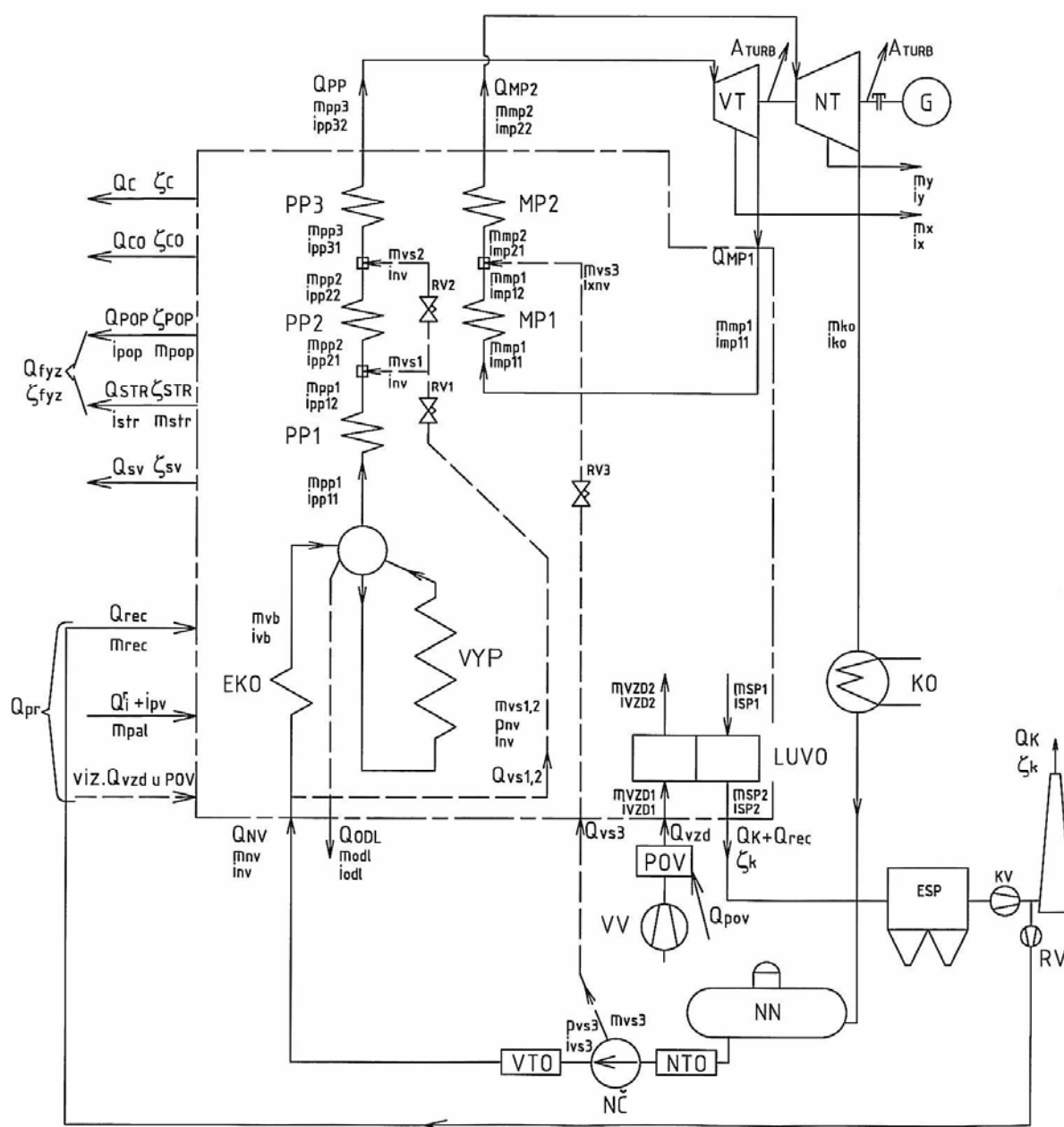
Vnější recirkulace části studených spalin se používá často u spalovacích zařízení z důvodu stabilizace hoření, za účelem snížení emisí NOx, příp. k úpravě konvekčních poměrů na teplosměnných plochách. U nových bezemisních oběhů na principu spalování s čistým kyslíkem (tzv. Oxyfuel) se recirkulace používá též jako náhrada za množství dusíku ze vzduchu, který při takovém spalování v kotli ve spalinách chybí a bez jeho náhrady by se na základě malého množství spalin zvýšila nadměrně teplota spalování a zhoršila konvekce tepla.

Část z kotle odváděných spalin se odebrává za elektrofiltrem a vrací se zpět do spalovací komory. Pokud je tento odběr za uvažovanou hranicí bilance-není uvnitř bilancovaného systému, musí se recirkulované spaliny uvažovat jako nositel tepla do kotle a v bilanci započíst do vstupů viz obr.1. Toto teplo se může vyjádřit jako:

$$Q_{REC} = \frac{m_{REC}}{m_{pal}} \cdot (\overline{cp}_{SP}^{isp} \cdot t_{SP} - \overline{cp}_{SP}^{ivz} \cdot t_{VZ}) \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

Celková energie přivedená palivem Q_{pr} s uvažováním recirkulace spalin a fyzického tepla paliva bude potom vyjádřena jako redukovaná výhřevnost:

$$Q_{pr} = Q_{i_{red}} = Q_i^r + i_{PV} + Q_{REC} \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$



Obr.1. Příklad parního oběhu s přirozenou cirkulací

Seznam značek použitých v obrázku:

A_{TURB} - práce odvedená na turbíně, Q_{pr} – teplo přivedené do spalovacího procesu, Q_{vzd} – teplo přivedené spalovacím vzduchem, Q_{rec} – teplo přivedené recirkulovanými spalinami, Q_f – chemické teplo paliva, Q_{POV} – teplo předané parou v parním ohříváku vzduchu, Q_C – energie mechanického nedopalu, Q_{CO} – energie chemického nedopalu, Q_K – fyzické teplo spalin, Q_{SV} – teplo odvedené sdílením do okolí kotle, Q_{POP} – fyzické teplo odvedené z kotle popílčkem, Q_{STR} – fyzické teplo odvedené z kotle struskou, škvárou, Q_{fyz} – fyzické teplo odvedené z kotle veškerými tuhými zbytky, Q_{NV} – teplo přivedené do kotle napájecí vodou, Q_{ODL} – teplo odvedené z kotle odluhem, $Q_{VS1,2}$ – teplo vstřikované vody do vstřiků 1 a 2, Q_{VS3} – teplo vstřikované vody do vstřiku 3, Q_{MP2} – teplo přehřáté páry odvedené z kotle, Q_{MP1} – teplo přehřáté páry přivedené do kotle, Q_{PP} – teplo přehřáté páry odvedené z kotle, m_{PAL} – hmotnost paliva do kotle, m_{ODL} – hmotnost odluhované vody, m_{VS1} , m_{VS2} , m_{VS3} – hmotnost vody vstřikované do chladičů páry 1, 2 a 3, m_{VV1} , m_{VV2} – množství spalovacího vzduchu před a za ohřívákem vzduchu, m_{SV1} , m_{SV2} – množství spalin před a za ohřívákem vzduchu, m_{REC} – množství recirkulovaných spalin, m_{NV} – množství napájecí vody, m_{POP} – množství popílku, m_{STR} – množství strusky, škváry, m_{PP1} – množství páry v přehříváku PP1, m_{PP2} – množství páry v přehříváku PP2, m_{PP3} – množství páry v přehříváku PP3, m_{mp1} – množství páry v mezipřehříváku MP1, m_{mp2} – množství páry v mezipřehříváku MP2, m_X – množství odběrové páry z místa X, m_Y – množství odběrové páry z místa Y, m_{KO} – množství pracovní látky do kondenzátoru, m_{vb} – množství vody do bubnu, i_{NV} – entalpie napájecí vody, i_{XNV} – entalpie vstřikované vody do chladiče přehřáté páry, i_{PP11} , i_{PP12} – entalpie páry před a za přehřívákem PP1, i_{PP21} , i_{PP22} – entalpie páry před a za přehřívákem PP2, i_{PP31} , i_{PP32} – entalpie páry před a za přehřívákem PP3, i_{mp11} , i_{mp12} – entalpie páry před a za mezipřehřívákem MP1, i_{mp21} , i_{mp22} – entalpie páry před a za mezipřehřívákem MP2, i_{SP1} , i_{SP2} – entalpie spalin před a za ohřívákem vzduchu, i_{VZD1} , i_{VZD2} – entalpie vzduchu před a za ohřívákem vzduchu, i_{pV} – fyzické teplo přivedeného paliva, i_{STR} – entalpie strusky, škváry, i_{KO} – entalpie pracovní látky před kondenzátorem, i_{vb} – entalpie vody před bubnem, škváry, i_{POP} – entalpie popílku ζ_K – ztráta fyzickým teplem spalin, ζ_C – ztráta mechanickým nedopalem, ζ_{CO} – ztráta chemickým nedopalem, ζ_{STR} – ztráta fyzickým teplem odvedeným ve strusce, škváře, ζ_{POP} – ztráta fyzickým teplem odvedeným v popílku, ζ_{SV} – ztráta sdílením tepla do okolí kotle, ζ_{fyz} – ztráta fyzickým teplem odvedeným v tuhých zbytcích

3.1.1.3 Teplo přivedené spalovacím vzduchem

Spalovací vzduch, ať už primární nebo sekundární, který se zúčastňuje spalování má rovněž svoje fyzické teplo. Uvažuje-li se teplota nasávaného vzduchu stejná jako teplota okolí – obvykle 20°C a je-li tato teplota stejná jako vztázná teplota, nepřináší tento vzduch dovnitř přes hranice bilancovaného systému žádné teplo. Spalovací vzduch se sice ohřívá někdy až na 350°C v ohříváku vzduchu, ale je-li tento umístěn uvnitř systému nepromítne se ohřev vzduchu ve vstupech na hranici systému.

Jiná situace nastává, používá-li se např. pro předeřev vzduchu parní ohřívák a je použito cizího zdroje tepla – páry. Takto předeřívá vzduch (např. na teplotu 45°C) přináší už do kotle na hranici bilance teplo, které se potom v kotli rovněž podílí na procesu transformace energie. Musí být proto rovněž zaneseno mezi vstupní energie:

$$Q_{VZD} = \frac{m_{VZD}}{m_{pal}} \cdot (\overline{cp}_{VZD1} \cdot t_{VZD1} - \overline{cp}_{VZ} \cdot t_{VZ}) \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

čemuž odpovídá výkon předaný parním ohřívákem do předeřívávaného vzduchu:

$$P_{VZD} = m_{POV} \cdot (ip_{POV1} - ip_{POV2}) \cdot (1 - Z_{SV,POV}) \quad [\text{kW}]$$

Spalovací vzduch se ohřeje s teploty okolí v parním ohříváku na teplotu přehřevu t_{VV1} a aby tento ohřev proběhl, ochladí se v parním ohříváku pára z entalpie i_{pov1} na entalpii i_{pov2} . Část tepla se vysála z parního ohříváku do okolí, což je zohledněno ztrátou $Z_{sv,pov}$.

Celková energie přivedená palivem Q_{pr} s uvažováním recirkulace spalin, přehřevu spalovacího vzduchu cizím zdrojem a fyzického tepla paliva bude potom vyjádřena jako redukovaná výhřevnost:

$$Q_{pr} = Q_{i_{red}} = Q_i^r + i_{PV} + Q_{REC} + Q_{VZD} \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

Nebo se vstupy do spalovacího procesu mohou zapsat také v podobě tepelných příkonů vstupujících samostatně z vnějšku dovnitř na obr.1 bilancované oblasti:

$$P_{pr} = Q_{i_{red}} \cdot m_{pal} = (Q_i^r + i_{PV} + Q_{REC} + Q_{VZD}) \cdot m_{pal} \quad [\text{kW}]$$

3.1.2 Teplo přivedené napájecí vodou

Do kotle vstupuje přes hranice bilancované oblasti rovněž teplo napájecí vody, které můžeme zapsat jako:

$$Q_{NV} = \frac{m_{NV}}{m_{pal}} \cdot 4,19 \cdot (t_{NV} - t_{VZ}) \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

3.1.3 Teplo přivedené nízkotlakou parou

Další nositel tepla vstupujícího do kotle je nízkotlaká pára po expanzi na vysokotlakém dílu turbíny, která je určena pro přehřátí a následné využití na nízkotlakém dílu turbíny. Její teplo vztažené na jeden kilogram paliva můžeme zapsat jako:

$$Q_{MP1} = \frac{m_{mp1}}{m_{pal}} \cdot (i_{mp1} - i_{VZ}) \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

3.1.4. Teplo přivedené vstříkovanou vodou do mezipřehřáté páry

Odběr vstříkované vody pro směšovací chladič mezipřehřáté páry je vně bilancované hranice, proto tato voda přináší rovněž teplo do systému. Toto teplo zapíšeme jako:

$$Q_{VS3} = \frac{m_{VS3}}{m_{pal}} \cdot (i_{VS3} - i_{VZ}) \quad [\text{kJ/kg}_{PAL}]$$

3.2 Energie vystupující z kotle

Energie z kotle vystupují za jeho definované hranice tepelné bilance je buď energie vystupujícího pracovního média, nebo energie mající charakter ztrát transformace energie.

3.2.1 Účinnost kotle, transformační ztráty kotle

Ztráta fyzickým teplem spalin-komínová ztráta

Spaliny po průchodu hranicemi kotle mají ještě velký tepelný obsah odpovídající teplotě za poslední teplosměnnou plochou před hranicemi bilance. Ztráta fyzickým teplem spalin se označuje ζ_K a je to podíl nevyužité energie fyzického tepla spalin Q_K ku celkovému teplu přivedenému v palivu Q_{pr} do kotle.

$$\zeta_K = \frac{Q_K}{Q_{pr}} \quad [-]$$

Podrobněji viz kap.2

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků- strusky, škváry a popílku

Je to ztráta fyzického tepla, které je ze spalovacího procesu odvedeno spolu se struskou, škvárou nebo v úletu(popílkem). Poměr citelného fyzického tepla, které se odvedlo ven z procesu v tuhých zbytcích Q_{fyz} ku celkovému teplu přivedenému v palivu Q_{pr} do kotle je tedy ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ζ_{fyz} .

$$\zeta_{fyz} = \frac{Q_{fyz}}{Q_{pr}} \quad [-]$$

Podrobněji viz kap.2

Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem, nebo také jinak ztráta hořlavinou v tuhých zbytcích, představuje nespálenou část do procesu vloženého paliva, resp. jeho hořlaviny, která zcela nevyužita odchází ve strusce resp. škváře, roštovém propadu nebo úletu(popílkem) pryč ze spalovacího procesu. Poměr tepla, které by se uvolnilo spálením tohoto nevyužitého paliva Q_C ku celkovému teplu Q_{pr} přivedenému palivem do kotle je tedy ztráta mechanickým nedopalem ζ_C .

$$\zeta_C = \frac{Q_C}{Q_{pr}} \quad [-]$$

Podrobněji viz kap.2

Pzn: Ztráta mechanickým nedopalem má vliv i na množství spalin, které se skutečně vyprodukuje spálením paliva, tedy výpočtového množství paliva M_{pv} , do kterého se mechanický nedopal nezapočítává.

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - \zeta_C) \quad [\text{kJ/s}]$$

Ztráta chemickým nedopalem

Ztrátu chemickým nedopalem můžeme definovat jako část zplyněného paliva, která nestihla či nemohla dokonale shořet a uvolnit svou chemickou energii a odchází převážně ve formě oxidu uhelnatého se spalinami ven z kotle. Při návrhu kotle se pro stanovení této ztráty vychází z emisního limitu pro CO. Ztráta chemickým nedopalem ζ_{CO} je charakterizována podílem tepla vázaného chemicky v nespáleném plynu Q_{CO} ku celkovém teplu paliva Q_{pr} do kotle.

$$\zeta_{CO} = \frac{Q_{CO}}{Q_{pr}} \quad [-]$$

Podrobněji viz kap.2

Ztráta sdílením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí ζ_{SV} charakterizuje nedokonalost tepelné izolace celého kotle uvnitř bilancované hranice, který se skládá s různých částí, z nichž každá se podílí na celkové ztrátě sáláním různě významně. Vliv na velikost odvedeného tepla z jednotlivých částí kotle mají tyto faktory:

Dokonalost izolace, protože velikost odvedeného tepla závisí na teplotě povrchu izolace a dále je důležitá samozřejmě plocha sálajícího povrchu, tedy velikost posuzované části. Obecně ztráta sdílením tepla do okolí u moderních zařízení s dobrou izolací nepřesahuje 0,5%, tedy teplo ztracené z celého kotle sáláním, vedením a konvekcí Q_{SV} nebude tvořit více jak 0,5% z celového tepla Q_{pr} přivedeného do kotle.

$$\zeta_{SV} = \frac{Q_{SV}}{Q_{pr}} \quad [-]$$

Podrobněji viz kap.2

Účinnost kotle

Hrubá účinnost kotle, bez započítání vlastní spotřeby kotle, se stanoví při znalosti výše uvedených ztrát tepla tzv. nepřímou metodou vztahem:

$$\eta_t = (1 - \zeta_K - \zeta_C - \zeta_{CO} - \zeta_{fz} - \zeta_{SV}) \cdot 100\% \quad [\%]$$

3.2.2 Výrobní teplo kotle

Výrobní teplo kotle je ta část vložené energie, která se musí předat do pracovního media (vody a páry) o daných vstupních parametrech, aby se dosáhly jeho požadované výstupní parametry. Tato energie odpovídá účinnosti transformace, neboli tepelné účinnosti kotle η_t .

Pro odvození rovnice výrobního tepla můžeme udělat nejprve hmotnostní a tepelnou bilanci složek do systému vstupujících:

Hmotnostní bilance pracovních médií:

$$m_{NV} + m_{VS3} + m_{mp1} = m_{pp3} + m_{mp1} + m_{ODL} \quad [\text{kg/s}]$$

Tepelná bilance pracovních médií:

$$Q_{NV} + Q_{VS3} + Q_{MP1} = Q_{PP} + Q_{MP2} + Q_{ODL} \quad [\text{kW}]$$

což rozepsáno bude:

$$m_{NV} \cdot \Delta i_{NV} + m_{VS3} \cdot \Delta i_{VS3} + m_{mp1} \cdot \Delta i_{mp11} = m_{pp3} \cdot \Delta i_{pp32} + m_{mp2} \cdot \Delta i_{mp22} + m_{ODL} \cdot \Delta i_{ODL}$$

kde v rovnici jsou rozdíly entalpií médií vztaženy k entalpii média při vztažené teplotě t_{vZ} , to znamená k entalpii vody při teplotě 20°C (norma ČSN), příp. při jiné dohodnuté teplotě.

Rozdílem tepla pracovního média z kotle vystupujícího a tepla do kotle vstupujícího dostaneme výrobní teplo kotle:

$$Q_{vyr} = m_{pp3} (i_{pp32} - i_{NV}) + (m_{mp2} - m_{VS3}) (i_{mp22} - i_{mp11}) + m_{VS3} (i_{mp22} - i_{VS3}) + m_{ODL} (i'_w - i_{NV})$$

kde i'_w je entalpie vody na stavu sytosti, s níž se voda s bubnu odebírá, tedy je to entalpie odluhu i_{ODL} .

V rovnici vyjadřuje třetí součin teplo potřebné na ohřátí množství regulační vstřikované vody m_{VS3} pro mezipřihřívanou páru z entalpie vody z odběru napájecího čerpadla na entalpii páry za mezipřihřívákem. U vstřikované přehřáté páry se tento člen neuplatňuje, protože voda pro vstřik se odebírá v rámci kotle. Množství odluhované vody a teplo které se vložilo do ohřevu této vody udává poslední člen rovnice.

Pokud by se např. z bubnu realizoval odběr syté páry, muselo by se teplo dodané tomuto odebranému množství objevit i v rovnici výrobního tepla.

3.3 Množství paliva

Ze získaného výrobního tepla se může stanovit množství paliva a vypočítat tepelná účinnost kotle přímou metodou. Poměr výrobního tepla Q_{vyr} k teplu přivedenému do kotle P_{pr} je právě tepelná účinnost kotle a dává obraz o efektivnosti transformace vložené energie na žádané formy výstupní energie. Je to tzv. hrubá účinnost zařízení, která nezohledňuje energii, převážně elektrickou, která je nutná pro pohon zařízení potřebných pro provoz kotle (např. pohon napáječky, ventilů, klapek, ventilátorů apod.).

Platí-li pro hrubou tepelnou účinnost kotle:

$$\eta_t = \frac{Q_{vyr}}{P_{pr}} = \frac{Q_{vyr}}{m_{pal} \cdot Q_{pr}} \quad [-]$$

pak množství potřebného přivedeného paliva :

$$M_{pal} = \frac{Q_{vyr}}{\eta_t \cdot Q_{pr}} \quad [\text{kg}_{PAL} / \text{s}]$$

a skutečně spálené, výpočtové množství paliva (nezahrnující ztrátu mechanickým nedopalem) bude:

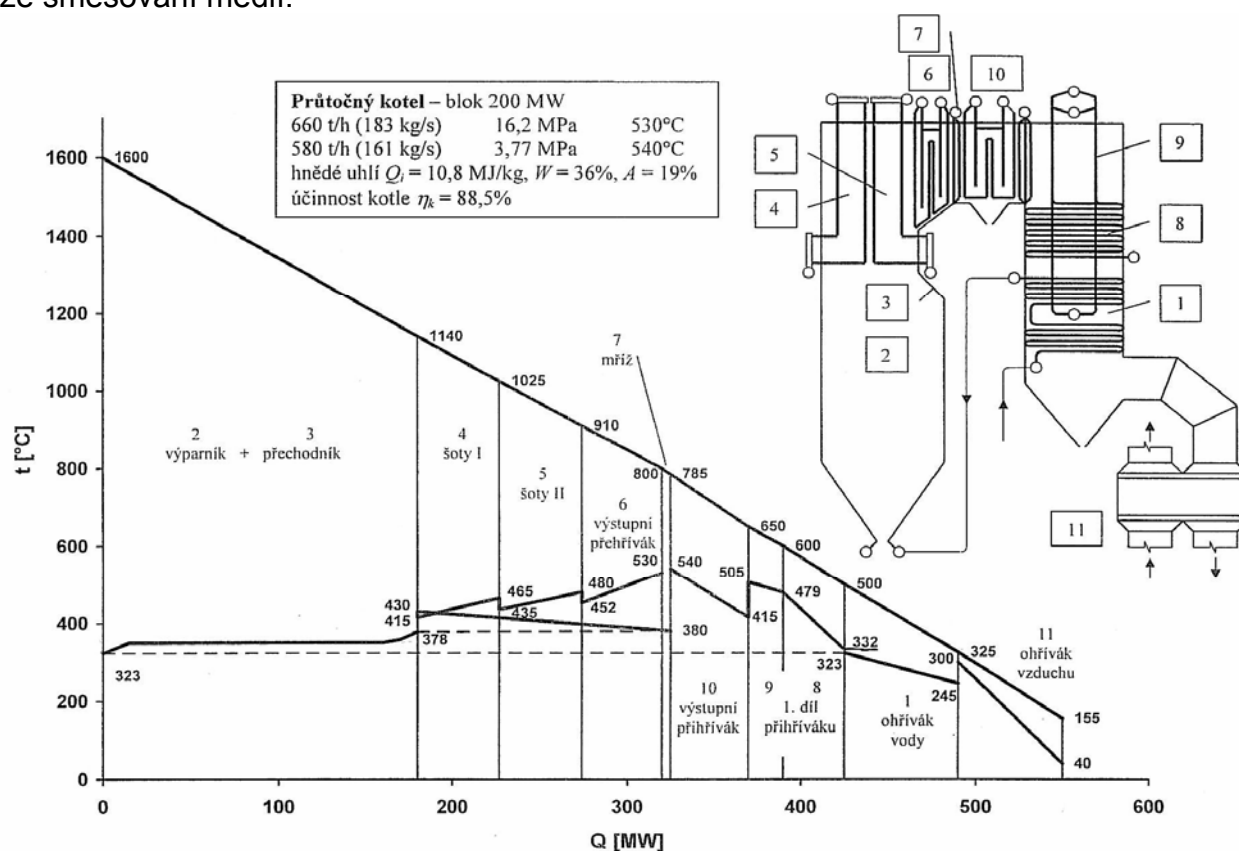
$$M_{PV} = \frac{Q_{vyr}}{\eta_t \cdot Q_{pr}} (1 - \zeta_C) \quad [\text{kg}_{PAL} / \text{s}]$$

Přivedené množství paliva se zohledňuje při návrhu zauhlování, mlýnských okruhů a všude tam, kde má hmotnostní tok paliva, jeho hmotnost nebo objem, přímý vliv na dimenzi zařízení. Skutečné nebo-li výpočtové množství spáleného paliva použijeme při stechiometrických výpočtech spalovacího vzduchu a výpočtech spalin. Výpočtové množství paliva je menší o ztrátu mechanickým nedopalem.

3.4 Bilance jednotlivých teplosměnných částí kotle

Pro projekční návrh kotle je třeba znát podrobně toky energií jeho jednotlivých teplosměnných ploch a rozumět souvislosti těchto toků i ve vztahu k navazujícím částem. Hlavními teplosměnnými plochami kotle jsou především tyto (bráno proti směru toku spalin):

ohřívák vzduchu-rotací nebo trubkový, ekonomizér, mezipřehřívákové plochy, přehřívákové plochy a výparník. Tyto části se mohou dělit na další podcelky jako např. přehřívák 1, přehřívák 2, přehřívák 3, které jsou umístěny za sebou zkoumáme-li je ze strany páry, ale na straně spalin mohou být umístěny naprosto v různých místech tahu s naprosto odlišnými teplotami spalin. Každou teplosměnnou plochu můžeme z hlediska tepelné bilance posuzovat jako samostatný výměník tepla, jenž má svůj vstup energií o definovaných parametrech a průběh změny jejích parametrů, jak na straně vody příp. páry, tak na straně spalin. Změny parametrů odpovídají zákonům o sdílení tepla, případně vyplývají ze směšování médií.



Obr.2. Příklad průběhu teplot a předaného tepla v kotli

Na obr.2 je naznačeno schéma průběhu teplot v jednotlivých teplosměnných plochách kotle s mezipřehříváním páry, jak na straně páry(vody), tak na straně spalin.

Entalpie vzduchu a spalin použité při sestavení tepelných bilancí

Při sestavování tepelných bilancí jednotlivých částí kotle budou použity entalpie spalin a vzduchu vztažené na jeden kilogram paliva.

$$I_{SP} = V_{SP,SKUT} \cdot \rho_{SP} \cdot i_{SP} = V_{SP,SKUT} \cdot \rho_{SP} \cdot \overline{cp}_{SP} \cdot t_{SP} \quad [\text{kJ/kg}_{\text{PAL}}]$$

$$I_{VZD} = V_{VZD,T} \cdot \rho_{VZD} \cdot i_{VZD} = V_{VZD,T} \cdot \rho_{VZD} \cdot \overline{cp}_{VZD} \cdot t_{VZD} \quad [\text{kJ/kg}_{\text{PAL}}]$$

I_{SP}	entalpie spalin vztažená na objem vlhkých spalin vzniklých spálením 1kg paliva, na teplotu spalin a na složení spalin v bilancovaném místě
i_{SP}	střední měrná entalpie skutečných spalin pro teploty od 0 do t_{SP} [kJ/kg _{PAL}]
$V_{SP,SKUT}$	objem skutečných spalin v bilancovaném místě za norm. podmínek vztažený na 1kg spáleného paliva
ρ_{SP}	hustota skutečných spalin za norm. podmínek
I_{VZD}	entalpie vzduchu vztažená na množství vzduchu potřebné pro spálení 1kg paliva pro stechiometrické spalování a na teplotu vzduchu v daném místě
i_{VZD}	střední měrná entalpie vzduchu pro teploty od 0 do t_{VZD}
$V_{VZD,T}$	teoretický objem vzduchu za norm. podmínek vztažený na 1kg spáleného paliva
ρ_{VZD}	hustota vzduchu za norm. podmínek

Předané či přijaté teplo pro v bilanci vystupující médium bude pak např. pro vzduch počítáno jako:

$$Q = M_{PV} \cdot (I_{VZD}^{t_2} - I_{VZD}^{t_1}) = M_{PV} \cdot \Delta I_{VZD} \quad [\text{kW}]$$

3.4.1 Bilance ohříváku vzduchu

V ohříváku vzduchu, který je zařazen jako poslední teplosměnná plocha kotle, se využívá entalpie spalin na ohřev spalovacího vzduchu. Tím, že spalovací vzduch má v ohříváku vzduchu větší tlak než spaliny, které mají v oblasti ohříváku u klasických kotlů podtlakové hodnoty, dojde v případech netěsností na základě rozdílných tlaků k přefuku vzduchu do spalin nebo do okolí ohříváku. Zvlášť velký tlakový spád mezi vzduchem a spalinami, příp. okolím vzniká u fluidních kotlů, kde musí mít vzduch přiváděný pro fluidizaci vrstvy vyšší tlak.

U kotlů se používají dva typy ohříváků vzduchu: regenerační (Ljungström), rekuperační (trubkový)

3.4.1.1 Regenerační ohřívák vzduchu

Princip činnosti se zakládá na předávání tepla z teplonosné náplně (nejčastěji plechů) do ohřívávaného vzduchu. Teplonosná náplň umístěná v rotoru ohříváku se otáčí kolem jeho osy a prochází, jak oblastí kterou protékají spaliny, čímž se náplň

nahřívá, tak následně po pootočení do kanálu protékajícího ohříváním vzduchem teplo tomuto vzduchu předává. Při dalším pootočení se ochlazená náplň opět dostane do části spalin a jejich teplem se regeneruje - nahřívá před dalším předáváním tepla do vzduchu. Spalinový a vzduchový kanál jsou proti sobě a okolí ohříváku utěsněny těsníci lištami, které dosedají na pohyblivé části rotoru ohříváku.

U rotačních ohříváků vzduchu (Ljungström), které vykazují na základě výše uvedeného principu činnosti a možnosti utěsnění pracovních prostorů větší netěsnosti než rekuperační ohříváky, má rozdíl tlaků zásadní vliv na velikost do spalin přefouknutého množství vzduchu. Pokud je tedy přesto tento typ ohříváku pro takové aplikace použit (fluidní kotle), musí se klást důraz na co nejdokonalejší způsob těsnění. Dále je nutné počítat se ztrátami vzduchu při návrhu ventilátoru, jenž musí dodávat o tuto ztrátu více vzduchu, což má zároveň vliv na jeho elektrický příkon, tedy spotřebu energie. Při přefuku vzduchu do spalin se na základě zvětšení množství spalin musí rovněž počítat se zvýšením výkonu kouřového ventilátoru.

Tepelná bilance ohříváku vzduchu:

Tepelná bilance ohříváku vzduchu neuvažujeme-li přefuk, příp. přísátí v ohříváku, tedy je-li součinitel přebytku vzduchu na vstupu do ohříváku i na jeho výstupu konstantní bude:

$$M_{PV} \cdot \Delta I_{SP} = M_{PV} \cdot \Delta I_{VZD} \cdot \beta_{OVZ} \quad [\text{kW}]$$

Při respektování přísátí falešného vzduchu a úniku vzduchu do spalin netěsnostmi platí přesnější bilanční tvar:

$$M_{PV} \cdot \left[\left(I_{SP}^{t_{1OVZ}, \alpha_{OVZ1}} - I_{SP}^{t_{2OVZ}, \alpha_{OVZ2}} \right) + \Delta \alpha_V \cdot I_{VZD}^{t_0} \right] =$$

$$M_{PV} \cdot \left(\beta_{OVZ2} \cdot I_{VZD}^{t_{2OVZ}} - \beta_{OVZ1} \cdot I_{VZD}^{t_{1OVZ}} \right) + \Delta \beta_{VEN} \cdot I_{VZD}^{VEN} \quad [\text{kW}]$$

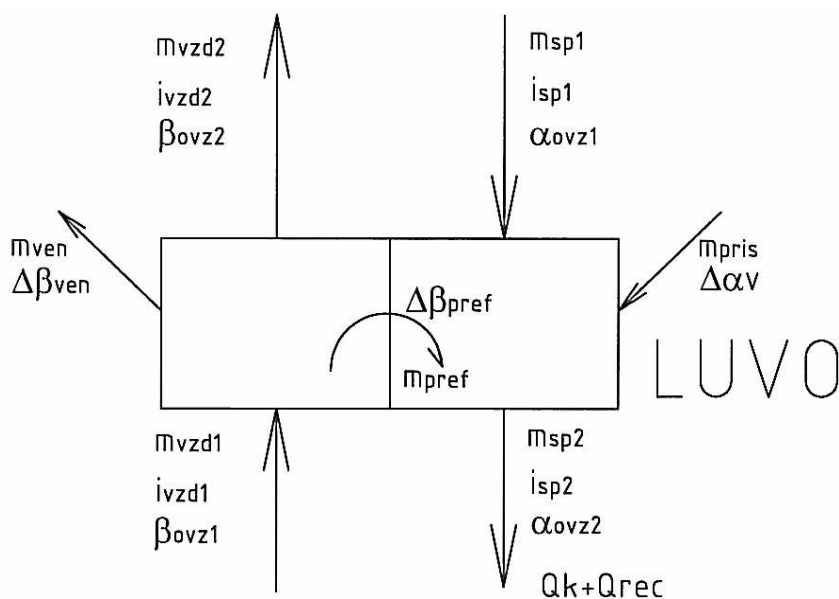
Člen výpočtového množství paliva je na levé i pravé straně bilanční rovnice stejný, takže se může vykrátit. Entalpie spalin v rovnici jsou vztaženy na přebytek vzduchu ve spalinách před ohřívákem α_{OVZ1} a za ohřívákem α_{OVZ2} a teplotu spalin před ohřívákem t_{1OVZ} a za ohřívákem t_{2OVZ} . Entalpie vzduchu pro stechiometrické spalování jsou vztaženy na teplotu vzduchu před a za ohřívákem. Entalpie skutečného objemu vzduchu se dostane násobením entalpie vzduchu stechiometrického spalování součinitelem přebytku vzduchu na straně vzduchu před ohřívákem β_{OVZ1} a za ohřívákem β_{OVZ2} . Tyto součinitele přebytku vzduchu zohledňují únik vzduchu do okolí ohříváku, případně přefuk do spalin. Součinitel $\Delta \alpha_V \cdot I_{VZD}^{t_0}$ zohledňuje entalpii přivedenou na stranu spalin z okolí přísátým vzduchem o okolní teplotě t_0 . Součinitel $\Delta \beta_{PREF} \cdot I_{VZD}^{PREF}$ zohlední entalpii vzduchu přefouknutého do spalin se střední teplotou přefukovaného vzduchu t_{PREF} a $\Delta \beta_{VEN} \cdot I_{VZD}^{VEN}$ zohlední ztrátu vzduchu netěsností do okolí, při střední teplotě vzduchu.

Zahrneme-li do bilance i tepelnou ztrátu ohříváku do okolí Z_{SV}^{OVZ} , pak bude mít kompletní bilanční rovnice tvar:

$$\left(I_{SP}^{t1OVZ, \alpha 1OVZ} - I_{SP}^{t2OVZ, \alpha 2OVZ} \right) + \Delta \alpha_V \cdot I_{VZD}^{to} + \Delta \beta_{PREF} \cdot I_{VZD}^{PREF} =$$

$$\left(\beta_{OVZ1} \cdot I_{VZD}^{OVZ1} - \beta_{OVZ2} \cdot I_{VZD}^{OVZ2} \right) + Z_{SV}^{OVZ} \cdot Q_{i_{red}} \quad [\text{kW}]$$

V případě přehřevu vzduchu parním ohřívákem se bere pro určení entalpie vzduchu na vstupu do ohříváku teplota vzduchu za parním ohřívákem. V případě přehřevu recirkulací horkého vzduchu je možné při tepelné bilanci recirkulaci neuvažovat a pro výpočet použít teplotu a přebytek nasávaného vzduchu.



Obr.3. Bilanční schéma ohříváku vzduchu

Co se týká množství ohřátého vzduchu, jak již bylo výše uvedeno, je třeba počítat se ztrátami ohřívání vzduchu netěsnostmi. O tyto netěsnosti musí být větší množství vzduchu na vstupu do ohříváku, aby se zajistilo žádané výstupní množství ohřátého spalovacího vzduchu, potřebné pro zajištění spalovacích poměrů v kotli (optimálního přebytku vzduchu). Žádaný přebytek vzduchu (vzduch za ohřívákem jdoucí bez dalších ztrát do kotle) můžeme označit β_{OVZ2} , ztráta přebytku vzduchu netěsností vzduchu přefukem do spalin $\Delta\beta_{pref}$, ztráta přebytku vzduchu netěsností do okolí ohříváku $\Delta\beta_{ven}$, z těchto veličin potom vychází nutný vstupní přebytek vzduchu na vstupu do ohříváku β_{OVZ1} :

$$\beta_{OVZ1} = \beta_{OVZ2} + \Delta\beta_{PREF} + \Delta\beta_{VEN}$$

Ze známého stechiometrického množství spalovacího vzduchu, spotřeby paliva a jednotlivých přebytků vzduchu si lze dopočítat hmotnostní, příp. objemové množství vzduchu v bilanci.

Ve shodě s Obr. 3 můžeme bilancovat také přebytek vzduchu na straně spalin, který se v průběhu průchodu spalin ohřívákem mění v závislosti na množství z okolí přísátého vzduchu a přefuku ze vzduchové části ohříváku jako:

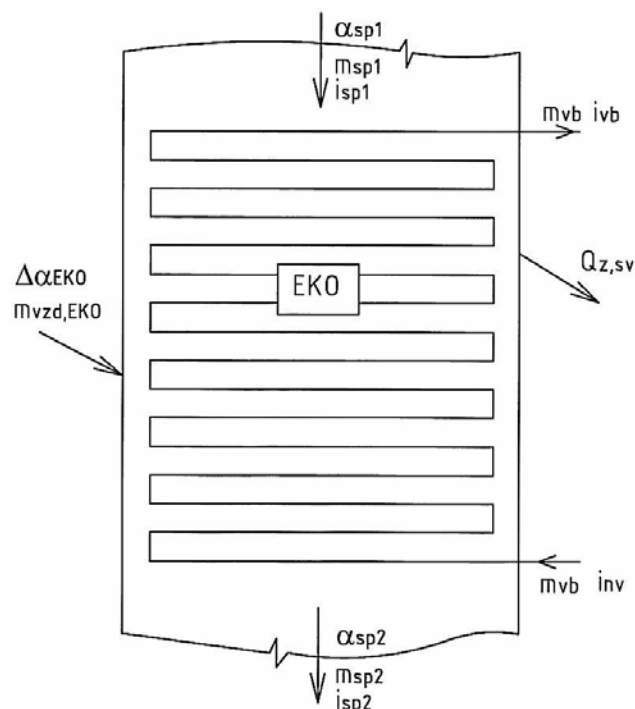
$$\alpha_{OVZ2} = \alpha_{OVZ1} + \Delta\beta_{PREF} + \Delta\alpha_V$$

3.4.1.2 Rekuperační ohřívák vzduchu

Základní bilanční rovnice zůstávají stejné jako u rotačního ohříváku vzduchu. Pouze netěsnosti mají nižší hodnoty, v ideálním případě se blíží nule, což je dáno principem činnosti (nejsou zde žádné pohyblivé části) a možnostmi technologie výroby. Trubky ohříváku se do trubkovnic buď zaválcovávají nebo zavařují, v některých případech lze použít zaválcování i těsnící svar, což znamená nulovou netěsnost přefukem vzduchu do spalin. Vstupní, výstupní, případně převáděcí kanály vzduchu a spalin se dají vyrobit rovněž těsné, takže odpadá netěsnost do okolí a přísátí vzduchu do spalin s okolí. V takovém ideálním případě je pak množství vstupních spalin shodné s množstvím spalin výstupních a stejně tak množství vzduchu na vstupu do ohříváku stejné jako množství ohřátého vzduchu. Zpravidla se ale vždy s určitými netěsnostmi počítá, které jsou způsobeny např. vadami ve výrobě nebo pak poruchami v provozu (např. tepelným prnutím prasklé svary, netěsnost kompenzátorů apod.).

3.4.2 Bilance ohříváku vody (ekonomizéru)

Ekonomizér je teplosměnná plocha, nejčastěji zařazená v kotli před ohřívákem vzduchu, která slouží k předehřevu napájecí vody na žádanou teplotu, s níž vstupuje voda do parního bubnu u cirkulačních oběhů a nebo do vinutých, příp. svislých trubek membránových stěn u průtlačných kotlů.



Obr.4. Bilanční schéma ohříváku vody

Množství vody protékající přes ekonomizér podle schéma kotle obr. 1 bude:

$$m_{VB} = m_{NV} - m_{VS1} - m_{VS2} = m_{PP3} + m_{ODL} - m_{VS1} - m_{VS2} \quad [\text{kg/s}]$$

Spaliny před ekonomizérem budou mít přebytek vzduchu odpovídající řízeně přivedenému množství spalovacího vzduchu a přísátí vzduchu do spalin v kotli na trase po ekonomizér. V části ekonomizéru se do spalin přísaje z okolí další vzduch o entalpii I_{VZD}^{to} , který zvýší přebytek vzduchu ve spalinách o $\Delta\alpha_{EKO}$. Tepelná bilance pro ekonomizér u bubnového kotle je pak:

$$M_{PV} \cdot (\Delta I_{SP} + \Delta\alpha_{EKO} \cdot I_{VZD}^{to}) = (M_{PP} + M_{ODL} - M_{VS}) \cdot (i_{vb} - i_{nv}) + M_{PV} \cdot Z_{SV}^{EKO} \cdot Q_{i_{red}}$$

[kW]

Množství páry M_{PP} je obecně parní výkon kotle a v Obr.1 mu odpovídá množství m_{PP3} . M_{VS} je hmotnostní tok vody do směšovací chladicí 1 a 2 v systému přehřívání páry. Měrná entalpie i_{vb} je energie 1 kg vody za ohřívákem vody - na vstupu do bubnu kotle, i_{nv} je entalpie napájecí vody na vstupu do ekonomizéru. Z_{SV}^{EKO} je poměrná ztráta tepla v oblasti ekonomizéru do okolí.

Definujeme-li množství přísátého vzduchu hmotnostním tokem $m_{VZD,EKO}$, který zvýší součinitel přebytku vzduchu o $\Delta\alpha_{EKO}$, můžeme bilancovat množství spalin na konci ekonomizéru:

$$m_{SP2,EKO} = m_{SP1,EKO} + m_{VZD,EKO}$$

[kg/s]

Teplo předané spalinami přes teplosměnnou plochu ekonomizéru do napájecí vody můžeme vyjádřit následovně:

$$Q_{EKO} = M_{PV} \cdot (\Delta I_{SP} + \Delta\alpha_{EKO} \cdot I_{VZD}^{to} - Z_{SV}^{EKO} \cdot Q_{i_{red}}) = m_{VB} (i_{VB} - i_{NV}) = k \cdot S \cdot \Delta t_{STR,LOG}$$

[kW]

V rovnici přenosu tepla je S činná teplosměnná plocha ekonomizéru podílející se skutečně na výměně tepla. Středním logaritmickým tepelným spádem $\Delta t_{STR,LOG}$ je dán průměrný tepelný spád mezi spalinami a vodou po délce teplosměnné plochy ekonomizéru. Součinitel prostupu tepla k je hodnota udávající množství tepla, které prostoupí plochou jednoho metru čtverečního pro dané prostupové poměry při tepelném spádu 1K. Tato hodnota je ovlivněna konvekčními, příp. radiačními poměry na straně spalin, jinak řečeno součinitelem přestupu tepla na straně spalin α_{PSP} , dále je ovlivněna součinitelem vodivosti trubky λ , příp. nánosů nebo usazenin v trubce a třetím ovlivňujícím faktorem je přestup tepla na straně vody α_{PVODY} .

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{PSP}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{PVODY}}}$$

[W/m²K]

Zásadní význam na velikost přeneseného tepla má většinou součinitel přestupu tepla na straně spalin, jehož hodnota je o řády nižší než na straně vody. Součinitel vodivosti železné trubky je rovněž vysoký, takže limitujícím vzhledem k velikosti součinitele prostupu tepla je právě přestup tepla na straně spalin. Pokud vzhledem k vysoké vodivosti trubek a proto relativně nevýznamnému prostřednímu členu

tento člen v rovnici pro součinitel prostupu tepla vynecháme, dostaneme po úpravě zjednodušený tvar v němž figurují pouze přestupy na straně spalin a vody:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{PSP}} + \frac{1}{\alpha_{PVODY}}} = \frac{\alpha_{PSP} \cdot \alpha_{PVODY}}{\alpha_{PSP} + \alpha_{PVODY}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}]$$

Z projekčního hlediska je důležitou úlohou stanovení velikosti teplosměnné plochy, při tomto úkolu se postupuje následovně. Je nutné vypočítat součinitele přestupu tepla, které se stanovují na základě kritériálních rovnic či empirických vztahů, zohledňující rychlosti, teploty a látkové vlastnosti média, dále radiační poměry na přestupové ploše, teplotu plochy (v našem případě trubky). Z přestupních součinitelů se pak vypočte součinitel prostupu tepla k , pomocí nějž se potom při navrženém tepelném výkonu výměníku Q_{EKO} a z navržených teplot médií na straně spalin i vody vypočte teplosměnná plocha výměníku jako:

$$S = \frac{Q_{EKO}}{k \cdot \Delta t_{STR,LOG}} \quad [\text{m}^2]$$

Obdobný postup jako při výpočtu teplosměnné plochy ekonomizéru se uplatňuje i při stanovení velikosti jiných teplosměnných ploch kotle.

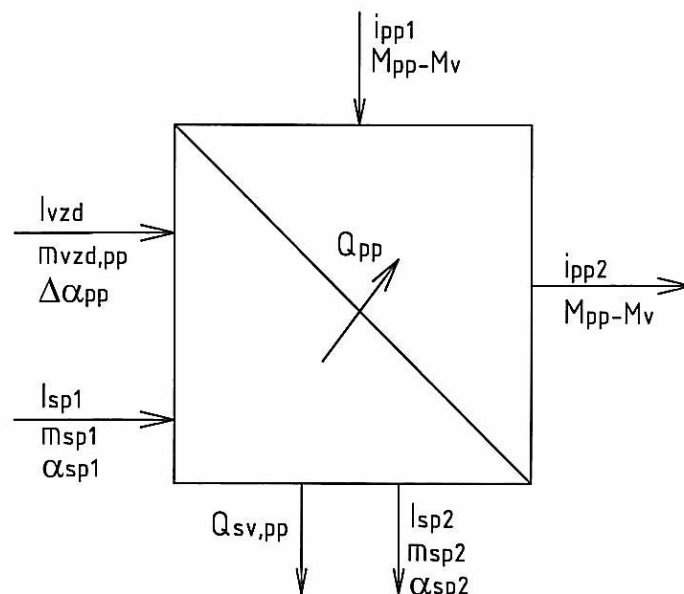
3.4.3 Bilance přehříváku páry

Přehřívák páry nebo systém více přehříváků řazených v sérii za sebou zvyšuje entalpii páry, potažmo její teplotu, na žádanou hodnotu. Přehříváky se vyrábějí ve formě trubkových svazků, deskových ploch (např. šotové přehříváky) nebo stěnových přehříváků (např. část membránové stěny). Kvůli značně vysoké teplotě, na níž se musí pára v přehříváku ohřát, jsou přehříváky situovány do míst vysokých teplot spalin. Bilance tepla na straně spalin a páry má v podstatě stejný formální charakter jako výše uvedená bilance ohříváku vody, pouze ohřivaným médiem je zde místo vody pára. Do bilance teplosměnné plochy může dále vstupovat ještě složka přisálaného a odsálaného tepla, pokud tyto složky hrají při určení tepelného výkonu plochy významnou roli. Přisálané teplo připadá v úvahu především pokud jde o sálení z ohniště kotle. Odsálané teplo pak je teplo, které bilancovaná teplosměnná plocha vyzáří na povrch chladnějších ploch (např. ploch ohříváku vody pokud tento způsob přenosu tepla geometrie uspořádání ploch dovoluje).

Bilanční rovnice pro přehřívák má obdobný tvar jako pro ohřívák vody.

$$M_{PV} \cdot (\Delta I_{SP} + \Delta \alpha_{PP} \cdot I_{VZD}^{to}) = (M_{PP} - M_{VS}) \cdot \Delta i_{PP} + M_{PV} \cdot Z_{SV}^{PP} \cdot Q_{i_{red}} \quad [\text{kW}]$$

Rozdíl entalpie přehřívané páry před a za ohřívákem je Δi_{PP} , M_{VS} je součet všech vstřiků za bilancovaným přehřívákem, Z_{SV}^{PP} poměrná tepelná ztráta v oblasti bilancovaného přehříváku. Součin $\Delta \alpha_{PP} I_{VZD}^{to}$ vyjadřuje entalpii přisátého vzduchu v oblasti bilancovaného přehříváku.



Obr.5. Vstupy a výstupy v tepelné bilanci přehříváku páry

Sálavá a konvekční charakteristika přehříváku

Podle převládajícího způsobu, jakým jednotlivé přehřívákové plochy přebírají teplo s okolí je můžeme dělit na přehříváky s konvekční, sálavokonvekční nebo sálavou charakteristikou. Charakter sdílení tepla má velký význam při návrhu kotle a jeho chování při provozu na různých výkonových hladinách.

Přehříváky s konvekční charakteristikou, u nichž hraje již podle názvu hlavní roli konvekce, ztrácejí svůj výkon s výkonem kotle a to v důsledku snížení průtoku, potažmo rychlosti spalin, které přehřívák obtékají. Z toho plyne, že při sníženém výkonu kotle se nepředá na základě nižšího přestupního součinitele teplo potřebné na ohřev páry a mohou nastat obtíže s dosažením její požadované teploty.

Přehříváky se sálavou charakteristikou (např. stěnové přehříváky) naopak se snižujícím se výkonem kotle svůj výkon předaný jednomu kilogramu páry zvyšují. Je to dáno tím, že teplota plamene, který má hlavní vliv na přenos tepla sáláním, se mění s výkonem minimálně, tedy i předané teplo a tepelný výkon sálavé teplosměnné plochy zůstává relativně neměnný, ale průtočné množství páry se s výkonem kotle snižuje, tzn. kilogram páry přijme více tepla.

Sálavokonvekční přehřívák přijímá část tepelného výkonu konvekcí, část sáláním, čímž se dá dosáhnout ideální ploché charakteristiky tepla předaného jednomu kilogramu páry v přehříváku v závislosti na měnícím se výkonu.

Zmíněná plochá charakteristika předaného tepla je výhodná vzhledem k regulaci teploty páry a můžeme se jí přiblížit také vhodným řazením sálavých, konvekčních a sálavokonvekčních teplosměnných ploch. Je třeba dodat že součtová charakteristika všech přehříváků bývá obvykle konvekční, snažíme se však pomocí sálavých přehříváků o co největší přiblížení ploché charakteristice.

3.4.4 Bilance mezipřehříváku páry

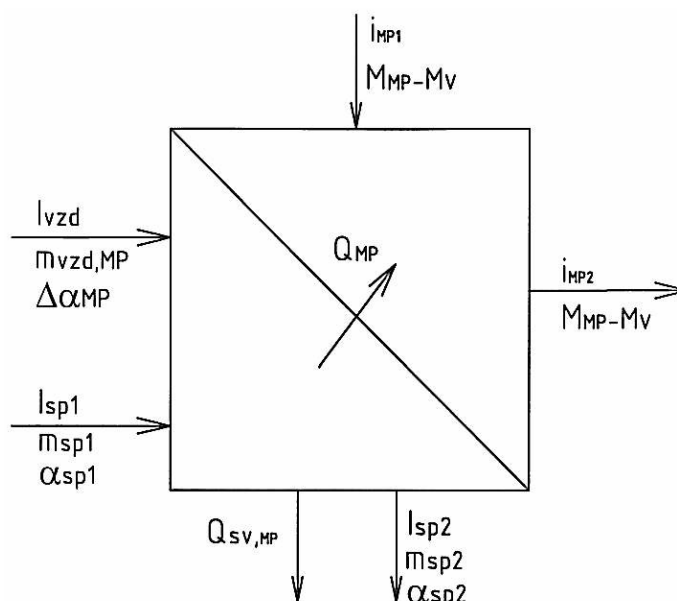
Mezipřehřívák je vřazen do spalinového traktu kotle a dohřívá páru expandovanou ve vysokotlaké části turbíny na teplotu s níž pára vstupuje do nízkotlaké turbíny. V principu pracuje stejně jako přehřívák páry, zpravidla však přehřívá už jiné

množství páry než přehřívák, což je způsobeno odběry páry v částech před mezipřehřívákem.

$$M_{PV} \cdot (\Delta I_{SP} + \Delta \alpha_{MP} \cdot I_{VZD}^{to}) = (M_{MP} - M_{VS}) \cdot \Delta i_{MP} + M_{PV} \cdot Z_{SV}^{MP} \cdot Q_{i_{red}} \quad [\text{kW}]$$

Rovnice má formální charakter jako pro parní přehřívák. M_{MP} je množství přehřáté páry, M_{VS} je hmotnostní tok vstříků za bilancovaným mezipřehřívákem, Z_{SV}^{MP} tepelná ztráta v oblasti bilancovaného mezipřehříváku. Součin $\Delta \alpha_{MP} I_{VZD}^{to}$ vyjadřuje entalpii přisátého vzduchu v oblasti bilancovaného mezipřehříváku.

Na obr.6. jsou znázorněny vstupní a výstupní energie započítané do bilance mezipřehříváku páry.



Obr.6. Vstupy a výstupy v tepelné bilanci mezipřehříváku páry

3.4.5 Bilance uzlových míst směšovacího chladiče páry

K regulaci teploty přehřáté páry se často používá vstříku napájecí vody, což má za následek snížení entalpie páry a zvýšení množství páry za místem vstříku. Vstřikovací místa jsou situována mezi jednotlivými přehříváky a mezipřehříváky, jak je vidět např. na obr.1, a vstřikovaná množství vody jsou určována systémem řízení kotle podle aktuální teploty páry a provozních trendů.

Pro vstřík vody do přehříváku se užívá odběr za napájecím čerpadlem, pro vstřík do mezipřehříváku se odběr dává za stupeň čerpadla, jehož tlaková úroveň odpovídá přibližně tlaku páry v mezipřehříváku. Tlak vstřikované vody je samozřejmě o určitou hodnotu vyšší než tlak páry v místě vstříku.

Obecně se může napsat rovnice pro vstřikovací chladič jako:

$$M_p \cdot i_{p1} + M_v \cdot i_{NV} = (M_p + M_v) \cdot i_{p2} \quad [\text{kW}]$$

Příčemž M_P je množství páry před směšovacím chladičem o měrné entalpii i_{P1} , M_V je množství vstříkované vody o měrné entalpii napájecí vody i_{NV} a výsledný hmotnostní tok páry za směšovacím chladičem, který se rovná součtu toku páry před chladičem a vstříkovaného množství vody, má měrnou entalpii i_{P2} .

