

# **Modelování a řízení obsahu NO<sub>x</sub> ve spalínách**

Bc. Petr Večeřa

---

Diplomová práce  
2016



Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně  
Fakulta aplikované informatiky

---

**Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně**  
**Fakulta aplikované informatiky**  
akademický rok: 2015/2016

# **ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE**

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Bc. Petr Večeřa**  
Osobní číslo: **A14496**  
Studijní program: **N3902 Inženýrská informatika**  
Studijní obor: **Automatické řízení a informatika**  
Forma studia: **kombinovaná**

Téma práce: **Modelování a řízení obsahu NO<sub>x</sub> ve spalínách**  
Téma anglicky: **The Modelling and Control of NO<sub>x</sub> in Flue Gases**

Zásady pro vypracování:

- 1. Provedte podrobnou analýzu současného stavu.**
- 2. Navrhněte matematický model popisující spalovací proces za účelem snižování obsahu NO<sub>x</sub>.**
- 3. Provedte návrh způsobu řešení řídicího systému.**
- 4. Simulačně ověřte platnost navrženého modelu.**
- 5. Výsledky porovnejte s daty získanými měřeními na reálném kotli FK31.**

Rozsah diplomové práce: -  
Rozsah příloh: -  
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

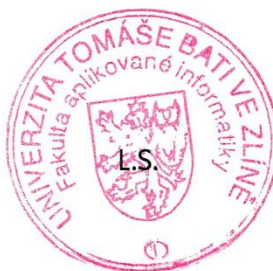
1. RYBÍN, M. Spalování paliv a hořlavých odpadů v ohništích průmyslových kotlů. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978, 414 s. ISBN 04-227-85.
2. ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEISLER, J. Parní kotle. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 858 s. TK-0216.951.
3. VÍTEČKOVÁ, M., VÍTEČEK, A. Vybrané metody seřizování regulátorů. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita, 2011, 229 s. ISBN 978-80-248-2503-8.
4. NOSKIEVIČ, P. Modelování a identifikace systémů. Ostrava: Montanex, 1999, iv, ii, 276 s. ISBN 80-7225-030-2.
5. BOBÁL, V. Adaptivní a prediktivní řízení. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2008, 134 s. ISBN 978-80-7318-662-3.
6. BALÁTEJ, J. Automatické řízení. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2003, 663 s. ISBN 80-730-0020-2.
7. ROSSITER, J. Model-based predictive control: a practical approach. Boca Raton: CRC Press, 2003, 318 p. CRC Press control series. ISBN 0-8493-1291-4.
8. BLOMBERG, H., YLINEN, R. Algebraic theory for multivariable linear systems. New York: Academic Press, 1983, 360 p. ISBN 01-210-7150-2

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Dagmar Janáčová, CSc.**  
Ústav automatizace a řídicí techniky  
Datum zadání diplomové práce: **19. února 2016**  
Termín odevzdání diplomové práce: **25. května 2016**

Ve Zlíně dne 19. února 2016



doc. Mgr. Milan Adámek, Ph.D.  
*děkan*



prof. Ing. Vladimír Vašek, CSc.  
*ředitel ústavu*

### **Prohlašuji, že**

- beru na vědomí, že odevzdáním diplomové/bakalářské práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších právních předpisů, bez ohledu na výsledek obhajoby;
- beru na vědomí, že diplomová/bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitním informačním systému dostupná k prezenčnímu nahlédnutí, že jeden výtisk diplomové/bakalářské práce bude uložen v příruční knihovně Fakulty aplikované informatiky Univerzity Tomáše Bati ve Zlíně a jeden výtisk bude uložen u vedoucího práce;
- byl/a jsem seznámen/a s tím, že na moji diplomovou/bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) ve znění pozdějších právních předpisů, zejm. § 35 odst. 3;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 1 autorského zákona má UTB ve Zlíně právo na uzavření licenční smlouvy o užití školního díla v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona;
- beru na vědomí, že podle § 60 odst. 2 a 3 autorského zákona mohu užít své dílo – diplomovou/bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití jen připouští-li tak licenční smlouva uzavřená mezi mnou a Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně s tím, že vyrovnání případného přiměřeného příspěvku na úhradu nákladů, které byly Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše) bude rovněž předmětem této licenční smlouvy;
- beru na vědomí, že pokud bylo k vypracování diplomové/bakalářské práce využito softwaru poskytnutého Univerzitou Tomáše Bati ve Zlíně nebo jinými subjekty pouze ke studijním a výzkumným účelům (tedy pouze k nekomerčnímu využití), nelze výsledky diplomové/bakalářské práce využít ke komerčním účelům;
- beru na vědomí, že pokud je výstupem diplomové/bakalářské práce jakýkoliv softwarový produkt, považují se za součást práce rovněž i zdrojové kódy, popř. soubory, ze kterých se projekt skládá. Neodevzdání této součásti může být důvodem k neobhájení práce.

### **Prohlašuji,**

- že jsem na diplomové/bakalářské práci pracoval samostatně a použitou literaturu jsem citoval. V případě publikace výsledků budu uveden jako spoluautor.
- že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

Ve Zlíně, dne

.....  
podpis diplomanta

## ABSTRAKT

Práce je zaměřena na hledání optimálního způsobu řízení spalovacího procesu za účelem redukce emisí oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>) na energetickém zařízení tepelného zdroje FK31 spalující fosilní paliva.

Obsahem diplomové práce je nalezení řešení pro snížení emisí NO<sub>x</sub> z fluidního kotle FK31 společnosti Alpiq Generation (CZ) s.r.o ve Zlíně na základě řízení objemového průtoku přiváděného primárního a sekundárního vzduchu do zmíněného kotle.

První část práce je věnována úpravě regulace průtočného množství vstupujících vzduchů v závislosti na množství přivedeného paliva do kotle. V následující části se již zabývá nalezením dalších možností snížení emisí NO<sub>x</sub> při minimálních výkonech kotle.

Z provedených zkoušek bylo zřejmé, že do doby než dojde k odstranění technických obtíží na recirkulačním ventilátoru vede k optimalizaci jediným možným způsob, kterým je řízení množství terciálního vzduchu pod jeho nastavenou minimální mez udanou výrobcem kotle.

Pro toto opatření bylo nutné provést úpravy regulačních klapek, mající za cíl dosažení rovnoměrnějšího přísunu vzduchu do kotle a výsledného snížení emisí NO<sub>x</sub> o 30 mg.m<sup>-3</sup>.

V závěru diplomové práce je uvedeno zhodnocení dosažených výsledků.

Klíčová slova: oxidy dusíku, bilance, model spalování, fluidní kotel, stechiometrie spalování, identifikace soustavy, 2DOF soustava.

## ABSTRACT

This thesis is focused on searching the optimum method of controlling the combustion process to reduce emissions of nitrogen oxides (NO<sub>x</sub>) on energy device of the heat source FK31 that burns fossil fuels.

The thesis contains finding solution for reducing emissions of NO<sub>x</sub> from fluidized boiler FK31 which is owed by Alpiq Generation (CZ) s.r.o in Zlin based on controlling volumetric flow supplied primary and secondary air into said boiler.

The first part of the thesis is devoted to the adjustment of regulation of the flow amount of incoming air depending on the amount of fuel supplied to the boiler. The following part deals with finding other ways of reducing NO<sub>x</sub> emissions at minimal boiler outputs.

Carried out tests showed that there is only one possible way which is controlling of the amount of tertiary air below its set minimal limit specified by the boiler maker, until the time of elimination of technical difficulties.

It was necessary for this action to make adjustments of regulation dampers, aiming to achieve more uniform intake of air into the boiler and the resulting reduction of NO<sub>x</sub> emissions by 30 mg.m<sup>-3</sup>.

In resume of the thesis, there is the evaluation of achieved results.

Keywords: Nitrogen oxides, balance, combustion model, fluidized boiler, combustion stoichiometry, identification of system, 2DOF system

Na tomto místě chci poděkovat vedoucímu mé diplomové práce paní prof. Ing. Dagmar Janáčové CSc. za odborné vedení, užitečné rady, podněty a praktické připomínky při řešení jednotlivých kroků. Děkuji kolektivu spolupracovníků společnosti Alpiq Generation (CZ) s.r.o. Teplárna Zlín za množství rad a vstřícný přístup při realizaci praktické části mé diplomové práce, ale i za materiály, které mi byly ke zpracování této práce poskytnuty. V neposlední řadě chci poděkovat také mojí rodině za všestrannou podporu během mého studia, a dále za trpělivost, se kterou byli ochotni mě poslouchat.

Prohlašuji, že odevzdaná verze diplomové práce a verze elektronická nahraná do IS/STAG jsou totožné.

## OBSAH,

<b>ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>I TEORETICKÁ ČÁST .....</b>	<b>12</b>
<b>1 LEGISLATIVA .....</b>	<b>13</b>
1.1 MONITORING EMISÍ .....	14
1.2 EMISNÍ LIMITY .....	14
<b>2 SPALOVÁNÍ A POPIS ENERGETICKÉ JEDNOTKY .....</b>	<b>17</b>
2.1 PRODUKCE EMISÍ PŘI SPALOVÁNÍ .....	19
2.1.1 Spotřeba spalovacího vzduchu .....	21
2.1.2 Součinitel přebytku vzduchu .....	23
2.2 NOX A JEHO FAKTORY VZNIKU .....	24
2.2.1 Tvorba NO při spalování .....	25
2.2.2 Tvorba NO <sub>2</sub> .....	27
2.2.3 Technologické příčiny tvorby NO <sub>x</sub> .....	28
2.3 METODY SNIŽOVÁNÍ TVORBY NO <sub>x</sub> .....	28
2.3.1 Primární opatření .....	29
2.3.2 Sekundární opatření .....	30
2.3.3 Současný stav na FK31 .....	30
2.3.4 Navrhovaná řešení a jejich rizika při snižování NO <sub>x</sub> .....	30
<b>3 BILANCE A MODELOVÁNÍ SPALOVÁNÍ .....</b>	<b>31</b>
3.1 HMOTOVÁ BILANCE SPALOVACÍ KOMORY .....	31
3.2 MATEMATICKÝ MODEL ENERGETICKÉHO ZDROJE .....	33
3.3 FAKTORY OVLIVŇUJÍCÍ MODEL KONCENTRACE NO <sub>x</sub> VE SPALINÁCH .....	36
<b>4 MODELÝ ŘÍZENÍ PROCESŮ .....</b>	<b>38</b>
4.1 TYPY EXPERIMENTÁLNÍCH MODELŮ PROCESU .....	38
4.1.1 Metoda s modelem ARX .....	40
4.1.2 Metoda s modelem ARMAX .....	40
4.2 IDENTIFIKACE SYSTÉMU .....	40
4.2.1 Způsoby identifikace při odhadu parametrů ARX modelu .....	41
4.2.2 Jednorázová metoda nejmenších čtverců (MNČ) .....	42
4.2.3 Rekurzivní metoda nejmenších čtverců (RLS) .....	43
4.2.4 Rekurzivní metoda identifikace v adaptivní soustavě .....	44
4.2.5 Rekurzivní metoda identifikace u prediktivního řízení .....	46
4.2.6 Pravděpodobnostní model koncentrace NO <sub>x</sub> ve spalinách .....	47
4.2.7 Volba způsobu identifikace .....	48
4.3 STRUKTURA A KONFIGURACE SYSTÉMU ŘÍZENÍ .....	49
4.3.1 1 DOF .....	49
4.3.2 2 DOF .....	50
4.3.3 Volba modelu řízení .....	50
<b>II PRAKTICKÁ ČÁST .....</b>	<b>53</b>
<b>5 VÝPOČET A MĚŘENÍ PARAMETRŮ SPALOVÁNÍ .....</b>	<b>54</b>
5.1 STECHIOMETRICKÉ VÝPOČTY .....	54
5.1.1 Minimální množství vzduchu .....	54



5.1.2	Minimální množství spalín.....	55
5.1.3	Poměrné složení spalín .....	56
5.2	BILANČNÍ VÝPOČTY.....	57
5.3	EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST .....	64
5.3.1	Měření statistiky soustavy.....	64
5.3.2	Identifikace zvolené soustavy .....	66
5.3.3	Odhad parametrů ARX modelu - jednorázovou metodou nejmenších čtverců.....	68
5.3.4	Odhad parametrů ARX modelu - rekurzivní metodou nejmenších čtverců.....	69
5.3.5	Identifikace poruchy .....	72
5.4	DISKUSE K IDENTIFIKACI MODELU SOUSTAVY.....	73
<b>6</b>	<b>NÁVRH ŘÍZENÍ A SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ.....</b>	<b>74</b>
6.1	ŘÍZENÍ REGULÁTOREM V KONFIGURACI 2DOF .....	74
6.1.1	Návrh regulátoru 2 DOF .....	75
6.2	ŘÍZENÍ REGULÁTOREM V KONFIGURACI 1DOF .....	79
6.2.1	Návrh regulátoru 1 DOF .....	79
<b>7</b>	<b>POROVNÁNÍ MĚŘENÍ NA REÁLNÉM KOTLI FK31 .....</b>	<b>80</b>
7.1	SPALOVACÍ ZKOUŠKY (EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST).....	80
7.1.1	Sledované parametry .....	80
<b>8</b>	<b>DISKUSE.....</b>	<b>84</b>
	<b>ZÁVĚR .....</b>	<b>85</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY .....</b>	<b>90</b>
	<b>SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....</b>	<b>94</b>
	<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>107</b>
	<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>109</b>
	<b>SEZNAM PŘÍLOH .....</b>	<b>110</b>

## ÚVOD

V současné době jsme svědky neustále rostoucího trendu ve světové spotřebě elektrické energie. Od roku 1973 do roku 2013 vzrostla hrubá světová výroba elektřiny z 6 144 TWh na 23 391 TWh. Tento nárůst poptávky po elektrické energii bude podle výroční zprávy Mezinárodní agentury pro energii (IEA) celkově činit až 70 % v průběhu příštích 25 let [1]. Jedním z hlavních důvodů tohoto nárůstu je rychlý vědeckotechnický vývoj naší společnosti a s tím související nutnosti zabezpečení neustálého přísunu energie.

Ve výrobě energie stále pokrývá největší část světové potřeby energie proces spalování, který tvoří více jak dvě třetiny. Zbylou část pokrývají alternativní výrobní procesy, jako jsou sluneční, větrné, vodní, ale i atomové energie apod. Výhodou těchto procesů je, že na životním prostředí zanechávají jen minimální následky a proto jsou považovány za optimální a čisté řešení. Alternativními zdroji však nelze pokrýt celkovou spotřebu. To je důvodem, proč stále převládá sofistikovaná výroba energií spalovacím procesem. Spalovací proces může mít v některých případech na životní prostředí nevratné následky.

V zemích sdružovaných v Organizaci pro hospodářskou spolupráci a rozvoj (OECD) se trend rostoucí spotřeby projevuje spíše v posilování obnovitelných zdrojů. Zatím co zdroje elektrické energie zaměřené na spalování fosilních paliv jsou více podrobovány důkladné kontrole v produkci znečišťujících látek. Legislativa se neustále zpřísňuje a tím nutí jejich provozovatele k dodatečným opatřením mající vliv na snižování škodlivých látek v ovzduší. Hledají se optimální technologická i ekonomická řešení, protože vývoj ceny elektrické energie na evropské burze po dlouhodobé klesající fázi má současnou hodnotu (rok 2016) cca okolo 25 EUR/MW. Tato cena je pro většinu uhelných elektráren nákladovou hranicí pro rentabilní provoz.

Důvodem změny emisní legislativy je, že výsledným produktem procesu spalování je volné vypouštění škodlivých látek do ovzduší. Jde především o emise látek oxidů síry (SO<sub>x</sub>), uhelnatých oxidů (CO<sub>x</sub>), oxidů dusíku (NO<sub>x</sub>) a tuhých znečišťujících látek (TZL). Kvalita životního prostředí je velmi závislá na vypouštění těchto neregulovaných škodlivých látek do ovzduší. Česká republika se v rámci Národního programu ke snižování emisí mimo jiné zaměřila na emise oxidů dusíku a u všech spalovacích zařízení tak do roku 2016 (při využití přechodného období do roku 2020) má za cíl dosáhnout emisního stropu 200 mg·m<sup>-3</sup>.

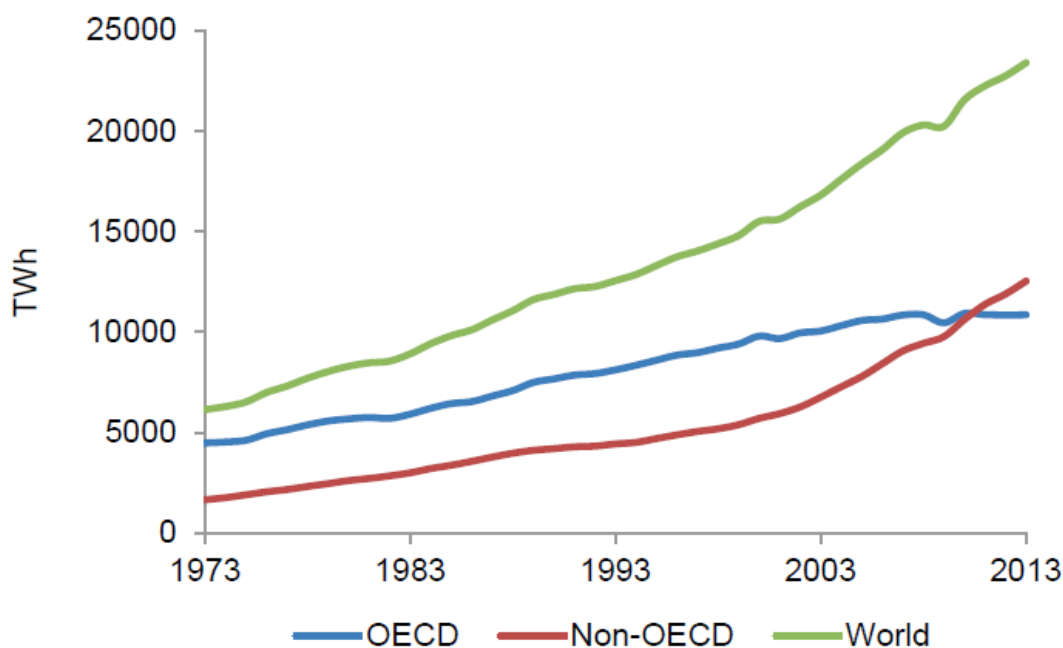
Cílem práce je matematicky popsat spalovací proces ve fluidním kotli FK31 a využít jej pro návrh řízení obsahu NO<sub>x</sub> ve spalinách. Prioritou je zajistit dokonalejší spalování a tím dosáhnout vyšší výtěžnosti tepelného zdroje se sníženou produkcí emisí NO<sub>x</sub>.

Konfigurace stávajících algoritmů řízení na fluidním kotli FK31 je výsledkem jednorázové identifikace a parametrizace systému při jeho uvedení do provozu v roce 1998. Odhadovaná doba životnosti a aktivního provozu kotle i řídicího systému se předpokládá minimálně ještě cca 30 let. Optimalizace spalování za účelem plnění přísných emisních limitů je tedy pro uvedený energetický zdroj více než přínosná.

## **I. TEORETICKÁ ČÁST**

## 1 LEGISLATIVA

V současné době se stále nacházíme v rostoucí fázi průmyslového rozvoje. Udržitelnost tohoto trendu je spojeno se zajištěním dostatečného výkonu pro pokrytí rostoucí spotřeby elektrické energie a to nejen v ČR. Na Obrázek 1 je znázorněn vývoj tohoto instalovaného výkonu do roku 2013. Zelená křivka představuje celosvětový vývoj, modrá křivka vývoj v zemích OECD a červená křivka ukazuje vývoj v zemích mimo OECD [2].



Obrázek 1 – Celková produkce elektřiny ve světě v letech 1973 až 2013 [2]

Moderní energetické zdroje jsou nuceny respektovat stále se zpřísňující požadavky na omezování jejich vlivu na životní prostředí, tzn. na produkci emisí, jež zatěžují ovzduší [3].

Česká republika se jako každý člen EU řídí emisními limity dle směrnice Evropského Parlamentu a rady 2010/75/EU o průmyslových emisích (integrované prevenci a omezení znečištění) [4]. V českém právním řádu je tato směrnice zapracována Vyhláškou 415/2012 Sb. a nastavuje s platností od 1. 1. 2016 přísnější emisní limity [5].

Česká republika má emisní limity dány zákonem o ochraně ovzduší č. 201/2012 Sb. [6]. Tento zákon nahradil zákon č. 86/2002 Sb. a zrušil mnoho prováděcích předpisů podle zákona č. 86/2002 Sb. [7]. Hlavním cílem tohoto zákona je dosažení lepší kvality ovzduší.

## 1.1 Monitoring emisí

Při kontinuálním monitorování a vyhodnocování plnění emisních limitů na spalovacím energetické jednotce nesmí:

- žádná **měsíční** průměrná hodnota překročit specifický emisní limit
- žádná **denní** průměrná hodnota překročit 110 % specifický emisní limit
- žádná **půlhodinová** průměrná hodnota překročit 200 % specifický emisní limit

Pro posouzení dodržení emisního limitu se nezahrnují údaje zjištěné

- v době **uvádění** stacionárního zdroje do provozu,
- v době jeho **odstavování** z provozu,
- nebo při **odstraňování poruchy**, popřípadě havárie.

Délka přípustné doby trvání těchto stavů musí být uvedena v provozním řádu.

Při hodnocení dodržení emisního limitu se nepřihlíží k **výpadkům kontinuálního měření**, nepřekročí-li 5 % celkové provozní doby stacionárního zdroje v kalendářním roce.

Vzhledem k tomu, že popisovaná energetická jednotka (stacionární zdroj) **používá při spalování současně dva** druhy paliv (hnědé uhlí a dřevní štěpku), pak jsou hodnoty specifických emisních limitů stanoveny **součtem vážených hodnot** specifických emisních limitů pro jednotlivá paliva [3].

## 1.2 Emisní limity

Hodnoty emisních limitů udávají koncentraci NO<sub>x</sub> (v přepočtu na NO<sub>2</sub>) v suchém plynu za normálních stavových podmínek (101,325 kPa, 0 °C), při spalování tuhých paliv jsou přepočteny na obsah kyslíku 6 % [5].

### Stávající emisní limity pro energetický zdroj FK31

Pro energetický zdroj FK31 platí emisní limity v souladu se Zákonem 201/2012 Sb. o integrované prevenci a související monitoring látek [6], [8] s využitím **přechodného období** do 31. 12. 2019 [7].

Tabulka 1: Stávající emisní limity platné pro FK31

Znečišťující látka	Emisní limity			Jednotka
	Biomasa	Pevná paliva	Vážený prep. dle poměru paliv	
Tuhé znečišťující látky (TZL)	30	100	50	[mg·m <sup>-3</sup> ]
Oxid siřičitý (SO <sub>2</sub> )	200	2000	500	[mg·m <sup>-3</sup> ]
<b>Oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) vyjádřené jako oxid dusičitý (NO<sub>2</sub>)</b>	<b>300</b>	<b>600</b>	<b>400</b>	<b>[mg·m<sup>-3</sup>]</b>
Oxid uhelnatý (CO)	250	250	250	[mg·m <sup>-3</sup> ]

Pozn. Emisní limit platí pro normální stavové podmínky (tlak 101,325 kPa, teplota 273,15 K) znamenající koncentraci příslušné látky v suchém plynu a referenčním obsahu kyslíku 6 %.

Tabulka 2: Reálně dosahované emise FK31[8]

Ukazatel	2012			2014			Jednotka
	průměr	Min.	Max.	průměr	Min.	Max.	
Emise TZL	16	5	93	22	2	83	[mg·m <sup>-3</sup> ]
Emise SO <sub>2</sub>	207	1	884	169	1	962	[mg·m <sup>-3</sup> ]
<b>Emise NO<sub>x</sub></b>	<b>179</b>	<b>1</b>	<b>656</b>	<b>189</b>	<b>61</b>	<b>798</b>	<b>[mg·m<sup>-3</sup>]</b>
Emise CO	128	13	497	144	1	472	[mg·m <sup>-3</sup> ]

### Emisní limity platné od 1. 1. 2020 pro energetický zdroj FK31

Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2010/75/EU o průmyslových emisích (integrované prevenci a omezování znečišťování) dále jen Směrnice IPPC vstoupila v platnost dne 6. 1. 2011 a v její přímé souvislosti byla přijata Vyhláška MŽP 415/2012 ze dne 21. 11. 2012. Tato vyhláška upravuje emisní limity pro energetický zdroj FK31 takto:

Tabulka 3: Specifické emisní limity pro FK31 (stacionární zdroj &gt;100 až 300 MW)[8]

Znečisťující látka	Emisní limity			Jednotka
	Biomasa	Pevná paliva	Vážený přepočet dle poměru paliv	
Tuhé znečisťující látky (TZL)	20	25	25	[mg·m <sup>-3</sup> ]
Oxid siřičitý (SO <sub>2</sub> )	200	250	220	[mg·m <sup>-3</sup> ]
<b>Oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) vyjádřené jako oxid dusičitý (NO<sub>2</sub>)</b>	<b>250</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>[mg·m<sup>-3</sup>]</b>
Oxid uhelnatý (CO)	250	250	250	[mg·m <sup>-3</sup> ]

Pozn. Emisní limit platí pro normální stavové podmínky (tlak 101,325 kPa, teplota 273,15 K) znamenající koncentraci příslušné látky v suchém plynu a referenčním obsahu kyslíku 6 %.



## 2 SPALOVÁNÍ A POPIS ENERGETICKÉ JEDNOTKY

Způsob spalování tuhých paliv se liší podle typu použitého kotle (energetické jednotky), protože každá skupina kotlů se konstrukčně liší a tím i jejich vlastnosti.

Jednu skupinu tvoří **roštové kotle**, která je využívána ke spalování kusových paliv v pevné vrstvě. Nové roštové kotle na uhlí se v současné době téměř nestaví, je jich však velké množství v provozu. Naopak pro spalování biomasy a různých druhů odpadů je díky svým vlastnostem výstavba nových roštových kotlů optimálním řešením.

Další skupinou jsou **práškové kotle**, které spalují uhelný prášek, rozemletý na velikost zrn pod 1 mm, v hořácích. Rozemletím kusového uhlí na prášek dochází ke zvětšení měrného povrchu paliva 100 násobně, a tím dochází i k intenzivnějšímu spalování.

Moderní skupinou kotlů s účinností 92-94 % jsou **fluidní kotle**, kde principem je spalování paliva ve fluidní vrstvě. Fluidizace je děj, v němž jsou pevné látky udržovány ve vznosu proudem tekutiny v tzv. fluidní vrstvě. Náplň fluidní vrstvy tvoří palivo, odsiřovací aditivum (většinou vápenec) a aditivum pro stabilitu fluidní vrstvy (inertní materiál – např. písek a ložový popel). Tyto kotle byly vyvinuty pro spalování paliva v širokém rozsahu. Fluidního spalování je velmi citlivé na granulometrii paliva.

Atmosférické fluidní kotle se dále rozlišují na kotle se **stacionární fluidní vrstvou** (AFB), které mají charakteristickou „bublinkující“ (stacionární) fluidní vrstva se zřetelnou hladinou. Druhou variantou atmosférického fluidního kotle jsou kotle s **cirkulující fluidní vrstvou** (ACFB), jenž jsou založeny na principu cirkulace částic fluidní vrstvy (paliva i aditiva) mezi spalovací komorou a cyklonem, ze kterého jsou vraceny zpět do fluidního ohniště. Společným znakem těchto kotlů je prostup všech spalín z ohniště přes cyklony [9].

### Energetický zdroj FK31

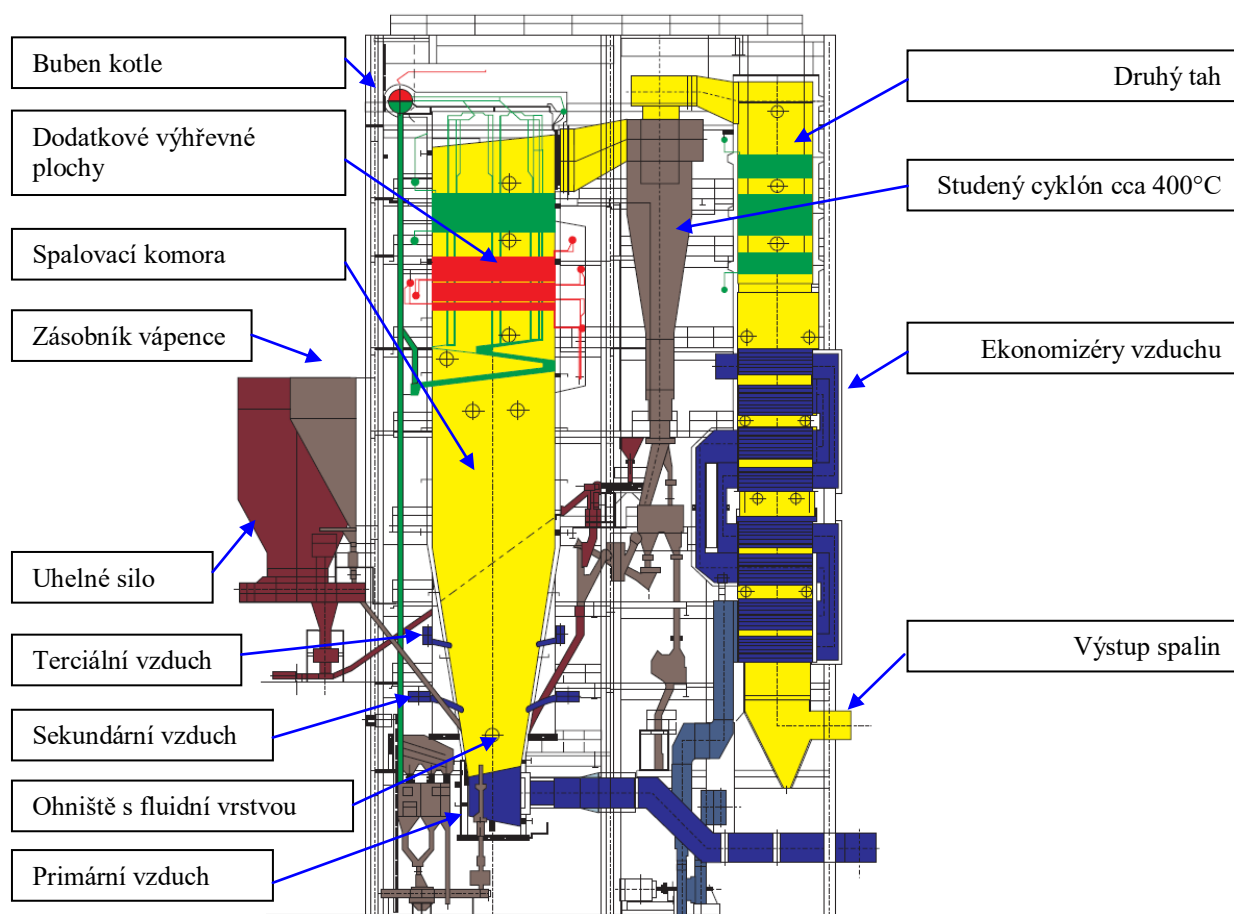
Energetický zdroj, na který se v této práci zaměřuji, patří mezi hlavní výrobní zdroje teplárny Zlín. Jedná se o kotel s cirkulující fluidní vrstvou, který ve svém principu zajišťuje delší pobyt částic ve spalovacím prostoru, čímž vede k lepšímu odsíření i vyhoření uhlíku. Uvádí se, že průměrně velká částice paliva cirkuluje 10–15× než dojde k jejímu vyhoření. Základní konstrukční schéma je uvedeno na *Obrázek 2*.

Vstupní palivo (uhlí) se mísí s aditivem (vápenec) a přes sifonový systém je přiváděno do fluidní vrstvy. Zde je při teplotě cca 800 °C spalována větší frakce zrna. Jemnozrnná frakce paliva (což je větší část) je společně s fluidním popílkem vynesena rychlostí cca 3,5

$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$  do volného prostoru nad fluidní vrstvu k místu vstupu do konvekčních výhřevných ploch a zde probíhá při teplotě cca  $860\text{ }^{\circ}\text{C}$  dodatečné spalování vynesných částic paliva. Relativně dlouhý čas (cca 5 sekund) pobytu částic, vynesných z fluidní vrstvy, je spolurozhodující pro dobrou účinnost spalování.

Veškeré spaliny z ohniště prostupují přes cyklony, ve kterých se odstředivou silou odloučí největší částice a ty se potom znovu vrací do fluidního ohniště přes sifony. Ve fluidní vrstvě recirkulující popílek odebrává podstatnou část rozdílu tepla mezi uvolněným teplem z paliva a teplem převzatými membránovými stěnami v oblasti fluidní vrstvy. Spolu s vrácením podílu popílku od odlučovačů se jeho recirkulací dociluje udržování konstantní teploty fluidní vrstvy asi  $810\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Recirkulace popela a tím i delší pobyt částic ve spalovacím prostoru, přispívá mimo k chlazení fluidní vrstvy i ke zlepšení vázání síry a vyhoření uhlíku (snížení ztráty mechanickým nedopalem).

Dávkované přidávání vápence způsobuje vysoké odsíření v ohništi vázáním oxidu siřičitého, uvolněného při spalování, na sádro [9], [10], [11].



Obrázek 2 – Tepelný zdroj FK31 systém „Circofluid“ se studeným cyklonem [12]

Tabulka 4: Parametry energetické jednotky FK31

Parametry FK31	Hodnota	Jednotka
Jmenovitý parní výkon kotle (černé uhlí / hnědé uhlí)	150	[t·h <sup>-1</sup> ]
Instalovaný tepelný výkon kotle	150	[MW <sub>t</sub> ]
Jmenovitý tlak přehřáté páry na výstupu kotle	9,6	[MPa]
Jmenovitá teplota přehřáté páry na výstupu kotle	540	[°C]
Teplota napájecí vody	145	[°C]
Účinnost kotle při jmenovitém výkonu	cca 92	[%]

## 2.1 Produkce emisí při spalování

V současné době se stále rostoucími exhalacemi roste i produkce tuhých tak i kapalných odpadů z technologických výroby bez rozdílu. Vzniklé znečišťující látky je nutno proto eliminovat.

