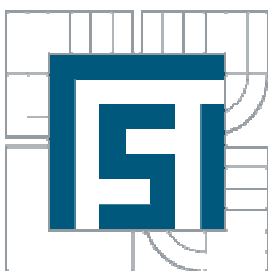


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMATIZACE A INFORMATIKY

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMATION AND COMPUTER SCIENCE

MATEMATICKÝ MODEL KOTLE NA BIOMASU PRO ÚČELY ŘÍZENÍ

MATHEMATICAL MODEL OF BIOMASS BOILER FOR CONTROL PURPOSES

DIZERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Ing. VÍTĚZSLAV MÁŠA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. IVAN ŠVARC, CSc.

BRNO 2010

ABSTRAKT

Práce se zabývá vytvořením dynamického matematického modelu biomasového kotle jako regulované soustavy a praktickým využitím tohoto modelu. V úvodní části práce je představena problematika energetického využívání biomasy a popsán aktuální vývoj v oblasti automatického řízení biomasových kotlů středních výkonů (jednotky MW). Přesto, že je tématem práce tvorba matematického modelu pro účely řízení, pozornost je věnována také technologii kotlů a fyzikální podstatě dějů, které v nich probíhají. Tvorba modelu vychází nejenom z těchto důležitých poznatků, ale také z experimentálních dat získaných během měření v reálném provozu. Na základě získaných dat byly provedeny bilanční výpočty sloužící k upřesnění statických vlastností experimentální jednotky pro spalování biomasy. Ustřední část práce popisuje tvorbu dynamického matematického modelu, který vycházel právě z těchto bilančních výpočtů a dále z naměřených přechodových charakteristik systému. Sestavený dynamický model byl ověřen porovnáním s experimentálními daty pomocí simulací v programu Simulink. Model regulované soustavy je v další části práce doplněn modelem regulátoru a následnou simulací je ověřena platnost celého zapojení. Dále je proveden návrh nové struktury řízení, která s sebou přináší výrazné zlepšení kvality regulace. V závěru práce jsou uvedeny možnosti dalšího využití modelu kotle v teorii automatického řízení i průmyslové praxi.

KLÍČOVÁ SLOVA

Spalování biomasy, regulace kotlů, identifikace systémů, bilanční model, analýza přechodové charakteristiky, simulace.

ABSTRACT

The thesis focuses on building of dynamic mathematical model of biomass boiler as a controlled system and the use of this model in practise. At the first part of the thesis the area of energy production using biomass is introduced and the current development at the area of the automatic control of biomass boilers with medium energy output (in units of MW) is described. Although the main topic of the thesis is the construction of model of biomass boiler for control purposes, thesis deals with technology of boilers and principles of its inner processes as well. Creation of the model comes out not only from these important findings, but also from experimental data collected during measurements in real operation. Heat and mass balance calculations were made according to these data and they serve to precise static properties of experimental unit for biomass combustion. Central part of the thesis presents development of the final model that resulted from balance calculations and from step responses of the system obtained by measuring. Built dynamic model is compared with experimental data through simulations in Simulink and verified. At the next part the model of controlled system is completed with control system and closed-loop control circuit is validated and verified by simulation. Then the design of new controller configuration, which improves the quality of control considerably, is presented. At the final part of the thesis, possibilities of other use of the model of boiler are given, both in control theory and in industrial practice.

KEYWORDS

Biomass combustion, boiler control, system identification, balance model, step response analysis, simulation.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE PRÁCE

MÁŠA, V. *Matematický model kotle na biomasu pro účely řízení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 119 s. Vedoucí dizertační práce doc. Ing. Ivan Švarc, CSc.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem dizertační práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Ivana Švarce, CSc. a že všechny použité literární zdroje jsem správně a úplně citoval.