Bilance vstříkovacích uzlů přehříváku podle Obr.1:

$$m_{pp1} \cdot i_{pp11} + m_{VS1} \cdot i_{NV} = m_{pp2} \cdot i_{pp21}$$

$$m_{pp2} \cdot i_{pp12} + m_{VS2} \cdot i_{NV} = m_{pp3} \cdot i_{pp31}$$

Bilance vstříkovacích uzlů mezipřehříváku podle Obr.1:

$$m_{mp1} \cdot i_{mp12} + m_{VS3} \cdot i_{XNV} = m_{mp2} \cdot i_{mp21}$$

3.4.6 Bilance výparníku

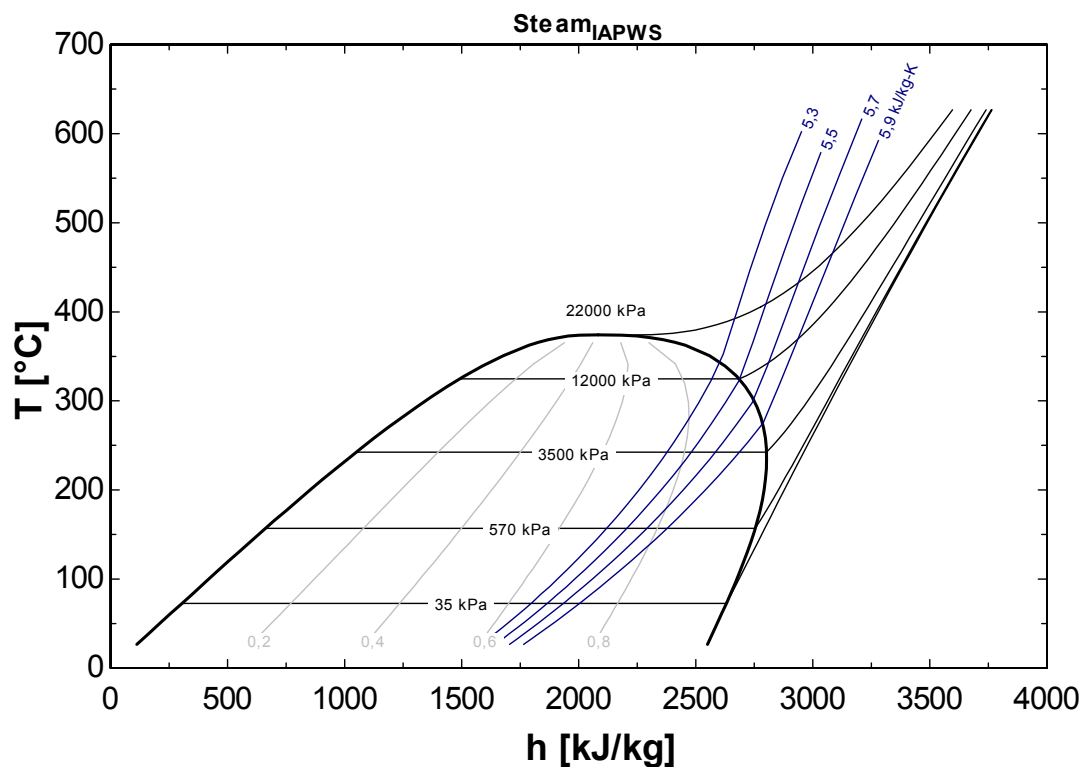
Výparník kotle s přirozenou cirkulací je ta část teplosměnných ploch, která slouží k převedení vody ze stavu sytosti na stav syté páry. Výparník je z pravidla proveden jako membránová stěna v ohništi kotle. V ohništi kotle je k dispozici určité množství tepla dané vstupy energií do kotle (viz.výše). Je požadavek koncipovat ohniště a systém odvodu tepla z ohniště tak, aby byla na jeho konci zajištěna optimální teplota potřebná pro vstup do dalších teplosměnných ploch kotle. Hlavní podíl teplosměnných ploch v ohništi tvoří právě výparník a množství tepla jím odvedené je úměrné množství napájecí vody a velikosti výparného tepla vody při provozním tlaku. Je-li provozní tlak kotle nízký, je výparné teplo větší (T-i diagram vody obr. 7.) a může se stát, že výparník instalovaný pouze v prostoru ohniště by nestačil odpařit veškerou vodu a je nutné navrhnout ještě přídatné výparné plochy mimo ohniště (např. odpařovací ekonomizér). V opačném případě, u vysokých tlaků, kdy je výparné teplo malé a v ohništi výparníkem odvedené teplo by bylo nízké a teplota spalin na jeho konci naopak vysoká, se navrhnou do ohniště ještě další plochy např. přehřívákové, které snižují teplotu spalin. V tabulce 1 je vidět, jak se s parametry kotle mění množství tepla předané jednomu kilogramu vody/páry a také procentuální rozdělení tohoto předaného tepla připadající na ohřívání vody, vypařování vody a přehřívání páry. Kritický tlak páry je 22MPa, při kterém již prakticky neexistuje odpařování (parovodní směs), takže po dosažení teploty varu přechází voda ze stavu sytosti rovnou na sytou páru. Kotle s nadkritickými parametry nemohou být provozovány jako cirkulační, ale pouze jako průtlačné.

U bubnových kotlů je výparník ukončen prakticky vstupem převáděcích výparníkových trubek do bubnu, u průtlačných kotlů je buď konec pohyblivý nebo určen separátorem neodpařené vody.

Tepelná bilance výparníku se obvykle neprovádí. Při sumarizaci správně sestavených tepelných bilancí ostatních ploch a se započtením ztrát vyjde tepelný výkon výparníku jako dopočet do tepelného příkonu kotle.

Tab.1 Teoretické (ideální) Předané teplo podle provozních parametrů páry

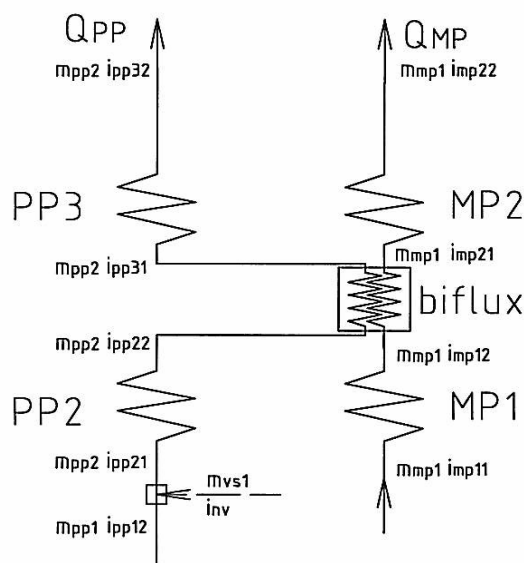
Parametry			Celkové předané teplo [kJ/kg]	Části tepla na		
provozní tlak páry [Mpa]	teplota páry [°C]	teplota napáj. vody [°C]		ohřátí k bodu varu [%]	odpařování [%]	přehřátí [%]
1,3	350	105	2708	14,9	72	13,1
3,8	445	145	2708	18,8	62	19,2
9,4	540	225	2511	19,2	49,9	30,9
13,6	570	230	2419	25,5	38,1	36,4
17,5	570	250	2390	26,2	34,3	39,5
25,4	570	260	2261			



Obr. 7. T-i diagram páry (vykresleno výpočetním programem EES)

3.4.7 Tepelná bilance bifluxu

Biflux je v podstatě tepelný výměník pára/pára umístěný v kotli mimo spaliny, ve kterém se předává teplo ostré páry do páry přehřívané. Bývá zpravidla zařazen na straně ostré páry v oblasti teplot kolem 500°C, např. před předposlední přehřívákovou plochu, přičemž bifluxem ochlazená pára se dohřeje na žádanou výstupní teplotu v dalších přehřívákových stupních. Bifluxem ohřátá mezipřehřívána pára se dohřeje na žádanou teplotu v dalším mezipřehříváku spaliny.



Obr.8. Schéma zařazení bifluxu

Tepelnou bilanci tvoří teplo předané ostrou párou, teplo, které se přijme do mezipřihřívané páry, a tepelné ztráty bifluxu do okolí. Podle obr.8. by se sestavila bilance následovně:

$$m_{pp2} (i_{pp22} - i_{pp31}) = m_{mp1} \cdot (i_{mp21} - i_{mp12}) + Q_{SV,BIF} \quad [\text{kW}]$$

3.4.8 Paralelně řazené plochy

V kotli se setkáváme velmi často s paralelním řazením ploch, které odebírají teplo ze společného spalínového prostoru. Jedná se především o nástěnné plochy, které obklopují trubkové svazky umístěné do spalínových tahů. Výkon této plochy je v porovnání s výkonem svazků výrazně menší v důsledku menší teplosměnné plochy a méně příznivého podélného obtékání.

Existují dva způsoby určení jejich výkonů:

-hodnoty přestupů tepla na paralelně řazené nástěnné ploše se odvozují od přestupních poměrů trubkového svazku, přičemž součinitel přestupu tepla se redukuje na 30 – 60% hodnoty určené u konvekčního příčně obtékaného svazku dle konkrétního uspořádání

-tepelný výkon ploch se určí samostatným výpočtem

Tepelný výkon paralelně řazené plochy Q_{PARP} se pak započítává do tepelné bilance hlavní plochy (např. svazku přehříváku) jako teplo odebrané spalínám. Pro případ přehříváku s paralelně řazenou nástěnnou plochou by bilanční rovnice měla tvar:

$$M_{PV} \cdot (\Delta I_{SP} + \Delta \alpha_{PP} \cdot I_{VZD}^{to}) = (M_{PP} - M_{VS}) \cdot \Delta i_{PP} + Q_{PARP} + M_{PV} \cdot Z_{SV}^{PP} \cdot Q_{red} \quad [\text{kW}]$$

V některých případech je třeba dělení průběžných nástěnných ploch podřídit rozdělení kotle na bilanční spalínové objemy, které se zpravidla provádí tak, aby každý významný trubkový svazek mohl být bilancován samostatně. V takovém

případě je např. nutné průběžnou stěnu konvekčního tahu, ve kterém je umístěno více svazků (ekonomizér, přehřívák, mezipřehřívák), rozdělit pomyslnými řezy na příslušný počet částí a každou z nich započítat samostatně v rámci bilance příslušného spalínového objemu. Výsledný výkon celé nástěnné paralelní plochy se získá součtem výkonů jejích dílčích částí. Tím se komplikuje výpočtové schéma kotle, ale je to jediný správný způsob, jak tento problém řešit.

3.5 Závěr

Cílem této kapitoly bylo seznámit čtenáře se systémem výměny tepla v kotli a jeho konkrétních částech při procesu transformace energií a dát základní informace nutné pro sestavení jejich tepelné bilance. Při tepelném bilancování zvolených celků je třeba vycházet ze vstupních a výstupních tepelných toků, jejichž nositelé jsou kvantitativně charakterizovány hmotnostním, příp. objemovým tokem, kvalitativně pak teplotou nebo entalpií nositele. Skutečným poměrům odpovídající bilanční rovnice jednotlivých zkoumaných celků, sestavená se zohledněním všech významných tepelných toků, má zásadní vliv na správný návrh velikosti jeho teplosměnných ploch a tím potažmo na dosažení projektovaných provozních parametrů a spolehlivosti kotle.

3.6 Použitá literatura

1. Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT, 2002
2. ON 07 0417, Tepelný výpočet parných kotlov, Vydavatelství ÚNM, 1985
3. Doležal, R. a kol.: Kotle a spalovací zařízení, SNTL, Praha 1965
4. Ibler, Z. a kol.: Technický průvodce-Energetika, Nakladatelství BEN, 2001
5. Vilimec, L.: Stavba kotlů-první díl, skripta VŠB-TU Ostrava, 1997
6. Černý, V.: Spalovací zařízení a výměníky tepla, ČVUT, 1986

Studijní opora
PARNÍ KOTLE

Kapitola 4
Tepelná bilance mlýna

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Kamil Stárek
VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a.s.



Obsah

4.	TEPELNÁ BILANCE MLÝNA	2
4.1	SEZNAM SYMBOLŮ A ZNAČEK	2
4.1.1	<i>Použitá označení</i>	2
4.1.2	<i>Seznam dolních indexů</i>	3
4.1.3	<i>Seznam horních indexů</i>	5
4.2	MLÝNY A MLÝNSKÉ OKRUHY	6
4.2.1	<i>Příprava paliv ke spalování</i>	6
4.2.2	<i>Mlecí okruhy</i>	6
4.2.3	<i>Mletí paliva</i>	7
4.2.4	<i>Třidič</i>	8
4.2.5	<i>Bezpečnost provozu mlecích okruhů</i>	8
4.3	TEPELNÁ BILANCE MLÝNA S ČERNÝM UHLÍM	10
4.3.1	<i>Vstupní parametry pro výpočet tepelné bilance mlýna s černým uhlím</i>	11
4.3.2	<i>Metodika výpočtu tepelné bilance mlýna s černým uhlím</i>	14
4.3.3	<i>Závěr</i>	23
4.3.4	<i>Literatura</i>	23
4.4	TEPELNÁ BILANCE MLÝNA S HNĚDÝM UHLÍM	24
4.4.1	<i>Vstupní parametry pro výpočet tepelné bilance mlýna s hnědým uhlím</i>	25
4.4.2	<i>Metodika výpočtu tepelné bilance s hnědým uhlím</i>	31
4.5	ZÁVĚR	45
4.6	LITERATURA	46

4. Tepelná bilance mlýna

4.1 Seznam symbolů a značek

4.1.1 Použité označení

Značka	Veličina	Jednotka
A	obsah popele	%
C	obsah uhlíku, podíl spalitelných látek	%
c	podíl nespalitelných látek	%
c_p	měrná tepelná kapacita	kJ/kg.K
d	měrná vlhkost	kg/kg
f_i	relativní vlhkost	–
h	hořlavina	%
H	obsah vodíku	%
i	měrné teplo	kJ/kg
k	koeficient při výpočtu měrného tepla při mletí	–
k_m	součinitel přeměny mlecí práce ve ventilátorovém mlýně	–
k_{op}	součinitel opotřebení mlecích desek	–
k_{R5}	součinitel respektující počáteční zrnění	–
k_w	součinitel respektující vliv vody na melitelnost	–
k_y	součinitel respektující změnu měrné váhy uhlí vlivem změny obsahu vody v uhlí	–
m	hmotnostní tok	kg/s; kg/hod
n	přebytek vzduchu	–
N	obsah dusíku	%
O	objem složky ve spalinách	$\text{m}_N^3/\text{kg}_{\text{paliva}}$
O	objemový tok	$\text{m}_N^3/\text{s; m}_N^3/\text{h}$
O	obsah kyslíku	%
p	tlak	kPa
p_N	normální tlak 101,325 kPa	kPa
q	měrné teplo	kJ/kg
Q_i	výhřevnost	kJ / kg
R5	zbytek na síť 5 mm	%
R90	zbytek na síť 90 μm	%

S	obsah síry	%
t	teplota	°C
t _N	normální teplota 0 °C	°C
V ^{daf}	obsah prchavého podílu hořlaviny	%
W	obsah vody, vlhkost paliva	%
x	hmotnostní podíl složek ve spalinách	%
X	poměrné množství	%
y	měrný hmotnostní průtok	kg/kg
Z	zatížení podavače	%
α	přebytek vzduchu na straně spalin	-
β	přebytek vzduchu na straně vzduchu	-
η	účinnost, tepelná brutto účinnost	%
μ _{VTI}	součinitel melitelnosti	–
ξ	ztráta	%
ρ	měrný objem (hustota)	kg / m ³
Σ	celkový stav	
φ	relativní vlhkost	-
ω	objemový podíl	obj %
Δ	přírůstek	m _N ³ /kg _{paliva} , kJ/kg

4.1.2 Seznam dolních indexů

Index	Význam
A	popelovina
bar	barometrický
C	uhlík
celk	celkový stav
CO	oxid uhelnatý
CO2	oxid uhličitý
f	fyzické teplo
h	hořlavina
hVV	horký vzduch
H2O	voda, vodní pára

hm	hmotnostní stav
kom	citelné teplo spalin
kotel	stav za kotlem
max	maximální
N	normální podmínky
N ₂	dusík
nespal	nespalitelné
obj	objemový stav
okolniVV	okolní vzduch
PAL	surové palivo
POP	popílek
POV	cizí zdroj tepla POV
rec	recirkulovaný stav
red	redukované
refO ₂	stav při referenčním obsahu kyslíku
sal	sálání do okolí
sm	směs za mlýnem
SO ₂	oxid siřičitý
spal	spalitelné
SS	suché spaliny
Ssm	směs suchého vzduchu a spalin za mlýnem
STR	struska
stred	střední hodnota
SV	vlhké spaliny
sVV	studený vlhký vzduch
tVV	těsnící vzduch
VS	suchý vzduch
UP	uhelný prášek
Vsm	směs vlhkého vzduchu a spalin za mlýnem
VV	vlhký vzduch

vztazna	vztažná hodnota pro výpočet kotle
W	voda
z	tepelné ztráty mlecího okruhu
0	stav nasávaného vzduchu
1	vstup do mlýna
2	výstup z mlýna

4.1.3 Seznam horních indexů

Index	Význam
a	analytický stav
daf	zdánlivá hořlavina
r	surový stav

4.2 Mlýny a mlýnské okruhy

4.2.1 Příprava paliv ke spalování

Aby mohlo být palivo spalováno v předepsaných podmínkách ohniště hospodárným způsobem, musí být pro spalování patřičně připraveno.

Příprava tuhých paliv ke spalování se provádí jednak v místě těžby (v třídírně a v úpravně), jednak v místě spotřeby (ve vnějším a vnitřním palivovém hospodářství).

Příprava paliva v místě spotřeby je závislá na druhu spalovacího zařízení. U roštových kotlů se spaluje kusové uhlí. U fluidních kotlů se spaluje tříděné uhlí s požadovanou vstupní zrnitostí, která je separována již v místě těžby a/nebo je v zauhlovací trase instalováno zařízení (drtič) pro vstupní drcení paliva. Největší nároky na granulometrické složení paliva (uhelného prášku) a zbytkový obsah vody mají prášková granulační nebo výtavná ohniště. Rovněž závisí i na druhu spalovaného paliva. Hnědé uhlí obsahuje vyšší podíl prchavé hořlaviny vázaného v uhelné hmotě, která podporuje a urychluje zapálení uhlí a jeho hoření, proto jsou na jemnost mletí uhelného prášku kladeny menší nároky a povoluje se hrubší mletí. Opačným případem je však spalování černého nebo antracitového uhlí v práškových kotlích s výtavným ohništěm, kde je v důsledku absence (nízkého obsahu) prchavé hořlaviny vyžadována vysoká jemnost mletí uhelného prášku. Jako příklad bych uvedl běžnou jemnost mletí hnědouhelného prášku v práškových granulačních ohništích s ventilátorovými mlýny vyjádřená zbytkem na síť 90 μm 50–55 %, naproti tomu jemnost mletí antracitového uhlí v práškových výtavných ohništích s trubnatými mlýny vyjádřená zbytkem na síť 90 μm 10–20 %.

4.2.2 Mlecí okruhy

Nejjednodušším typem mlecích okruhů jsou soustavy s přímým foukáním uhelného prášku do ohniště. Surové uhlí padá ze zásobníku přes uzávěr do podavače a dopravuje se do sušky, ve které probíhá proces sušení. Gravitačně spolu se sušícím médiem je palivo přiváděno do mlýna, kde dojde k jeho dosušení a namletí. Výstupní jemnost mletí je zajištěna třídíčem, do kterého je uhelný prášek zaveden z mlýna. Ve třídíči dojde k oddělení hrubých zrn, které jsou zavedeny zpět do mlýna k opětovnému mletí. Prášek o požadované jemnosti mletí je přetlakem nosného média pneumaticky unášen do hořáků.

Pokud je pro sušení a dopravu použita směs horkého a studeného vzduchu (černé uhlí) konstruuje se mlecí okruhy převážně jako přetlakové. Dopravu vzduchu zajišťuje buď to sekundární vzduchový ventilátor nebo samostatný ventilátor předřazený před mlýnem. V případě použití podtlakového mlecího okruhu (např. trubnaté mlýny) obstarává dopravu vzduchu a prášku brýdový ventilátor umístěný za odlučovačem v práškovodu za třídíčem.

Při vyšších obsazích vody v surovém palivu (hnědá) uhlí jsou pro sušení využity spaliny odebírané z prostoru ohniště na jeho konci. V těchto případech se používá mlecí okruh se samonasávací schopností, tzv. ventilátorový mlýn. Mlecí okruh je

konstruován jako kombinovaný, tedy vstup do mlýna jako podtlakový a výstup za mlýnem a třídícím jako přetlakový.

Výhodou mlecích okruhů s přímým foukáním uhelného prášku do ohniště je jejich jednoduchost, menší obestavěný prostor, menší investiční náklady. Nevýhodou je však větší měrná práce, horší dynamické vlastnosti a kolísání jemnosti mletí se zatížením mlýna a opotřebením mlecích elementů.

Dalšími typy mlecích okruhů jsou soustavy s práškovým zásobníkem (tzv. s mezibunkováním). Uhlí padá ze zásobníku paliva do podavače, který dávkuje uhlí do předřazené sušky. Po počátečním vysušení vstupuje uhlí do mlýna. V mlýně dojde k desintegraci uhlí a jeho dosušení na požadovanou vlhkost prášku. Za mlýnem vstupuje uhelný prášek do třídíče, kde dojde k oddělení hrubých zrn a k jejich zavedení do mlýna k opětovnému mletí. Prášek o požadované jemnosti mletí postupuje s nosným médiem do odlučovače, prášek je následně shromažďován a uchováván v práškových zásobnících. Nosná vzdušina je buď to zavedena do kotle nebo jiné části technologie – jedná se tedy o uzavřený okruh nebo odvedena mimo kotel a technologii přímo do komína – což představuje okruh otevřený. Do hořáků dopravuje uhelný prášek primární spalovací vzduch. Vzájemné míšení uhelného prášku odměřovaného např. komorovými podavači s primárním vzduchem probíhá ve směšovací kuse. U těchto mlýnů lze k sušení paliva (podle obsahu vlhkosti) použít vzduch nebo spaliny, popř. jejich směs

Výhodou mlecích okruhů s práškovým zásobníkem je existence dvou na sobě nezávislých okruhů, větší provozní jistota, zachování výkonu i při výpadku mlecího okruhu, nižší hodnota měrné práce, nižší akumulace tepla v mlecím okruhu, lepší dynamické vlastnosti. Nedostatkem je větší komplikovanost zařízení, větší obestavěný prostor a větší investiční náklady.

4.2.3 Mletí paliva

Zařízení používaná k desintegraci paliva jsou označována jako mlýny. K mletí se využívá buď nárazu vyvozeného setrvačnými, gravitačními nebo odstředivými silami, nebo otěru a drcení tlakem. Ve zvláštních případech se využívá i drcení termodynamickými jevy (prudké stoupnutí tlaku vodních par a plynů v pórech zrna při prudkém ohřátí nebo prudkém poklesu okolního tlaku). Spotřeba energie na mletí se nazývá měrná mlecí práce.

O volbě typu mlýna a mlecího okruhu rozhoduje druh ohniště, jeho konstrukční rozměry, druh paliva, obsah vody, melitelnost a garantované parametry.

Pro černá uhlí se používá trubnatý, kroužkový či kladkový mlýn.

Pro hnědé uhlí se používá tlukadlový nebo ventilátorový mlýn či jejich kombinace.

4.2.4 Třídíč

Uhelný prášek na výstupu z mlýna nemá ještě správnou jemnost, směs obsahuje i hrubší frakci, a proto se z něho musí oddělit zrna většího rozměru, než jsou požadována, tato se pak vrací zpět do mlýna k opětovnému mletí. Tuto činnost obstarává třídíč.

Třídíče lze dělit podle třídících sil.

Nejjednodušší třídíče jsou šachtové, které využívají při třídění gravitačních sil. Třídíče obrátové, které využívají setrvačných sil při změně směru pohybu. Závěrečnou oblastí jsou odstředivé třídíče stacionární nebo nestacionární (s oběžným kolem – rotaklony), které oddělují hrubší zrna působením odstředivých sil, vyvolaných tangenciálním vstupem podle úhlu natočení regulačních lopatek.

4.2.5 Bezpečnost provozu mlecích okruhů

Při návrhu a provozu mlecích okruhů je nutné zajistit bezpečné prostředí, tedy zamezit vznícení (výbuchu) uhelného prášku v mlecím okruhu. Vznícení uhelného prášku v mlecím okruhu ovlivňuje celá řada faktorů. Mezi základní patří teplota směsi (nosné vzdušiny, brýd), jemnost mletí uhelného prášku, podíl prchavé hořlaviny v palivu, vstupní obsah vody v palivu, zbytkový obsah vody, koncentrace kyslíku v nosné vzdušině a koncentrace uhelného prášku v nosné vzdušině.

Před návrhem zařízení se provede odběr paliva a následné testy v laboratoři, které stanoví reaktivnost paliva, průběh a hodnotu explozního tlaku při definovaných stavech.

Obecně platí, že s klesající teplotou (počáteční aktivační energií), s hrubším mletím, s klesajícím podílem prachové hořlaviny a s vyšším obsahem zbytkové vody významně klesá riziko vznícení uhelného prášku v mlecím okruhu a hodnota maximálního explozního tlaku.

Pro informaci uvádím v tabulce 1 doporučené nejvyšší přípustné hodnoty teploty směsi za třídíčem pro běžné typy mlecích okruhů.

Typ mlecího okruhu, druh uhlí a sušicího média	t_{max} (°C)
1. Mlecí okruhy s přímým foukáním: a) černé i hnědé uhlí, sušení směsí spalin a vzduchu b) černé uhlí, sušení vzduchem c) hnědé uhlí, sušení vzduchem	200 130 100
2. Ostatní složitější mlecí okruhy, černé i hnědé uhlí: a) sušení směsí spalin a vzduchu b) sušení vzduchem	90 70
3. Mlecí okruhy na antracit a antracitická uhlí $V_I < 16\%$	nepředepisuje se
4. Ve zvláštních případech a pro druhy paliv neuvedených, např. proplástek, lignit, rašelina, dřevo aj.	určí výrobce
5. Parní a plynové trubnaté sušičky pro všechny druhy uhlí kromě antracitu a antracitických uhlí (teplota na výstupu)	110

Tab.1 Doporučené nejvyšší přípustné teploty směsi

4.3 Tepelná bilance mlýna s černým uhlím

Na následujícím obr.2 je znázorněno schéma mlecího okruhu s černým uhlím. K danému schématu je zpracována i metodika výpočtu tepelné bilance mlýna.

Tento obr.2 představuje reálné schéma mlecího okruhu při spalování černého uhlí v práškovém granulačním kotli o výkonu 200 MWe.

Výpočet tepelné bilance mlecího okruhu je základním úkonem před tepelným výpočtem kotle a jeho projekčním návrhem, protože dává představu o rozdělení vzduchů, požadavku na množství a jeho rozdělení přes ohřívák vzduchu v závislosti na výkonu kotle.

Pro desintegraci uhlí je použit kroužkový mlýn. Jedná se o přetlakový mlecí okruh, kde sušení paliva a doprava uhelného prášku je zajištěna směsí horkého a studeného vzduchu.

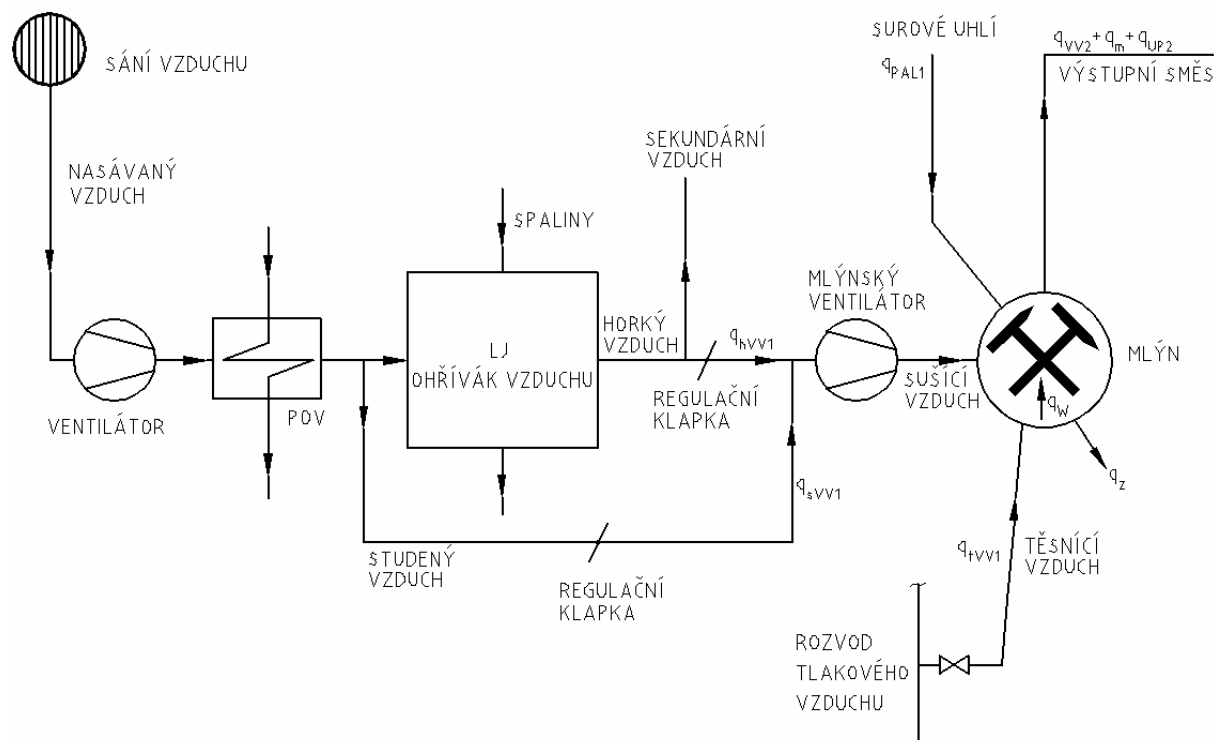
K regulaci teploty primární uhelné směsi za třídičem jsou použity regulační klapky umístěné v kanálech teplého a studeného vzduchu, které určují poměr horkého a studeného vzduchu přiváděného do mlýna při daném zatížení podavače paliva.

Průtok sušícího vzduchu je regulován mlýnským ventilátorem podle aktuálního zatížení podavače paliva. Celkový průtok sušícího vzduchu musí splňovat podmínku dopravitelnosti uhelného prášku do hořáků a vytvoření vhodného prostředí a podmínek pro spalování uhelného prášku na hořácích a v prostoru spalovací komory kotle.

Do mlýna je dále přiváděn studený těsnící vzduch, který má zamezit úniku namletého uhelného prášku do okolního prostředí mlýna. Přívodní práškovodů uhelného prášku do hořáků jsou řešeny jako plynotěsné ve svařovaném provedení.

V kroužkovém mlýně probíhá fáze sušení a mletí černého uhlí, přičemž voda uvolněná sušením odchází z mlýna ve formě vodní páry společně se sušícím vzduchem a uhelným práškem. Směs vzduchu s vodní párou pak tvoří tzv. brýdy.

Poměrem horkého a studeného vzduchu je udržována teplota směsi na optimální hodnotě např. 90°C, přičemž se může pohybovat v rozmezí 70 až 120 °C. Spodní hodnotou je teplota 70 °C, při které hrozí riziko zamletí mlýna nebo kondenzace vodní páry ve mlýně či práškovodech a riziko usazování prášku. Horní mezní hodnotou je teplota 120 °C, nad kterou se zvyšuje riziko vznícení uhelného prášku ve mlýně nebo v práškovodech. Pokud dojde k podkročení spodní meze nebo překročení horní meze může systém za určitou dobu odstavit podávání paliva do mlýna a odstavit mlecí okruh z provozu.



Obr.1 Schéma mlecího okruhu s černým uhlím

Vstupní hodnoty do mlýna jsou na obr.1 a ve výpočtu označeny indexem 1, výstupní hodnoty pak indexem 2 a indexem 0 je označen vzduch nasávaný z okolí.

4.3.1 Vstupní parametry pro výpočet tepelné bilance mlýna s černým uhlím

Před zahájením výpočtu tepelné bilance mlýna je nutné definovat vstupní parametry pro výpočet. Následující parametry vyjadřují přehled parametrů nutných pro výpočet tepelné bilance mlýna. U jednotlivých veličin vstupujících do výpočtu jsem doplnil hodnoty pro reálný mlecí okruh na černé uhlí u práškového granulačního kotle o výkonu 200 MWe.

4.3.1.1 Základní parametry paliva

Výhřevnost surového paliva – jedná se o černé uhlí

$$Q_1^r = 23,5 \quad [\text{MJ/kg}]$$

Obsah popela v surovém palivu

$$A_1^r = 15 \quad [\%]$$

Obsah vody v surovém palivu

$$W_1^r = 8 \quad [\%]$$

Podíl prchavé hořlaviny

$$V_1^{\text{daf}} = 35 \quad [\%]$$

Vstupní množství surového paliva do mlýna – závisí na tepelném výkonu kotle a počtu provozovaných mlecích okruhů

$$m_{\text{PAL1}} = 13800 \quad [\text{kg/h}]$$

Teplota surového paliva na vstupu do mlýna

$$t_{\text{PAL1}} = 20 \quad [^\circ\text{C}]$$

4.3.1.2 Parametry na straně sušícího vzduchu

Tlak nasávaného vzduchu

$$p_{\text{VV0}} = 97500 \quad [\text{Pa}]$$

Teplota nasávaného vzduchu (součet vzduchu spalovacího a sušícího) před POV

$$t_{\text{VV0}} = 20 \quad [^\circ\text{C}]$$

Relativní vlhkost nasávaného vzduchu

$$f_{\text{VV0}} = 0,6 \quad [-]$$

Tlak sušícího vzduchu na vstupu do mlýna (při projekčním návrhu lze uvažovat s tlakem vzduchu za mlýnským ventilátorem)

$$p_{\text{VV1}} = 100500 \quad [\text{Pa}]$$

Teplota horkého vzduchu na vstupu do mlýna – vzduch odebíraný za ohřívákem vzduchu

$$t_{\text{hVV1}} = 300 \quad [^\circ\text{C}]$$

Teplota studeného vzduchu na vstupu do mlýna – vzduch odebíraný za POV (množství je regulováno nastavením klapky studeného vzduchu)

$$t_{\text{sVV1}} = 50 \quad [^\circ\text{C}]$$

Tlak těsnícího vzduchu na vstupu do mlýna

$$p_{\text{tVV1}} = 100500 \quad [\text{Pa}]$$

Teplota těsnícího vzduchu na vstupu do mlýna

$$t_{tVV1} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

4.3.1.3 Zbývající parametry pro výpočet

Zbytkový obsah vody v uhelném prášku na výstupu z mlýna. Hodnota zbytkové vody by neměla být nižší než hygroskopická vlhkost. Zvolený postup se týká ověřovacího (kontrolního) výpočtu tepelné bilance mlýna, kdy se u izokineticky odsátého uhelného prášku za třídícím stanoví hodnota zbytkového obsahu vody, která vstupuje do výpočtu tepelné bilance mlecího okruhu a při naměřené teplotě směsi za třídícím se určuje poměr studeného a teplého vzduchu přiváděného do mlýna. V případě projekčního návrhu se zbytkový obsah vody v uhelném prášku za mlýnem dopočítává ze zadané teploty směsi za třídícím při známém průtoku sušícího média (vzduchu) do mlýna.

$$W_2 = 1,5 \quad [\%]$$

Poměrné množství studeného vzduchu do mlýna – tato hodnota určuje jaké má studený vzduch zastoupení v celkovém množství sušícího vzduchu

$$x_{sVV1} = 50 \quad [\%]$$

Poměrné množství těsnícího vzduchu do mlýna

$$x_{tVV1} = 2 \quad [\%]$$

Koeficient – volí se v rozmezí 2 až 2,5

$$k = 2,3 \quad [-]$$

Měrná mlecí práce

$$\varepsilon_m = 15,3 \quad [\text{kWh/t}]$$

Ztráta sdílením tepla do okolí

$$\xi_s = 0,05 \quad [-]$$

Tlak primární uhlé směsi za třídícím

$$p_2 = 100000 \quad [\text{Pa}]$$

4.3.1.4 Pomocné parametry pro výpočet

Teplota za normálních podmínek

$$t_N = 0 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Tlak za normálních podmínek

$$p_N = 101325 \quad [\text{Pa}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vody

$$\bar{c}_{pW1} = 4,2 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita zbytkové vody v uhelném prášku

$$\bar{c}_{pW2} = 4,2 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

4.3.2 Metodika výpočtu tepelné bilance mlýna s černým uhlím

4.3.2.1 Rovnice tepelné bilance mlýna

Rovnici tepelné bilance mlýna s černým uhlím je možné psát ve tvaru:

$$q_{VV1} + q_{PAL1} + q_{tVV1} + q_m - q_W - q_{VV2} - q_{UP2} - q_z = 0$$

Kde:

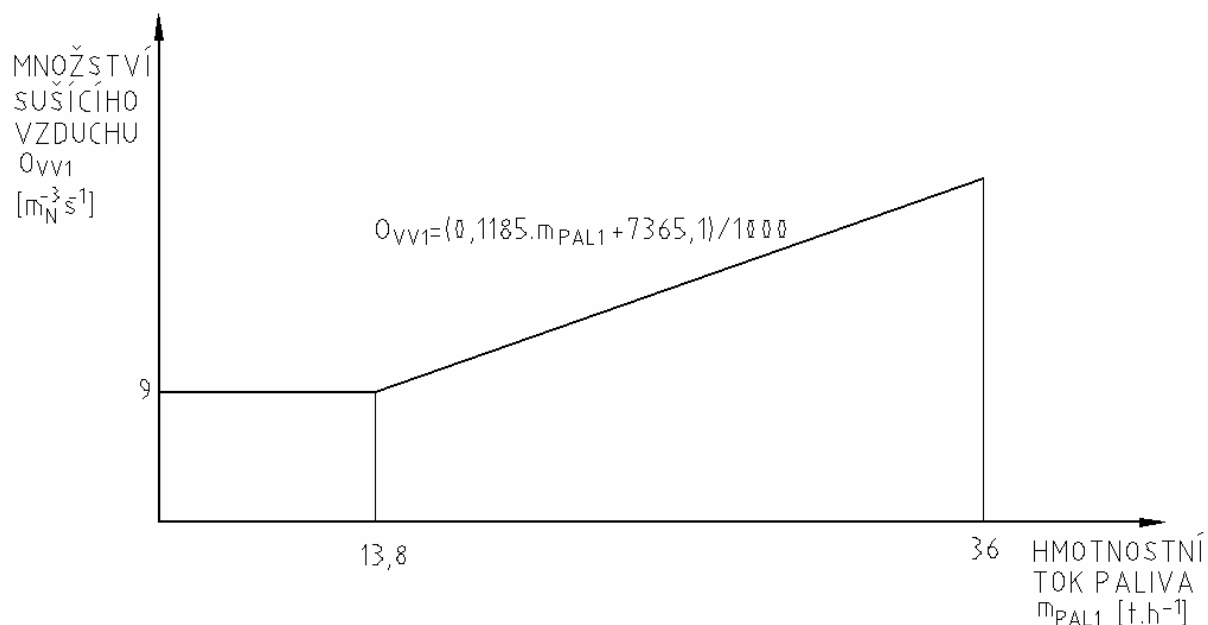
- člen q_{VV1} představuje měrné teplo (teplo vztažené na 1 kg paliva) sušícího vzduchu na vstupu do mlýna (jedná se o měrné teplo přivedené do mlýna horkým a studeným sušícím vzduchem),
- člen q_{PAL1} představuje měrné teplo surového paliva na vstupu do mlýna,
- člen q_{tVV1} představuje měrné teplo obsažené v těsnícím vzduchu na vstupu do mlýna,
- člen q_m představuje měrné teplo vzniklé třením ve mlýně a zahrnuje i měrnou práci mlýnského ventilátoru,
- člen q_W představuje měrné teplo na sušení paliva,
- člen q_{VV2} představuje měrné teplo sušícího vzduchu na výstupu ze mlýna,
- člen q_{UP2} představuje měrné teplo vázané v uhelném prášku na výstupu ze mlýna,
- a člen q_z představuje měrné tepelné ztráty mlecího okruhu.

4.3.2.2 Průtok sušícího média

Pro výpočet tepelné bilance mlýna je nutné znát, v případě projekčního návrhu volit (zadá dodavatel mlýna), potřebný celkový průtok sušícího média do mlýna v závislosti na množství paliva vstupujícího do mlýna. Dané průtočné množství sušícího média musí zajistit vysušení paliva na požadovanou výstupní vlhkost W_2 , ale také dopravitelnost uhelného prášku ze mlýna do hořáků, která je funkcí tvarové složitosti přírodních práškovodů (musí být zajištěna bezpečná rychlost proudění uhelného prášku i místy se ztrátou kinetické energie, např. kolena, tedy uhelný prášek musí mít vyšší rychlost než-li je minimální kritická rychlost proudění uhelného prášku potrubím daného rozměru).

Následující obr. 2 zobrazuje závislost spotřeby celkového vzduchu na sušení na spotřebě paliva, tedy množství paliva vstupujícího do mlýna. Jedná se o skutečnou závislost, která je používaná u mlecího okruhu s černým uhlím u práškového granulačního kotle o výkonu 200 MWe. Ze závislosti vyplývá, že s klesajícím průtokem paliva do mlýna klesá celková spotřeba sušícího vzduchu až do hodnoty 13 800 kg/hod paliva. Pod touto hodnotou je již požadavek na průtok sušícího

vzduchu do mlýna konstantní. Tzn. je nutné zajistit podmínku dopravitelnosti uhelného prášku do mlýna.



Obr.2 Závislost spotřeby celkového množství sušícího vzduchu na hmotnostním toku paliva do mlýna

Pro uvedenou závislost na obr. 2 lze v programu EES psát následující podmínku

If ($m_{PAL1} < 13800$) Then $O_{VV1} := 9$

else

$$O_{VV1} := \frac{0,1185 \cdot m_{PAL1} + 7365,1}{1000}$$

[mN3.s-1]

Po zadání množství paliva lze následujícím příkazem stanovit celkové objemové množství vzduchu, na základě kterého lze provádět následující výpočty.

Call **OBJEM** ($m_{PAL1} : O_{VV1}$)

4.3.2.3 Výpočet měrných tepel na vstupu do mlýna

4.3.2.3.1 Měrné teplo sušícího vzduchu

Měrné teplo sušícího vzduchu je rovno součtu měrného tepla horkého a studeného sušícího vzduchu.

Měrná vlhkost nasávaného vzduchu – je funkcí teploty, relativní vlhkosti a tlaku nasávaného vzduchu. Měrnou vlhkost je možné stanovit z tabulek vlhkého vzduchu nebo z programu EES za pomoci následujícího příkazu

$$d_{VV0} = \omega ('AirH2O' ; T=t_{VV0} ; R=f_{iVV0} ; P=p_{VV0}) \quad [kg_{H2O}/kg_{VS}]$$

Hustota sušícího vzduchu za normálních podmínek (NP), tedy při normálním tlaku a teplotě

$$\rho_{VV1} = \rho ('AirH2O' ; T=t_N ; w=d_{VV0} ; P=p_N) \quad [kg/m_N^3]$$

Celkový hmotnostní průtok sušícího vzduchu

$$m_{VV1} = O_{VV1} \cdot \rho_{VV1} \cdot 3600 \quad [kg/h]$$

Měrný hmotnostní průtok sušícího vzduchu

$$y_{VV1} = \frac{m_{VV1}}{m_{PAL1}} \quad [kg_{VV}/kg_{PAL}]$$

Poměrné množství horkého vzduchu zastoupeného v sušícím vzduchu. Regulační klapkou na straně studeného vzduchu je regulováno průtočné množství horkého vzduchu do mlýna

$$x_{hVV1} = 100 - x_{sVV1} \quad [%]$$

Měrný hmotnostní průtok horkého sušícího vzduchu

$$y_{hVV1} = \frac{m_{VV1} \cdot \frac{x_{hVV1}}{100}}{m_{PAL1}} \quad [kg_{hVV}/kg_{PAL}]$$

Měrný hmotnostní průtok studeného sušícího vzduchu

$$y_{sVV1} = \frac{m_{VV1} \cdot \frac{x_{sVV1}}{100}}{m_{PAL1}} \quad [kg_{sVV}/kg_{PAL}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené v sušícím a těsnícím vzduchu

$$y_{H2OVV1} = \frac{d_{VV0} \cdot (y_{VV1} + y_{tVV1})}{1 + d_{VV0}} \quad [kg_{H2OVV}/kg_{PAL}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené v horkém sušícím vzduchu

$$y_{H2OhVV1} = \frac{d_{VV0} \cdot y_{hVV1}}{1 + d_{VV0}} \quad [kg_{H2OhVV}/kg_{PAL}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené ve studeném sušícím vzduchu

$$y_{H2OsVV1} = \frac{d_{VV0} \cdot y_{sVV1}}{1 + d_{VV0}} \quad [kg_{H2OsVV}/kg_{PAL}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry v horkém sušícím vzduchu

$$x_{H2OhVV1} = \frac{y_{H2OhVV1}}{y_{hVV1}} \cdot 100 \quad [%]$$

Hmotnostní podíl vodní páry se studeném sušícím vzduchu

$$x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{sVV1}}} = \frac{y_{\text{H}_2\text{O}_{\text{sVV1}}}}{y_{\text{sVV1}}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého horkého sušícího vzduchu – vyjadřuje měrnou tepelnou kapacitu mezi teplotou horkého vzduchu t_{hVV1} a teplotou 0 °C

$$\bar{c}_{\text{pHVS1}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{hVV1}}^2 + 0,00011146 \cdot t_{\text{hVV1}} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené v horkém sušícím vzduchu

$$\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}_{\text{hVV1}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{hVV1}}^2 + 0,00032937 \cdot t_{\text{hVV1}} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita horkého sušícího vzduchu (vlhkého)

$$\bar{c}_{\text{phVV1}} = \left[1 - \frac{x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{hVV1}}}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{\text{pHVS1}} + \frac{x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{hVV1}}}}{100} \cdot \bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}_{\text{hVV1}}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo horkého sušícího vzduchu na vstupu do mlýna

$$q_{\text{hVV1}} = y_{\text{hVV1}} \cdot \bar{c}_{\text{phVV1}} \cdot t_{\text{hVV1}} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého studeného sušícího vzduchu

$$\bar{c}_{\text{psVS1}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sVV1}}^2 + 0,00011146 \cdot t_{\text{sVV1}} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacity vodní páry obsažené ve studeném sušícím vzduchu

$$\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}_{\text{sVV1}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sVV1}}^2 + 0,00032937 \cdot t_{\text{sVV1}} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita studeného sušícího vzduchu (vlhkého)

$$\bar{c}_{\text{psVV1}} = \left[1 - \frac{x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{sVV1}}}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{\text{psVS1}} + \frac{x_{\text{H}_2\text{O}_{\text{sVV1}}}}{100} \cdot \bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}_{\text{sVV1}}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo studeného sušícího vzduchu na vstupu do mlýna

$$q_{\text{sVV1}} = y_{\text{sVV1}} \cdot \bar{c}_{\text{psVV1}} \cdot t_{\text{sVV1}} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Celkové měrné teplo sušícího vzduchu na vstupu do mlýna – je rovno součtu měrného tepla horkého a studeného sušícího vzduchu

$$q_{\text{VV1}} = q_{\text{hVV1}} + q_{\text{sVV1}} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.3.2 Měrné teplo vstupního surového paliva

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny paliva při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{\text{ph1}} = 0,84 + 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left[0,13 + \frac{V_1^{\text{daf}}}{100} \right] \cdot (130 + t_{\text{PAL1}}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popela při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{pA1} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{PAL1}}{1000} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Obsah hořlaviny v palivu

$$h_1 = 100 - A_1^r - W_1^r \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{pPAL1} = \bar{c}_{ph1} \cdot \frac{h_1}{100} + \bar{c}_{pA1} \cdot \frac{A_1^r}{100} + \bar{c}_{pW1} \cdot \frac{W_1^r}{100} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo surového paliva na vstupu do mlýna

$$q_{PAL1} = 1 \cdot \bar{c}_{pPAL1} \cdot t_{PAL1} \quad [\text{kJ.kg}]$$

4.3.2.3.3 Měrné teplo těsnícího vzduchu

Měrný hmotnostní průtok těsnícího vzduchu

$$y_{tVV1} = \frac{X_{tVV1}}{100} \cdot y_{VV1} \quad [\text{kg}_{tVV}/\text{kg}_{PAL}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené v těsnícím vzduchu

$$y_{H2OtVV1} = \frac{d_{VV0} \cdot y_{tVV1}}{1 + d_{VV0}} \quad [\text{kg}_{H2OtVV}/\text{kg}_{PAL}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry v těsnícím vzduchu

$$x_{H2OtVV1} = \frac{y_{H2OtVV1}}{y_{tVV1}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého těsnícího vzduchu

$$\bar{c}_{ptVS1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{tVV1}^2 + 0,00011146 \cdot t_{tVV1} + 0,991 \cdot \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené v těsnícím vzduchu

$$\bar{c}_{pH2OtVV1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{tVV1}^2 + 0,00032937 \cdot t_{tVV1} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita těsnícího vzduchu

$$\bar{c}_{ptVV1} = \left[1 - \frac{x_{H2OtVV1}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{ptVS1} + \frac{x_{H2OsVV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pH2OtVV1} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo těsnícího vzduchu

$$q_{tVV1} = y_{tVV1} \cdot \bar{c}_{ptVV1} \cdot t_{tVV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.3.4 Měrné teplo vzniklé částečnou přeměnou mlecí práce ve mlýně

Během procesu mletí uhlí ve mlýně dojde vlivem vzájemného tření částic a částic s mlecími elementy k částečné přeměně měrné mlecí práce na teplo. Měrné teplo vzniklé částečnou přeměnou mlecí práce se spočte podle následujícího vztahu

$$q_m = k \cdot \varepsilon_m \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.4 Výpočet měrných tepel na výstupu z mlýna

4.3.2.4.1 Měrné teplo pro odpaření vody z paliva

Úbytek vody v palivu. Daný vztah vyjadřuje výpočet množství uvolněné vody z paliva při sušení. Veličina W_1^r představuje počáteční obsah vody v palivu a veličina W_2 zbytkový obsah vody v uhelné částici pro vysušení.

$$\Delta W = \frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \quad [\text{kg/kg}]$$

Entalpie vody obsažené v palivu na vstupu do mlýna

$$i_{W1} = h(\text{'Water'}; T = t_{PAL1}; P = p_1) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Parciální tlak vodní páry ve směsi za mlýnem

$$p_{H2O2} = \frac{p_2 \cdot d_2}{0,622 + d_2} \quad [\text{Pa}]$$

Entalpie vodní páry ve směsi za mlýnem

$$i_{W2} = h(\text{'Water'}; T = t_{sm2}; P = p_{H2O2}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Měrné teplo pro odpaření vody z paliva

$$q_w = \left[\frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \right] \cdot (i_{W2} - i_{W1}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.4.2 Měrné teplo obsažené ve vzduchu na výstupu ze mlýna

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažený ve vzduchu na výstupu ze mlýna. Do výpočtu měrného tepla vzduchu není zahrnuta vodní pára uvolněná z paliva při sušení, protože je zahrnuta ve výpočtu q_w .

$$y_{H2OVV2} = y_{H2OVV1} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry ve vzduchu na výstupu z mlýna

$$x_{H2OVV2} = \left[\frac{y_{H2OVV2}}{y_{VV1} + y_{tVV1}} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého vzduchu na výstupu z mlýna

$$\bar{c}_{pVS2} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{sm2}^2 + 0,00011146 \cdot t_{sm2} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené ve vzduchu na výstupu z mlýna

$$\bar{c}_{pH2OVV2} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{sm2}^2 + 0,00032937 \cdot t_{sm2} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vzduchu na výstupu z mlýna

$$\bar{c}_{pVV2} = \left[1 - \frac{x_{H2OVV2}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{pVS2} + \frac{x_{H2OVV2}}{100} \cdot \bar{c}_{pH2OVV2} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo obsažené ve vzduchu na výstupu z mlýna

$$q_{VV2} = (y_{VV1} + y_{tVV1}) \cdot \bar{c}_{pVV2} \cdot t_{sm2} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.4.3 Měrné teplo uhelného prášku na výstupu ze mlýna

Úbytek vody z paliva sušením ve mlýně se projeví na složení uhelného prášku. Změnu složení uhelného prášku je nutné zohlednit při výpočtu měrného tepla vázaného v uhelném prášku za mlýnem.

Obsah popela v uhelném prášku

$$A_2 = A_1^r \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1} \right] \quad [\%]$$

Obsah hořlaviny v uhelném prášku

$$h_2 = 100 - A_2 - W_2 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny za mlýnem, tzn. při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{ph2} = 0,84 + 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left[0,13 + \frac{V_1^{daf}}{100} \right] \cdot (130 + t_{sm2}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popela za mlýnem

$$\bar{c}_{pA2} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{sm2}}{1000} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita uhelného prášku za mlýnem

$$\bar{c}_{pUP2} = \bar{c}_{ph2} \cdot \frac{h_2}{100} + \bar{c}_{pA2} \cdot \frac{A_2}{100} + \bar{c}_{pW2} \cdot \frac{W_2}{100} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo vázané v uhelném prášku na výstupu z mlýna

$$q_{UP2} = \left[\frac{100 - W_1^r}{100 - W_2} \right] \cdot \bar{c}_{pUP2} \cdot t_{sm2} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.4 Tepelné ztráty mlecího okruhu

Tepelné ztráty mlecího okruhu se počítají z tepla přivedeného do mlýnského okruhu sušícím médiem při zvoleném ztrátovém součiniteli ζ_s , jehož hodnota se pohybuje v rozmezí 0,05 až 0,15 (tedy 5 až 15 % z přivedeného tepla sušícího média přejde sdílením tepla do okolí)

$$q_z = \zeta_s \cdot q_{VV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.3.2.5 Výpočet teploty směsi na výstupu z mlýna

Tepelnou bilanci mlýna můžeme využít různým způsobem. U této metodiky výpočtu tepelné bilance mlýna je výstupní veličinou teplota směsi za mlýnem. Při projekčním návrhu je možné však touto metodikou určit spotřebu sušícího média a/nebo poměrné zastoupení studeného či horkého vzduchu v sušícím médiu, tedy stanovení vzduchu proudícího obtokem LJ, pro následný tepelný výpočet kotle.

Výpočet teploty směsi vychází z rovnice tepelné bilance mlecího okruhu psané ve tvaru

$$q_{VV1} + q_{PAL1} + q_{tVV1} + q_m - q_w - q_{VV2} - q_{UP2} - q_z = 0$$

Dosazením měrných tepel do rovnice tepelné bilance a následnou matematickou úpravou lze odvodit vztah pro výpočet teploty směsi za třídícím

$$t_{sm2} = \frac{q_{VV1} + q_{PAL1} + q_{tVV1} + q_m - q_z - \left[\left(\frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \right) \cdot (i_{W2} - i_{W1}) \right]}{(Y_{VV1} + Y_{tVV1}) \cdot \bar{c}_{pVV2} + \left[\frac{100 - W_1^r}{100 - W_2} \right] \cdot \bar{c}_{pUP2}} \quad [^\circ\text{C}]$$

4.3.2.6 Kontrola zvolené hodnoty zbytkového obsahu vody v uhelném prášku na výstupu z mlýna

Pokud bude výstupní teplota směsi za mlýnem nižší než 100 °C při atmosférickém tlaku (s rostoucím tlakem směsi roste řídicí teplota, která určuje podíl vodní páry ve směsi a naopak s klesajícím tlakem směsi klesá řídicí teplota), je nutné provést kontrolu nasycení vzduchu vodní parou uvolněnou z paliva při sušení. Sušící vzduch je schopen pod teplotou 100 °C a atmosférickém tlaku pojmout jen omezené množství vodní páry na stav sytosti. Následný postup uvádí kontrolu nasycení vzduchu vodní parou uvolněnou z paliva se stavem 100 % nasycení vzduchu vodní parou odpovídající výsledné teplotě směsi za mlýnem.