Bohužel ne jinak je tomu i u emisí, které mají dopad nejen na zdraví obyvatel, ale i veškerých živočichů. Emise vznikají z různých příčin, především z prvků obsažených v palivu nebo okysličovadlu, z nedokonalého spalování a ze sekundárních reakcí. Následně se v důsledku uvolnění tepla obsaženého v palivu spalovacím procesem dostávají do ovzduší ve výše uvedené formě.

Mezi základní znečišťující látky (podle současné legislativy v ochraně ovzduší) uvolněné při spalování fosilních paliv, ale i dřeva a biomasy patří oxid uhelnatý (CO), oxid siřičitý (SO<sub>2</sub>), oxidy dusíku (NO<sub>x</sub>) suma NO + NO<sub>2</sub> vyjádřená jako NO<sub>2</sub>, tuhé znečišťující látky a částice ve spalinách (TZL), celkový organický uhlík (TOC) [3], [13].

### Parametry paliva

Každé palivo (tuhé nebo kapalné) tvoří tři základní složky, které sestavují tzv. **hrubý rozbor paliva**.

$$W^r + A^r + h = 1 \quad (1)$$

Kde  $W^r$  je voda obsažená v palivu,  $A^r$  jsou inertní popeloviny v palivu a  $h$  je hořlavina (palivová hmota obsahující uvolnitelné teplo).

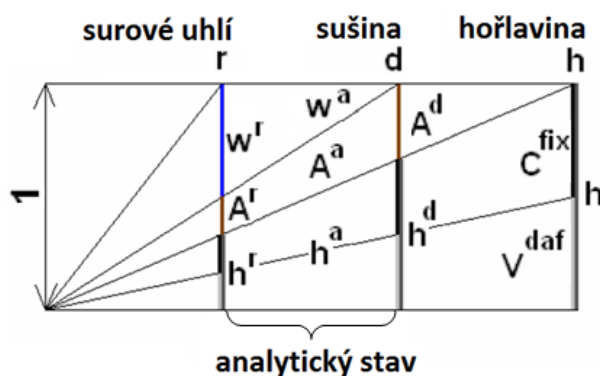
Hořlavina  $h$  je tvořena pěti prvky, kterými jsou  $C$  - uhlík,  $H$  - vodík,  $S$  - síra,  $N$  - dusík a  $O$  - kyslík. Kde zdrojem chemicky vázaného tepla v palivu je uhlík, vodík a síra. Prvkový rozbor (index  $h$ ) určuje množství hořlavých složek v 1 kg paliva a je zapsán takto

$$C^h + H^h + N^h + O^h + S_{spal}^h = 1 \quad (2)$$

Hrubý rozbor (hořlavina s přítěží) surového uhlí (index  $r$ ) je zapsáno takto

$$C^r + H^r + N^r + O^r + S_{spal}^r + A^r + W^r = 1 \quad (3)$$

Další možností pro vyjadřování paliva je složení v suchém stavu (index  $d$ ) a nebo v analytickém stavu (index  $a$ ) [13], [14].



Obrázek 3 – Vazba vzájemných stavů jednotlivých prvků a složek [14]

Parametry paliva jsou v katalogích uváděny pro různé stavy. Přepočtové vzorce mezi jednotlivými stavy jsou uvedeny v ČSN 44 1310 [15].

Tabulka 5: Parametry paliva pro FK31[8], [13], [14].

Prvek	Zn.	Jednotka	Černé uhlí	Hnědé uhlí	Dřevní štěpka
<b>Uhlík</b> (v sušině)	$C^d$	[%]	50,2	56,0	37,8 – 50
<b>Vodík</b> (v hořlavině)	$H^{daf}$	[%]	5,6	5,8	4,8
<b>Dusík</b> (v hořlavině)	$N^{daf}$	[%]	0,9	2,3	4,2
<b>Kyslík</b> (v hořlavině)	$O^{daf}$	[%]	20,5	18,5	44,2
<b>Síra</b> (v sušině)	$S^d$	[%]	0,9	0,85	0,1
<b>Voda</b> (celková v palivu)	$W^r$	[%]	5,5 – 8,5	27,0	30
<b>Obsah popela</b> (v sušině)	$A^d$	[%]	22,5 – 29,5	9,8 – 22,5	1,5 – 3,5
<b>Prchlavá hořlavina</b>	$V^{daf}$	[%]	53,0	48	78
<b>Voda</b> (analytická)	$W^a$	[%]	0,7	13,0	2,5

### Spalné teplo, výhřevnost

Důležitým pojmem při spalování je **výhřevnost paliva**  $Q_i^r$  [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]. Je to teplo uvolněné při dokonalém spálení 1 kg paliva a při zchlazení spalin na výchozí teplotu 20 °C. Výhřevnost však není celé teplo obsažené v palivu, ale to je rovno tzv. **spalnému teple**  $Q_s^r$  [ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ], Rozdíl mezi spalným teplem a výhřevností je teplo, které se získá kondenzací vodní páry obsažené ve spalinách a platí

$$Q_i^r = Q_s^r - 2,453 \cdot (W^r + 9 \cdot H^r) \quad (4)$$

kde  $W^r$  a  $H^r$  jsou hmotnostní podíly vody a vodíku v palivu,  $2,4535 \text{ MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$  je výparné teplo vody při 20 °C [3], [13], [16].

Tabulka 6: Charakteristické vlastnosti paliv pro FK31 [8], [13], [16],  
sypná hmotnost vápenného aditiva je  $800 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$

Charakter. vlastnosti	Zn.	Jednotka	Černé uhlí	Hnědé uhlí	Dřevní štěpka
Výhřevnost	$Q_i^r$	[ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]	21,96 – 22,85	15,0 – 19,0	7,0 – 15,5
Spalné teplo	$Q_s^r$	[ $\text{MJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ ]	22,98 – 23,85	16,6 – 20,6	8,52 – 17,02
Sypná hmotnost	$m_s$	[ $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ]	900	720	200
Zrnitost		[mm]	0 – 30	0 – 30	5 – 70

#### 2.1.1 Spotřeba spalovacího vzduchu

Dokonalé spalování je popsáno následujícími stechiometrickými vztahy [17], [18]



Objem  $V_0$  je v následujícím textu uváděn za **normálních stavových podmínek** (tedy 101,325 kPa a 0 °C). Přepočet na skutečný stav je dle následujícího vztahu:

$$V = V_0 \cdot \frac{273 + t}{273 + t_0} \cdot \frac{p_0}{p} \quad (9)$$

Minimální spotřeba kyslíku (bez přebytku vzduchu) k dokonalému spálení 1 kg paliva se známou skladbou prvků podle (3) je dána teoreticky takto

$$V_{O_2, \min} = \frac{22,39}{12,01} \cdot C^r + \frac{22,39}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,39}{32,06} \cdot S^r - \frac{22,39}{32} \cdot O^r \quad (10)$$

V suchém vzduchu je 21 obj.% kyslíku, proto je teoretická spotřeba suchého vzduchu  $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ :

$$V_{vs,min} = \frac{1}{0,21} \cdot V_{O_2,min} \quad (11)$$

Pro atmosférický vzduch o relativní vlhkosti  $\varphi$  [%] a celkovém tlaku  $p_c$  [MPa] platí teoretická spotřeba  $[\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}]$ :

$$V_{vv,min} = \chi_v \cdot V_{0,min} \quad (12)$$

Součinitel  $\chi_v$  je počítán z následujícího vztahu:

$$\chi_v = 1 + \frac{\varphi}{100} \cdot \frac{p_p}{p_c - \frac{\varphi}{100} \cdot p_p} \quad (13)$$

Pro danou teplotu vzduchu  $t_v$  lze parciální tlak vodní páry  $p_p$ , [MPa] na mezi sytosti nalézt v parních tabulkách. Teoretický objem spalín při dokonalém spálení 1 kg paliva (bez přebytku vzduchu) a tlaku vzduchu  $p_c = 0,1$  MPa vznikne teoretický objem spalín:

$$V_{ss,min} = V_{vs,min} - V_{H_2O} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_{Ar} \quad (14)$$

Jednotlivé složky v objemu suchých spalín  $V_{ss,min}$  lze vyjádřit:

$$V_{CO_2} = 1,8555 \cdot C^r + 0,0003 \cdot V_{vs,min} \quad (15)$$

$$V_{SO_2} = 0,6828 \cdot S^r \quad (16)$$

$$V_{N_2} = 0,7992 \cdot N^r + 0,7803 \cdot V_{vs,min} \quad (17)$$

$$V_{Ar} = 0,0092 \cdot A^r \quad (18)$$

Objem vodních par  $[\text{m}^3]$  ve spalínách vznikl nejen ze spálení vodíku, ale i z vlhkosti vzduchu a odpařením vody z paliva:

$$V_{s,H_2O} = 11,111 \cdot H^r + 1,2433 \cdot W^r + (\chi_v - 1) \cdot V_{vs,min} \quad (19)$$

Maximální hodnoty pro objemové koncentrace jednotlivých složek v suchých spalínách jsou při dokonalém spalování bez přebytku vzduchu např.:

$$O_{CO_2,max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{ss,min}} \quad (20)$$

$$O_{SO_2,max} = \frac{V_{SO_2}}{V_{ss,min}} \quad (21)$$

A při přebytku vzduchu ( $\alpha > 1$ ), např.:

$$O_{CO_2} = \frac{V_{CO_2}}{V_{ss}} < O_{CO_2,max} \quad (22)$$

Z hodnot  $O_{CO_2}$  a  $O_{CO_2,max}$  vztažených na suché spaliny lze určit součinitel přebytku vzduchu, protože se analyzuje suchý vzorek, který je po odběru zchlazován a zbaven vodních par kondenzací. Objemové koncentrace ve vlhkých spalinách lze určit podobně, avšak tyto údaje nejsou pro kontrolu provozu většinou důležité. [17], [18].

### 2.1.2 Součinitel přebytku vzduchu

Dokonalé vyhoření paliva jen s teoretickým množstvím vzduchu nelze ve skutečných spalovacích zařízeních zajistit. Důvodem je, že žádným technickým řešením není zajištěn pro všechny molekuly kyslíku kontakt s palivem.

Proto se spaluje s určitým přebytkem vzduchu, což se vyjadřuje tzv. součinitelem přebytku vzduchu [17]:

$$\alpha = \frac{V_{vv}}{V_{vv,min}} \quad \text{resp.} \quad \alpha = \frac{V_{vs}}{V_{vs,min}} \quad (23)$$

Pro určení součinitele přebytku vzduchu **při stechiometrickém spalování** ( $\alpha = 1$ ) lze využít dva základní principy:

- Ve spalinách **není obsažen kyslík**, a čím větší bude přebytek vzduchu, pak tím více bude kyslíku ve spalinách. Kyslík z nadbytečného vzduchu se již nezúčastňuje spalovacího procesu.
- Ve spalinách bude dosaženo **maximálního obsahu  $CO_2$**  a s rostoucím přebytkem vzduchu bude obsah klesat. Absolutní množství vzniklého  $CO_2$  se již nemění, ale množství spalin roste.

Hodnota součinitele vzduchu se vždy stanovuje za předpokladu suchých spalin. Součinitel přebytku vzduchu pak lze počítat ze vztahu [19], [20]:

$$\alpha = 1 + \frac{V_{ss,min}}{V_{vs,min}} \cdot \frac{C_{O_2}}{21 - C_{O_2}} \cong \frac{21}{21 - C_{O_2}} \quad (24)$$

Kde	$V_{ss,min}$ je	teoretické množství suchých spalin [ $m^3 \cdot kg^{-1}$ ]
	$V_{vs,min}$	teoretická spotřeba suchého vzduchu [ $m^3 \cdot kg^{-1}$ ]
	$C_{O_2}$	naměřený obsah kyslíku ve spalinách [obj. %]

Zjednodušení uvedené ve vztahu (24) bylo možné použít díky tomu, že poměr teoretického množství spalin a vzduchu se blíží jedné [19], [20].

Emise oxidů dusíku mají závislost na hodnotě součinitele přebytku vzduchu přesně opačnou než má CO. Hodnota emisí oxidů dusíku roste se stoupající hodnotou  $\lambda$  v oblasti přebytku paliva, která stoupá při rostoucí koncentraci kyslíku [21].

## 2.2 NO<sub>x</sub> a jeho faktory vzniku

Škodlivost oxidu dusnatého (NO) na lidský organismus je vcelku nízká, ale další pobyt oxidů dusíku (souhrnně označován jako NO<sub>x</sub>) v atmosféře způsobuje oxidaci na oxid dusičitý (NO<sub>2</sub>), který je charakterizován vyšší škodlivostí, než je u oxidu uhelnatého (CO). Za normálních podmínek se jedná o bezbarvý a jedovatý plyn. Oxidy dusíku se významně podílí na tvorbě letního smogu.

Vznik oxidů dusíku společně s dalšími znečišťujícími látkami je výsledkem doprovodných reakcí při spalování, kdy v reakční zóně plamene oxiduje dusík obsažený v palivech se vzdušným kyslíkem při teplotě přes 600 °C. Při vysokých teplotách nad 1300 °C se NO<sub>x</sub> tvoří přímo ze vzduchu [22].

Ve spalinách je obsah NO<sub>x</sub> tvořen hlavně ze složek oxidu dusnatého (NO) asi z 90-95 % a z oxidu dusičitého (NO<sub>2</sub>) asi z 5-10 %. Ostatní oxidy dusíku jsou přítomny jen v malé koncentraci a většinou vznikají následnými reakcemi mezi NO a NO<sub>2</sub>. Obsah NO je tedy nejvyšší krátce po vzniku spalin a dále v průběhu procesu chladnutí se z něj vytvářejí vlivem oxidace další složky [12], [23]. Pro zjištění celkového množství NO<sub>x</sub> ve spalinách, je nutné provést přepočítání koncentrace NO na ekvivalent NO<sub>2</sub>.

$$NO_2 = \frac{M_{NO_2}}{M_{NO}} \cdot NO \quad (25)$$

Kde za normálních stavových podmínek platí

$M_{NO}$  je molární hmotnost NO 30,01 g·mol<sup>-1</sup>

$M_{NO_2}$  molární hmotnost NO<sub>2</sub> 46,06 g·mol<sup>-1</sup>

NO a NO<sub>2</sub> koncentrace NO a NO<sub>2</sub> [ppm]

Celkové množství NO<sub>x</sub> ve spalinách se vypočítá jako

$$NO_x = \frac{M_{NO_2}}{M_{NO}} \cdot NO + NO_2 \quad (26)$$

Kde  $NO_x$  je koncentrace NO<sub>x</sub> [ppm]



Vypočtené množství NO<sub>x</sub> ve spalínách podle rovnice (26) se přepočítá na jednotku [mg·Nm<sup>-3</sup>]:

$$NO_x = \frac{M_{NO}}{V_m} \cdot \frac{M_{NO_2}}{M_{NO}} \cdot NO + \frac{M_{NO_2}}{V_m} \cdot NO_2 \quad (27)$$

Kde  $V_m$  je molární objem 22,414 l·mol<sup>-1</sup>  
 NO<sub>x</sub> koncentrace NO<sub>x</sub> [mg·m<sup>-3</sup>]

### Přepočet koncentrace spalin na referenční přebytek vzduchu:

Pro správné porovnávání koncentrací škodlivin emitovaných ve spalovacích zařízeních při různém přebytku vzduchu, používáme přepočet koncentrace na referenční přebytek vzduchu. Referenční stav přebytku vzduchu je neměnný poměrný objem kyslíku ve spalínách. Při spalování tuhých paliv je za referenční hodnotu považováno 6 % kyslíku.

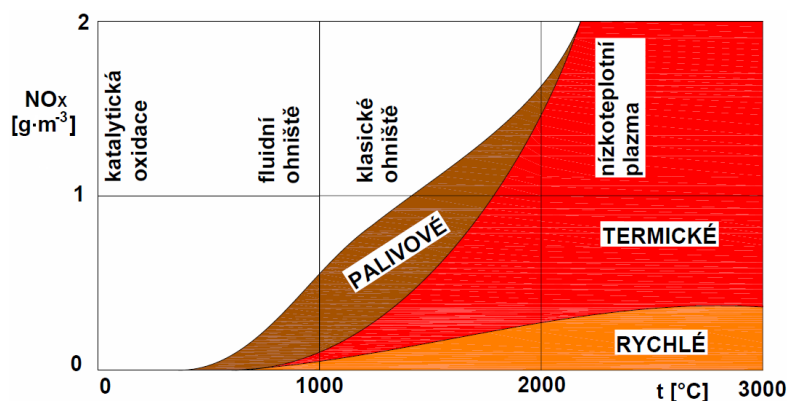
Vztah pro obecný přepočet má tvar [12], [23]:

$$C_{ref} = C_{měř} \cdot \frac{21 - O_{2,ref}}{21 - O_{2,měř}} \quad (28)$$

Kde  $C_{ref}$  je referenční stav látky při 6 % O<sub>2</sub> [ppm] či [mg·m<sup>-3</sup>]  
 $O_{2,ref}$  referenční stav kyslíku (6 %) [%]  
 $C_{měř}$  naměřená koncentrace látky [ppm] či [mg·m<sup>-3</sup>]  
 $O_{2,měř}$  naměřené množství kyslíku [%]

### 2.2.1 Tvorba NO při spalování

Vytváření oxidu dusnatého probíhá třemi různými mechanismy vzniku viz. *Obrázek 4*. Jedná se o vznik tzv. **promptních** (rychlých) oxidů dusíku, dále pak **termických** a **palivových** oxidů dusíku [3], [24].

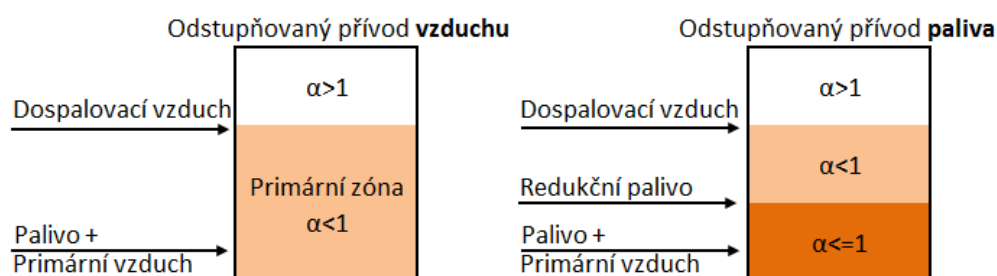


Obrázek 4 – Tvorba jednotlivých typů oxidů dusíku v závislosti na teplotě [25].

### Palivový NO

Z dusíku obsaženého v hořlavině paliva vznikají v oblasti nejnižších teplot palivové oxidy dusíku. Nad teplotou 900 °C je produkce palivových NOx prakticky nezávislá na teplotě, produkce je však výrazně závislá na koncentraci molekulárního kyslíku v zóně hoření. Proto v blízkosti plamene je důležité co nejvíce omezit obsah  $O_2$  vzhledem ke stechiometrii paliva [26]. Doporučení k omezení tvorby palivových NOx [27]:

- snížení koncentrace molekulárního kyslíku v zóně hoření.
- snížení maximálních teplot (přináší méně výrazný efekt)
- odstupňovaný přívod vzduchu – vytvoření redukční atmosféry v zóně hoření
- odstupňovaný přívod paliva



Obrázek 5 – Potlačení vzniku palivového NOx [12]

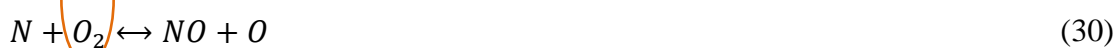
Na Obrázek 5 jsou znázorněny možnosti potlačení vzniku palivových NOx. Součinitel přebytku vzduchu  $\alpha$  udává informaci o příslušném směšovacím poměru vzduchu a paliva.

### Termický NO

Oxidy dusíku termické vznikají uvnitř reakčních zón chudých na palivo v oblasti teplot nad 1200 °C radikálovou reakcí atmosférického dusíku a kyslíku přítomnými v okysličovadle (ve vzduchu). Snížení emisí NOx lze tedy dosáhnout vhodným uspořádáním spalování. Základní směry k omezování tvorby NO během spalovacího procesu lze hledat:

- snížení teplotních špiček,
- zkrácení doby zdržení v pásmu vysoké teploty a
- snížení lokální koncentrace kyslíku [12], [23].

Zeldovičův mechanismus popisuje vznik termického NO radikálovými reakcemi v prostředí s přebytkem vzduchu [12], [28], [29]





První reakce (29) je citlivá na teplotu kvůli vysoké vazebné energii molekuly dusíku a množství kyslíku a je považována za řídicí reakci. Proto i množství spalovacího vzduchu, ve kterém je obsažen kyslík, ovlivňuje tvorbu NO, z toho plyne



Třetí reakce (31) má na výslednou koncentraci NO zanedbatelný vliv. Tato reakce začíná být citelná v případě spalování směsi bohaté na palivo, kde je první reakce pro nízkou koncentraci kyslíku omezena [12], [23].

Rychlost a tvorbu termických NO<sub>x</sub> vyjádřil Zeldovič v následujícím mechanismu [29]:

$$C_{NO} = k_1 \cdot e^{\frac{-k_2}{T}} \cdot C_{N_2} \cdot \sqrt{C_{O_2}} \cdot \tau \quad (33)$$

Kde  $k_1$  a  $k_2$  jsou konstanty rychlosti reakce [ $m^3 \cdot g \cdot mol^{-1} \cdot s^{-1}$ ]

$T$  teplota [K]

$\tau$  doba reakce [s]

$C_{N_2}$  koncentrace dusíku [obj. %]

$C_{O_2}$  koncentrace kyslíku [obj. %],

Z výše uvedeného vztahu vyplývá, že koncentrace vysokoteplotních NO<sub>x</sub> je závislá na absolutní teplotě  $T$ , koncentraci dusíku  $C_{N_2}$ , době reakce (prodlení)  $\tau$  a na druhé odmocnině koncentrace kyslíku  $C_{O_2}$ .

Na tvorbu termických NO<sub>x</sub> má výrazný vliv maximální teplota a doba trvání reakce, kterou lze charakterizovat rychlostí poklesu teploty v zóně maximálních teplot [23].

### Promptní NO

Promptní (rychlé/okamžité) oxidy dusíku vznikají při nejvyšších teplotách v počáteční fázi hoření. Jejich podíl z celkové emise NO<sub>x</sub> je v průmyslových spalovacích zařízeních zanedbatelný. Promptní NO vzniká ve větší míře při teplotách nad 2000 °C [25], [29].

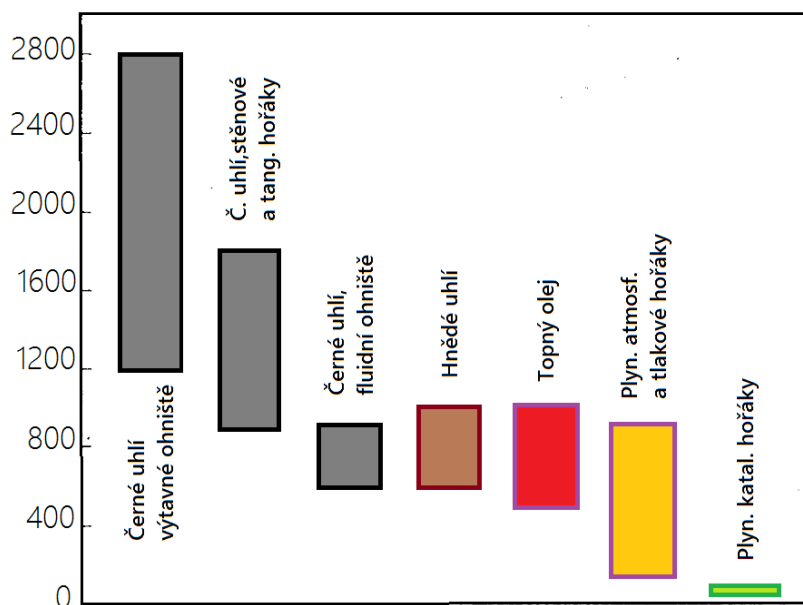
#### 2.2.2 Tvorba NO<sub>2</sub>

Oxid dusičitý (NO<sub>2</sub>) je termicky labilní, který při teplotách nad 300 °C kvantitativně disociuje na oxid dusnatý (NO). Z toho vyplývá, že v ohništi se vyskytuje oxid dusnatý, který se následně při nižších teplotách částečně oxiduje na oxid dusičitý. Pokud tedy vznikne malé množství NO<sub>2</sub>, je to důsledek prudkého ochlazení spalin [24], [25], [29].

### 2.2.3 Technologické příčiny tvorby NO<sub>x</sub>

Hlavními faktory, které ovlivňují tvorbu NO<sub>x</sub> jsou [23], [28]:

- **druh paliva** - různé typy paliv mají rozdílný vliv na tvorbu NO<sub>x</sub> viz. *Obrázek 6*



Obrázek 6 – Produkce emisí NO<sub>x</sub> [mg·m<sup>-3</sup>] při spalování různých paliv [23]

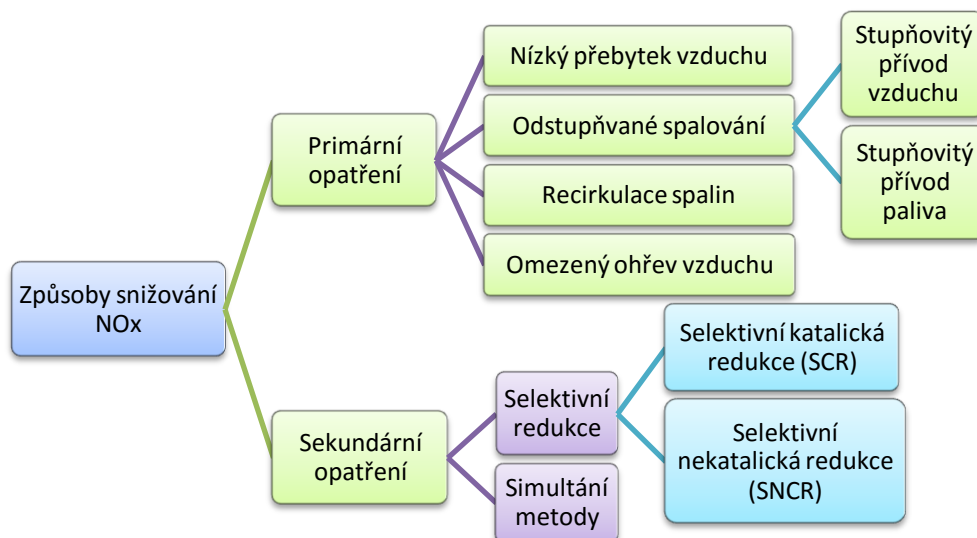
- **konstrukční uspořádání topeniště resp. hořáků** - obsah NO<sub>x</sub> ve spalinách je závislý jednak na konstrukci kotle, ale také na výběru typu hořáků
- **rozložení teplot v plameni** - se stoupající teplotou vzrůstá množství NO<sub>x</sub> vzniklého oxidací palivového i atmosférického dusíku.
- **reakční doba** - obsah NO vzrůstá s delší dobou pobytu hořlavé směsi (paliva) v prostoru spalovací komory v závislosti na přebytku vzduchu
- **poměr vzduchu a paliva** - přebytek vzduchu v zóně plamen má za následek větší koncentraci NO<sub>x</sub> ve spalinách [12], [23].

### 2.3 Metody snižování tvorby NO<sub>x</sub>

Způsobů vedoucích k odstranění oxidů dusíku je několik. Obecně se rozlišují dvě kategorie. **Primární opatření**, které ve svém principu potlačuje vznik NO<sub>x</sub> již při spalovacím procesu.

**Sekundární opatření**, které naopak eliminuje již vzniklé NO<sub>x</sub> ze spalin. Obě kategorie mají různé účinnosti [12].

Celkový přehled možných způsobů eliminace NO<sub>x</sub> při spalování je uveden na *Obrázek 7*



Obrázek 7 – Přehled metod ke snižování NOx

### 2.3.1 Primární opatření

Primární opatření snižují tvorbu NOx již v průběhu spalovacího procesu v ohništi. Dosáhnout jich lze za pomoci různých technických opatření. Jednotlivá opatření lze na základě posouzení charakteru spalování vzájemně kombinovat a následné úpravy lze označit za jednoduché [12].

- U metody s **nízkým přebytkem vzduchu** můžeme při spalování dosáhnout nejen nižšího obsahu NOx ve spalinách, ale také zvýšit účinnost [27], [29].
- Metoda **postupného přívodu vzduchu** je založena na rozdělení spalovací komory minimálně do dvou zón. V první zóně spalování je kyslíku nedostatek a ve druhé zóně spalování je jeho přebytek. Ten se využívá k úplnému dohořívání paliva. Jedná se o levný způsob snížení emisí NOx a výhodou je, že nezvyšuje spotřebu energie spalovacího zařízení [29].
- Metoda **postupného přívodu paliva** umožňuje opětovné spalování (dospalování) a je založena na tvorbě různých zón hoření ve spalovací komoře při postupném přivádění vzduchu a paliva. Tato metoda umožňuje účelně redukovat oxidy dusíku, které se již vytvořily zpět na dusík [22].
- Metoda s **využitím recirkulace spalin** je opatření, které zavádí spaliny zpět do spalovacího vzduchu, čímž snižuje obsah kyslíku. Ve spalovací zóně má toto

omezení za následek přímé ochlazení plamene, které omezí přeměnu dusíku vázaného v palivu a také tvorbu tepelných NO<sub>x</sub> [28].

Před aplikováním primárních opatření je nutné posoudit jejich vhodnost a efektivnost, protože vždy ovlivňují místní provozní podmínky a charakter spalovaného paliva.

### 2.3.2 Sekundární opatření

Metoda sekundárního opatření eliminuje již vzniklé NO<sub>x</sub> ze spalin prostřednictvím vstřikování chemických reagentů (čpavku, močoviny aj.) do spalin. Tyto reagenty redukuje NO<sub>x</sub> na molekulární dusík, tzv. denitrogenizace (DeNO<sub>x</sub>).

Sekundární opatření lze rozdělit na selektivní katalytickou redukci (SCR), selektivní nekatalytickou redukci (SNCR) a simultánní metodu.

Mohou doplňovat primární opatření nebo mohou být aplikovány samostatně a dosahují vysoké účinnosti redukce NO<sub>x</sub> [8].

### 2.3.3 Současný stav na FK31

Energetický zdroj FK31 dosahuje nízké produkce emisí NO<sub>x</sub> již svým principem spalování CIRCOFLUID. Jeho charakteristickou vlastností je **nízká spalovací teplota a stupňovité spalování**. Touto metodou, při které se zavádí cca 50-60 % celkového spalovacího vzduchu jako primární přes dýzové dno do fluidní vrstvy a zbývající spalovací vzduch se jako sekundární a terciální vhání rovnoměrně do průřezu ohniště, se zabraňuje tvorbě termického NO<sub>x</sub> [12].

### 2.3.4 Navrhovaná řešení a jejich rizika při snižování NO<sub>x</sub>

Při zdokonalování primárních opatření je záměrem maximálně potlačit negativní vlivy na tvorbu NO<sub>x</sub> způsobené teplotními výkyvy a nesymetrií při spalování ve spalovací komoře. Další možností k potlačení negativních vlivů na tvorbu NO<sub>x</sub> je provoz se sníženým přebytkem vzduchu. To umožní zvýšení účinnosti spalování a snížení produkce NO<sub>x</sub>. Nevýhodou však může být snížení stability hoření a vyšší produkce emisí CO [12].

K nejúčinnějším primárním opatřením patří recirkulace spalin, která významně redukuje obsah O<sub>2</sub> ve spalovací komoře. Použití tohoto opatření je nepostradatelné zejména při provozování energetického zdroje na „nízkých“ výkonech [8], [12].

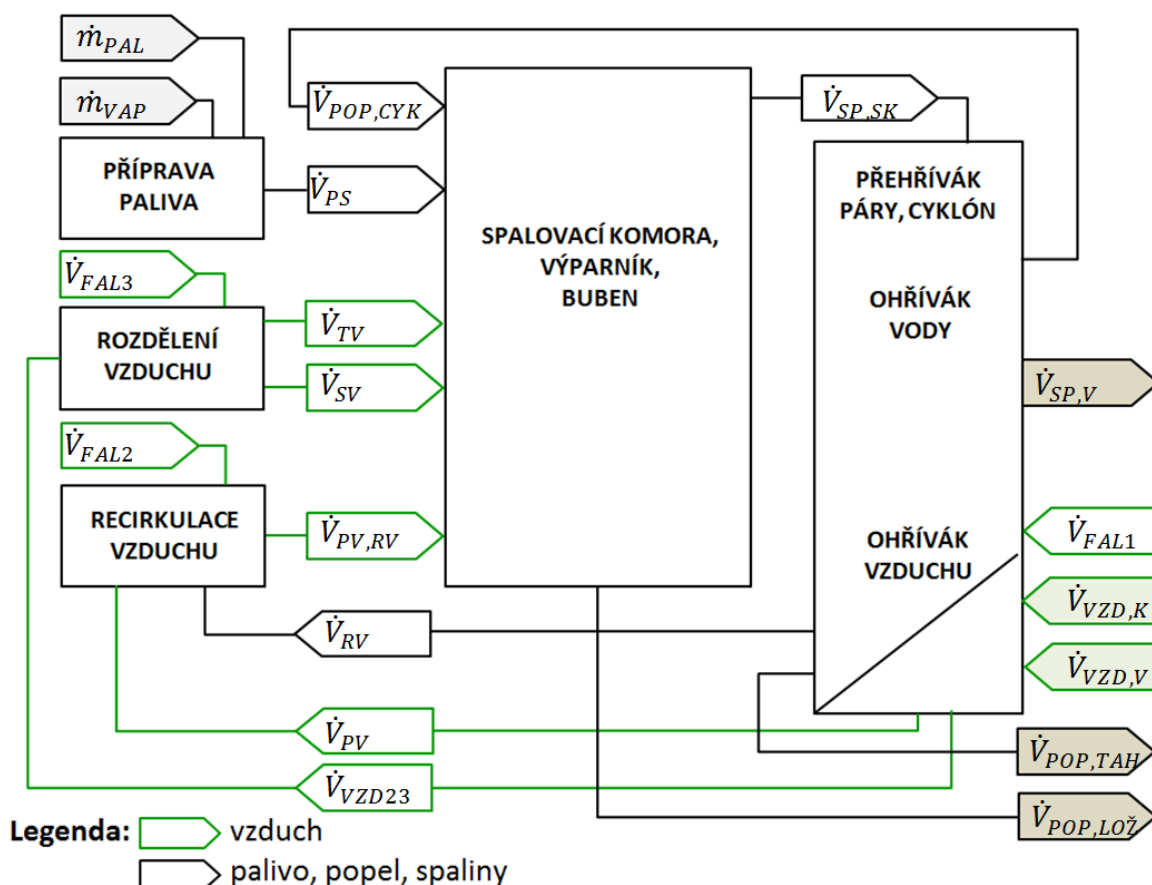
Činnost **recirkulační soustavy** však v současné době vykazuje mechanické nedostatky a tím **není možno docílit požadovaných parametrů k jeho provozování**.