V Brně, 7. října 2010

.....
Ing. Vítězslav Máša

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto svému školiteli doc. Ing. Ivanu Švarcovi, CSc. za odborné vedení a množství cenných rad a připomínek, dále pak prof. Ing. Petru Stehlíkovi, CSc. za technické a organizační zabezpečení mého studia.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	9
1 ÚVOD.....	11
1.1 <i>ENERGETICKÉ VYUŽITÍ BIOMASY</i>	12
1.1.1 Způsoby energetických přeměn	13
1.1.2 Biomasa jako palivo	14
1.1.3 Technologie pro spalování biomasy	18
1.2 <i>MODELOVÁNÍ PRO ÚČELY ŘÍZENÍ V PRŮMYSLOVÉ PRAXI</i>	23
1.3 <i>ŘÍDICÍ SYSTÉMY ZDROJŮ STŘEDNÍCH VÝKONŮ</i>	24
2 JEDNOTKA PRO ENERGETICKÉ VYUŽITÍ BIOMASY	26
2.1 <i>TECHNOLOGIE ZAŘÍZENÍ</i>	26
2.2 <i>ŘÍDICÍ SYSTÉM</i>	30
2.2.1 Regulace výkonu kotle	31
2.2.2 Další akční a regulované veličiny	33
2.3 <i>SPECIFIKA ZAŘÍZENÍ Z HLEDISKA REGULACE</i>	34
2.3.1 Podavač paliva a dopravní zpoždění.....	34
2.3.2 Vazby mezi veličinami	34
2.3.3 Nelineární závislosti	35
3 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE A POUŽITÉ METODY	36
3.1 <i>IDENTIFIKACE SYSTÉMŮ</i>	39
3.1.1 Analytická identifikace	40
3.1.2 Experimentální identifikace	42
3.2 <i>POPIS NELINEÁRNÍHO CHOVÁNÍ</i>	47
3.3 <i>NÁVRH REGULACE A PARAMETRIZACE REGULÁTORŮ</i>	47
3.4 <i>SIMULACE V PROSTŘEDÍ MATLAB, SIMULINK</i>	48
4 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ DAT	50
4.1 <i>NÁVRH EXPERIMENTU A SBĚR DAT</i>	50
4.1.1 Měření „průtoku“ paliva	53
4.1.2 Zásahy řídicího systému do měření	54
4.2 <i>ZPRACOVÁNÍ DAT A JEJICH PŘÍPRAVA PRO IDENTIFIKACI</i>	54
4.2.1 Volba intervalů pro analytickou identifikaci	56
4.2.2 Volba intervalů pro experimentální identifikaci	56
5 DYNAMICKÝ MODEL EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ.....	57
5.1 <i>SESTAVENÍ A OVĚŘENÍ BILANČNÍHO MODELU KOTLE V SW W2E</i>	58
5.1.1 Aparáty bilančního modelu.....	59
5.1.2 Odlišnosti bilančního modelu od reálné technologie.....	60

5.1.3	Úprava účinnosti modelu kotle zavedením ztrát.....	61
5.1.4	Verifikace modelu	62
5.2	<i>DYNAMICKÉ CHOVÁNÍ SYSTÉMU</i>	64
5.2.1	Závislost teploty výstupní topné vody $y_1(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$	64
5.2.2	Závislost teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$	71
5.2.3	Závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$	74
5.2.4	Závislost koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$	77
5.2.5	Závislost O_2 ve spalínách $y_3(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$	78
5.2.6	Ventilátory pro přívod spalovacího vzduchu	80
5.3	<i>MODELOVÁNÍ RECIRKULACE SPALIN</i>	82
5.3.1	Závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku recirkulovaných spalín $u_3(t)$	83
5.3.2	Charakteristika klapky recirkulace	84
5.4	<i>NELINEÁRNÍ CHARAKTERISTIKY SYSTÉMU</i>	84
5.5	<i>NÁVRH MODELU ŘÍZENÍ A PARAMETRIZACE REGULÁTORŮ</i>	86
5.5.1	Struktura řízení	88
5.5.2	Nastavení modelu regulace.....	90
6	<i>SIMULAČNÍ VÝPOČTY A ZHODNOCENÍ MODELU</i>	93
6.1	<i>STRUKTURA MODELU V PROGRAMU SIMULINK</i>	93
6.2	<i>VÝSLEDKY VÝPOČTŮ A ANALÝZA ODCHYLEK MODELU</i>	93
6.2.1	Simulace zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$	93
6.2.2	Simulace snížení průtoku paliva $u_1(t)$	96
6.2.3	Simulace změny průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$	98
6.2.4	Simulace změny průtoku recirkulovaných spalín $u_3(t)$	100
6.3	<i>SIMULACE UZAVŘENÉHO REGULAČNÍHO OBVODU</i>	102
7	<i>DALŠÍ MOŽNOSTI POUŽITÍ MODELU</i>	107
7.1	<i>REGULAČNÍ OBVOD S MĚŘENÍM PORUCHOVÉ VELIČINY</i>	107
7.2	<i>PREDIKTIVNÍ ŘÍZENÍ ZALOŽENÉ NA MODELU</i>	107
7.3	<i>ZAŠKOLOVÁNÍ OBSLUHY A VÝUKA</i>	108
8	<i>ZÁVĚR</i>	110
	<i>SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ</i>	112
	<i>PUBLIKACE AUTORA</i>	117
	<i>SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK</i>	118
	<i>SEZNAM PŘÍLOH</i>	119