Měrná vlhkost vzduchu na výstupu ze mlýna

$$d_2 = \frac{Y_{H2OVV1} + \Delta W}{Y_{VV1} + Y_{tVV1} - Y_{H2OVV1}} \quad [\text{kg}_{H2O}/\text{kg}_{vs}]$$

Relativní vlhkost vzduchu na výstupu ze mlýna. Následný vzorec uvádí výpočet relativní vlhkosti vzduchu v programu EES. Pro stanovení hodnoty lze rovněž využít tabulek pro vlhký vzduch. Pokud bude dosahovat hodnota relativní vlhkosti hodnoty nižší než 1 znamená to, že vzduch nedosáhl stavu nasycení vodními parami při výstupní teplotě směsi za mlýnem a výstupním tlaku směsi.

$$f_{i2} = \text{RH} ('AirH2O' ; T = t_{sm2} ; w = d_2 ; P = p_2) \quad [-]$$

Měrnou vlhkost lze rovněž použít pro stanovení rosného bodu vzduchu nasyceného vodní parou z paliva uvolněnou při sušení. Pokud bude hodnota rosného bodu t_{DP2} nižší než-li hodnota teploty směsi za třídičem t_{sm2} tak vzduch nedosáhl stavu nasycení a hodnota zbytkového obsahu vody v uhelném prášku je zvolena správně. Hodnota zbytkové vlhkosti v uhelném prášku za mlýnem by však neměla být nižší než hodnota hygroskopické vody.

$$t_{DP2} = \text{DP} ('AirH2O' ; T = t_{sm2} ; w = d_2 ; P = p_2) \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Měrná vlhkost odpovídající stavu nasycení vzduchu při teplotě směsi. Jedná se o stav, kdy vzduch o teplotě směsi bude mít 100 % relativní vlhkost, tedy $f_{i2max} = 1$

$$d_{2max} = \omega ('AirH2O' ; T = t_{sm2} ; R = f_{i2max} ; P = p_2) \quad [\text{kgH}_2\text{O}/\text{kgvs}]$$

Maximální množství vodní páry, které je schopen vzduch pojmout při teplotě směsi za třídičem při relativní vlhkosti 100 %.

$$\Delta H_2O_{max} = d_{2max} \cdot (y_{VV1} + y_{tVV1} - y_{H2OVV1}) - y_{H2OVV1} \quad [\text{kg}/\text{kg}]$$

4.3.2.7 Efektivní objemový průtok směsi za mlýnem

Na výstupu ze mlýna je nutné stanovit efektivní objemový průtok směsi pro následný výpočet bezpečnosti proudění směsi uhelného prášku a vzdušiny práškovody. U mlecího okruhu je nutné nejenom zajistit správnou hmotnostní a tepelnou bilanci, ale také takovou rychlost proudění uhelné směsi tvarově zakřivenými práškovody, která je vyšší než-li kritická rychlost proudění, která je funkcí granulometrie částic, geometrie kanálu, sedimentační rychlosti a fyzikálních vlastností nosné vzdušiny a uhelných částic (zejména měrné hmotnosti).

Hustota nosné vzdušiny (vlhkého vzduchu) za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{VV2ef} = \rho ('AirH2O' ; T = t_{sm2} ; w = d_2 ; P = p_2) \quad [\text{kg}/\text{m}^3]$$

Efektivní objemový průtok směsi za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$Q_{celkVV2ef} = \frac{(y_{VV1} + y_{tVV1} + \Delta W) \cdot m_{PAL1}}{\rho_{VV2ef} \cdot 3600} \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

4.3.3 Závěr

Tento dokument představuje metodiku výpočtu tepelné bilance mlecího okruhu s černým uhlím. V kapitole 4.3 je rozebrána metodika výpočtu tepelné bilance mlecího okruhu s černým uhlím. Metodika výpočtu je doplněna i o schéma uvedeného na obr.1. Metodika uvádí přehled parametrů, které je nutné znát (zadat) pro výpočet tepelné bilance. Pro názornost byly do parametrů dosazeny číselné hodnoty, které představují reálné hodnoty převzaté z práškového granulačního kotle na černé uhlí, u kterého jsou použity mlecí okruhy s kroužkovými mlýny. Pro názornost je doplněna i závislost spotřeby celkového sušícího vzduchu na hmotnostním průtoku paliva vstupujícího do mlýna. Výstupní veličinou stanovenou tepelným výpočtem je teplota směsi za třidičem, která by měla dosahovat optimální hodnoty 90 °C. Její regulace je zajišťována nastavením poměrného množství horkého a studeného vzduchu v sušícím vzduchu. Uvedenou metodiku lze použít i projekčním návrhu, kdy je zjišťovanou hodnotou spotřeba sušícího vzduchu a/nebo poměrné zastoupení horkého či studeného vzduchu. V závěru je provedena kontrola zvoleného zbytkového obsahu vody v uhelné částici metodikou možného nasycení vzduchu při teplotě směsi a výpočet efektivního průtoku směsi za mlýnem.

4.3.4 Literatura

- [1] Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha, 2002, 212 s, ISBN 80-01-02591-8
- [2] Černý V.: Spalovací zařízení a výměníky tepla, ČVUT Praha, 1986, 240 s
- [3] Černý V.: Mletí a sušení uhlí, ČVUT Praha, 1969, 236 s
- [4] Hašek P.: Tabulky pro tepelnou techniku, VŠB Ostrava, 1980, 247 s.
- [5] Klein S.A.: Engineering Equation Solver, Commercial and Professional Versions, F-Chart Software 2006, 275 s.

4.4 Tepelná bilance mlýna s hnědým uhlím

Na následujícím obr. 3 je znázorněno schéma mlecího okruhu s hnědým uhlím. K danému schématu je zvolena i metodika výpočtu tepelné bilance.

Tento obr. 3 představuje reálné schéma mlecího okruhu při spalování hnědého uhlí v práškovém granulačním kotli o výkonu 100 MWe.

Výpočet tepelné bilance mlecího okruhu je základním úkonem před samotným tepelným výpočtem kotle a jeho projekčním návrhem, protože dává představu o rozdělení vzduchů na kotli, objemovém průtoku přivedeného recirkulovanými sušícími spalinami do ohniště, o falešném vzduchu přisátého v mlecím okruhu.

Pro desintegraci hnědého uhlí je použit ventilátorový mlýn se samonasávací schopností. Vzhledem k tomu, že hnědé uhlí obsahuje vysoký podíl vody v surovém palivu, jsou využity pro sušení spaliny odebírané ze spalovací komory na konci ohniště. Sušící médium je nasáváno podtlakem vyvozeným oběžným kolem ventilátorového mlýna. Pro zamezení tvorby nánosů na ústí sušek je ústí ofukováno horkým vzduchem, který je nutné započítat do tepelné bilance. Jeho množství je řízeno regulační klapkou a hodnota průtoku je měřena (je započítána do vzducho-spalinové bilance kotle). Průtok horkého vzduchu do ofuku se však se změnou zatížení podavače paliva mění velmi nepatrně. Pro snížení koncentrace O_2 v sušícím médiu a snížení rizika vznícení uhelného prášku ve mlýně mohou být do ofuku sušek přiváděny studené recirkulované spaliny (odebírané za např. za ohřívákem vody nebo za elektrickým odlučovačem) nebo směs recirkulovaných studených spalin a horkého vzduchu (recirkulace spalin není na obr.3 naznačena).

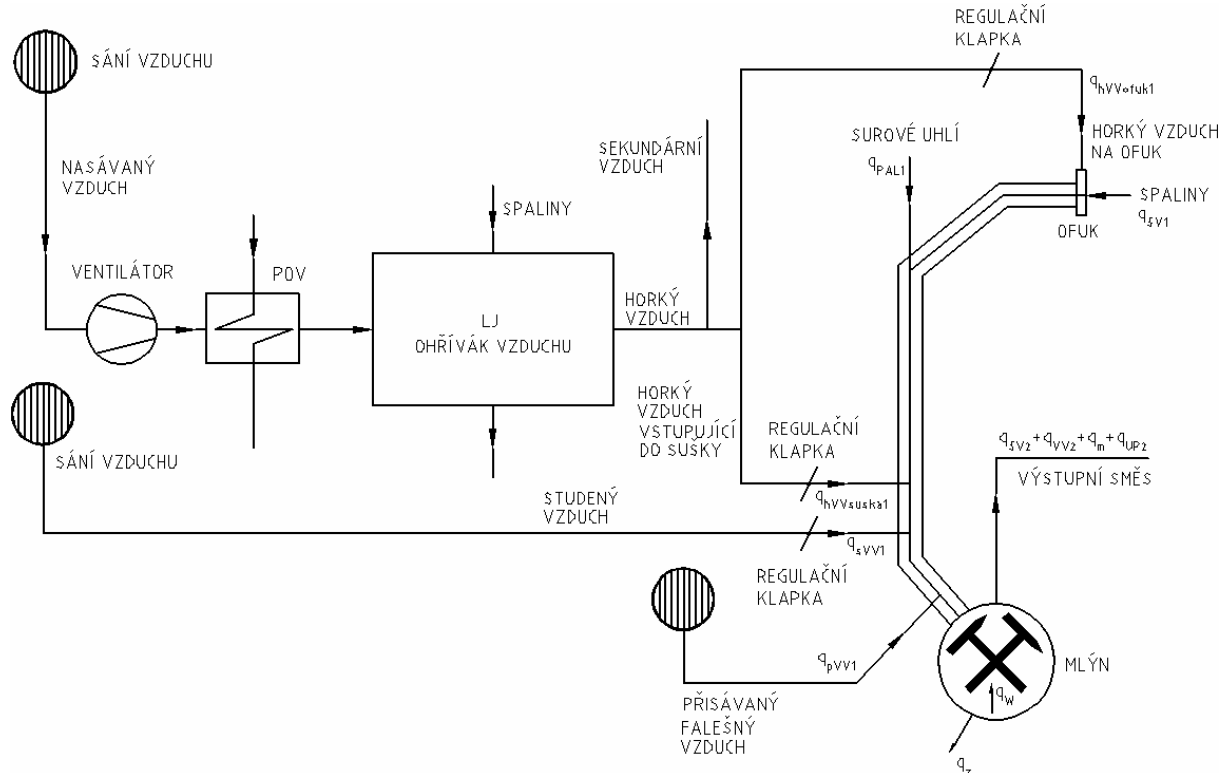
Pro regulaci teploty směsi za třídícím je nad vstupem paliva do mlýna přiváděn horký vzduch. Množství je řízeno regulační klapkou a hodnota průtoku je měřena. Horký vzduch nahrazuje částečné množství spalin odsávaných ze spalovací komory kotle na konci ohniště.

Se změnou zatížení podavače paliva se při konstantních otáčkách oběžného kola mlýna mění ventilované množství vzdušiny mlýnem. S poklesem zatížení mlýna se snižují tlakové ztráty ve mlýně a v práškovodech, které se projeví nárůstem ventilovaného množství vzdušiny mlýnem. Nárůst ventilovaného množství společně se sníženým přívodem paliva zapříčiní nárůst teploty směsi za třídícím. Překročí-li teplota směsi hodnotu $210\text{ }^{\circ}\text{C}$ začíná systém otevírat přívod horkého vzduchu do mlýna až do úplného otevření, tím by mělo dojít ke snížení teploty směsi za mlýnem. Pokud dosáhne teplota směsi $230\text{ }^{\circ}\text{C}$ může systém odstavit mlecí okruh z provozu. Pro snížení teploty lze použít i jiných opatření, jako např. snížení ventilovaného množství vzdušiny regulační klapkou na sání mlýna nebo změnou otáček oběžného kola mlýna frekvenčním měničem nebo regulační hydrodynamickou spojkou, pokud je mlýn těmito zařízeními vybaven. Další možností je přívod tlakové vody, kde lze pro snížení teploty směsi za třídícím efektivně využít jejího výparného tepla.

Přívodem vzduchu do mlýna se zvyšuje koncentrace kyslíku ve směsi, což má dopad na bezpečnost provozu mlecích okruhů a zvyšuje se tím riziko vznícení uhelného prášku ve mlýně a v práškovodech. Přívodem tlakové vody je možné spolehlivě

regulovat teplotu směsi za třídičem bez nárůstu kyslíku. To se následně projeví zlepšenými parametry spalování uhlénoho prášku na hořácích s požadovanou dynamikou přívodu sekundárních a terciárních spalovacích vzduchů. Použití tlakové vody je však nutné zohlednit do výpočtu účinnosti kotle jako nárůst vlhkosti v palivu, což se projeví jednak na jeho složení, tak na jeho výhřevnosti.

Teplota primární směsi by měla být udržována na hodnotě cca 180 °C. Minimální provozní teplotou je hodnota 150 °C. Horní mezní teplotou je 210 °C, při které se otevírá přívod studeného vzduchu do mlýna a při teplotě 230 °C je dán pokyn k odstavení podavače paliva a mlýna z provozu.



Obr.3 Schéma mlecího okruhu s hnědým uhlím

Vstupní hodnoty do mlýna jsou na obr.3 a ve výpočtu označeny indexem 1, výstupní hodnoty pak indexem 2 a indexem 0 je označen vzduch nasávaný z okolí.

4.4.1 Vstupní parametry pro výpočet tepelné bilance mlýna s hnědým uhlím

Před zahájením výpočtu tepelné bilance mlýna je nutné definovat vstupní parametry pro výpočet. Následující parametry vyjadřují přehled parametrů nutných pro výpočet tepelné bilance mlýna. U jednotlivých vstupních veličin jsem doplnil hodnoty pro reálný mlecí okruh na hnědé uhlí u práškového granulačního kotle o jmenovitém výkonu 100 MWe

4.4.1.1 Základní parametry paliva

Výhřevnost surového paliva – jedná se o hnědé uhlí z lokality Doly Nástup Tušimice

$$Q_1^r = 11015 \quad [\text{kJ/kg}]$$

Obsah popela v surovém palivu

$$A_1^r = 23,42 \quad [\%]$$

Obsah vody v surovém palivu

$$W_1^r = 32,75 \quad [\%]$$

Podíl prchavé hořlaviny

$$V_1^{\text{daf}} = 50 \quad [\%]$$

Obsah síry v surovém palivu

$$S^r = 1,62 \quad [\%]$$

Obsah uhlíku v surovém palivu

$$C^r = 30,67 \quad [\%]$$

Obsah vodíku v surovém palivu

$$H^r = 2,18 \quad [\%]$$

Obsah dusíku v surovém palivu

$$N^r = 0,26 \quad [\%]$$

Obsah kyslíku v surovém palivu

$$O^r = 9,1 \quad [\%]$$

Analytická vlhkost

$$W^a = 3 \quad [\%]$$

Teplota surového paliva na vstupu

$$t_{\text{PAL1}} = 20 \quad [^\circ\text{C}]$$

Počáteční zrnitost surového paliva

$$R_5 = 4 \quad [\%]$$

Zatížení podavače paliva

$$Z_{\text{PAL1}} = 20 \quad [\%]$$

Pro výpočet tepelné bilance mlýna je důležité znát ventilované množství vzdušiny mlýnem se změnou zatížení podavače paliva, tedy se změnou hmotnostního toku paliva na vstupu do mlýna.

Celkové ventilované množství vzdušiny mlýnem je pak rovno součtu množství:

- sušících spalin,
- horkého vzduchu přiváděného do ofuku sušek a před mlýnem,
- falešného vzduchu,
- studeného vzduchu,
- a vodní páry uvolněné z paliva při sušení.

Tabulka 2 uvádí přehled vstupních parametrů pro výpočet tepelné bilance se změnou zatížení podavače paliva. Se změnou zatížení podavače paliva 0 až 80 % se mění hmotnostní tok paliva do mlýna od cca 14 t/hod až po cca 37 t/hod. Se změnou zatížení se mění i ventilované množství vzdušiny z 96 480 kg/hod při 0 % zatížení podavače paliva na 76 680 kg/hod při 80 % zatížení paliva. Proměnnou hodnotu nabývají i spaliny odsávané ze spalovací komory kotle na konci ohniště a teplota horkého vzduchu. Tabulka 2 uvádí reálné hodnoty zjištěné na práškovém granulačním kotli o výkonu 100 MWe (se zvyšujícím se zatížením podavače se úměrně zvyšuje výkon kotle).

V případě projekčního návrhu kotle se volí teplota spalin navána do mlýna ze spalovací komory rovna teplotě na konci ohniště. Tato teplota na konci ohniště bývá zpravidla o Δt nižší než teplota měknutí popeloviny t_B v případě, že navazující teplosměnnou plochou jsou deskové (šotové, sálavé) přehříváky, nebo nižší než teplota tání popeloviny t_A v případě, že navazující teplosměnnou plochou je mříž nebo sálovo-konvekční přehříváky či přihříváky. Na tuto teplotu je projektován kotel a jeho ohniště. V případě tepelného výpočtu kotle je teplota na konci ohniště označována symbolem t_{OK} . Posuneme-li v případě projekčního návrhu odběr spalin více do prostoru ohniště bude teplota nasávaných spalin nabývat vyšší hodnoty od teploty t_{OK} , která se odhadne a bude upřesněna až při konečném tepelném výpočtu kotle.

Zatížení podavače Z_{PAL1} [%]	0	20	40	60	80
Hmotnostní tok surového paliva m_{PAL1} [kg.h ⁻¹]	13932	19727	25023	31318	37144
Teplota vlhkých spalin na vstupu t_{SV1} [°C]	900	925	950	975	1000
Hmotnostní tok vzdušiny na výstupu m_{sm2} [kg.h ⁻¹]	96480	82440	76680	76680	76680
Teplota horkého vzduchu na vstupu t_{hVV1} [°C]	254	264	274	284	294

Tab.2 Parametry médií pro výpočet tepelné bilance

Hodnoty z tabulky byly převedeny následujícími procedurami do programu EES. Dané procedury stanoví na základě zatížení paliva odpovídající hodnotu:

- hmotnostního toku paliva do mlýna,
- celkového hmotnostního toku vzdušiny ventilovaného mlýnem,
- teploty nasávaných spalin z ohniště,

- a teploty horkého vzduchu do mlýna.

Množství paliva na vstupu do mlýna

If (Z _{PAL1} = 0) Then	m _{PAL1} := 13932	
If (Z _{PAL1} = 20) Then	m _{PAL1} := 19727	
If (Z _{PAL1} = 40) Then	m _{PAL1} := 25023	[kg/h]
If (Z _{PAL1} = 60) Then	m _{PAL1} := 31318	
If (Z _{PAL1} = 80) Then	m _{PAL1} := 37144	

Teplota nasávaných spalin z ohniště

If (Z _{PAL1} = 0) Then	t _{SV1} := 900	
If (Z _{PAL1} = 20) Then	t _{SV1} := 925	
If (Z _{PAL1} = 40) Then	t _{SV1} := 950	[°C]
If (Z _{PAL1} = 60) Then	t _{SV1} := 975	
If (Z _{PAL1} = 80) Then	t _{SV1} := 1000	

Celkové ventilované množství vzdušiny mlýnem

If (Z _{PAL1} = 0) Then	m _{sm2} := 96480	
If (Z _{PAL1} = 20) Then	m _{sm2} := 82440	
If (Z _{PAL1} = 40) Then	m _{sm2} := 76680	[kg/h]
If (Z _{PAL1} = 60) Then	m _{sm2} := 76680	
If (Z _{PAL1} = 80) Then	m _{sm2} := 76680	

Teplota horkého vzduchu na vstupu do mlýna (teplota horkého vzduchu za ohřívákem vzduchu)

If (Z _{PAL1} = 0) Then	t _{hVV1} := 254	
If (Z _{PAL1} = 20) Then	t _{hVV1} := 264	
If (Z _{PAL1} = 40) Then	t _{hVV1} := 274	[°C]
If (Z _{PAL1} = 60) Then	t _{hVV1} := 284	
If (Z _{PAL1} = 80) Then	t _{hVV1} := 294	

4.4.1.2 Složení nasávaných sušících spalin

Na konci ohniště jsou odsávány spaliny při přebytku vzduchu 1,05. Ze zadaného přebytku vzduchu na konci ohniště a elementárního rozboru paliva se ze stechiometrie stanoví složení vlhkých spalin, které se zadá do výpočtu

$$n = 1,05$$

Objemový podíl CO₂ v sušících spalínách

$$\omega_{\text{CO2SV1}} = 14,86 \quad [\%]$$

Objemový podíl SO₂ v sušících spalínách

$$\omega_{\text{SO2SV1}} = 0,2872 \quad [\%]$$

Objemový podíl N₂ v sušících spalínách

$$\omega_{\text{N2SV1}} = 66,08 \quad [\%]$$

Objemový podíl O₂ v sušících spalínách

$$\omega_{\text{O2SV1}} = 0,8355 \quad [\%]$$

Objemový podíl vodní páry v sušících spalínách

$$\omega_{\text{H2OSV1}} = 17,94 \quad [\%]$$

4.4.1.3 Parametry na straně vzduchu vstupujícího do mlýna

Tlak nasávaného vzduchu

$$p_{\text{VV0}} = 97500 \quad [\text{Pa}]$$

Teplota nasávaného vzduchu

$$t_{\text{VV0}} = 20 \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Relativní vlhkost nasávaného vzduchu

$$f_{\text{VV0}} = 0,6 \quad [-]$$

Tlak horkého vzduchu na vstupu do mlýna

$$p_{\text{hVV1}} = 100500 \quad [\text{Pa}]$$

Objemový průtok horkého vzduchu přiváděného do ofuku sušek

$$O_{\text{hVVofuk1}} = 9000 \quad [\text{m}_\text{N}^3/\text{h}]$$

Maximální hmotnostní průtok horkého vzduchu přiváděného do prostoru nad mlýnem – hodnota je určena dimenzí rozvodu horkého vzduchu do mlýna. Daný průtok odpovídá 100 % otevření regulační klapky.

$$m_{\text{hVVsuska1max}} = 19600 \quad [\text{kg/h}]$$

Nastavení regulační klapky přívodu horkého vzduchu do prostoru nad mlýnem. Nastavení klapky určuje průtočné množství horkého vzduchu přiváděného do mlýna.

$$x_{\text{hVVsuska1}} = 100 \quad [\%]$$

Tlak studeného vzduchu na vstupu do mlýna, představuje hodnotu tlaku před oběžným kolem mlýna

$$p_{sVV1} = p_{VV0} \quad [\text{Pa}]$$

Teplota studeného vzduchu na vstupu do mlýna. Studený vzduch je do mlýna nasáván z okolního prostředí a je použit jen v případě, že teplota směsi je vyšší než 210 °C.

$$t_{sVV1} = t_{VV0} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

Objemové množství studeného vzduchu na vstupu do mlýna. Při sníženém zatížení podavače paliva (např. 0 a 20 % zatížení) může teplota směsi za mlýnem, podle obsahu vody v palivu, dosáhnout hodnoty 210 °C a vyšší. V tomto případě je plně otevřen přívod horkého vzduchu do mlýna $x_{hVV\text{suska}1} = 100\%$ a je nutné dále zadat hodnotu průtoku studeného vzduchu do mlýna.

$$O_{sVV1} = 2170 \quad [\text{m}_N^3/\text{h}]$$

Objemové množství přisátého (falešného) vzduchu do mlýna

$$O_{pVV1} = 14400 \quad [\text{m}_N^3/\text{h}]$$

Tlak falešného vzduchu

$$p_{pVV1} = p_{VV0} \quad [\text{Pa}]$$

Teplota falešného vzduchu

$$t_{pVV1} = t_{VV0} \quad [^{\circ}\text{C}]$$

4.4.1.4 Parametry pro výpočet tepla uvolněného ve mlýně třením

Zbytek na síti 0,09 mm

$$R_{90} = 50 \quad [\%]$$

Součinitel opotřebení mlecích desek

$$k_{op} = 0,85 \quad [-]$$

Součinitel přeměny mlecí práce ve ventilátorovém mlýnu

$$k_m = 0,8 \quad [-]$$

4.4.1.5 Parametry pro výpočet odvedeného tepla ze mlýna

Zbytkový obsah vody v uhelném prášku za mlýnem (třídíčem)

$$W_2 = 5 \quad [\%]$$

Tlak vzdušiny na výstupu z mlýna

$$p_2 = 100000 \quad [\text{Pa}]$$

Ztráta sdílením tepla do okolí

$$\xi_s = 0,1 \quad [-]$$

4.4.1.6 Pomocné parametry pro výpočet

Teplota za normálních podmínek

$$t_N = 0 \quad [^\circ\text{C}]$$

Tlak za normálních podmínek

$$p_N = 101325 \quad [\text{Pa}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vody

$$\bar{c}_{pW1} = 4,2 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita zbytkové vody v uhelném prášku

$$\bar{c}_{pW2} = 4,2 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Objemový podíl O_2 v suchém vzduchu

$$\omega_{\text{O}_2\text{VS}_1} = 21 \quad [\%]$$

4.4.2 Metodika výpočtu tepelné bilance s hnědým uhlím

4.4.2.1 Rovnice tepelné bilance mlýna

Rovnici tepelné bilance mlýna s hnědým uhlím je možné psát ve tvaru:

$$q_{\text{SV}_1} + q_{\text{VV}_1} + q_{\text{pVV}_1} + q_{\text{PAL}_1} + q_m - (q_w + q_{\text{SV}_2} + q_{\text{VV}_2} + q_{\text{UP}_2} + q_z) = 0$$

Kde:

- člen q_{SV_1} představuje měrné teplo sušících spalin nasávaných z kotle na konci ohniště
- člen q_{VV_1} představuje měrné teplo horkého a studeného vzduchu na vstupu do mlýna (jedná se o měrné teplo horkého vzduchu zavedeného do ofuku sušek a před mlýnem a o měrné teplo studeného vzduchu při teplotě směsi vyšší než 210°C),
- člen q_{pVV_1} představuje měrné teplo přisátého (studeného) vzduchu do mlýna,
- člen q_{PAL_1} představuje měrné teplo surového paliva na vstupu do mlýna,
- člen q_m představuje měrné teplo vzniklé třením ve mlýně částečnou přeměnou měrné mlecí práce,

- člen q_w představuje měrné teplo na sušení paliva (teplo na vypaření vody z paliva a na přehřátí páry na teplotu směsi za mlýnem),
- člen q_{SV2} představuje měrné teplo obsažené ve spalinách za mlýnem,
- člen q_{VV2} představuje měrné teplo ve vzduchu za mlýnem,
- člen q_{UP2} představuje měrné teplo vázané v uhelném prášku na výstupu z mlýna,
- a člen q_z představuje měrná tepelné ztráty mlecího okruhu.

4.4.2.2 Výpočet měrných tepel na vstupu do mlýna

4.4.2.2.1 Měrné teplo nasávaných sušících spalin

Kontrolní součet objemových podílů složek v nasávaných spalinách

$$\text{kontrolaslozeni}_{SV1} = \omega_{CO2SV1} + \omega_{SO2SV1} + \omega_{N2SV1} + \omega_{O2SV1} + \omega_{H2OSV1} \quad [\%]$$

Hustota CO₂ při normálních podmínkách

$$\rho_{CO2SV1} = \rho ('CO2'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hustota SO₂ při normálních podmínkách

$$\rho_{SO2SV1} = \rho ('SO2'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hustota N₂ při normálních podmínkách

$$\rho_{N2SV1} = \rho ('N2'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hustota O₂ při normálních podmínkách

$$\rho_{O2SV1} = \rho ('O2'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hustota vodní páry při normálních podmínkách

$$\rho_{H2OSV1} = \rho ('H2O'; T=t_N; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hustota nasávaných vlhkých spalin

$$\begin{aligned} \rho_{SV1} = & \frac{\omega_{CO2SV1}}{100} \cdot \rho_{CO2SV1} + \frac{\omega_{SO2SV1}}{100} \cdot \rho_{SO2SV1} + \\ & + \frac{\omega_{N2SV1}}{100} \cdot \rho_{N2SV1} + \frac{\omega_{O2SV1}}{100} \cdot \rho_{O2SV1} + \frac{\omega_{H2OSV1}}{100} \cdot \rho_{H2OSV1} \end{aligned} \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Celkový měrný hmotnostní průtok vzdušiny ventilovaný mlýnem. Hodnota průtoku vzdušiny mlýnem m_{sm2} se stanoví po zadání zatížení podavače paliva. Měrný průtok vzdušiny pak představuje poměr průtoku vzdušiny k hmotnostnímu toku surového paliva do mlýna.

$$y_{sm2} = \frac{m_{sm2}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Úbytek vody v palivu. Daný vztah vyjadřuje výpočet množství uvolněné vody z paliva při sušení. Veličina W_1^r představuje počáteční obsah vody v palivu a veličina W_2 zbytkový obsah vody v uhelné částici po vysušení

$$\Delta W = \frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \quad [\text{kg/kg}]$$

Měrný hmotnostní průtok nasávaných vlhkých spalin se stanoví z celkového průtoku vzdušiny ventilované mlýnem po odečtení měrného průtoku horkého, studeného a přísátého vzduchu do mlýna a měrného průtoku vodní páry uvolněné z paliva při sušení.

$$y_{SV1} = y_{sm2} - (y_{hVV1} + y_{sVV1} + y_{pVV1} + \Delta W) \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní průtok nasávaných sušících spalin

$$m_{SV1} = y_{SV1} \cdot m_{PAL1} \quad [\text{kg/h}]$$

Objemový průtok nasávaných sušících spalin

$$O_{SV1} = \frac{m_{SV1}}{\rho_{SV1}} \quad [m_N^3/h]$$

Měrný hmotností tok vodní páry obsažené ve spalinách

$$y_{H2OSV1} = \frac{\rho_{H2OSV1} \cdot \frac{\omega_{H2OSV1}}{100} \cdot O_{SV1}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl CO_2 v nasávaných spalinách

$$x_{CO2SV1} = \frac{\rho_{CO2SV1} \cdot \omega_{CO2SV1} \cdot O_{SV1}}{m_{SV1}} \quad [\%]$$

Hmotnostní podíl SO_2 v nasávaných spalinách

$$x_{SO2SV1} = \frac{\rho_{SO2SV1} \cdot \omega_{SO2SV1} \cdot O_{SV1}}{m_{SV1}} \quad [\%]$$

Hmotnostní podíl N_2 v nasávaných spalinách

$$x_{N2SV1} = \frac{\rho_{N2SV1} \cdot \omega_{N2SV1} \cdot O_{SV1}}{m_{SV1}} \quad [\%]$$

Hmotnostní podíl O₂ v nasávaných spalínách

$$x_{O_2SV1} = \frac{\rho_{O_2SV1} \cdot \omega_{O_2SV1} \cdot O_{SV1}}{m_{SV1}} \quad [\%]$$

Hmotnostní podíl vodní páry v nasávaných spalínách

$$x_{H_2OSV1} = \frac{\rho_{H_2OSV1} \cdot \omega_{H_2OSV1} \cdot O_{SV1}}{m_{SV1}} \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita CO₂. Jedná se o střední měrnou tepelnou kapacitu stanovenou mezi teplotami t_{SV1} a 0 °C.

$$\bar{c}_{pCO_2SV1} = -8,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SV1}^2 + 0,00035634 \cdot t_{SV1} + 0,841 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita SO₂

$$\bar{c}_{pSO_2SV1} = -1,0 \times 10^{-7} \cdot t_{SV1}^2 + 0,00028124 \cdot t_{SV1} + 0,607 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita N₂

$$\bar{c}_{pN_2SV1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SV1}^2 + 0,00010192 \cdot t_{SV1} + 1,025 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita O₂

$$\bar{c}_{pO_2SV1} = -3,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SV1}^2 + 0,00014684 \cdot t_{SV1} + 0,910 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry

$$\bar{c}_{pH_2OSV1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{SV1}^2 + 0,00032937 \cdot t_{SV1} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita nasávaných sušících spalín

$$\begin{aligned} \bar{c}_{pSV1} = & \frac{x_{CO_2SV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pCO_2SV1} + \frac{x_{SO_2SV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pSO_2SV1} + \\ & + \frac{x_{N_2SV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pN_2SV1} + \frac{x_{O_2SV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pO_2SV1} + \frac{x_{H_2OSV1}}{100} \cdot \bar{c}_{pH_2OSV1} \end{aligned} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo nasávaných sušících spalín

$$q_{SV1} = y_{SV1} \cdot \bar{c}_{pSV1} \cdot t_{SV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.2.2 Měrné teplo horkého vzduchu na vstupu do mlýna

Měrná vlhkost nasávaného vzduchu – je funkcí teploty, relativní vlhkosti a tlaku nasávaného vzduchu. Měrnou vlhkost je možné stanovit z tabulek vlhkého vzduchu nebo z programu EES za pomoci následujícího příkazu

$$d_{VV0} = \omega ('AirH_2O'; T=t_{VV0}; R=f_{VV0}; P=p_{VV0}) \quad [\text{kg}_{H_2O}/\text{kg}_{VS}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené v celkovém množství vzduchu vstupujícího do mlecího okruhu

$$y_{H_2O_{VV1}} = \frac{d_{VV0} \cdot (y_{hVV1} + y_{sVV1} + y_{pVV1})}{1 + d_{VV0}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hustota horkého vlhkého vzduchu za normálních podmínek

$$\rho_{hVV1} = \rho ('AirH_2O'; T = t_N; w = d_{VV0}; P = p_N) \quad [\text{kg/m}^3]$$

Hmotnostní průtok horkého vzduchu vstupujícího do mlecího okruhu přes ofuk sušek

$$m_{hVVofuk1} = \rho_{hVV1} \cdot O_{hVVofuk1} \quad [\text{kg/h}]$$

Měrný hmotnostní průtok horkého vzduchu přiváděného do ofuku sušek

$$y_{hVVofuk1} = \frac{m_{hVVofuk1}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní průtok horkého (temperovacího) vzduchu přiváděného do mlecího okruhu před mlýnem. Slouží k regulaci teploty směsi za třídičem. Hodnota průtoku je funkcí polohy regulační klapky, která se do výpočtu zadává pomocí veličiny $x_{hVVsuska1}$

$$m_{hVVsuska1} = \frac{x_{hVVsuska1}}{100} \cdot m_{hVVsuska1max} \quad [\text{kg/h}]$$

Měrný hmotnostní průtok horkého vlhkého vzduchu přiváděného do mlecího okruhu před mlýnem

$$y_{hVVsuska1} = \frac{m_{hVVsuska1}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Objemový průtok horkého vzduchu přiváděného do mlecího okruhu před mlýnem

$$O_{hVVsuska1} = \frac{m_{hVVsuska1}}{\rho_{hVV1}} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Celkové objemový průtok horkého vzduchu přiváděného do mlýna – je roven součtu objemových průtoků horkého vzduchu přiváděného do ofuku sušek a před mlýnem

$$O_{hVV1} = O_{hVVsuska1} + O_{hVVofuk1} \quad [\text{m}^3/\text{h}]$$

Celkový hmotnostní průtok horkého sušícího vzduchu přiváděného do mlýna

$$m_{hVV1} = m_{hVVsuska1} + m_{hVVofuk1} \quad [\text{kg/h}]$$

Měrný hmotnostní průtok horkého vlhkého vzduchu přiváděného do mlýna

$$y_{hVV1} = \frac{m_{hVV1}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené ve vlhkém horkém vzduchu

$$y_{H_2O_{hVV1}} = \frac{d_{VV0} \cdot y_{hVV1}}{1 + d_{VV0}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry v horkém vzduchu

$$x_{\text{H}_2\text{O}h\text{VV}1} = \frac{y_{\text{H}_2\text{O}h\text{VV}1}}{y_{h\text{VV}1}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého horkého vzduchu

$$\bar{c}_{\text{phVS}1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{h\text{VV}1}^2 + 0,00011146 \cdot t_{h\text{VV}1} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené v horkém vzduchu

$$\bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}h\text{VV}1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{h\text{VV}1}^2 + 0,00032937 \cdot t_{h\text{VV}1} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita horkého vzduchu (vlhkého)

$$\bar{c}_{\text{phVV}1} = \left[1 - \frac{x_{\text{H}_2\text{O}h\text{VV}1}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{\text{phVS}1} + \frac{x_{\text{H}_2\text{O}h\text{VV}1}}{100} \cdot \bar{c}_{\text{pH}_2\text{O}h\text{VV}1} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo horkého vzduchu na vstupu do mlýna

$$q_{h\text{VV}1} = y_{h\text{VV}1} \cdot \bar{c}_{\text{phVV}1} \cdot t_{h\text{VV}1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.2.3 Měrné teplo studeného vzduchu na vstupu do mlýna

Při překročení horní mezní teploty, která je omezena hodnotou 210 °C, je přiveden na sání mlýna studený vzduch. Tento vzduch, který je regulován natočením listu klapky studeného vzduchu, je nutné započítat do tepelné bilance mlýna.

Hustota studeného vlhkého vzduchu za normálních podmínek

$$\rho_{s\text{VV}1} = \rho ('Air\text{H}_2\text{O}'; T=t_N; w=d_{\text{VV}0}; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hmotnostní průtok studeného vzduchu přiváděného do mlýna

$$m_{s\text{VV}1} = \rho_{s\text{VV}1} \cdot O_{s\text{VV}1} \quad [\text{kg/h}]$$

Měrný hmotnostní průtok studeného vzduchu přiváděného do mlýna

$$y_{s\text{VV}1} = \frac{m_{s\text{VV}1}}{m_{\text{PAL}1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažený ve studeném vzduchu

$$y_{\text{H}_2\text{O}s\text{VV}1} = \frac{d_{\text{VV}0} \cdot y_{s\text{VV}1}}{1 + d_{\text{VV}0}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry obsažené ve studeném vzduchu

$$x_{\text{H}_2\text{O}s\text{VV}1} = \frac{y_{\text{H}_2\text{O}s\text{VV}1}}{y_{s\text{VV}1}} \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého studeného vzduchu

$$\bar{c}_{\text{psVS}1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{s\text{VV}1}^2 + 0,00011146 \cdot t_{s\text{VV}1} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené ve studeném vzduchu

$$\bar{c}_{pH_2O_{sVV1}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{sVV1}^2 + 0,00032937 \cdot t_{sVV1} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita studeného vzduchu (vlhkého)

$$\bar{c}_{psVV1} = \left[1 - \frac{x_{H_2O_{sVV1}}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{psVS1} + \frac{x_{H_2O_{sVV1}}}{100} \cdot \bar{c}_{pH_2O_{sVV1}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo studeného vzduchu na vstupu do mlýna

$$q_{sVV1} = y_{sVV1} \cdot \bar{c}_{psVV1} \cdot t_{sVV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

Měrné teplo řízeného horkého a studeného vzduchu do mlýna

$$q_{VV1} = q_{hVV1} + q_{sVV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.2.4 Měrné teplo přisátého vzduchu do mlýna

U ventilátorových mlýnů, které disponují samonasávací schopností, je sací větev v podtlaku. Vlivem netěsností např. přírubových spojů na vratech mlýna nebo u zakrytování podavačů paliva dochází k přisávání falešného vzduchu do mlýna. Tento vzduch má mnohdy velký vliv na tepelnou bilanci mlýna, protože jeho množství je nezanedbatelné. Míra přisátí falešného vzduchu do mlýna je závislá na konstrukci řešení mlecího okruhu. Falešný vzduch je nutné započítat do vzducho-spalinové bilance kotle. O množství přisátého vzduchu ve mlýnech se snižuje přívod řízeného vzduchu do kotle.

Hustota přisátého vzduchu za normálních podmínek

$$\rho_{pVV1} = \rho ('AirH_2O'; T=t_N; w=d_{VV0}; P=p_N) \quad [\text{kg/m}_N^3]$$

Hmotnostní průtok přisátého vzduchu do mlýna

$$m_{pVV1} = \rho_{pVV1} \cdot O_{pVV1} \quad [\text{kg/h}]$$

Měrný hmotnostní průtok přisátého vzduchu do mlýna

$$y_{pVV1} = \frac{m_{pVV1}}{m_{PAL1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažené v přisátém vzduchu

$$y_{H_2O_{pVV1}} = \frac{d_{VV0} \cdot y_{pVV1}}{1 + d_{VV0}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry obsažené v přisátém vzduchu

$$x_{H_2O_{pVV1}} = \frac{y_{H_2O_{pVV1}}}{y_{pVV1}} \cdot 100 \quad [\text{kg/kg}]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého přisátého vzduchu

$$\bar{c}_{ppVS1} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{pVV1}^2 + 0,00011146 \cdot t_{pVV1} + 0,991 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené v přisátém vzduchu

$$\bar{c}_{pH_2O_{pVV1}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{pVV1}^2 + 0,00032937 \cdot t_{pVV1} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita přisávaného vlhkého vzduchu

$$\bar{c}_{ppVV1} = \left[1 - \frac{x_{H_2O_{pVV1}}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{ppVS1} + \frac{x_{H_2O_{pVV1}}}{100} \cdot \bar{c}_{pH_2O_{pVV1}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo přisátého vzduchu do mlýna

$$q_{pVV1} = y_{pVV1} \cdot \bar{c}_{ppVV1} \cdot t_{pVV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.2.5 Měrné teplo surového paliva na vstupu do mlýna

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{ph1} = 0,84 + 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left[0,13 + \frac{V_1^{\text{daf}}}{100} \right] \cdot (130 + t_{PAL1}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popela při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{pA1} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{PAL1}}{1000} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Obsah hořlaviny v surovém palivu

$$h_1 = 100 - A_1^r - W_1^r \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita paliva při teplotě paliva na vstupu do mlýna

$$\bar{c}_{pPAL1} = \bar{c}_{ph1} \cdot \frac{h_1}{100} + \bar{c}_{pA1} \cdot \frac{A_1^r}{100} + \bar{c}_{pW1} \cdot \frac{W_1^r}{100} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo paliva na vstupu do mlýna

$$q_{PAL1} = 1 \cdot \bar{c}_{pPAL1} \cdot t_{PAL1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.2.6 Měrné teplo vzniklé třením ve mlýně

Během procesu mletí uhlí ve mlýně dojde vlivem vzájemného tření částic a částic s mlecími elementy k částečné přeměně měrné mlecí práce na teplo. V této kapitole uvádím metodiku výpočtu měrného tepla vzniklého třením ve mlýně pro ventilátorový mlýn.

Stanovení součinitele melitelnosti. Závisí na požadované (výstupní) jemnosti mletí uhelného prášku.

$$\mu_{v\pi} = 2 \cdot \ln \left(\frac{2}{3} \right) \left[\frac{100}{R90} \right] \quad [-]$$

Součinitel respektující počáteční zrnění uhlí

$$k_{R5} = 0,7 \cdot R5^{0,12} \quad [-]$$

Střední obsah vlhkosti

$$W_{\text{stred}} = \frac{W_1^r + 6 \cdot W_2}{7} \quad [\%]$$

Součinitel respektující vliv vody na melitelnost

$$k_W = \frac{\left[4 + 1,06 \cdot \frac{W_1^r}{100} \right]^2 - \left[\frac{W_{\text{stred}}}{100} \right]^2}{\left[4 + 1,06 \cdot \frac{W_1^r}{100} \right]^2 - \left[\frac{W^a}{100} \right]^2} \quad [-]$$

Součinitel respektující změnu měrné váhy uhlí vlivem změny obsahu vody v palivu

$$k_\gamma = \frac{100 - W_{\text{stred}}}{100 - W_1^r} \quad [-]$$

Měrná mlecí práce mlýna

$$\varepsilon_m = 10,5 \cdot \frac{k_{R5} \cdot \ln^{0,5} \left[\frac{100}{R90} \right]}{\mu \sqrt{\pi} \cdot k_W \cdot k_\gamma \cdot k_{op}} \quad [\text{kWh/t}]$$

Měrné teplo vzniklé třením ve mlýně

$$q_m = 3,6 \cdot k_m \cdot \varepsilon_m \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.3 Výpočet měrných tepel na výstupu z mlýna

4.4.2.3.1 Měrné teplo spotřebované na odpaření vody z paliva

Entalpie vody obsažené v palivu na vstupu do mlýna

$$i_{W1} = h(\text{'Water'}; T=t_{PAL1}; P=p_1) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Parciální tlak vodní páry ve směsi za mlýnem

$$p_{H2O2} = \frac{p_2 \cdot d_2}{0,622 + d_2} \quad [\text{Pa}]$$

Entalpie vodní páry ve směsi za mlýnem

$$i_{W2} = h(\text{'Water'}; T=t_{sm2}; P=p_{H2O2}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

Měrné teplo spotřebované na odpaření vody z paliva. V daném teple je zahrnuto teplo potřebné na ohřev vody v palivu na teplotu sytosti, její vypaření a teplo potřebné na přehřátí uvolněné páry z paliva na teplotu směsi.

$$q_w = \left[\frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \right] \cdot (i_{w2} - i_{w1}) \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.3.2 Měrné teplo vázané ve spalínách za mlýnem

Střední měrná tepelná kapacita CO₂ při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p\text{CO}_2\text{SV}_2} = -8,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sm}2}^2 + 0,00035634 \cdot t_{\text{sm}2} + 0,8414 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita SO₂ při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p\text{SO}_2\text{SV}_2} = -1,0 \times 10^{-7} \cdot t_{\text{sm}2}^2 + 0,00028124 \cdot t_{\text{sm}2} + 0,6071 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita N₂ při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p\text{N}_2\text{SV}_2} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sm}2}^2 + 0,00010192 \cdot t_{\text{sm}2} + 1,025 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita O₂ při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p\text{O}_2\text{SV}_2} = -3,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sm}2}^2 + 0,00014684 \cdot t_{\text{sm}2} + 0,910 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p\text{H}_2\text{O}\text{SV}_2} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{\text{sm}2}^2 + 0,00032937 \cdot t_{\text{sm}2} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkých spalín při teplotě směsi za mlýnem

$$\begin{aligned} \bar{c}_{p\text{SV}_2} = & \frac{X_{\text{CO}_2\text{SV}_1}}{100} \cdot \bar{c}_{p\text{CO}_2\text{SV}_2} + \frac{X_{\text{SO}_2\text{SV}_1}}{100} \cdot \bar{c}_{p\text{SO}_2\text{SV}_2} + \\ & + \frac{X_{\text{N}_2\text{SV}_1}}{100} \cdot \bar{c}_{p\text{N}_2\text{SV}_2} + \frac{X_{\text{O}_2\text{SV}_1}}{100} \cdot \bar{c}_{p\text{O}_2\text{SV}_2} + \frac{X_{\text{H}_2\text{O}\text{SV}_1}}{100} \cdot \bar{c}_{p\text{H}_2\text{O}\text{SV}_2} \end{aligned} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo vázané ve spalínách za mlýnem

$$q_{\text{SV}_2} = y_{\text{SV}_1} \cdot \bar{c}_{p\text{SV}_2} \cdot t_{\text{sm}2} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.3.3 Měrné teplo vzduchu za mlýnem

Měrný hmotnostní průtok vodní páry obsažený ve vzduchu za mlýnem. Do výpočtu měrného tepla vzduchu není zahrnuta vodní pára uvolněná z paliva při sušení, protože je zahrnuta ve výpočtu q_w .

$$y_{\text{H}_2\text{O}\text{V}_2} = y_{\text{H}_2\text{O}\text{V}_1} \quad [\text{kg/kg}]$$

Skutečná měrná vlhkost vzduchu za mlýnem. Daný vztah uvádím pouze pro informaci, ve výpočtu s ním není uvažováno.

$$d_2 = \frac{y_{\text{H}_2\text{O}\text{SV}_1} + y_{\text{H}_2\text{O}\text{V}_1} + \Delta W}{y_{\text{SV}_1} + y_{\text{hV}_1} + y_{\text{sV}_1} + y_{\text{pV}_1} - y_{\text{H}_2\text{O}\text{SV}_1} - y_{\text{H}_2\text{O}\text{V}_1}} \quad [\text{kg/kg}]$$

Hmotnostní podíl vodní páry obsažené ve vzduchu za mlýnem

$$x_{H_2O_{VV2}} = \left[\frac{y_{H_2O_{VV2}}}{y_{h_{VV1}} + y_{s_{VV1}} + y_{p_{VV1}}} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita suchého vzduchu za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{VS2}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{sm2}^2 + 0,00011146 \cdot t_{sm2} + 0,99143237 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vodní páry obsažené ve vzduchu za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{H_2O_{VV2}}} = -1,0 \times 10^{-8} \cdot t_{sm2}^2 + 0,00032937 \cdot t_{sm2} + 1,829 \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita vlhkého vzduchu za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{VV2}} = \left[1 - \frac{x_{H_2O_{VV2}}}{100} \right] \cdot \bar{c}_{p_{VS2}} + \frac{x_{H_2O_{VV2}}}{100} \cdot \bar{c}_{p_{H_2O_{VV2}}} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo vzduchu za mlýnem

$$q_{VV2} = (y_{h_{VV1}} + y_{s_{VV1}} + y_{p_{VV1}}) \cdot \bar{c}_{p_{VV2}} \cdot t_{sm2} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.3.4 Měrné teplo vázané v uhelném prášku za mlýnem

Úbytek vody z paliva sušením ve mlýně se projeví na složení uhelného prášku. Změnu složení uhelného prášku je nutné zohlednit při výpočtu měrného tepla vázaného v uhelném prášku za mlýnem.

Obsah popela v uhelném prášku

$$A_2 = A_1^r \cdot \left[\frac{100 - W_2}{100 - W_1} \right] \quad [\%]$$

Obsah hořlaviny v uhelném prášku

$$h_2 = 100 - A_2 - W_2 \quad [\%]$$

Střední měrná tepelná kapacita hořlaviny při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{h2}} = 0,84 + 3,8 \cdot 10^{-3} \cdot \left[0,13 + \frac{V_1^{\text{daf}}}{100} \right] \cdot (130 + t_{sm2}) \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita popela při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{A2}} = 0,5 \cdot \left[1,42 + \frac{t_{sm2}}{1000} \right] \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Střední měrná tepelná kapacita uhelného prášku při teplotě směsi za mlýnem

$$\bar{c}_{p_{UP2}} = \bar{c}_{p_{h2}} \cdot \frac{h_2}{100} + \bar{c}_{p_{A2}} \cdot \frac{A_2}{100} + \bar{c}_{p_{W2}} \cdot \frac{W_2}{100} \quad [\text{kJ/kg.K}]$$

Měrné teplo vázané v uhelném prášku za mlýnem

$$q_{UP2} = \left[\frac{100 - W_1^r}{100 - W_2} \right] \cdot \bar{c}_{p_{UP2}} \cdot t_{sm2} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.3.5 Tepelné ztráty mlecího okruhu

Tepelné ztráty mlecího okruhu se počítají z tepla přivedeného do mlýnského okruhu sušicím médiem při zvolením ztrátovém součiniteli ζ_s , jehož hodnota se pohybuje v rozmezí 0,05 až 0,15.

Tepelné ztráty mlecího okruhu

$$q_z = \zeta_s \cdot q_{SV1} \quad [\text{kJ/kg}]$$

4.4.2.4 Výpočet teploty směsi na výstupu z mlýna

Tepelnou bilanci můžeme využít různým způsobem. U této metodiky je výstupní veličinou teplota směsi za mlýnem. Při projekčním návrhu je však možné touto metodikou určit spotřebu sušicího média (spalin nasávaných ze spalovací komory na konci ohniště) a temperovacího média (horkého popř. přiváděného do mlecího okruhu na sání mlýna) nebo určit oblast odběru spalin z ohniště kotle (teplotu nasávaných spalin). Výsledky výpočtu je nutné zohlednit do výpočtu tepelné bilance a vzducho-spalinového režimu kotle.

Výpočet teploty směsi vychází z rovnice tepelné bilance mlecího okruhu psané ve tvaru

$$q_{SV1} + q_{VV1} + q_{pVV1} + q_{PAL1} + q_m - (q_w + q_{SV2} + q_{VV2} + q_{UP2} + q_z) = 0$$

Dosažených odvozených měrných tepel do rovnice tepelné bilance a následnou matematickou úpravou lze odvodit vztah pro výpočet teploty směsi za třídícím

$$t_{sm2} = \frac{q_{SV1} + q_{VV1} + q_{pVV1} + q_{PAL1} + q_m - q_z - \left[\left(\frac{W_1^r - W_2}{100 - W_2} \right) \cdot (i_{W2} - i_{W1}) \right]}{y_{SV1} \cdot \bar{c}_{pSV2} + (y_{hVV1} + y_{sVV1} + y_{pVV1}) \cdot \bar{c}_{pVV2} + \left[\frac{100 - W_1^r}{100 - W_2} \right] \cdot \bar{c}_{pUP2}} \quad [^\circ\text{C}]$$

4.4.2.5 Kontrola obsahu kyslíku ve směsi na výstupu z mlýna – podmínka bezpečnosti provozu mlýna

Vzhledem k vysoké výstupní teplotě směsi za třídícím hrozí riziko vznícení uhelného prášku ve mlýně, třídíči nebo práškovodech. Proto je nutné pro příslušné palivo stanovit závislost explozního tlaku na obsahu kyslíku ve směsi, jemnosti mletí uhelného prášku a obsahu zbytkové vody v uhelném prášku.

Z toho důvodu je nutné provést výpočet obsahu kyslíku ve směsi za třídícím vycházející z výsledků bilančního výpočtu.

Nebezpečí vznícení uhelného prášku klesá zejména s klesajícím obsahem kyslíku ve směsi (vztaženého na suchou směs), s hrubším mletím a vyšším zbytkovým obsahem vody v uhelném prášku.

Pokud nejsme schopni zajistit koncentraci kyslíku ve směsi na výstupu z mlýna pod bezpečnou hodnotou (vyplývající ze zkoušek uhelného prášku na zkušebně) je nutné aplikovat např. systémy pro potlačení exploze, kdy se do mlýna přivádí inertní plyn nebo písek nebo aplikovat explozní klapky či membrány.

Následujíc postup uvádí výpočet obsahu kyslíku ve směsi přepočteného na suchou a vlhkou směs.

Pro hnědá uhlí by se měla pohybovat hodnota kyslíku vztažená na suchou směs pod 12 %.

Hustota vodní páry ve vlhkém vzduchu za normálních podmínek

$$\rho_{H_2O_{VV1}} = \rho ('H_2O' ; T = t_N ; P = p_N) \quad [kg/m_N^3]$$

Objemový podíl vodní páry ve vlhkém vzduchu (směs horkého, studeného a přisátého vzduchu)

$$\omega_{H_2O_{VV1}} = \frac{y_{H_2O_{VV1}} \cdot m_{PAL1}}{\rho_{H_2O_{VV1}} \cdot (O_{hVV1} + O_{sVV1} + O_{pVV1})} \quad [%]$$

Objemový podíl O_2 ve vlhkém vzduchu na vstupu

$$\omega_{O_2_{VV1}} = \omega_{O_2_{VS1}} \cdot \left[1 - \frac{\omega_{H_2O_{VV1}}}{100} \right] \quad [%]$$

Objemový průtok O_2 obsažený ve vlhkém vzduchu

$$O_{O_2_{VV1}} = \frac{\omega_{O_2_{VV1}}}{100} \cdot (O_{hVV1} + O_{sVV1} + O_{pVV1}) \quad [m_N^3/h]$$

Objemový průtok O_2 obsažený ve spalinách nasávaných ze spalovací komory kotle na konci ohniště při zadaném přebytku vzduchu na konci ohniště 1,05

$$O_{O_2_{SV1}} = \frac{\omega_{O_2_{SV1}}}{100} \cdot O_{SV1} \quad [m_N^3/h]$$

Objemový průtok vodní páry, který je roven součtu vodní páry obsažené ve vzduchu a ve spalinách

$$O_{H_2O_1} = \frac{(y_{H_2O_{VV1}} + y_{H_2O_{SV1}}) \cdot m_{PAL1}}{\rho_{H_2O_{VV1}}} \quad [m_N^3/h]$$

Koncentrace O_2 ve směsi za třídičem vztažená na suchý stav. Tato hodnota by měla být pro hnědá uhlí nižší jak 12 %. Pokud bude hodnota vyšší je nutná aplikovat systém na potlačení exploze.

$$\omega_{O_2_{Ssm2}} = \left[\frac{O_{O_2_{SV1}} + O_{O_2_{VV1}}}{O_{SV1} + O_{hVV1} + O_{sVV1} + O_{pVV1} - O_{H_2O_1}} \right] \cdot 100 \quad [%]$$

Hustota vodní páry uvolněné ze surového paliva při sušení za normálních podmínek

$$\rho_{H_2O} = \rho ('H_2O'; T = t_N; P = p_N) \quad [kg/m^3]$$

Objemový průtok vodní páry uvolněné z paliva při sušení

$$\Delta O_W = \Delta W \cdot \frac{m_{PAL1}}{\rho_{H_2O}} \quad [m^3/h]$$

Koncentrace O₂ za třídičem vztažená na vlhkou směs

$$\omega_{O_2Vsm2} = \left[\frac{O_{O_2SV1} + O_{O_2VV1}}{O_{SV1} + O_{hVV1} + O_{sVV1} + O_{pVV1} + \Delta O_W} \right] \cdot 100 \quad [\%]$$

4.4.2.6 Efektivní objemový průtok směsi za mlýnem

Na výstupu ze mlýna je nutné stanovit efektivní objemový průtok směsi pro následný výpočet bezpečnosti proudění směsi uhelného prášku a vzdušiny práškovody. U mlecího okruhu je nutné nejenom zajistit správnou hmotnostní a tepelnou bilanci, ale také takovou rychlost proudění uhelné směsi tvarově zakřivenými práškovody, která je vyšší než-li kritická rychlost proudění, která je funkcí granulometrie částic, geometrie kanálu, sedimentační rychlosti a fyzikálních vlastností nosné vzdušiny a uhelných částic (zejména měrné hmotnosti).