### 3 BILANCE A MODELOVÁNÍ SPALOVÁNÍ

Použitá primární opatření a jejich vliv na snížení emisí oxidů dusíku lze podpořit matematickým popisem procesu spalování, jeho ověřením a následným využitím pro řízení spalování. Před tímto popisem je zde znázorněna hmotová bilance pro objasnění probíhajících látkových přesunů ve spalovací komoře.

#### 3.1 Hmotová bilance spalovací komory

Zjednodušené bilanční schéma modelu fluidního kotle je sestaveno na *Obrázek 8*, včetně základních technologických celků (bilančními uzly). Základní technologickou částí u bubnového kotle fluidního typu je spalovací komora, ve které probíhá hlavní část přeměny energií. K ní jsou následně připojeny navazující technologické celky. Na sestaveném bilančním schématu jsou přidružené technologické celky spojeny do jednoho bloku [12].



Obrázek 8 – Schéma hmotové bilance fluidního kotle [12], [30]

### Zápis bilance spalovací komory

Ve spalovací komoře se z přiváděného paliva uvolňuje energie a dochází k jejímu předání přes teplosměnné plochy do parní části výparníku. Pro emisní řízení spalování jsou zde popsány objemové a složkové bilance spalovací komory [12].

$$\frac{\dot{m}_{PAL}}{\rho_{pal}} + \frac{\dot{m}_{VAP}}{\rho_{vap}} + \dot{V}_{PV} + \dot{V}_{SV} + \dot{V}_{TV} + \dot{V}_{RV} + \dot{V}_{FAL2} + \dot{V}_{FAL3} + \dot{V}_{POP,CYK} = \quad (34)$$

$$= \dot{V}_{SP,SK} + \dot{V}_{POP,CYK} + \dot{V}_{POP,LOŽ}$$

kde	$\dot{m}_{PAL}$	je	hmotnostní tok paliva,
	$\dot{m}_{VAP}$		hmotnostní tok vápence,
	$\rho_{pal}$		hustota paliva,
	$\rho_{vap}$		hustota vápence,
	$\dot{V}_{PV}$		objemový tok primárního vzduchu,
	$\dot{V}_{SV}$		objemový tok sekundárního vzduchu,
	$\dot{V}_{TV}$		objemový tok terciálního vzduchu,
	$\dot{V}_{RV}$		objemový tok recirkulovaných spalin,
	$\dot{V}_{FAL2}$		objemový tok přísávaného falešného vzduchu do recirkulace,
	$\dot{V}_{FAL3}$		objemový tok přísávaného falešného vzduchu do rozdělení vzduchu,
	$\dot{V}_{SP,SK}$		objemový tok spalin na výstupu z ohniště včetně úletového popele,
	$\dot{V}_{POP,CYK}$		objemový tok cirkulujícího popele přes cyklóny,
	$\dot{V}_{POP,LOŽ}$		objemový tok ložového popela,

Zápisy vybraných objemových toků používaných dále v textu

$$\dot{V}_{PS} = \frac{\dot{m}_{PAL}}{\rho_{pal}} + \frac{\dot{m}_{VAP}}{\rho_{vap}} \quad (35)$$

$$\dot{V}_{FAL} = \dot{V}_{FAL2} + \dot{V}_{FAL3} \quad (36)$$

$$\dot{V}_{VZD} = \dot{V}_{PV,RV} + \dot{V}_{VZD23} + \dot{V}_{FAL} = \dot{V}_{PV} + \dot{V}_{SV} + \dot{V}_{TV} + \dot{V}_{FV} + \dot{V}_{FAL} \approx \dot{V}_{SP,SK} \quad (37)$$

kde	$\dot{V}_{PS}$	je	objemový tok palivové směsi,
	$\dot{V}_{FAL}$		objemový tok falešného vzduchu před spalovací komorou,
	$\dot{V}_{VZD}$		objemový tok všech vzduchů vstupujících do spalovací komory,
	$\dot{V}_{VZD23}$		objemový tok sekundárního a terciálního vzduchu,
	$\dot{V}_{PV,RV}$		objemový tok primárního vzduchu s recirkulovanými spalinami,



Význam dosud neuvedených bilančních toků

$\dot{V}_{VZD,K}$	objemový tok nasávaného vzduchu z prostoru kotelny,
$\dot{V}_{VZD,V}$	objemový tok nasávaného vzduchu z venkovního prostoru,
$\dot{V}_{FAL1}$	objemový tok přísávaného falešného vzduchu do ohřívačku,
$\dot{V}_{POP,LOŽ}$	objemový tok ložového popela,
$\dot{V}_{SP,V}$	objemový tok spalin na výstupu z 2. tahu,

Energie z přiváděného paliva je uvolňována ve spalovací komoře a následně dochází k jejímu předání přes teplosměnné plochy do výparníku. Tepelný tok paliva lze vyjádřit:

$$\dot{Q}_{PAL} = \dot{m}_{PAL} + Q_i^r \quad (38)$$

kde  $Q_i^r$  je výhřevnost paliva stanovená ze vztahu (4), [12].

### **Zápis bilance recirkulace vzduchu**

Recirkulované spaliny k chlazení fluidního lože jsou směřovány s primárním vzduchem v prostoru před vstupem primárního vzduchu do spalovací komory. Popis objemové bilance recirkulace spalin je popsán vztahem (39).

$$\dot{V}_{PV,RV} = \dot{V}_{PV} + \dot{V}_{RV} + \dot{V}_{FAL2} \quad (39)$$

### **Zápis bilance rozdělení sekundárního vzduchu na terciální**

Přívod sekundárního vzduchu je v prostoru před vstupem do spalovací komory rozdělován na sekundární a terciální. Popis objemové bilance rozdělení je dán vztahem (40).

$$\dot{V}_{VZD23} + \dot{V}_{FAL3} = \dot{V}_{SV} + \dot{V}_{TV} \quad (40)$$

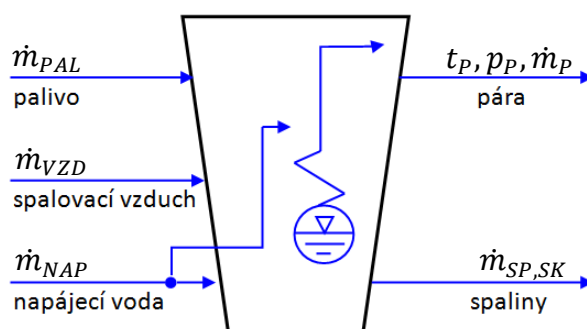
## **3.2 Matematický model energetického zdroje**

Tepelný zdroj je typickým příkladem vícerozměrové regulované soustavy se složitou strukturou vnitřních vazeb. Jeho celkový matematicko-fyzikální popis je sestaven na základě tepelných a hmotových bilancí. U tepelných bilancí musí být součet všech tepelných toků v systému roven nule. Dynamické změny přírůstku nebo úbytku tepelné energie v průběhu spalování vyžadují vyrovnávání vzájemných součtů tepelných toků s dynamikou změn v soustavě naakumulované tepelné energie [31], [32].

Některé vztahy mezi parametry vstupů a výstupů kotle jsou popisovány také pomocí empirických relací. Tepelné ztráty jsou v bilancích technologických celků kotle zanedbány [12], [30].

### Sestavení přenosové matice

Obrázek 9 představuje zjednodušené technologické schéma bubnového kotle, kde jsou znázorněny jen hlavní působící veličiny. Na ty pak také působí nevlastní akční veličiny uvedené v matici  $G_S^+(s)$  a to regulací několika vzájemně nezávislých jednorozměrných regulačních obvodů [12], [31].

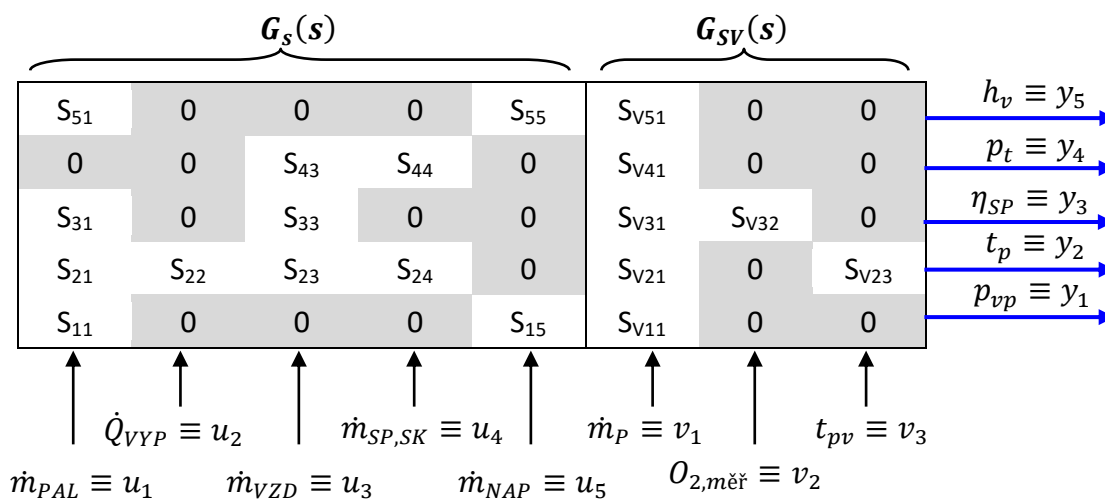


Obrázek 9 – Technologické schéma bubnového kotle [12], [31]

Přenosová matice vícerozměrové regulační soustavy  $G_S^+(s)$  (bubnového parního kotle) lze vyjádřit vztahem (41).

$$G_S^+(s) = [G_S(s) ; G_{SV}(s)] \quad (41)$$

kde  $G_S(s)$  představuje přenosovou matici akčních veličin a  $G_{SV}(s)$  je přenosová matice poruchových veličin.



Obrázek 10 – Celková přenosová matice kotle [12], [31]

Vytvoření vektoru **regulovaných veličin**  $y(t)$

$$y(t) = (p_{vp}, t_p, \eta_{SP}, p_t, h_v) \quad (42)$$

kde jednotlivé prvky značí:

- $p_{vp}$  - tlak páry na výstupu kotle,
- $t_p$  - teplota přehřáté páry,
- $\eta_{SP}$  - hospodárnost spalovacího procesu,
- $p_t$  - podtlak ve spalovací komoře,
- $h_v$  - výška hladiny v bubnu.

Vytvoření vektoru **akčních veličin**  $u(t)$

$$u(t) = (\dot{m}_{PAL}, \dot{Q}_{VYP}, \dot{m}_{VZD}, \dot{m}_{SP,SK}, \dot{m}_{NAP}) \quad (43)$$

kde jednotlivé prvky značí:

- $\dot{m}_{PAL}$  - hmotnostní tok paliva,
- $\dot{Q}_{VYP}$  - teplo přivedené z výparníku do přehříváku,
- $\dot{m}_{VZD}$  - hmotnostní tok spalovacího vzduchu,
- $\dot{m}_{SP,SK}$  - hmotnostní tok spalin,
- $\dot{m}_{NAP}$  - hmotnostní tok napájecí vody.

Vytvoření vektoru **poruchových veličin**  $v(t)$

$$v(t) = (\dot{m}_p, O_{2,měř}, t_{pv}) \quad (44)$$

kde jednotlivé prvky značí:

- $\dot{m}_p$  - hmotnostní tok přehřáté páry,
- $O_{2,měř}$  - obsah kyslíku ve spalinách,
- $t_{pv}$  - teplota páry před vstřikem.

Podle příkladu uvedeného na *Obrázek 9* je vhodné pro řízení použít zjednodušený vícerozměrný regulační obvod s paralelně pracujícími jednorozměrovými rozvětvenými regulačními obvody (JRRO). Tyto JRRO využívají především rozvětvení typu

- s pomocnou akční veličinou
- s pomocnou regulovanou veličinou
- s jednou nebo dvěma (i více) poruchami

**Regulované veličiny** každého samostatného JRRO pak tvoří jednotlivé prvky z vektoru regulovaných veličin dle vztahu (42). Tím lze jednotlivé řádky celkové přenosové matice

$G_S^+(s)$  považovat za dílčí jedno-rozměrové regulované soustavy s alternativními signály pro rozvětvení.

Pro nevýznamné prvky nevlastních akčních veličin matice  $G_S(s)$  je použito na

*Obrázek 10* v jednotlivých řádcích jejich nahrazení 0. Významné prvky působení nevlastních akčních veličin matice  $G_S^+(s)$  jsou zahrnuty do regulace prostřednictvím rozvětvení JRRO [12],[31].

### 3.3 Faktory ovlivňující model koncentrace NOx ve spalínách

Při výrobě tepelné či elektrické energie v kotlích spalujících fosilní paliva lze pro řízení spalování použít různé modely řízení. Jedním z kritérií řízení může být pro tyto modely i optimalizace emisí znečišťujících plyných látek vytvářených při spalování, jako jsou NOx.

Máme-li k dispozici zkoumanou soustavu (kotel), nebo naměřená data z provozních stavů od času  $t_H$  do času  $t_K$ , lze náhodnou veličinu (koncentraci NOx ve spalínách) definovat jako neznámou a podle toho zvolit přístup k identifikaci.

Při stanovení struktury složitosti a přesnosti modelu je nutné uvažovat také ekonomické aspekty. Čím přesnější a složitější bude model, tím více porostou náklady na experimentální ověřování, na množství použitých přístrojů, na metody zpracování experimentálních údajů, což se v konečné bilanci promítne do ceny modelu soustavy [30].

Pro modelování a řízení koncentrace NOx ve spalínách je vhodné zahrnout jen ty veličiny, na kterých nejvíce závisí tvorba emisí NOx. Tyto veličiny popisuje *Tabulka 7*.

*Tabulka 7: Parametry ovlivňující model koncentrace NOx ve spalínách [12], [30].*

Parametr	Popis	Jedn.
$\dot{m}_p$	Hmotnostní tok páry na výstupu z kotle – parní výkon	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{PAL}$	Hmotnostní tok paliva do kotle	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{VZD}$	Hmotnostní tok spalovacího vzduchu – celkového	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{PV}$	Hmotnostní tok primárního vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{SV}$	Hmotnostní tok sekundárního vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{TV}$	Hmotnostní tok terciálního vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{RV}$	Hmotnostní tok recirkulovaného vzduchu	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$

Význam jednotlivých parametrů a jejich vliv na intenzitu tvorby tvorba emisí NOx ve spalínách je uveden níže [30].

**Hmotnostní tok páry na výstupu z kotle** (tzv. parní výkon) –  $\dot{m}_p$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Parametr udává aktuální informaci o množství tepla produkovaného kotlem a předávaném páře. Za předpokladu neměnné výhřevnosti paliva  $Q_i^r$  odráží tento parametr informaci o množství energie v hořlavině  $\dot{m}_{PAL}^{daf}$  přiváděné palivem do kotle. Důvodem je, že se parametry páry a napájecí vody (teplota a tlak) na vstupu a výstupu téměř neměnné

**Hmotnostní tok paliva do kotle** –  $\dot{m}_{PAL}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr zpřesňuje informaci o dodané energii v palivu do kotle. V místech, kde je přiváděno do kotle více paliva v poměru ke vzduchu, je adekvátně tomu zvýšená tvorba CO.

**Otáčky podavače paliva** –  $n_{PAL}$  [ot·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr určuje rychlost dopravovaného paliva do spalovací komory.

**Hmotnostní tok nasávaného vzduchu** –  $\dot{m}_{VZD}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr udává celkové množství přiváděného vzduchu a určuje přebytek vzduchu  $\alpha$  ve spalovací komoře. Čím je přebytek vzduchu vyšší, tím intenzivněji se tvoří nežádoucí emise NOx a naopak tím méně se tvoří nežádoucí emise CO.

**Hmotnostní tok primárního vzduchu** –  $\dot{m}_{PV}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr udává míru okysličení jádra fluidního lože. Tvorba nežádoucích emisí NOx se zvyšuje s rostoucím hmotnostním tokem primárního vzduchu.

**Hmotnostní tok recirkulačního vzduchu** –  $\dot{m}_{RV}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr stejně jako hmotnostní tok primárního vzduchu určuje míru okysličení fluidního lože. Oproti ostatním spalovacím vzduchům má však recirkulační vzduch nízkou koncentraci kyslíku a tím snižuje intenzitu tvorby nežádoucích plynných látek NOx. Důležitou úlohou recirkulačního vzduchu je ochlazování fluidního lože.

**Hmotnostní tok sekundárního vzduchu** –  $\dot{m}_{SV}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr udává míru přebytku vzduchu v oblasti nad fluidní ložem. Obdobně jako u ostatních spalovacích vzduchů může zvyšovat tvorbu emisí NOx.

**Hmotnostní tok terciálního vzduchu** –  $\dot{m}_{TV}$  [kg·s<sup>-1</sup>]. Tento parametr určuje míru přebytku vzduchu v oblasti dohořívání nedopalu ve spalovací komoře. Obdobně jako u ostatních spalovacích vzduchů ovlivňuje tvorbu emisí NOx.

## 4 MODELÝ ŘÍZENÍ PROCESŮ

Řízení procesu spalování je v současné době řešeno především pomocí pevně nastavených závislostí při regulaci parního výkonu kotle. Parametry žádaných hodnot akčních členů jsou z předpokládaných závislostí a funkcí odladěny převážně empiricky nebo ze zkušeností s manuálním řízením. Takový způsob řízení neumožňuje optimalizaci parametrů regulátoru vyplývajících z primárních opatření ve vazbě na proměnné fyzikální a chemické podmínky. Nedostatečná kvalita řízení se projevuje zejména nesouměrným spalováním uhlí ve spalovací komoře. Důsledkem pak jsou nesouměrná teplotní pole a tím i koncentrační pole  $O_2$  a  $CO$  po výšce spalovacího prostoru, která mají vliv mimo jiné na zvýšené koncentrace oxidů dusíku [8], [30].

Pro provozovatele je z ekonomického hlediska výhodnější maximalizovat možnosti primárních opatření a jen v nezbytně nutném rozsahu využívat sekundární opatření. K dosažení tohoto cíle vede správná optimalizace procesu spalování, která nevyžaduje dodatečné konstrukční úpravy [12].

### 4.1 Typy experimentálních modelů procesu

Modelování procesu pomocí matematicko-fyzikální analýzy je pro velké tepelné zdroje spalující fosilní paliva velmi složitý problém. Samotné modelování je rozsáhlé spektrum možností, bohaté na mnoho známých metod, založených na různých principech. Mezi tyto principy patří modelování fyzikálních systémů s aplikováním základních fyzikálních zákonů. Rozborem dostupných metod a jejich řešením se zabývá mnoho specialistů a jejich týmů. Díky tomu se popisují nové způsoby přístupu k pravděpodobnostnímu modelování [33], [34].

#### Model reálných systémů

Předpokladem pro správné odvození základních typů modelů je splnění následujících předpokladů. Lineárnost objektu, signály vstupů, výstupů i poruch jsou stacionární, měření výstupních signálů je se zanedbatelnou chybou.

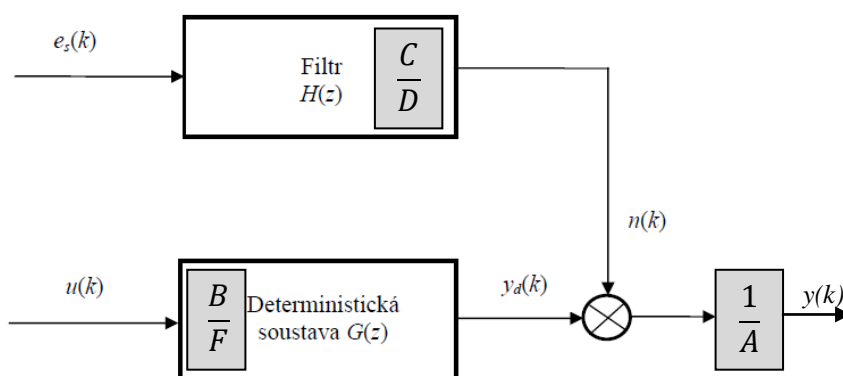
Základní typy experimentálních modelů pro stochastické procesy lze odvodit z blokového schématu uvedeného na *Obrázek 11*. Diskrétní přenosové funkce obecného stochastického procesu se skládají z modelu stochastického objektu  $G(z)$  a z filtru  $H(z)$  zahrnujícího obecné náhodné veličiny  $n(k)$  a bílý šum  $e_s(k)$ . V následujícím zápisu (45) jsou uvedeny tyto přenosy jako podíly dvou polynomů [34].

$$G(z) = \frac{B(z^{-1})}{A(z^{-1})F(z^{-1})} ; \quad H(z) = \frac{C(z^{-1})}{A(z^{-1})D(z^{-1})} \quad (45)$$

Zápis přenosů (45) do tvaru rovnice stochastického obecného lineárního modelu [34]

$$y(k) = \frac{B(q)}{A(q)F(q)}u(k) + \frac{C(q)}{A(q)D(q)}e_s(k) \quad (46)$$

Kde  $A(q)$ ;  $B(q)$ ;  $C(q)$ ;  $D(q)$ ;  $F(q)$  jsou jednotlivé polynomy  $n$ -tého řádu a  $y(k)$ ,  $u(k)$  jsou výstupní a vstupní signály. Bílý šum  $e_s$  má nulovou střední hodnotu a konstantní rozptyl [35].



Obrázek 11 – Schéma obecného stochastického modelu [34].

Z modelu uvedeného ve vztahu (46) lze postupným zjednodušováním odvodit všechny lineární modely. Základní modely jsou uvedeny v Tabulka 8.

Tabulka 8: Základní typy stochastických modelů [34].

Model	Podmínky	Zápis
ARX	$C = D = F = 1$	$y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{1}{A(q)}e_s(k)$
ARMAX	$D = F = 1$	$y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{C(q)}{A(q)}e_s(k)$
ARIMAX	$D = (1 - q);$ $F = 1$	$y(k) = \frac{B(q)}{A(q)}u(k) + \frac{C(q)}{A(q)(1 - q)}e_s(k)$
OE	$A = C = D = 1$	$y(k) = \frac{B(q)}{F(q)}u(k) + e_s(k)$

Mezi nejvíce používané modely patří ARX a ARMAX. V následujících příkladech jsou uvedeny tyto modely s předpokladem **druhého řádu**.

#### 4.1.1 Metoda s modelem ARX

U modelu ARX značí AR autoregresní část  $A(q^{-1})y(k)$  a X značí část s externím vstupem  $B(q^{-1})u(k)$ . Zjednodušený zápis je uveden v *Tabulka 8*. Vektor parametrů a vektor dat má zápis [36]

$$\Theta^T(k) = [a_1 \quad a_2 \quad b_1 \quad b_2] \quad (47)$$

$$\Phi^T(k) = [-y(k-1) \quad -y(k-2) \quad u(k-1) \quad u(k-2)] \quad (48)$$

Pro variantu modelu ARX s měřenou poruchovou veličinou působící na výstup je rovnice ve tvaru [36]

$$A(z^{-1})y(k) = B(z^{-1})u(k) + P(z^{-1})v(k) + e_s(k) \quad (49)$$

Model předpokládá pro identifikaci pouze vliv náhodného bílého šumu na výstup.

#### 4.1.2 Metoda s modelem ARMAX

U modelu ARMAX je vliv náhodných poruchových veličin uvažován i s jejich přenosovou funkcí. Zjednodušený zápis je uveden v *Tabulka 8*. Vektor parametrů a vektor dat má zápis [36]

$$\Theta^T(k) = [a_1 \quad a_2 \quad b_1 \quad b_2 \quad c_1 \quad c_2] \quad (50)$$

$$\Phi^T(k) = [-y(k-1) \quad -y(k-2) \quad u(k-1) \quad u(k-2) \quad e_s(k-1) \quad e_s(k-2)] \quad (51)$$

Zde získáme model odhadu soustavy i model poruchy jako součást identifikace soustavy.

### 4.2 Identifikace systému

Tvar přenosu regulované soustavy (řízeného systému) není většinou znám předem, proto jej musíme nejprve určit např. **analýzou**, aby bylo možné následně provést **syntézu** regulačního obvodu. Identifikace provedená tímto způsobem bývá označována jako experimentální a vyšetřuje dynamické vlastnosti systému z reálného objektu. Nevyžadují znalost struktury a ani popis procesů, ale jsou náročné na přístrojové vybavení [37].

Identifikace přechodové charakteristiky je provedena z naměřených hodnot. Hodnoty jsou měřeny při skokové změně vstupní veličiny z ustáleného stavu. Výsledný průběh výstupní veličiny je přepočítán na jednotkovou změnu vstupní veličiny a případně odfiltrován od zkreslujících šumů [38].



Možným způsobem pro získání parametrů regulované soustavy je aproximace přechodové charakteristiky řízeného systému vhodným modelem. Metod a způsobů k určování parametrů soustav existuje mnoho. Zde je uvedena základní klasifikace těchto metod [34].

- **Metoda graficko-numerická** (početní) – z odměřených bodů na přechodové charakteristice jsou pomocí známých vztahů a koeficientů získávány parametry regulované soustavy.
- **Metody analytické** – používají matematicko-fyzikální analýzu objektu a využívají údaje konstrukčně – technologické. Podle chemický či jiných zákonů (fyzikálních apod.) matematicky popisují probíhající jevy.
- **Metody experimentální** – využívají údaje o systému získané během jeho pozorování a experimentování s ním. Výsledný vnější popis je získán matematickým rozбором vstupních a výstupních veličin.
- **Metody deterministické** – patří k nejstarším metodám a slouží k základní parametrizaci modelů. Využívají standardní testovací signály a jsou aplikovatelné na lineární a linearizované časově neproměnlivé objekty.
- **Metody stochastické** – využívají pouze údaje získané provozním měřením a k identifikaci systému používají testovací signály přidané k provozním signálům. Na základě většího objemu výpočtů z naměřených dat vyžadují použití výpočetní techniky. Dále se dělí na dvě skupiny, a to na korelační a regresní metody.
- **Metody pravděpodobnostní** – jedná se o podskupinu stochastických metod.

Dále jsou uvedeny modely identifikace uvažované pro použití v praktické části této práce. Následně vybraný způsobu identifikace by měl být schopen s dostatečnou výpočtovou náročností vyhodnotit model regulované soustavy.

#### 4.2.1 Způsoby identifikace při odhadu parametrů ARX modelu

Pro identifikaci ARX modelu regulované soustavy jsem zvolil regresní způsob hledání parametrů přenosu. Jedná se o stochastickou regresní metodu založenou na odhadu nejmenších čtverců, nebo-li metoda hledání nejmenší chyby v odhadu rovnice. Použití regresních metod je vhodné při analyzování objektu na základě vyšetřování statických a dynamických vztahů mezi měřenými veličinami [34].

#### 4.2.2 Jednorázová metoda nejmenších čtverců (MNC)

Jedná se o regresní stochastickou metodu identifikace odhadu parametrů modelu. Lze ji využít, pokud máme odměřen dostatečný počet vstupních a výstupních dat. Pokud jsou stupně obou polynomů rovny  $n$ , platí [34], [39]

$$A(z^{-1})y = A(z^{-1})u + e_r \quad (52)$$

kde  $e_r$  je neměřitelná náhodná složka. Zápis regresního modelu ARX ve vektorové formě:

$$y(k) = \theta^T \Phi(k-1) + e_r(k) \quad (53)$$

kde tvar vektoru parametrů a tvar vektoru dat jsou zapsány

$$\theta^T = [a_1, a_2, \dots, a_n, b_1, b_2, \dots, b_n] \quad (54)$$

$$\Phi^T(k-1) = \begin{bmatrix} -y(k-1), -y(k-1), \dots, -y(k-n), u(k-1), \\ u(k-2), \dots, u(k-n) \end{bmatrix} \quad (55)$$

Maticovou rovnici dostaneme při postupným dosazováním naměřených dat do regresivního modelu.

$$\mathbf{y} = \mathbf{F}\theta^T + \mathbf{e} \quad (56)$$

Kde pro matici  $\mathbf{F}$  o rozměru  $(N-n, 2n)$  platí tvar

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} -y(n) & -y(n-1) & \dots & -y(1) & u(n) & u(n-1) & \dots & u(1) \\ -y(n+1) & -y(n) & \dots & -y(2) & u(n+1) & u(n) & \dots & u(2) \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -y(N-1) & -y(N-2) & \dots & -y(N-n) & u(N-1) & u(N-2) & \dots & u(N-n) \end{bmatrix} \quad (57)$$

a pro vektor  $\mathbf{y}$  o rozměru  $(N-n)$  platí tvar

$$\mathbf{y}^T = [y(n+1), y(n+2), \dots, y(N)] \quad (58)$$

kde  $N$  je počet naměřených vstupních a výstupních hodnot.

Ze vztahu (107) pak můžeme určit chybu. Zápis stříšky nad jednotlivými veličinami udává, že se jedná o odhad

$$\hat{\mathbf{e}} = \mathbf{y} - \mathbf{F}\hat{\theta} \quad (59)$$

a zavedeme kritérium

$$J_R = \hat{\mathbf{e}}^T \hat{\mathbf{e}} \quad (60)$$

K získání minima dojdeme, pokud první derivaci rovnice (60) podle vektoru parametrů položíme rovnu 0, tj.

$$\left. \frac{\partial J}{\partial \theta} \right|_{\theta = \hat{\theta}} = 0 \quad (61)$$

Následně pro odhad parametrů modelu metodou nejmenších čtverců dostaneme ve tvaru

$$\hat{\theta} = (F^T F)^{-1} F^T y \quad (62)$$

S použitím tohoto tvaru (62) pak dostaneme jednorázový výpočet odhadů parametrů modelu procesu při využití  $N$  naměřených dat [34], [39].

#### 4.2.3 Rekurzivní metoda nejmenších čtverců (RLS)

Pro předchozí metodu je charakteristické tzv. dávkové zpracování naměřených dat vedoucí na jednorázový způsob identifikace. Po naměření dat v předem určeném rozsahu se tyto použijí pro výpočet odhadů neznámých parametrů. V případě dalšího experimentu a nových naměřených údajů opakujeme znovu všechny výpočty v plném rozsahu.

Důležitý význam proto mají rekurzivní algoritmy vhodné pro metody identifikace v reálném čase tj. metody **průběžné identifikace**. U rekurzivních metod se používají nově naměřené hodnoty pouze pro opravu (korekci) původních odhadů.