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

symbol	význam	jednotka
A	proměnná vyjadřující čas ustálení přechodového děje v nelineárním popisu (25), (26)	[s]
B	proměnná vyjadřující čas ustálení přechodového děje v nelineárním popisu (27), (28)	[s]
c	měrná tepelná kapacita topné vody	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
$FIT\ index$	veličina pro verifikaci matematických modelů	[%]
$G(s)$	Obrazový L-přenos (Laplaceův přenos)	[-]
G_i	přenos systému i	[-]
G_M	přenos modelu	[-]
G_R	přenos regulátoru	[-]
G_{Rp}	přenos pomocného regulátoru	[-]
G_v	přenos ventilátoru	[-]
HHV	spalné teplo paliva (higher heating value)	[MJ/kg]
K	zesílení soustavy	[-]
k	konstanta soustavy	[-]
LHV	výhřevnost paliva (lower heating value)	[MJ/kg]
M	hmotnostní průtok topné vody	[kg·h ⁻¹]
n	řád soustavy	[-]
P	výkon kotle	[W]
P_i	označení pomocného regulátoru i	[-]
p	pomocná veličina pro popis rychlosti odezvy systému na změnu průtoku paliva	[kg·h ⁻¹]
q	podíl recirkulovaných spalin na celkovém množství dodávaného spalovacího vzduchu	[%]
r	pokles teploty ve spalovací komoře vlivem recyklu	[%]
$R(s)$	přenos regulátoru u mnohorozměrových obvodů	[-]
$\mathbf{R}(s)$	matice přenosů regulátoru	[-]
r_0	proporcionální konstanta regulátoru	[-]
r_{-1}	integrační konstanta regulátoru	[-]
r_1	derivační konstanta regulátoru	[-]
$S(s)$	přenos soustavy u mnohorozměrových systémů	[-]
$\mathbf{S}(s)$	matice přenosů regulované soustavy	[-]
T	časová konstanta	[s]

T_D	derivační časová konstanta	[s]
T_d	dopravní zpoždění	[s]
T_I	integrační časová konstanta	[s]
T_n	doba náběhu	[s]
T_u	doba průtahu	[s]
T_V	délka periody vzorkování	[s]
$T_{výst}$	termodynamická teplota výstupní topné vody	[K]
T_{vrat}	termodynamická teplota vratné topné vody	[K]
t	čas	[s]
$U_i(s)$	Laplaceův obraz akční (vstupní) veličiny i	-
$u_i(t)$	akční (vstupní) veličina i	-
$u_{ip}(t)$	pomocná akční (vstupní) veličina i	-
$v(t)$	poruchová veličina	-
V	objemový průtok topné vody	[m ³ ·h ⁻¹]
$w(t)$	řídící veličina (žádaná hodnota)	-
$Y_i(s)$	Laplaceův obraz regulované (výstupní) veličiny i	-
$y_i(t)$	regulovaná (výstupní) veličina i	-
$y_{ip}(t)$	pomocná regulovaná (výstupní) veličina i	-
$\hat{y}$	simulovaná (vypočítaná) hodnota výstupní veličiny y	-
$\bar{y}$	střední hodnota výstupní veličiny y	-
ζ_{MN}	ztráta mechanickým nedopalem	[%]
ζ_f	ztráta citelným teplem tuhých zbytků	[%]
ζ_{CN}	ztráta chemickým nedopalem	[%]
ζ_k	ztráta citelným teplem spalin (komínová ztráta)	[%]
ζ_{SV}	ztráta sdílením tepla do okolí	[%]
η_{KT}	účinnost kotle	[%]
λ	přebytek vzduchu	[-]
ρ	měrná hmotnost topné vody	[kg·m ³]
τ	poměru mezi dobou průtahu T_u a dobou náběhu T_n	[-]