Měrná vlhkost vlhkého vzduchu za mlýnem. Vodní pára uvolněná z paliva při sušení v pádové sušce a mlýně je bilancována samostatně, proto je vstupní vlhkost vzduchu rovna vlhkosti vzduchu na výstupu.

$$d_{vV2} = d_{vV0} \quad [kg/kg]$$

Hustota vlhkého vzduchu za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{vV2ef} = \rho ('AirH_2O'; T = t_{sm2}; w = d_{vV2}; P = p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota vlhkých spalin za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

Hustota CO₂ za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{CO_2SV2ef} = \rho ('CO_2'; T = t_{sm2}; P = p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota SO₂ za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{SO_2SV2ef} = \rho ('SO_2'; T = t_{sm2}; P = p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota N₂ za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{N_2SV2ef} = \rho ('N_2'; T = t_{sm2}; P = p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota O₂ za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{O_2SV2ef} = \rho ('O_2'; T = t_{sm2}; P = p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota H₂O za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{H2OSV2ef} = \rho ('H2O' ; T=t_{sm2} ; P=p_2) \quad [kg/m^3]$$

Hustota vlhkých spalin za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$\rho_{SV2ef} = \frac{\omega_{CO2SV1}}{100} \cdot \rho_{CO2SV2ef} + \frac{\omega_{SO2SV1}}{100} \cdot \rho_{SO2SV2ef} + \frac{\omega_{N2SV1}}{100} \cdot \rho_{N2SV2ef} + \cdot$$

$$+ \frac{\omega_{O2SV1}}{100} \cdot \rho_{O2SV2ef} + \frac{\omega_{H2OSV1}}{100} \cdot \rho_{H2OSV2ef} \quad [kg/m^3]$$

Hustota vodní páry za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2 uvolněná z paliva při sušení

$$\rho_{H2O2ef} = \rho ('H2O' ; T=t_{sm2} ; P=p_2) \quad [kg/m^3]$$

Efektivní objemový průtok směsi za mlýnem při teplotě t_{sm2} a tlaku p_2

$$O_{sm2ef} = \frac{(\gamma_{hVV1} + \gamma_{sVV1} + \gamma_{pVV1}) \cdot m_{PAL1}}{\rho_{VV2ef}} + \frac{\gamma_{SV1} \cdot m_{PAL1}}{\rho_{SV2ef}} + \frac{\Delta W \cdot m_{PAL1}}{\rho_{H2O2ef}}$$

$$3600 \quad [m^3/s]$$

4.5 Závěr

Tento dokument představuje metodiku výpočtu tepelné bilance mlecího okruhu s hnědým uhlím. V kapitole 4.4 je rozebrána metodika výpočtu tepelné bilance mlecího okruhu s hnědým. Metodika výpočtu je doplněna i o schéma uvedeného na obr.3. Metodika uvádí přehled parametrů, které je nutné znát (zadat) pro výpočet tepelné bilance. Pro názornost byly do parametrů dosazeny číselné hodnoty, které představují reálné hodnoty převzaté z práškového granulačního kotle na hnědé uhlí, u kterého jsou použity mlecí okruhy s ventilátorovými mlýny. Pro výpočet byla do metodiky doplněna tabulka 2, která uvádí závislost zatížení podavače paliva na průtoku paliva do mlýna, ventilované množství vzdušiny mlýnem, teplotu nasávaných spalin a teplotu horkého vzduchu. Výstupní veličinou stanovenou tepelným výpočtem je teplota směsi za třídičem, která by měla dosahovat optimální hodnoty 180 °C. Její regulace je zajišťována nastavením přívodu horkého vzduchu popř. studeného vzduchu do mlýna. Uvedenou metodiku lze použít i projekčním návrhu, kdy je zjišťovanou hodnotou spotřeba sušících spalin a temperovacího vzduchu nebo určována oblast odběru spalin z ohniště (teplota nasávaných spalin). V závěru je provedena kontrola koncentrace kyslíku ve směsi za mlýnem vztažená na suchý a vlhký plyn a stanovena hodnota efektivního objemového průtoku směsi za mlýnem.

4.6 Literatura

- [1] Dlouhý T.: Výpočty kotlů a spalinových výměníků, ČVUT Praha, 2002, 212 s, ISBN 80-01-02591-8
- [2] Černý V.: Spalovací zařízení a výměníky tepla, ČVUT Praha, 1986, 240 s
- [3] Černý V.: Mletí a sušení uhlí, ČVUT Praha, 1969, 236 s
- [4] Hašek P.: Tabulky pro tepelnou techniku, VŠB Ostrava, 1980, 247 s.
- [5] Klein S.A.: Engineering Equation Solver, Commercial and Professional Versions, F-Chart Software 2006, 275 s.

Kapitola 5

Příslušenství roštového kotle

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Jan Herosch
Ing. Petr Salvét





VYNCKE S.R.O.
Ul. Miru 3267
738 01 Frydek-Mistek
CZECH REPUBLIC
mail@vyncke.com
Tel : + 420 558 441 951
Fax : + 420 558 441 970

Tato část je zpracována odbornými pracovníky firmy Vyncke na základě mnohaletých zkušeností v oboru spalování biomasy v roštových ohništích. S laskavým svolením firmy Vyncke zde byly použity mimo jiné materiály pro projektanty a konstruktéry a výukové materiály pro odborné pracovníky firmy. Chtěl bych vyjádřit poděkování, že firma Vyncke umožnila publikování části svých interních podkladů a tím vlastně realizuje propagované sepětí výroby s výukou.

Zároveň bych chtěl upozornit, že se jedná zejména o informativní text, který má za cíl vysvětlit základní problematiku spalování biomasy a konstrukce roštových ohnišť. Nejedná se o návod, jak při konkrétní konstrukci postupovat, neboť takovéto informace patří do chráněných a vysoce ceněných Know How a žádná firma je neposkytne volně k dispozici.

Vážné zájemce o tuto problematiku bych odkázal na osobní spolupráci s firmou Vyncke formou externí spolupráce na řešení úkolů v průběhu studia, zpracování diplomových prací zadaných firmou nebo přímo nástupem do zaměstnání ve firmě Vyncke.

Kapitolu zpracovali:

**Ing. Jan Herosch
Ing. Petr Salvet**

5. PŘÍSLUŠENSTVÍ ROŠTOVÝCH OHNIŠŤ PRO SPALOVÁNÍ BIOMASY

Příprava paliva a jeho doprava na rošt přímo ovlivňuje spalovací proces. Množství paliva pak slouží jako jeden z hlavních regulačních vstupů procesu spalování. S ohledem ke zvláštnostem manipulace s biomasou je důležité zmínit se v této kapitole o této problematice.

Odškvárovací zařízení bývá obvykle zabudováno přímo v topeništi a není možné nezmínit hlavní systémy neboť často bývají součástí konstrukce roštu. S tím přímo souvisí otázka úletu a působení spalin, neboť oboje má pro biomasu specifické vlastnosti a je přímo ovlivňováno při spalování. Stejně tak je vhodné popsat hlavní způsoby čištění výhřevných ploch na straně spalin, i když toto vlastně už řadíme k hrubé armatuře kotle.

5.1 PŘÍPRAVA PALIVA KE SPALOVÁNÍ

Příprava paliva ke spalování sestává většinou ze dvou hlavních etap. Jednak je to sušení paliva a dále mechanická úprava do formy vhodné ke spalování. S tím souvisí i třídění a separace. Ve zvláštních případech se používají i další způsoby přípravy paliva, jako např. chemická úprava přidáváním aditiva, separace příměsí a třídění mokrou cestou a další. Výroba bioplynu a kapalných paliv je také možnou formou přípravy, ale to už jde mimo problematiku paliva spalovaného na roštu.

5.1.1 Sušení paliva

Vhodnou technologií spalování je možno použít paliva až do vlhkosti mezi 50 a 60%. Sušení se proto bude realizovat v případech, kdy máme hodně nekvalitní provlhlé palivo, dále u některých druhů čerstvě sklizené biomasy a v případech, kdy je ohniště navrženo na sušší palivo, ale jeho vlhkost kolísá. Například v zimním období může zapadat zásoba paliva sněhem. Dalším případem je například loupání dýhy, kdy se surovina z technologických důvodů propaňuje a odpad, který má vysoký obsah vody je využíván jako palivo. Obdobných příkladů je možno nalézt celou řadu.

Základním a nejjednodušším způsobem je přirozené sušení na vzduchu na volném prostoru. Nezbytné je zajištění volného proudění vzduchu, u kusových materiálů, jako polen a tyčí je to vhodným vyskládáním, u hutnějších paliv je to sušení v tenké vrstvě. Typickým příkladem je sušení dužnatých biopaliv přímo na poli. Je-li to možné, chrání se palivo před nepříznivými povětrnostními vlivy zastřešením nebo zakrytím. Nevýhodou je dlouhá doba sušení a nároky na prostor.

Tam kde je voda v palivu přítomna jen přimísená, jako vnější vlhkost, odlučuje se volným odtokem v silu, které má vytvořeny odvodňovací drenáže ve dně.

Termické sušení je nejpoužívanější způsob nuceného sušení. Nejjednodušší je uložení ve vytápěných prostorech, dále to je profukování teplým vzduchem, parou, spalinami. Je výhodné palivo mechanicky promíchávat, aby se sušící medium dostalo do kontaktu s co největším povrchem částic paliva. Může to být v silech s kypřícím mechanismem, mohou to být rotační bubny, kterými prodí sušící médium, dalším způsobem je profukování padajícím palivem nebo sušení v kypřící fluidní vrstvě, různých metod je celá řada. Výhodou je poměrně rychlé vysušení, nevýhodou vysoká

energetická náročnost, kdy musíme dodat množství energie rovné výparnému teplu. Nejčastější užití je pro technologické účely, kdy teprve odpad z výroby slouží jako palivo nebo při výrobě jakostního paliva ve formě pelet a briket. Zde se opět k vlastnímu vytápění většinou používá odpad.

Pro větší jednotky a mokré palivo se s výhodou používá předsušování přímo v dávkovacím zařízení, na vstupu do ohniště nebo v dopravní cestě paliva. Děje se tak většinou přímo odpadním nebo výrobním teplem kotle, jako např. teplou vodou z chlazení roštu, spalinami případně vzduchem z ohříváče vzduchu, parou, kondenzačním teplem ap. V tomto případě se jedná o kontinuální sušení a je zahrnuto již v projektu a počítá se s ním v tepelné bilanci kotle.

Existují i další způsoby sušení, většinou kombinované se separací nebo homogenizací, pomocí různých fyzikálních principů. Většinou mají patentovou ochranu a zmínka o nich bude níže.

5.1.2 Dezintegrace paliva

Snahou uživatelů zařízení na spalování biomasy je dosáhnout co možná nejvyšší mechanizace a automatizace s přijatelnými finančními náklady. Toho lze dosáhnout v případě, že má palivo vhodnou formu pro manipulaci, skladování a dopravu.

V případě dřevního odpadu je to štěpkování a drcení buď klestí a různých menších odpadů nebo masivních špalků, pařezů případně trámů ap. Při těžbě dřeva slouží ke zpracování větví, kůry a dalších zbytků pojízdné štěpkovače. Ty zpracují palivo přímo na místě do formy vhodné k energetickému využití a zároveň je usnadněna doprava. Příklad štěpkovače za traktor je na obr. 5.1, větší mechanismus na obr. 5.2

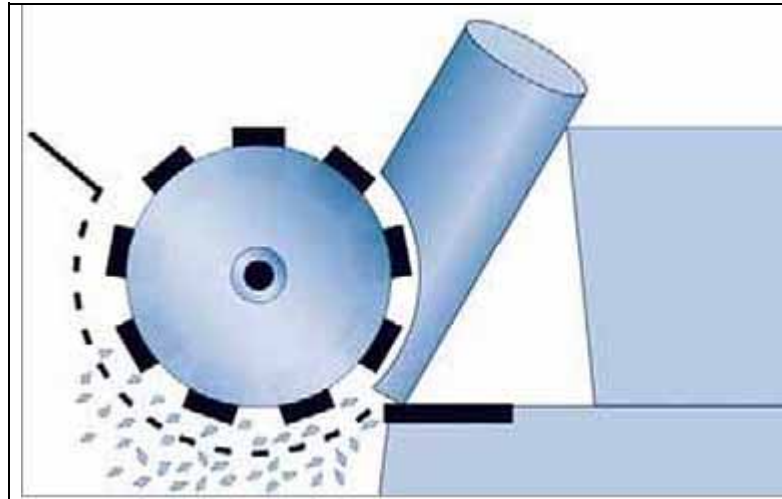


Obr. 5.1. Mobilní štěpkovač dřevního odpadu přivěšený za traktor

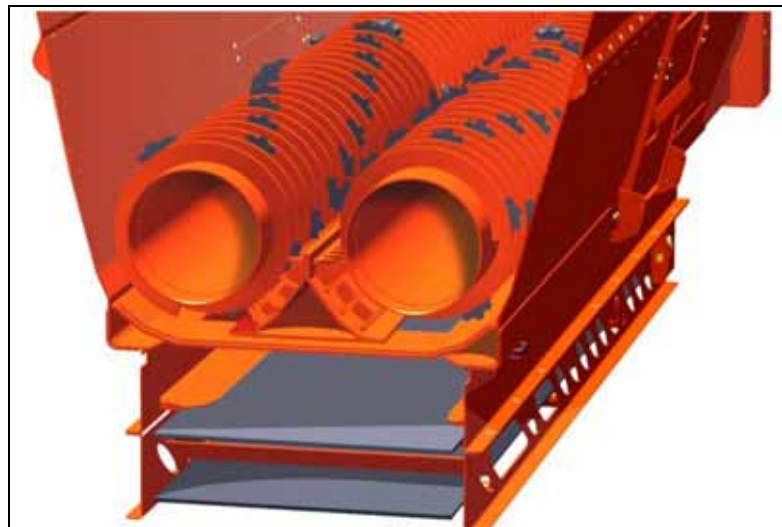
Štěpkovače na větve a latě pracují na principu rychloběžných kotoučů se sekacími noži jak je známeze zahradních drtičů, principy pomaloběžných drtičů velkých špalků a pařezů jsou na obrázcích 5.3 a 5.4. Menší stacionární rychloběžný štěpkovač je na obr. 5.5.



Obr. 5.2. Mobilní štěpkovač



Obr. 5.3 Princip drtiče velkých špalků



Obr. 5.4 Další princip drtiče velkých špalků



Obr. 5.5 Stacionární štěpkovač Klöckner

Ke zpracování vláknitých materiálů, jako sláma, lýko balíky sena se používají mechanismy, které tuto biomasu stříhají. Pokud je palivo v balících, většinou se stříhá těsně před vstupem do spalovací komory. Mohou se spalovat i celé slisované balíky. S balíky je poměrně snadná manipulace a dají se dobře skladovat, musí však být dobře vysušené.

Ke zpracování biomasy je používána řada dalších metod, ale nejběžnější jsou výše uvedené. Dále budou zmíněny v následujících kapitolách příklady zajímavých řešení.

5.1.3 Separace a homogenizace biomasy

Separací se rozumí odstraňování různých příměsí, které nám znesnadňují manipulaci nebo spalování, případně mohou poškodit kotelní zařízení. Mohou to být jednak nevhodné kusy paliva, dále pak různé nečistoty a příměsy, jako kameny, kusy ocelového a kovového odpadu, sklo případně plastické hmoty ap. Pro separaci máme různé metody jako ruční třídění, mříže a síta pevná nebo vibrační, magnetickou separaci oceli, vyplavování a sedimentaci, provívání vzduchem, kinetické metody využívající hromadění větších a hmotných kusů u paty hromady, a další.

Homogenizací pak metody, které mají za cíl dosáhnout stejnoměrného zrnění paliva, vlhkosti a dalších vlastností a tím odstranění kolísání vstupních parametrů ve spalovacím procesu. Je to vlastně obecnější pojem, zahrnující separaci, dezintegraci, sušení a další způsoby.

Poslední dobou stále více používané je lisování biomasy do briket nebo peletek bez příměsí a pojiv. Jedná se o vysoce kvalitní, energeticky hodnotné a ekologické palivo. Z hlediska manipulace je velmi výhodné a použitelné pro mechanizaci a automatizaci. Je však dražší a proto vyhledávané spíše v komunální sféře.

5.1.4 Některé zvláštní způsoby přípravy paliva

Tak jak jde vývoj kupředu, vznikají netypická a originální řešení a pomalu pronikají na trh a do povědomí projektantů a uživatelů. Často se jedná o metody chráněné patentem a teprve se prosazují do širšího povědomí.

Jedním z nich je systém sušení a dezintegrace kanadské firmy Ages, kdy jde o kinetickou metodu dezintegrace a separace vlhkosti. Princip se dá přirovnat k různým odstředivkám a odšťavňovačům, technické detaily jsou chráněny patentem. Zpracování paliva se děje za teplot pod bodem varu, nedochází k odpařování vlhkosti, nýbrž k její separaci v tekuté formě a tím je výrazně snížena energetická náročnost.



Obr. 5.6. Zařízení k separaci vlhkosti zastudena a dezintegraci paliva kinetickou energií

Aby se nezdálo, že jen z ciziny k nám přicházejí chytrá řešení, jako další příklad uvádím zařízení na zpracování čerstvých travin a dužnatých rostlin na palivo. Je zde možno zpracovat i velmi vlhkou biomasu, jako například chlévský hnůj, odpady při sklizni ovoce a zeleniny nebo spadané listí a posečenou travu. Zařízení bylo vyvinuto ve Strojárnách Olšovec.

Biomasa se smísí s vodou a za vyšších tlaků a teplot a za přítomnosti katalyzátoru dochází k dezintegraci a zuhelnatění rostlin. Vlivem vysoké teploty dojde po ukončení cyklu k odpaření vlhkosti. Reakce je částečně exotermní, a také důslednou regenerací tepla je dosaženo poměrně nízké energetické náročnosti.

Výstupem je kvalitní palivo, které se dá dále zpracovávat na peletky a brikety. Výhodou je kontinuální zpracování množství materiálu v poměrně krátkém čase, řádově v hodinách. Při zkrácení cyklu může být výstupem kvalitní kompost.



Obr. 5.7. Bioreaktor pro karbonizaci biomasy na strojírenském veletrhu v Brně

5.2 DOPRAVA A SKLADOVÁNÍ PALIVA, BEZPEČNOST

5.2.1 Doprava externí

Doprava paliva do spaloven bývá často omezujícím faktorem velikosti energetické jednotky. Téměř vždy se jedná o přepravu automobily nebo traktory, někdy železniční, ojediněle i vodní. Biomasa vzhledem k malé měrné hmotnosti a často nevhodné formě pro manipulaci vyžaduje poměrně velkou přepravní kapacitu a náklady jsou limitující pro vzdálenost, ze které je ještě ekonomicky únosné svážet palivo. Pro názornost je v tabulce 5.1 porovnání objemové náročnosti některých druhů běžných paliv vztažené k jednotce získané energie. Pro vyhodnocení ekonomiky dopravy je zaveden pojem limitní vzdálenosti, to jest vzdálenost, kdy se vyrovná cenový rozdíl z náhrady ušlechtilých paliv levnější biomasou s náklady na dopravu. Tato vzdálenost se mění v závislosti na cenách paliv a je proto obtížné stanovit tuto hranici pro dlouhodobější výhled. Zvláště při současném růstu poptávky po biomase a jejím masivním vývozu bude její cena značně nestabilní. Investoři se také snaží o ekonomickou návratnost vložených prostředků a v projektech proto půjdou pod tyto limity. V tabulce 5.2 je pro představu limitní vzdálenost pro dřevní štěpku a balíkovanou slámu a různé ceny této suroviny.

U drcených nebo drobnozrných paliv, dochází ke ztrátám vyfoukáním při přepravě, používají se proto kryté kontejnery nebo zakrytí plachtami. Časté je štěpkování nebo drcení mobilními zařízeními přímo na místě vzniku odpadu (například štěpkování větví při těžbě dřeva), nebo lisování stébelnatých forem do balíků přímo na poli. U štěpkování se však z praxe ukazuje, že ekonomická výhodnost se výrazně snižuje v důsledku častého pojíždění a nedostatečného využití mohutné kapacity štěpovače na jednom místě těžby.

Tab. 5.1 Porovnání objemové náročnosti některých druhů paliva

Palivo	Výhřevnost [MJ/kg]	Objemová náročnost [litrů/GJ]
hnědé uhlí	17,0	84
černé uhlí	26,0	54,94
polenové dřevo		
- buk	13,6	155,76
- smrk	14,5	218,8
drcená smrková kůra	10,2	459,8
dřevěné brikety	17,5	47,6

Tab. 5.2 Limitní vzdálenost pro balíky slámy a dřevní štěpku

Cena slámy [Kč/t]	Náhrada		
	hnědé uhlí [km]	černého uhlí [km]	zemního plynu [km]
270,-	57,4	57,4	154,9
600,-	37,6	37,6	135,0
900,-	19,6	19,6	117,1

Dřevní štěpka cena [Kč/t]	Náhrada		
	hnědé uhlí [km]	černého uhlí [km]	zemního plynu [km]
300,-	44,6	44,6	143,5
400,-	34,6	34,5	133,4
600,-	14,5	14,5	113,4



Obr. 5.8. Manipulace s dřevním odpadem po těžbě

5.2.2 Doprava a manipulace s palivem interní

Jedná se o přepravu biopaliva mezi jednotlivými jednotkami přípravy a skladování a dopravu do kotle. Vzhledem k obrovské rozmanitosti forem biomasy je i dopravních a manipulačních systémů nepřehledné množství. Kromě toho bývají mnohdy v jednotlivých případech vlastnosti biomasy rozdílné a doprava se musí řešit pro každý projekt samostatně. Zde budou ukázány některé nejrozšířenější metody.

Prvotní manipulace může být různými nakladači se lžicemi, drapáky a radlicemi. Používají se k zavážení do bunkrů a zásobníků z hromad,

manipulaci u drtičů a přípravných zařízení, někdy i přímo k zavážení do dávkovacího zařízení topeniště.



Obr. 5.9. Příklad manipulace s biomasou na volné skládce

Pásové dopravníky se hojně používají pro dopravu tam, kde je palivo vhodné konzistence a zrnění a dostatečně sypké. Jsou poměrně jednoduché a levné, mohou být polozakrytované nebo plně kryté na ochranu před povětrnostními vlivy a vlastní prašností paliva. Mohou být dostatečně dlouhé, změnu směru je nutno zajistit přesypem na nový dopravník. Větší sklony se řeší připevněním hrabic na dopravníkový pás a to kovových přinýtovaných nebo lepených plastových.



Obr. 5.10. Pásový dopravník s hrabicemi

Hrabicové dopravníky (redlery) jsou vlastně řetězy, na kterých jsou připevněny v pravidelných rozstupech hrabice, které kloužou v korytě, jež tvoří tělo dopravníku. Řetěz bývá jeden v ose dopravníku nebo dva v okrajích a hrabice jsou připevněny mezi nimi. Pro větší výkony může být několik polí spojeno vedle sebe. Jsou vhodné pro horší konzistenci paliva,

keré není možné dopravovat na pásových dopravnících. Dokážou si poradit i se strmějším stoupáním. Jsou ale těžké, dražší a náročnější na údržbu.



Obr. 5.11. Hrabicový dopravník

Korečkové dopravníky a výtahy (elevátory) jsou určeny pro svislou nebo hodně strmou dopravu. Sestávají z pásu nebo řetězu, na kterém jsou připevněny kapsy, které vynášejí materiál do potřebné výšky. Na horní úvratí se palivo přesype do výstupní výsypky. Jsou vhodné pro sypké a zrnité materiály.



Obr. 5.12. Detail korečkového výtahu

Šnekové dopravníky jsou vhodné pro dopravu paliva na kratší vzdálenosti. Jsou konstrukčně jednoduché a levné a dají se vyrábět v různých průměrech. Uložení šneku může být letmé, to znamená, že má jen jedno ložisko na straně pohonu a výstup je z čela dopravníku, kde druhý konec šneku volně plave v materiálu. V tomto případě je vhodné, aby šnek neběhal naprázdno. Druhým případem je uložení šneku v ložiskách na obou koncích. U delších šneků mohou být ložiska umístěna i uprostřed nebo na více místech po délce, kdy je však v tomto místě přerušena šnekovnice a provedeny podpěry. Toto řešení ale není vhodné pro běžný odpad z biomasy, jako štěpky, piliny, hobliny a směsi, neboť se v těchto bodech pěchují a dochází k haváriím. Tím pádem je i omezená délka dopravníku, cca. 8m. Může být i ve sklonu až do 30°.

Pro dopravu šnekovými dopravníky jsou vhodná sypká paliva různé zrnitosti, podle velikosti šneku, nejsou vhodné vláknité struktury, velké kusy, mokré směsi s prachem, které se pěchují. Při zapěchování paliva, pádu velkého kusu nebo kovu do dopravníku může dojít k destrukci. Proto jsou na pohonné jednotce umístěny různé omezovače kroutícího momentu, kluzné spojky a nejjednodušší, ale také nejspolehlivější zabezpečení, střížný kolík.

Šneky jsou často umístěny přímo v zásobníku jako vynášecí zařízení a mohou pokračovat dále jako dopravník. Zde se často používá různé stoupání šnekovnice po délce šneku, aby nedošlo k zahlcení. Změnu směru je možno realizovat opět přesypy, nutno však pamatovat na to, aby následující dopravník měl větší přepravní výkon než předchozí, aby nedošlo k jeho zahlcení.



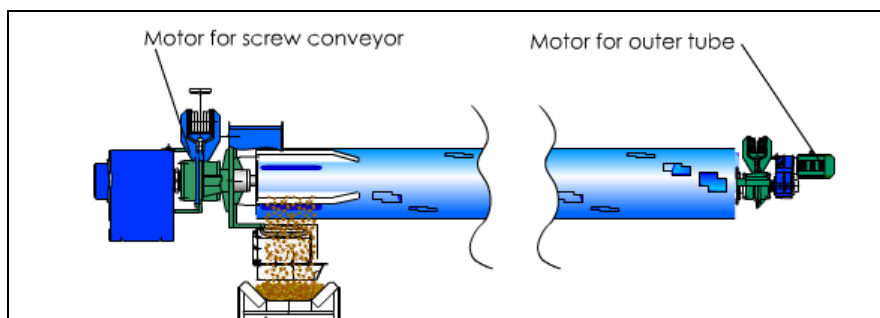
Obr. 5.13. Sestava šnekových dopravníků, vpravo je vidět výstup šnekového dopravníku ze zásobníku, zatím slepého, ale dodatečně byla instalována druhá kotlová jednotka

Přesypy obecně se pak obvykle konstruují jako rozšiřující se nebo alespoň stejného průřezu bez ohybů, aby zde nedocházelo k zachycování, klenbování a pěchování materiálu. Přesypy jsou často kritickým místem přepravy a mohou být vybaveny pomocnými kypřicími prvky.

Bezosé šneky se v posledních letech začaly hojně používat v mnoha odvětvích. Mohou být podstatně delší než klasické šnekové dopravníky, zvládnou i mírné zatáčky, jsou jednoduché. V praxi se však ukázalo, že jsou především vhodné pro dopravu stejnorodých sypkých a zrnitých materiálů. Při použití u dřevního odpadu se neosvědčily, trhaly se, materiál se pěchoval a dopravníky měly časté havárie a nebyly spolehlivé.

Trubkové dopravníky jsou vlastně rotující bubny, vodorovné nebo skloněné, uvnitř jsou umístěny lopatky, které palivo promíchávají a posunují, je

to vlastně jakýsi šnek na vnitřním povrchu bubnu. Tento dopravník může sloužit jako vybírací zařízení v bunkru, kdy jsou po obvodu vytvořeny otvory s kapsami, které nabírají palivo a podélnou dopravu pak zajišťuje otáčející se šnek uvnitř bubnu. Je to vlastně jakási kombinace šnekového a trubkového dopravníku. Často je trubkový dopravník používán pro sušení biopaliva, které je lopatkami intenzivně promícháváno a sušeno horkým vzduchem nebo spalinami.



Obr. 5.14. Trubkový dopravník

Skipový výtah je vlastně vozík na šikmých kolejnicích tažený většinou lanovým navijákem, který se v dolní poloze naplní palivem a v horní poloze je překlopen a palivo vysypáno do zásobníku. Je nezbytné dobře zajistit koncové polohy, aby se vozík spolehlivě zastavil. Je to pevným dorazem, zdvojenými koncovými spínači a havarijními prvky obdobně jako u šnekových dopravníků.



Obr. 5.15. Detail skipového výtahu

Pneumatická doprava je velice využívanou formou pro vhodné konzistence paliva. V dřevozpracujících podnicích, kde vzniká množství kvalitního a suchého odpadu ve formě pilin, hoblin, prachu ap. se často úspěšně používá. Jde vlastně o systém potrubí, kterým se prohání vzduch z ventilátorů a slouží jako nosné médium pevných částic. Na výstupu je umístěn cyklonový odlučovač, ve kterém se částice paliva zachycují a padají do zásobníku. Vzduch je pak vypouštěn do atmosféry, nebo je z důvodu snížení úletu prachu

vracen zpět do sání ventilátoru. Mluvíme pak o jednotrubkovém nebo dvoutrubkovém systému. Doprava je kontinuální, nebo dávková, kdy se materiál umístí do speciálního zásobníku, odkud je pak tlakovým rázem vypuzen do potrubí.



Obr. 5.16. Sestava pneumatické dopravy s výstupy do sil

5.2.3 Skladování paliva

Skladování paliva je jedním z faktorů přímo ovlivňujících ekonomiku celého zařízení a jakost paliva. Jak bylo uvedeno v tabulce 5.1, je objemová náročnost na jednotku výkonu u biomasy poměrně velká, což samozřejmě přímo ovlivňuje investiční a provozní náklady na skladování. A že může dojít při špatném skladování ke znehodnocení paliva je také zřejmé.

Skladování na volné ploše je řešením v případě, že jsou velké zásoby paliva. Pokud se jedná o zařízení pro spalování méně hodnotného a vlhkého paliva, je to přípustné. Nadbytečná voda je odváděna drenáží, ale je potřeba občas palivo promísit a rovnoměrně odebírat.

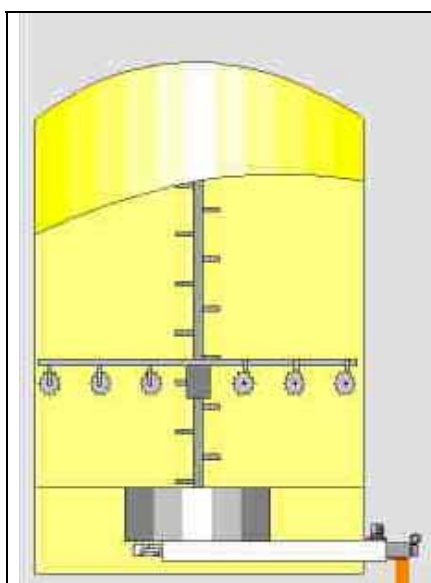
Skladovací objekty a zásobníky jsou jednak velké pro několikadenní zásobu a jednak tzv. operační, které slouží k vyrovnání nepravidelnosti dodávky paliva před kotlem. Zde bývá zásoba podle prostorových možností, řádově na hodiny provozu. Sila bývají nejčastěji kruhová s relativně malou podstavou a vysokou vrstvou – i desítky metrů nebo hranatá na velké ploše s nízkou vrstvou paliva – řádově metry. Samozřejmě mohou být i opačně uspořádaná, např. hranatá vysoká sila. Stěny jsou obvykle svislé a hladké aby nedocházelo ke klenbování.

Operační zásobníky jsou menší, mívají i kónickou zužující se výsypku, v tom případě je však obvyklé rozrušovací zařízení k zamezení ucpání. Vibrátory v tomto případě nejsou vhodné, přispívají spíše k dalšímu zhutňování upěchovaného paliva. Je možno je použít pouze u suchých paliv vhodné zrnitosti.

5.2.4 Vnitřní zařízení zásobníků

Vnitřní zařízení slouží ke kypření, rozrušování klenby a zejména k vyhrnování paliva ze zásobníku. Mohou zde být i další prvky, jako vytápění, provzdušňování, havarijní protipožární zařízení aj.

Nejjednoduší je vyprazdňování samospádem. K podpoře vyprazdňování se často používají rotační kypřiče na rozrušování klenby.



Obr. 5.17. Princip rozrušovače klenby



Obr. 5.18. a jeho praktická realizace, ramena jsou výškově stavitelná



Obr. 5.19. Další příklad rozrušovače, těchto rotačních trnů bývá v zásobníku i několik

K vyprazdňování obdélníkových bunkrů s nižší vrstvou paliva se často používá klínová vyhrnovací podlaha. Jedná se o rám, jakýsi žebřík s příčnými trámcí trojúhelníkového průřezu. Tento rám vykonává pomalý pohyb tam a zpět a čelo klínu vyhrnuje palivo k výstupnímu otvoru na dopravník. Při zpětném pohybu se klín podsunuje šikmou plochou pod vrstvu paliva. Palivo zadržují nepohyblivé klíny, pevně připojené k podlaze. Provedení je vidět na obrázcích. Principy některých mechanismů jsou velice názorně ukázány na www.saxlund.co.uk

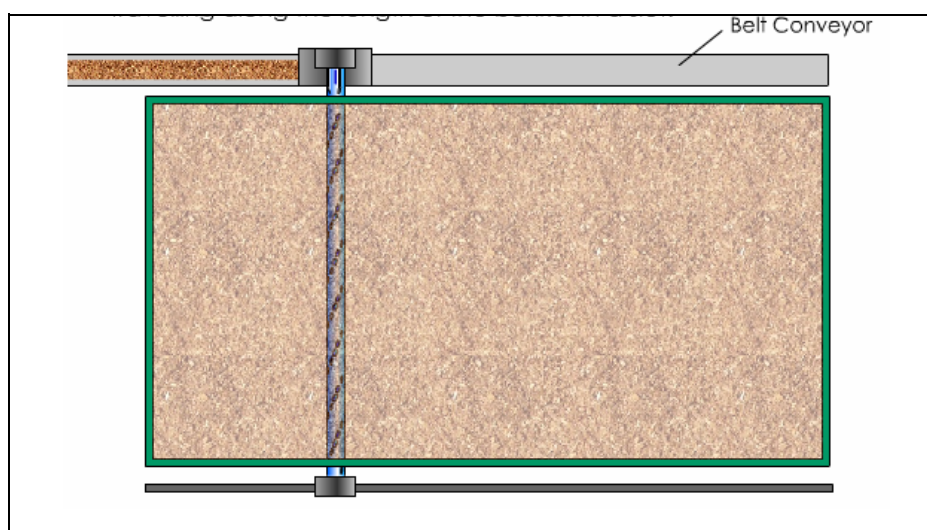


Obr. 5.20. Klínová vyhrnovací podlaha

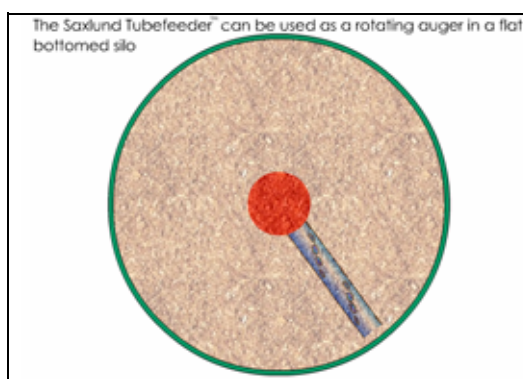


Obr. 5.21. Pohon vyhrnovací podlahy a výstup do koryta s dopravníkem

Dalším příkladem je použití trubkového dopravníku s vnitřním šnekem.

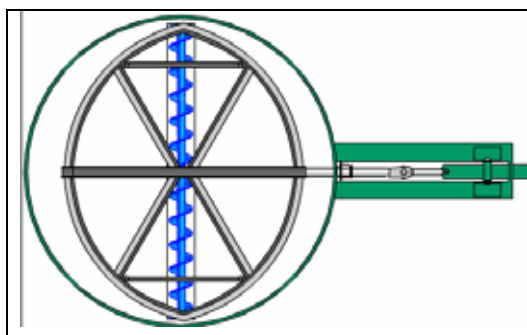


Obr. 5.22. Princip vyhrnování pomocí trubkového dopravníku

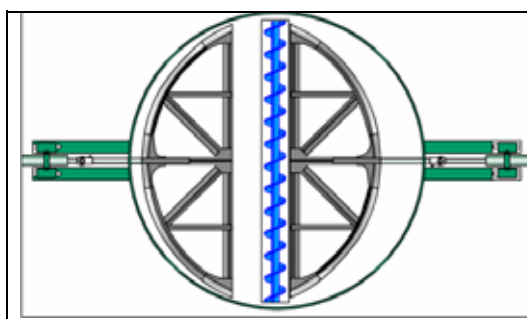


Obr. 5.23. Tentýž princip použitý u válcového sila s plochým dnem

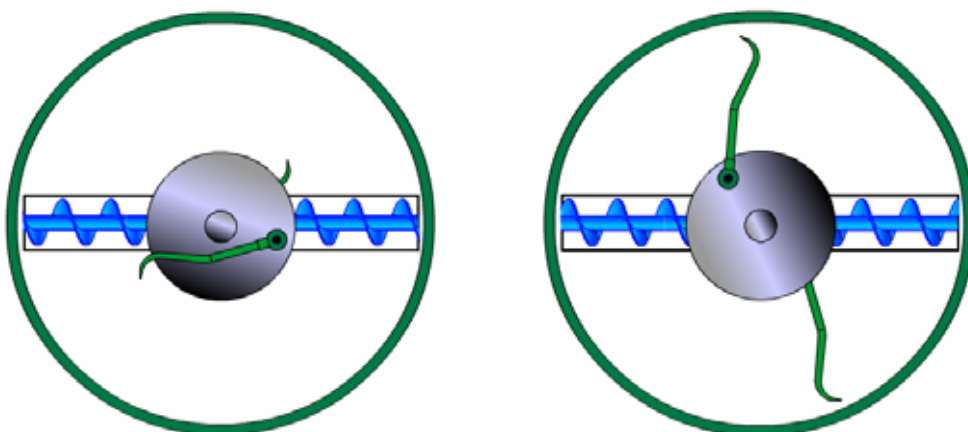
Na obrázcích je několik dalších možností vyprazdňování zásobníků.



Obr. 5.24. Zásobník s vyhrnovacím rámem a vynášecím šnekem



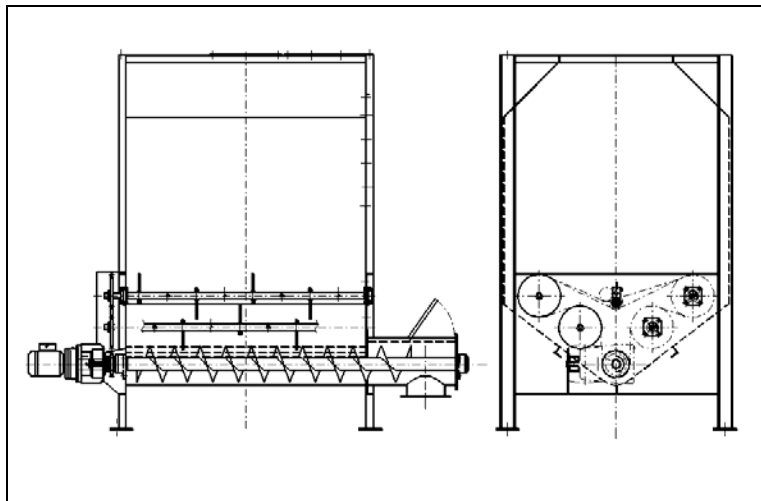
Obr. 5.25. Další příklad vyhrnovacího rámu



Obr. 5.26. Hydraulický rotor, kde jsou drapáky unášeny centrálním rotorem a současně během této rotace vykonávají kývavý pohyb kolem upevňovací osy. Na obrázku jsou znázorněny dvě krajní polohy drapáku.



Obr. 5.27. Šnekový vynašeč s rotačním pomocným shrnováním



Obr. 5.28. Zásobník s vynašecím šnekem a čtyřmi rotačními kapřiči



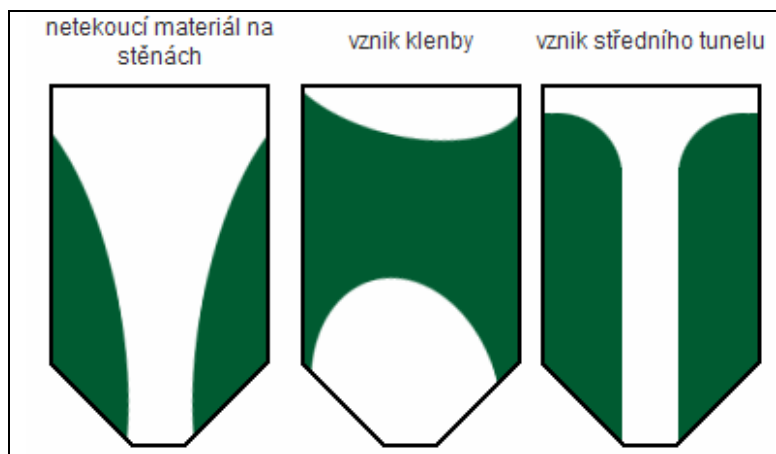
Obr. 5.29. Příklad portálového robotu pro obsluhu skládky paliva, na snímku je patrné kypřící zařízení, které může být nahrazeno např drapákem a jinými nástavci



Obr. 5.30. Automatický jeřáb pro manipulaci s palivem v kotelně na spalování biomasy v Bystřici nad Pernštejnem

Existuje ještě řada dalších systémů, některé častěji používané, jiné řidčeji, které jsou určeny pro specifické použití. Mohou to být různé vibrační a obouchávací mechanismy, vnitřní vibrační výstupní kužele, provzdušňovací trysky napomáhající ke ztekucení směsi, rotující šneky, hrabicové vynašeče atd.

Pro základní představu o problematice toku materiálu v zásobnících jsou na obr. 5.31 schematicky znázorněny hlavní problémy při vyprazdňování sil. Je zde znázorněn zásobník s kónickou výsypkou, tyto obrázky je ale možno aplikovat i pro sila s plochým dnem a vyhrnovači, hlavně v místech tvoření hluchých míst, to jest míst kam vyhrnovací mechanismus nezasahuje nebo to jsou různé výstupky a technologické konstrukce uvnitř zásobníků.



Obr. 5.31. Hlavní problémy při vyprazdňování sil a zásobníků

5.2.5 Bezpečnost

Problematika bezpečnosti je velmi důležitá, vzhledem k tomu, že manipulujeme s hořlavým materiálem. Z hlediska účinku máme bezpečnostní opatření preventivní a havarijní neboli následná. Zaměřím se zde zejména na protipožární opatření obecně, neboť bezpečnost strojních prvků je známá a do této kapitoly až tak nepatří.

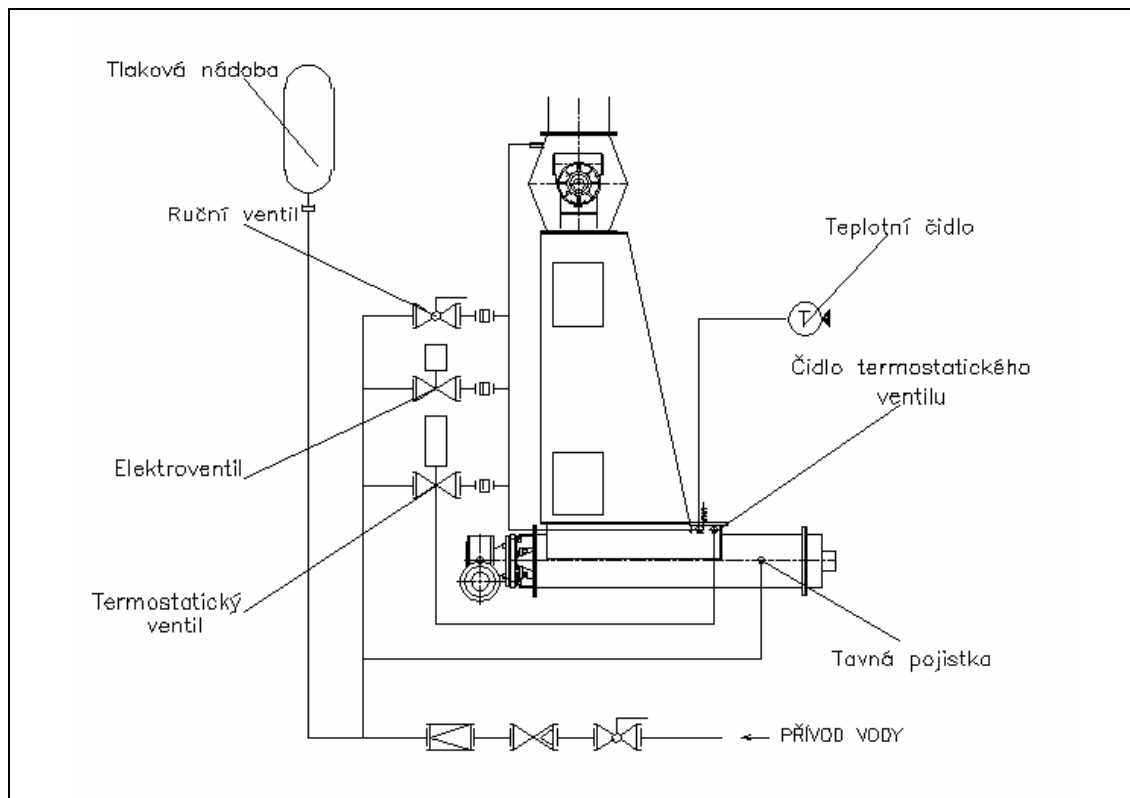
Preventivní opatření směřují k zamezení vzniku požáru. Dělí se na dvě skupiny a to organizační opatření a technická opatření. K organizačním patří různé zákazy manipulace s ohněm, dále pak nařízení k promíchávání paliva, vizuelní kontrola, pravidelná údržba, provozní předpisy ap.

K technickým opatřením patří např. regulace mísení prachového podílu s hrubým palivem o němž již byla zmínka, použití vhodných elektrických strojů do hořlavého prostředí, použití inertní atmosféry aj. Velice důležitým prvkem je oddělení prostoru ohniště od dopravních cest paliva. Děje se to různými zařízeními, které slouží i jako dávkovače paliva. Nejvýznamější je turniketový podavač, který umožňuje kontinuální tok, dalším běžným prvkem je dvojice klapek nebo šoupátek i chlazených vodou, které se postupně otevírají při podávání paliva do dávkovacího zařízení. Klapky palivo podávají po jednotlivých dávkách. Dále jsou to různé další podavače a dávkovače.



Obr. 5.32. Turniketový podavač

Havarijními prvky jsou rozličná stavební opatření, jako stěny, okna a dveře se zvýšenou odolností proti požáru, dále různé výbušné klapky a průtržné membrány, hlásiče požáru, jističe, které odstaví různá zařízení ap. Důležité jsou různé hasící zařízení a systémy. Z hlediska konstruktéra roštových topenišť jsou nejvýznamější zhášecí zařízení v zařízení pro dávkování paliva do topeniště. Zde dochází k bezprostřednímu styku s plamenem a zahoření do dávkovače nebývá vzácností. Toto zařízení je několikrát jištěné a to elektrickým signálem z teplotního čidla, který dá příkaz k otevření elektroventilu a dále některými způsoby nezávislými na dodávce elektrické energie. Je to například použitím termoregulačního ventilu, nebo nejjistější způsob použití tavné pojistky z vhodného druhu vosku (v praxi se osvědčil slévárenský vosk na vytavitelné modely), která blokuje přívod vody a při zahoření se jednoduše roztaví. Bývá připojen i ruční ventil. Přívod vody je z rozvodu, nouzově z tlakového zásobníku. Hasící zařízení může být i na jiném principu, jako inertním plynem, párou, pěnou, ale vodní je nejvíce používané.



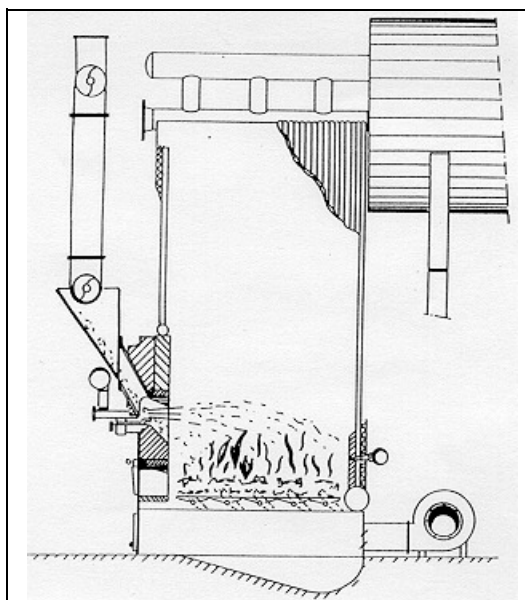
Obr. 5.33. Schéma havarijního zhášecího zařízení na šnekovém podavači

5.3 PODÁVÁNÍ PALIVA NA ROŠT

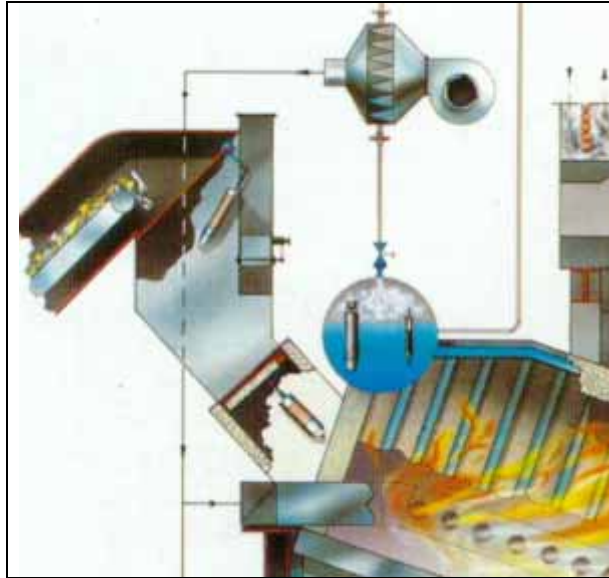
Podávací zařízení představuje jeden z rozhodujících prvků, které přímo ovlivňují kvalitu spalovacího procesu. Základní funkcí je doprava paliva na rošt a regulace jeho množství, jako hlavní výkonovou regulační veličinu. Dopravované palivo musí být také vhodně rozděleno po šířce popřípadě i po délce roštu a upravena vrstva na optimální výšku. Současně slouží jako oddělení žhavého spalovacího prostoru od prostoru s palivem a utěsnění topeniště před přísávaním falešného vzduchu přes palivové cesty. Pokud je součástí podavače předzásobník, obvykle menších rozměrů, slouží k vyrovnání nerovnoměrnosti v dopravě paliva. Někdy z prostorových důvodů předzásobník chybí, potom slouží dopravník před podavačem jako regulační a operační zásobník v kotelně má zároveň funkci předzásobníku. Významná je i funkce bezpečnostní a havarijní, to jest protipožární oddělení podavače od předchozích dopravních cest a havarijní hasící zařízení, jak bylo popsáno výše.

Podavače mohou mít i další funkce podle své konstrukce, například separace částic paliva podle velikosti a jejich vhodné umístění na roštu, regulovaný přívod sekundárního vzduchu a pokud je vzduch predehřátý i předsoušení paliva, zesílené části konstrukce vlačovacích lisů nebo i šneků mohou stříhat a drtit větší kusy paliva jako desky a větve, mísení a homogenizace různých zrnění, například přidávání prachu, vlhčení příliš suchého paliva, zkrátka takovýchto pomocných funkcí se dá najít celá řada.

Skluzy jsou nejjednodušší podávací zařízení, původně to byly jen vrata do topeniště kam se nahrnovalo palivo. Regulace byla velmi omezená a vlivem masivního přísávání vzduchu se o kvalitě spalovacího procesu nedalo mluvit. V současnosti se dělají pro vřazování větších kusů a paliva v nevhodné formě. Jsou vybaveny alespoň dvěma klapkami nebo jinými uzávěry a utěsněny.

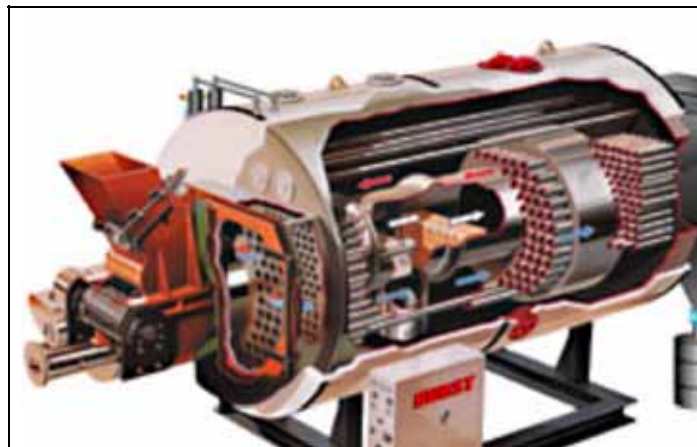


Obr. 5.34. Skluz se dvěma rotačními uzávěry a přívodem sekundárního vzduchu, který slouží současně pro pohazování paliva po roštu



Obr. 5.35. Skluz se dvěma klapkami, spodní klapka je vyzdřená, často bývá i vodou chlazená. Ovládání klapek hydraulickými válci.

Násypka s hradítkem, často nazývaná jako podávací hlava. Je to vlastně přímo násypka, takže opět jen jakási forma skluzu, která sype palivo přímo na rošt a ten si odebírá palivo a posunuje do topeniště. Přední část roštu je vysunuta ven z topeniště. Výška vrstvy se reguluje hradítkem. Často se používá u pásových roštů. Je to jednoduché zařízení, nevýhodou je větší délka roštu, pokud je umístěn pod topeništěm.



Obr. 5.36. Kotel s pásovým roštem v plamenci a násypkou

Pohazovače různých konstrukcí známé zejména z roštových ohnišť na spalování uhlí. Zde bych zájemce odkázal na bohatou literaturu z jmenované oblasti. Zmíním jen pohazování pomocí proudu vzduchu, které je s ohledem na nízkou měrnou hmotnost vhodné pro biomasu. Používá se v kombinaci s různými podavači, jak je vidět např. z obr. 5.34.

Podavače s vlačovací šnek, jak je vidět typický příklad na obr. 5.33, kde je podávací šnek s regulovanými otáčkami a předzásobníkem. Na předzásobníku je bezpečnostní turniketový uzávěr.



Obr. 5.37. Zdvojené podávací zařízení s podávacími šneký

Důležité je rovnoměrné rozprostření paliva po šířce roštu, dosahuje se toho vhodným tvarováním vstupního kanálu nebo rozdělením dávkovače na více šneků jak je vidět na obr. 5.36 a 5.37



Obr. 5.38. Šnekové podavače paliva pro velkou spalovací komoru



Obr. 5.39. Šnekový podavač se čtyřmi šneký

Vtlačovací lisy jsou vhodné pro různorodé palivo, které nelze dávkovacím šnekem dopravovat. Je to násypka s pohyblivým beranem ve spodní části, který je tlačěn obvykle hydraulickým válcem. Před sebou sune palivo přes vstupní otvor do spalovacího prostoru. Opět je vybaven bezpečnostními klapkami. Hrany otvoru a beranu mohou být z kalené oceli a dokážou ustříhnout i větší kusy paliva, které by jinak vstupním otvorem neprošly. Je však třeba si uvědomit, že i možnosti lisu nejsou neomezené a s velkými kusy, špalky a poleny si neporadí. Regulace množství se děje časováním vtlačovacích cyklů.