Tato metoda má celou řadu modifikací, které zlepšují její numerickou stabilitu. Jestliže použijeme  $k-1$  měření, můžeme modifikovat vztah (62) na tvar [34], [39].

$$\hat{\theta}(k-1) = (F_{k-1}^T F_{k-1})^{-1} F_{k-1}^T y(k-1) \quad (63)$$

kde pro transponovaný vektor výstupních veličin v časovém intervalu  $(1, k-1)$  platí

$$y(k-1)^T = [y(n+1), y(n+2), \dots, y(k-1)] \quad (64)$$

$\hat{\theta}(k-1)$  je optimální odhad vypočítaný na základě  $k-1$  pozorování a  $\hat{\theta}(k)$  je zpřesnění předchozího odhadu na základě  $k$ -tého měření.

$$\hat{\theta}^T = [\hat{\theta}_1(k-1), \hat{\theta}_2(k-1), \dots, \hat{\theta}_r(k-1)] \quad (65)$$

Matice  $F_{k-1}$  je modifikace matice  $F$  pro  $k-1$  pozorování. Každé následné  $k$ -té pozorování, označíme

$$y(k) = \begin{bmatrix} y(k-1) \\ y(k) \end{bmatrix} \quad (66)$$

Následně můžeme matici  $F_k$  zapsat ve tvaru

$$y(k) = \begin{bmatrix} F_{k-1} \\ \Phi^T(k) \end{bmatrix} \quad (67)$$

a potom platí

$$y(k) = \hat{\theta}^T(k) \Phi^T(k-1) + e(k) \quad (68)$$

Kovarianční matice  $C(k-1)$  je definována jako

$$C(k-1) = (F_{k-1}^T F_{k-1})^{-1} \quad (69)$$

Kovarianční matice má na diagonále rozptyly jednotlivých měřených veličin. Potom zápis kovarianční matice pro  $k$  měření je [39]

$$\begin{aligned} C(k) &= (F_k^T F_k)^{-1} = \begin{bmatrix} F_{k-1}^T & \Phi(k-1) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{k-1} \\ \Phi^T(k-1) \end{bmatrix}^{-1} = \\ &= [F_{k-1}^T F_{k-1} + \Phi(k-1) \Phi^T(k-1)]^{-1} = [C^{-1}(k-1) + \Phi(k-1) \Phi^T(k-1)]^{-1} = \\ &= C(k-1) - (1 + \Phi^T(k-1) C(k-1) \Phi(k-1))^{-1} C(k-1) \Phi(k-1) \Phi^T(k-1) C(k-1) \end{aligned} \quad (70)$$

Na základě  $k$  měření bude potom pro optimální odhad platit

$$\begin{aligned} \hat{\theta}(k) &= (F_k^T F_k)^{-1} F_k^T y(k) = C(k) [F_{k-1}^T \quad \Phi(k-1)] \begin{bmatrix} y(k-1) \\ y(k) \end{bmatrix} = \\ &= C(k) (F_{k-1}^T y(k-1) + \Phi(k-1) y(k)) \end{aligned} \quad (71)$$

Pro odhad na základě  $k-1$  měření tedy platí

$$\hat{\theta}(k-1) = C(k-1) F_{k-1}^T y(k-1) \quad (72)$$

Konečný vztah pro aktualizaci odhadu parametrů na základě odhadů z předchozího kroku a  $k$ -tého měření dostáváme po dosazení a úpravě tento [34], [39].

$$\hat{\theta}(k) = \hat{\theta}(k-1) + \frac{C(k-1)}{1 + \Phi^T(k-1) C(k-1) \Phi(k-1)} (y(k) - \hat{\theta}^T(k-1) \Phi(k-1)) \quad (73)$$

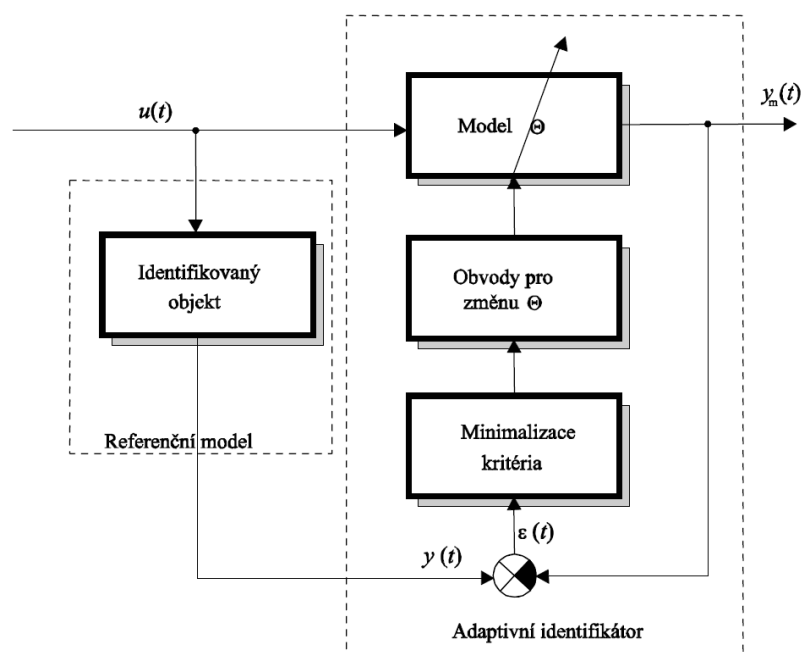
Ze vztahu je také aktualizována kovarianční matice

$$C(k) = C(k-1) - \frac{C(k-1) \Phi^T(k-1) \Phi(k-1) C(k-1)}{1 + \Phi^T(k-1) C(k-1) \Phi(k-1)} \quad (74)$$

#### 4.2.4 Rekurzivní metoda identifikace v adaptivní soustavě

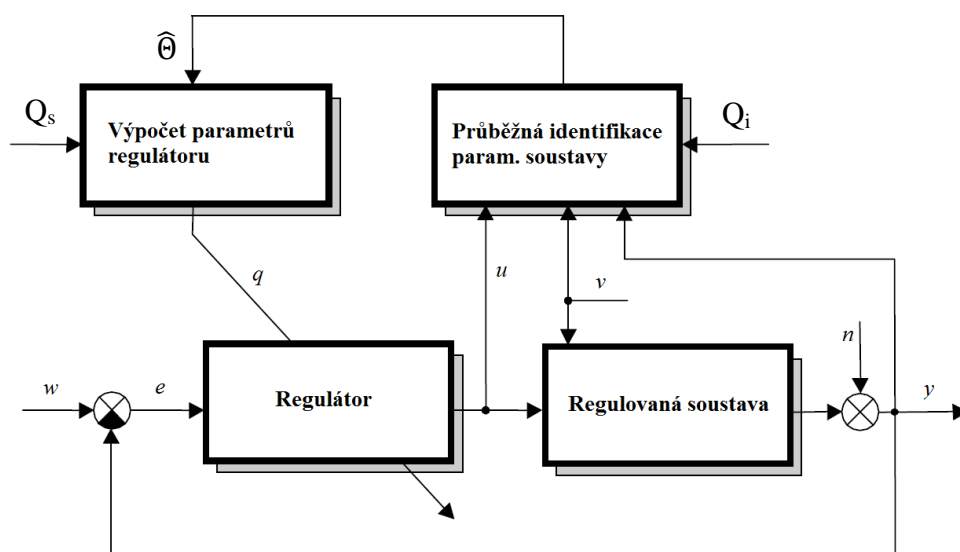
Pro identifikaci regulované soustavy lze také využít algoritmy identifikace s nastavitelným (adaptivním) modelem. Cílem tohoto způsobu identifikace je automatické přizpůsobování

parametrů modelu tak, aby se co nejméně lišilo výsledné chování tohoto modelu se skutečným objektem díky vhodné zvolené účelové funkci. Má-li model dynamického procesu v čase proměnlivé parametry je vhodné použít k identifikaci **rekurzivní metody** [34]. Schéma adaptivního modelu pro identifikaci je uvedeno na *Obrázek 12*.



Obrázek 12 – Schéma adaptivního modelu pro identifikaci systému [39].

Mezi adaptivní modely regulátorů patří samočinně se nastavující regulátory (STC). Tyto regulátory jsou založeny již na průběžné identifikaci odhadů proměnlivých parametrů modelu procesu [37].



Obrázek 13 – Schéma samočinně se nastavujícího regulátoru – explicitní [39].

STC regulátory používají nejčastěji pro své online identifikace metody nejmenších čtverců (RLS) a neuronové identifikační sítě. Obě metody nabízí výpočetně méně náročné rekurzivní tvary, kde parametry modelu jsou v každém kroku zpřesňovány rekurzivním výpočtem [36]. Princip tohoto regulátoru je znázorněn na *Obrázek 13* kde parametr  $Q_s$  udává kritérium syntézy, parametr  $Q_i$  udává kritérium identifikace a  $\hat{\Theta}$  je odhad parametrů modelu. Výsledkem správného identifikačního procesu je tedy získat maximálně věrohodný model reprezentující chování procesu, což se vyjadřuje pomocí hodnoty  $\hat{e}(k)$  vyjadřující rozdíl mezi výstupem ze skutečné soustavy v čase  $k$  a vypočteným predikovaným výstupem modelu.

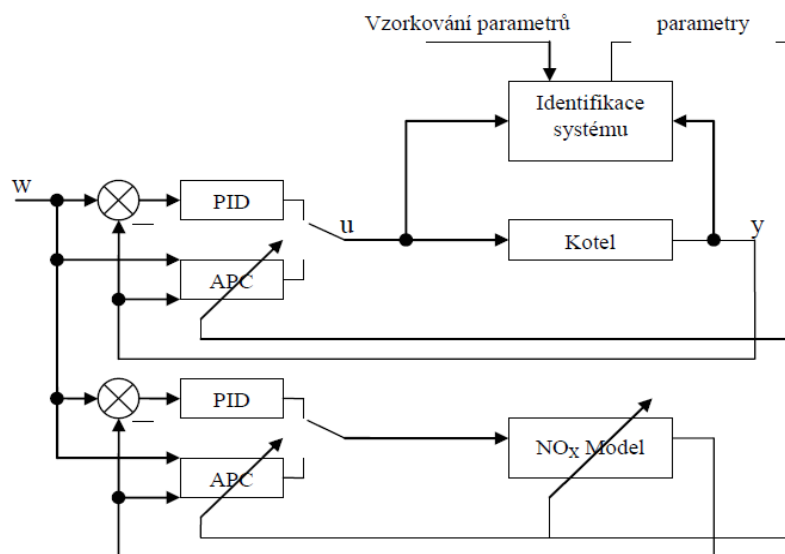
#### 4.2.5 Rekurzivní metoda identifikace u prediktivního řízení

Základním účelem prediktivního řízení je predikce budoucího chování modelované soustavy, nalezení vektoru odchylek predikovaného chování od požadovaného chování. Pomocí vhodně voleného vektoru budoucích akčních zásahů minimalizovat normy vektoru odchylek [30], [40].

Model emisí NO<sub>x</sub> je tvořen jako stochastický ARX model se strukturou:

$$y_t = \theta_t \Phi_{t-1} \quad (75)$$

jehož parametry  $\theta_t$  jsou variabilní a mohou být během adaptace modifikovány, přičemž  $\Phi_{t-1}$  je vektor minulých vstupů a výstupů.



Obrázek 14 – Zapojení regulátoru pro prediktivní řízení APC (adaptive predictive control) s možností přepnutí na PID řízení[30]

#### 4.2.6 Pravděpodobnostní model koncentrace NOx ve spalínách

Při pravděpodobnostním přístupu k identifikaci jsou neznámé veličiny považovány za veličiny náhodné, což lze využít i ve vztahu ke koncentraci NOx ve spalínách v čase  $t$  jako k náhodné veličině  $\gamma_t$ . Kritériem řízení může být optimalizace tvorby emisí NOx.

Máme-li k dispozici zkoumanou soustavu (kotel), nebo naměřená data z provozních stavů od času  $t_H$  do času  $t_K$ , lze náhodnou veličinu (koncentraci NOx ve spalínách)  $\gamma_t$  zapsat pomocí podmíněné pravděpodobnosti [30], [41].

$$p(\gamma_t | \mathbf{Z}_t), \quad t = t_H + 1, t_H + 2, \dots, t_K \quad (76)$$

Kde  $\mathbf{Z}_t$  je regresní vektor,  $t_H$  je časový horizont. Tento horizont určuje rozsah dat, jež musíme znát, aby bylo možné s dostatečnou přesností určit podmíněné pravděpodobnosti (76). Známe-li vstupní a výstupní data mezi časy  $t_H$  a  $t_K$ , můžeme určit rozdělení podmíněné pravděpodobnosti pro náhodné veličiny  $\gamma_t$ . Ze struktury regresního vektoru  $\mathbf{Z}_t$  (počet prvků, obsah minulých hodnot parametrů) pak vyplývá složitost pravděpodobnostního modelu [30].

O pravděpodobnostní model **dynamický** se jedná tehdy, pokud regresní vektor obsahuje i minulé hodnoty vstupů a výstupů. Tzn., že obsahuje současný vektor vstupů  $U_t$ , ale i posloupnost minulých vektorů ze vstupů i výstupů  $D^{t-1}$ .

O pravděpodobnostní model **statický** se jedná tehdy, pokud regresní vektor obsahuje pouze vektor současných vstupů  $U_t$  [30].

Je-li z důvodu např. syntézy řízení nutné v čase  $t$  na základě známé podmíněné pravděpodobnosti odhadnout hodnotu koncentrace NOx ve spalínách, lze jako nejlepší odhad náhodné veličiny v čase  $t$  využít střední hodnotu. Střední hodnotu náhodné veličiny  $\gamma_t$  můžeme určit buď pomocí **pravděpodobnostního** postupu [30]

$$E[\gamma_t] = \sum_{\gamma \in S_\gamma} \gamma \cdot p(\gamma) \quad (77)$$

kde  $S_\gamma$  je množina možných hodnot náhodné veličiny  $\gamma_t$ , nebo pomocí **statistického** postupu jako limitu [30]

$$E[\gamma_t] = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \gamma_i \quad (78)$$

kde  $N$  je počet pozorovaných hodnot náhodné veličiny  $\gamma_t$ .

V praxi je však získání neomezeně mnoho nezávislých datových vzorků náhodné veličiny nemožné, lze využít pro odhad střední hodnoty  $E[\underline{\gamma}_t]$  průměr z  $N$  naměřených vzorků [30].

$$\overline{\gamma}_t = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \gamma_i \quad (79)$$

Obecný vztah odhadu střední hodnoty náhodné veličiny  $\underline{\gamma}_t$  a pro datový vzorek  $N$ , lze při praktické aplikaci výpočtu s využitím minulého datového vzorku  $N-1$  pozorovávaného v čase  $t-1$  [30], [41] lze zapsat takto.

$$\begin{aligned} \overline{\gamma}_t &= \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \gamma_i = \frac{1}{N} \left( \sum_{i=1}^{N-1} \gamma_i + \gamma_N \right) = \frac{1}{N} \left( \left( \sum_{i=1}^{N-1} \gamma_i \right) \frac{N-1}{N-1} + \gamma_N \right) = \\ &= \frac{1}{N} \left( \left( \frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^{N-1} \gamma_i \right) (N-1) + \gamma_N \right) = \frac{1}{N} (\overline{\gamma}_{t-1} \cdot (N-1) + \gamma_N) \end{aligned} \quad (80)$$

#### 4.2.7 Volba způsobu identifikace

##### Volba řádu modelu

Volba řádu identifikovaného modelu je důležitou součástí správné funkce STC regulátoru.

V této práci jsem použil model **druhého řádu**, který dostatečně zjednodušuje model řízení.

$$G_m(z) = \frac{Y(z)}{U(z)} = Z \left\{ L^{-1} \left\{ \frac{K}{(T_1 p + 1)(T_2 p + 1)} \right\} \right\} = \frac{b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} \quad (81)$$

##### Volba parametrického typu modelu

Dynamický systém lze obecně popsat jako funkce všech jeho vstupů, výstupů a poruch, které na něj působí.

$$\begin{aligned} y(k) &= f \left[ \begin{array}{c} y(k-1), y(k-2), \dots, y(k-na), u(k-1), u(k-2), \dots, u(k-nb), \\ v(k-1), v(k-2), \dots, v(k-nc) \end{array} \right] + \\ &\quad + n(k) \end{aligned} \quad (82)$$

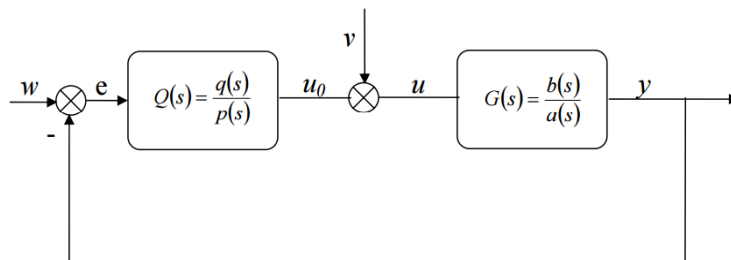
kde  $y(k)$  je hodnota výstupní veličiny v  $k$ -tém okamžiku vzorkování. Problém takového vyjádření je ve specifikaci.



### 4.3 Struktura a konfigurace systému řízení

#### 4.3.1 1 DOF

Konfigurace systému řízení 1DOF (One-Degree-Of-Freedom) je konfigurace se zpětnovazebním regulátorem [42].



Obrázek 15 – 1DOF regulátor

kde  $G$  – přenos soustavy,  $Q$  – přenos regulátoru,  $w$  – žádaná hodnota,  $v$  – porucha.

$$G(s) = \frac{a(s)}{b(s)}; Q(s) = \frac{q(s)}{p(s)} \quad (83)$$

Základní požadavky na vlastnosti a chování systému řízení jsou [42]:

- **Stabilita systému řízení**

Uvedený systém řízení je stabilní tehdy, pokud polynomy  $q$  a  $p$  v přenosu zpětnovazebního regulátoru jsou řešením polynomiální (diofantické) rovnice

$$d(s) = a(s)p(s) + b(s)q(s) \quad (84)$$

- **Vnitřní ryzost systému řízení**

Systém řízení s vnitřní ryzostí předpokládá ryzost přenosové funkce řízeného systému  $G_s$ . Pak musí být ryzí i přenos zpětnovazebního regulátoru  $Q$ . Je tedy nutno splnit podmínku

$$\deg q \leq \deg p \quad (85)$$

- **Asymptotické sledování referenčního signálu** (žádané hodnoty) a **kompensace poruch** působících v systému řízení

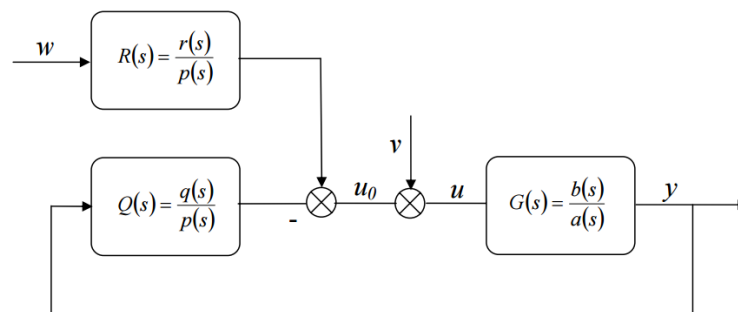
$$p(s) = f(s)\tilde{p}(s) \quad (86)$$

kde  $f(s)$  získáme nejmenším společným násobkem jmenovatele obrazu referenčního signálu a obrazu poruchy.

$$W(s) = \frac{h_w(s)}{f_w(s)}, \quad V(s) = \frac{h_v(s)}{f_v(s)} \quad (87)$$

### 4.3.2 2 DOF

Konfigurace systému řízení 2DOF (Two-Degrees-Of-Freedom) je konfigurace, ve které regulátor obsahuje zpětnovazební i přímo-vazební část [42].



Obrázek 16 – 2DOF regulátor

kde  $G$  – přenos soustavy,  $Q$  – zpětnovazební část regulátoru,  $R$  – přímo-vazební část regulátoru,  $u$  – akční veličina,  $w$  – žádaná hodnota,  $v$  – porucha (dále platí  $r \leq m, n \leq m$ ).

$$G(s) = \frac{Y(s)}{U(s)} = \frac{b(s)}{a(s)} = \frac{b_1 s + b_0}{s^2 + a_1 s + a_0} \quad (88)$$

$$Q(s) = \frac{q(s)}{p(s)} = \frac{q_n s^n + q_{n-1} s^{n-1} + \dots + q_0}{p_m s^m + p_{m-1} s^{m-1} + \dots + p_0} \quad (89)$$

$$R(s) = \frac{r(s)}{p(s)} = \frac{r_k s^k + r_{k-1} s^{k-1} + \dots + r_0}{p_m s^m + p_{m-1} s^{m-1} + \dots + p_0} \quad (90)$$

Je-li referenční signál a signál poruchy rozdílný a ve jmenovateli poruchy  $v(s)$  není obsažen jmenovatel  $w(s)$ , poskytuje konfigurace 2DOF ve většině případů jednodušší regulátor ve zpětnovazební a přímo-vazební části regulátoru než u regulátoru v 1DOF konfiguraci (jen se zpětnovazební částí) [42].

### 4.3.3 Volba modelu řízení

Při volbě modelu řízení bylo výhodou u konfigurace systému 2DOF, že dokáže zcela kompenzovat vliv poruchových veličin. Proto je zde tento model podrobněji popsán. Následný výpočet parametrů regulátoru je zpracován v praktické části této práce v oddíle 6.1. Základní požadavky na vlastnosti a chování systému řízení jsou [42]:

- **Stabilita systému řízení** – je shodná s podmínkou pro 1 DOF
- **Kompensace poruch** – je shodná s podmínkou pro 1 DOF

- **Asymptotické sledování referenčního signálu** (žádané hodnoty)

$$d(s) = t(s)f_w(s) + b(s)r(s) \quad (91)$$

kde  $f_w(s)$  získáme ze jmenovatele obrazu referenčního signálu

- **Vnitřní ryzost systému řízení**

Systém řízení s vnitřní ryzostí předpokládá ryzost přenosové funkce řízeného systému  $G_s$ . Pak musí být ryzí i přenos zpětnovazebního regulátoru  $Q$ . Je tedy nutno splnit podmínku

$$\deg r \leq \deg p \quad (92)$$

- **Asymptotické sledování referenčního signálu** (žádané hodnoty) a **kompence poruch** působících v systému řízení

$$p(s) = f(s)\tilde{p}(s) \quad (93)$$

kde  $f(s)$  získáme nejmenším společným násobkem jmenovatele obrazu referenčního signálu a obrazu poruchy.

**Řešením obecných polynomiálních rovnic dostáváme tvar regulátoru**

$$d(s) = a(s)f_v(s)\tilde{p}(s) + b(s)q(s) \quad (94)$$

$$d(s) = t(s)f_w(s) + b(s)r(s) \quad (95)$$

Odvození neznámých stupňů regulátoru

$$\deg d = \deg(a f_v \tilde{p}) = \deg a + \deg f_v + \deg \tilde{p} \quad (96)$$

Stanovení počtu neznámých koeficientů

$$PN1 = \deg \tilde{p} + \deg q + 2 \quad (97)$$

Určení počtu rovnic

$$PR1 = \deg d + 1 = \deg a + \deg f_v + \deg \tilde{p} + 1 \quad (98)$$

Stanovení počtu neznámých koeficientů polynomů  $t$  a  $r$

$$PN2 = \deg t + \deg r + 2 \quad (99)$$

Určení počtu jejich rovnic

$$PR2 = \deg d + 1 = \deg t + \deg f_w + 1 \quad (100)$$

z rovnic  $PN2=PR2$  následně získáme

$$\deg r = \deg f_w - 1 \quad (101)$$

**Přiřazení pólů** přenosu uzavřeného regulačního obvodu.

- Póly jsou kořeny stabilního polynomu  $d$  na pravé straně, polynom  $d$  je stabilní, jestliže reálné složky kořenů jsou záporné.
- Polynom pravé strany polynomiální rovnice je zadán ve tvaru

$$d(s) = (s + \alpha)^{\deg d} \quad (102)$$

## **II. PRAKTICKÁ ČÁST**

## 5 VÝPOČET A MĚŘENÍ PARAMETRŮ SPALOVÁNÍ

Pro správné navržení řídicího systému je nutné provést soubor výpočtů charakterizující spalovací proces.

### 5.1 Stechiometrické výpočty

Kvantitativní zákonitosti chemických reakcí postavené na zákonitostech chemických rovnic popisují následující stochiometrické výpočty, jež byly popsány v odstavcích 2.1. a 2.2.

Ze známých parametrů paliva, které popisuje *Tabulka 5*, byl nejprve proveden přepočet na prvkové složení surového paliva pomocí vzorců uvedených v ČSN 44 1310 [15].

*Tabulka 9: Obsah prvků v surovém palivu pro FK31.*

Prvek	Zn.	Jednotka	Černé uhlí	Hnědé uhlí	Dřevní štěpka
Uhlík	$C^r$	[%]	45,43	40,88	20,86
Vodík	$H^r$	[%]	3,55	3,28	3,35
Dusík	$N^r$	[%]	0,57	1,30	2,76
Kyslík	$O^r$	[%]	13,04	10,49	30,57
Síra	$S^r$	[%]	0,76	0,62	0,07
Voda	$W^r$	[%]	9,50	27,0	33,20
Obsah popela	$A^r$	[%]	27,15	16,43	1,20

Výpočet objemů je vyjadřován v  $[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$  spáleného paliva, kde jednotka  $Nm^3$  je metr krychlový při normálních stavových podmínkách (tlak 101,325 kPa, teplota 273,15 K).

#### 5.1.1 Minimální množství vzduchu

Výpočet minimálního množství suchého vzduchu dle rovnice (10) pro hnědé uhlí.

$$V_{O_2,min} = \frac{22,39}{12,01} \cdot C^r + \frac{22,39}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,39}{32,06} \cdot S^r - \frac{22,39}{32} \cdot O^r$$

$$V_{O_2,min} = 1,864 \cdot 40,88 + 5,553 \cdot 3,28 + 0,6984 \cdot 0,62 - 0,7 \cdot 10,49$$

$$V_{O_2,min} = \underline{0,8753 Nm^3 \cdot kg^{-1}}$$

Zohlednění procentuálního zastoupení vzduchu v atmosféře dle rovnice (11).

$$V_{vs,min} = \frac{1}{0,21} \cdot 0,8753 = \underline{4,1679 Nm^3 \cdot kg^{-1}}$$

Spotřeba atmosférického vzduchu při podílu páry  $\chi_v = 1,016$ , což odpovídá běžným klimatickým podmínkám s relativní vlhkostí  $\varphi = 70 \%$  a celkovém tlaku  $p_c = 0,1 \text{ Mpa}$ , je dána vztahem (12).

$$V_{vv,min} = 1,016 \cdot 4,1679 = \underline{4,2346 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Minimální objem vodní páry bude tedy činit

$$V_{v,H_2O,min} = V_{vv,min} - V_{vs,min} \quad (103)$$

$$V_{v,H_2O,min} = 4,2346 - 4,1679 = \underline{0,0667 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

### 5.1.2 Minimální množství spalin

Minimální množství jednotlivých složek dle vztahů (15) až (18) v suchých spalínách.

$$V_{CO_2} = 1,8555 \cdot 0,4088 + 0,0003 \cdot 4,1679 = 0,7589 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{SO_2} = 0,6828 \cdot 0,0062 = 0,0042 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_{N_2} = 0,7992 \cdot 0,0130 + 0,7803 \cdot 4,1679 = 3,2634 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$V_A = 0,0092 \cdot 0,1643 = 0,0015 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$$

Minimální množství suchých spalin z 1kg paliva je dán vztahem (14).

$$V_{ss,min} = V_{vs,min} - V_{H_2O} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{N_2} + V_A$$

$$V_{ss,min} = 0,7589 + 0,0042 + 3,2634 + 0,0015 = \underline{4,0281 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Minimální množství vodních par ve spalínách vznikl je dán vztahem (19).

$$V_{s,H_2O} = 11,111 \cdot 3,28 + 1,2433 \cdot 27,0 + 0,0667 = \underline{0,767 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Minimální množství vlhkých spalin z 1kg paliva je dán vztahem (14).

$$V_{sv,min} = V_{ss,min} + V_{s,H_2O} = 4,0281 + 0,767 = \underline{\underline{4,7951 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

Maximální objemové koncentrace jednotlivých složek dle vztahů (20) a (21).

$$O_{CO_2,max} = \frac{V_{CO_2}}{V_{ss,min}} = \frac{0,7589}{4,0281} = 0,1884 = 18,84 \%$$

$$O_{SO_2,max} = \frac{V_{SO_2}}{V_{ss,min}} = \frac{0,0042}{4,0281} = 0,0011 = 0,11\%$$

Na základě předem definovaného součinitele přebytku vzduchu ( $\alpha_v = 1,25$ ), lze s použitím vztahu (23) stanovit celkové množství spalín nebo celkové požadované množství vzduchu.

$$\alpha = \frac{V_{vs}}{V_{vs,min}} \rightarrow V_{vs} = \alpha \cdot V_{vs,min} = 1,25 \cdot 4,1679 = \underline{5,210 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

$$\alpha = \frac{V_{vv}}{V_{vv,min}} \rightarrow V_{vv} = \alpha \cdot V_{vv,min} = 1,25 \cdot 4,2346 = \underline{5,293 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

### 5.1.3 Poměrné složení spalín

Při vyšším součiniteli přebytku vzduchu ( $\alpha = 1,25$ ), se přiváděný vzduch spotřebovává jednak na oxidaci a tvorbu spalín, druhá část přebytku pak zvyšuje objem spalín o přírůstek dle vztahu (104).

$$V_{\Delta ss} = (\alpha - 1) \cdot V_{vs,min} = (1,25 - 1) \cdot 4,2346 = 1,042 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (104)$$

Rozdělení tohoto poměru mezi jednotlivé složky zastoupené ve vzduchu.

$$V_{\Delta O_2} = V_{\Delta ss} \cdot x_{O_2} = 1,042 \cdot 0,21 = 0,2188 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (105)$$

$$V_{\Delta N_2} = V_{\Delta ss} \cdot x_{N_2} = 1,042 \cdot 0,78 = 0,8127 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (106)$$

$$V_{\Delta A} = V_{\Delta ss} \cdot x_{A_2} = 1,042 \cdot 0,01 = 0,0104 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (107)$$

$$V_{\Delta CO_2} = V_{\Delta ss} \cdot x_{CO_2} = 1,042 \cdot 0,0004 = 0,000417 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (108)$$

Zvýšení objemu jednotlivých složek suchých spalín.

$$V_{s\alpha CO_2} = V_{CO_2} + V_{\Delta CO_2} = 0,7589 + 0,00041 = 0,7594 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (109)$$

$$V_{s\alpha SO_2} = V_{SO_2} = 0,0042 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (110)$$

$$V_{s\alpha N_2} = V_{N_2} + V_{\Delta N_2} = 3,2634 + 0,8127 = 4,0762 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (111)$$

$$V_{s\alpha A} = V_A + V_{\Delta A} = 0,0015 + 0,0104 = 0,0119 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (112)$$

$$V_{s\alpha O_2} = V_{\Delta O_2} = 0,2188 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (113)$$

Skutečné množství suchých spalín včetně přebytku vzduchu.

$$V_{\alpha ss} = V_{s\alpha CO_2} + V_{s\alpha SO_2} + V_{s\alpha N_2} + V_{s\alpha A} + V_{s\alpha O_2} \quad (114)$$

$$V_{\alpha ss} = 0,7594 + 0,0042 + 4,0762 + 0,0119 + 0,2188 = \underline{\underline{5,0705 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}}$$



Při vyšším součiniteli přebytku vzduchu ( $\alpha = 1,25$ ), naroste ze vzdušné vlhkosti objem vody ve spalínách, což zvýší objemu jednotlivých složek vlhkých spalin.

$$V_{\Delta vs, H_2O} = 11,111 \cdot H^r + 1,2433 \cdot W^r + (\chi_v - 1) \cdot V_{\alpha ss} \quad (115)$$

$$V_{\Delta vs, H_2O} = 11,111 \cdot 3,28 + 1,2433 \cdot 27,0 + (1,016 - 1) \cdot 5,0705$$

$$V_{\Delta vs, H_2O} = \underline{0,7814 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}$$

Skutečné množství vlhkých spalin včetně přebytku vzduchu.

$$V_{avs} = V_{\alpha ss} + V_{\Delta vs, H_2O} = 5,0705 + 0,7814 = \underline{\underline{5,8519 \text{ Nm}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}} \quad (116)$$

Procentuální rozdělení jednotlivých složek ve vlhkých spalínách.

$$x_{vs, CO_2} = \frac{V_{s\alpha CO_2}}{V_{avs}} = \frac{0,7594}{5,8519} = 0,1298 = 12,98 \% \quad (117)$$

$$x_{vs, SO_2} = \frac{V_{s\alpha SO_2}}{V_{avs}} = \frac{0,0042}{5,8519} = 0,0007 = 0,07 \% \quad (118)$$

$$x_{vs, N_2} = \frac{V_{s\alpha N_2}}{V_{avs}} = \frac{4,0762}{5,8519} = 0,6966 = 69,66 \% \quad (119)$$

$$x_{vs, A} = \frac{V_{s\alpha A}}{V_{avs}} = \frac{0,0119}{5,8519} = 0,0020 = 0,20 \% \quad (120)$$

$$x_{vs, O_2} = \frac{V_{s\alpha O_2}}{V_{avs}} = \frac{0,2188}{5,8519} = 0,0374 = 3,74 \% \quad (121)$$

## 5.2 Bilanční výpočty

Bilanční model koncentrací ve spalínách patří mezi základní hodnotící parametry a znázorňuje matematicko-fyzikálních vazby na tepelném zdroji.

Základní parametry pro výpočet bilancí byly odečteny z provozních dat **při parním výkonu kotle 79,4 t·h<sup>-1</sup>**.

Stanovení celkové objemové bilance je dáno vztahem (34), včetně (35), (36) a (37).

$$\begin{aligned} \frac{\dot{m}_{PAL}}{\rho_{pal}} + \frac{\dot{m}_{VAP}}{\rho_{vap}} + \dot{V}_{PV} + \dot{V}_{SV} + \dot{V}_{TV} + \dot{V}_{RV} + \dot{V}_{FAL2} + \dot{V}_{FAL3} + \dot{V}_{POP,CYK} = \\ = \dot{V}_{SP,SK} + \dot{V}_{POP,CYK} + \dot{V}_{POP,LOŽ} \end{aligned} \quad (122)$$

Za daných podmínek byly použity výpočetní parametry uvedené v *Tabulka 10* a *Tabulka 11*.