1 ÚVOD

Energetické nároky současného světa vyvolávají již řadu let polemiky týkající se zabezpečení dostatečného množství energetických zdrojů pro blízkou i vzdálenější budoucnost. Otázka případné energetické krize není uzavřena, a to také proto, že nelze konkrétněji specifikovat zásoby fosilních paliv, které má lidstvo ještě k dispozici. Statistiky ukazují, že od roku 1990 spotřeba energie celosvětově vzrůstá o 1,4 % ročně, zatímco vzestup využívání obnovitelných zdrojů se pohyboval okolo 1,7 % ročně. To ukazuje nejen soustavný nárůst spotřeby, ale také intenzivnější využívání obnovitelných zdrojů energie ve srovnání s jinými zdroji. Nicméně v absolutních číslech stále platí, že v porovnání s fosilními palivy jsou obnovitelné zdroje na velmi nízké úrovni [1]. Tento stav jednak vyvolává tlak na efektivní hospodaření s fosilními palivy a jednak zvýšený zájem o alternativní, obnovitelné zdroje energie (OZE) jako prostředek k zajištění udržitelného rozvoje. Ekologická politika Evropské unie (EU) se aktuálně zaměřuje na hledání konkrétních opatření, která mají tento směr podpořit. Smělý záměr Evropské komise počítá se snížením spotřeby energií o 20% do roku 2020 v porovnání s rokem 1990. Co se týká zvyšování podílu obnovitelných zdrojů, směrnice Evropského parlamentu a Rady o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů předkládá obecný cíl zajistit 20 % veškeré energie právě z nich [2].

Zmíněný trend se přirozeně promítá i do energetické politiky jednotlivých států EU. Eurostat uvádí v energetickém profilu České republiky, že lze její energetický systém charakterizovat intenzivním využíváním uhlí, spoléháním na jadernou energetiku a obecně vyšší energetickou náročností v porovnání s průměrným stavem v EU. Podle dat z roku 2006 pokrývají obnovitelné zdroje 4 % hrubé domácí spotřeby, přičemž 90 % tvoří biomasa. Pro ČR dle výše uvedené směrnice platí cíl zvýšit podíl OZE na 13 % celkové spotřeby do roku 2020 [3]. V současnosti má u nás zřejmě největší potenciál k dalšímu rozvoji OZE biomasa a důraz na její využívání bude ještě řadu let součástí naší energetické koncepce. Na druhou stranu je třeba dodat, že využívání biomasy není univerzálním řešením pro zajištění budoucích energetických potřeb naší země a stále častěji se také objevují kritické hlasy upozorňující na mnohé nevýhody tohoto zdroje [4]. Přesto je biomasa jednou ze slibných možností, jak přispět náhradě neobnovitelných paliv.

Předložená práce je tématicky zaměřena na biomasové kotle, tedy tepelné zdroje spalující biomasu za účelem produkce horké vody nebo páry, která je dále využitelná pro výrobu elektrické energie. Spalování biomasy má dlouhou tradici, a proto lze považovat současné technologie za provozně ověřené. To však nijak nesnižuje význam dalšího vývoje biomasových kotlů, jak z pohledu účinnosti a s ní souvisejícími dopady na životní prostředí, tak z pohledu uživatelské náročnosti. Oproti spalování např. zemního plynu klade biomasa se svými proměnnými vlastnostmi vysoké nároky na řízení přívodu spalovacího vzduchu. Specifická je také konstrukce těchto jednotek. Výzva pro jejich další vývoj je univerzální, ať už mluvíme o malých zdrojích zajišťujících vytápění rodinných domů nebo výkonných jednotkách pro vytápění větších oblastí nebo průmyslových areálů. Pro investora, který zvažuje nasazení nového tepelného zdroje, je rozhodující zejména to, zda bude jeho využití dlouhodobě výnosné. Ekonomika provozu středních zdrojů tepla je určena vedle podmínek pro výkup vyrobeného tepla či elektřiny především cenou paliva. Přirozeně se tedy klade důraz na maximálně efektivní využití biomasy. Současné vývojové trendy jsou zaměřeny na hledání cest, jak snížit provozní náklady a zvýšit účinnost biomasových kotlů. V otázce dokonalosti spalovacího procesu a účinnosti zařízení přitom může sehrávat podstatnou roli nastavení řídicího systému. Manipulace s biomasou a její spalování je ovšem procesně výrazně komplikovanější, než je tomu např. u zmíněného

zemního plynu. Zvyšování účinnosti kotlů na biomasu a snižování nároků na jejich obsluhu jsou proto hlavní požadavky na automatizaci těchto technologií.