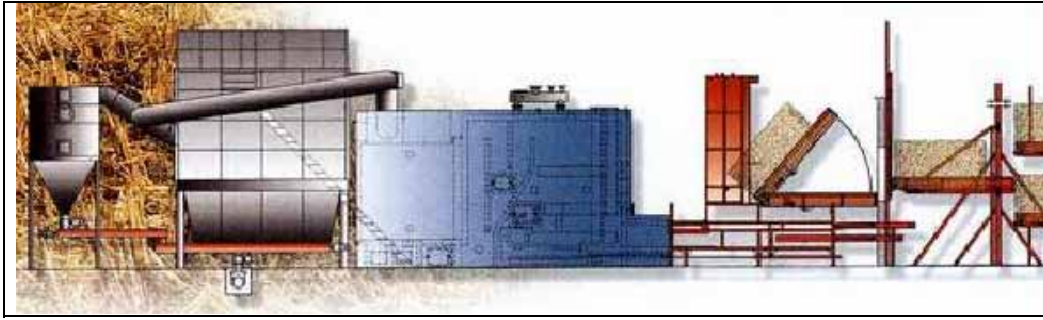


Obr. 5.40. Princip činnosti vtlačovacího lisu



Obr. 5.41. Vtlačovací lis na kotli

Dalšími podavači jsou například zařízení na podávání balíků slámy, které balíky před použitím rozstříhají nebo podávají do topeniště vcelku (viz obr. 5.42). Výčet není úplný, ale jsou zde ukázány nejpoužívanější typy.



Obr. 5.42. Zařízení pro spalování slámy

5.4 ODSTRAŇOVÁNÍ POPELA A STRUSKY

Tuhé zbytky po spalování biomasy mají svoje specifika, biomasa má málo popelovin a jsou lehké, takže je velký úlet případně propad roštem. Odškvárování se děje u menších jednotek často ručně, případně šnekem o menším průměru a z žáruvzdorného materiálu. Ten je v odškvárovacím korytě chráněný před přímým sáláním. Je dobré aby byl zasypán popelem, který ho izoluje. U větších roštů se používají redlery suché nebo zaplavené vodou. Pro odstraňování propadu z tělesa roštu se používají vyhrnovací podlahy menší velikosti. Dále se pak mohou, pro paliva s vyšším obsahem popelovin, zejména znečištěné kamením a hlínou, používat další metody známé z odškvárování uhelných roštů.



Obr. 5.43. Odškvárovací redler mokrý



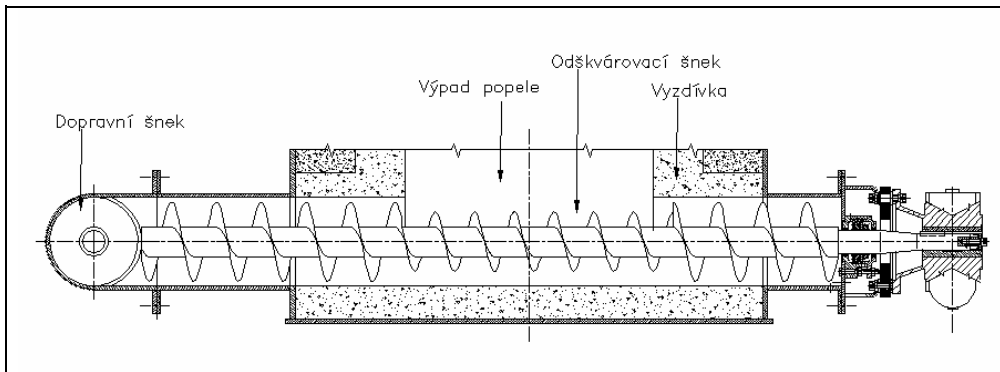
Obr. 5.44. Umístění odškvárovacího redleru na topeništi



Obr. 5.45. Odškvárovací zařízení v topeništi s podsuvným roštem, patky jsou unášeny středovým prstencem po pevném dně a shrnují škváru do výpadového otvoru, pod kterým je vynášecí šnek. Pro názornost obrázku jsou zde uloženy pouze dvě roštnice.



Obr. 5.46. Celkový pohled na kotelní komplex se skříňovým kotlem a šikmým prohrabávacím roštem. Je zde patrná klínová vyhrnovací podlaha, šikmý redler a šnekový podavač. Na výstupní straně roštu je patrný odškvárovací šnek a dopravní šnek popílku, který ústí do kontejneru. Totéž je i u odlučovače. Kontejnery jsou pro názornost kresleny otevřené, ve skutečnosti bývají vzduchotěsně uzavřeny.



Obr. 5.47. Šnekové odškvárovací zařízení

5.5 NÁNOSY NA STRANĚ SPALIN A JEJICH TVORBA

Nánosy se tvoří jednak v radiační části a dále v konvekční části. Převažující mechanismus jejich tvorby je v každé této části trochu odlišný a vzhledem k zaměření tohoto článku na roštová ohniště, budu se zabývat zejména tvorbou nánosů na výhřevných plochách radiační části.

Hlavním příčinou tvorby slinutých nánosů – vysoká koncentrace alkálií v palivu (K, Na, Ca, Mg) a fosforu, které snižují teplotu tavení popela.

Usazování popílku může tvořit další příčinu tvorbu nánosů, zejména v koutech a ohybech, je snaha řešit to vhodnou konstrukcí, vytvořením popíkových lapačů a kontinuální vynášení ap. Toto zanášení je významné v konvekčních částech a při nevhodných spalovacích poměrech způsobuje dehtování.



Obr. 5.48. Příklady tvorby nánosů na výhřevných plochách

5.6 ČIŠTĚNÍ VÝHŘEVNÝCH PLOCH NA STRANĚ SPALIN

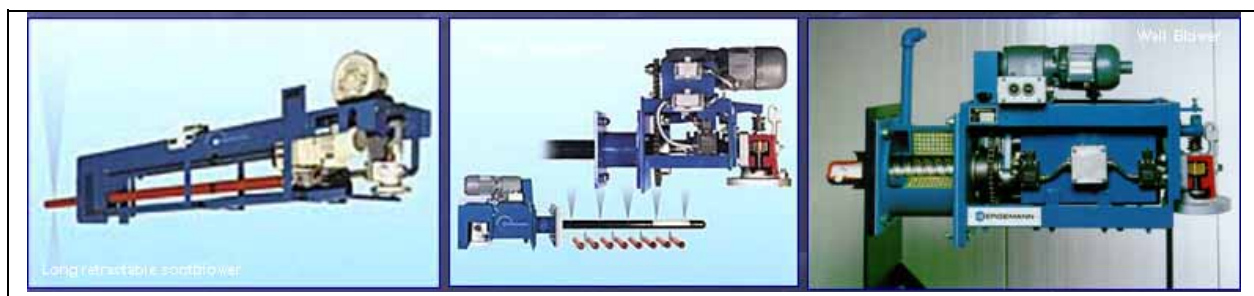
Samozřejmostí je pravidelné čištění při odstávkách kotle, které je předepsáno v provozních předpisech kotle. To je velmi fyzicky náročné a odstávky nelze vždy realizovat podle potřeb. Proto byla vyvinuta řada metod na prevenci zanášení nebo čištění výhřevných ploch za provozu.



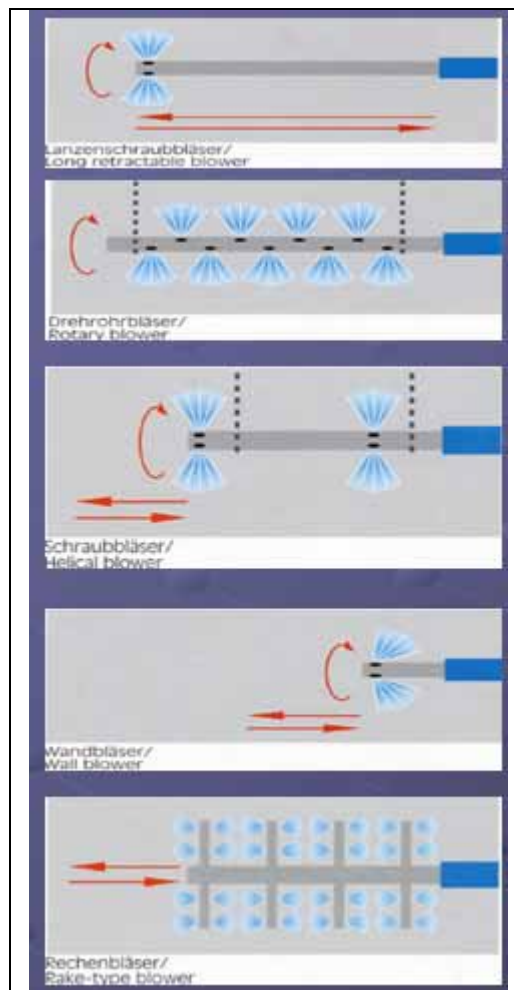
Obr. 5.49. On line injektáž aditiv do ohniště patří k preventivním metodám



Obr. 5.50. Výhřevné plochy před a po použití metody



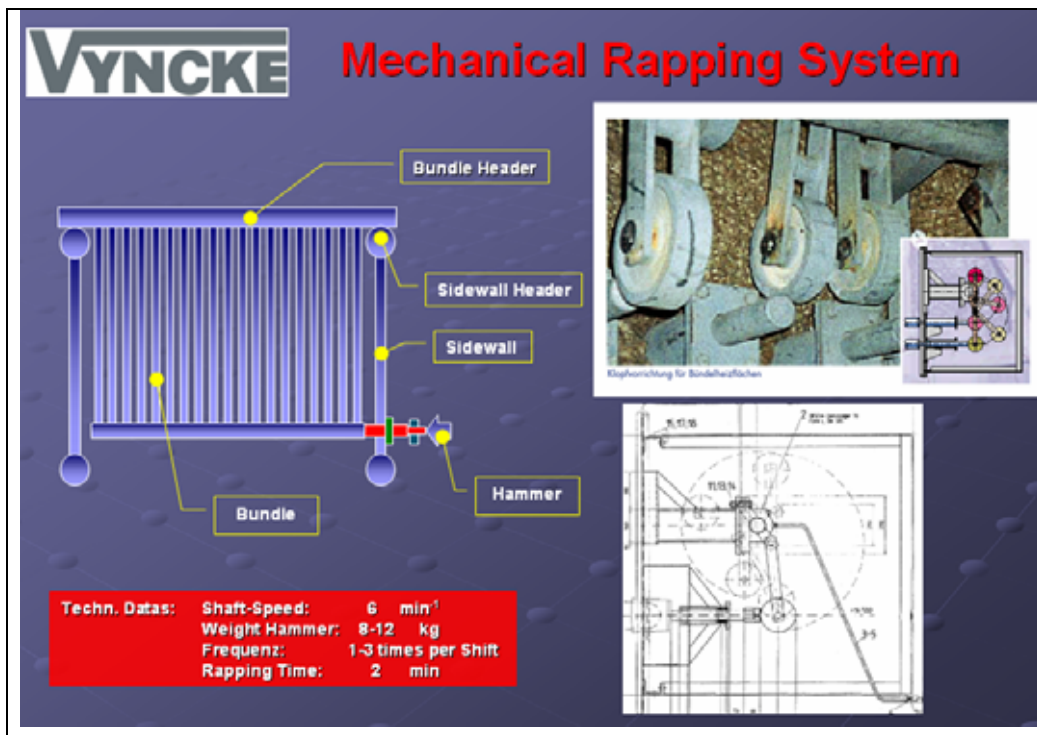
Obr. 5.51. Ofukování tlakovým vzduchem pomocí výsuvných trysek – příklady zařízení



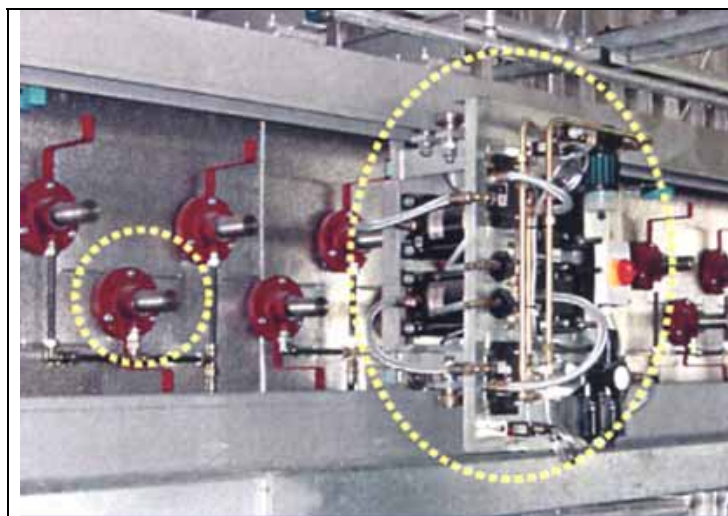
Obr. 5.52. *Princip a některé metody ofukování*



Obr. 5.53. *Čištění drátěnými kartáči*



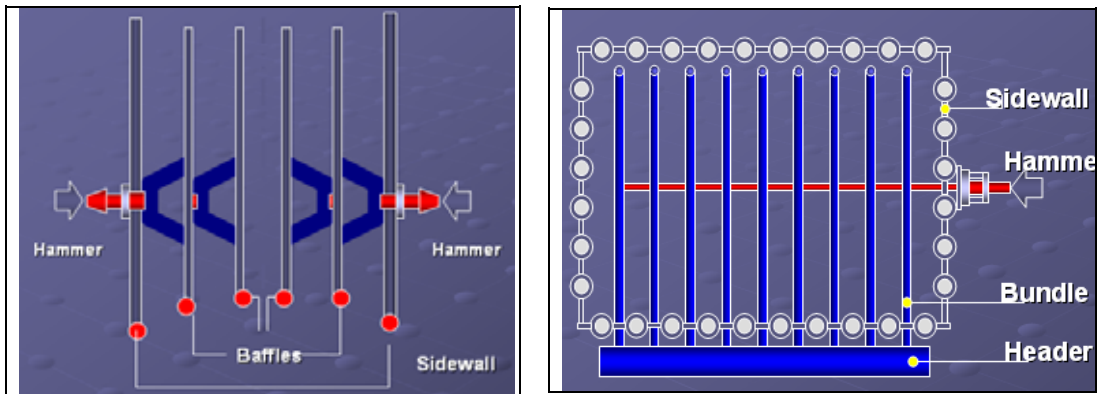
Obr. 5.54. Mechanický nárazový systém, tak zvané oklepávání, jeho umístění v kotli, foto zařízení a princip



Obr. 5.55. Pneumatické oklepávání, na vozíku pojíždí agregát s pneumatickými kladivý a na kotli jsou napevno umístěny nárazníky



Obr. 5.56 Pneumatické oklepávání stacionárně umístěné





Obr. 5.57. Dvě schémata pneumatického oklepávání přehříváků umístěných v ohništi

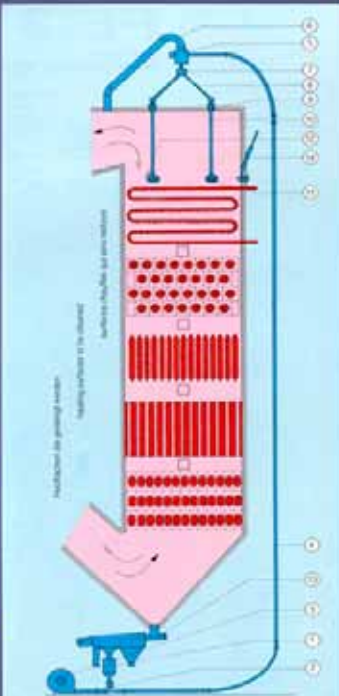
VYNCKE Shot Cleaning

Denomination

- ① transporting air fan
- ② transporting air piping
- ③ shot storage bin with automatic valve and injector
- ④ shot transport piping
- ⑤ shot separator
- ⑥ exhaust air piping
- ⑦ shot distributor
- ⑧ feed piping
- ⑨ ceiling penetration box
- ⑩ fall piping
- ⑪ vertical distributor with spreader
- ⑫ deflection screen
- ⑬ sizing drum
- ⑭ side-wall distributor

Shot Material
 Cast-iron, cast-steel and aluminium each in 2 sizes.
 Soft cast steel in 4 sizes.
 The smaller and softer the shots, the less wear for transport piping and heating surfaces.



Obr. 5.58. Kuličkový déšť a princip použití

VYNCKE **Linear Explosion Cleaning**

On- Line Cleaning in einer MVA

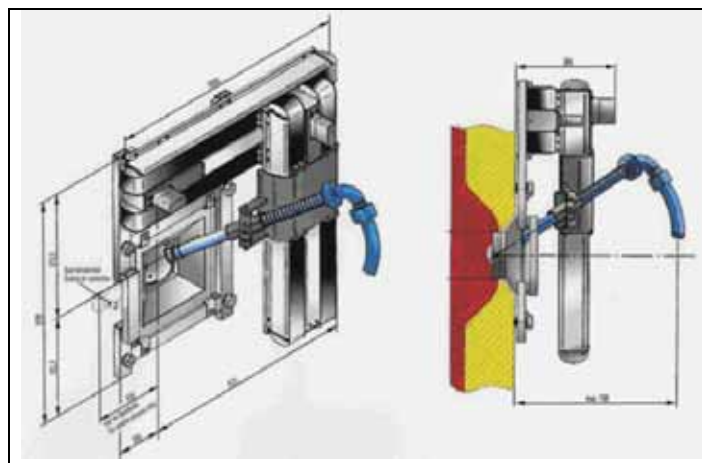
Freisprengen von
 1. Aufgabetrichter,
 2. Feuerraum und
 3. Fallschacht
 4. Wände reinigen
 5. Gitterrohre freihalten
 6. Wände oder Schotten reinigen
 7. Trichter freimachen
 8. Heizflächen reinigen
 9. Absenkung der Temperatur

vorher

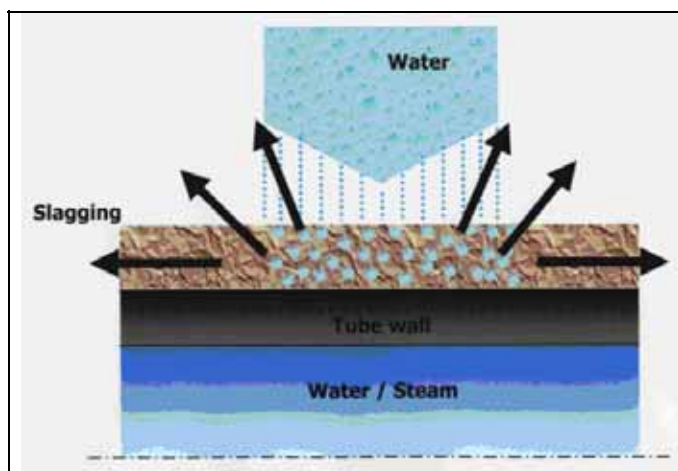
nachher

On-Line Cleaning

Obr. 5.59. Čištění lineárním tlakovým rázem



Obr. 5.60. Čištění tlakovou vodou, tzv. vodní dělo



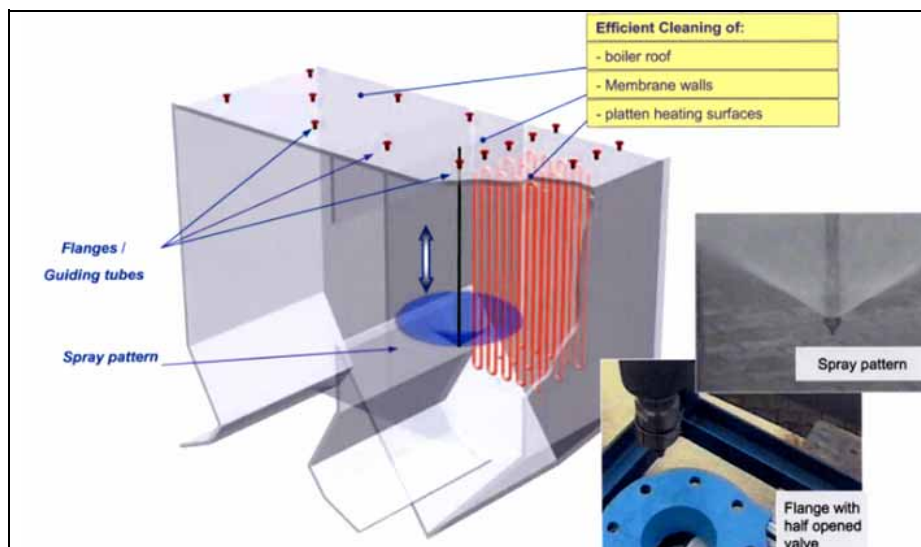
Obr. 5.61. Mechanismus čištění při použití vodního děla



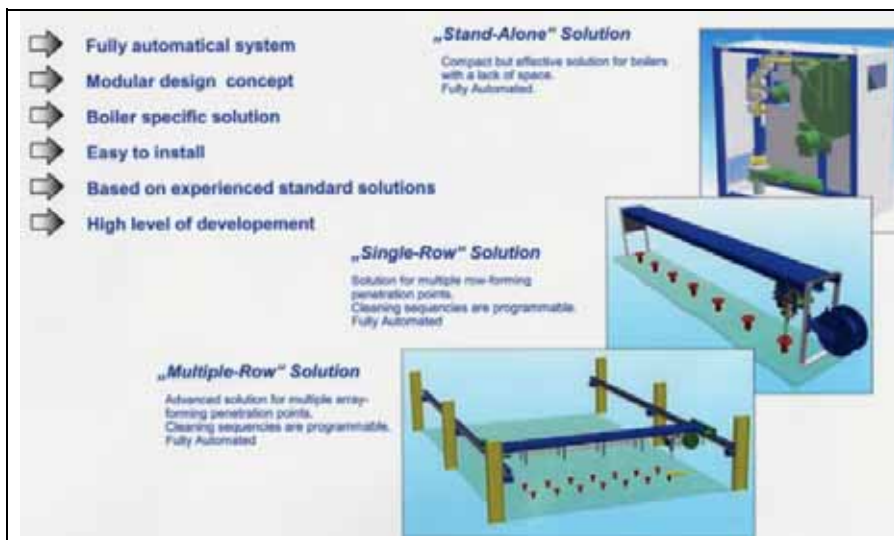
Obr. 5.62. Účinek čištění na výhřevných plochách



Obr. 5.63. Čištění vodní sprchou, vlevo zařízení pro vodní sprchu, vpravo praktické použití



Obr. 5.64. Příklad instalace vodní sprchy na kotli

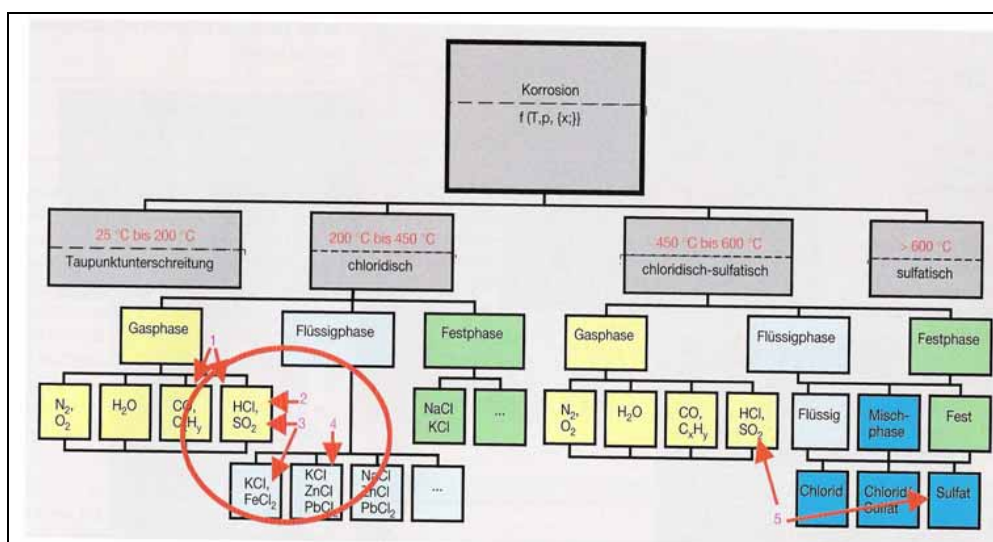


Obr. 5.65. Stacionární provedení vodní sprchy, liniové a víceliniové

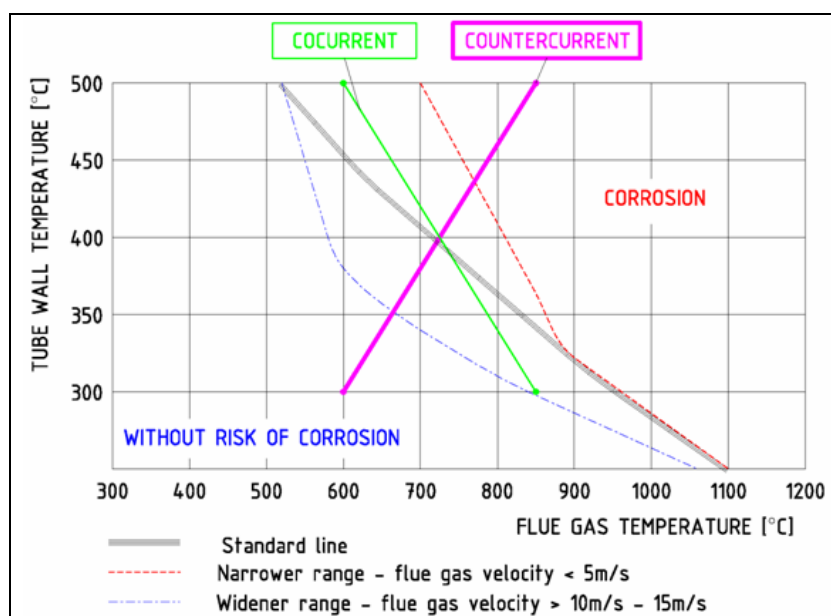
5.7 KOROZE VÝHŘEVNÝCH PLOCH NA STRANĚ SPALIN

Koroze výhřevných ploch na straně spalin u spalování biomasy lze rozdělit do tří hlavních druhů.

- nízkoemisní koroze působením O_2 ve spalovací komoře
- koroze způsobená chlorem a jeho sloučeninami
- nízkoteplotní koroze na výstupu z kotle



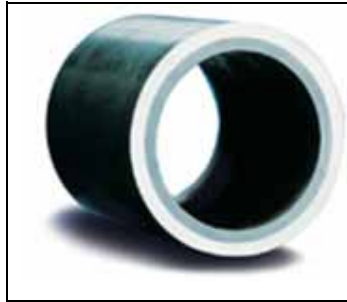
Obr. 5.66. Různé možné varianty koroze výhřevných ploch, vyznačeny jsou nejzávažnější způsoby při spalování biomasy



Obr. 5.67. Grafické znázornění nebezpečí koroze na přehřívácích. Na vertikální ose je teplota stěny, na horizontální teplota spalin. Čárkované linky vyjadřují výchylky standardní křivky (šedá) pro různé rychlosti spalin. Zelená čára je pro souprroud, fialová pro protiproud. Vlevo od křivek je pak bezpečná zóna, vpravo nebezpečná zóna.



Obr. 5.68. Příklady koroze výhřevných ploch na straně spalin



Obr. 5.69. Kompozitní trubky

Řešením koroze výhřevných ploch je

- **kompozitní trubky, dvouvrstvé - austenitická ocel - uhlíková ocel**
- **trubky z vysoce legovaných nerezových ocelí**
- **konstruovat kotle na nižší parametry do 40 bar a 400°C**

Kapitola 6

Roštová ohniště pro spalování biomasy

Garant oboru:
doc. Ing. Ladislav Vilimec

Vypracoval: Ing. Jan Herosch
Ing. Petr Salvet .





VYNCKE S.R.O.
Ul. Miru 3267
738 01 Frydek-Mistek
CZECH REPUBLIC
mail@vyncke.com
Tel : + 420 558 441 951
Fax : + 420 558 441 970

Tato část je zpracována odbornými pracovníky firmy Vyncke na základě mnohaletých zkušeností v oboru spalování biomasy v roštových ohništích. S laskavým svolením firmy Vyncke zde byly použity mimo jiné materiály pro projektanty a konstruktéry a výukové materiály pro odborné pracovníky firmy. Chtěl bych vyjádřit poděkování, že firma Vyncke umožnila publikování části svých interních podkladů a tím vlastně realizuje propagované sepětí výroby s výukou.

Zároveň bych chtěl upozornit, že se jedná zejména o informativní text, který má za cíl vysvětlit základní problematiku spalování biomasy a konstrukce roštových ohnišť. Nejedná se o návod, jak při konkrétní konstrukci postupovat, neboť takovéto informace patří do chráněných a vysoce ceněných Know How a žádná firma je neposkytne volně k dispozici.

Vážné zájemce o tuto problematiku bych odkázal na osobní spolupráci s firmou Vyncke formou externí spolupráce na řešení úkolů v průběhu studia, zpracování diplomových prací zadaných firmou nebo přímo nástupem do zaměstnání ve firmě Vyncke.

Kapitolu zpracovali:

Ing. Jan Herosch
Ing. Petr Salvat

6. Roštová ohniště pro spalování biomasy

Tato kapitola je primárně zaměřena na roštová ohniště a spalování biomasy. Bude ale užitečné uvést na začátku některé základní a obecné pojmy, rozdělení ohnišť všeobecně, přehled biopaliv a jejich vlastností a parametry v souvislosti s energetickým využitím a možnostmi spalování na roštích. Dále pak budou naznačeny zvláštnosti spalování biomasy na roštích a popsána technologie a konstrukce těchto zařízení.

6.1. Základní typy ohnišť

Ohniště parního kotle je vlastně hlavní součástí spalovacího zařízení. Kromě ohniště s roštem nebo hořáky jsou dalšími součástmi pomocná zařízení, jako je například příprava a dávkování paliva, zařízení pro dopravu a ohřev spalovacího vzduchu, dopravu spalin kotlem, odstraňování tuhých zbytků po spalování atd.

Podle druhů spalovaného paliva se ohniště dělí na ohniště ke spalování paliv tuhých, kapalných a plyných, popřípadě kombinovaná ke spalování různých fází.

Ohniště na pevná paliva jsou podle způsobu spalování rozdělena na prášková, kde se palivo spaluje ve formě prášku za letu prostorem ohniště, ohniště cyklonová, která spalují palivo ve formě drti nebo prášku za intenzivního víření v prostoru, ohniště fluidní pro spalování drceného a kusového paliva ve vznosu ve fluidní vrstvě a ohniště roštová pro spalování tuhého paliva v klidné vrstvě na roštu.

6.1.1. Ohniště na plyná paliva

Ohniště na plyná paliva jsou nejjednodušší a investičně nejméně nákladná. Doprava plynu je jednoduchá a příprava a čištění se provádí obvykle v místě těžby nebo výroby. Není potřeba zařízení pro odstraňování tuhých zbytků nebo popílku. Spalování se děje s nízkým přebytkem vzduchu, protože se plyn dobře mísí. Je možné volit vyšší rychlosti spalin, čímž se zmenšuje potřebná výhřevná plocha. Ohniště může být přetlakové nebo podtlakové.

Využití pro spalování biomasy je možné při výrobě a spalování bioplynu. Obecně se topeniště neliší od ostatních plynových ohnišť.

6.1.2. Ohniště na kapalná paliva

Spalování kapalných paliv probíhá při rozprášení kapiček do prostoru a smísením se vzduchem. Kinetika hoření a konstrukce topeniště je obdobná, jako u plynových, často je palivo zaměnitelné. I hořáky jsou obdobného provedení, mohou být dvoupalivové, jak na plyn, tak na topné oleje.

Kapalné palivo vyžaduje zařízení pro skladování a dopravu, u těžkých a viskózních kapalin pak ohřev ve všech dopravních cestách a skladovacích tancích a také předeheřev paliva v hořáku. Lehké oleje pro svou hořlavost vyžadují zvýšené nároky na požární bezpečnost.

Podobně jako u plynu je možno využít v těchto ohništích kapalných paliv připravených z biomasy bez jakýchkoli konstrukčních úprav, ale zatím se toho téměř nevyužívá.

6.1.3. Ohniště prášková

Prášková ohniště začala vznikat v důsledku rozvoje průmyslu a energetiky a zvyšování požadavků na výkon a velikost kotlů. Velikost těchto kotlů se může zvyšovat prakticky neomezeně na rozdíl od roštových ohnišť. Je možno spalovat méně kvalitní druhy uhlí.

Jemně mletý uhelný prášek je pneumaticky dopravován do hořáků a do spalovacího prostoru, kde je unášen spalovacím vzduchem za stálého hoření. Dráha hořící částice musí být dostatečná k dokonalému vyhoření.

Ohniště na uhelný prášek může být granulační, nebo výtavné. Spalování prášku v granulačním ohništi se děje při relativně nižších teplotách, takže struska vychází v tuhém stavu. Ve výtavném ohništi se prášek spaluje při relativně vyšších teplotách a struska odchází v roztaveném stavu.

Kotle s práškovými ohništi jsou pro svoji schopnost spalovat méněhodnotné energetické uhlí a možnost zvyšování tepelného výkonu hlavním typem zařízení pro velkou energetiku.

6.1.4. Ohniště prášková na spalování biomasy

Na rozdíl od spalování uhelného prášku nejsou tyto ohniště na biomasu vázána s požadavkem na zvyšování výkonu. Zdroje paliva z biomasy jsou obvykle omezené a výroba prášku je problematická. Metody spalování jiných forem biomasy jsou dále dostatečně propracované a není potřeba nákladně vyrábět prášek. Proto jsou tyto ohniště požadovány pouze tam, kde je dostatečný zdroj hlavně dřevního prachu z technologického procesu. Ve většině případů není dřevní prach spalován samostatně, ale je přidáván do paliva spalovaného na roštu nebo je spalován v roštovém ohništi pomocí přídatných hořáků. Samostatná prášková ohniště pro biomasu jsou ojedinělá.

Prášková ohniště na biomasu nebývají příliš veliká, jsou limitovaná zdrojem prášku. Obvykle bývají v jednotkách megawat. Menší množství bývají spalována v kombinaci s jiným palivem. Problémy se skladováním a dopravou prachu jsou obdobné jako u uhlí (výbušná směs). Prášek se neskládá dlouhodobě, neboť hrozí navlhnutí a zatvrdnutí v zásobnících. Dopravuje se k hořáku pneumaticky a je hořákem dmychán společně se vzduchem do spalovací komory. Tato je obvykle plně vychlazená a mívá minimum vyzdívky. Na obr. 6.1 je spalovací komora práškového ohniště konstrukce Vyncke, na obr. 6.2 pohled na tutéž komoru s hořákem v provozu.



Obr. 6.1. Kotel s práškovým ohništěm – tlaková část



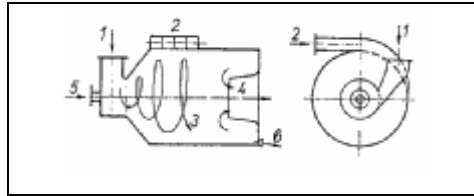
Obr. 6.2. Práškové ohniště na biomasu s hořákem

Částice jsou velmi lehké a popílek je většinou unášen spalinami do odlučovače. Část tuhých zbytků zachycených v ohništi je odváděna pomocí výsypek. Vzhledem k tomu, že biomasa všeobecně obsahuje velmi málo popelovin, není zanášení výhřevných ploch příliš intenzivní a množství popílku je několikanásobně menší, než u uhlí. Přesto je nutné pravidelné čištění tahů kotle, případně mechanické nebo pneumatické zařízení k odstraňování nánosů.

6.1.5. Ohniště cyklonová

Spalování ve velkých práškových ohništích je difuzní a mísení paliva s okysličovadlem se zhoršuje zvětšováním prostoru práškového ohniště. Cyklonová ohniště byla vyvinuta pro zlepšení kinetiky hoření částice. Obecně se jedná o vyzděné válcové komory umístěné na vlastní chlazené komoře kotle. Vysoké rychlosti vzduchu a různé směry vstupu zajišťují intenzivní víření a prodlužuje se tak doba setrvání částic v ohništi až do dokonalého vyhoření. Relativní rychlosti okysličovadla vůči částicám jsou vysoké a hoření je z velké části kinetické.

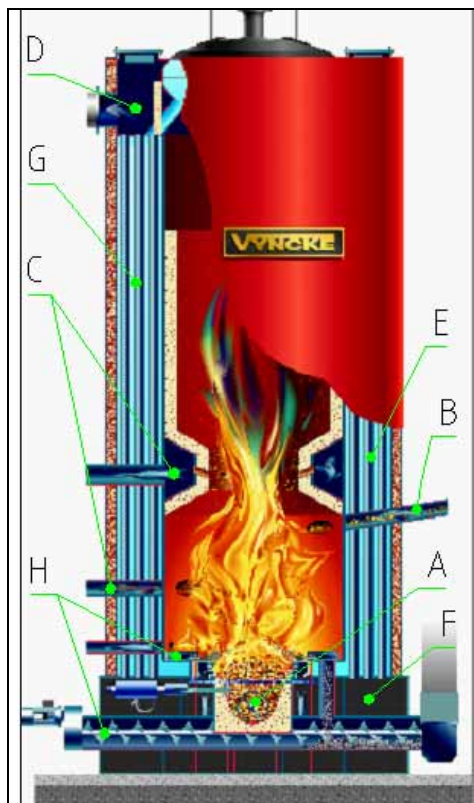
Cyklonová ohniště mohou být konstruována jako horizontální nebo vertikální. Spaliny mají poměrně vysokou teplotu a musí být vychlazeny v chlazeném prostoru kotle. Principiální schéma ohniště pro spalování uhlí je nakresleno na obr. 6.3.



Obr. 6.3. Princip cyklonového ohniště

- 1 – vstup paliva
- 2 – sekundární vzduch
- 3 – víření spalin v ohništi
- 4 – výstup do vychlazovací komory
- 5 – terciální vzduch
- 6 – výtok strusky

Původně bylo toto ohniště zkušeno pro spalování rašeliny a dřevního odpadu. Svůj význam pro spalování biomasy má hlavně pro zlepšení kinetiky hoření. Většinou se využívá odstředivého efektu a víření v kombinaci s roštovým topeništěm vhodným tvarováním spalovací komory. Palivo se dmychá tangenciálně do proudu spalin a víření je dosahováno směrováním přívodů sekundárního a terciálního vzduchu. Na obr. 6.4. je příklad menšího kotle Vyncke s podsuvným roštem a tangenciálním přidáváním práškového paliva.

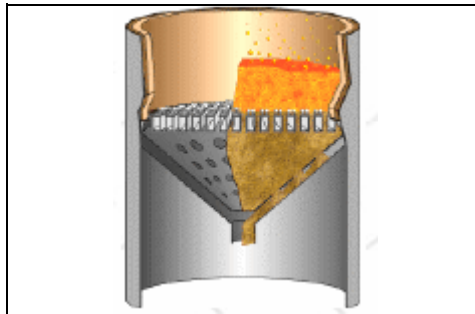


Obr. 6.4. Válcový stojatý kotel Vyncke s podsuvným roštem a tangenciálním přidáváním paliva
Hrubší palivo se spaluje na podsuvném roštu (A), prachové palivo se přidává tangenciálními přívody (B). Spalování je podporováno systémem trysek sekundárního a terciálního vzduchu (C). Intenzita turbulencí je podpořena také zúžením spalovacího prostoru. V horní části kotle je dělená obrátová komora (D), která usměřuje proud spalin do druhého tahu, který tvoří svazek žárových trubek (E) a poté co spaliny projdou spodní obrátovou komorou (F) do třetího tahu (G), tato obrátová komora usměrní proud spalin do kouřového hrdla. Na obrázku je patrný automatický odškvárovací systém (H) tvořený rotačním vyhrnovačem a vynášecím šnekem.

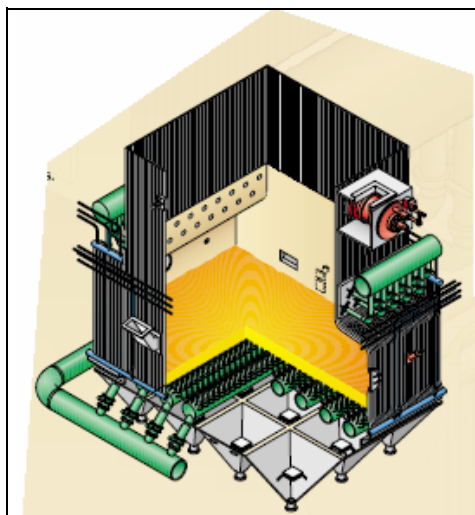
6.1.6. Ohniště fluidní

Ve fluidním ohništi se spaluje drcené palivo v kypící fluidní vrstvě. Spalované částice jsou uvedeny do fluidace spalovacím vzduchem a ve fluidní vrstvě dochází k intenzivnímu kinetickému hoření. Rovnováha sil působících na částici při spalování paliv s různou velikostí zrn je zajištěna snížením rychlosti fluidační tekutiny (vzduch, spaliny), které se dosáhne zvětšením průřezu po výšce vrstvy. Zde dochází také k rozvrstvení paliva podle zrnitosti a dlouhému setrvání v kypící vrstvě až k dokonalému vyhoření. Princip ohniště je na obr. 6.5, na obr. 6.6 je příklad konstrukce fluidního ohniště.

Tato ohniště jsou vhodná ke spalování méněhodnotných paliv včetně odpadu z biomasy. Je možné částečně spalovat i kapalná paliva. Ve fluidní vrstvě se udržuje poměrně nízká teplota spalování 700 – 900°C, což vede k nižší tvorbě emisí NO_x. Palivo s vyšším obsahem prchavé hořlaviny se může spalovat dvoustupňově. Ve fluidní vrstvě mohou být umístěny výhřevné plochy a dochází zde k intenzivnímu přestupu tepla. Musejí však být vyrobené z hlediska koroze z austenitických ocelí. Do paliva bývají často dávkována aditiva k chemickému zachycení nebezpečných emisí.



Obr. 6.5. Princip fluidního ohniště



Obr. 6.6. Příklad konstrukce fluidního ohniště

Hlavní nevýhodou fluidních ohnišť je značná složitost a náročnost na obsluhu a údržbu. Pro malé kotle jsou cena zařízení a provozní náklady většinou neúnosné a dává se přednost spalování na roštu. U velkých průřezů a výkonů je obtížné udržet ve fluidní vrstvě rovnoměrný průtok vzduchu a dokonalé spalování. Řeší se to

rozdělením ohniště na několik samostatných segmentů (podle počtu výsypek), jak je patrné z obr. 6.6. Konstrukce je však ještě složitější a náročnější na obsluhu. Problémem také bývá zvýšený únos nespálených drobných částic paliva se vzduchem a zvýší se ztráty mechanickým nedopalem. Částečně se může dosáhnout zlepšení recirkulací odloučeného popílku. Aby se fluidní vrstva vychladila na požadovanou teplotu 700 až 900°C, musí v ní být umístěné teplosměnné plochy, které jsou zapojené jako výparník.

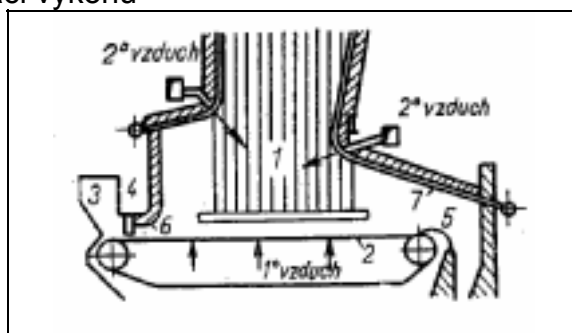
6.1.7. Ohniště roštová

Roštová ohniště jsou nejstarším typem průmyslového ohniště. Jsou určena ke spalování kusových paliv filtračním způsobem v hořící vrstvě. Při průchodu vzduchu hořící vrstvou dochází k intenzivnímu kinetickému spalování, uvolněná prchavá hořlavina dohořívá v prostoru spalovací komory a drobné částičky hoří ve vznosu v proudu spalin a vzduchu.

Hlavní části roštového ohniště jsou spalovací prostor s přední a zadní klenbou a bočními stěnami, rošt s palivovou násypkou a palivovým hardítkem, škvárový jížek, škvárová výsypka a zařízení pro přívod a regulaci vzduchu (obr. 6.7.). Rošt je tvořen nosnou konstrukcí, roštnicemi, u mechanických roštů hnacím zařízením pro pohyb roštu. Uvnitř roštu bývá umístěno zařízení pro rozvod a regulaci primárního spalovacího vzduchu.

Rošt má plnit při spalování tyto základní funkce:

- podírat palivo
- zajistit přívod spalovacího vzduchu do jednotlivých míst
- umožnit vysušení paliva, zahřátí a zapálení, hoření a dokonalé vyhoření
- shromažďovat tuhé zbytky, popř. zajistit jejich odvod
- umožnit regulaci výkonu



Obr. 6.7. Hlavní části roštového ohniště
1 – spalovací komora, 2 – rošt, 3 – násypka, 4 – hradítko,
5 – škvárový jížek, 6, 7 – přední a zadní klenba

Staletí vývoje roštových ohnišť se odrazila v celé řadě různých konstrukcí a principů a vedla k velké univerzálnosti. Spalovat zde je možno širokou škálu tuhých paliv od zrnitých s velkým prachovým podílem přes kusová paliva až po spalování velkých předmětů jako jsou polena a špalky. Jsou spalitelná i méněhodnotná paliva různých vlastností a odpady. Spalování v roštových ohništích je nejrozšířenější způsob energetického využití biomasy.

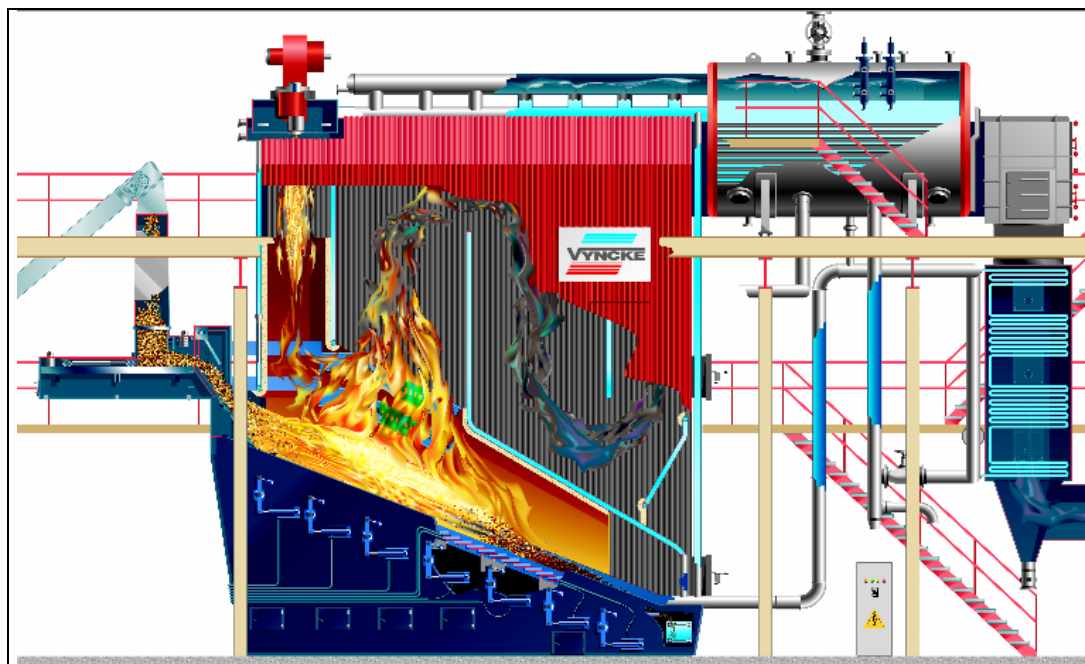
Roštová ohniště jsou omezena velikostí, u výkonů nad 50 MW je plocha roštů již značně velká a musí se věnovat velká pozornost zajištění jejich spolehlivosti a účinné kontrole spalování. Zvyšování vrstvy paliva je omezeno jeho prodyšností a touto cestou také nelze jít. Pro spalování je také nutný větší přebytek vzduchu

a tím nám roste komínová ztráta. Mechanické rošty jsou poměrně složité a těžké ale moderní konstrukce jsou nenáročné na obsluhu a údržbu. Při intenzivním spalování jsou povrchy roštnic značně opotřebovány žářem. Z toho důvodu jsou vyráběny ze žáruvzdorných materiálů, musí být chlazeny v nejexponovanějších místech spalovacím vzduchem a zakryty vrstvou paliva. Pro kotle malých a středních výkonů je ale jejich použití nejvýhodnější.

6.1.8. Ohniště kombinovaná

Ohniště kombinovaná jsou určena pro spalování několika různých druhů případně fází paliv. Nejčastěji jsou to ohniště na pevná paliva obecně s přidavnými hořáky na plyn a topné oleje nebo roštová ohniště s přidavným spalováním prachového paliva. Hořák je umístěn ve stěnách spalovací komory a musí tomuto být přizpůsoben i její tvar a rozvod vzduchu. Příklad kombinovaného kotle pro spalování dřevního odpadu na roštu s přidavným spalováním prachu je na obr. 6.4, ohniště na dřevní odpad konstrukce Vyncke s přidavným hořákem pro spalování plynu je na obr. 6.8.

Kombinovaná ohniště se používají z různých důvodů. Pro spalování odpadů a méněhodnotných paliv popřípadě paliv s vysokou vlhkostí jsou nutné stabilizační hořáky, neboť výhřevnost a vlastnosti paliva značně kolísají. Často je tímto způsobem zvyšován jmenovitý výkon, ať už z důvodu dosažení mezní velikosti roštového topeniště nebo nedostatku biomasy pro dosažení požadovaného výkonu. Vyjímkou není ani snaha zajistit pomocí přidavných hořáků trvalý provoz při nerovnoměrné dodávce základního paliva. Občas je třeba zajistit spalování prachového podílu v roštových ohništích, kde zdroj prachu je relativně malý a nerovnoměrný a nevyplácí se instalovat samostatný kotel. Ohniště se zapalovacími hořáky se nepovažuje za kombinované.



Obr. 6.8. Kotel Vyncke s kombinovaným roštovým ohništěm a plynovým hořákem

Biomasa je spalována na mechanickém vodou chlazeném roštu Vyncke ve vyzděné spalovací komoře. U přední stěny je umístěn plynový hořák, který podporuje spalování a vysoušení a zapálení mokrého paliva. Spaliny dále procházejí

vodotrubným tzv. radiačním výměníkem s chlazenými membránovými stěnami a se systémem přepážek, které prodlužují cestu spalin. Zde dojde k dokonalému vyhoření hořlaviny a tuhých částic a předání části tepelné energie převážně sáláním neboli radiací (odtud radiační část). U zadní stěny vstupují spaliny do žárotrubného výměníku, tzv. konvekční části a poté procházejí přes ekonomizéry do odlučovačů a do komína. Konvekční část slouží současně jako buben pro separaci a čištění páry a doplňování vody do vodního oběhu kotle.

6.2. Paliva spalovaná v roštových ohništích

6.2.1. Fosilní paliva

Základním a nejrozšířenějším tuhým palivem bylo uhlí. V současné době je u nás ve velké míře nahrazeno průmyslové spalování uhlí v roštových ohništích spalováním biomasy, zejména v místech s dostatečnými zdroji a dále spalováním ušlechtilých paliv a to téměř výhradně plynu. Protože není jasně definovaná státní energetická politika a neustále se mění priority tak se v poslední době stále více podniků vrací ke spalování uhlí. Je to dáno i zdokonalenými technologiemi spalování a odstraňování škodlivých emisí. Pro velké energetické celky s práškovými ohništi je stále hlavním palivem energetické uhlí.

I když je možno na roštích spalovat různé druhy uhlí, včetně nekvalitních energetických, je v současnosti většinou používané tříděné hnědé uhlí pro svoji snadnou dostupnost a příznivou cenu. Je to také nejvhodnější palivo z přírodních těžných fosilních paliv. Černé uhlí je méně vhodné, ačkoli je jakostnější a má vyšší výhřevnost. Má málo prchavé hořlaviny a vysokou teplotu hoření ve vrstvě a dochází k vyššímu tepelnému namáhání a opotřebením. Používá se hlavně tam, kde jsou blízké a dostatečné zdroje. Lignity a rašeliny jsou na ústupu, opět jsou používány hlavně v blízkosti zdrojů. Jsou méně kvalitní, často s vysokou vlhkostí a je nutno provádět nákladnější přípravu ke spalování.

6.2.2. Umělá paliva

Umělá paliva jsou taková, která se vyrábějí z přírodních těžných surovin nebo ze spalitelných odpadů. Je to jednak koks a dále uhelné brikety a pelety z různých odpadů biomasy. Brikety jsou lisovány z uhelných prachů, pelety z různých vysušených spalitelných odpadů a surovin, například z rašeliny, slámy, dřevních pilin. Jedná se o kvalitní paliva s dobrou výhřevností na úrovni kvalitního hnědého uhlí. Často se pro svůj komfort obsluhy používají v domácnostech a menších kotlích pro vytápění budov. Pro průmyslová roštová topeniště mají menší uplatnění pro svoji vysokou cenu a používají se vyjíměčně.

Koks se k vytápění téměř nepoužívá pro velmi vysokou teplotu hoření a značnou cenu. V menší míře je používán v domácnostech a hlavně v ostatních odvětvích průmyslu, zejména v hutnictví.

Dřevěné uhlí je kvalitou srovnatelné s fosilním uhlím, pro svoji značnou cenu je však pro průmyslové kotle nevhodné. Použití je zejména pro různé chemické procesy a dále v domácnostech pro grilování.



Obr. 6.9. *Různé druhy slaměných a dřevních peletek*

6.2.3. Komunální a průmyslové odpady

Rošťová ohniště se využívají i pro spalování komunálních a průmyslových odpadů. Z hlediska udržení optimálního spalovacího procesu nejsou vhodným palivem, značně kolísá jejich výhřevnost i obsah vody a při spalování vznikají nebezpečné splodiny. Emisní předpisy pro spalovny odpadů jsou podstatně přísnější, než pro běžné zdroje znečištění a provoz je velmi drahý.

Zvláštním a energeticky nejvýznamějším zdrojem jsou dřevní odpady. Svým charakterem však patří do skupiny paliv z biomasy a je o nich pojednáno dále. Pokud jsou znečištěny například nátěry, laminováním, chemickými pojivy, impregnací a pod., platí pro ně totéž co pro spalování průmyslových odpadů.

6.2.4. Biomasa

Biomasa je obecně považována za jeden z nejperspektivnějších obnovitelných zdrojů energie. Jedná se prakticky o jakékoliv zdroje rostlinného původu, ať už jde o odpady ze zemědělské produkce a těžby dřeva nebo z průmyslu dřevozpracujícího. V poslední době se stále více rozšiřuje intenzivní pěstování biomasy jako energetické suroviny. Zdroje biomasy jsou jedním z limitujících faktorů velikosti topeniště, neboť přeprava na větší vzdálenosti je vzhledem k malé objemové hmotnosti nákladná. Jako ekonomicky přijatelný se jeví svoz z okruhu do 15 km.

I když se jedná o velmi různorodé materiály, z hlediska chemického složení jsou si velmi podobné. Na obr. 6.10 jsou uvedeny příklady různých druhů a forem biomasy spalovaných v kotlích firmy Vyncke, která se již téměř sto let zaměřuje na tuto oblast energetiky a působí ve všech oblastech Zeměkoule.



Palmová vlákna



Kůra z odkorňovače



Dřevní štěpka



Kokosové skořápky



Různé prázdné trsy a hrozny z exotického ovoce



Slupky podzemnice



Rýžové otruby



Dřevní odpad



Slunečnicové slupky

Obr. 6.10. Příklad různých forem biomasy

Pro energetické využití paliv jsou důležité zejména následující vlastnosti

- zrnitost, popřípadě forma a tvar částic a měrná hmotnost
- výhřevnost
- charakteristiky hrubého rozboru, což je vlhkost, obsah a vlastnosti popela, obsah prchavé hořlaviny
- chemické složení, tzv. prvkový rozbor

Vlastnosti biomasy se navzájem mohou lišit a jsou závislé na zeměpisné poloze, odrůdě, klimatických podmínkách, způsobu pěstování, stupni znečištění, příměsemi ap. Pro kvalitní projekt je proto nutno zjistit skutečné hodnoty.

Jak patrně, vyskytuje se biomasa v nejrůznějších formách, od prachu až po kusový odpad, polena a špalky. Vesměs je sice možné, kromě prachu o němž je zmínka výše, spalovat na rošttech téměř všechny zrnitosti a tvary, z hlediska manipulace, dávkování do topeniště, skladování, dopravy a mechanizace a automatizace je vhodné biomasu upravovat drcením, štěpkováním, krájením, rozdužováním, peletováním a jinými způsoby na vhodnou zrnitost. Zejména vláknité materiály jako například lýko a kůry některých stromů jsou z hlediska manipulace velmi problematické.