Tabulka 10: Výpočetní konstanty

Hustota	Ozn.	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Molární hmotnost	Ozn.	[g·mol <sup>-1</sup> ]
- kyslík	$\rho_{O_2}$	1,429	- kyslík	$M_O$	32
- dusík	$\rho_{N_2}$	1,2506	- dusík	$M_N$	28
- oxid vápenatý	$\rho_{CaO}$	3316	- oxid vápenatý	$M_{CaO}$	56
- uhlí černé	$\rho_{uh-č}$	1346	- voda	$M_{H_2O}$	18
- uhlí hnědé	$\rho_{uh-h}$	1250	- oxid uhličitý	$M_{CO_2}$	44
- vápno	$\rho_{vap}$	1540	- oxid siřičitý	$M_{SO_2}$	32
- popel	$\rho_{pop}$	1089			
- argon	$\rho_A$	1,7838			

Tabulka 11: Výpočetní parametry

Hmotový tok	Ozn.	[kg·s <sup>-1</sup> ]	Objemový tok		[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
- paliva	$\dot{m}_{PAL}$	3,138	- primární vzduch	$\dot{V}_{PV}$	14,861
- vápna	$\dot{m}_{VAP}$	0,022	- sekundární vzduch	$\dot{V}_{SV}$	10,667
- páry	$\dot{m}_P$	22,05	- terciální vzduch	$\dot{V}_{TV}$	6,083
<b>Objem</b>	<b>Ozn.</b>	<b>[m<sup>3</sup>]</b>	- recirkul. vzduch	$\dot{V}_{RV}$	0
1 kmol	$V_{mol}$	22,4	- popel ložový	$\dot{V}_{POP,LOŽ}$	0,000017
			- popel za 2.tahem	$\dot{V}_{POP,TAH}$	0,000017
			- popel cyklónový	$\dot{V}_{POP,CYK}$	

**Objemová bilance – celková**

$$\dot{V}_{VZD} = 31,611 + \dot{V}_{FAL}$$

$$\frac{3,14}{1250} + \frac{0,022}{1540} + 31,611 + \dot{V}_{FAL} + \dot{V}_{POP,CYK} =$$

$$= 31,611 + \dot{V}_{POP,CYK} + 0,000017 + 0,000017$$

$$31,6135263 + \dot{V}_{FAL} + \dot{V}_{POP,CYK} = \dot{V}_{POP,CYK} + 31,611034$$

$$\dot{V}_{FAL} = \underline{0,0024 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}$$

**Objemová bilance – popele**

$$\frac{w_{PAL_A} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{pop}} + x_{POP,CYK_{POP}} \cdot \dot{V}_{POP,CYK}$$

$$= x_{SP,SK_{POP}} \cdot \dot{V}_{SP,SK} + x_{POP,CYK_{POP}} \cdot \dot{V}_{POP,CYK}$$

$$x_{SP,SK_{POP}} = \frac{0,000474}{31,6135} = 0,000015 = \underline{0,0015 \text{ [%]}}$$

**Bilance popele ve spalínách – cyklónový popel**

$$\begin{aligned}
x_{SP,SK_{POP}} \cdot \dot{V}_{SP,SK} &= x_{POP,CYK_{POP}} \cdot \dot{V}_{POP,CYK} + x_{POP,TAH_{POP}} \cdot \dot{V}_{POP,TAH} + x_{POP,V_{POP}} \cdot \dot{V}_{POP,V} \\
0,000015 \cdot 31,6135 &= 0,9 \cdot \dot{V}_{POP,CYK} + 0,000017 \cdot 3 \\
0,9 \cdot \dot{V}_{POP,CYK} &= 0,000474 - 0,000051 \\
\dot{V}_{POP,CYK} &= \underline{0,00047 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}
\end{aligned}$$

**Bilance kyslíku ve spalínách**

$$\begin{aligned}
\frac{w_{PAL_O} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{O_2}} + \frac{w_{PAL_O} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{O_2}} + x_{VZD_O} \cdot \dot{V}_{VZD} + x_{FAL_O} \cdot \dot{V}_{FAL} + x_{POP,CYK_O} \cdot \dot{V}_{POP,CYK} &= \\
= x_{SP,SK_O} \cdot \dot{V}_{SP,SK} + x_{POP,LOŽ_O} \cdot \dot{V}_{POP,LOŽ} + x_{POP,TAH_O} \cdot \dot{V}_{POP,TAH} + x_{POP,CYK_O} & \\
\cdot \dot{V}_{POP,CYK} & \\
\frac{0,1049 \cdot 3,14}{1,429} + 0,21 \cdot 31,611 + 0,21 \cdot \dot{V}_{FAL} + 0,1 \cdot 0,21 \cdot \dot{V}_{POP,CYK} & \\
= 0,075 \cdot 31,611 & \\
\dot{V}_{POP,CYK} &= \underline{2,1419 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}
\end{aligned}$$

**Bilance dusíku ve spalínách**

$$\begin{aligned}
\frac{w_{PAL_N} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{N_2}} + \frac{w_{PAL_N} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{N_2}} + x_{VZD_N} \cdot \dot{V}_{VZD} + x_{FAL_N} \cdot \dot{V}_{FAL} + x_{POP,CYK_N} \cdot \dot{V}_{POP,CYK} &= \\
= x_{SP,SK_N} \cdot \dot{V}_{SP,SK} + x_{POP,LOŽ_N} \cdot \dot{V}_{POP,LOŽ} + x_{POP,TAH_N} \cdot \dot{V}_{POP,TAH} + x_{POP,CYK_N} & \\
\cdot \dot{V}_{POP,CYK} & \\
\frac{0,1049 \cdot 3,14}{1,2506} + 0,78 \cdot 31,611 + 0,21 \cdot 0,0025 + 0,1 \cdot 0,21 \cdot \dot{V}_{POP,CYK} & \\
= 0,915 \cdot 31,611 & \\
\dot{V}_{POP,CYK} &= \underline{19,06 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}}
\end{aligned}$$

**Bilance argonu ve spalínách**

$$\begin{aligned}
\frac{w_{PAL_A} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{pop}} + \frac{w_{PAL_A} \dot{m}_{PAL}}{\rho_{pop}} + x_{VZD_A} \cdot \dot{V}_{VZD} + x_{FAL_A} \cdot \dot{V}_{FAL} + x_{POP,CYK_A} \cdot \dot{V}_{POP,CYK} &= \\
= x_{SP,SK_A} \cdot \dot{V}_{SP,SK} + x_{POP,LOŽ_A} \cdot \dot{V}_{POP,LOŽ} + x_{POP,TAH_A} \cdot \dot{V}_{POP,TAH} + x_{POP,CYK_A} & \\
\cdot \dot{V}_{POP,CYK} &
\end{aligned}$$

$$\frac{0 \cdot 3,14}{1,7838} + 0,01 \cdot 31,611 + 0,01 \cdot 0,0024 + 0,1 \cdot 0,21 \cdot \dot{V}_{POP,CYK} = 0,004 \cdot 31,611$$

$$\dot{V}_{POP,CYK} = \underline{0,124 [m^3 \cdot s^{-1}]}$$

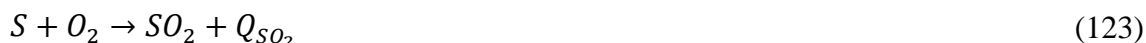
Tabulka 12: Základní stechiometricky vypočtené parametry

Stechiometrické výsledky	Ozn.	Jedn.	vypočteno	Přepočet na palivo
- minimální vlhký vzd.	$\dot{V}_{vv,min}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	4,2346	13,288
- minimální spal.s přeb.	$\dot{V}_{vs,min}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	4,7951	4,7951
- minimum při spalínách	$\dot{V}_{va,min}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	5,8516	18,362
- přebytek vzd.	$\dot{V}_{vv,min}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	[-]	3,138
<b>Povozní hodnoty</b>				měřeno
- celkový vstupní vlhký vzd.	$\dot{V}_{vzd}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	$\alpha=1,25$	31,611
- Přiváděné palivo	$\dot{m}_{PAL}$	$[kg \cdot s^{-1}]$		3,138

V Tabulka 12 je uveden přehled minimálních objemů vzduchů zajišťujících dokonalé spalení dávkovaného paliva. Rozdíl mezi celkovým měřeným vzduchem přiváděným do spalovací komory a stechiometricky vypočteným minimálním množstvím je předmětem optimalizace řízení.

### Výpočet množství emisí SO<sub>2</sub> ve spalínách

Z prvkového složení surového uhlí lze určit, že na jeden kilogram paliva připadá 100 mg síry. Průběh vzniku atomu síry je popsán následujícím vztahem



Určení látkového množství síry

$$n_S = \frac{m_S}{M_S} \rightarrow \frac{0,1}{32} = \underline{0,00312 [mol]}$$

K dodržení stechiometrické reakce je nutno použít stejného látkového množství kyslíku.

$$m_{O_2} = n_{O_2} \cdot M_{O_2} \rightarrow 0,00312 \cdot 2 \cdot 16 = \underline{99,8 [mg]}$$

Hmotnost 0,00312 molu oxidu siřičitého je

$$m_{SO_2} = m_{O_2} + m_S \rightarrow 99,8 + 100 = \underline{199,8 [mg]} \quad (124)$$

Z výpočtu látkového množství podle vztahu (131) je dáno, že z 1 kg paliva vznikne 199,8 mg oxidu siřičitého a to při spotřebě  $4,2346 [Nm^3 \cdot s^{-1}]$ . Při součiniteli  $\alpha=1$  připadá

$$m_{SO_2, max} = \frac{m_{O_2}}{V_{SP, min}} \rightarrow m_{SO_2, max} = \frac{199,8}{4,7951} = \underline{41,67 [mg \cdot Nm^3]} \quad (125)$$

### Výpočet množství emisí CO ve spalínách

Obdobný postup je i pro výpočet množství oxidu uhelnatého. Nejprve se stanoví molární hmotnost

$$M_{CO} = M_C + M_O \Rightarrow 12 + 16 = \underline{28 [g \cdot mol^{-1}]}$$

Určení látkového množství oxidu uhelnatého při maximálním množství 100mg

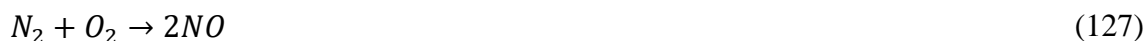
$$n_{CO, max} = \frac{m_{CO, max}}{M_{CO}} \rightarrow n_{CO, max} = \frac{0,1}{28} = \underline{0,00357 [mol]}$$

Celkový objem složky CO ve spalínách je  $[Nm^3 \cdot s^{-1}]$ . Při součiniteli  $\alpha=1$  připadá

$$V_{CO, max} = n_{CO} \cdot V_{CO, mol} \rightarrow V_{CO, max} = 0,022427 \cdot 0,00537 = \underline{8,0068 \cdot 10^{-5} [Nm^3]} \quad (126)$$

### Výpočet množství emisí NO ve spalínách

Průběh vzniku atomu oxidu dusnatého je popsán následujícím vztahem



Určení látkového množství síry

$$n_N = \frac{m_N}{M_N} \rightarrow \frac{0,1}{28} = \underline{0,00357 [mol]}$$

K dodržení stechiometrické reakce je nutno použít stejného látkového množství kyslíku.

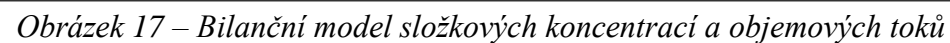
$$m_{NO} = n_{NO} \cdot M_{NO} \rightarrow 0,00312 \cdot 28 = \underline{114,27 [mg]}$$

Hmotnost 0,00357 molu oxidu dusnatého je

$$2m_{NO} = m_{O_2} + m_{N_2} \rightarrow m_{NO} = (114,27 + 100)/2 = \underline{107,1 [mg]} \quad (128)$$

Celkový objem složky NO ve spalínách je při součiniteli  $\alpha=1$

$$m_{NO,max} = \frac{m_{NO}}{V_{SP,min}} \rightarrow m_{NO,max} = \frac{107,1}{4,7951} = \underline{22,35 [mg \cdot Nm^3]} \quad (129)$$



## 5.3 Experimentální část

### Odečet a měření hodnot

Koncentrace NO<sub>x</sub> byla měřena při různých provozních podmínkách. Odezva systému byla stanovena z hodnot měřených na výstupu ze spalovací komory a hodnot měřených na výstupu z 2. tahu. Záznamy parametrů a hodnot vstupů i výstupů souvisejících se spalovací komorou byly použity z historizovaných dat řídicího systému.

Hlavními odezvami byly průtok terciálního vzduchu, koncentrace O<sub>2</sub> a NO<sub>x</sub>. NO<sub>x</sub> byly následně přepočítány na NO<sub>x</sub> při 6 % O<sub>2</sub> ve spalínách.

Na výstupu spalin ze spalovací komory byly měřeny následující hodnoty:

- koncentrace kyslíku v suchých spalínách [%]
- koncentrace CO v suchých spalínách [mg·m<sup>-3</sup>]
- koncentrace NO v suchých spalínách [mg·m<sup>-3</sup>]

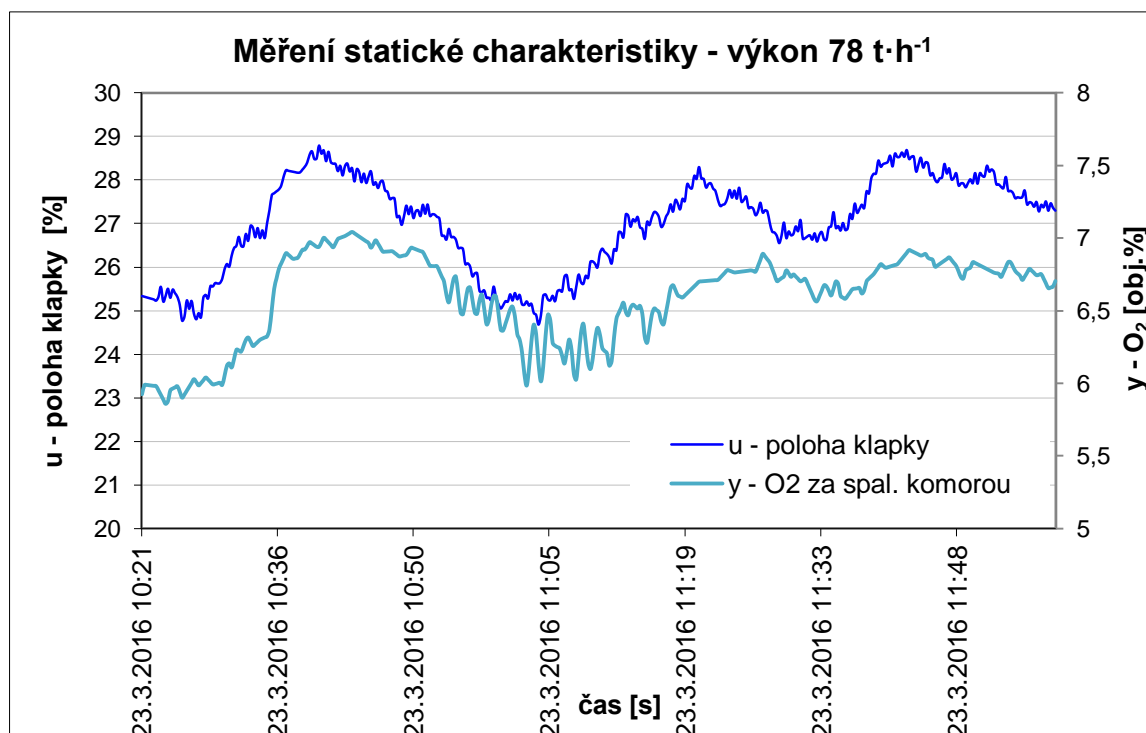
Na vstupu byly zaznamenávány následující hodnoty:

- množství uhlí [t·h<sup>-1</sup>]
- množství páry na výstupu (výkon) [t·h<sup>-1</sup>]
- teplota ve spalovací komoře [°C]
- teplota fluidního lože ve spalovací komoře [°C]
- průtok primárního spalovacího vzduchu [Nm<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>]
- průtok sekundárního spalovacího vzduchu [Nm<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>]
- průtok terciálního spalovacího vzduchu [Nm<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>]
- průtok recirkulačních spalin [Nm<sup>3</sup>·h<sup>-1</sup>]
- teplota spalovacího vzduchu [°C]
- poloha regulační klapky (věnce) terciálního vzduchu [%]

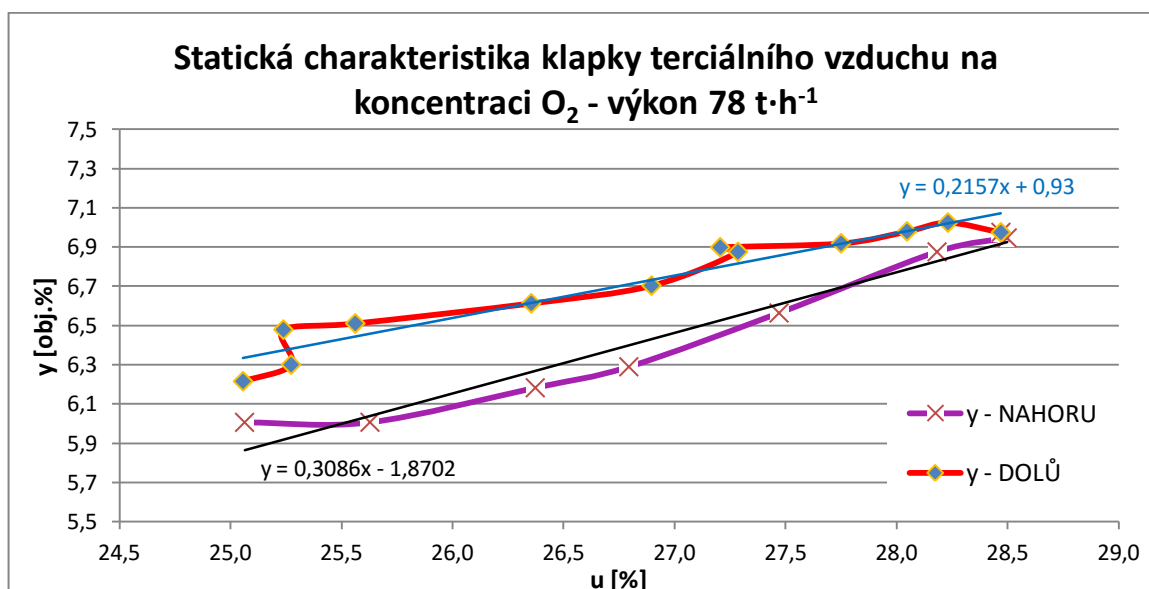
### 5.3.1 Měření statistiky soustavy

Ve spolupráci s operátorem fluidního bloku a v závislosti na provozních možnostech bylo provedeno na klapce terciálního ventilátoru měření statické charakteristiky. Naměřené hodnoty jsou uvedeny na *Obrázek 18* a pro vyhodnocení statické charakteristiky byly zprůměrovány a vyneseny do grafu na *Obrázek 19*.





Obrázek 18 – Průběh měření statické charakteristiky při ustáleném výkonu 78 t·h<sup>-1</sup>

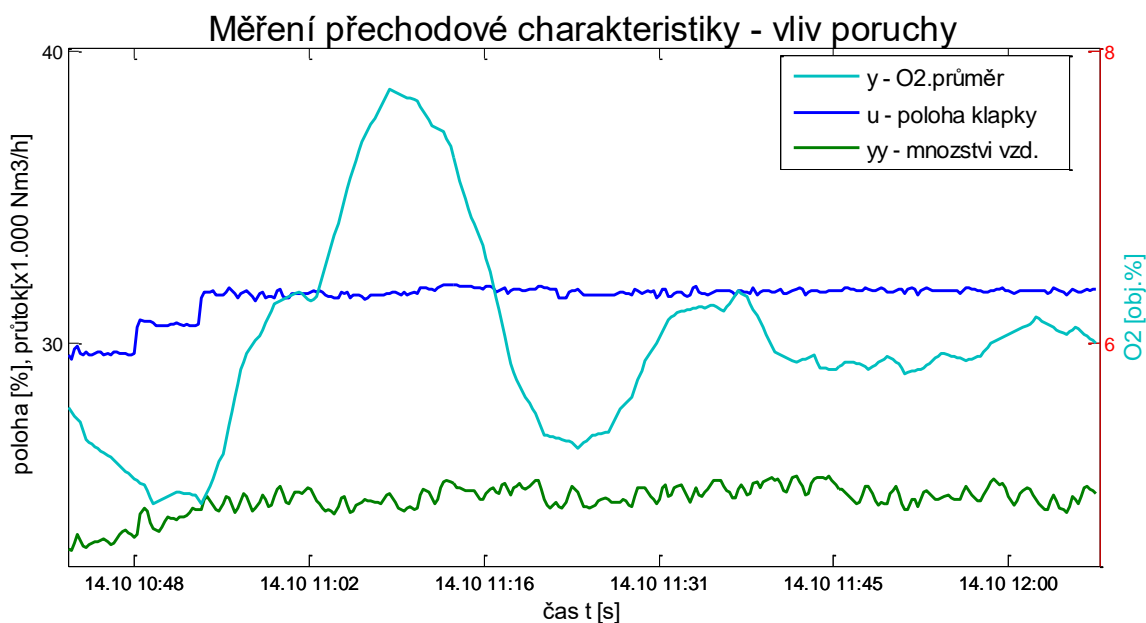


Obrázek 19 – Statická charakteristika klapky terciálního vzduchu

Takto vytvořená statická charakteristika vypovídá pouze o chování systému v oblasti 25 % až 30 % otevření klapky, který však patří mezi nejpoužívanější provozní režimy. Širší úsek měření dat nebyl při daném provozu kotle možný. Na grafu uvedeném na *Obrázek 19* je vidět hystereze, která se ukazuje jinou charakteristiku systém ve směru otevřeno a jinou ve směru zavřeno. V této části statické charakteristiky má systém jen nepatrné odchylky od linearity.

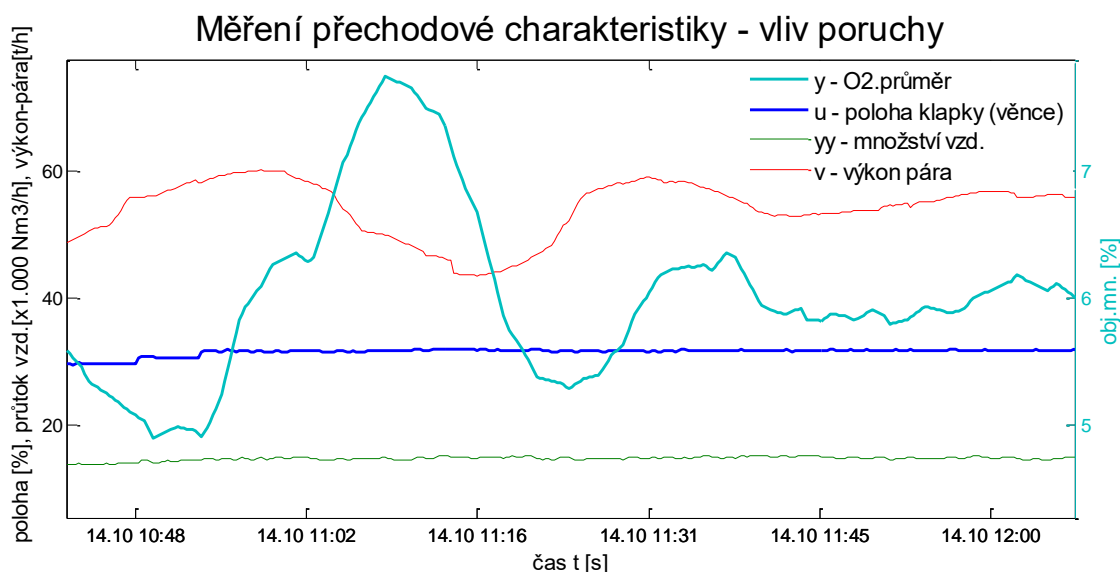
### 5.3.2 Identifikace zvolené soustavy

V souladu se zvolenou metodou uvedenou v odstavci 4.2 byla provedena identifikace soustavy. Data pro identifikaci soustavy byla použita opět v součinnosti s obsluhou fluidního bloku FK31 a v rámci možností aktuálního provozního režimu. Na klapce terciálního ventilátoru byla provedena opakovaná skoková změna z 28% na 32%. Průběh tohoto měření je uveden na *Obrázek 20*.



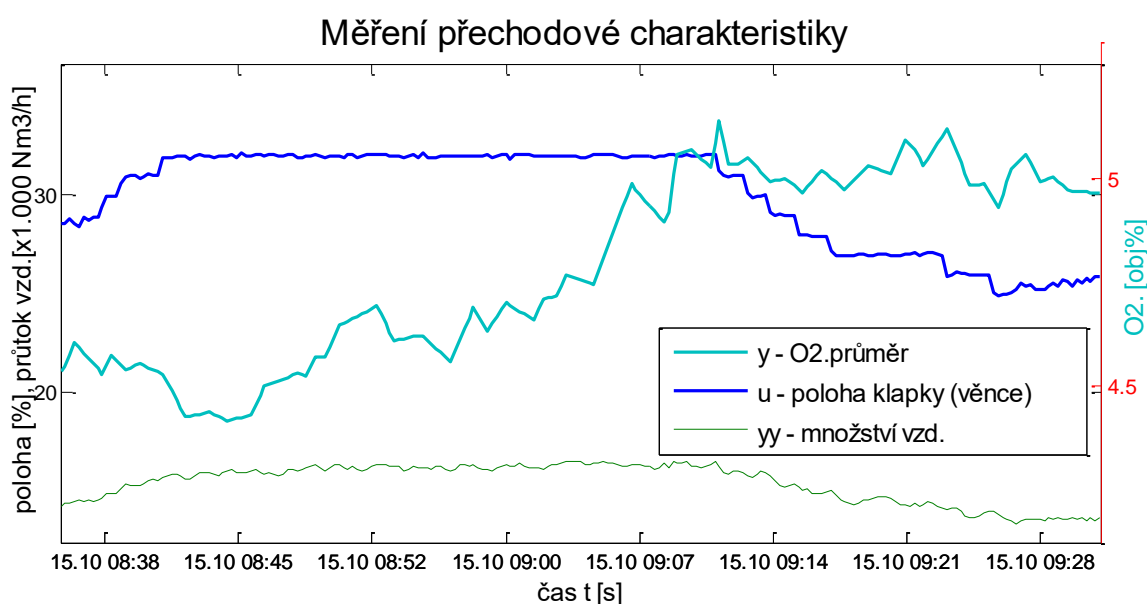
*Obrázek 20 – Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta A*

Zde je viditelný kmitavý aperiodický průběh s klesající amplitudou. To je způsobeno současnou změnou výkonu kotle (průtok výstupní páry), který působí na přenos soustavy jako poruchová veličina. Celkový náhled včetně záznamu poruchové veličiny je na *Obrázek 21*. Z tohoto důvodu bylo provedeno opakované měření s cílem dosáhnout vypovídající přechodové charakteristiky. Zobrazení naměřených dat z následujícího měření je uvedeno na *Obrázek 22*.



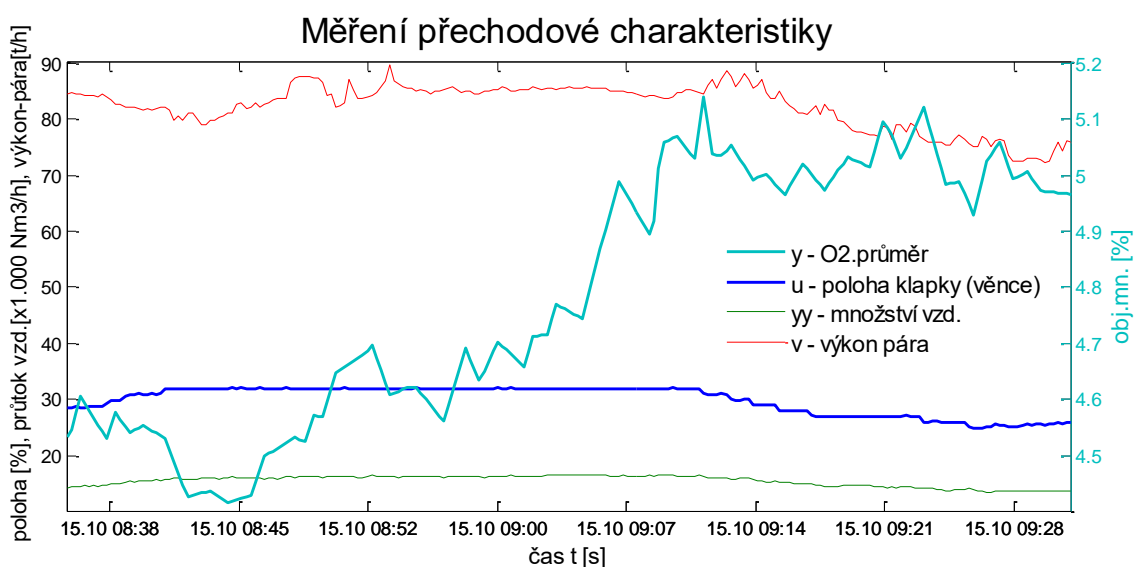
*Obrázek 21 – Průběh měření přechodové charakteristiky – aperiodická porucha*

Na klapce terciálního ventilátoru byla při opakovaném měření opět provedena skoková změna z 28% na 32%. Průběh tohoto měření uvedeného na *Obrázek 22* již nebyl ovlivněn kolísáním výkonu.

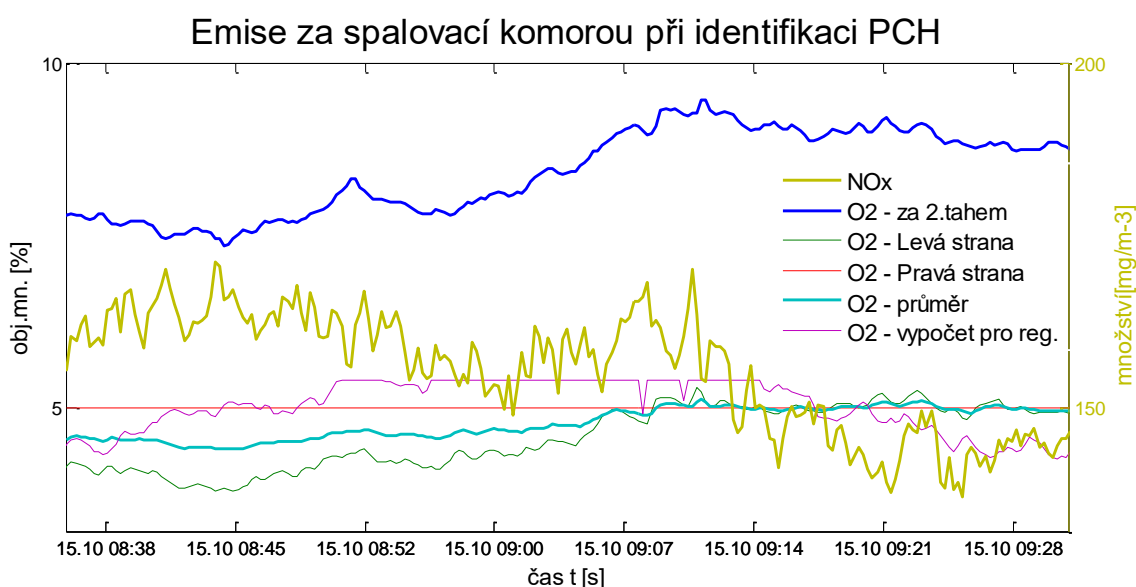


*Obrázek 22 – Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B*

Pozvolný růst koncentrace kyslíku neměl však souvislost s polohou klapky terciálního vzduchu a ani se změnou výkonu kotle (viz. *Obrázek 23*), ale se změnou dávkováním biopaliva (dřevní štěpky). To se také projevilo na emisích NO<sub>x</sub> měřených na výstupu z kotle za 2.tahem jenž znázorňuje *Obrázek 24*.



Obrázek 23 – Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B (výkon)



Obrázek 24 – Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B (emise)

Na základě těchto naměřených údajů byl proveden počáteční odhad parametrů modelu soustavy jednorázovou metodou nejmenších čtverců (MNČ) popsanou v oddíle 4.2.2.

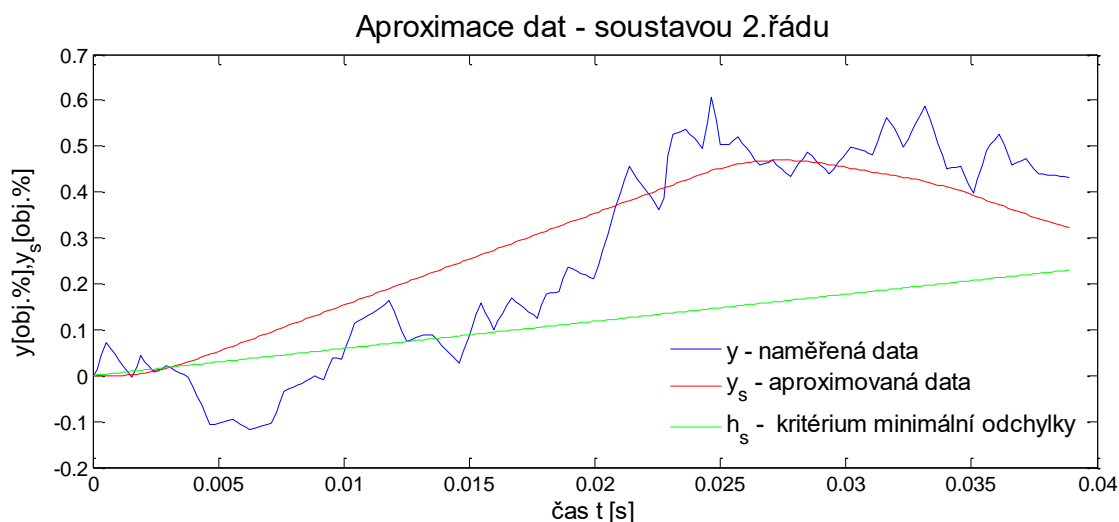
### 5.3.3 Odhad parametrů ARX modelu - jednorázovou metodou nejmenších čtverců

Přechodová charakteristika uvedená na *Obrázek 22* byla aproximována soustavou druhého řádu bez dopravního zpoždění s využitím skriptu v Matlabu (*dp\_identSKOK\_2rad.m*). Tato jednorázová identifikační metoda nejmenších čtverců vyhodnotila přenos až po mnoha iteracích tak jak znázorňuje *Obrázek 25*. Parametry modelu soustavy  $\mathbf{K}$ ,  $\mathbf{T}_1$  a  $\mathbf{T}_2$  byly nalezeny ve tvaru z tohoto odhadu nebyly zcela přesné a po úpravě se velmi blížily k nule.

$$K = 299\,666,8594, \quad T_1 = 3,7688, \quad T_2 = 38745330,286 \quad (130)$$

$$a_1 = 0,2653; \quad a_2 = 6,848; \quad b_1 = 0,002052; \quad (131)$$

$$G(z) = \frac{b_1 z^{-1}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} = \frac{0,002052 z^{-1}}{1 + 0,2653 z^{-1} + 6,848 z^{-2}} \quad (132)$$



Obrázek 25 – Přechodová charakteristika identifikace soustavy –metoda ARX

Odhad parametrů modelu soustavy jednorázovou aproximační metodou nejmenších čtverců (MNC) jsem následně upravil na odhad **rekurzivní identifikací** s metodou nejmenších čtverců (RLS).