Jednou z nejdůležitějších vlastností paliv je výhřevnost - teplo, které se uvolní dokonalým spálením jednotkového množství paliva, pakliže voda vzniklá spalováním, zůstává v plynném stavu. Hodnota výhřevnosti sušiny biomasy se blíží hodnotám hnědého uhlí a pohybuje se kolem 18 – 20 MJ.kg⁻¹. Biomasa obsahující pryskyřice a oleje má výhřevnost vyšší. Výhřevnost jednotlivých druhů reálné biomasy se ovšem liší podle obsahu vody. Ten závisí na mnoha faktorech, např. na způsobu uskladnění (déšťové srážky...) nebo zda je biomasa v surovém stavu nebo předsušená ap. Obsah vody se u dřevitých materiálů pohybuje v rozsahu 20% u sušených až po 65% v surovém stavu. U travin a dužnatých frakcí je to i více, ale tyto jsou využitelné pouze usušené.

Dalším důležitým parametrem paliva je obsah popela, respektive jeho teplota tání. Je-li teplota tání popela nižší než teplota plamene při hoření, pak dochází k zalepování roštu ohniště. Obsah popela v biomase je relativně nízký pohybuje se v hodnotách 1 – 3%. Pro srovnání u tříděného hnědého uhlí je to 20% a více. Teplota tání popela je u většiny druhů vysoká, bývá větší než 1 100–1 200 °C, pouze u některých druhů (např. u slámy a vojtěšky) se pohybuje mezi 800–900 °C. Zalepování roštu nízkotajícím popelem lze zabránit namícháním paliva, které obsahuje popel o nižší teplotě tání s palivem, jež obsahuje popel vysokotající. Nízkotající popel se při spalování "obalí" popelem vysokotajícím a rošt nezalepí. Popel je také díky nízkému obsahu minerálů velice lehký a značná část je odnesena spalinami. Vyšší obsah popela často způsobují cizí příměsi, například zemina, prach, písek a jiné.

Další charakteristickou teplotou popela je teplota měknutí, respektive sintrace. Překročení této teploty vede k silnému zanášení stěn ohniště a teplosměnných ploch kotle. Nízké teploty měknutí či sintrace má popel zejména některých stébelnin.

Další charakteristickou hodnotou z hlediska spalování je obsah prchavé hořlaviny a intenzita jejího uvolňování. Biomasa má vysoký obsah prchavé hořlaviny která se uvolňuje při poměrně nízkých teplotách. Obsah u těchto paliv se běžně pohybuje kolem 75%, zatímco u hnědého uhlí je to kolem 40% a u černého uhlí asi 17%.

Důležité je zastoupení jednotlivých chemických prvků v palivu. Biomasa obsahuje 40–50 % hm. uhlíku, 4–6 % hm. vodíku až 1 % hm. dusíku a 30–40 % hm. kyslíku, zpravidla neobsahuje fluór. Zejména se ale u paliv sleduje obsah chlóru a síry. Zatímco obsah síry je v biomase nižší než u většiny jiných paliv (např. některá uhlí obsahují i více než 1 % síry), celkový obsah chlóru je přece jen poněkud vyšší

(obsah chlóru některých jiných paliv se blíží nule), i když toto množství není nikterak fatální. Navíc je třeba zdůraznit, že nejde o organicky vázaný chlór, ale o chlór ve formě anorganických chloridů, což bylo ověřeno experimentálně. *Obavy z produkce škodlivého chlorovodíku při spalování proto nejsou na místě.*

Jiná je situace z hlediska *výskytu vysokoteplotní chlorové koroze* teplosměnných ploch kotle. Tato se vyskytuje v oblasti teplot stěn nad 400 – 450°C - intenzita závisí na obsahu chlóru. Z tohoto hlediska mají vysoký obsah chlóru zejména některé stébelniny (např. sláma) a účinným opatřením je udržovat teplotu stěny teplosměnných ploch pod hodnotou cca 400°C (450°C).

Obsah většiny těžkých kovů se blíží nule. Poněkud významnější je jen obsah železa a lehkých kovů - nejvíce vápníku, hořčíku, draslíku, sodíku a zinku.

Lze tedy konstatovat, že biomasa je relativně výhodným palivem, a to zejména z ekologického i z ekonomického hlediska.

6.2.5. Nekontaminovaný dřevní odpad jako palivo

Dřevo a dřevní odpad patří do skupiny paliv z biomasy, vzhledem k tomu, že je to však daleko nejrozšířenější druh biomasy spalované v roštových ohništích, zmíním některé důležité vlastnosti a specifika podrobněji.

Zdrojem dřevní biomasy jsou jednak odpady při těžbě dřeva, odpady v průmyslovém zpracování a pěstování rychlerostoucích dřevin jako energetické suroviny. Tím je dána kusovitost, popřípadě zrnitost - od větví a kletí, špalky a zbytky kmenů, odpady při výrobě prken – tyto se většinou zpracovávají na štěpku, dále pruhy lýka a kůry, kůra v kusech, proutí, kusový odpad různé velikosti, piliny, hobliny a prach.

Obsah vody se pohybuje od 10 do 60%, obsah popele od 1 do 3%. Čistá dřevní hmota má popel na spodní hranici, kůra potom na horní hranici. Výhřevnost se pohybuje od 6 do 17 MJ.kg⁻¹ v závislosti na obsahu vody. Při vyjadřování obsahu vody je však nutno upozornit na to, že v dřevařské a energetické praxi se vyjadřuje obsah vody odlišně – viz tabulka 6.1.

Tab. 6.1 Porovnání vlhkosti dřevařské a energetické

Vlhkost energetická (relativní) - hmotnost vody ve dřevu k celkové hmotnosti (dřevní hmota + voda)	Vlhkost dřevařská - hmotnost vody ke hmotnosti suché dřevní hmoty (bez vody)
0%	0 %
10 %	11 %
20 %	25 %
30 %	43 %
40 %	67 %
50 %	100 %
60 %	150 %

Velkou předností dřevního odpadu jako paliva je to, že neobsahuje síru a velmi málo popele. Nulový obsah síry velmi příznivě ovlivní životní prostředí, neboť během spalování nevzniká plynný exhalát SO₂. V důsledku toho se sníží i teplota rosného bodu spalin. Musí se však *respektovat rosný bod HCl*, který je sice výrazně nižší než kyselý rosný bod, ale nesmí se podkročit.

V dřevařské praxi se používá několik různých vyjádření měrné hmotnosti dřevní hmoty. V energetice je nejdůležitější z hlediska manipulace a skladování prostorový metr sypaný neboli také sypaná hmotnost. V tabulce 6.2 jsou vysvětleny jednotky a termíny pro objemové značení dřevní hmoty.

Tab. 6.2 Jednotky a termíny pro objemové značení dřevní hmoty. V praxi používaný výraz "kubík" většinou znamená plm.

JEDNOTKA	NÁZEV	PŘEPOČET	VÝZNAM
plm	plnometr = m ³		krychle o hraně 1 m vyplněná dřevem bez mezer, 1 m ³ skutečné dřevní hmoty ("bez děr")
prm	prostorový metr = m ³ p. o. (tedy "prostorového objemu")	1 prm = 0,6 až 0,7 plm	krychle o hraně 1 m vyplněná částečně dřevem s mezerami, čili 1 m ³ složeného dřeva štípaného nebo neštípaného ("s dírami"), např. dřevo v lese složené do "metrů"
prms	prostorový metr sypaný	1 prms = cca 0,4 plm	1 m ³ volně loženého sypaného (nezhutňovaného) drobného nebo drceného dřeva

Dále je několik tabulek, ve kterých jsou uvedeny některé základní charakteristiky dřeva a dřevního odpadu, popřípadě některých druhů biomasy. Hodnoty jsou převzaty z různých zdrojů a mohou se navzájem lišit.

Tab. 6.3 Průměrná výhřevnost dřevního odpadu v závislosti na vlhkosti skutečně naměřená na zařízeních firmy Vyncke

Vlhkost %	10	20	30	40	50	60
Výhřevnost kJ.kg ⁻¹	16318	14226	12134	10042	7950	5858

Tab. 6.4 Vlastnosti smrkového dřeva v závislosti na vlhkosti (zdroj Trnobranský)

Vlhkost dřevařská	%	0	13	25	42	67	100	150	190
Vlhkost energetická	%	0	10	20	30	40	50	60	65
Výhřevnost smrkové kůry	kJ/kg	17417	15323	13230	11304	9294	7326	5233	4270
Výhřevnost smrkových pilin	kJ/kg	17919	15700	13690	11723	9713	7661	5652	4689
Sypná hmotnost	prms								
Smrkové piliny	kg/m ³	0	0	210	227	260	350	443	-
Hoblíny	kg/m ³	65	80	100	122	150	180	215	232
Drcená smrk.kůra	kg/m ³	188	203	223	246	271	300	333	352
Měrná hmotnost	plm								
Smrkové dřevo	kg/m ³	440	475	520	570	670	804	-	-
Smrková kůra	kg/m ³	615	629	647	670	697	727	760	780

Tab. 6.5 Výhřevnost biomasy (zdroj EkoWAT)

Druh paliva	Obsah vody [%]	Výhřevnost [MJ/kg]	Měrná hmotnost [kg/prms]
Listnaté dřevo	15	14,605	278
Jehličnaté dřevo	15	15,584	199
borovice	20	18,4	212
vrba	20	16,9	
olše	20	16,7	
habr	20	16,7	
akát	20	16,3	
dub	20	15,9	281
jedle	20	15,9	
jasan	20	15,7	
buk	20	15,5	275
smrk	20	15,3	187
bříza	20	15,0	
modřín	20	15,0	
topol	20	12,9	
Dřevní štěrka	30	12,18	210
Sláma obilovin	10	15,49	120 (balíky)
Sláma kukuřice	10	14,40	100 (balíky)
Lněné stonky	10	16,90	140 (balíky)
Sláma řepky	10	16,00	100 (balíky)

Tab. 6.6 Výhřevnost biomasy (měření na kotlích Vyncke)

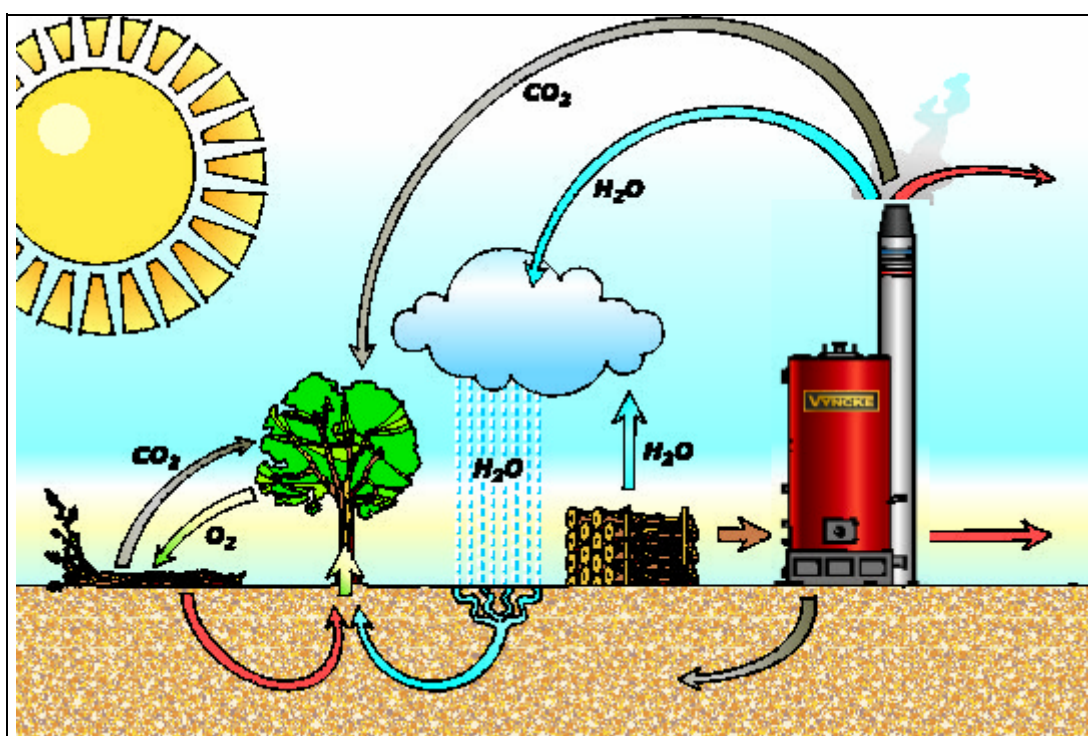
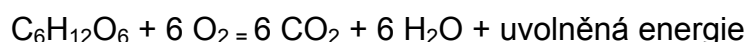
Druh paliva	Obsah vody [%]	Výhřevnost [kcal/kg]	Obsah popelovin [%]
Slunečnicové slupky	11,6	3927	2,7
Prázdné sojové lusky	8,9	3400	5,81
Kompost	41,3	2195	
Kokosové skořápky	14,3	4503	
Ovesné otruby	10,3	3644	4,94
Lněná stébla	12	4275	4,1
Třtinový odpad - kořeny	50,6	1936	8,54
Rýžové otruby	9,68	3897	16,65
Maniok drcený	14,7	3639	
Prázdné třapce exot. ovoce	7,47	2428	
Prázdné třapce exot. ovoce	45,7	4285	
Ovocné výlisky (matoliny)	52,6	2339	2,96
Kuřecí peří	6,2	5370	5,41
Řepkové semeno	10,7	4099	6,6
Melasa	54,2	787	11

6.3. Zvláštnosti spalování biomasy v roštových ohništích

Při spalování biomasy vzniká pochopitelně oxid uhličitý, suché spaliny ho mohou teoreticky obsahovat až 20 % obj. Podle teorie se však při růstu nové biomasy spotřebuje stejné množství oxidu uhličitého, jako je uvolněno při jejím spalování, takže tento CO₂ nezatěžuje životní prostředí a nepřispívá ke skleníkovému efektu. Schéma tohoto procesu je naznačeno na obrázku 6.11. Dále je uvedena základní chemická rovnice vzniku biomasy:



Při pálení, t.j. oksličování probíhá proces obráceně:



Obr. 6.11 Schéma koloběhu CO₂ a H₂O při spalování biomasy

6.2.6. Základní faktory ovlivňující spalování pevných biopaliv

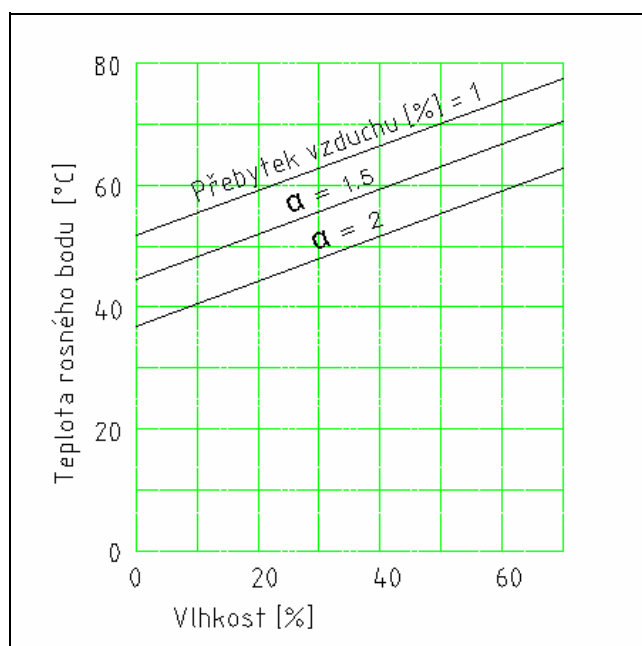
Údaje uvedené v předchozím textu mají zásadní význam pro spalování biopaliv.

- Spalné teplo a výhřevnost je nižší než u většiny paliv fosilních
- Chemické složení podmiňuje produkci těkavých látek při teplotě přes 200°C v daleko větším podílu než u uhlí nebo koksu. Na obr. 6.13 je závislost uvolňování prchavé hořlaviny na teplotě a době žíhání. Na obr. 6.14 je graf intenzity uvolňování hořlaviny s teplotou. Je to vlastně pouhá derivace křivky z obr. 6.13. Měření byla prováděna při spalování smrkové kůry.

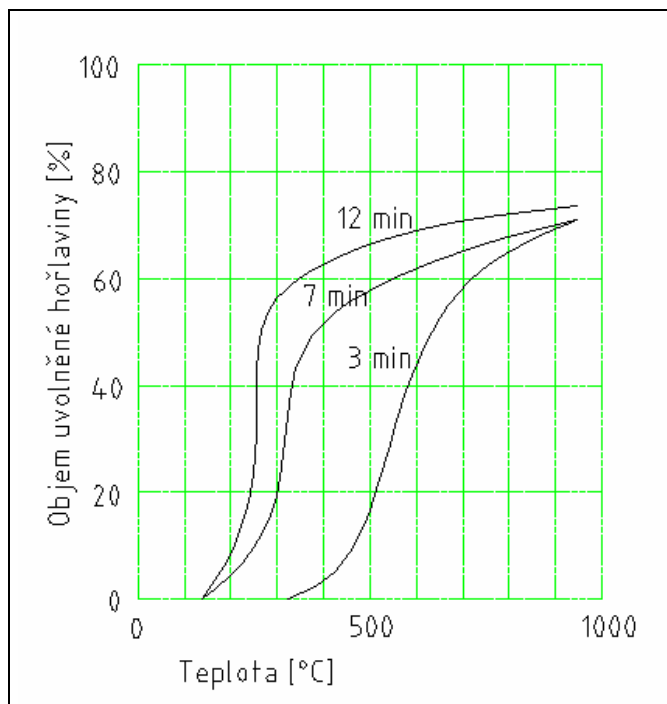
- Zanedbatelný obsah síry způsobí značné snížení teploty rosného bodu, která bude pouze funkcí vlhkosti spalin. Na obrázku 6.12 je závislost rosného bodu na vlhkosti spalin a přebytku vzduchu.

- Při spálení vzniká malé množství popela, který s ohledem na vysoký obsah draslíku a křemíku zejména u kůry a stébelnaté biomasy má nižší teploty tavení

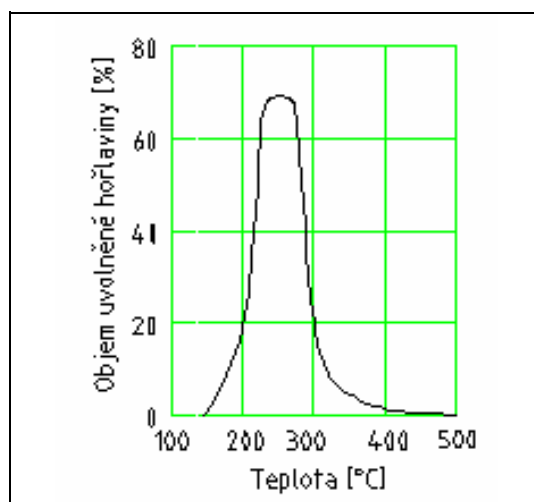
- Množství popele je malé, většinou je lehký a velká část je odnesena spaliny
- Vysoký obsah těkavých látek podmiňuje vznik podstatně delších plamenů, prodlužování doby hoření, možnost vzniku sazí, dehtů a kyselin při nedokonalém spalování
 - Pevná biopaliva v přírodním stavu mají mnoho forem a nižší objemovou hmotnost, vyžadující nákladnější způsoby manipulace, skladování, případně dalšího zpracování do standardních forem
 - Obsah vody při spalování musí být nulový. Volná voda musí být odpařena buď mimo topeniště, nebo v něm, k čemuž dochází prakticky vždy, a to i u briket a pelet, které mají často méně než 10% vody. Teprve po odpaření vody začne teplota stoupat nad 200°C, kdy se začínají uvolňovat těkavé, snadno hořící látky.
 - Teplota hoření nesmí klesnout pod 600°C, jinak těkavé látky neprohořívají a vytváří se dým. Optimální teplota spalování biopaliv je kolem 900°C, neměla by však překročit 1200°C s ohledem na tvorbu NO_x a překročení teploty tání popela.
 - Do hořících plynů musí být zaveden pokud možno horký (v závislosti na vlhkosti paliva) sekundární vzduch, jinak neprohoří vzniklý CO, který na chladných místech vylučuje uhlík ve formě sazí případně s vysráženou vlhkostí jako dehet. Teplota sekundárního, popřípadě terciálního vzduchu závisí na teplotě jádra plamene, čili na vlhkosti a přebytku vzduchu. Poměr primárního vzduchu, který určuje spolu s palivem výkon topeniště, k sekundárnímu, který určuje kvalitu hoření a obsah škodlivých emisí, bývá 1 : 1 u kusového a hrubozrného odpadu až 1 : 2.
 - Hořící plyn nemá být nikde ochlazován. Přestup tepla následuje do teplosměnného média až po vyhoření hořlaviny.
 - Žhavé dřevní uhlí po odplynování tvoří asi 20 - 25% hmoty biopaliv a je výhodné, když v topeništi vzniká a spalné plyny přes něj přecházejí. Žhnoucí uhlí vzniká velmi dobře z tvrdého dřeva, briket, nevzniká při spalování volné slámy a pilin.
 - Na vysokou teplotu rozpálená keramická vyzdívka je víceúčelová, o jejím katalyzačním účinku na dokonalé prohoření spalných plynů se ví málo, ale není o něm pochyb.



Obr. 6.12 Teplota rosného bodu v závislosti na přebytku vzduchu a vlhkosti spalin



Obr. 6.13 Uvolňování prchavé hořlaviny v závislosti na době žíhání



Obr. 6.14 Intenzita uvolňování prchavé hořlaviny při době žíhání 12 minut

6.2.7. Složení spalin

Díky nízkému obsahu organicky vázané síry, prakticky nulovému obsahu organicky vázaného chlóru a těžkých kovů lze logicky předpokládat jen velmi nízké koncentrace anorganických polutantů (SO_2 , HCl, emise těžkých kovů) ve spalinách, což bylo dokázáno i měřením. Poněkud horších hodnot dosahují emise oxidu uhelnatého při spalování, ale tento problém se týká všech tuhých (i kapalných) paliv. Zjednodušeně lze tento jev vysvětlit tím, že u pevných a kapalných paliv nelze dosáhnout ideálního promísení s oxidačním médiem (vzduchem), čehož lze naopak relativně snadno dosáhnout u plyných paliv. Co se produkce oxidu uhelnatého při spalování týče, biomasa na tom rozhodně není hůře než jiná pevná paliva. Intenzivní

výzkum spalování a regulace spalovacího procesu u renomovaných firem si v poslední době dokáže poradit i s tímto problémem. V každém případě se emise CO pohybují pod povolenými limity EU.

Produkce organických znečišťujících látek závisí vždy na způsobu spalování a konstrukci spalovacího zařízení (např. při nedostatku spalovacího vzduchu může vznikat celá škála organických látek). Bylo např. zjištěno, že obávané polychlorované dibenzo-dioxiny jsou ve spalinách zastoupeny téměř při jakémkoli spalovacím režimu, ale jejich koncentrace je stopová a značně kolísá podle dokonalosti řízení spalovacího procesu. Měření na kotlích Traktant Fabri a Verner byly zjištěny koncentrace 3,7 – 7,1 ng.m⁻³. Jsou to srovnatelné hodnoty s těmito emisemi při spalování hnědého uhlí. Pro ovlivnění spalovacím procesem svědčí některá měření na evropských teplárnách, kde byly naměřeny hodnoty 0,01 – 5 ng.m⁻³. Měření v Rakousku na lokálních topidlech zjistilo hodnoty 13,8 – 87,2 ng.m⁻³. Koncentrace emisí PCDD/F byla průkazně vyšší u biopaliv s vyšším obsahem chloru nad 1,5 g/kg sušiny.

Naměřené hodnoty nepříznivě korespondují s limity EU pro spalovny odpadů, které jsou 0,1 ng.m⁻³. Srovnání je však pro energetické využití biomasy poškozující, neboť například v USA je tento limit 0,2 a v Kanadě a Japonsku dokonce 0,5 ng. Limity pro energetická zařízení zatím neexistují. Avizované nebezpečí při spalování biomasy je vzhledem k uvedeným skutečnostem zanedbatelné. Je však nutné se vyvarovat spalování dřeva ošetřeného POPS látkami.

Vznik dalších organických látek ve spalinách, zejména polyaromatických uhlovodíků, sazí (a také již zmíněného oxidu uhelnatého) lze omezit volbou vhodného spalovacího režimu -obecně je nutné zajistit dostatečný přísun vzduchu k palivu a řízení rozložení teplot ve spalovací komoře, což představuje problém např. u klasických kamen a u malých zařízení.

6.3. Fáze hoření na roštu

Při zahřátí na teplotu přes 200 °C dochází k rozkladu a tvorbě hořlavých plynů. Biomasa hoří dlouhým plamenem, což vyžaduje vhodnou konstrukci topeniště. Do plamene se totiž musí přivést dostatečné množství vzduchu a musí dojít k jeho promíšení, aby mohly všechny těkavé složky dokonale vyhořet. K tomu je třeba dostatečná teplota (plamen se nesmí příliš ochladit). V topeništi dochází napřed k odpařování vody, která je vždy v určité míře přítomna. Voda má vysoké výparné teplo, takže její odpařování palivo ochlazuje. Teprve po odpaření vody vzroste teplota a začne docházet k uvolňování prchavých látek (např. terpenů) a k tepelnému rozkladu (pyrolýze) jednotlivých sloučenin v biomase obsažených. Vzniká směs hořlavých plynů a na roštu zbývá dřevěné uhlí, které dohořívá a postupně se přeměňuje na popel a škváru. Část spalovacího vzduchu se musí přivádět k hořícím plynům, aby došlo k dokonalému vyhoření. Množství sekundárního vzduchu je 1/2 - 2/3 z celového objemu spalovacího vzduchu. Tento poměr je velmi důležitý, neboť u uhlí je obvykle opačný.

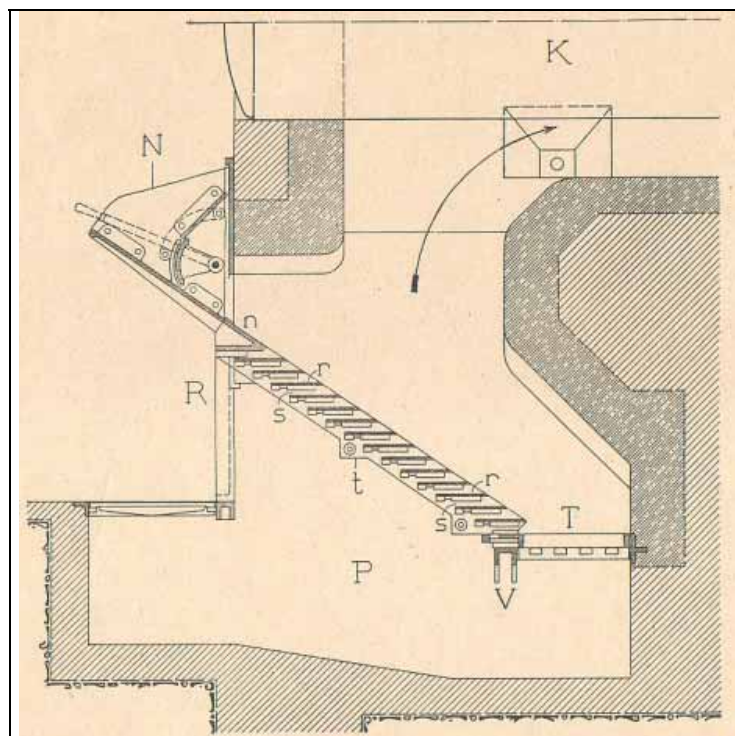
6.3.1. Posun paliva na roštu

Z uvedeného vyplývá, že palivo prochází postupně na roštu několika různými fázemi, které vyžadují různé podmínky pro spalování. Jsou to fáze sušení, odplyňování, zápal, hoření a dohořívání. Aby se dosáhlo postupného nastupování těchto fází, je potřeba, aby se palivo pohybovalo plynule po délce roštu. U pevných roštů, kde je biomasa vršena na jedné hromadě dochází k fázování po výšce vrstvy, popřípadě ke kampaňovitému spalování, kde se další přikládání děje až po proběhnutí části procesu. Je ovšem nutné přikládat palivo ještě ve fázi dohořívání, aby nedošlo ochlazením při odpařování vody ke kolapsu hoření.

Je zřejmé, že u tohoto způsobu je potřeba velkých přebytků vzduchu, a hodí se jen pro malé výkony ohniště, řádově desítky až stovky kilovat. To je předurčuje zejména pro domovní vytápění. Také palivo musí být poměrně kvalitní a vysušené s vhodnou kusovitostí a bez pilin a drobných frakcí. Regulace spalování a výkonu je problematická.

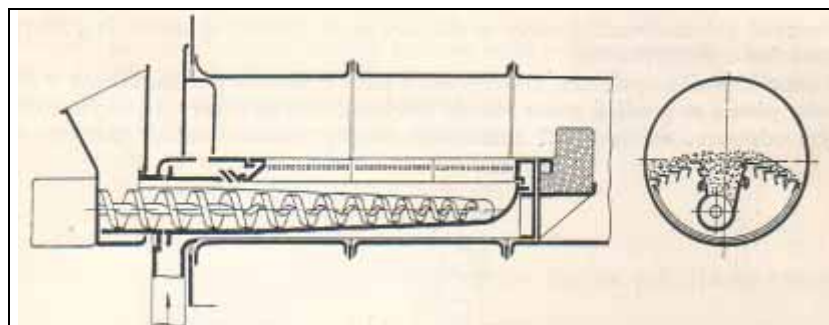
Postup paliva na roštu je proto žádoucí a nezbytný pro spalování méně výhřevných a vlhkých paliv, což biomasa často je, zvyšování výkonu a účinnosti a možnost automatizace a regulace.

Posuvu u pevných roštů se dosahuje postupným dávkováním paliva a zatlačováním předchozí dávky novou ke konci roštu. Sklonem roštu v rozmezí 25°-45° lze postup s pomocí gravitace vylepšit. Je možno spalovat i mokrá paliva a paliva méně prodyšná. Výkon je zde omezen na jednotky MW (cca 5-10MW). Příklad staré koncepce šikmého roštu je na obr. 6.15, moderní koncepce pak na obr. 6.17.



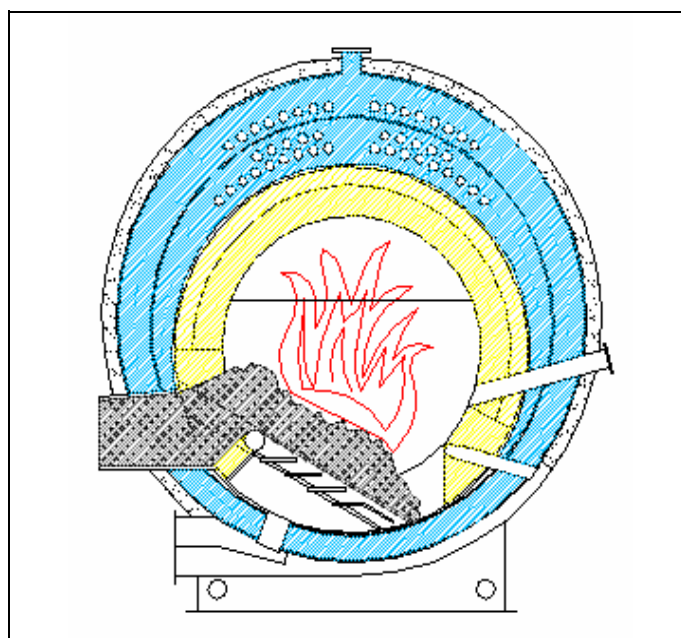
Obr. 6.15. Příklad staré konstrukce pevného šikmého roštu

Zvláštním případem kombinace pevného roštu s mechanickým posuvem je podsuvný neboli retortový rošt. Princip je na obr. 6.16. Retorta může být obdélníková nebo kruhová. Příklad kruhové retorty je na obr. 6.18.



Obr. 6.16. Princip podsuvného roštu

Výkon je opět omezen, používá se pro ohniště do 8-10MW, pro větší výkony mohou být v prostoru topeniště retorty zdvojeny. Pro výkony stovek až tisíců kilovat se pro spalování biomasy hojně používá. Pro větší výkony se ale v současnosti využívá mechanických roštů.



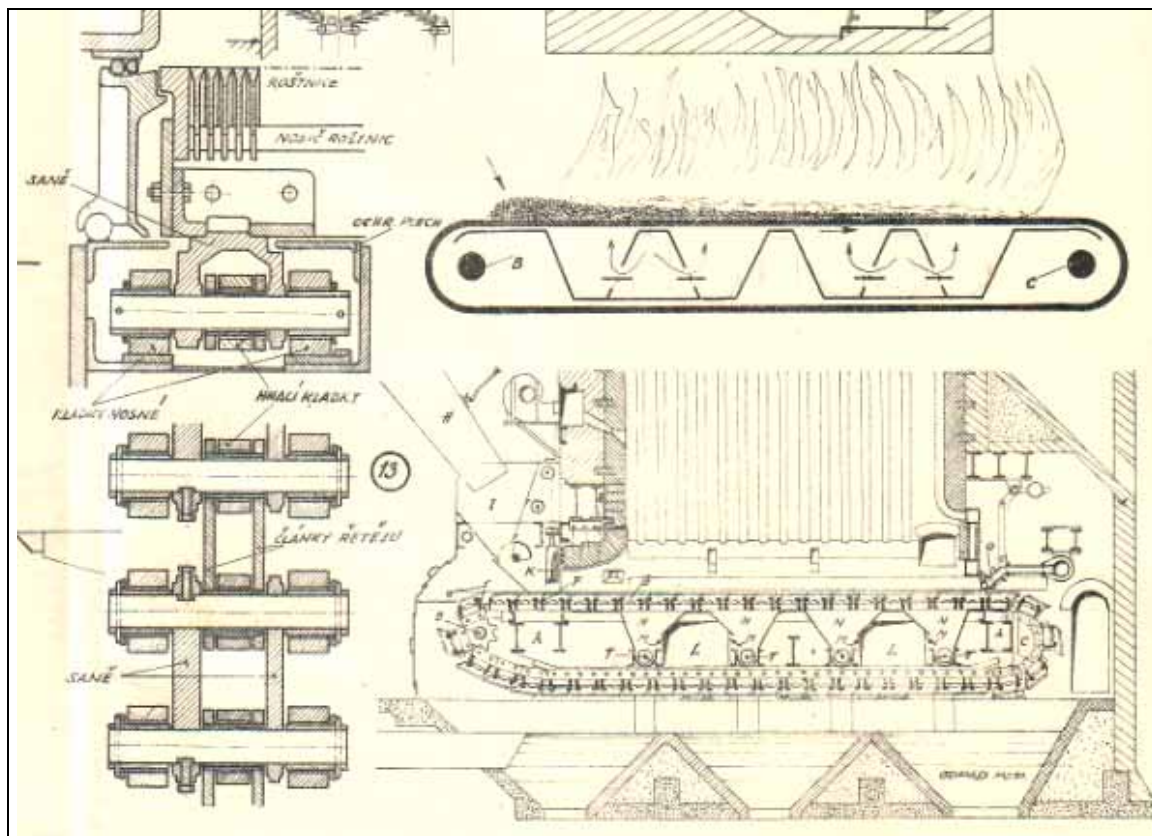
Obr. 6.17. Příklad moderní konstrukce pevného šikmého roštu



Obr. 6.18. Podsuvný rošt s kruhovou retortou konstrukce Vyncke

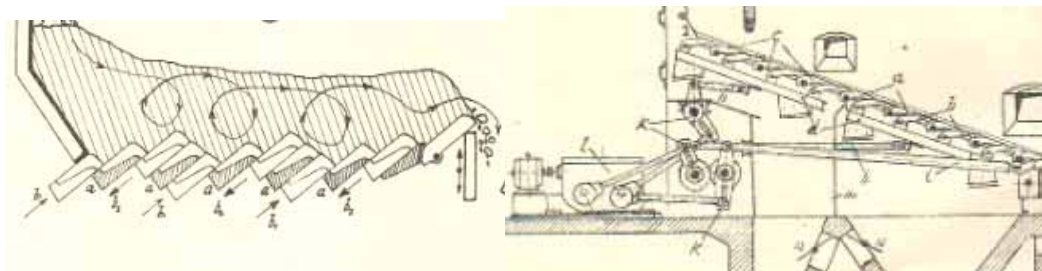
Rošty mechanické potom zajišťují dokonalý posuv paliva po délce roštu a tím umožňují dobré oddělení jednotlivých fází. V průběhu vývoje vznikly celá řada konstrukcí a systémů, ale ty můžeme rozdělit na dva základní principy. Jsou to rošty pásové a prohrabávací. Pásové jsou vodorovné, prohrabávací mohou být vodorovné nebo šikmé.

Pásový rošt tvoří vlastně dvojice galových řetězů, mezi kterými jsou tyče, popřípadě profilované nosiče, ve kterých jsou vyskládány roštnice. Řetězy pojíždějí po kladičkách na kolejničkách které jsou na bočnicích roštu. Vrstva paliva postupuje rovnoměrně, ale je stálá, neměnná a u prašných nebo spékavých paliv je špatně prodyšná pro spalovací vzduch. Rošty jsou proto vhodné zejména pro kusové a granulované tříděné palivo. Velmi dobře se zde reguluje výkon rychlostí posuvu a výškou vrstvy. Pro biomasu se příliš nepoužívají, občas se volí jako nouzové řešení v uhelných kotelnách. Na obr. 6.19 je konstrukce pásového roštu.



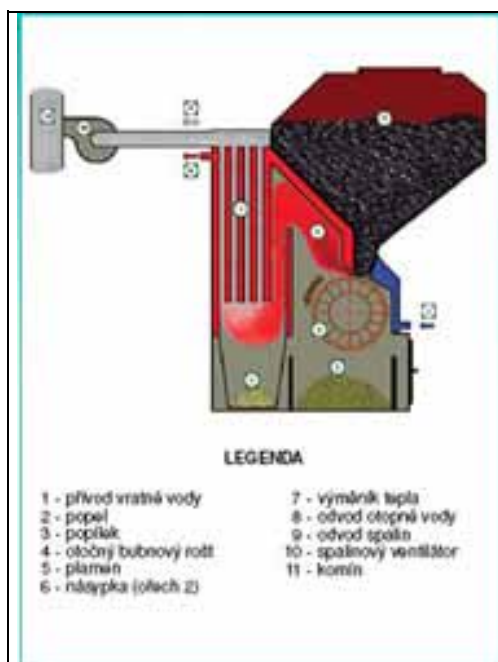
Obr. 6.19. Příklad konstrukce pásového roštu

Rošty prohrabávací jsou nejčastěji používány pro spalování biomasy, zejména šikmé. Sestávají z řad za sebou naskládaných roštnic, které se vzájemně pohybují, a to buď všechny, nebo je vždy jedna řada pevná a jedna pohyblivá. Kromě posuvu paliva zajišťují jeho promíchávání a rozduřování, což je důležité u paliv s větším množstvím jemných částic a u spékavých paliv. Tyto rošty budou dále popsány podrobněji. Na obr. 6.20 je základní princip prohrabávacích roštů.



Obr. 6.20. Vlevo vodorovný prohrabávací rošt a princip pohybu částice, vpravo
Příklad šikmého prohrabávacího roštu

Dalším samostatným principem roštu jsou válcové rošty. Rošt je ve tvaru válce, který se otáčí a unáší palivo, spalovací vzduch je přiveden do válce. Byl vyvinut pro spalování hnědého uhlí, hodí se i ke spalování směsi uhlí se štěpkou nebo peletk. U nás jsou známy kotle tohoto principu pod názvem Varimatik, Carborobot nebo Ekoefekt. Dělají se o výkonu od 20 do 800kW. Na obr. 6.21 je princip tohoto kotle. Je jednoduchý a nenáročný na obsluhu.



Obr. 6.21. Princip kotle s válcovým roštem

Válcové rošty se ještě používají při spalování velmi nekvalitního paliva s příměsí písku, hlíny, sutě ap. A to zejména ve spalovnách komunálního odpadu. Jedná se o řadu mohutných válců umístěných za sebou.

6.3.2. Fáze spalování a pásmování vzduchu

- Fáze sušení: Biomasa obsahuje vždy vodu, která se musí odpařit, aby se mohla ohřát na teplotu potřebnou k pyrolýze. Teplota paliva dosahuje maximálně teploty varu vody a na této setrvává, dokud není veškerá vlhkost, včetně vlhkosti vázané v buňkách, vysušena. Přívod tepla pro sušení se děje zejména sáláním plamene, sáláním rozžhavené vyzdívky a částečně i přiváděným vzduchem. U více vlhkého paliva se vzduch předeřívá. Vzduch

v této fázi se neúčastňuje hoření a je žádoucí jej omezovat. Částečně je vzduch potřeba ke chlazení roštnic.

- Fáze odplyňování: Po dokonalém vysušení se teplota paliva začne zvyšovat a od 200°C začíná uvolňování prchavé hořlaviny. Biomasa obsahuje podstatně víc této hořlaviny než fosilní paliva a tato fáze je proto velmi důležitá. Pyrolýza probíhá až do teploty kolem 700°C. Spotřeba vzduchu se zvětšuje, neboť dochází k zapalování pevné složky a je potřeba také chladit roštnice a dodávat spalovací vzduch do hořlaviny nad vrstvou.
- Fáze zapalování a hoření: Při vzrůstu teploty na 300°C dochází k zapálení pevné složky hořlaviny. Jak je vidět z uvedených teplot, dochází vlastně k zapálení již ve druhém pásmu a k prolínání těchto pásem. Spotřeba vzduchu je vysoká, je nutno podporovat hoření a chladit roštnice. Při značně vlhkém palivu je třeba zabránit dalšímu ochlazení spalovacího prostoru, neboť je značná část vyvinutého tepla spotřebována k odpařování vlhkosti. Dopomáhá k tomu také přehřev vzduchu.
- Fáze dohořívání: Zde dochází k postupnému dohořívání, vychladnutí popela a rozpadu pevné fáze. Vzduchu je potřeba málo, zejména ke chlazení roštnic.

Z toho je zřejmá různá spotřeba vzduchu v jednotlivých fázích hoření. Řeší se to rozdělením prostoru pod roštem do několika komor, kam se přivádí primární vzduch a jeho množství se reguluje klapkami. U menších roštů to může být jen jedno pásmo, u roštů výkonu ve stovkách kilowat dvě nebo tři pásma. Rošty pro kotle s tepelným výkonem více jak 2MW mají již většinou 4 pásma a velké rošty nad 20MW mohou mít i více. Vždy je však nutno vyhodnotit potřebu podle konkrétního paliva. Obvykle nejvíce vzduchu potřebují druhé a třetí pásmo, ostatní se snažíme co nejméně využívat. Pásmování u pásového roštu je vidět na obr. 6.19, na obr. 6.22 je vidět uspořádání komor u šikmého roštu Vyncke.



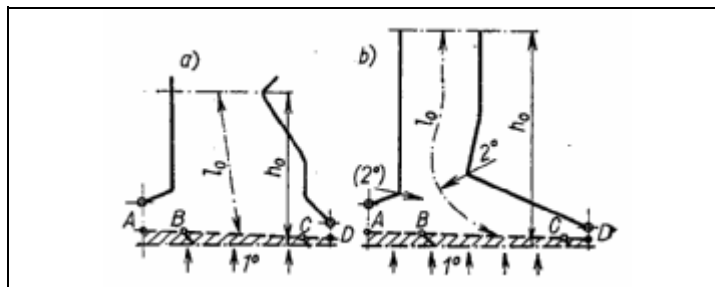
Obr. 6.22. Vzduchová pásma na holém tělese roštu systému Vyncke

6.5. Roštová ohniště s jedním ohniskem hoření a se dvěma ohnisky

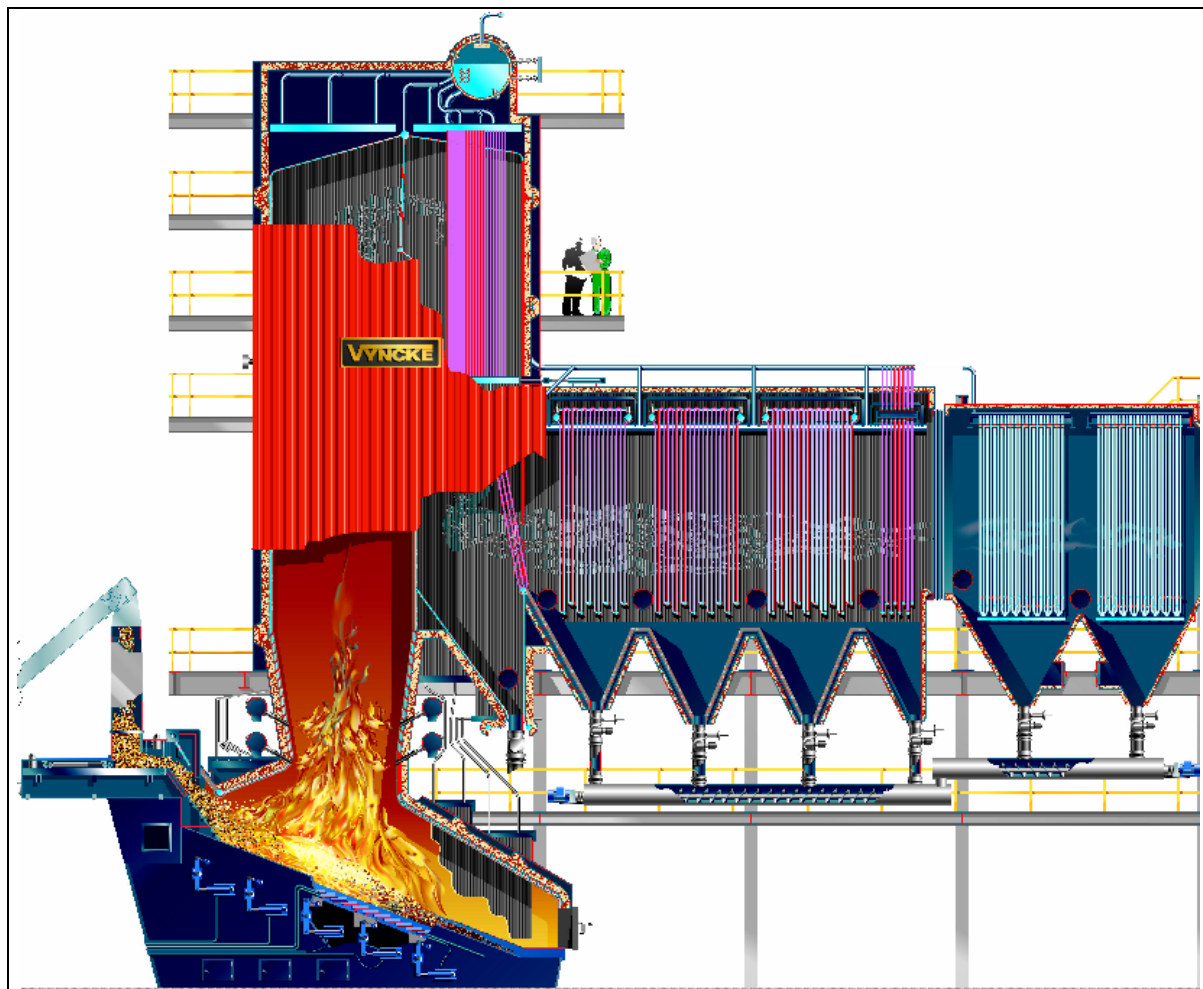
Spalování u roštových ohnišť probíhá jednak ve vrstvě na roštu, jednak v prostoru nad vrstvou paliva. Podíl hoření nad roštem bude tím větší, čím vyšší je obsah prchavé hořlaviny v palivu. Z tohoto pohledu rozeznáváme dvě základní konstrukční koncepce.

- roštová ohniště s jedním ohniskem hoření
- roštová ohniště se dvěma ohnisky hoření

Rozdíly jsou patrné z obr. 6.23, na obr. 6.24 je příklad ohniště se dvěma ohnisky hoření na spalování biomasy.



Obr. 6.23. Tvar roštového ohniště na a) černé uhlí a antracit, b) hnědé uhlí a lignit



Obr. 6.24. Ohniště se dvěma ohnisky hoření na kotli na spalování dřevního odpadu 15 MW
Balcas Enniskilen Irsko

Ohniště typu a) jsou vhodná pro uhlí s malým obsahem prchavé hořlaviny, to je černé uhlí, antracit a koks. Palivo hoří krátkým nesvítivým namodralým plamenem. Veškerý spalovací vzduch je veden pod rošt jako primární.

Při styku hořících uhlovodíků v prchavé hořlavině s chladnou stěnou výhřevných ploch může dojít k jejich rozkladu na H_2 a C, přičemž vzniklý amorfni uhlík má vyšší zápalnou teplotu, nevyhoří a ukládá se na výhřevných plochách. U černých uhlí toto nehrozí, u biomasy zejména s vysokou vlhkostí a tím pádem nízkou teplotou plamene je toto nebezpečí aktuální. To vedlo ke konstrukci ohnišť typu b).

Ohniště typu b) je vhodné pro paliva s vyšším obsahem prchavé hořlaviny, to je hnědá uhlí, lignit, rašelina a dřevo, popřípadě další biomasa. Tyto ohniště bývají vyšší, seškrčená, aby došlo k dokonalému promísení hořlaviny se vzduchem. Tomu se napomáhá přivedením sekundárního vzduchu. U hnědých ulí to bývá v množství 5-20% z celkového množství. U biomasy je to 50-70%. Nezřídka se setkáváme u ohnišť na biomasu s rozdělením sekundárního vzduchu do několika sekcí a s přivedením i terciálního vzduchu k zajištění dokonalého vyhoření zejména CO. V případě vyšší vlhkosti případně malé výhřevnosti paliva, kdy je teplota v ohništi relativně nízká, přivádí se přehřátý vzduch, popřípadě spaliny o teplotě kolem 400°C, takzvaná recirkulace spalin.

Tab. 6.7 Volba teploty spalovacího vzduchu v závislosti na výhřevnosti, respektive vlhkosti biomasy

Výhřevnost [kJ/kg]	Vlhkost [%]	Teplota prim. vzduchu [°C]	Teplota sec. vzduchu [°C]
nad 10879	36	nepřehříván	nepřehříván
10460	38	80	80
9623	42	80	80
8787	46	80	80
8368	48	120	120
7950	50	150	150
7531	52	190	190
7113	54	230	230
Pod 6695	56	Řešení individuální, recirkulací popř. stabilizačním hořákem	

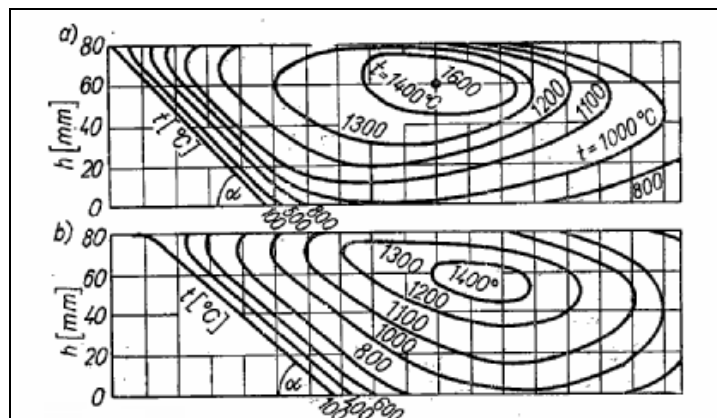
Uvedená tabulka je orientační, je zpracována pro rošty chlazené vodou, pro nechlazené jsou teploty asi o třetinu nižší.

6.6. Teplota plamene a rozložení teplot v ohništi

Teplota plamene ve spalovacím prostoru a její rozložení je zejména u roštových ohnišť velmi důležitým faktorem, ovlivňujícím kvalitu spalovacího procesu a účinnost přenosu tepla. Nízká teplota způsobuje nedokonalé vyhoření, nestabilní hoření až zánik plamene, vznik nežádoucích chemických sloučenin a škodlivých emisí. Příliš vysoká teplota poškozuje vyzdívkou, způsobuje nalepování roztaveného popele, vysokoteplotní korozi a poškozuje kovové části umístěné ve spalovací komoře. V neposlední řadě je nutné uvažovat také vznik vysokoteplotních škodlivých emisí, jako např. kysličníky dusíku. Z hlediska účinků a působení posuzujeme zvláště teplotu a její rozložení v hořící vrstvě paliva na roštu a teplotu plamene a její rozložení ve spalovací komoře.

6.6.1. Teploty ve vrstvě paliva

Částice paliva prochází během svého postupu na roštu několika fázemi a v závislosti na tom je ve vrstvě paliva rozložena i teplota – vysušování, kdy teplota setrvává na hodnotě varu vody. Ve skutečnosti bude teplota o něco vyšší kvůli nerovnoměrnému rozložení vlhkosti a nerovnoměrnosti odpařování na povrchu a uvnitř zrn, ale rozdíl bude nepodstatný. Odplynění čili pyrolýza a zapálení, zde se teplota zvyšuje na hodnoty zapalovací teploty. Zapalovací teploty se pohybují od 250°C u dřeva a suché rašeliny, až po teploty kolem 600°C u koksu, případně antracitu. Nejvyšších teplot je dosaženo ve fázi intenzivního hoření, a to kolem 1400°C – 1600°C. Po vyhoření teplota pozvolna klesá až na teplotu strusky a popela na výstupu do popelové výsyvky. Teplota ve vrstvě není rozložena rovnoměrně (pokud ovšem není vrstva paliva příliš nízká), rozložení izoterm po výšce vrstvy a po délce roštu je na obr. 6.25.



Obr. 6.25. Rozložení teplot ve vrstvě paliva na roštu a) izotermie černé uhlí, b) hnědé uhlí a lignit

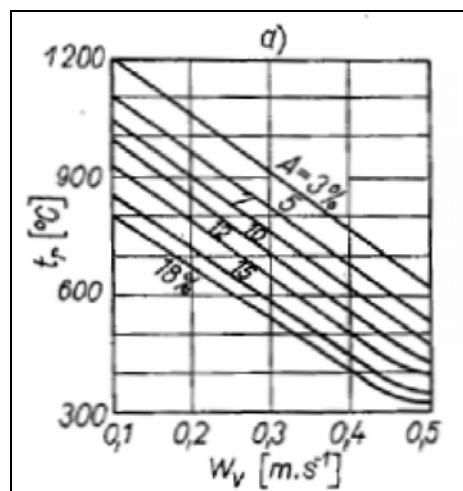
Pro biomasu se bude fáze nízkých teplot při vysušování protahovat po délce roštu podle vlhkosti. V této fázi dochází často k uvolnění a vyluhování agresivních luhů a kyselin v tekuté formě, které potom značně poškozují součásti roštu. Nebezpečné je to zejména u roštů vodou chlazených, kde dochází k porušení těsnosti tlakového systému. Zejména při nízkých výkonech kotle, vlhkém palivu a také více u tvrdého dřeva hrozí toto poškození. Řeší se to použitím legovaných korozivzdorných materiálů. Rozložení teplot podle obrázku ve fázi intenzivního hoření bude dosaženo zejména u materiálu s vhodnou zrnitostí. Piliny a hutná masa bude odhořívát hlavně odshora a zde také budou nejvyšší teploty. U fosilních paliv bude vrstva strusky postupovat až ke konci roštu a bude chránit povrch roštu a roštnice před sáláním plamene z prostoru nad roštem. Biomasa má velmi málo popelovin a navíc jsou velmi lehké a snadno se odfouknou. Ochranná funkce před sáláním bude tedy značně potlačena.

6.6.2. Roštnice

Roštnice plní funkci nosníku na kterých je uložena vrstva paliv. U mechanických roštů kromě toho uvádějí palivo do pohybu, aby postupovalo po délce roštu. Další důležitou funkcí je přívod primárního spalovacího vzduchu k palivu. Roštnice jsou značně namáhány za provozu jednak opalem a značným prodloužením. Při nesprávné konstrukci jsou namáhány vysokým tepelným pnutím.

Teplota roštnic je dána především teplotami paliva ve vrstvě a ty závisí hlavně na vlastnostech paliva, na výšce a slehnutí palivové vrstvy a přebytku vzduchu a jeho teplotě. Aby teplota roštnic nadměrně nestoupla, musí být teplo odváděno a tvar roštnic musí odpovídat zásadám účinného chlazení.

Přirozenou ochranou roštnic proti sálání v místě vyhoření paliva je vrstva škváry na roštu. Uvádí se, že paliva s obsahem popela $A < 8\%$ nejsou pro spalování na roštích pro vysokou teplotu roštnic vhodná. Na obr. 6.26 je závislost teploty roštnic na rychlosti vzduchu a obsahu popele v palivu. Biomasa má obsah popela většinou nižší a pro spalování na roštích musí být činěna vhodná opatření pro ochranu roštnic. Může to být zvyšování přebytku vzduchu, vhodné rozložení teplot v ohništi, natažení fáze hoření až ke konci roštu (typické pro podsuvný rošt), zvyšování obsahu popelovin, chlazení roštnic párou, zlepšení materiálu roštnic apod. Většinou tyto metody mají za následek zvýšení ztrát a větší náklady na provoz, údržbu nebo pořízení roštu. Moderní metodou je využití vodou chlazených roštů.



Obr. 6.26. Teplota roštnic v závislosti na rychlosti vzduchu a obsahu popelovin v palivu

Materiál roštnic bývá pro teploty do 600°C šedá litina s nízkými přísadami legur jako jsou mangan a chrom do 1%, křemík až do 6%. Zvýšení žáruvzdornosti se také dosahuje přidáním hliníku až 30% nebo kolem 6-8% v kombinaci s 2-3% chromu a u vysoce tepelně namáhaných roštnic vysokým obsahem chromu, až do 16-18%. Někdy je celý rošt postaven komplet ze žárobetonu. Používá se to zejména u malých topenišť a pevných šikmých nebo podsuvných roštů.

6.6.3. Teplota plamene v ohništi

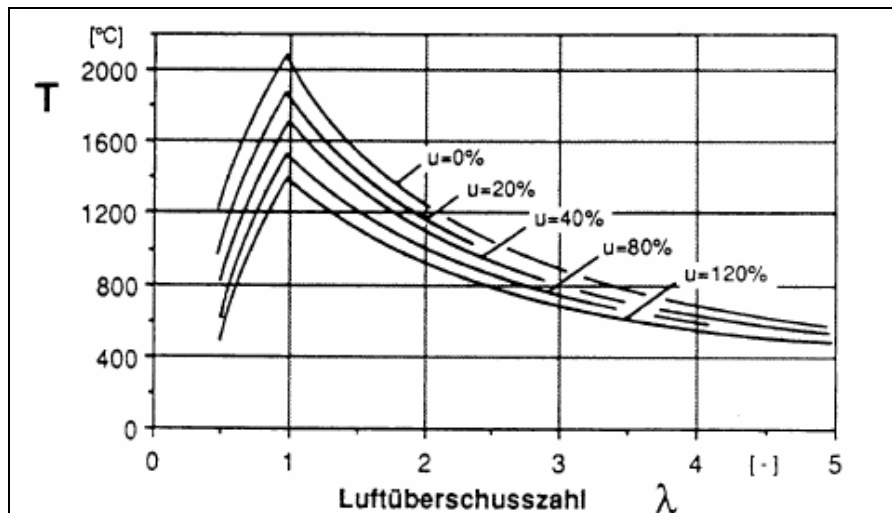
Teplota hoření výrazně ovlivňuje vznik škodlivých emisí. Při teplotách pod 800°C dochází jednak k nedokonalému vyhoření uhlíku a vzniká kyslíčnick uhelnatý a dále v kombinaci s O_2 a H_2 se objeví řada organických sloučenin včetně obávaných dioxinů. Pro biomasu je typická také vysoká koncentrace složitých uhlovodíků a jejich degradace na škodlivé polutanty při špatných podmínkách spalování.

Teploty nad 1300°C v kombinaci se vzdušným dusíkem přispívají k tvorbě tzv. termických No_x , to jest nebezpečných kyslíčnicků dusíku NO , NO_2 , NO_3 .

Důležité je proto udržet teplotu plamene až do úplného vyhoření hořlaviny v rozmezí mezi těmito teplotami. Pro udržení bezpečného rozsahu a na základě provedených měření doporučuje firma Vyncke udržovat teplotu hoření v rozsahu

950°C – 1100°C. Při tomto rozmezí jsou také výrazně omezeny i ostatní negativní vlivy nízkých či vysokých teplot zmíněné v úvodu kapitoly.

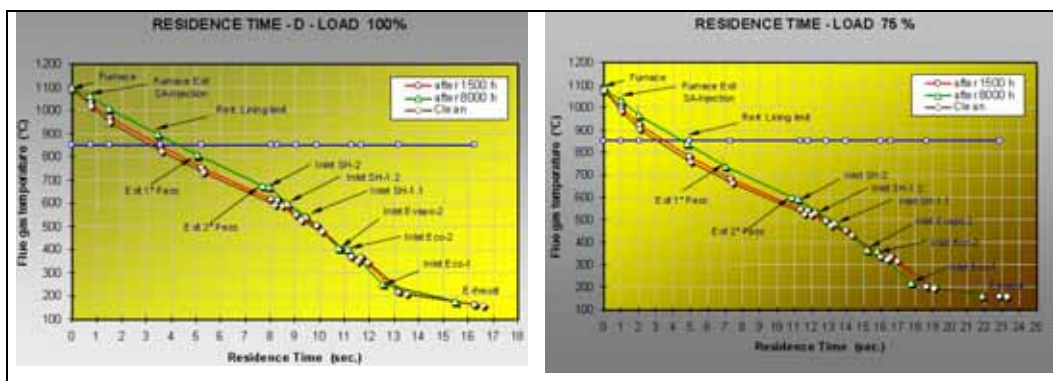
Základem pro stanovení teploty hoření je tzv. adiabatická teplota nechlazeného plamene. Je to vlastně teoreticky maximálně dosažitelná teplota v dokonale izolovaném prostoru. Této teploty nelze v praxi nikdy dosáhnout, lze se jí více či méně přiblížit. Je závislá na chemickém složení a vlastnostech paliva, přebytku vzduchu a z velké míry na vlhkosti. Na obr. 6.27 je závislost této teploty na přebytku vzduchu a vlhkosti.



Obr. 6.27. Adiabatická teplota plamene pro nekontaminovaný dřevní odpad v závislosti na přebytku vzduchu a vlhkosti (vlhkost je uváděna tzv. dřevařská)

Je zřejmé, že pro dosažení vhodných spalovacích teplot je nutné zajistit přístup optimálního množství vzduchu k plameni a to ve všech místech spalovací komory a co nejlepší kinetika hoření. Proto je důležité vhodné rozdělení primárního a sekundárního popřípadě terciárního spalovacího vzduchu. Tento vzduch je možné přehřát, zejména pro vlhké palivo, aby se příliš neochlazoval plamen. Pokud je odebírán chladný vzduch je vhodné jej vhánět do ohniště soustavou více menších trysek tangenciálně umístěných, aby došlo k jeho rychlému ohřátí.

Pro teplotu plamene je důležitý dostatečně velký prostor pro dokonalé vyhoření hořlaviny. Nesmí však být příliš velký, aby se potom plamen příliš nevychladil a nedošlo k zhasnutí nebo nedokonalému spalování. Tím je dán i minimální výkon ohniště, kde se udává hranice kolem 40% jmenovitého výkonu. Pro roštová ohniště se uvádí objemové zatížení ohniště v rozmezí od 100 do 500 kW/m³. Na obr. 6.28 je



Obr. 6.28. Průběh teplot v kotli pro 100% a 75% výkon

Je příklad rozložení teplot v kotli během doby průchodu spalin jednotlivými prostory a výhřevnými plochami při 100% a 75% výkonu. Exit 1st pass je výstup z ohniště. Graf je zpracován pro různý stupeň zanesení po 1500, 8000 hodinách provozu a pro nový popř. vyčištěný kotel (clean).

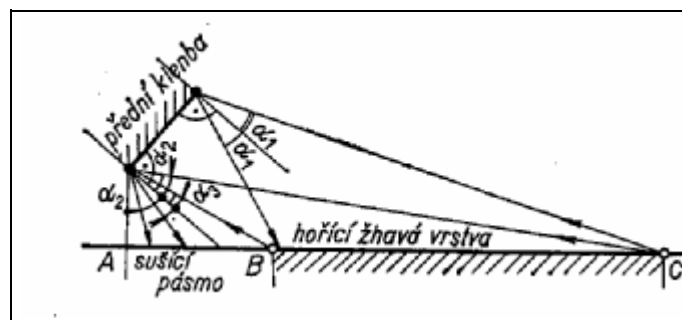
6.7. Vyzdívka ohniště a její funkce

Vyzdívka topeniště plní několik základních funkcí v kotelním zařízení.

Základním úkolem vyzdívky je zajištění dostatečného nechlazeného adiabatického (bez přestupu tepla) prostoru pro dokonalé vyhoření paliva. Je to vlastně izolační funkce, abychom zabránili přestupu tepla do okolí. Jednak zajistíme konstantní teplotu plamene a současně zabráníme tepelným ztrátám. Vyzdívka je prováděna z několika různých vrstev materiálu. Uvnitř topeniště v přímém styku s plamenem je nejkvalitnější vyzdívka, která musí odolávat vysokým teplotám, abrazi, chemickým vlivům a značné dilataci. Tato vrstva je také nejdražší. Druhá vrstva vyzdívky je obvykle izolační, neboť vnitřní žáruvzdorná vyzdívka má horší izolační vlastnosti. Často je provedena z pórovitých materiálů. Třetí vrstva je již klasická izolační vrstva minerální vlny. Vyjmenovány jsou základní vrstvy, každá může mít další dělení na podvrstvy, aby se dosáhlo optimální kombinace cena/izolační a ochranné vlastnosti. Obvykle je každá další vrstva levnější.

Další funkcí je akumulace tepla ve vyzdívce. Akumulační schopnost je důležitá zejména u biomasy, neboť se jedná často o výrazně nehomogenní palivo a vyzdívka pomáhá udržovat konstantní teplotu v topeništi. Přílišná akumulace ovšem snižuje pružnost kotle a prodlužuje dobu odezvy na regulační zásahy. Na druhé straně ovšem umožňuje delší odstávky kotle do teplé zálohy a rychlé znovunaběhnutí do plného provozu.

S akumulací přímo souvisí funkce vysušování a zapálení paliva. U roštů můžeme mít tzv. spodní zápal, který se děje na vysokou teplotu ohřátým primárním vzduchem nebo nahazováním paliva na rozžhavenou hořící vrstvu. U biomasy se převážně používá horní zápal, který je realizován sáláním plamene a sáláním rozžhavené vyzdívky, zejména přední, tzv. zapalovací klenby. Funkce přední klenby, jakožto tepelného zrcadla je zřejmá z obr. 6.29.



Obr. 6.29. Funkce přední zapalovací klenby

Těžká mohutná vyzdívka má větší akumulaci schopnost a tím pádem je výhodnější pro mokré palivo a naopak pro suché palivo postačí lehčí vyzdívka, někdy je vyzdívka zredukovaná jen na zapalovací klenbu a ostatní prostory topeniště jsou chlazené. Snižuje se tím také teplota plamene pod kritickou hodnotu intenzivnějším odvodem tepla ze spalovacího prostoru.

V neposlední řadě je nutno připomenout katalytickou funkci vyzdívky při spalování biomasy. Její mechanismus není zatím příliš známý, ale je nepochybný.

Ochranná funkce vyzdívky se využívá hlavně pro nechlazené kovové části, které jsou vystaveny přímému působení plamene nebo horkých spalin. Jedná se zejména o různá dvířka a kryty revizních průchodů do topeniště, klapky a nechlazené spalinové kanály apod.

Vyzdívka může být provedena z tvárnic, litého nebo stříkaného žárobetonu nebo kombinací. Žárobeton má nespornou výhodu v tom, že je možno dosáhnout libovolných tvarů a je levnější. Je však nutno věnovat pozornost přípravě a vlastní technologii nanášení a vysušování vyzdívky. Vysušování se děje při prvním zapálení pozvolným zvyšování výkonu a může trvat i několik dní. Při rychlém nárůstu teploty by odpařovaná vlhkost vyzdívku potrhala a zničila. Dilatace je zachycována pomocí dilatačních spár ve vyzdívce, které jsou prakticky realizovány zadržováním desek. Tyto desky za provozu shoří a zůstane potřebná dilatační spára.

Vyzdívka může být nanášena přímo na chlazené stěny topeniště. Má to výhodu v lepším chlazení vyzdívky a menším tepelném namáhání. Teplo je pohlcováno teplotněstabilním médiem a tím se snižují i ztráty přestupem tepla do okolí a současně je zapotřebí menší objem vyzdívky. Nemá ovšem takové akumulativní schopnosti a toto řešení je vhodné zejména pro méně vlhká paliva. Přestup tepla lze omezit podkládáním izolační vrstvy mezi vyzdívku a teplosměnnou plochu. Typický příklad vyzdívky je na obr. 6.30. Na obr. 6.31 jsou příklady monolitické vyzdívky a její ukotvení ke stěně.

V poslední době se používají vláknité vyzdívkové materiály. Jsou to vlastně vysoce žáruvzdorné ztuhlé minerální a keramické vlákniny nebo expandované hmoty lisované do formy desek, případně do požadovaných tvarů. Dají se snadno opracovat pouhým ostrým nožem nebo pilkou. Mají dobré žáruvzdorné a izolační vlastnosti a nízkou akumulaci tepla. Jsou vhodné zejména pro ochranu kovových nechlazených částí umístěných v topeništi.

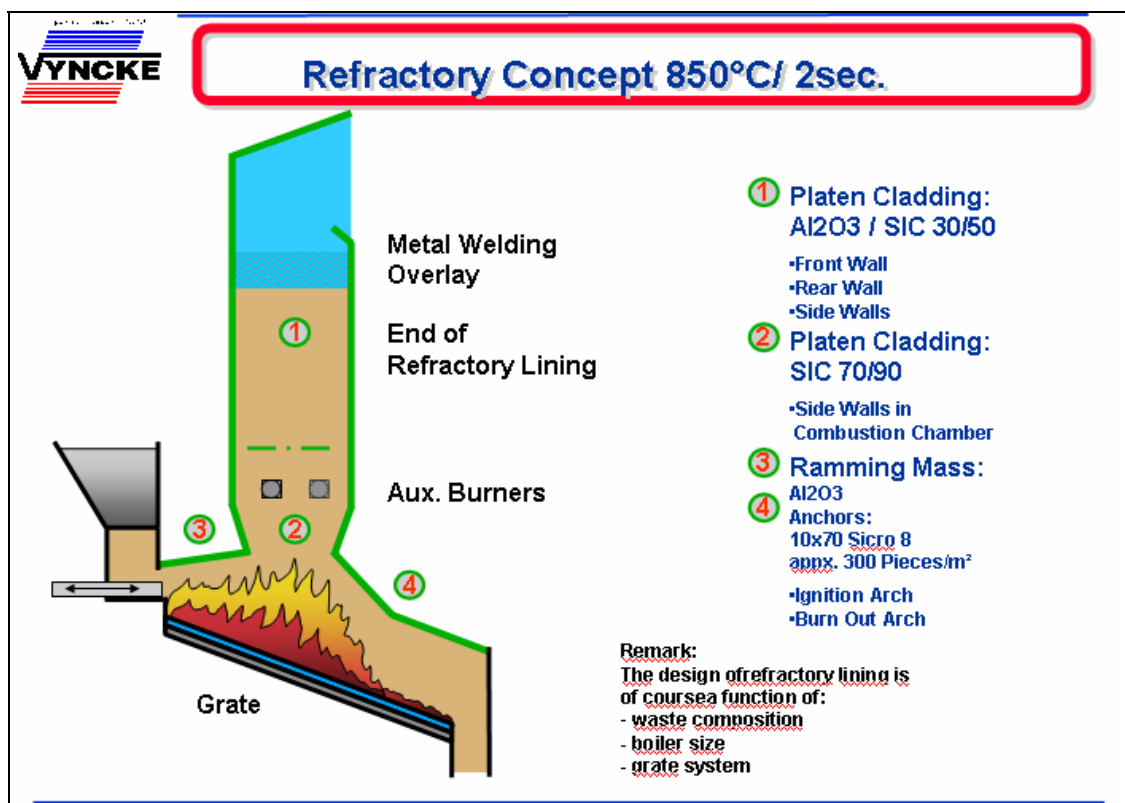
Na obr. 6.32 je schéma konkrétní vyzdívky kotle o výkonu 15 MW jak je znázorněna v podnikových materiálech firmy Vyncke.



Obr. 6.30. Praktický příklad nové vyzdívky kotle Vyncke. Patrné jsou dilatační spáry ve stěně. (Světlý kruhový útvar ve stěně není nepatří do vyzdívky, jedná se pravděpodobně o prachové zrnko na objektivu fotoaparátu.)



Obr. 6.31. Příklady ukotvení monolitické vyzdívky na membránové stěně spalovací komory



Obr. 6.32. Schéma vyzdívky kotle o výkonu 15MW

Grate – rošt, Aux. Burners – pomocný hořák, End of Refractory Lining – konec žáruvzdorné vyzdívky, Metal Welding Overlay – membránová svařovaná stěna

Čísla 1 – 3 jsou jakosti vyzdívky a metoda (tvárnice nebo monolitická vyzdívky) 4 je kotvení, materiál kotev, počet na plochu a umístění – zapalovací klenba, klenba nad topeništěm, klenbičky nad hořáky

6.8. Spalovací vzduch, jeho rozdělení a přebytek vzduchu

Ke spalování potřebujeme vždy nějaké okysličovadlo. Nejdostupnějším zdrojem kyslíku je okolní vzduch a v energetickém hospodářství pro spalování paliv klasickým způsobem v ohništích kotlů také prakticky jediný zdroj. Vzduch je složen cca z jedné pětiny kyslík a téměř celý zbytek tvoří plynný dusík. V tabulce 6.8 je uvedeno složení suchého vzduchu a některé jeho vlastnosti. Další důležitou součástí vzduchu je vodní pára, jejíž obsah se však místně velmi liší v závislosti na regionálních klimatických podmínkách a při tepelně technických výpočtech se obvykle bere průměrná hodnota, případně průměrné hodnoty z relativně stálých period.

Suchý čistý vzduch ve spodních vrstvách atmosféry - do výše asi 20 km.

plynná složka	chemická značka	obsah složky dle		M_m kg/kmol	ρ_0 kg/m ³ _n	t_k °C	ρ_k MPa
		objemu	hmotnosti				
		%	%				
dusík	N ₂	78,09	75,5	28,016	1,251	-147	3,393
kyslík	O ₂	20,95	23,17	32,000	1,428	-118,8	4,903
argon	Ar	0,93	1,286	39,944	1,783	-122	4,766
oxid uhličitý	CO ₂	0,03	0,043	44,010	1,964	+31,1	7,384
neon	Ne	1,8·10 ⁻³	1,2·10 ⁻³	20,183	0,901	-228,7	2,726
helium	He	5,24·10 ⁻⁵	7,0·10 ⁻⁵	4,003	0,179	-267,9	0,228
krypten	Kr	1,0·10 ⁻⁴	3·10 ⁻⁴	83,80	3,741	-63,8	5,501
vodík	H ₂	5,0·10 ⁻⁵		2,016	0,090	-239,9	1,294
xenon	Xe	8,0·10 ⁻⁶	4,0·10 ⁻⁴	131,3	5,862	+16,6	5,874
ozon	O ₃	1,0·10 ⁻⁶		48,000	2,143	-	-
vzduch	-	100	100	28,97	1,293	-140,7	3,766

Při tepelně technických výpočtech se obvykle uvažuje následující složení vzduchu:

plynná složka	chemická značka	obsah složky dle	
		objemu	hmotnosti
		%	%
kyslík	O ₂	21	23
dusík	N ₂	79	77
poměr N ₂ : O ₂		3,76	3,33
poměr VZDUCH : O ₂		4,76	4,33

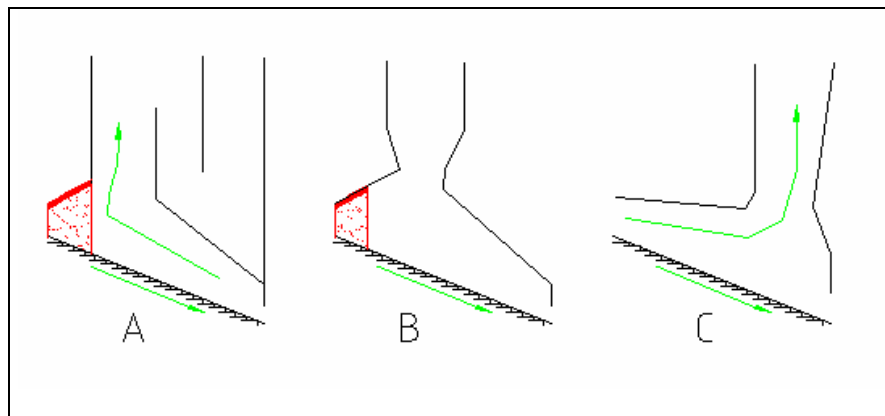
Tab. 6.8. Složení a vlastnosti suchého vzduchu

Základní funkcí vzduchu je tedy okysličení plamene a umožnění vlastního spalování. K dalším důležitým funkcím vzduchu patří zejména následující:

- Vzduch jako teponosné médium. Vlastního hoření se účastní pouze kyslík, většina objemu slouží pouze jako nositel energie a účastní se teplosměnných pochodů
- Chlazení plamene, kdy se opět účastní velký objem dusíku, případně přídavný vzduch
- Nosné médium pro hořící drobné částice paliva, popřípadě nosné médium pro přídavné spalování prachu
- Směrování toku spalin vhodným umístěním přívodů, promíchávání hořící směsi a podpora kinetického hoření
- Podpora hoření u vlhkých paliv přívodem tepelné energie s předeřhátým vzduchem
- Vysušování paliva teplým vzduchem případně spodní zápal paliva na roštu
- Chlazení roštnic
- Chlazení některých kovových částí umístěných v topeništi
- Čištění výhřevných ploch tlakovým vzduchem

Vzduch má tedy řadu různých funkcí, často protichůdných nebo vyžadujících v různých místech rozdílné vlastnosti, množství a směr proudění. Je proto důležitá vhodná volba umístění, rychlostí, teplot a množství v různých místech topeniště. Vzhledem k tomu, že většina funkcí je zmíněna v ostatním textu nebo patří k jinému vědnímu oboru (např. stechiometrie spalování, kinetika hoření, přestup tepla ap.),

zaměřím se zde zejména na ukázkou některých praktických aplikací. Na obr 6.33 je například volba směru toku spalin v souvislosti s tvarem klenby a ohniště a vlhkosti paliva.



Obr. 6.33. Tři typy tvaru spalovací komory v závislosti na směru toku paliva a spalin

A – protiproudý systém vhodný pro mokré palivo

B – kompromis mezi typem A a C, výstup spalina zhruba uprostřed

C – souprroudý systém vhodný pro suché palivo, není potřeba zapalovací klenba

6.8.1. Podtlakové a přetlakové ohniště

V roštových ohništích se spalování děje přibližně při atmosférickém tlaku, mírný přetlak nebo podtlak se neprojevuje při vlastních spalovacích dějích, ale je nezbytná tlaková diference pro zajištění transportu vzduchu a spalin ohništěm a systémem teplosměnných ploch. S nárůstem výkonu kotlů a složitosti výhřevných ploch a zařízení na čištění spalin narůstá tlaková ztráta a nepostačuje již přirozený tah komína. Potřebný tlakový zisk a průtok je realizován systémem ventilátorů a dmychadel.

Podtlakové ohniště má ve spalovací komoře mírný podtlak, který se pohybuje v řádu desítek až do stovek pascalů. Obvyklý rozsah bývá 50 – 200 Pa. Podtlak zajišťuje kouřový ventilátor, který musí být dimenzován tak, aby překonal tlakovou ztrátu systému teplosměnných ploch, odlučovačů, kouřovodů a zajistil ještě podtlak v topeništi. Přívod vzduchu může být u menších jednotek a kvalitním palivem zajištěn nasáváním, ale většinou se volí jeden nebo více vzduchových ventilátorů.

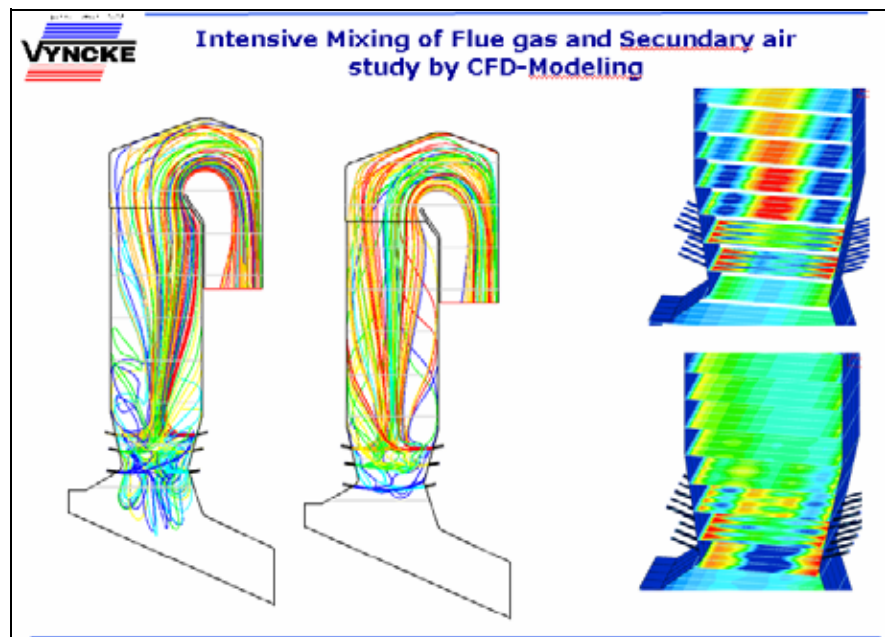
Výhodou ohniště je, že nemůže dojít k úniku spalin různými netěsnostmi do prostoru kotelny, nevýhodou je možnost přisávání falešného vzduchu. Je také možno za provozu otevřít kontrolní dvířka do spalovací komory a případně provádět zásahy ve vrstvě paliva aj.

Přetlakové ohniště má ve spalovacím prostoru určitý přetlak, který zajistí dopravu spalin kotlem. Obvykle postačuje jeden ventilátor který bývá vesměs součástí hořáku a odpadá nutnost použití spalinového ventilátoru. Přetlak v topeništi závisí na tlakové ztrátě kotle a může být i v tisících pascalů. Přetlakové ohniště se často používá pro spalování ušlechtilých plyných a kapalných paliv v plamencových nebo skříňových kotlích, je vhodné pro kvalitní paliva a jednotky nižších výkonů (běžně asi do 20MW).

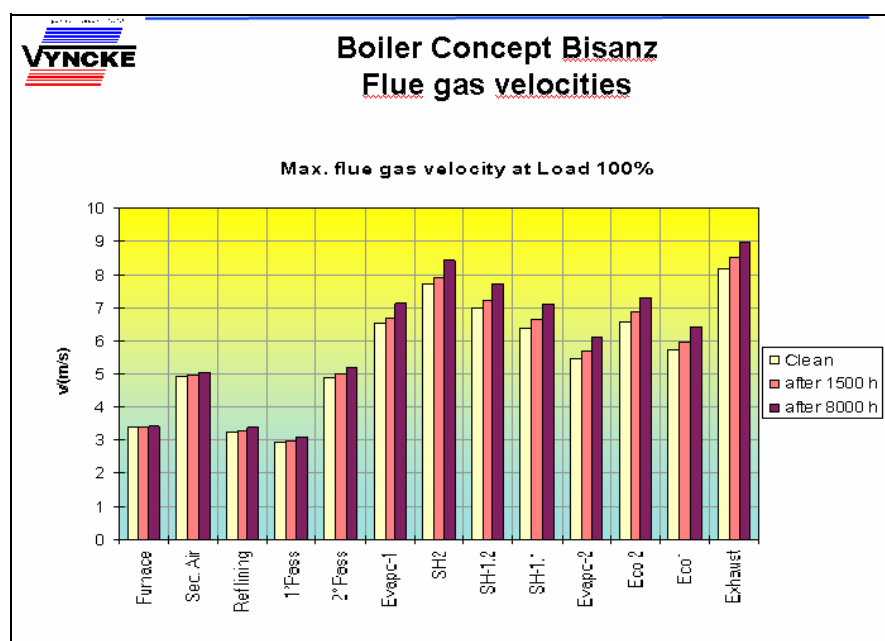
Výhodou je zjednodušení systému ventilátorů a výrazné omezení přisávání falešného vzduchu, nevýhodou nutnost dokonalého utěsnění všech prostor ohniště a spalinových cest, což bývá u větších kotlů s membránovými stěnami a složitým systémem teplosměnných ploch obtížně realizovatelné.

6.8.2. Rychlost a směr proudění

Rychlost proudění je důležitá veličina ovlivňující hospodárnost provozu a konstrukci kotle. V teplosměnných plochách vysoká rychlost zlepšuje přestup tepla a zmenšuje zanášení popílkem, ale zvyšuje tlakovou ztrátu. V ohništi nám však působí dva protichůdné požadavky, a to je doba setrvání v plameni, která musí být dostatečná k dokonalému vyhoření a vzájemná rychlost hořící částice a vzduchu potřebná k realizaci kinetického hoření. Je proto žádoucí v ohništi realizovat turbulentní proudění. Na obrázku 6.34 je vidět vliv směru a rychlosti sekundárního vzduchu na proudění v topeništi. Barevně je také znázorněno rozložení teplot. Pravý model ukazuje ideální proudění, v levém modelu je nevhodné proudění, které nám zasahuje do prostoru pod klenbu a nad rošt a ochlazuje plamen.



Obr. 6.34. Počítačový model turbulentního proudění v topeništi po zavedení sekundárního vzduchu



Obr. 6.35. Průběh rychlosti spalin pro čistou kotel a po 1500 a 8000 hodinách provozu

Na obrázku 6.35 je příklad rychlostí spalin v jednotlivých prostorech a výhřevných plochách kotle a na obr. 6.24 je příklad koncepce kotle, pro kterou byl vypracován tento graf a také model na obr. 6.34.

6.8.3. Rozdělení a přebytek vzduchu

Pro dokonalé spalování a nejefektivnější provoz kotle je ideální spalovat palivo ve stechiometrickém poměru, což je ovšem prakticky nerealizovatelné. Z výčtu funkcí vzduchu je vidět, že zde máme protichůdné požadavky na množství vzduchu a vlastní kinetika hoření nám neumožňuje zvláště u tuhých paliv tohoto ideálního stechiometrického poměru dosáhnout. Přebytek vzduchu nám působí z hlediska tepelně technického jako balast, který musíme navíc ohřívat beztoho, že se účastní spalovacího procesu a opět ochlazovat. Přebytek zvyšuje komínovou ztrátu, ochlazuje plamen, zvyšuje nároky na ventilátory atd. Nepříznivě působí také při měření a vyhodnocování škodlivých emisí. Absolutní množství emisí může být sice konstantní, ale metodika stanovení přepočítává množství emisí na konstantní obsah O_2 ve spalinách a při větším přebytku vzduchu vychází horší výsledky.

Jak vyplývá z textu, řeší se přebytek vzduchu rozdělením celkového množství na několik částí a přivedení do přesně určených míst a ve stanoveném množství a směru, tak aby se dosáhlo co nejoptimálnějšího spalování při zachování ostatních funkcí vzduchu. Důležité je to zejména při spalování biomasy s vysokým podílem prchavé hořlaviny. Obecně mají roštové kotle vyšší přebytky vzduchu, což je jejich nevýhoda. Hodnota přebytku se pro praktické výpočty volí 1,3 – 1,5, pro biomasu až 1,7, v praxi bývají přebytky i vyšší.

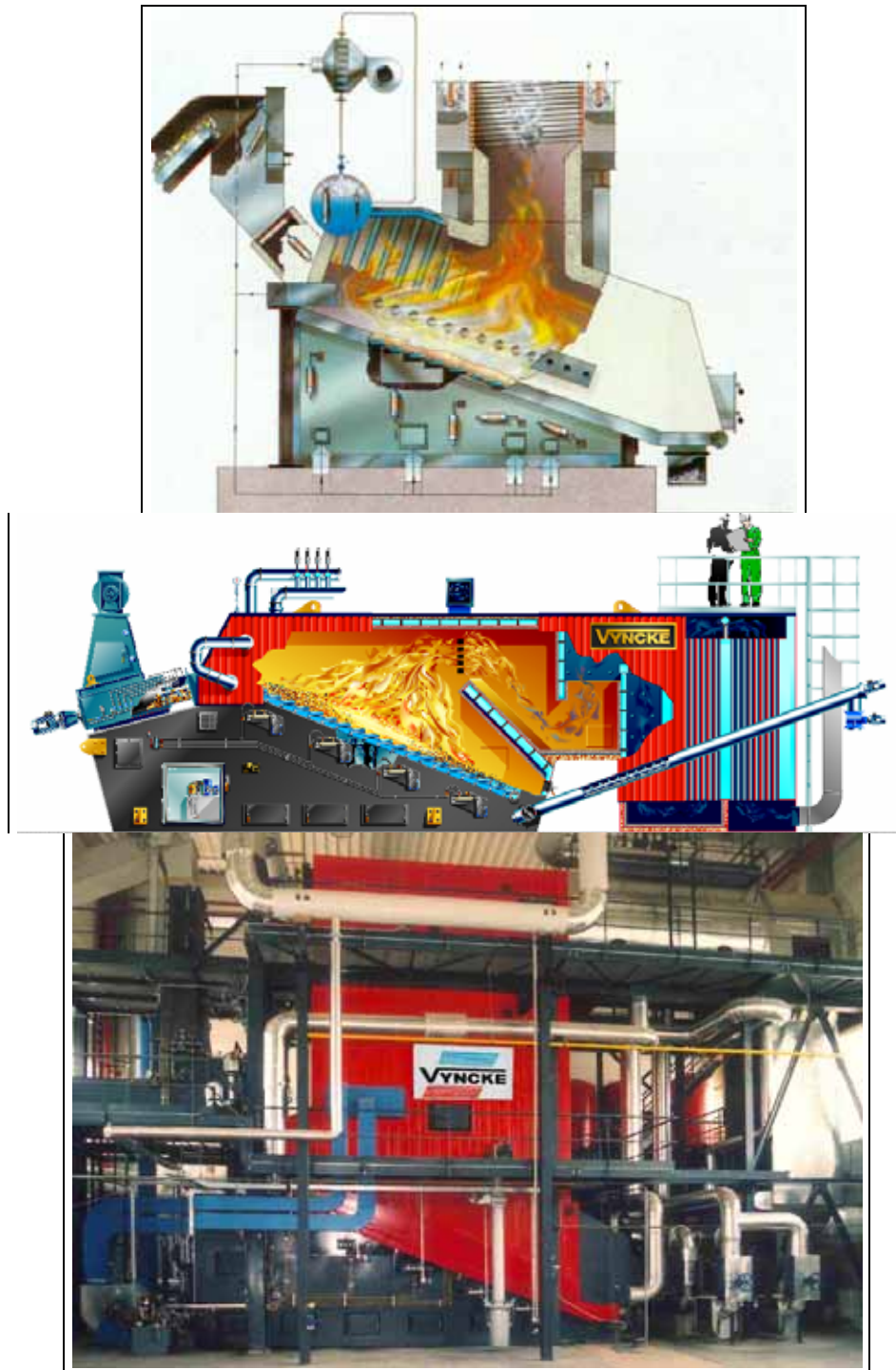
6.8.4. Rozvody vzduchu

Praktická realizace se provádí většinou pomocí vzduchových ventilátorů. Pro malé kotle je volen jeden ventilátor pro primární a sekundární vzduch a dělení se provádí rozbočením ve vzduchovém potrubí. Škracením sání ventilátoru nebo změnou otáček (případně jiným způsobem) se reguluje celkové množství vzduchu podle požadovaného výkonu, regulačními elementy v potrubí se reguluje poměr přiváděného vzduchu do jednotlivých míst topeniště. Obecně se volí poměr primárního vzduchu k sekundárnímu pro průměrný dřevní odpad 40% / 60%. Poměr závisí ovšem na mnoha faktorech, jako vlhkost paliva, typ roštu, zrnitost paliva atd. a je nutno jej vyhodnotit pro každý případ zvlášť.

Pro větší kotle se používají samostatné ventilátory pro primární a sekundární vzduch, případně i samostatné ventilátory pro jednotlivé větve. Často se aplikuje samostatný malý ventilátor pro terciální vzduch, neboť obvykle bývá potřeba terciálního vzduchu relativně malá v poměru k sekundárnímu a postačí levné nenáročné zařízení, které se umístí přímo k místu zavedení do spalovací komory. Někdy bývá tento ventilátorek levnější, než systém potrubí a klapky, který odebírá vzduch ze sekundárních rozvodů.

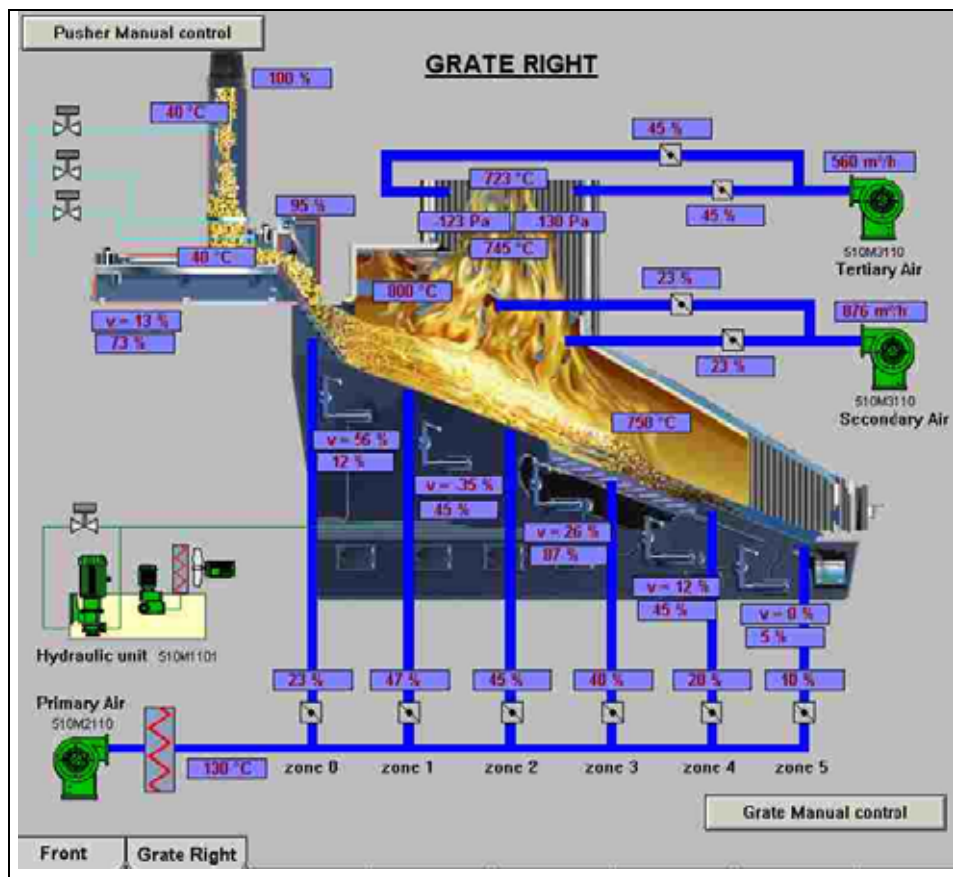
V některých případech je výhodné použití recirkulace spalin, které se odebírají z vhodného místa ve spalinových tazích. Je zde nutno použít zvláštního ventilátoru pro vyšší teploty s vyšší odolností proti abrazi popílkem. Ventilátorem je dána i horní hranice teploty spalin. Teplotu je nutno hlídat a provést opatření proti překročení bezpečné hranice (např. přisáváním studeného vzduchu).

Simulace spalovacího procesu a tepelných pochodů je ovšem tak složitá a závisí na tolika náhodných faktorech, že nelze předem veškeré pochody přesně navrhnout. Praktické nastavení potřebných poměrů vzduchu, jeho teploty, spotřeby, nasměrování ap. je potřeba odborně provést při zkušebním provozu a nastavit pro různé režimy spalování, různá paliva a výkony kotle. Nelze to provádět odhadem, je nutno průběžně zjišťovat parametry kotle, složení a teplotu spalin, přebytky vzduchu, teploty a tlaky respektive podtlaky v topeništi a tazích a další a je potřeba všechny hodnoty navzájem optimalizovat. Je tedy zřejmé, že odborná a vysoce sofistikovaná práce nekončí jen návrhem a výrobou kotle.



Obr. 6.36. Příklady provedení různých typů kotlů a roštových ohnišť Vyncke

Na obr 6.36 je vidět několik praktických realizací roštových ohnišť na kotlích Vyncke. Je zde zřejmé provedení a umístění vzduchových rozvodů. Na obrázku 6.37 je snímek obrazovky počítače v řídicím centru kotelny s kotly Vyncke. Je to příklad konkrétního nastavení, kde jsou zřejmé rozvody vzduchu, umístění vzduchových trysek na kotli, nastavení regulačních klapek, průtoky vzduchu i teploty v ohništi.



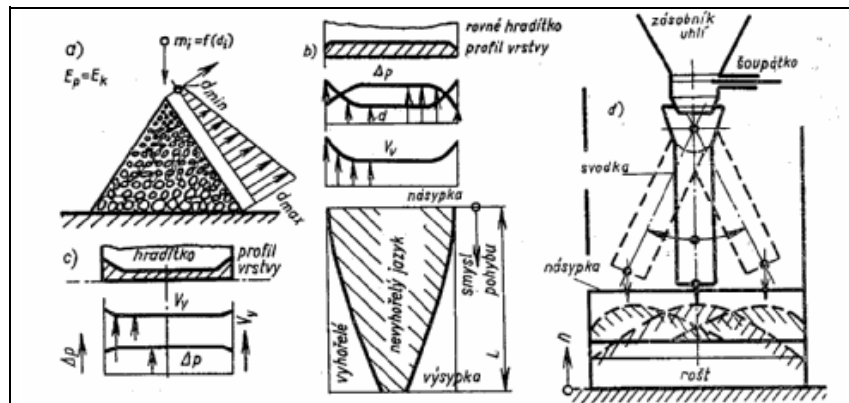
Obr. 6.37. Vizualizace ovládání kotle Vyncke na počítači v řídicím centru

6.8.5. Aerodynamický odpor vrstvy paliva

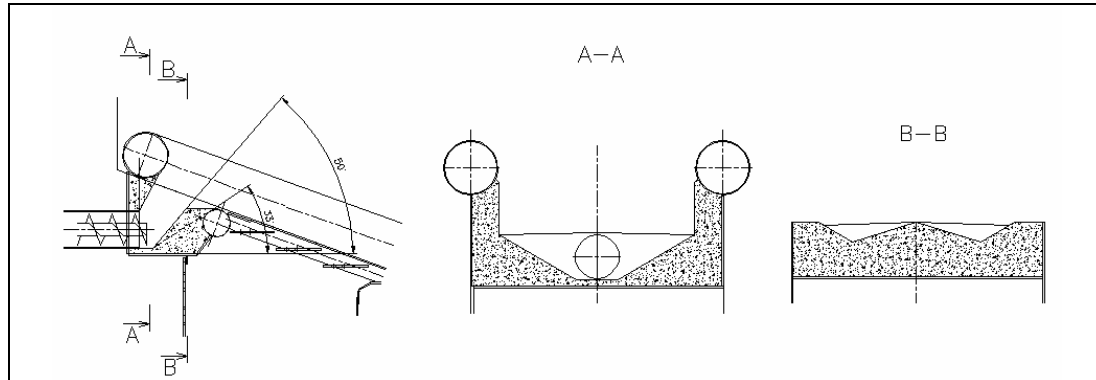
Aerodynamické odpory roštu a vrstvy paliva ovlivňují velmi významně vzduchové poměry u roštových ohnišť, a tím do značné míry i režim celého kotle. Na odporu vrstvy paliva závisí také střední měrný tepelný výkon roštu, protože ten v určitém rozsahu je přímo úměrný tloušťce vrstvy paliva, jejíž maximální, resp. Optimální hodnota vychází z přípustné tlakové ztráty vrstvy. Pro určení aerodynamického odporu existuje v literatuře řada vztahů, které však pracují s obtížně zjistitelnými veličinami, jako např. střední velikost zrn, jejich tvarový faktor, Reynoldsovo číslo při průchodu vrstvou, rychlost vzduchu ve světlé ploše roštu, volené součinitele ap. Je zřejmé, a sami autoři uvádějí, že takto zjištěná tlaková ztráta je nejistá a vychází se spíše ze zkušeností jednotlivých výrobců a měření na konkrétních zařízeních.

Pro biomasu se nedají jednoznačně doporučit optimální tloušťky vrstvy a tlakové ztráty v důsledku značné rozmanitosti forem a kusovitosti. U palivového dříví může být vrstva až metr i více vysoká, směsi pilin, štěpek a hoblin vyžadují nižší vrstvy, vliv má i vlhkost paliva. Často také volíme odhořívání sezhora a část primárního vzduchu není vedena vrstvou, ale je přivedena do prostoru povrchu vrstvy (např. u podsuvných roštů).

Vliv na průchod vzduchu vrstvou má také rozložení paliva po šířce resp. délce roštu. Je zřejmé, že vlhké palivo na počátku roštu bude mít větší objem a vyšší tlakovou ztrátu a tyto veličiny se budou snižovat postupně jak palivo vysychá a vyhořívá. Po šířce roštu bude mít palivo tendenci tvořit uprostřed hromadu a separovat větší částice na okraje roštu. Toto se omezuje tvarováním hradítka nebo vstupního průřezu, případně umístěním středního rozhrnovacího pahrbku, výkyvnou násypkou, pohazovacím zařízením, vícenásobným dávkovacím zařízením po šířce roštu (viz. obrázky 6.38, 6.39 a 6.40). Výhodné z tohoto hlediska jsou rošty šikmé, zejména s mechanickým prohrabáváním, které jsou také pro biomasu a pro větší výkony nejčastěji používané.



Obr. 6.38. Vytřídování zrn podle velikosti po šířce roštu a vliv tvaru hradítka na tlakovou ztrátu. a-princip volně sypané hromady, b- vliv rovného hradítka na vznik nevyhořelého pásu paliva, c- vyrovnání průtoku vzduchu po šířce roštu tvarem hradítka, d- kývavá svodka



Obr. 6.39. Princip rozhrnovacího pahrbku pro menší rošty



Obr. 6.40. Dávkovací zařízení paliva se čtyřmi paralelními dávkovacími šnekami

6.9. Ztráty kotle, které jsou ovlivněny v ohništi

Největší kotlovou ztrátou obvykle bývá ztráta citelným teplem spalin, tzv. komínová ztráta. Závisí jednak na teplotě spalin za kotlem, která ve spalovací komoře nelze ovlivnit, ale závisí také na přebytku vzduchu, který je v ohništi přímo ovlivnitelný. Protože je v textu o tomto hovořeno, zmíním jen krátce způsoby omezení přebytku. Je to zmenšení množství primárního vzduchu a chlazení roštnic jiným způsobem, zejména vodou, dosažení kinetického spalování turbulencí spalin vhodným tvarováním ohniště a směřováním sekundárního popř. terciálního vzduchu a vhodným dávkováním vzduchu v závislosti na výkonu. Dalším opatřením je omezení přísávání falešného vzduchu obecně.

Ztráta chemickým nedopalem je způsobena nedokonalým spalováním C na CO bez toho, že dojde k dalšímu spálení na CO₂. Omezuje se opět turbulencí, dále dostatečným množstvím vzduchu, udržováním dostatečné teploty plamene a volbou vhodné velikosti spalovacího prostoru, aby hořlavina stačila vyhořet, ale aby nebyl příliš velký a nedocházelo k přílišnému ochlazení plamene. Samozřejmě může docházet i k nedokonalému spalování dalších plynů v prchavé hořlavině, ale to je spíš problém škodlivých emisí.

Ztráta mechanickým nedopalem je způsobena nedohořením tuhých částic paliva. Podílí se na ní tři různé mechanismy:

- Propad mezi roštnicemi, kdy jemné částičky paliva propadnou vzduchovými mezerami pod rošt. Omezuje se použitím bezpropadových roštnic a někdy také vrácením propadu do ohniště.
- Nespálené zbytky v odcházející škváře. Tato ztráta se omezuje použitím vhodného zrnění paliva, promísením vrstvy, dostatečným přívodem spalovacího vzduchu a setrváním kusů paliva ve spalovacím prostoru za pomoci regulace rychlosti posuvu paliva na roštu. Vzhledem k nižší měrné hmotnosti biomasy oproti fosilním palivům a často se vyskytujícím drobným částičkám je tato ztráta u biomasy poměrně významná.
- Nespálené zbytky v úletu, kdy spalovací vzduch odnáší drobné částice paliva. Je nutné zajistit dostatečnou dobu setrvání částice v plameni volbou vhodné velikosti topeniště a rychlosti spalin, dosažení kinetického hoření turbulencí směsi plynů a vzduchu, snížení množství a rychlosti primárního vzduchu. Tato ztráta je spíš obvyklá u fosilních paliv.

Ztráta citelným teplem tuhých zbytků je vlastně nevyužitě teplo vynášené s horkou struskou a popelem. Sníží se vychlazením strusky vzduchem a dokonalým vyhořením částic ve vrstvě paliva. Nižší teplotu má odchozí struska u vodou chlazených roštů. S ohledem na nízký obsah popelovin v biomase je u ohnišť na spalování biomasy nevýznamná.

Ztráta předáváním tepla do okolí je způsobena nedokonalou izolací, neboť není nikdy možné dosáhnout dokonalé izolace. Normativně je stanovena maximální povrchová teplota, kterou musíme dodržet. U ohniště je náročný velký teplotní spád mezi vnitřním prostorem a okolním prostředím. Problém se zmírní použitím chlazených stěn topeniště. Problematické bývají tzv. tepelné můstky. Izolace topeniště je téměř výhradně konstrukční a materiálový úkol.

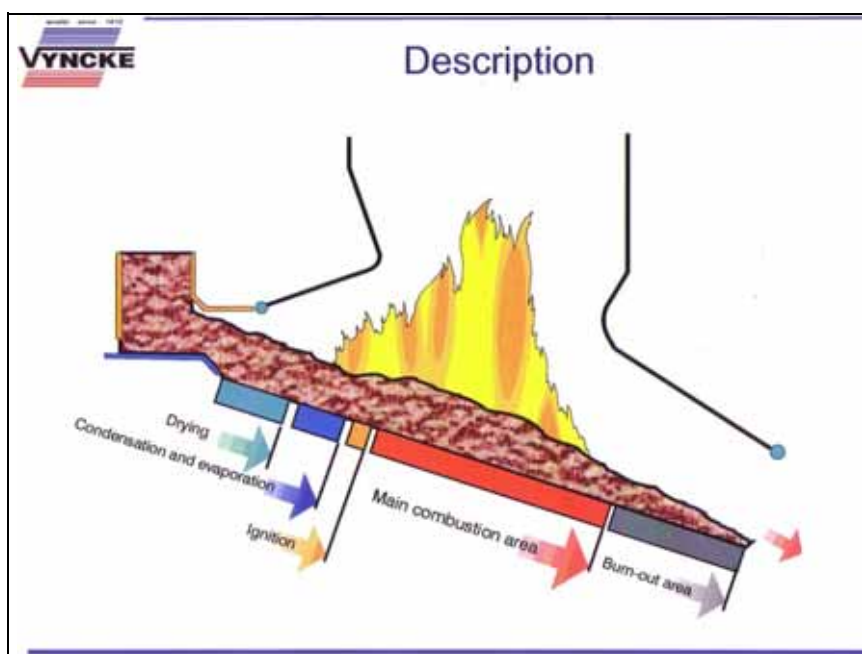
K dalším faktorům způsobujících ztráty ovlivnitelné v topeništi můžeme počítat i množstvím popílku, který zanáší výhřevné plochy a zhoršuje přestup tepla.

V neposlední řadě je to vlastní spotřeba kotle hlavně ve formě elektrické popř. další energie na pohon pomocných zařízení jako ventilátory, pohon roštů, doprava paliva, oškvárování atd.

Jak je vidět, mnohdy jsou požadavky na snižování jednotlivých druhů ztrát protichůdné a vždy je nutno volit optimální kompromis a vyhodnotit přínosy, které nám určité opatření přinese.

6.10. Velikost roštové plochy a výkon roštu

Z toho co bylo uvedeno o následnosti jednotlivých fází dějů ve vrstvě vyplývá, že z celkové roštové plochy slouží k uvolňování tepla z paliva jen tzv. účinná plocha (popř. délka) roštu (obr. 6.41). Zbývající část plochy je jen pomocná a slouží k přípravě paliva pro zapálení a dohořívání. Poměr účinné plochy k celkové ploše roštu bude tím menší, čím bude větší obsah vody ve spalovaném palivu a čím bude nižší teplota spalovacího vzduchu. S tím souvisí hodnota středního měrného tepelného výkonu roštu q_T . Příklad předpisu pro volbu, používaného u firmy Vyncke je uveden v tabulce 6.9.



Obr. 6.41. Postup dějů na šikmém roštu Vyncke

- Drying – sušení
- Condensation and evaporation – odplyňování a vypařování
- Ignition – zapálení
- Main combustion area - hlavní spalovací prostor, tzv. účinná plocha roštu
 - Burn out area – dohořívání a vychlazování popela

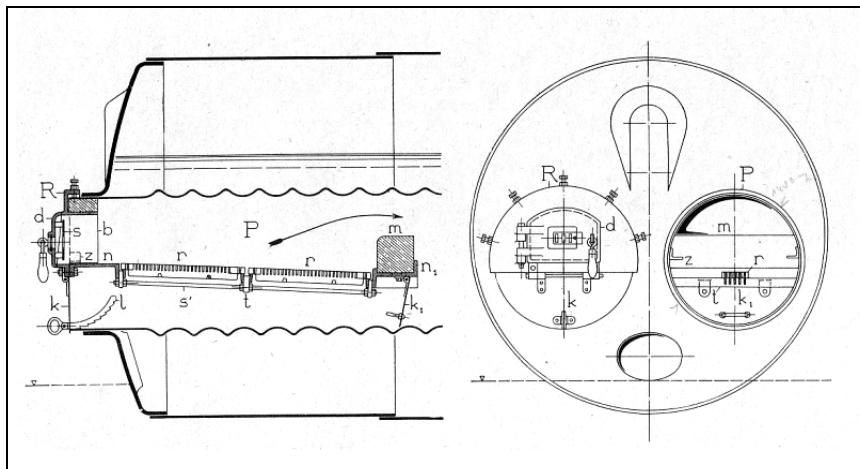
Tab. 6.9 Volba středního měrného tepelného výkonu roštu v závislosti na výhřevnosti, respektive vlhkosti biomasy. Sloupec A/ platí pro vodou chlazený rošt, sloupec B/ pro kombinovaný rošt – část vodou chlazená, část chlazená spalovacím vzduchem.