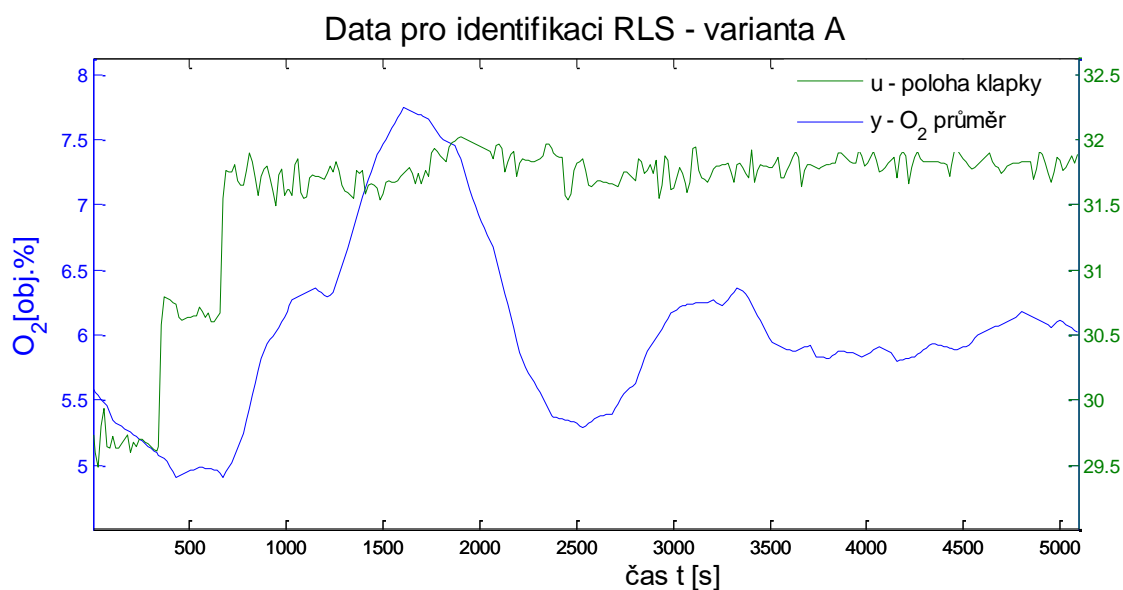
#### 5.3.4 Odhad parametrů ARX modelu - rekurzivní metodou nejmenších čtverců

Pro předchozí metodu je charakteristické tzv. dávkové zpracování naměřených dat vedoucích k jednorázovému způsobu identifikace. Po naměření dat v předem určeném rozsahu se tyto použijí pro výpočet odhadů neznámých parametrů. V případě dalšího experimentu a nových naměřených údajů opakujeme znovu všechny výpočty v plném rozsahu.

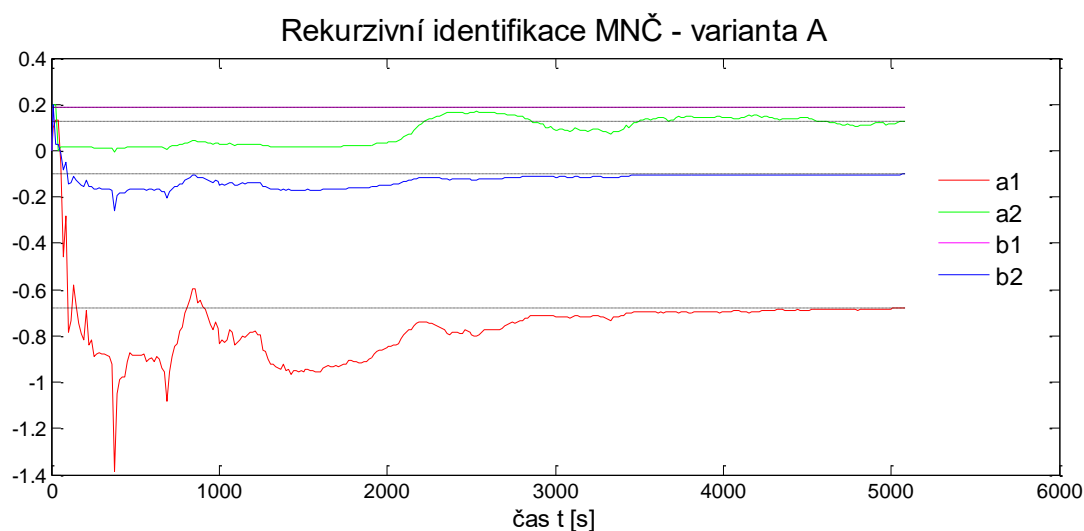
Důležitý význam proto mají rekurzivní algoritmy vhodné pro metody identifikace v reálném čase tj. metody průběžné identifikace. U rekurzivních metod se používají nově naměřené hodnoty pouze pro opravu (korekci) původních odhadů.

Existuje řada modifikací této metody, které byly zavedeny zejména kvůli zlepšení její numerické stability.

Výsledkem toho odhadu je graf na *Obrázek 27* a parametry v zápisu (133), (134), (135).



Obrázek 26 – Data k identifikaci rekurzivní metodou (RLS) – varianta A



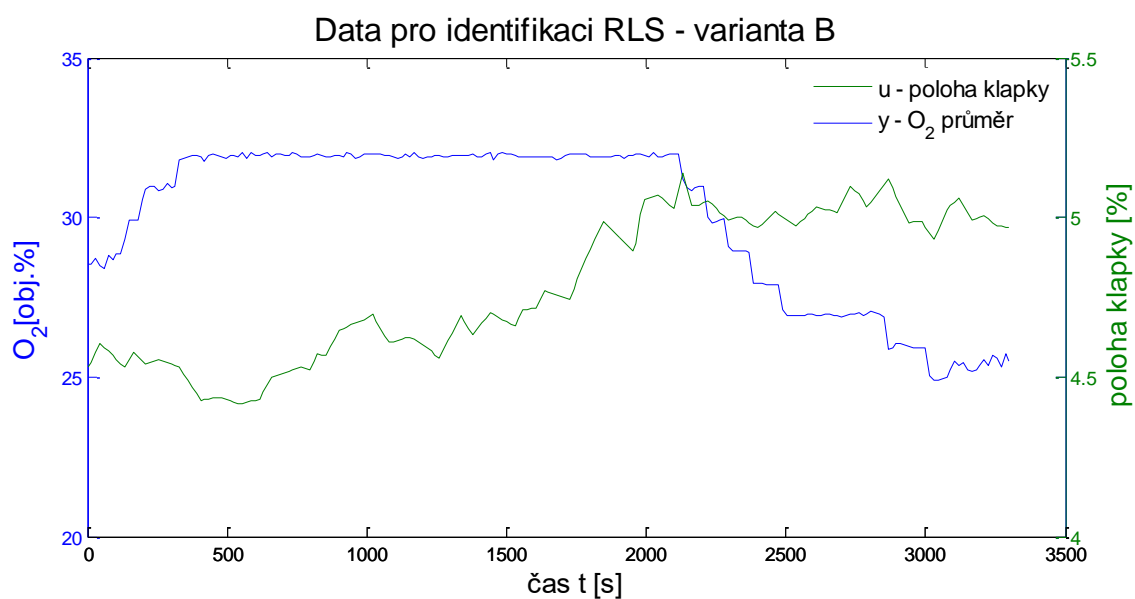
Obrázek 27 – Vyhodnocení odhadu rekurzivní metodou (RLS) – varianta A

$$a_1 = -0,68097; a_2 = 0,12703; b_1 = 0,1866; b_2 = -0,10227 \quad (133)$$

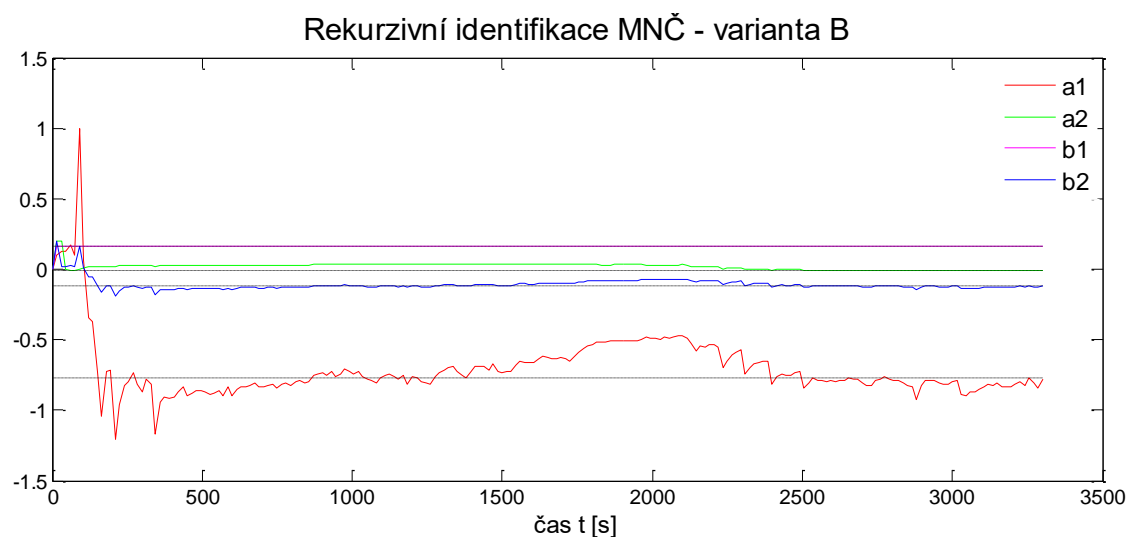
$$G(s) = \frac{b_1 s + b_0}{a_2 s^2 + a_1 s + a_0} = \frac{4,826s + 0,189}{194,9s^2 + 26,81s + 1} \quad (134)$$

$$G(z) = \frac{b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} = \frac{0,1866z^{-1} - 0,1023z^{-2}}{1 - 0,681z^{-1} + 0,127z^{-2}} \quad (135)$$

Při identifikaci soustavy rekurzivní metodou s využitím dat znázorněných na Obrázek 28, byla soustava vyhodnocena jako nestabilní z důvodu záporného parametru  $a_2$ .



Obrázek 28 –Data k identifikaci rekurzivní metodou (RLS) – varianta B



Obrázek 29 –Vyhodnocení odhadu rekurzivní metodou (RLS) – varianta B

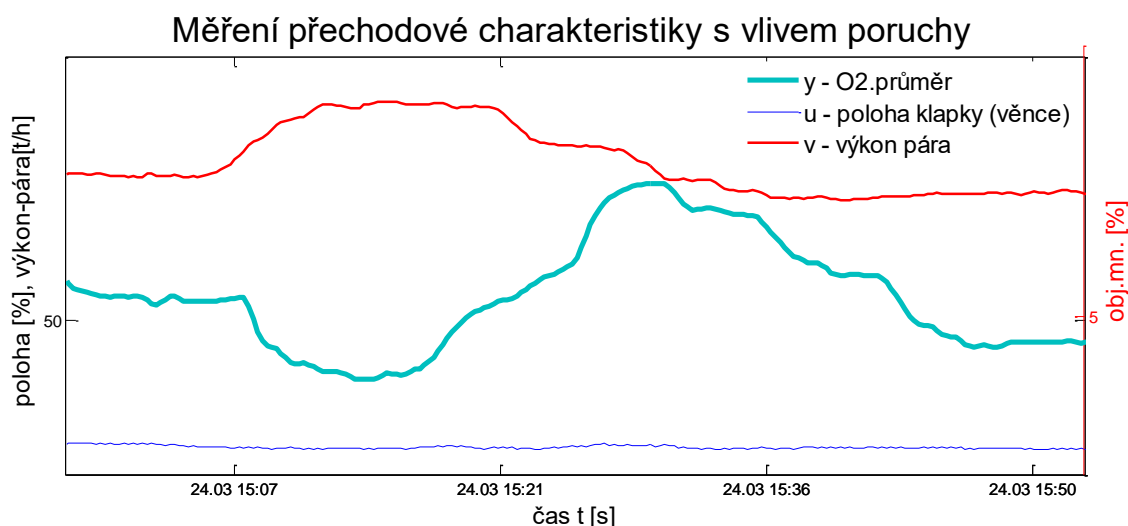
$$a_1 = -0,77801; a_2 = -0,0094248; b_1 = 0,15883; b_2 = -0,11864 \quad (136)$$

$$G(s) = \frac{b_2 s^2 + b_1 s + b_0}{a_3 s^3 + a_2 s^2 + a_1 s + a_0} = \frac{21,6s^2 + 9,967s + 0,1891}{485,5s^3 + 294,3s^2 + 68,12s + 1} \quad (137)$$

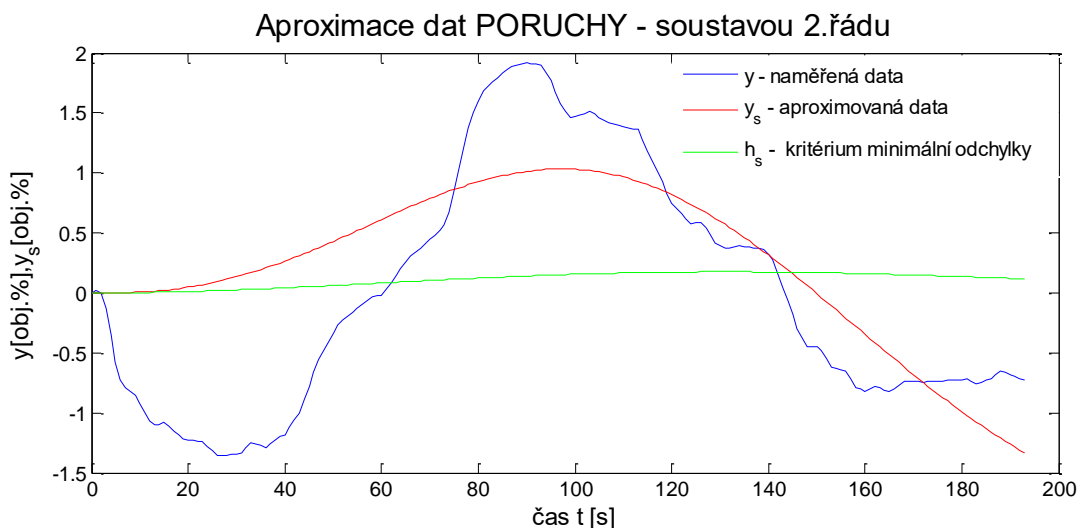
$$G(z) = \frac{b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} = \frac{0,1588z^{-1} - 0,1186z^{-2}}{1 - 0,778z^{-1} - 0,0094248z^{-2}} \quad (138)$$

### 5.3.5 Identifikace poruchy

Pro sestavení kompletního modelu řízení bylo potřeba uskutečnit také identifikaci přenosu poruchové veličiny. Průběh měření znázorňuje *Obrázek 30*. Odhad parametrů modelu soustavy jsem nejprve uskutečnil jednorázovou aproximační metodou nejmenších čtverců (MNC). Výsledky této metody znázorňuje *Obrázek 31*.



Obrázek 30 – Průběh měření přechodové charakteristiky – identifikace poruchy



Obrázek 31 – Přechodová charakteristika identifikace poruchy – metoda ARX

$$K = 0,052468, \quad T_1 = 41,4122, \quad T_2 = 0,12365 \quad (139)$$

$$a_1 = 8,111; \quad a_2 = 0,1953; \quad b_1 = 0,01025; \quad (140)$$

$$G(z) = \frac{b_1 z^{-1}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} = \frac{0,01025 z^{-1}}{1 + 8,111 z^{-1} + 0,1953 z^{-2}} \quad (141)$$



Odhad provedený metodou ARX jsem také z důvodu přesnosti provedl s využitím rekurzivní metody RLS. Na *Obrázek 27* je graf toho odhadu a výsledné parametry jsou uvedeny v zápisu (139), (140) a (141).

## 5.4 Diskuse k identifikaci modelu soustavy

Stanovení parametrů modelu soustavy je velmi závislé na volbě zdroje dat měřených veličin k identifikaci. Následné specifikování spalovacího procesu je nutno rozdělit na dvě části, které přímo ovlivňují koncentraci kyslíku ve spalovací komoře.

Jednou fází je identifikace výstupní koncentrace kyslíku na poloze otevření klapky terciálního vzduchu a tím i množství přiváděného vzduchu do kotle. A druhou fází je identifikace výstupní koncentrace kyslíku na změně odebíraného výkonu v množství výstupní páry. Vzorky dat, které jsem vybral k identifikaci jsou pořízeny z řídicího systému, který je ukládá s periodou 15 s. Takto dlouhá perioda byla pro identifikaci jedním z důvodů, proč některé metody nedokázaly jednoznačně vyhodnotit odhad modelu. Jako nejpřesnější metodu jsem zvolil rekurzivní identifikaci metodou nejmenších čtverců (RLS). Tato metoda při dostatečně dlouhém časovém záznamu dat vyhodnotila přenos soustavy pro druhý řád s dostatečnou přesností.

Pro další část této práce jsem použil výsledky identifikace dosažené při rekurzivní identifikaci (metodou RLS) na naměřených datech dle varianty uvedené na *Obrázek 26* a zapsané vztahem (135).

$$G(z) = \frac{b_1 z^{-1} + b_2 z^{-2}}{1 + a_1 z^{-1} + a_2 z^{-2}} = \frac{0,1866z^{-1} - 0,1023z^{-2}}{1 - 0,681z^{-1} + 0,127z^{-2}}$$

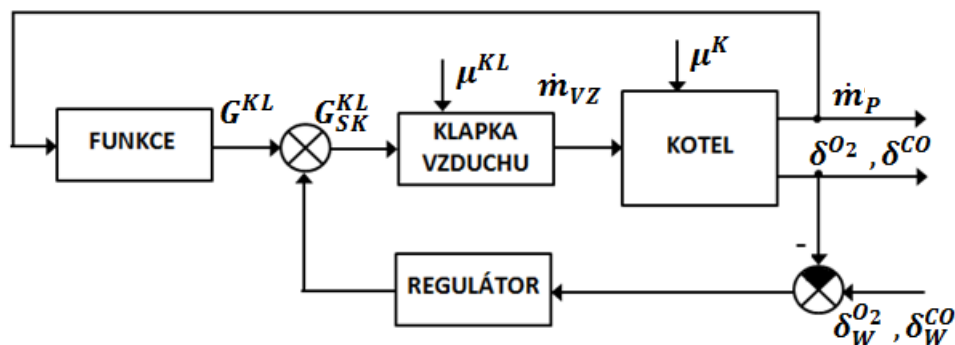
Jednorázová metoda ARX se ukázala jako vhodná pouze pro identifikaci soustavy polohy klapky vs. množství vzduchu, kterou vyhodnotila na soustavu prvního řádu. Pro účely řízení koncentrace NOx je však požadováno sledování jako výstupní veličiny koncentraci kyslíku za spalovací komorou.

## 6 NÁVRH ŘÍZENÍ A SIMULAČNÍ OVĚŘENÍ

Sofistikovaným řešením je řízení hmotnostního toku přidavných spalovacích vzduchů. Při takovémto řízení je hmotnostní tok sekundárního i terciálního (dohořivacího) vzduchu obvykle řízen podle výkonu kotle. Výkon kotle je udáván například prostřednictvím hmotnostního toku páry kotle nebo hmotnostního toku paliva do kotle.

Hlavním úkolem sekundárního i terciálního (dohořivacího) vzduchu je vybalancování přebytku vzduchu ve spalovací komoře prostřednictvím řídicích algoritmů. Takové řešení umožňuje řízení obou vzduchů přímo od koncentrace  $O_2$ ,  $CO$  nebo  $NO_x$  měřených ve spalovací komoře nebo ve vstupu do komína [12].

Navržené blokové schéma je na *Obrázek 32* a znázorňuje princip řízení terciálního (dohořivacího) vzduchu. Aktuálnímu hmotnostnímu toku páry z kotle  $\dot{m}_p$  je algoritmem stávajícího řídicího systému (označení jako FUNKCE) přiřazeno základní nastavení klapky  $G^{KL}$ . Korekce toho nastavení klapky je provedena formou akčního zásahu regulátoru na hodnotu  $G_{SK}^{KL}$  tak, aby měřené koncentrace látek ve spalinách  $\delta^{O_2}$ ,  $\delta^{CO}$  odpovídaly požadovaným hodnotám  $\delta_W^{O_2}$ ,  $\delta_W^{CO}$ . Průtok vzduchu klapkou je následně určen její polohou a dalšími technologickými parametry, které jsou ve schématu zahrnuty do poruchy  $\mu^{KL}$  [12],[30].



Obrázek 32 – Blokové schéma regulace terciálního vzduchu

### 6.1 Řízení regulátorem v konfiguraci 2DOF

Jak jsem již uvedl v oddíle 4.3, zvolil jsem pro řízení soustavy regulátor v konfiguraci 2DOF.

### 6.1.1 Návrh regulátoru 2 DOF

Pro účely regulace jsou stanoveny obrazy signálů.

Žádaná hodnota – rampa

$$W(s) = \frac{h_w(s)}{f_w(s)} = \frac{1}{s^2} \quad \rightarrow \quad f_w(s) = s^2 \quad (142)$$

Poruchová veličina – skok

$$V(s) = \frac{h_v(s)}{f_v(s)} = \frac{1}{s} \quad \rightarrow \quad f_v(s) = s \quad (143)$$

Nejmenší společný násobek

$$f(s) = s^2 \quad (144)$$

Odvození neznámých stupňů regulátoru je dáno vztahem (96) a také stanovení počtu neznámých koeficientů a počtu neznámých rovnic navazuje na vztahy (97) až (101)(98)

**Stanovení stupně polynomů podle 2DOF konfigurace – pro 2. řád**

$$\deg q = \deg a + \deg f_v - 1 = 2 + 1 - 1 = 2 \quad \Rightarrow \quad q(s) = q_2 s^2 + q_1 s + q_0$$

$$\deg r = \deg f_w - 1 = 2 - 1 = 1 \quad \Rightarrow \quad r(s) = r_1 s + r_0$$

$$k_0 = \deg f_w - \deg f_v - \deg a = 2 - 1 - 2 = -1 \quad \Rightarrow \quad k = 0$$

$$\deg \tilde{p} = \deg a - 1 + k = 2 - 1 + 0 = 1 \quad \Rightarrow \quad \tilde{p}(s) = p_1 s + p_0$$

$$\deg d = 2\deg a + \deg f_v - 1 + k = 4 + 1 - 1 + 0 = 4 \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow d(s) = d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0$$

$$\deg t = 2\deg a + \deg f_v - \deg f_w - 1 + k = 4 + 1 - 2 - 1 + 0 = 2 \quad \Rightarrow$$

$$\Rightarrow t(s) = t_2 s^2 + t_1 s + t_0$$

Výsledné přenosy regulátorů podle 2 DOF konfigurace pro 2. řád jsou

$$Q(s) = \frac{q(s)}{f_v(s)\tilde{p}(s)} = \frac{q_2 s^2 + q_1 s + q_0}{s(p_1 s + p_0)} = \frac{q_2 s^2 + q_1 s + q_0}{p_1 s^2 + p_0 s} \quad (145)$$

$$R(s) = \frac{r(s)}{f_v(s)\tilde{p}(s)} = \frac{r_1 s + r_0}{s(p_1 s + p_0)} = \frac{r_1 s + r_0}{p_1 s^2 + p_0 s} \quad (146)$$

**Stanovení parametrů regulátorů – pro 2. Řád**

**Přiřazení pólů** přenosu uzavřeného regulačního obvodu (102).

- Volíme čtyřnásobný reálný pól rovný  $(-\alpha)$ , pravá strana rovnice tedy je

$$d(s) = (s + \alpha)^4 = s^4 + 4\alpha s^3 + 6\alpha^2 s^2 + 4\alpha^3 s + \alpha^4 \quad (147)$$

**Levé strany** polynomiálních rovnic mají tvar.

$$a(s)f_v(s)\tilde{p}(s) + b(s)q(s) = \quad (148)$$

$$\begin{aligned} &= (s^2 + a_1s + a_0)s(p_1s + p_0) + (b_1s + b_0)(q_2s^2 + q_1s + q_0) = \\ &= (s^2 + a_1s + a_0)(p_1s^2 + p_0s) + \\ &\quad + b_1q_2s^3 + b_1q_1s^2 + b_1q_0s + b_0q_2s^2 + b_0q_1s + b_0q_0 = \\ &= p_1s^4 + p_0s^3 + p_1a_1s^3 + p_0a_1s^2 + p_1a_0s^2 + p_0a_0s + b_0q_2s^2 + b_0q_1s + b_0q_0 = \\ &= p_1s^4 + (a_1p_1 + p_0)s^3 + (a_1p_0 + a_0p_1 + b_0q_2)s^2 + (a_0p_0 + b_0q_1)s + b_0q_0 \end{aligned}$$

$$t(s)f_w(s) + b(s)r(s) = \quad (149)$$

$$\begin{aligned} &= (t_2s^2 + t_1s + t_0)s^2 + (b_1s + b_0)(r_1s + r_0) = \\ &= t_2s^4 + t_1s^3 + t_0s^2 + b_1r_1s^2 + b_1r_0s + b_0r_1s + b_0r_0 \end{aligned}$$

Porovnáním koeficientů při stejných mocninách  $s$ , nyní dostaneme rovnice včetně řešení

$$s^4: p_1 = 1 \quad \rightarrow p_1 = 1 \quad (150)$$

$$s^3: a_1p_1 + p_0 + b_1q_2 = 4\alpha \quad \rightarrow p_0 = 4\alpha - a_1 - b_1q_2 \quad (151)$$

$$s^2: a_0p_1 + a_1p_0 + b_0q_2 + b_1q_1 = 6\alpha^2 \quad \rightarrow \quad (152)$$

$$\rightarrow q_2 = \frac{1}{b_0} [6\alpha^2 - a_1(4\alpha - a_1 - b_1q_2) - a_0 - b_1q_1]$$

$$s^1: a_0p_0 + b_0q_1 + b_1q_0 = 4\alpha^3 \quad \rightarrow \quad (153)$$

$$\rightarrow q_1 = \frac{1}{b_0} [4\alpha^3 - a_0(4\alpha - a_1 - b_1q_2) - b_1q_0]$$

$$s^0: b_0q_0 = \alpha^4 \quad \rightarrow q_0 = \frac{1}{b_0} \alpha^4 \quad (154)$$

Výsledný regulátor odpovídá v tomto případě reálnému PID regulátoru.

$$s^4: t_2 = 1 \quad \rightarrow t_2 = 1 \quad (155)$$

$$s^3: t_1 = 4\alpha \quad \rightarrow t_1 = 4\alpha \quad (156)$$

$$s^2: t_0 + b_1 r_1 = 6\alpha^2 \rightarrow t_0 = 6\alpha^2 - b_1 r_1 \quad (157)$$

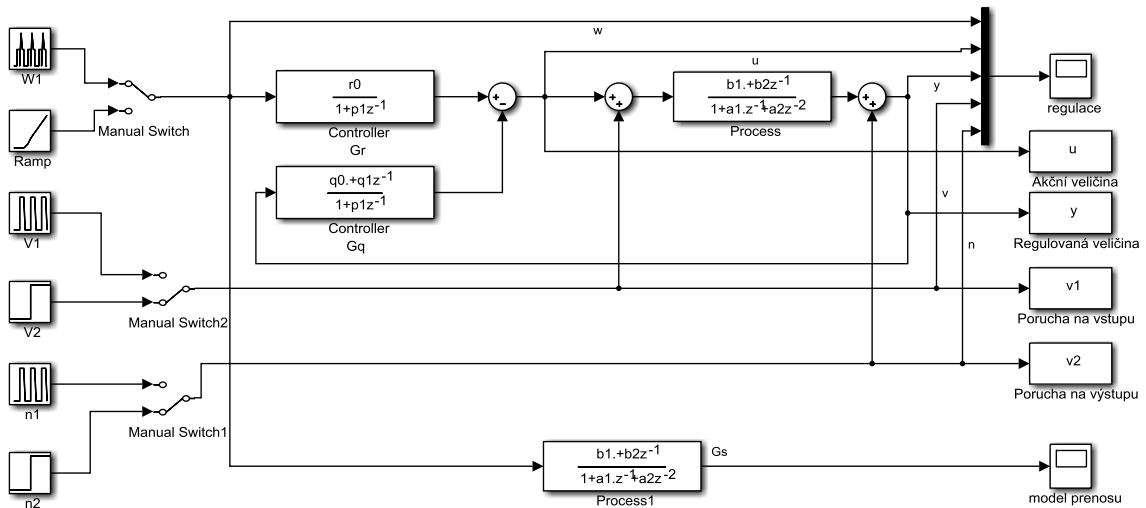
$$s^1: b_0 r_1 + b_1 r_0 = 4\alpha^3 \rightarrow r_1 = \frac{1}{b_0} [4\alpha^3 - b_1 r_0] \quad (158)$$

$$s^0: b_0 r_0 = \alpha^4 \rightarrow r_0 = \frac{1}{b_0} \alpha^4 \quad (159)$$

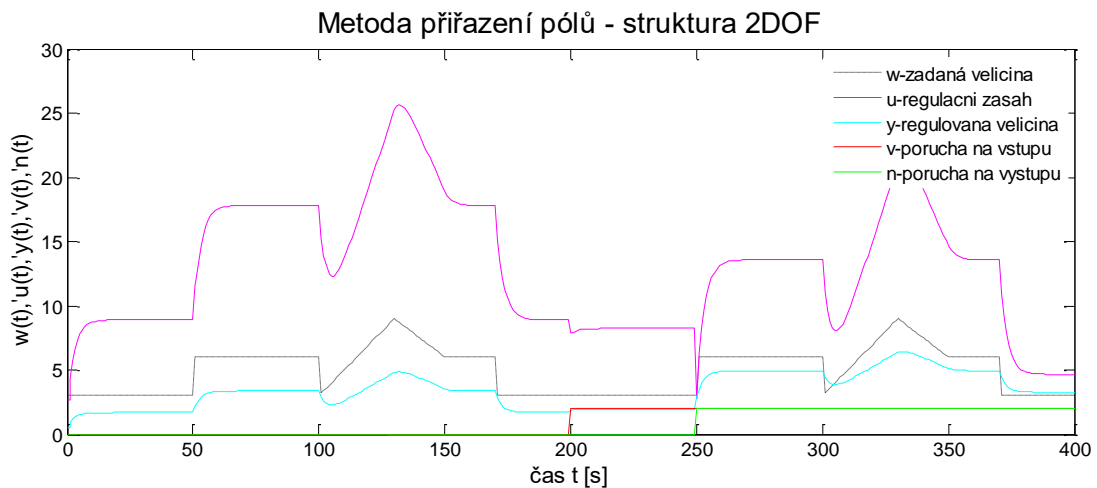
V tomto případě odpovídá výsledný regulátor reálnému PI regulátoru.

Regulační obvod je stabilní pro každé  $\alpha > 0$ . Pokud však chceme získat stabilní i regulátor musí být  $p_0 = 4\alpha - a_1 - b_1 q_2 > 0$  a  $\alpha$  tedy musí splňovat podmínku

$$\alpha > \frac{a_1 + b_1 q_2}{4} > \frac{0,1376 + 0,02476 \cdot 0,73283}{4} > 0,039 \quad (160)$$

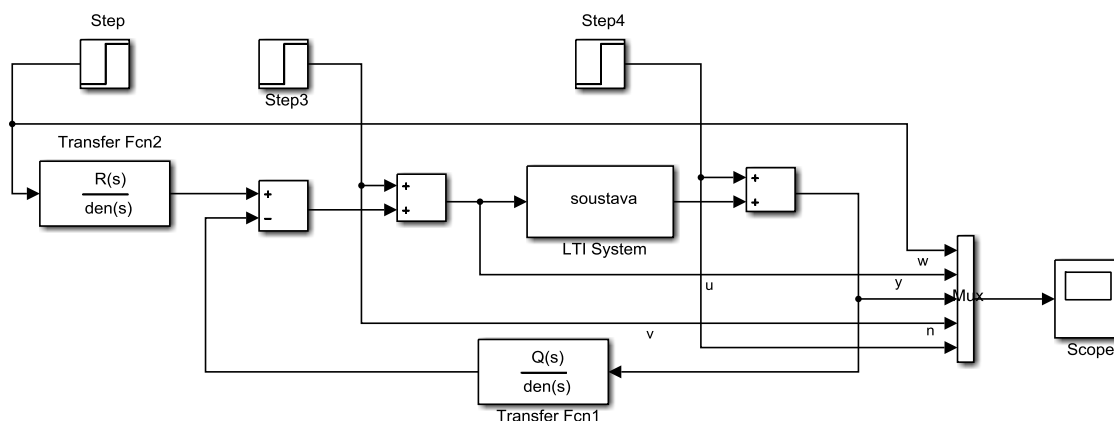


Obrázek 33 – 2DOF regulace sestavená v metodou přiřazení pólů



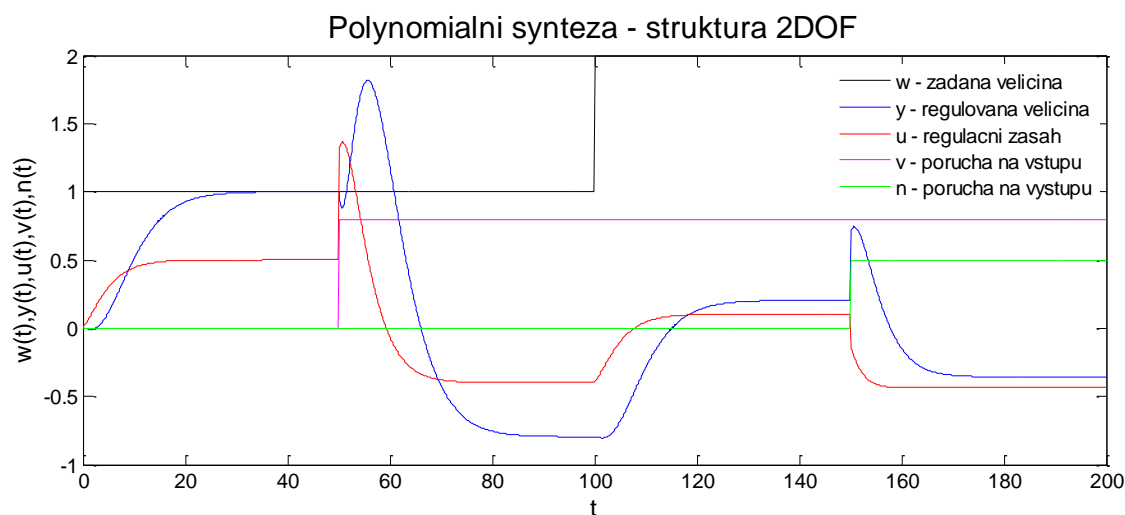
Obrázek 34 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 2DOF

Na *Obrázek 34* je znázorněn výsledný průběh 2DOF regulátoru vypočítaný metodou přiřazení pólů. Trvalá regulační odchylka v průběhu řízení se vyrovná vždy při zapůsobení poruchové veličiny.