Výhřevnost [kJ/kg]	Vlhkost [%]	A/ Měrný výkon q_T [kW/m ²]	B/ Měrný výkon q_T [kW/m ²]
nad 12552	28	1163	
12134	30	1151	
11715	32	1140	
11297	34	1093	
10879	36	1047	
10460	38		1000
10042	40		953
9623	42		907
9205	44		860
8787	46		814

8368	48		738
7950	50		663
7531	52		593
7113	54		523

6.11. Základní typy roštů

6.11.1. Pevný rovinný rošt



Obr. 6.42. Pevný rovinný rošt umístěný v plamencovém kotli



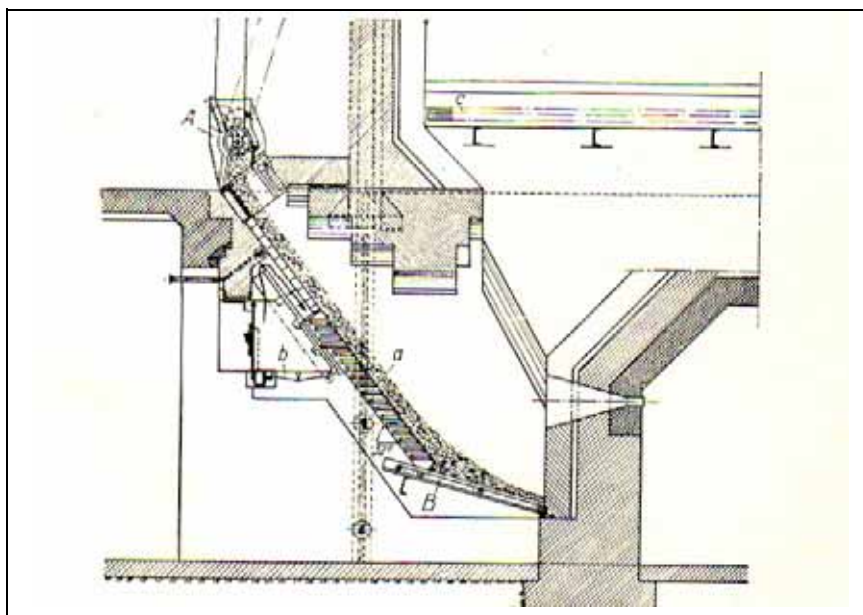
Obr. 6.43. Pevný rovinný rošt v lokomotivním kotli

Tyto rošty patří k nejstarším typům a dnes se u nových kotlů téměř nepoužívají. Výjimkou bývá použití rovinných roštů jako součást jiných spalovacích systémů, kde slouží jako dohořivací pásno, pásno chlazení popele či k jiným účelům.

Rošt sestává z řad nožových nebo deskových děrovaných roštnic zavěšených v nosné konstrukci a to vodorovně nebo s mírným sklonem ke konci ohniště, jak je patrné z výše uvedených obrázků. Existují i rošty se sklonem kolem 45°. Používali se také tzv. bezpropadové roštnice průřezu nerovnoměrného T, kdy se sousední roštnice navzájem překrývaly. Nejstarší rošty se obsluhovaly ručně, později vznikla řada různých systémů na mechanizaci příkládání, popř. prohrabávání a odškvrování s výkyvnými roštnicemi.

Setkal jsem se s použitím rovinného roštu u rekonstrukce topeniště na uhlí o výkonu 3,5MW na spalování dřevního odpadu. Pásový rošt byl nahrazen rovinným roštem a palivo se vlačovalo lisem do topeniště.

6.11.2. Pevný stupňový rošt



Obr. 6.44. Pevný stupňový rošt s pomocným zapalovacím roštem z 50-tých let
A - příkládání paliva a přední uzávěr roštu, B - dohořivací rošt a zadní uzávěr roštu, a-hlavní rošt, b-pomocný rošt, c-přídavný rovinný rošt

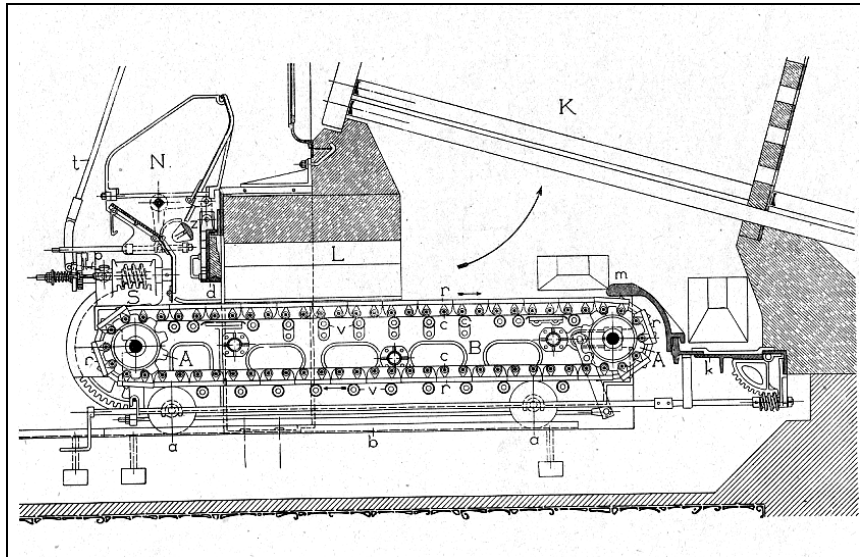
Stupňový rošt je tvoří řada schodů na kterých hoří palivo a sesouvá se působením gravitace tak, jak odspodu vyhořívá. V čelech schodů jsou obvykle otvory pro přívod spalovacího vzduchu. Stupně jsou různého provedení. Mohou být monoblokové, čili celý stupeň je vlastně jedna roštnice. Často se používají roštnice deskové, kdy jsou stupně seskládány z několika vedle sebe položených roštnic. Jsou i roštnice segmentové, kdy je stupeň vyskládan z úzkých roštnic navlečených v nosné konstrukci, obdobně jako u pásových roštů. Dělaly se i stupňové rošty vylité z žárabetonu s průduchy pro spalovací vzduch.

Na obr. 6.44 je stupňový rošt pro spalování rostlinných bioodpadů kombinovaný s rovinným roštem. Další příklady jsou na obr. 6.15 a 6.17. Je zřejmá jednoduchá konstrukce roštu, nevýhodou je poměrně velká výška daná značným sklonem. Poměrně jednoduše se dá vyřešit chlazení roštu vodou.

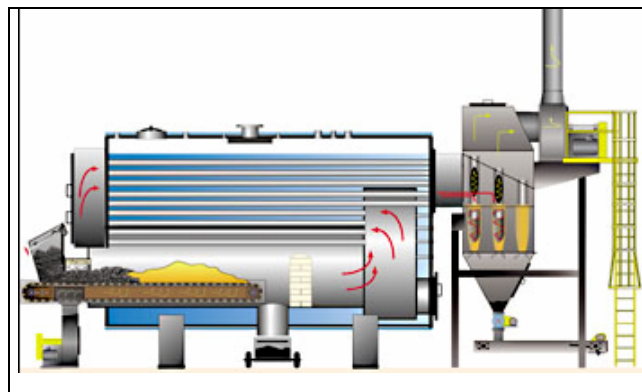
Stupňové rošty jsou vhodné pro průmyslové kotle menších výkonů, řádově od desítek kW po jednotky MW a používají se i pro nové konstrukce. Tyto topeniště se

hodí pro spalování méně hodnotných a méně výhřevných paliv jako jsou dřevní odpady a biomasa s nižší teplotou hoření a menším tepelným zatížením. K dobrému vyhoření pomáhá i to, že k zápalu a hoření vlastně dochází ve spodní polovině roštu a na dohořivacím roštu. Palivo se sesouvá na žhavou hořící vrstvu a dochází k intenzivnímu spodnímu zápalu. Vhodnou klenbou je také vysušována a odplyňována vrstva paliva v horní části topeniště.

6.11.3. Rošt pásový



Obr. 6.45. Další říklad konstrukce pásového roštu z třicátých let 20. století



Obr. 6.46. Pásový rošt umístěný v plamencovém kotli

Pásové rošty prošly poměrně dlouhým vývojem a moderní konstrukce se úspěšně používají i v současné době. Základní princip konstrukce byl krátce popsán v předchozích kapitolách. Některé ukázky jsou na obrázcích 6.19, 6.45 a 6.46. Rošty byly primárně vyvíjeny pro spalování uhlí a jejich použití pro spalování biomasy vhodného charakteru a vlastností je občas také používáno. Jedná se o poměrně sofistikovanou konstrukci vyžadující značné zkušenosti s jejich výrobou a provozem, vzhledem k trvalému provozu při vyšších teplotách se musí počítat s dilatací, trvalými deformacemi v důsledku tečení materiálu, uložením a mazáním pohyblivých částí, utěsnění rozvodů vzduchu atd.

Palivo leží na roštu v rovnoměrné vrstvě, jejíž výška je určena hradítkem. Vrstva je stálá, prohrabávání se děje většinou ručním zásahem. Rošty proto nejsou vhodné pro paliva, která vyžadují časté prohrabávání, což je ve mnohdy i biomasa.

Jsou vyvinuta zařízení pro mechanické prohrabávání za provozu, která sestávají z klínu umístěného těsně nad roštem, jenž vrstvu obrací a promíchává. Aby se zabránilo rychlému opotřebení, používá se klín pohyblivý, který se přisune do pracovního místa jen několikrát za hodinu. Dalším řešením jsou roštnice s výstupkem, který nadzvedává vrstvu a částečně ji prokypřuje. Výstupky jsou nepravidelně rozmístěny po ploše roštu.

6.11.4. Rošt prohrabávací (vratisuvný)

Pro spalování paliv, která vyžadují při spalování prohrabávání, používáme s výhodou roštů prohrabávacích. Tyto rošty se stavějí jako rošty mechanické stupňové, rošty přesuvné, rošty vratné a rošty kaskádové nebo jinak kombinované.

Mechanické rošty stupňové se vyvinuly z pevných stupňových roštů tak, že se vždy každému druhému stupni udělil přímočarý vratný pohyb. To umožní, že pohyb paliva na roštu nezávisí na sklonu roštu jako u pevného stupňového roštu. Mimo to pravidelný pohyb roštnic zrovnoměří pohyb paliva, a tím i urychlí vlastní spalování. Zmechanizování pohybu roštnic zaručuje zásah po celé ploše roštu a dovoluje stavět jednotky větších rozměrů. Pohyb roštnic bývá jednotný, častější je skupinový pohyb (obr. 6.56), kdy je vždy několik stupňů uloženo na vozíku a pohybuje se společně, může být i pohyb každého stupně samostatný. Skupinový pohyb umožňuje regulovat zdvih a rychlost pohybu paliva po délce roštu podle potřeb spalovacího režimu. Roštnice bývají vodorovné (viz. obr. 6.49) nebo skloněné (viz. obr. 6.47).

Rošty přesuvné se liší od mechanických stupňových roštů v podstatě jen tvarem roštnic. Roštnice mají v průřezu základní tvar vysokého dolů se zužujícího lichoběžníku, čímž se dosáhne výhodnějšího chlazení roštnic proudícím vzduchem. Z tohoto důvodu jsou vhodné pro rošty s vyšším tepelným zatížením.

Rošty kaskádové jsou prohrabávací rošty uspořádané zpravidla v poloze vodorovné (obr. 6.48) nebo mírně skloněné až do 15°. Rošt se skládá z pohyblivých a nepohyblivých řad roštnic uložených šikmo vzhůru. Je určen pro spalování paliv s velkým obsahem popela. Dochází zde k intenzivnějšímu promíchávání paliva, dělení spečených kusů strusky a dosahuje se dokonalejšího spálení.

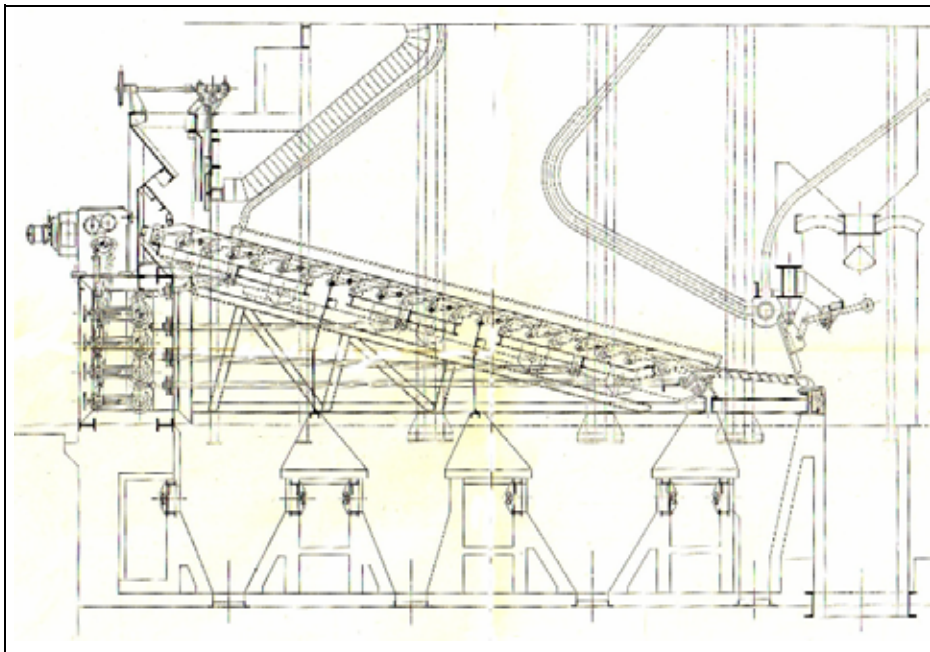
Vratné rošty jsou v podstatě stejné konstrukce, jako rošty kaskádové, roštnice jsou ale skloněny dozadu proti směru pohybu paliva. Palivo je proto přesunováno částečně v protisměru k dávkovacímu otvoru a je intenzivně promícháváno. Vrstva je podstatně vyšší povrch paliva se sesunuje k výstupu a škvárové jímce. Proto jsou tyto rošty prakticky vždy šikmé. Vratný rošt je v podstatě rošt se spodním zápalem, palivo z násypky nebo dávkovacího zařízení padá na hořící vrstvu a hned na začátku roštu se zapálí. Na roštu nejsou odděleny fáze sušení, odplynování, hoření a dohořívání. Palivo vykonává delší dráhu a setrvává déle v topeništi. To umožňuje další zvětšení tepelného zatížení ale zvětšuje se tepelné namáhání roštnic a konstrukce.

Rošty kombinované jsou různými kombinacemi spalovacích systémů, příklad šikmého a vodorovného kaskádového roštu je na obr. 6.53. Časté jsou šikmé prohrabávací rošty s pevným rovinným roštem jako dohořivací pásmo a pásmo chlazení popela. Zvláštním řešením jsou tzv. plošinové rošty typu Lomšakov, kde jsou hloubky jednotlivých stupňů nataženy až na 750 mm, tím pádem středy stupňů

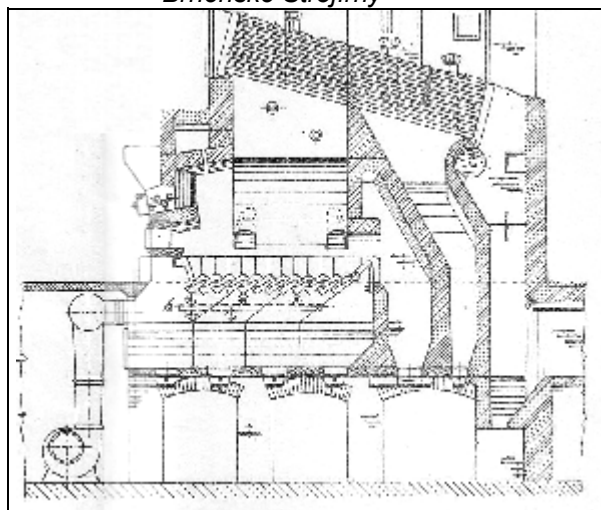
tvorí vlastně jakési pevné rovinné rošty. Různých kombinací např. i s pevnými stupňovými nebo pásovými rošty je velké množství.

Pohon roštu bývá buď elektrickým pohonem s převodovkou, nebo hydraulický případně pneumatický. Elektrický pohon vyžaduje složitější mechanismy, v poslední době roste však nabídka přímočarých elektrických pohonů, i když zatím hlavně pro přesné mechanismy, méně pro silová pomaloběžná řešení. Pohon může být centrální, pro všechny roštnice jeden, nebo pro každou skupinu samostatný. Centrální pohon vyžaduje složitější mechaniku a převody, špatně se regulují jednotlivé skupiny. Vzhledem ke snižujícím se cenám se nyní používá pouze u malých jednotek.

Na obr. 6.57 a 6.47 v porovnání s obr. 6.56 je možno srovnat pohon roštnic z čela a z boku. Pohon z čela přímo posouvá vozík s roštnicemi pomocí táhel a tyčí, pohon z boku pak přenáší kývavý pohyb kulisy nebo vidlice na přímočarý pohyb vozíku. Je zřejmé, že pohon z čela není vhodný pro dlouhé rošty.



Obr. 6.47. Přesuvný rošt s výkyvným jízdem z padesátých let minulého století, výrobek První Brněnské Strojírny



Obr. 6.48. Prohrabávací horizontální rošt z třicátých let min. století



Obr. 6.49. Moderní prohrabávací rošt Vyncke

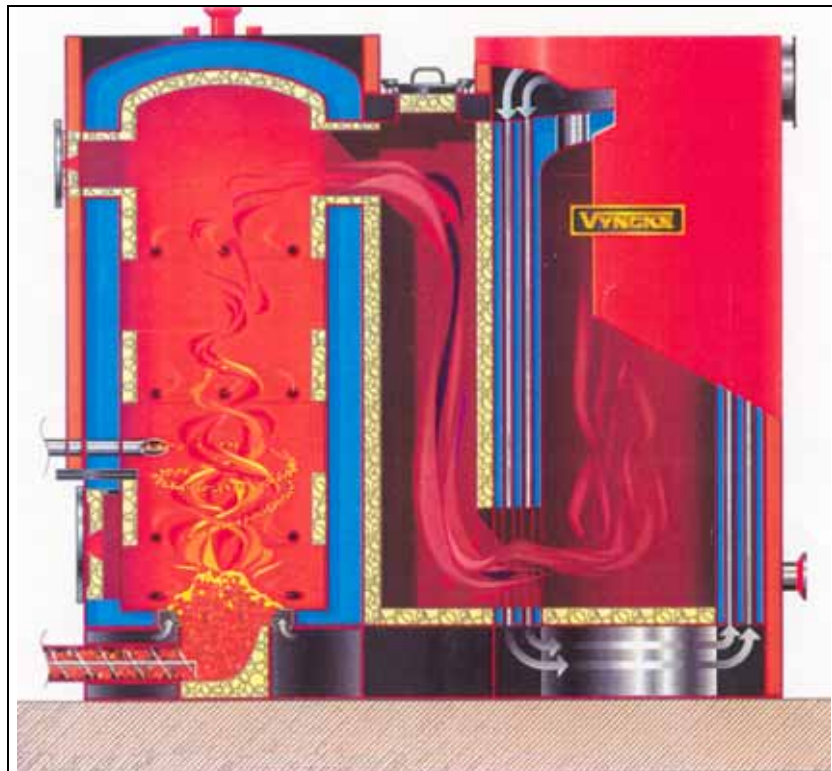
6.11.5. Podsuvný rošt

Podsuvné rošty, nazývané často též starším názvem retortové rošty, jsou pro svoji jednoduchost a možnost automatizace poměrně často používány u topenišť menších výkonů pro spalování biomasy. Na obrázcích 6.50 a 6.51 a také na několika obrázcích v předchozích kapitolách je zřejmý jejich princip a provedení. Palivo je vtlačováno šnekovým dopravníkem do retorty vhodného tvaru s plynulými přechody, kde na hromadě odshora vyhořívá. Na roštu je poměrně velká vrstva paliva a teplota vrstvy se snižuje do hloubky. Tím dochází postupně směrem k povrchu k vysoušení a odplyňování. Prchavá hořlavina hoří potom těsně nad roštem a je důležité správné umístění sekundárního případně terciálního vzduchu. Primární vzduch musí mít vyšší tlak, aby pronikl vrstvou, přináší to však zvětšení úletu.

Retorta může být kruhová, obdélníková případně čtvercová, po obvodě obložená roštnicemi. Často je vyzděná nebo vylitá žáruvzdorným betonem, může být i ocelová nebo litinová. Existují také vodou chlazené konstrukce.

Šnekový dopravník je většinou plovoucí konstrukce, tomu je nutno přispůsobit ložiskové uložení a pohon. Průchodností dopravníku je limitována i zrnitost a forma paliva, není možno například použít vláknitou biomasu, znečištěnou kameny, příliš prachovou nebo vlhkou, která se ráda pěčuje ap. Kritický je výstup do retorty a změna směru pohybu paliva do vertikály. Pro zabránění pěchování se někdy na konci šneku dělají rozrušovací tyče nebo lopatky. Poslední závity a část hřídele jsou obvykle vyrobeny ze žáruvzdorných ocelí. U dlouhých obdélníkových retort, kde je šnek položen ve větší části délky koryta, je tento po délce kónicky zúžen, aby došlo k rovnoměrnému vyhrnování.

Za provozu je nutno dbát toho, aby byl rošt neustále zakryt hromadou paliva, jinak dochází k rychlému opalu roštnic vlivem sálání plamene a rozžhavené vyzdívky. Může dojít i k poškození šneku a poruchám v dodávce paliva.



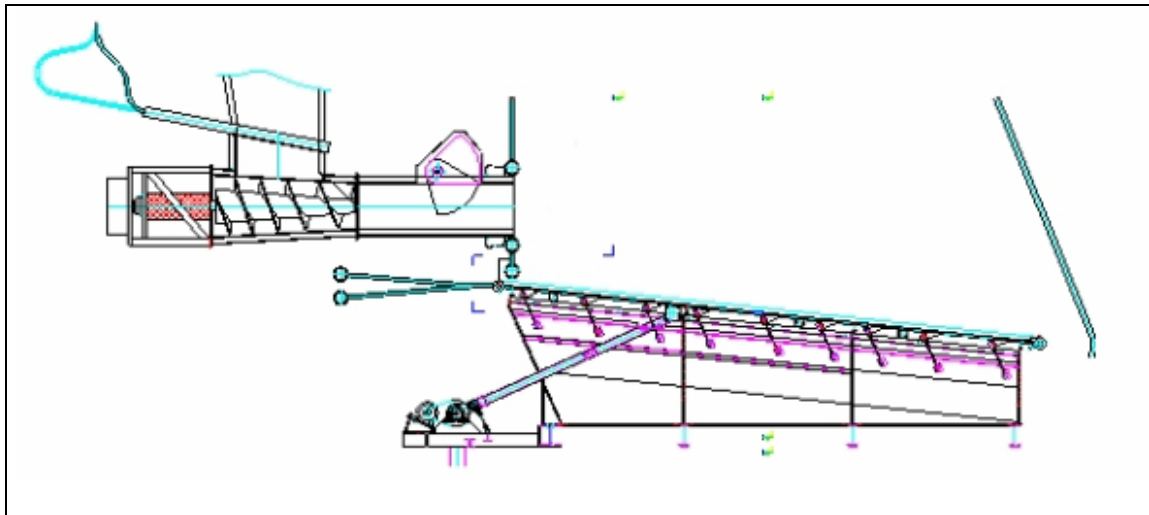
Obr. 6.50. Příklad kotelního zařízení s podsuvným roštem



Obr. 6.51. Příklad podsuvného roštu

6.11.6. Vibrační rošt

Je to vlastně šikmý vibrační stůl po kterém se vrstva působením vibrací sesunuje ke škvárové výsypce.



Obr. 6.52. Princip činnosti šikmého vibračního roštu Babcock&Wilcox

6.12. Vodou chlazený rošt

Je používán při spalování jakýchkoli sypkých paliv (piliny, hobliny, štěpky) i s vyšším obsahem popelovin, podávaných do spalovací komory automaticky. Případně jej lze použít i v kombinaci se spalováním kusových paliv. Základem tohoto roštu je nosná konstrukce z dutých profilů ve kterých protéká voda. Mezi profily jsou umístěny roštnice, které mohou být pevné nebo pohyblivé. Teplo z roštnic je neustále odváděno do vodou chlazených profilů a nedochází k jejich nadměrnému ohřívání. Existují i konstrukce s pohyblivými vodou chlazenými roštnicemi nebo válcové vodou chlazené rošty, které jsou však méně obvyklé.

6.12.1. Výhody a nevýhody

V důsledku výše popsaného vodního chlazení má náš rošt některé významné a pozitivní vlastnosti :

- je rozměrově stálý
- nedochází ke spékání popelovin na roštu
- je vhodný zejména pro biomasu, která má obecně nízký obsah popelovin
- lze regulovat množství primárního vzduchu pouze s ohledem na dokonalé spalování bez ohledu na nutnost chlazení spalovacím vzduchem (oproti „klasickým“, čistě litinovým, roštům, chlazených spalovacím vzduchem); to přispívá k optimalizaci spalovacího procesu, nízkým emisím a vyšší tepelné účinnosti zařízení
- je méně tepelně namáhán a má delší životnost
- lze jej použít pro různá paliva s širokou škálou fyzikálních vlastností (granulace, vlhkost, výhřevnost, obsah popelovin, teplota tavení popelovin, atd.)

- lze jej doplnit automatickým odškvárovacím systémem
- sníží se ztráty citelným teplem tuhých zbytků, neboť rošt působí jako tepelný výměník

Vodou chlazené rošty mají i některé nevýhody:

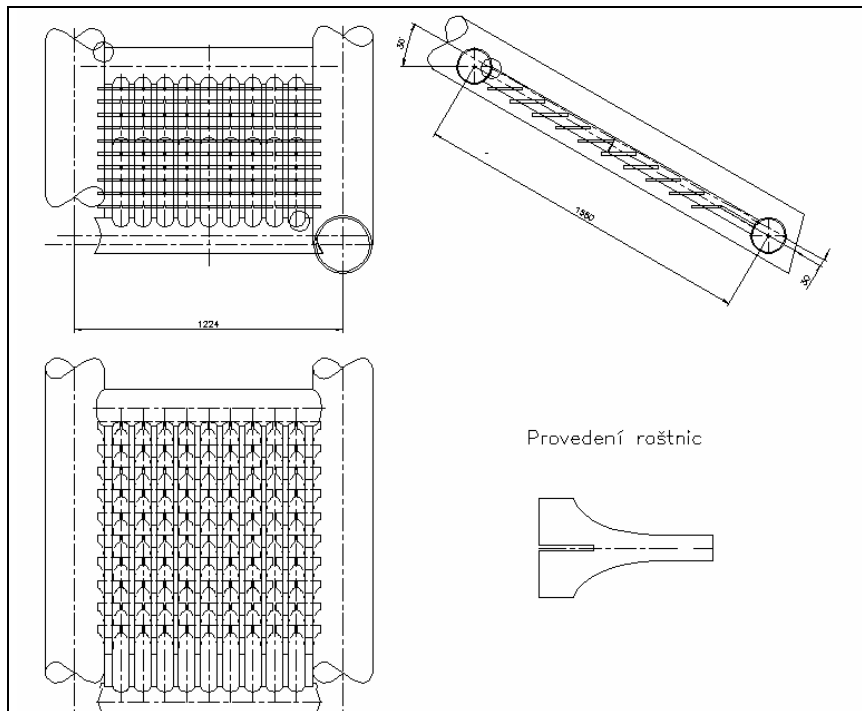
- rošt je tlakové zařízení podléhající zvláštnímu režimu
- u některých typů a potom u velkých roštů je nutný samostatný vodní okruh a rošt nelze napojit přímo na tlakový systém kotle
- větší nebezpečí poškození tlakového celku chemickým působením vylouhovaných agresivních látek z biomasy, sebemenší netěsnost má za následek odstavení celého kotle.
- obdobně to platí i pro ostatní poruchy a netěsnosti na tlakovém celku způsobené jinými vlivy
- u paliv s vyšší vlhkostí může dojít k nežádoucímu ochlazování vrstvy

Jak je zřejmé, výhody roštu působí zejména ve prospěch zkvalitnění spalovacího procesu a snížení ztrát. Nevýhody jsou vesměs charakteru konstrukčního a lze je vyřešit vhodnými opatřeními ve stadiu návrhu a přípravy výroby.

6.12.2. Konstrukce roštu

Konstrukcí chlazených roštů, jak bylo řečeno výše, vznikla celá řada. Nejrozšířenější a pro biomasu nejvýznamější postavení mají konstrukce vytvořené z roštů šikmých stupňových, a to buď pevných nebo prohrabávacích. Roštnice jsou vyskládány v nosné konstrukci tvořené z dutých profilů kruhového nebo čtyřhranného průřezu. Obvyklé jsou dva systémy, jejichž princip je zřejmý z obr. 6.53 a 6.57.

V prvním případě se jedná o dva kolektory spojené svazkem trubek. Mezi nimi jsou pevné roštnice jednoduchého tvaru. Kolektory ústí do bočních trámů, které tvoří okraje roštu. Mohou být zaústěny i do tělesa skříňového kotle nebo do vodního prostoru v plamenci, případně boční trámce slouží přímo jako zavodňovací komory membránové stěny topeniště. Tato řešení jsou vhodná pro menší jednotky a pevné rošty, pro prohrabávací rošty (obr. 6.58) se vesměs používají tlaková tělesa samostatná, propojená s vodním prostorem kotle externím potrubím. Pro větší jednotky zde však bude překážkou nedostatečná tuhost konstrukce.



Obr. 6.53. Pevný šikmý stupňový vodou chlazený rošt pro menší kotle



Obr. 6.54. Rošt prohrabávací kombinovaný, částečně vodou chlazený

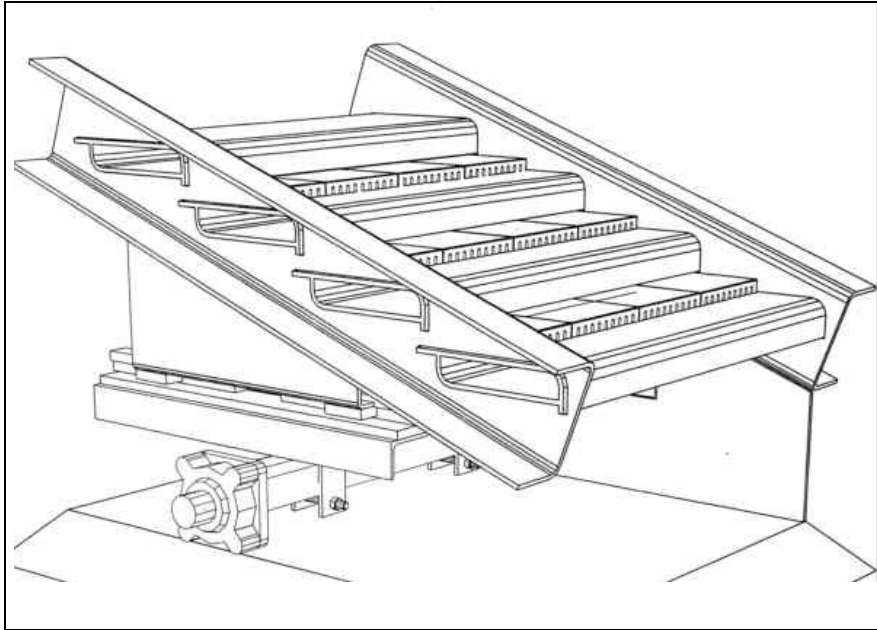
Druhým systémem jsou vodorovné duté stupně obdélníkového průřezu zaústěné do bočních trámů. Tyto zavodněné stupně tvoří vlastně pevnou roštnici, po jejímž povrchu se pohybují pohyblivé roštnice. Na obr. 6.54 – 6.56 jsou příklady těchto roštů vyráběných firmou Vyncke. Povrch příčných stupňů je vystaven zvýšenému opotřebení, řeší se to volbou vhodného materiálu. Je nutno provádět občasnou kontrolu tloušťky stěny a poškození včas opravit návarem patřičnou elektrodou.



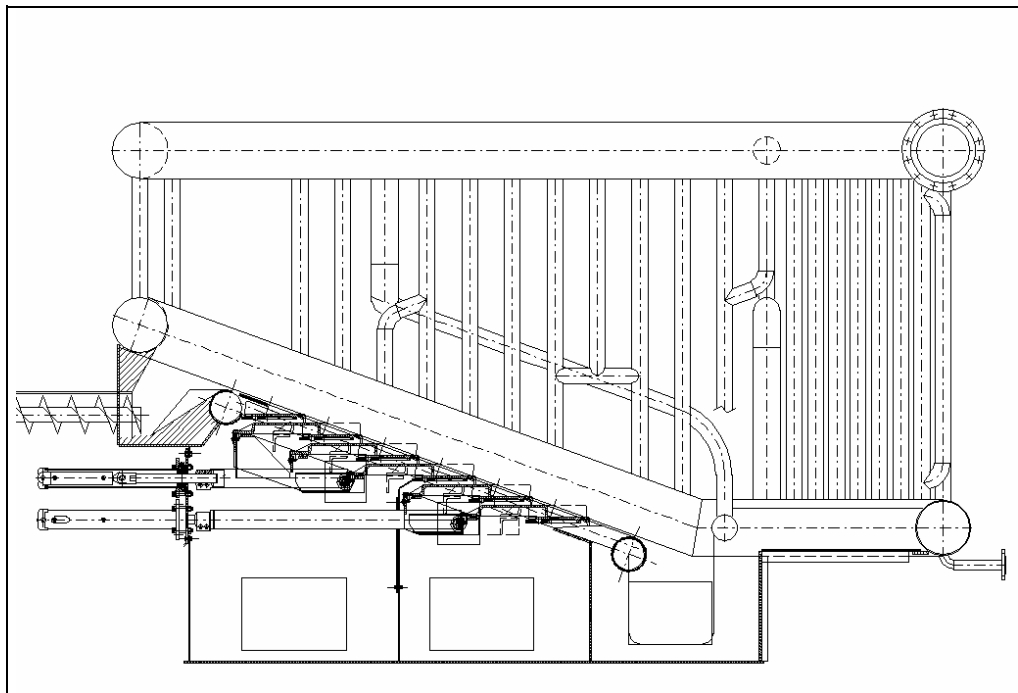
Obr. 6.55. Šikmý prohrabávací vodou chlazený rošt



Obr. 6.56. Šikmý prohrabávací vodou chlazený rošt – detail stupňů s roštnicemi



Obr. 6.57. Princip činnosti šikmého prohrabávacího vodou chlazeného roštu



Obr. 6.58. Princip činnosti šikmého prohrabávacího vodou chlazeného roštu s šikmými trubkami pro kotel 1,5 MW v chlazené spalovací komoře

6.12.3. Zapojení chladící vody

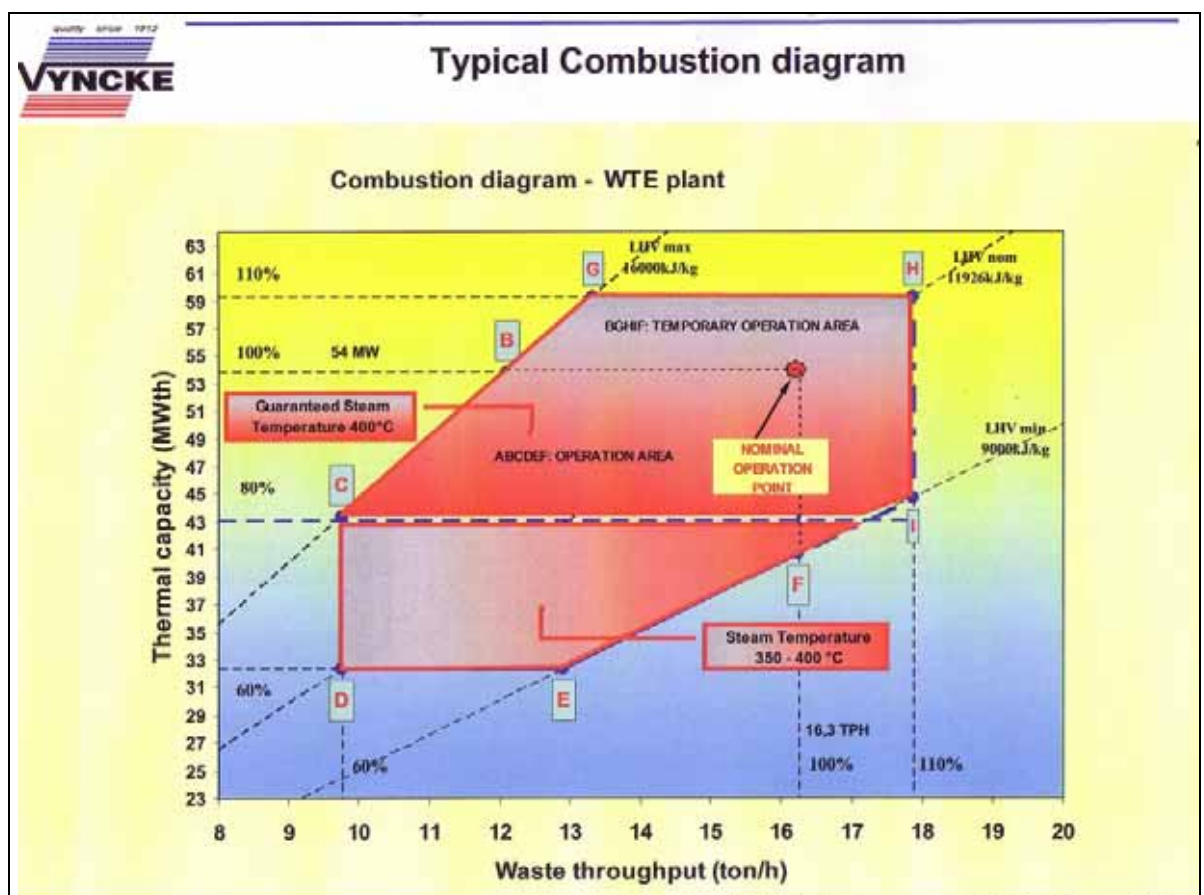
Výše uvedené systémy mají rozdílné zapojení chladící vody. Už z provedení a konstrukce je zřejmé, že systém s dutými vodorovnými stupni má mnoho horizontálních kanálů, které nejsou vhodné pro přirozenou cirkulaci vody nebo k vývinu páry. Je proto nutné zajistit nucený oběh a systém je vesměs proveden jako průtočný. Boční trávce jsou rozděleny přepážkami, aby se zajistil rovnoměrný

průtok. Hranatý tvar kanálů je nevýhodný také z hlediska odolnosti vnitřnímu tlaku. Tlakový systém je proto proveden nezávisle na vodním prostoru kotle a bývá řešen jako teplovodní. Průtok je zajištěn čerpadlem, které musí být z bezpečnostních důvodů zdvojeno. U kotlů s nižšími parametry může být vodní okruh roštu propojen s kotlem, zajištění nuceného oběhu čerpadlem je i zde nezbytné. Oběhová čerpadla na vyšší teploty jsou také drahá. Propojení s kotlem se používá do tlaku 10-15 barů.

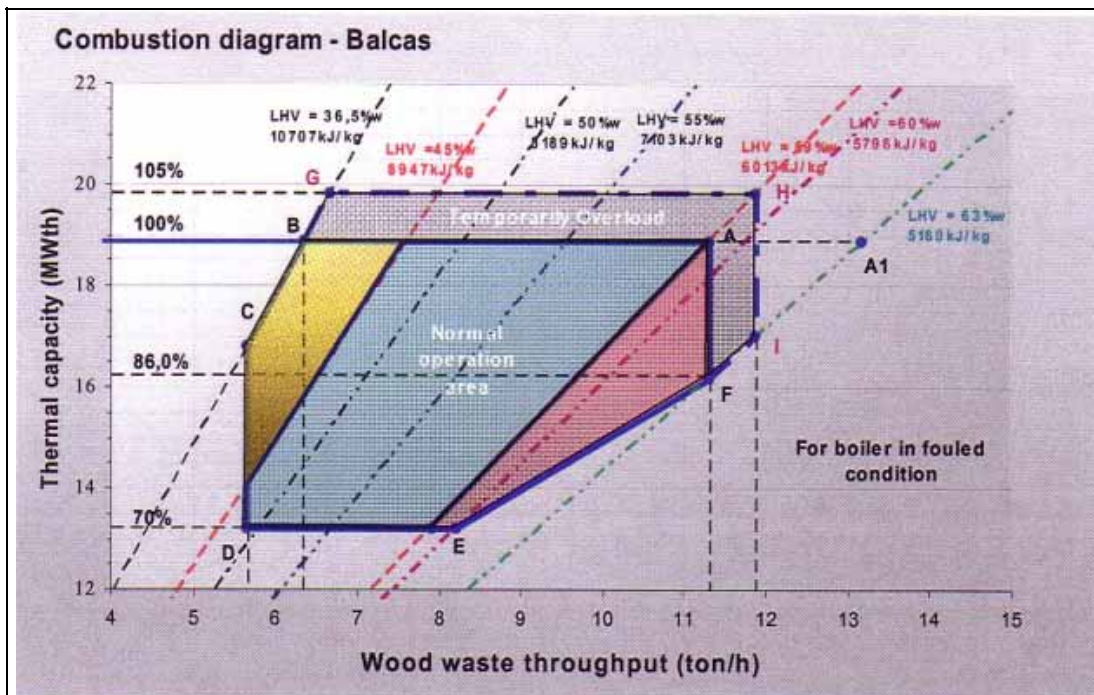
Konstrukce se šikmými trubkami a bočními trámcí už svým sklonem zajišťuje přirozenou cirkulaci a odvod případných parních bublin. Kruhový průřez kanálů je potom vhodný k použití i pro vyšší tlaky. Je tedy obvyklé přímé zapojení do vodního systému kotle bez použití pomocných čerpadel, což ovšem neznamená, že v případě nutnosti na základě hydraulického výpočtu nebude nutné superponovanou cirkulaci použít. Někdy se pro podpoření oběhu přivádí napájecí voda do trámců roštu a tím se vlastně vytváří jakási podpořená cirkulace. Propojení s kotlem je většinou externím potrubím, aby bylo možné oddělit oba tlakové díly.

6.13. Regulace spalovacího procesu

Úvodem je třeba si uvědomit, že regulace kotle a potažmo regulace spalovacího procesu je samostatný a rozsáhlý vědní obor a v této kapitole bude naznačena jen základní problematika. V předchozích kapitolách byly poměrně podrobně popsány konkrétní faktory působící ve spalovacím procesu, jejich vliv na průběh spalování a možnosti jeho ovlivňování. Proto se tato kapitola bude věnovat obecnějším principům regulace.



Obr. 6.59. Typický spalovací diagram pro spalování biomasy na roštovém ohništi



- **green zone** : normal operation area with performance guarantees on thermal output, steam parameters, thermal efficiency and emission guarantee for dust, CO and NOx. The min. thermal capacity of 70% depend on the min. allowable steam temperature at turbine inlet
- **red zone** : possible operation area for very wet fuel, but requiring reduced set-point for LCV < 6.000 kJ/kg but no guarantee that combustion will be sustainable for longer periods without auxiliary firing or to avoid high CO emission when combustion temperature drops too low.
- **yellow zone** : not recommended to operate, as the design fuel for this furnace/boiler is basically for very wet fuel, and a nearly adiabatic furnace with an air-cooled grate was selected. Firing dry fuel for longer periods in this plant would decrease drastically life time of grate elements and refractory material.
- **yellow zone** : temporary overload as explained under step 5.

P.S. This combustion diagram was accepted by the final client and is part of the contract documents.

Obr. 6.60. Spalovací diagram pro spalování biomasy na roštovém ohništi

Spalovací proces je vlastně zdroj veškeré energie a základ pro proces výroby tepla. Regulace spalování je primární, ostatní zásahy jsou následné a pomocné, zajišťující funkci dalších sekundárních zařízení. To co se zanedbá zde, nedá se žádným způsobem následně dohnat. Na základě signálů a výstupů spalovacího procesu v kombinaci s požadavky na odběr energie je jednak prováděna následná regulace jednotlivých prvků, jako výměníků, odlučovačů, ventilátorů, čerpadel atd., jednak to vše slouží současně jako zpětná vazba případně primární požadavky pro regulaci spalovacího procesu. Z uvedeného vyplývá, že do regulace nám vstupuje velké množství různých signálů, jednak požadavků na výkon a kvalitu výstupu, jednak zpětných vazeb a poruchových signálů a to vyžaduje velké množství přednastavených režimů a regulačních zásahů.

6.13.1. Spalovací (pracovní) diagram

Základním východiskem pro projekt regulace je požadovaný výkon jako výstup v závislosti na příkonu, který je dán jakostí a vlastnostmi paliva, což je u biomasy vyjádřeno zejména výhřevností. Je to sice zjednodušený pohled, vhodný však pro vysvětlení základních pojmů a stanovení hlavních parametrů. Na základě požadavku na výkon kotle v závislosti na množství a kvalitě paliva je vytvořen pracovní diagram, kde je vyznačen pracovní bod a pracovní oblast kotle. Je to vlastně operační diagram známý u jakýchkoli strojů a zařízení jako např. pohony a motory, ventilátory a čerpadla, ale i např. výrobní linky atd. Na obrázku 6.59 je vidět typický spalovací diagram. Na vodorovné ose je množství paliva, na svislé ose tepelný výkon. Šikmé přímky jsou čáry výhřevnosti paliva. Nominal operation point je nominální pracovní bod A (na obrázku není označen písmenem), který udává nominální výkon při zadané výhřevnosti a k tomu příslušný nominální příkon daný množstvím paliva za jednotku času. Je zde udána pracovní oblast (operation area) s vyznačením možného nadvýkonu (temporary operation area) a oblasti, kde sice může zařízení pracovat, ale s určitým omezením (pod čarou C-I není garantována teplota páry). Vyznačená pracovní plocha je oblast s garantovanou účinností a výstupními parametry. Zpracovává se pro každé palivo, typ topeniště a roštu a požadavky na výstup samostatně na základě zkušeností výrobce a slouží jako jeden ze základních podkladů pro zpracování projektu regulace. Je to současně pracovní diagram zařízení určený i pro uživatele.

Prakticky pro každý kotel je v technických podmínkách nebo v obchodní smlouvě dáno rozmezí výkonu kotle a výhřevnosti případně vlhkosti paliva, kdy jsou ještě garantovány parametry. Tyto údaje jsou jakýmsi zjednodušeným slovním vyjádřením pracovního diagramu. Jak je vidět, je tento spalovací diagram přítomen u každého projektu, ne vždy však v grafické podobě.

Konkrétní spalovací diagram pro skutečně realizovaný projekt je na obr. 6.60. Je zde zelená zóna – normální pracovní oblast (green zone – normal operation area), kde jsou garantované parametry. Červená zóna (red zone) dosažitelná pracovní oblast pro velmi vlhké palivo s nutností pomocného stabilizačního hořáku. Hrozí zde nedodržení limitu CO. Žlutá zóna (yellow zone) je nedoporučená oblast, vzhledem k tomu, že tento kotel je konstruován na mokré palivo, dojde zde při delším provozu k rychlému zničení roštnic, součástí roštu a vyzdívky. Šedá zóna (v popisu obrázku chyběně označena jako yellow – žlutá) je povolené krátkodobé přetížení kotle.

6.13.2 Cíle a úkoly regulace

Základním úkolem regulace je udržení konstantní úrovně výstupních výkonových veličin a parametrů bez závislosti na náhodných změnách vstupních a poruchových veličin. Hlavním zdrojem poruch je nehomogení palivo. Zatímco množství paliva měříme a regulujeme poměrně dobře, jakost se nám projeví většinou až ve spalovací komoře a nelze ji ovlivnit s ohledem na to, že se vesměs jedná o odpad. Další poruchové veličiny souvisí přímo se spalováním. Regulovanou veličinou pro výkonovou regulaci je množství paliva, rychlost jeho posuvu po roštu a množství, případně rozdělení spalovacího vzduchu a s tím související regulace tahu spalin.

Vzhledem k dynamice kotle má však každý takovýto regulační zásah dlouhou odezvu na výkon, řádově v minutách až desítkách minut.

Dalším úkolem je udržení optimálního spalování, což přímo souvisí s předchozím bodem. Požadavek optimálního spalování vyplývá i z dalších dvou cílů regulace, a to je ekonomie kotle – v podstatě vlastně účinnost, a ekologie. Kvalita spalovacího procesu se dá nejlépe vyhodnotit rozbořem spalin a odezva na regulační zásahy bývá často poměrně rychlá. V poslední době jsou k dispozici relativně dostupná zařízení na kontinuální měření složení spalin. Dalšími pomocnými veličinami pak jsou kupříkladu teploty v různých místech spalovací komory, sledování plamene kamerou ap.

Vedlejším, ale neméně důležitým cílem regulace spalovacího procesu je zabezpečení takového režimu, aby nebyly nadměrně namáhány a opotřebovávány části roštu a topeniště popřípadě další části a zařízení kotle. Zde jde hlavně o regulaci spalovací teploty a intenzity chlazení komponent, ale patří sem například i opatření na straně paliva jako je třídění podle zrnitosti, drcení velkých kusů aj.

Velice důležitým úkolem regulace je zajištění bezpečného provozu a dokonalé bezpečnosti osob za všech režimů včetně havárií. Tato oblast se dělí dvě části. Na trvalou regulaci jako je např. zajištění dostatečného podtlaku v topeništi, aby nedocházelo k úniku spalin do prostoru obsluhy, nebo regulace mísení paliva s prachovou složkou, aby se nedosáhlo výbušných koncentrací. Tak jak předchozí úkoly spolu navzájem souvisí, je na nich závislá i tato složka v tom smyslu, že je nutno udržovat spalovací proces v pracovní oblasti, aby nedošlo k poruše kotelního zařízení a havárii.

Další částí je havarijní regulace jednak ve formě přídavných zařízení jako je různé hašení, zajištění nouzového tahu, otvírání obtoku do havarijního komína, nouzové chlazení roštu ap. a jako poslední instance mechanické zabezpečovací prvky nezávislé na přívodu energie, jako např. explozní klapky v topeništi, zajištění přirozeného tahu a přirozeného větrání v kotelně, hasící mechanismy založené na tavné zátce ap.

Je zřejmé, že mnohdy požadavky na regulaci jdou proti sobě a řešením musí být nějaký optimalizovaný kompromis. Jednotlivé regulační zásahy také nemohou být prováděny samostatně, ale musí se navzájem kombinovat a optimalizovat.

6.13.3 Základní způsoby regulace spalovacího procesu

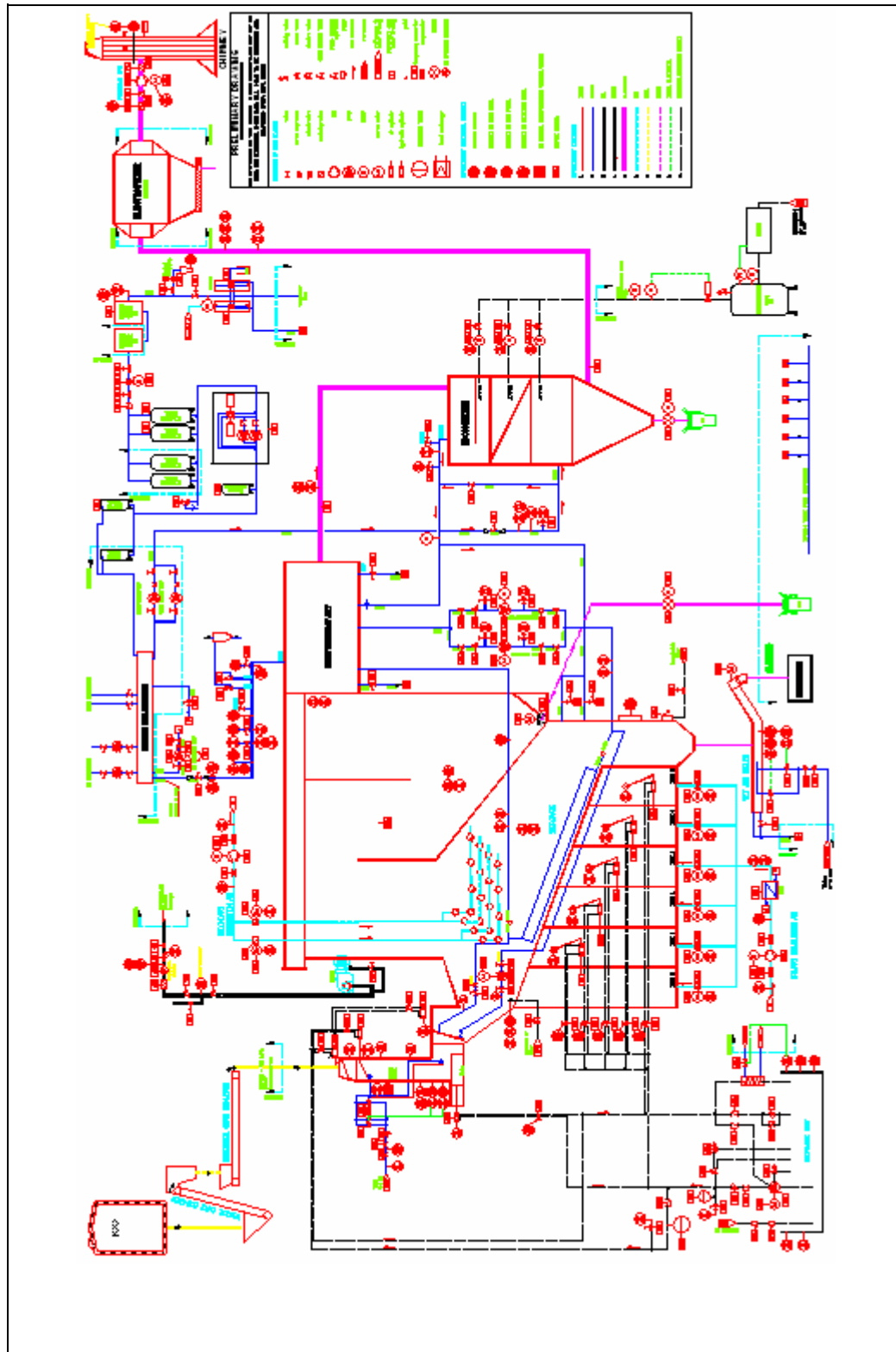
Nejstarší způsob regulace je regulace manuální. V současnosti se prakticky nepoužívá, i domácí kotle jsou vybaveny v současné době regulátory. I nejstarší zařízení pak bývaly doplněny havarijními prvky, které fungovaly při překročení kritických hodnot samočinně bez zásahu obsluhy.

Poloautomatická regulace spočívá zejména ve výkonové regulaci. Kvalita spalovacího procesu je pak částečně vyhodnocována ze snadno měřitelných veličin, jako je teplota a podtlak. Určení a nastavení optimálních poměrů pro jednotlivé režimy je provedeno při zkušebním provozu a tyto režimy jsou ručně přepínány. Doregulování provádí obsluha podle zkušeností. Tento způsob je častý u menších zařízeních a je vhodný pro homogení paliva kde se nemění jejich jakost.

Automatická regulace je vlastně obdoba poloautomatické, doregulování a optimalizace spalovacího procesu se děje na základě dalších měřených veličin. Opět je nutno při zkušebním provozu provést nastavení pro různé režimy a zpracovat program pro jejich aplikaci. Rozvojem automatizační a měřicí techniky jsou tyto metody dostupné i pro menší a střední tepelné zdroje. I zde je ovšem nutná obsluha. Dalším stupněm je provoz bez trvalé obsluhy známý též jako bezobslužný. Jedná se

o automatickou regulaci, kde jsou jednotlivé regulační a havarijní prvky a postupy kontrolovány, prověřeny a schváleny státem akreditovaným orgánem. I zde nejde o úplně bezobslužný provoz, jsou předepsány kontroly provozu po několika hodinách až dnech a trvalá dostupnost kvalifikované obsluhy pro případ poruchy.

6.14. PI diagram



Obr. 6.61. Příklad PI diagramu

Zkratka PID znamená Process Instrumentation Diagram – je to vlastně provozní schema celého kotelního zařízení. Je zde vyznačeno propojení jednotlivých zařízení, uvedeny směry toku materiálu a energií, umístění jednotlivých čidel, kontrolních a havarijních prvků a akčních a regulačních členů. Někdy je uvedeno i dimenzování jednotlivých potrubí. V diagramu jsou všechny regulované toky, jako napájecí a doplňovací voda, topná voda, kondenzát, pára, spalovací vzduch, spaliny, palivo, pneumatické nebo hydraulické rozvody aj. Doplnuje ho typová rozpiska všech prvků.

U složitých a rozsáhlých zařízení může být hlavní diagram proveden jen jako blokové schema kde jsou potom na podvýkresech rozkresleny jednotlivé prvky (kotel, rošt, úprava vody ap.) nebo jednotlivé druhy rozvodů (parní a vodní, hydraulické rozvody, palivo, vzduch a spaliny ap.), popřípadě je sice jeden diagram, ale rozkreslený na několik listů.

PI diagram slouží jako výchozí podklad ke zpracování projektu MaR (měření a regulace). Musí být vytvořen na základě projekčního návrhu a projekčních výpočtů. Slouží také k orientaci v projektu kotelního zařízení a i jako podklad pro konstrukční a montážní výkresy. Bývá tu vyznačena i hranice dodávky podle obchodní smlouvy. Na obr. 6.61 je příklad PI diagramu.