*Obrázek 35 – 2DOF regulace sestavená metodou polynomiální syntézy*

Na *Obrázek 35* a *Obrázek 36* je regulátor se stejnou strukturou 2DOF jako na předešlé variantě. Sestavení parametrů však bylo uskutečněno metodou polynomiální syntézy, která nastavila parametry regulátoru tak, že při řízení není nutný tak velký regulační zásah, ale regulační odchylka se stále projevuje.

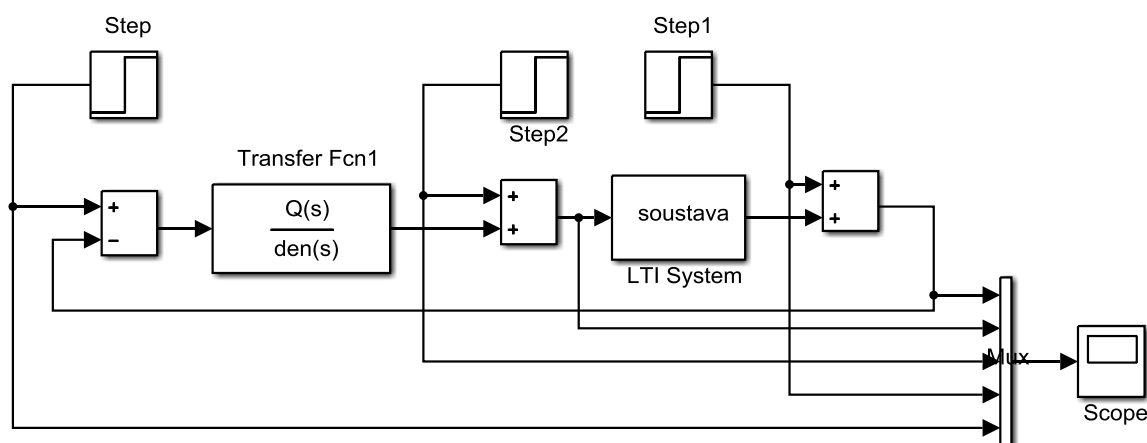


*Obrázek 36 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 2DOF*

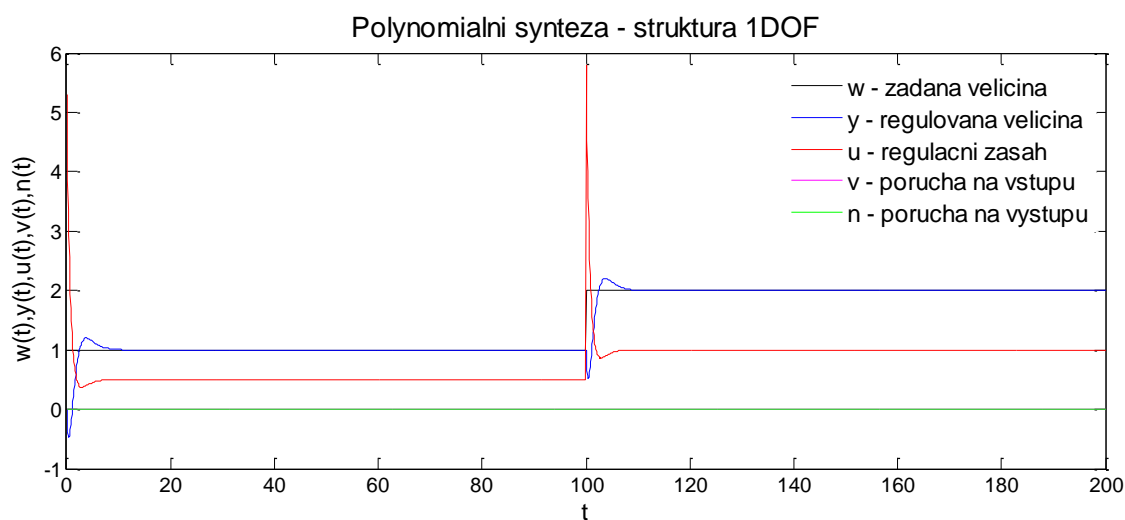
## 6.2 Řízení regulátorem v konfiguraci 1DOF

Návrh regulátoru v konfiguraci 1DOF jsem provedl pouze polynomiální metodou, která se osvědčila jako dostatečně přesná.

### 6.2.1 Návrh regulátoru 1 DOF



Obrázek 37 – 1DOF regulace sestavená metodou polynomiální syntézy

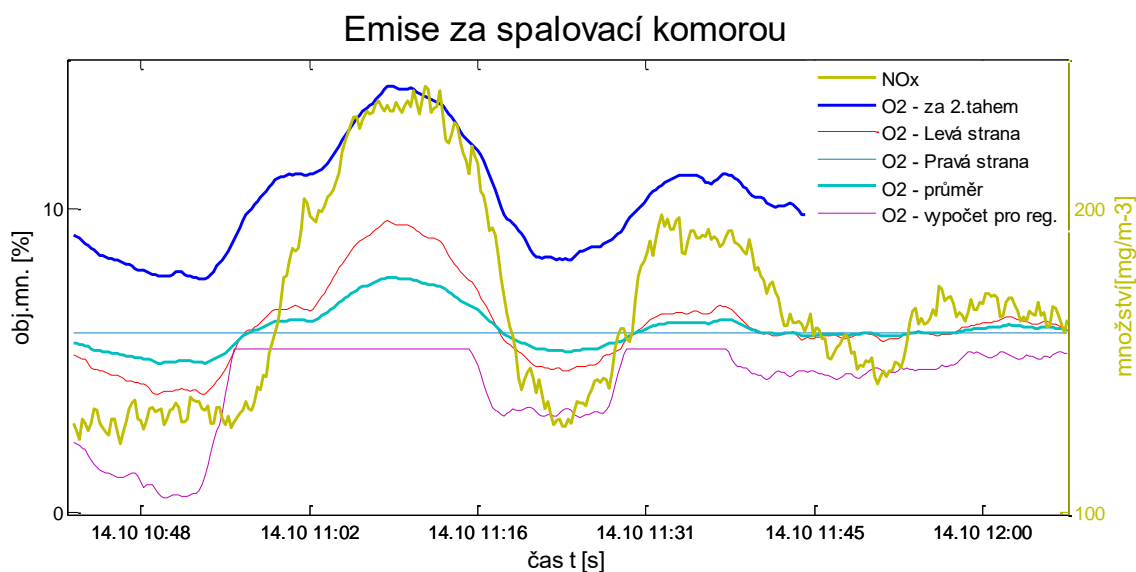


Obrázek 38 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 1DOF

Na Obrázek 37 je znázorněno uspořádání regulátoru v regulované soustavě a na Obrázek 38 je grafický průběh regulace. I přesto, že konfigurace 1DOF má jen zpětnovazební část, dosahuje řízení přesnějších výsledků a dostatečně eliminuje poruchovou veličinu.

## 7 POROVNÁNÍ MĚŘENÍ NA REÁLNÉM KOTLI FK31

Vliv koncentrace  $O_2$  na koncentraci  $NO_x$  ve spalinách je vidět na *Obrázek 39*. Zde je jednoznačně patrná souvislost vzájemné vazby koncentrace kyslíku ve spalovací komoře a koncentraci oxidů dusíku měřeného za 2. tahem. Koncentrace kyslíku označená jako  $O_2$ -levá strana a  $O_2$ -pravá strana je umístěna nad kotlem v místě, kde spaliny přechází ze spalovací komory do cyklónů a ekonomizéru. Analyzátor kyslíku  $O_2$ -pravá strana byl v době měření mimo provoz. Vstupem pro regulaci a identifikaci byl proto brán signál označen jako  $O_2$ -průměr. Třetím měřením kyslíku je místo označené jako  $O_2$ -za 2.tahem. Toto měření se nachází cca 25 m na trase spalin za ekonomizéry. Spaliny v tomto místě mají teplotu jen okolo  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$  a proto je zde měřitelná i koncentrace ostatních složek emisí, jako jsou oxidy dusíku, oxidy síry, oxidy uhlíku a kyslík. Koncentrace kyslíku v místě tohoto měření je vyšší a to z důvodu provozních netěsností a přísávání falešného vzduchu. Rozdíl, který je pozorovatelný mezi koncentrací kyslíku za 2. tahem a kyslíku na levé straně to jednoznačně ukazuje. Zde je nutno ještě podotknout, že průměrná hodnota koncentrace  $NO_x$  se pohybovala mezi hranicí  $150$  až  $230\text{ mg}\cdot\text{m}^{-3}$ .



Obrázek 39 – Grafický průběh měřených koncentrací  $O_2$  a  $NO_x$

### 7.1 Spalovací zkoušky (experimentální část)

#### 7.1.1 Sledované parametry

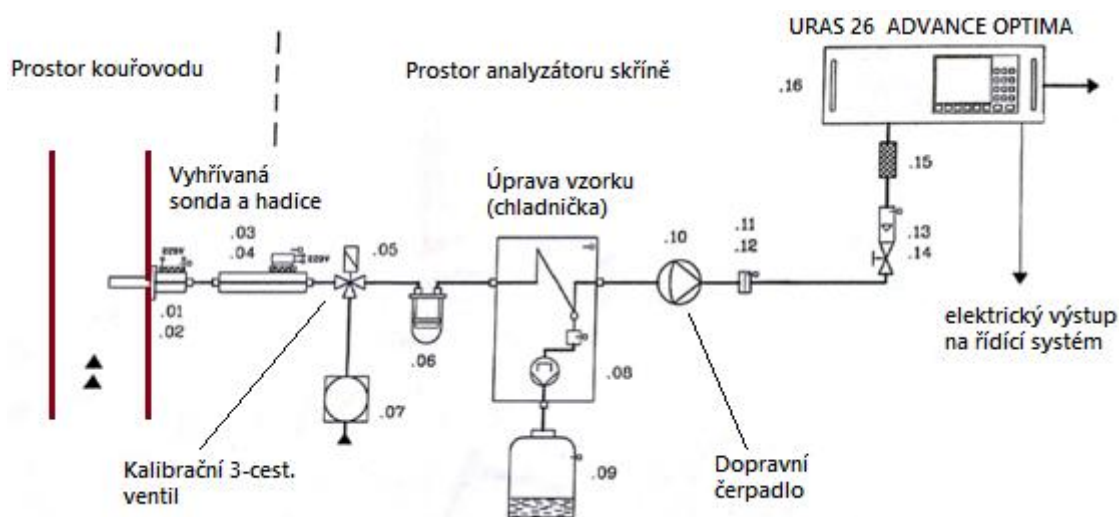
Záznamy parametrů a hodnot vstupů i výstupů souvisejících se spalovací komorou byly použity jednak z historizovaných dat řídicího systému, ale i s použitím externího



analyzátoru instalovaného v prostoru výstupu spalin ze spalovací komory do cyklónu a 2. tahu (viz *Obrázek 41*, *Obrázek 42*).

- Tepelný výkon
- Hmotnostní tok vzduchu
- **Přebytek spalovacího vzduchu (koncentrace  $O_2$ )**
- Koncentrace škodlivin  $SO_2$ ,  $NO_x$ , CO, TZL

Zchlazené a vysušené spaliny jsou měřeny kontinuálním analyzátozem URAS 26. Koncentrace  $NO_x$  jsou společně s CO a  $SO_2$  měřeny na principu absorpce infračerveného záření. Koncentrace  $O_2$  je měřena na principu paramagnetických vlastností kyslíku také v analyzátoru URAS 26. Naměřené hodnoty jsou vyjádřeny v objemových procentech  $O_2$  ve spalinách a slouží jako vztažné veličiny pro přepočty. Trasu odběru vzorku a měření znázorňuje *Obrázek 40*.



*Obrázek 40 – Obvod kontinuálního měření emisí ve spalinách*

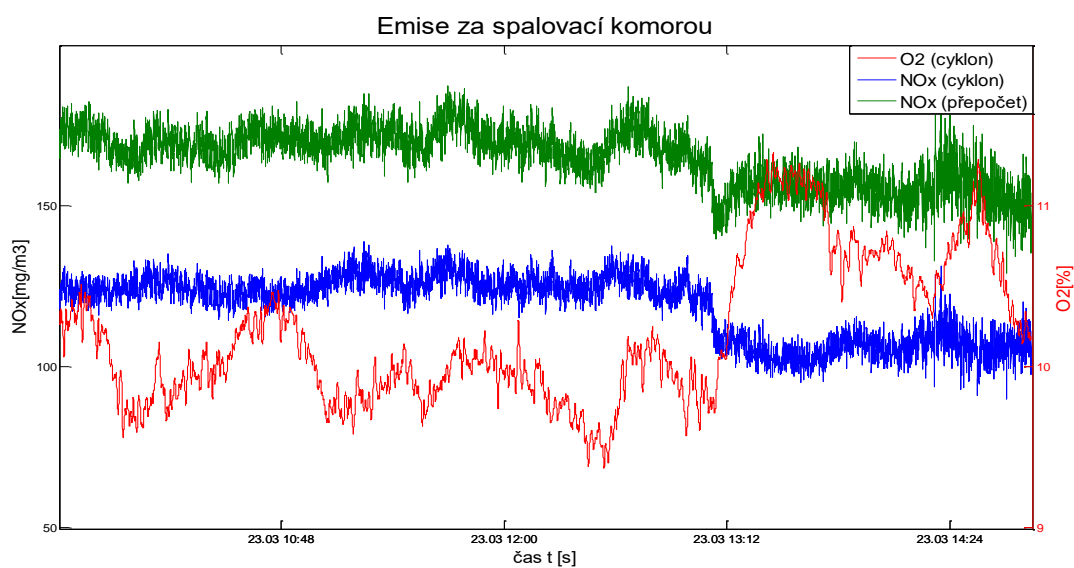
Množství kyslíku ve spalovací komoře, jak je uvedeno v oddíle 2.2, přímo ovlivňuje tvorbu nežádoucích  $NO_x$ . Tato závislost je využita i pro řízení a to z důvodu přesnějšího měření v blízkosti spalovací komory, kde by při teplotách  $350^\circ C$  standardní analyzátor  $NO_x$  zkresloval měření.



Obrázek 41 – Měření spalin externím analyzátozem plynů

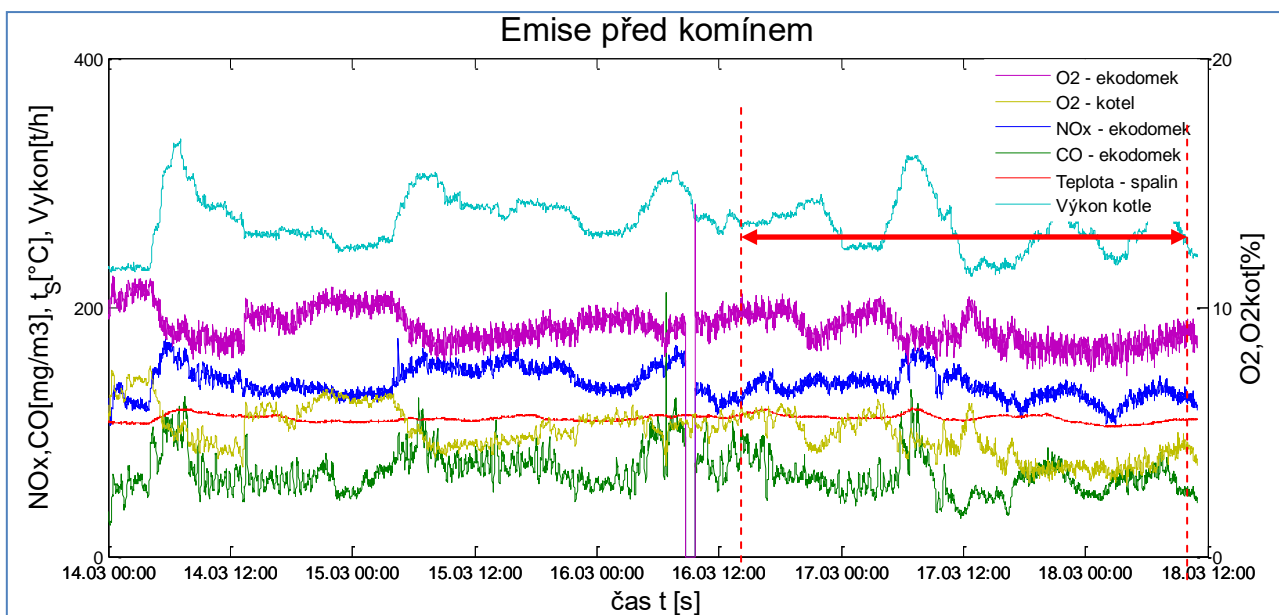


Obrázek 42 – Detail externího analyzátoru při měření koncentrace spalin



Obrázek 43 – Záznam z externího analyzátoru při měření koncentrace spalin

Na *Obrázek 44* je uveden záznam měření emisí před jejich vstupem do komína. Zvýrazněná část na záznamu definuje časový interval, ve kterém probíhalo testování klapky terciálního vzduchu. Počátek byl zvolen na 16.3.2016 v 13:00, protože v tuto dobu je klidnější režim provozu kotle. Po dobu 48 hod měla obsluha fluidního bloku za úkol provozovat klapky terciálního vzduchu v simulačním režimu. To znamená, že zásahy do řízení tohoto vzduchu bylo možné provádět pouze prostřednictvím korekce v nastavení koncových poloh klapky. Díky tomuto počátečnímu testování bylo ověřeno, že snížením přiváděného množství terciálního vzduchu o 3 % (z 6.000 na 5.800 m<sup>3</sup>·s<sup>-1</sup>) má vliv na snížení produkce emisí NO<sub>x</sub> v průměru ze 120 mg na 105 mg. Tato hodnota je spíše výjimečná, protože se jednalo o ustálený provoz při konstantním výkonu.



*Obrázek 44 – Grafický průběh měřených koncentrací emisí před vstupem do komína*

## 8 DISKUSE

Problematika řízení spalování na tepelných zdrojích patří vždy mezi komplikované oblasti identifikace a optimalizace. Ne jinak tomu bylo i v mém případě. Nejprve jsem při identifikaci očekával jednoznačné výsledky rozlišující vstupy a výstup ze soustavy pomocí jakýchkoliv metod. Tato očekávání se projevila jako zavádějící a bylo nutné vystřídat několik variant a způsobů identifikace. Základním požadavkem bylo, abych ve formě přenosu dokázal popsat chování výstupního kyslíku na vstupní poloze klapky terciálního vzduchu.

## ZÁVĚR

Cílem mé diplomové práce bylo provedení podrobné analýzy řízení způsobu spalování fosilních paliv na tepelném zdroji FK31. Poté na základě získaných informací nalézt řešení vedoucí k redukci emisí NO<sub>x</sub> ve spalínách, které umožní dodržování přísných ekologických kritérií platných pro provoz tohoto zařízení od 1.1.2020.

Tepelný zdroj FK31 je majetkem společnosti Alpiq Generation (CZ) s.r.o., který je provozován Teplárnou Zlín od roku 1996. Předpoklad pro plnění emisních limitů je dán především zvolenou technologií spalování. Jedná se o technologii cirkofluidního spalování, která díky několikanásobné cirkulaci popele přes spalovací komoru zajišťuje dokonalé spálení přiváděného paliva. Touto formou spalování se obecně produkuje malé množství znečišťujících emisí oxidů dusíku. Od 1.1.2016 jsou však platná nová legislativní nařízení, pro která již uvedená technologie nezajistí dostatečnou rezervu v produkci emisí a je nutno použít dodatečná opatření směřující k dlouhodobému řešení. Tato opatření musí být realizována nejpozději do 31.12.2019, do kdy platí přechodné realizační období. V současné době probíhá aktivní hledání nových řešení, která by byla především ekonomicky nejméně náročná.

V této práci jsem se zaměřil na vyhodnocení vlastností a tvorby emisí NO<sub>x</sub>, a to již v průběhu spalování. Tímto způsobem dále zajistit optimální spalovací podmínky. Významnou částí je tedy rozbor chemických vlastností spalovaných paliv a popis reakcí doprovázející proces vzniku emisí NO<sub>x</sub> při spalování. Následně je vypracována stechiometrie spalování, na základě které byl definován optimální stav přebytku kyslíku při spalování. Propočet objemové bilance již umožnil provést první dílčí zhodnocení a přinesl výsledek, který vedl k návrhu optimálního množství přiváděného spalovacího vzduchu. Tímto návrhem je úprava přívodních klapek terciálního vzduchu, které jsou v současné době řešeny formou jednoosé klapky. Konstrukční úpravou těchto klapek za lamely nebo věnec, lze dosáhnout rovnoměrnějšího přívodu vzduchu po celém průřezu přívodního potrubí. Terciální vzduch má za úkol zajistit dodatečné okysličení nad zónou hoření a tím i ovlivnit dokonalé spalování.

Navazující část je věnována identifikaci soustavy za účelem optimalizace řízení množství terciálního vzduchu. Jsou zde uvedeny základní principy identifikačních metod a možnosti jejich využití pro stochastické soustavy. K identifikaci reálného zařízení s omezeným rozsahem pozorování v krajních polohách se nejvíce osvědčila rekursivní metoda

nejmenších čtverců. Tato metoda dokáže s dostatečnou přesností eliminovat vlivy poruchových veličin a na reálném vzorku dat tak určit přenos soustavy. Další variantou použitou k identifikaci byla jednorázová metoda nejmenších čtverců s ARX modelem. Tato metoda však neposkytovala dostatečně přesné aproximace a to jak v soustavě prvního řádu, tak i v soustavě druhého řádu.

Teoretická část dále obsahuje popisy konfigurací základních modelů řízení, včetně jejich principů a vztahů, které umožňují návrh regulátoru. Zvolená konfigurace pro řízení soustavy terciálního vzduchu musí zajistit dostatečné řízení i s vlivem poruchové veličiny na výstupu. Pro tento účel nejlépe vyhovuje model regulátoru ve struktuře 2DOF, pro který je tento požadavek snadno realizovatelný.

V praktické části jsem nejprve prostřednictvím stechiometrických výpočtů a prvkového složení paliva, stanovil teoretické množství přiváděného spalovacího vzduchu včetně procentuální rozdělení jednotlivých složek ve spalínách. Další důležitou část tvoří bilanční výpočty. Tyto výpočty jsou zaměřena na objemové a složkové bilanci. Výsledky z bilančních výpočtů jsou využity k úpravě množství přiváděného terciálního vzduchu.

Před stanovením parametrů řídicího regulátoru jsem v experimentální části provedl identifikování soustavy, včetně jejich statických i dynamických vlastností. Statická část klapky ventilátoru je v měřené oblasti lineární s mírnou hysterezí. Nejvíce komplikovanou část tvořila identifikace dynamických vlastností systému. Zde jsem odzkoušel několik metod a způsobů aproximování přechodové funkce soustavy. Jako možnou příčinu pro mnoho neúspěšných pokusů je příliš dlouhá perioda vzorkování tj. 15 s naměřených dat. Tato perioda je nastavena na modulu řídicího systému pro historizaci provozu a nevystihuje všechny dynamické události z procesu spalování. Pro volbu kratší periody byl ve spolupráci se správcem systému proveden zásah do nastavení řídicího systému. Perioda vzorkování byla nastavena na 1 s, ale vlivem velkého objemu dat k historizaci došlo ke značnému zpomalení procesu řízení. Operátor bloku musel například čekat na vypisování parametrů se zpožděním. Z tohoto důvodu bylo vzorkování nastaveno zpět na 15 s.

Výsledky rekurzivní identifikace z takto naměřených dat, byly použity k výpočtu a nastavení parametrů regulátoru 2DOF. Následně jsem provedl simulační ověření jeho vlastností.

Data pro porovnání výsledků simulačních a naměřených hodnot na reálném kotli byla použita opět z řídicího systému dále pak z monitorovacího systému emisí a formou

záznamu dat na přenosný zapisovač v zapojení s externím analyzátozem emisí v oblasti vstupu spalín do 2. tahu za cyklóny. Výsledné hodnoty ukazují snížení emisí oxidů dusíku vlivem provozování terciálních klapek s nižším přísunem vzduch o  $30 \text{ mg.m}^{-3}$ .

## RESUME

The aim of my thesis was a detailed analysis of the control process for burning fossil fuels for heat source FK31. Then, based on the information gathered to find solutions leading to a reduction of NO<sub>x</sub> emissions in flue gas, which will enable adhering strict environmental criteria for operation of this facility valid since January 1, 2020.

FK31 heat source is owned by Alpiq Generation (CZ) s.r.o, which is operated by Teplárna Zlín since 1996. Prerequisite for observance the emission limits is due primarily to the selected combustion technology. This technology of circofluid combustion that due to the multiple circulation through the ash combustion chamber ensures complete combustion of the supplied fuel. This form of combustion generally emits a small amount of pollutant emissions of nitrogen oxides. Since January 1, 2016 will be valid new legislative regulation, for which the technology has not procure a sufficient reserve of emissions and it will be necessary to use additional measures aimed at long-term solutions. These measures must be implemented no later than 31 December 2019, that is the expiry date of the transitional implementation period. Currently, there is an active research of new solutions that would be primarily economically the least demanding.

In this thesis I focused on the evaluation of features and formation of No<sub>x</sub> while during combustion. In this way, further ensure optimum combustion conditions. An important part is the analyze of chemical features of fuels burned and description of reactions accompanying the process of formation of NO<sub>x</sub> during combustion. Subsequently, there is developed combustion stoichiometry based on of which has been defined the optimum condition of excess of oxygen during combustion. The calculation of the volume of balance has allowed to perform a first partial evaluation, and brought a result that led to the optimum amount of combustion air supply. This proposal is to regulate the supply of tertiary air dampers, which are currently being solved by uniaxial flap. Construction adjusting of these flaps to slats or wreath can achieve a more even air supply throughout the diameter supply line. Tertiary air is intended to provide additional oxygenation above the combustion zone and thus affect complete combustion.

The following part is dedicated to the identification system in order to optimize the control of the quantity of tertiary air. There are basic principles of identification methods and their potential use for stochastic systems. To identify the real device with limited observations at the extremes was the most useful the recursive smallest squares method. This method can with sufficient accuracy eliminate the effects of disturbance variables and on the real data sample determine the transmission system. Another variant which was used to identification, was a single method of smallest squares with ARX model. This method did not provide sufficiently accurate approximation in the system of first-order nor second order system.

The theoretical part contains descriptions of configurations of basic control models, including their principles and relationships that allow the controller design. Chosen configuration for the management of tertiary air systems must ensure adequate control and the influence of disturbance variables on output. For this purpose, the model is the best suited to the controller in the structure 2DOF for which this requirement is easy to implement.

I provided through the stoichiometric calculations and elemental composition of fuel, the theoretical amount of combustion air supply, including the percentage distribution of individual components in the flue gas. Another important part is the balance calculations. These calculations are focused on volume and component balance. Results from the balance calculations are used to adjust the amount of tertiary air supply.

Before setting the parameters of the master controller of the experiment I conducted identification system, including static and dynamic properties. The static part of the fan flap is in a measured area linear with a slight hysteresis. The most complicated part consisted of identifying the dynamic features of the system. In this part I tested several methods and ways to approximate the transfer function of the system. As a possible cause for many failed attempts I find too long sampling period ie. 15 seconds of measured data. This period is set on modul of the control system for historisation and it does not describe all of the dynamic events from a combustion process. To select a shorter period, I was cooperating with the system administrator and we conducted interference in the setting of the control system. Sampling period was set to 1, but due to the large volume of data to historisation, there has been a significant slowdown in the management process. For example, the operator of block had to wait for delayed announcing parameters. For this reason, sampling was reset back to 15 seconds.



Results of recursive identification from data measured like this were used for calculation and setting of the controller parameters 2DOF. Then I performed a simulation to verify its features.

Data for comparison of simulation and measured values for real boiler was used again from the control system and then from a monitoring system of emissions and by a form of recording data to a portable recorder in connection with an external analyzer of emissions in flue gas inlet into the second turn for cyclones. The resulting values show a reduction in nitrogen oxide emissions due to the operation of tertiary dampers with lower air intake of  $30 \text{ mg} \cdot \text{m}^{-3}$ .

**SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] *World Energy Outlook 2013: (Světová výroční zpráva IEA)*. Paris: Organization for Economic, 2013, 708 s. ISBN 978-92-64-20130-9.
- [2] *Elektricity Information (2015 edition)*. Paris: International Energy Agency, 2015, 894 s. ISBN 978-92-64-23888-6.
- [3] HEMERKA, J., HRDLIČKA, F. *Emise z kotelen a ochrana ovzduší (I)* [online]. Praha, 2004 [cit. 2014-02-28]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2294-emise-z-kotelen-a-ochrana-ovzdusi-i>.
- [4] Úřední věstník Evropské unie: *Směrnice Evropského parlamentu a Rady o průmyslových emisích (integrované prevenci a omezování znečištění)*. In: 2010/75/EU. Štrasburk, 2010, L334, sv. 53. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2010:334:FULL:CS:PDF>
- [5] Sbírka zákonů Česká republika: *Vyhláška č. 415 o přípustné úrovni znečišťování a jejím zjišťování a o provedení některých dalších ustanoveních zákona o ochraně ovzduší*. Brěclav: Moraviapress, 2012. sv. 151. ISBN 1211-1244. Dostupné z: <http://www.inisoft.cz/strana/vyhlasaka-415-2012-sb>
- [6] Sbírka zákonů Česká republika: *Zákon č. 201 o ochraně ovzduší*. Brěclav: Moraviapress, 2012. sv. 69. ISBN 1211-1244. Dostupné z: <http://www.inisoft.cz/strana/zakon-201-2012-sb>
- [7] KRAYZEL, Z. Materiály ke stažení. *Zákon č. 201/2012 Sb. o ochraně ovzduší: Základní povinnosti provozovatelů zdrojů znečišťování ovzduší* [online]. Praha, 2014 [cit. 2014-04-30]. Dostupné z: [http://www.krayzel.cz/wp-content/uploads/PRED\\_Zakon-201\\_2012-plna-verze-k-27.01.2014.pdf](http://www.krayzel.cz/wp-content/uploads/PRED_Zakon-201_2012-plna-verze-k-27.01.2014.pdf)
- [8] ČECHOVÁ, J., MOLNÁR, A. *Snížení emisí NO<sub>x</sub> na fluidních kotlích FK31 a FK32*. ORGREZ, a.s., Ostrava, 2013, 43 s. 513 02 620/SGZ001/00
- [9] BALÁŠ, M., LISÝ, M., MOSKALÍK, J. *Kotle – 2. část* [online]. Praha, 2012 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://vytapeni.tzb-info.cz/kotle-kamna-krby/8438-kotle-2-cast>.
- [10] ABB, *Provozní předpisy: Technická dokumentace pro K31*, Praha: ABB, 2001, 450 s. PE-PO-0174/MO-01
- [11] KADRNOŽKA, J., OCHRANA, L. *Teplárenství*. Brno: CERM, 2001, 178 s.

ISBN 80-720-4222-X

- [12] VEČEŘA, P. *Návrh technického řešení pro snížení obsahu NO<sub>x</sub> ve spalínách*. Zlín, 2014. Bakalářská práce. UTB ve Zlíně, FAI. Vedoucí práce prof. Ing. D. JANÁČOVÁ
- [13] RYBÍN, M. *Spalování paliv a hořlavých odpadů v ohništích průmyslových kotlů*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1978, 414 s. ISBN 04-227-85.
- [14] *Charakteristiky paliv* [online]. Ostrava, VŠB – Technická universita Ostrava, 2012 [cit. 2016-03-21]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/cs/doc/charakteristiky.pdf>.
- [15] ČSN 441310. *Tuhá paliva. Označování analytických ukazatelů a vzorce přepočtů výsledků rozborů na různé stavy paliva*. Praha: ČNI, 2001, 16 s.
- [16] BALÁŠ, M., LISÝ, M., MOSKALÍK, J. *Kotle – 1. část* [online]. Praha, 2012 [cit. 2016-03-18]. Dostupné z: <http://vytapieni.tzb-info.cz/teorie-a-schemata/8382-kotle-1-cast>.
- [17] ČERNÝ, V., JANEBA, B., TEISLER, J. *Parní kotle*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 858 s. TK-0216.951
- [18] KÓL, P. *Spalování tuhých paliv*. [online]. Praha, 2011 [cit. 2016-04-08]. Dostupné z: <http://spalovaci-procesy.wz.cz/TP.html>.
- [19] HORÁK, J. *Kvalita spalování tuhých paliv v ohništích malých výkonů*. Ostrava, 2001. Disertační práce. VŠB v Ostravě, FS. Vedoucí práce prof. Ing. P. NOSKIEVIČ
- [20] NOSKIEVIČ, P. *Spalování uhlí*. 2. vyd. Ostrava, VŠB – Technická universita Ostrava, 2002, 62 s. ISBN 80-248-0204-X.
- [21] *Základy spalování* [online]. Ostrava, VŠB – Technická universita Ostrava, 2012 [cit. 2016-04-25]. Dostupné z: **Chyba! Odkaz není platný.**[http://vec.vsb.cz/cs/doc/zakl\\_spal.pdf](http://vec.vsb.cz/cs/doc/zakl_spal.pdf).
- [22] RYBÍN, M. *Vznik kyslíčnicku dusíku NO<sub>x</sub> při spalování paliv*. 1. vyd. Běchovice: ÚVVP, 1977, 87 s. ISBN 02-0777.524
- [23] NYKODÝM, J. *Vliv provozních parametrů spalování a konstrukčních parametrů nízkoemisního hořáku na charakteristické parametry spalovacích procesů*. Brno, 2015. Diplomová práce. VÚT v Brně, FS. Vedoucí práce Ing. P. BĚLOHRADSKÝ

- [24] ČERMÁKOVÁ, J. *Vliv topného režimu na emise krbových kamen spalujících dřevo*. Praha, 2006. Semestrální projekt. VŠCH-T v Praze, ÚPKOO. Vedoucí práce Ing. M. VOSECKÝ.
- [25] NOSKIEVIČ, P., *Tvorba škodlivin při spalování* [online]. Ostrava, 2009, Studijní materiály, VŠB -Technická univerzita Ostrava, [cit. 2016-04-03]. Dostupné z: <http://vec.vsb.cz/userfiles/pdf/studijni-materialy/tvorba.pdf>.
- [26] IBLER, Z. *Technický průvodce energetika*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2002, 615 s. ISBN 80-730-0026-1.
- [27] KOLOVRATNÍK, M. Přednášky. *Stavba kotlů*. [online].2013 [cit. 2016-04-24]. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/files/StK%20pr4%5B1%5D.pdf>
- [28] BOŠKA, M. *Vznik a snižování emisí NO<sub>x</sub>*. Brno, 2009. Bakalářská práce. VUT v Brně, FS. Vedoucí práce Ing. P. CHLÁPEK
- [29] VEJVODA, J., MACHAČ, P., BURYAN, P. *Technologie ochrany ovzduší a čištění odpadních plynů* [online]. Praha, 2002 [cit. 2016-04-18]. Dostupné z: [www.vscht.cz/uchop/udalosti/skripta/skriptaOOaCOP/87-164.doc](http://www.vscht.cz/uchop/udalosti/skripta/skriptaOOaCOP/87-164.doc). Vysoká škola chemicko-technologická
- [30] JAKOUBEK, P. *Způsoby řízení spalovacího režimu v ohništích parních kotlů*. Praha, 2012. Disertační práce. ČVUT v Praze, FS. Vedoucí práce prof. Ing. M. HOFREITER
- [31] BALÁTĚ, J. *Automatické řízení*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2003, 663 s. ISBN 80-730-0020-2.
- [32] KINOVIČ, F., KÁŇA, R., KADLEC, K. *Tepelné hmotnostní průtokoměry a regulátory*. Automa, 2003, roč. 9, č. 12, s. 8-11. ISSN 1210-9592.
- [33] KRHOVJÁK, A. *Mnohazměrové adaptivní řízení nelineárních systémů*. Zlín, 2013. Diplomová práce. UBT ve Zlíně, FAI. Vedoucí práce prof. Ing. P. DOSTÁL
- [34] BOBÁL, V. *Identifikace systémů*. Vyd. 1. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2009, 128 s. ISBN 978-80-7318-888-7.
- [35] NAVRÁTIL, P., BOBÁL, V. *Adaptivní řízení systému tří nádrží v prostředí matlab&simulink*. [online]. Zlín, 2012 [cit. 2016-05-08], Dostupné z: <http://www2.humusoft.cz/www/papers/tcp05/navratil.pdf>

- [36] BOBÁL, V. *Adaptivní a prediktivní řízení*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2008, 134 s. ISBN 978-80-7318-662-3.
- [37] NOSKIEVIČ, P. *Modelování a identifikace systémů*. Ostrava: Montanex, 1999, iv, ii, 276 s. ISBN 80-7225-030-2.
- [38] NAVRÁTIL, P. *Automatizace – vybrané statě*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2011, 289 s. ISBN 978-80-7318-935-8.
- [39] KUBALČÍK, M. *Cvičení z předmětu Identifikace systémů*. 1. vyd. Zlín: Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2006, 97 s. ISBN 80-7318-497-4.
- [40] ROSSITER, J. *Model-based predictive control: a practical approach*. Boca Raton: CRC Press, 2003, 318 p. CRC Press control series. ISBN 0-8493-1291-4.
- [41] BLOMBERG, H., YLINEN, R. *Algebraic theory for multivariable linear systems*. New York: Academic Press, 1983, 360 p. ISBN 01-210-7150-2.
- [42] DOSTÁL, P., MATUŠŮ, R. *Stavová a algebraická teorie řízení*. 1. vyd. Zlín, Univerzita Tomáše Bati ve Zlíně, 2010, 91 s. ISBN 978-80-7318-991-4.

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Význam	Jednotka
ACFB	Kotel s cirkulující fluidní vrstvou	[-]
AFB	Kotel se stacionární fluidní vrstvou	[-]
$A(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
$a_1, a_2, \dots, a_n$	Parametry polynomu A	[-]
$A^a$	Obsah popeloviny v analytickém stavu	[%]
$A^d$	Obsah popeloviny v sušině	[%]
$A^r$	Obsah popeloviny v původním stavu paliva	[%]
APC	Adaptive predictive control	[-]
ARX	Autoregressive with eXogenous input	[-]
ARIMAX	Autoregressive Moving Average Integrator	[-]
ARMAX	Autoregressive Moving Average with eXogenous input	[-]
$A(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
$a(s)$	Polynom čitatele přenosu soustavy	[-]
$B(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
$b(s)$	Polynom jmenovatele přenosu soustavy	[-]
$b_1, b_2, \dots, b_n$	Parametry polynomu B	[-]
$C$	Atom uhlíku	[-]
$C^d$	Obsah uhlíku v sušině	[%]
$C^{fix}$	Fixní uhlík v hořlavině	[%]
$C^h$	Obsah hořlavé složky uhlíku v 1 kg paliva	[%]
$C^r$	Obsah uhlíku v původním stavu paliva	[%]
$C_{O_2}$	Obsah kyslíku ve spalínách	[obj. %]
$C_{N_2}$	Obsah dusíku ve spalínách	[obj. %]

$C_{NO}$	Obsah oxidu dusnatého ve spalinách	[obj. %]
$C_{měř}$	Naměřená koncentrace látky	[mg·m <sup>-3</sup> ]
$C_{ref}$	Referenční stav látky	[mg·m <sup>-3</sup> ]
$\mathbf{C}(\mathbf{k})$	Kovarianční matice	[-]
$C(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
CO	Oxid uhelnatý	[mg·m <sup>-3</sup> ]
CO <sub>2</sub>	Oxid uhličitý	[mg·m <sup>-3</sup> ]
CO <sub>x</sub>	Uhelnaté oxidy	[mg·m <sup>-3</sup> ]
ČSN	Česká norma	[-]
DeNO <sub>x</sub>	Denitrogenizace	[-]
$D(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
$d(s)$	Polynomiální (diofantická) rovnice	[-]
$D^{t-1}$	Posloupnost minulých vektorů vstupů i výstupů pravděpodobnostního vektoru	[-]
deg	Označení stupně polynomu	[-]
$e$	Exponenciální číslo	[-]
$\hat{e}$	Chyba odhadu	[-]
$e_r$	Neměřitelná náhodná složka	[-]
$e_s$	Bílý šum	[-]
$E[\underline{\gamma}_t]$	Odhad střední hodnoty	[-]
EU	Evropská unie	[-]
$f$	Funkce hodnot	[-]
$f(s)$	Nejmenší společný násobek jmenovatele žádané a poruchové veličiny	[-]
$f_v(s)$	Společný násobek ve jmenovateli poruchové veličiny	[-]
$f_w(s)$	Společný násobek ve jmenovateli žádané veličiny	[-]
$\mathbf{F}$	Matice regresorů	[-]

$F(q)$	Polynom n-tého řádu	[-]
FK31	Fluidní kotel číslo 31	[-]
$G(z)$	Diskrétní přenosová matice modelu stochastického objektu	[-]
$G(s)$	Spojité přenos soustavy	[-]
$G^{KL}$	Nastavení polohy klapky řídicím systémem	[%]
$G_{SK}^{KL}$	Nastavení polohy klapky regulátorem	[%]
$G_m(z)$	Diskrétní přenosová matice modelu	[-]
$G_S^+(s)$	Přenosová matice vícerozměrové soustavy	[-]
$G_S(s)$	Přenosová matice akčních veličin	[-]
$G_{SV}(s)$	Přenosová matice poruchových veličin	[-]
$h$	Hořlavina	[%]
$h^a$	Obsah hořlaviny v analytickém stavu	[%]
$h^d$	Obsah hořlaviny v sušině	[%]
$h^r$	Obsah hořlaviny v původním stavu paliva	[%]
$h_v$	Výška hladiny v bubnu	[cm]
$H$	Atom vodíku	[-]
$H_2$	Vodík	[-]
$H_2O$	Voda	[-]
$H^{daf}$	Obsah vodíku v hořlavině	[%]
$H^h$	Obsah hořlavé složky vodíku v 1 kg paliva	[%]
$H^r$	Obsah vodíku v původním stavu paliva	[%]
$H(z)$	Diskrétní přenosová matice filtru	[-]
IEA	Mezinárodní agentury pro energii	[-]
JRRO	Jednorozměrný rozvětvený regulační obvod	[-]
$J_R$	Kritérium odhadu	[-]
$K$	Zesílení	[-]



$k$	Diskrétní čas (krok)	[-]
$k_1$	Konstanta rychlosti reakce	$[\text{m}^3 \cdot \text{g mol}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$
$k_2$	Konstanta rychlosti reakce	$[\text{m}^3 \cdot \text{g mol}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}]$
$L^{-1}$	Zpětná Laplaceova transformace	[-]
$M_{CaO}$	Molární hmotnost oxidu vápenatého	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_{CO_2}$	Molární hmotnost oxidu uhličitého	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_{H_2O}$	Molární hmotnost vody	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_N$	Molární hmotnost dusíku	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_{NO}$	Molární hmotnost oxidu dusnatého	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_{NO_2}$	Molární hmotnost oxidu dusičitého	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$M_O$	Molární hmotnost kyslíku	$[\text{g} \cdot \text{mol}^{-1}]$
$\dot{m}_{NAP}$	Hmotnostní tok napájecí vody	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_P$	Hmotnostní tok přehřáté páry	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{PAL}$	Hmotnostní tok paliva	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
$\dot{m}_{PAL}^{daf}$	Množství energie v palivové hořlavině	[MW]
$m_s$	Sypná hmotnost	$[\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$
$\dot{m}_{VAP}$	Hmotnostní tok vápna	$[\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$
MNČ	Metoda nejmenších čtverců	[-]
MŽP	Ministerstvo životního prostředí	[-]
$N$	Atom dusíku	[-]
$N$	Pořadové číslo hodnot	[-]
$N^{daf}$	Obsah dusíku v hořlavině	[%]
$N^h$	Obsah hořlavé složky dusíku v 1 kg paliva	[%]
$N^r$	Obsah dusíku v původním stavu paliva	[%]
$n(k)$	Náhodný signál	[-]
$N_2$	Dusík	$[\text{mg} \cdot \text{m}^{-3}]$

NO	Oxid dusnatý	[mg·m <sup>-3</sup> ]
NO	Koncentrace NO	[ppm]
NO <sub>2</sub>	Oxid dusičitý	[mg·m <sup>-3</sup> ]
NO <sub>2</sub>	Koncentrace NO <sub>2</sub>	[ppm]
NO <sub>x</sub>	Oxidy dusíku	[mg·m <sup>-3</sup> ]
NO <sub>x</sub>	Koncentrace NO <sub>x</sub>	[ppm]
$n_{PAL}$	Otáčky podavače paliva	[ot·s <sup>-1</sup> ]
O	Atom kyslíku	[-]
O <sub>2</sub>	Kyslík	[-]
O <sub>2,měř</sub>	Naměřené množství kyslíku	[%]
O <sub>2,ref</sub>	Referenční stav kyslíku	[%]
O <sup>daf</sup>	Obsah kyslíku v hořlavině	[%]
O <sup>h</sup>	Obsah hořlavé složky kyslíku v 1 kg paliva	[%]
O <sup>r</sup>	Obsah kyslíku v původním stavu paliva	[%]
O <sub>CO<sub>2</sub></sub>	Objemová koncentrace oxidu uhličitého	[ppm]
O <sub>CO<sub>2</sub>,max</sub>	Maximální objemová koncentrace oxidu uhličitého	[ppm]
O <sub>SO<sub>2</sub>,max</sub>	Maximální objemová koncentrace oxidu siřičitého	[ppm]
OE	Output Error (stochastický diskretní model)	[-]
OECD	Organizaci pro hospodářskou spolupráci a rozvoj	[-]
OH	Hydroxid	[-]
p	Tlak	[kPa]
p <sub>0</sub>	Tlak při normálním stavu	[MPa]
p <sub>c</sub>	Tlak vzduchu	[MPa]
p(γ)	Pravděpodobnost náhodné veličiny	[-]
p(s)	Polynom jmenovatele zpětnovazebního i přímo-vazebního regulátoru	[-]

PID	PID regulátor (proporcionální-integrační-derivační)	[-]
$PN1 \dots PN2$	Počet neznámých koeficientů	[-]
$PR1 \dots PN2$	Počet neznámých rovnic	[-]
$p_p$	Parciální tlak vodní páry	[MPa]
$p_t$	Podtlak ve spalovací komoře	[kPa]
$p_{vp}$	Tlak páry na výstupu z kotle	[MPa]
$q(s)$	Polynom čitatele zpětnovazebního regulátoru	[-]
$Q(s)$	Přenos zpětnovazebního regulátoru	[-]
$Q_i^r$	Výhřevnost paliva	[MJ·kg <sup>-1</sup> ]
$Q_i$	Kritérium identifikace	[-]
$Q_s^r$	Spalné teplo	[MJ·kg <sup>-1</sup> ]
$Q_s$	Kritérium syntézy	[-]
$\dot{Q}_{PAL}$	Tepelný tok paliva	[W]
$\dot{Q}_{VYP}$	Teplo přivedené z výparníku do přehříváku	[J·kmol <sup>-1</sup> ·K <sup>-1</sup> ]
$r(s)$	Polynom čitatele přenosu přímo-vazebního regulátoru	[-]
$R(s)$	Přenos přímo-vazebního regulátoru	[-]
RLS	Rekurzivní metoda nejmenších čtverců	[-]
S	Atom síry	[-]
$S_{11}$ až $S_{55}$	Prvky matice akčních veličin	[-]
$S_{V11}$ až $S_{V51}$	Prvky matice poruchových veličin	[-]
$S^d$	Obsah síry v sušině	[%]
$S_{spal}^h$	Obsah síry v hořlavině	[%]
$S_{spal}^r$	Obsah síry v původním stavu paliva	[%]
$S_\gamma$	Množina možných hodnot náhodné veličiny	[-]
SCR	Selektivní katalytickou redukcí	[-]

SNCR	Selektivní nekatalytickou redukcí	[-]
SO <sub>2</sub>	Oxid siřičitý	[mg·m <sup>-3</sup> ]
SO <sub>x</sub>	Oxidy síry	[mg·m <sup>-3</sup> ]
STC	Samočinně se nastavující regulátor	[-]
$t$	Skutečná teplota	[°C]
$t_0$	Teplota při normálním stavu	[°C]
$t_H$	Počáteční čas v intervalu měření dat	[s]
$t_K$	Konečný čas v intervalu měření dat	[s]
$t_p$	Teplota přehřáté páry	[°C]
$t_{pv}$	Teplota páry před vstřikem	[°C]
$t_v$	Teplota vzduchu	[°C]
$T$	Teplota	[K]
$T_1, T_2$	Časové konstanty přenosu	[-]
TOC	Celkový organický uhlík	[%]
TZL	Tuhé znečišťující látky	[-]
$u$	Akční veličina na vstupu do regulované soustavy	[-]
$u_0$	Akční veličina na výstupu z regulátoru	[-]
$u(k)$	Diskrétní vstupní signál	[-]
$\mathbf{u}(t)$	Vektor akčních veličin	[-]
$u_1$ až $u_5$	Prvky vektoru akčních veličin	[-]
$U(z)$	Diskrétní obraz vstupu (akční veličiny)	[-]
$\mathbf{U}_t$	Vektor vstupů pravděpodobnostního modelu	[-]
$v$	Poruchová veličina	[-]
$\mathbf{v}(t)$	Vektor poruchových veličin	[-]
$v(s)$	Polynom poruchové veličiny	[-]
$V(s)$	Obraz poruchové veličiny	[-]

$v_1$ až $v_3$	Prvky vektoru poruchových veličin	[-]
$V$	Přepočtený skutečný objem	[m <sup>3</sup> ]
$V_0$	Objem v normálním stavu	[m <sup>3</sup> ]
$V_{Ar}$	Složkový objem popela (teoretický)	[m <sup>3</sup> ]
$V^{daf}$	Průměrný obsah prchavé hořlaviny	[%]
$\dot{V}_{FAL}$	Objemový tok falešného vzduchu před spalovací komorou	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{FAL1}$	Objemový tok falešného vzduchu do ohříváku	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{FAL2}$	Objemový tok falešného vzduchu do recirkulace	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{FAL3}$	Objemový tok falešného vzduchu do rozdělení vzduchu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$V_{CO_2}$	Složkový objem oxidu uhličitého (teoretický)	[m <sup>3</sup> ]
$V_{H_2O}$	Složkový objem vodních par (teoretický)	[m <sup>3</sup> ]
$V_m$	Molární objem	[l·mol <sup>-1</sup> ]
$V_{N_2}$	Složkový objem dusíku (teoretický)	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_{POP,CYK}$	Objemový tok cirkulujícího popele přes cyklóny	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{POP,LOŽ}$	Objemový tok ložového popele	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{PS}$	Objemový tok palivové směsi	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{PV}$	Objemový tok primárního vzduchu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{PV,RV}$	Objemový tok primárního vzduchu a recirkulovaných spalín	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{RV}$	Objemový tok recirkulovaných spalín	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$V_{SO_2}$	Složkový objem oxidu siřičitého (teoretický)	[m <sup>3</sup> ]
$\dot{V}_{SP,SK}$	Objemový tok spalín na výstupu z ohniště vč. popele	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$\dot{V}_{SP,V}$	Objemový tok spalín na výstupu 2. tahu	[m <sup>3</sup> ·s <sup>-1</sup> ]
$V_{ss}$	Skutečné množství suchých spalín	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]
$V_{ss,min}$	Minimální teoretické množství suchých spalín	[m <sup>3</sup> ·kg <sup>-1</sup> ]

$V_{s,H_2O}$	Minimální teoretické množství vodních par ve spalínách	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$\dot{V}_{SV}$	Objemový tok sekundárního vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{TV}$	Objemový tok terciálního vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$V_{vs}$	Skutečné množství vlhkých spalín	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{vs,min}$	Minimální teoretická spotřeba suchého vzduchu	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{vv}$	Skutečné množství vlhkého vzduchu	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{vv,min}$	Minimální teoretická spotřeba atmosférického vzduchu	$[m^3 \cdot kg^{-1}]$
$\dot{V}_{VZD}$	Objemový tok celkového vzduchu	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{VZD23}$	Objemový tok vzduchu před rozdělením	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{VZD,K}$	Objemový tok nasávaného vzduchu z kotelny	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$\dot{V}_{VZD,V}$	Objemový tok nasávaného vzduchu z venku	$[m^3 \cdot s^{-1}]$
$V_{\Delta A}$	Nárůst objemu popele v poměrném složení	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta CO_2}$	Nárůst objemu oxidu uhličitého v poměrném složení	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta N_2}$	Nárůst objemu dusíku v poměrném složení	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta O_2}$	Nárůst objemu kyslíku v poměrném složení	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta SO_2}$	Nárůst objemu oxidu siřičitého v poměrném složení	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta ss}$	Nárůst objemu spalín o součinitel přebytku vzduchu	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\Delta vs,H_2O}$	Nárůst objemu vody ve spalínách o součinitel přebytku vzduchu	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{s\alpha A}$	Objem popele ve spalínách s přebytkem	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{s\alpha CO_2}$	Objem oxidu uhličitého ve spalínách s přebytkem	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{s\alpha N_2}$	Objem dusíku ve spalínách s přebytkem	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{s\alpha O_2}$	Objem kyslíku ve spalínách s přebytkem	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{s\alpha SO_2}$	Objem oxidu siřičitého ve spalínách s přebytkem	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$V_{\alpha ss}$	Skutečné množství suchých spalín včetně přebytku	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$

	vzduchu	
$V_{avs}$	Objem vlhkých spalin s přebytkem vzduchu	$[Nm^3 \cdot kg^{-1}]$
$w$	Žádaná veličina	$[-]$
$W(s)$	Obraz žádané veličiny	$[-]$
$w(s)$	Polynom žádané veličiny	$[-]$
$W^a$	Obsah vody v analytickém stavu	$[\%]$
$W^r$	Obsah veškeré vody v původním stavu paliva	$[\%]$
$w_{PALA}$	Podíl složky popele v palivu	$[\%]$
$w_{PALC}$	Podíl složky uhlíku v palivu	$[\%]$
$w_{PALH}$	Podíl složky vodíku v palivu	$[\%]$
$w_{PALN}$	Podíl složky dusíku v palivu	$[\%]$
$w_{PALO}$	Podíl složky kyslíku v palivu	$[\%]$
$w_{PALW}$	Podíl složky vody v palivu	$[\%]$
$w_{SP, VCO}$	Podíl složky CO ve výstupních spalinách	$[\%]$
$w_{SP, VNO}$	Podíl složky NO ve výstupních spalinách	$[\%]$
$w_{SP, VO}$	Podíl složky O ve výstupních spalinách	$[\%]$
$w_{SP, VSO}$	Podíl složky SO ve výstupních spalinách	$[\%]$
$w_{SP, VPOP}$	Podíl složky popele ve výstupních spalinách	$[\%]$
$w_{VAP}$	Podíl složky vápna ve vápenci	$[\%]$
$x_{A_2}$	Podíl složky argonu ve vzduchu	$[\%]$
$x_{CO_2}$	Podíl složky oxidu uhličitého ve vzduchu	$[\%]$
$x_{N_2}$	Podíl složky dusíku ve vzduchu	$[\%]$
$x_{O_2}$	Podíl složky kyslíku ve vzduchu	$[\%]$
$x_{vs,A}$	Podíl složky argonu ve vlhkých spalinách	$[\%]$
$x_{vs,CO_2}$	Podíl složky oxidu uhličitého ve vlhkých spalinách	$[\%]$

$x_{vS,N_2}$	Podíl složky dusíku ve vlhkých spalínách	[%]
$x_{vS,O_2}$	Podíl složky kyslíku ve vlhkých spalínách	[%]
$x_{vS,SO_2}$	Podíl složky oxidu siřičitého ve vlhkých spalínách	[%]
$x_{FALA}$	Podíl složky argonu ve falešném vzduchu	[%]
$x_{FALN}$	Podíl složky dusíku ve falešném vzduchu	[%]
$x_{FALO}$	Podíl složky kyslíku ve falešném vzduchu	[%]
$x_{POP,CYKCO}$	Podíl složky CO v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,CYKNO}$	Podíl složky NO v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,CYKO}$	Podíl složky O v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,CYKSO}$	Podíl složky SO v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,CYKPAL}$	Podíl složky paliva v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,CYKPOP}$	Podíl složky popele v cyklónovém popelu	[%]
$x_{POP,LOŽPOP}$	Podíl složky popele v ložovém popelu	[%]
$x_{POP,LOŽsmes}$	Podíl složek ostatních směsí v ložovém popelu	[%]
$x_{POP,TAHPOP}$	Podíl složky popele v popelu za 2. tahem	[%]
$x_{POP,TAHsmes}$	Podíl složek ostatních směsí popelu za 2. tahem	[%]
$x_{PVA}$	Podíl složky argonu v primárním vzduchu	[%]
$x_{PVN}$	Podíl složky dusíku v primárním vzduchu	[%]
$x_{PVO}$	Podíl složky kyslíku v primárním vzduchu	[%]
$x_{RVA}$	Podíl složky argonu v recirkulaci spalin	[%]
$x_{RVN}$	Podíl složky dusíku v recirkulaci spalin	[%]
$x_{RVO}$	Podíl složky kyslíku v recirkulaci spalin	[%]
$x_{SVA}$	Podíl složky argonu v sekundárním vzduchu	[%]
$x_{SVN}$	Podíl složky dusíku v sekundárním vzduchu	[%]
$x_{SVO}$	Podíl složky kyslíku v sekundárním vzduchu	[%]



$x_{TV_A}$	Podíl složky argonu v terciálním vzduchu	[%]
$x_{TV_N}$	Podíl složky dusíku v terciálním vzduchu	[%]
$x_{TV_O}$	Podíl složky kyslíku v terciálním vzduchu	[%]
$x_{SP,SK_{CO}}$	Podíl složky CO ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{SP,SK_{NO}}$	Podíl složky NO ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{SP,SK_O}$	Podíl složky O ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{SP,SK_{SO}}$	Podíl složky SO ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{SP,SK_{PAL}}$	Podíl složky paliva ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{SP,SK_{POP}}$	Podíl složky popele ve spalinách za spalovací komorou	[%]
$x_{VZD_A}$	Podíl složky argonu v celkovém vstupním vzduchu	[%]
$x_{VZD_N}$	Podíl složky dusíku v celkovém vstupním vzduchu	[%]
$x_{VZD_O}$	Podíl složky kyslíku v celkovém vstupním vzduchu	[%]
$y$	Výstupní veličina	[-]
$y(k)$	Diskrétní výstupní signál	[-]
$\mathbf{y}(t)$	Vektor regulovaných veličin	[-]
$y_m$	Žádaná odezva modelu	[-]
$y_1$ až $y_5$	Prvky vektoru regulovaných veličin	[-]
$Y(z)$	Diskrétní obraz výstupu	[-]
$Z$	Z-etová transformace	[-]
$\mathbf{Z}_t$	Regresní vektor pravděpodobnosti	[-]
$\alpha$	Pól rovnice $d(s)$	[-]
$\alpha_v$	Součinitel přebytku vzduchu	[-]
$\delta^{O_2}$	Koncentrace $O_2$ ve spalinách	[obj. %]
$\delta^{CO}$	Koncentrace CO ve spalinách	[obj. %]

$\delta_W^{O_2}$	Požadovaná koncentrace O <sub>2</sub> ve spalínách	[obj.%]
$\delta_W^{CO}$	Požadovaná koncentrace CO ve spalínách	[obj.%]
$\gamma_t$	Náhodná veličina	[-]
$\underline{\gamma}_t$	Střední hodnota náhodné veličiny	[-]
$\varepsilon$	Adaptační odchylka	[-]
$\hat{\theta}$	Odhad parametrů	[-]
$\Theta^T(k)$	Vektor parametrů (transponovaný)	[-]
$\varphi$	Relativní vlhkost atmosférického vzduchu	[%]
$\Phi^T(k)$	Vektor dat	[-]
$\rho_{CaO}$	Hustota oxidu vápenatého	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{N_2}$	Hustota dusíku	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{O_2}$	Hustota kyslíku	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{pal}$	Hustota paliva	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{uh-\check{c}}$	Hustota černého uhlí	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{uh-h}$	Hustota hnědého uhlí	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{vap}$	Hustota vápence	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\eta_{SP}$	Hospodárnost spalovacího procesu	[kg·m <sup>-3</sup> ]
$\chi_v$	Součinitel přepočtu atmosférického vzduchu na suchý vzd.	[-]
$\tau$	Doba reakce	[s]
1DOF	Konfigurace regulátoru: One-Degree-Of-Freedom	[-]
2DOF	Konfigurace regulátoru: Two-Degrees-Of-Freedom	[-]

## SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 1 – Celková produkce elektřiny ve světě v letech 1973 až 2013 [2] .....</i>	<i>13</i>
<i>Obrázek 2 – Tepelný zdroj FK31 systém „Circofluid“ se studeným cyklonem [12] .....</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 3 – Vazba vzájemných stavů jednotlivých prvků a složek [14] .....</i>	<i>20</i>
<i>Obrázek 4 – Tvorba jednotlivých typů oxidů dusíku v závislosti na teplotě [25]. .....</i>	<i>25</i>
<i>Obrázek 5 – Potlačení vzniku palivového NOx [12].....</i>	<i>26</i>
<i>Obrázek 6 – Produkce emisí NOx [mg·m<sup>-3</sup>] při spalování různých paliv [23] .....</i>	<i>28</i>
<i>Obrázek 7 – Přehled metod ke snižování NOx.....</i>	<i>29</i>
<i>Obrázek 8 – Schéma hmotové bilance fluidního kotle [12], [30].....</i>	<i>31</i>
<i>Obrázek 9 – Technologické schéma bubnového kotle [12], [31] .....</i>	<i>34</i>
<i>Obrázek 10 – Celková přenosová matice kotle [12], [31] .....</i>	<i>34</i>
<i>Obrázek 11 – Schéma obecného stochastického modelu [34]......</i>	<i>39</i>
<i>Obrázek 12 – Schéma adaptivního modelu pro identifikaci systému [39]. .....</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 13 – Schéma samočinně se nastavujícího regulátoru – explicitní [39]......</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 14 – Zapojení regulátoru pro prediktivní řízení APC (adaptive predictive control) s možností přepnutí na PID řízení[30] .....</i>	<i>46</i>
<i>Obrázek 15 – 1DOF regulátor.....</i>	<i>49</i>
<i>Obrázek 16 – 2DOF regulátor.....</i>	<i>50</i>
<i>Obrázek 17 – Bilanční model složkových koncentrací a objemových toků .....</i>	<i>63</i>
<i>Obrázek 18 –Průběh měření statické charakteristiky při ustáleném výkonu 78 t·h<sup>-1</sup> .....</i>	<i>65</i>
<i>Obrázek 19 –Statická charakteristika klapky terciálního vzduchu .....</i>	<i>65</i>
<i>Obrázek 20 –Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta A .....</i>	<i>66</i>
<i>Obrázek 21 –Průběh měření přechodové charakteristiky – aperiodická porucha .....</i>	<i>67</i>
<i>Obrázek 22 –Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B .....</i>	<i>67</i>
<i>Obrázek 23 –Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B (výkon) .....</i>	<i>68</i>
<i>Obrázek 24 –Průběh měření přechodové charakteristiky – varianta B (emise).....</i>	<i>68</i>
<i>Obrázek 25 – Přechodová charakteristika identifikace soustavy –metoda ARX.....</i>	<i>69</i>
<i>Obrázek 26 –Data k identifikaci rekurzivní metodou (RLS) – varianta A .....</i>	<i>70</i>
<i>Obrázek 27 –Vyhodnocení odhadu rekurzivní metodou (RLS) – varianta A .....</i>	<i>70</i>
<i>Obrázek 28 –Data k identifikaci rekurzivní metodou (RLS) – varianta B .....</i>	<i>71</i>
<i>Obrázek 29 –Vyhodnocení odhadu rekurzivní metodou (RLS) – varianta B .....</i>	<i>71</i>
<i>Obrázek 30 – Průběh měření přechodové charakteristiky – identifikace poruchy.....</i>	<i>72</i>
<i>Obrázek 31 – Přechodová charakteristika identifikace poruchy – metoda ARX.....</i>	<i>72</i>

<i>Obrázek 32 – Blokové schéma regulace terciálního vzduchu .....</i>	<i>74</i>
<i>Obrázek 33 – 2DOF regulace sestavená v metodou přiřazení pólů .....</i>	<i>77</i>
<i>Obrázek 34 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 2DOF .....</i>	<i>77</i>
<i>Obrázek 35 – 2DOF regulace sestavená metodou polynomiální syntézy .....</i>	<i>78</i>
<i>Obrázek 36 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 2DOF .....</i>	<i>78</i>
<i>Obrázek 37 – 1DOF regulace sestavená metodou polynomiální syntézy .....</i>	<i>79</i>
<i>Obrázek 38 – Průběh regulace řízené regulátorem v konfiguraci 1DOF .....</i>	<i>79</i>
<i>Obrázek 39 – Grafický průběh měřených koncentrací O<sub>2</sub> a NO<sub>x</sub> .....</i>	<i>80</i>
<i>Obrázek 40 – Obvod kontinuálního měření emisí ve spalínách .....</i>	<i>81</i>
<i>Obrázek 41 – Měření spalin externím analyzátozem plynů .....</i>	<i>82</i>
<i>Obrázek 42 – Detail externího analyzátoru při měření koncentrace spalin .....</i>	<i>82</i>
<i>Obrázek 43 – Záznam z externího analyzátoru při měření koncentrace spalin .....</i>	<i>82</i>
<i>Obrázek 44 – Grafický průběh měřených koncentrací emisí před vstupem do komína .....</i>	<i>83</i>

**SEZNAM TABULEK**

<i>Tabulka 1: Stávající emisní limity platné pro FK31 .....</i>	<i>15</i>
<i>Tabulka 2: Reálně dosahované emise FK31[8].....</i>	<i>15</i>
<i>Tabulka 3: Specifické emisní limity pro FK31 (stacionární zdroj &gt;100 až 300 MW)[8] .....</i>	<i>16</i>
<i>Tabulka 4: Parametry energetické jednotky FK31 .....</i>	<i>19</i>
<i>Tabulka 5: Parametry paliva pro FK31[8], [13], [14].....</i>	<i>20</i>
<i>Tabulka 6: Charakteristické vlastnosti paliv pro FK31 [8], [13], [16],.....</i>	<i>21</i>
<i>Tabulka 7: Parametry ovlivňující model koncentrace NOx ve spalínách [12], [30]. .....</i>	<i>36</i>
<i>Tabulka 8: Základní typy stochastických modelů [34]. .....</i>	<i>39</i>
<i>Tabulka 9: Obsah prvků v surovém palivu pro FK31. ....</i>	<i>54</i>
<i>Tabulka 10: Výpočetní konstanty .....</i>	<i>58</i>
<i>Tabulka 11: Výpočetní parametry.....</i>	<i>58</i>
<i>Tabulka 12: Základní stechiometricky vypočtené parametry .....</i>	<i>60</i>

## SEZNAM PŘÍLOH



## **PŘÍLOHA P I: NÁZEV PŘÍLOHY**