Kvalita řídicího systému ovšem závisí na objemu finančních prostředků, které jsou pro tyto účely vyhrazeny. Výše dostupných finančních prostředků je obvykle spojena s výkonem řízené technologie. Dizertační práce je zaměřena na tepelné zdroje středních výkonů, jejichž rozpočet umožňuje vývoj a nasazení sofistikovanějších řídicích systémů v porovnání s malými zdroji tepla. Také provozní náklady a potenciální úspory spojené s kvalitou regulace předpokládají zodpovědný přístup k jejímu návrhu. Volba středních zdrojů tepla na spalování biomasy jako předmětu dizertační práce také vychází z možnosti provozních zkoušek na reálné technologii z této kategorie zdrojů. Jedná se o moderní biomasovou jednotku o výkonu 1 MW, na jejímž vývoji se podílel *Ústav procesního a ekologického inženýrství VUT v Brně*. Jednotku blíže představuje 2. kapitola této práce.

Biomasa zahrnuje širokou škálu materiálů s velmi různorodými vlastnostmi. Představením tohoto paliva se detailněji zabývá kap. 1.1.2. Dizertační práce jako celek je zaměřena na získání matematického modelu kotle na biomasu právě pro potřeby řízení. Tyto modely jsou základem pro návrh a optimalizaci řídicích systémů, ať už je využito konvenčního zpětnovazebního řízení nebo některého z moderních způsobů regulace (viz kap. 1.3). Práce si klade za cíl sestavit dynamický model regulované soustavy, který by bylo pro tyto účely možné využít. Předpokladem je, že matematický model přispěje k zefektivnění systému řízení biomasových kotlů středních výkonů se všemi jejich specifiky. Efektivní cestou k sestavení takového modelu je tzv. *identifikace systémů*. Tento postup vycházející z analytických poznatků a naměřených experimentálních dat byl v rámci dizertační práce aplikován. Podrobněji se jím zabývá kap. 3.1. Výsledek identifikace (dynamický model), který postihuje provozní chování kotle, je představen v kap. 5. Úvodní kapitola je však věnována základním informacím o využívání biomasy pro energetické účely.

1.1 Energetické využití biomasy

Pod pojmem biomasa se v širším slova smyslu rozumí veškerá organická hmota vzniklá prostřednictvím fotosyntézy nebo hmota živočišného původu. V rámci této práce je však jeho význam zúžen na hmotu rostlinného původu, využitelnou pro energetické účely. Často se také rozlišuje mezi *fytomasou* (hmota rostlin obecně) a *dendromasou* (hmota stromů). Obecně však dle vyhlášky Energetického regulačního úřadu (ERÚ) [5] můžeme rozdělit biomasu na tři základní skupiny: odpad z průmyslové výroby, odpad z lesní či zemědělské produkce a záměrně pěstovanou biomasu. Pro energetické účely je v České republice v nejširší míře využíván odpad ze zemědělství a lesnictví. Jedná se o odpadní materiál vznikající mnoha způsoby: od kácení starých stromů, přes stromové a keřové prořezy až po vedlejší produkty mnoha procesů, především výroby potravin (nejvíce obilná sláma, sláma z řepky olejnaté, odpady z kukuřice apod.).

Pokud má český trh s biomasou reagovat na zvýšenou poptávku po tomto palivu, bude se muset zaměřovat na poslední zmíněnou skupinu, tj. záměrně pěstovanou biomasu. Analýza situace ve Střední a Východní Evropě [6] ukázala, že budoucnost využívání biomasy je závislá především na ekonomické efektivitě pěstování energetických plodin, resp. rychle rostoucích dřevin. Podíl této skupiny na veškeré energeticky využívané biomase je v budoucnu očekáván mezi 83 a 94 %. Dodejme, že takto získaná biomasa bude konkurenceschopná pouze s legislativní a ekonomickou podporou státu. Ceny této biomasy zejména v zemích střední a východní Evropy se v případě příznivého vývoje mohou v budoucnu pohybovat na nízké úrovni a biomasa by mohla postupně konkurovat fosilním

palivům [6]. To ovšem předpokládá podporu efektivního hospodaření se zemědělskou půdou a zavádění nových technologií pro pěstování a manipulaci s biomasou. Potenciál zemědělské půdy pro pěstování energetických plodin či rychlerostoucích dřevin v ČR je vysoký (okolo 0,5 mil. ha). Řada plodin je již u nás pěstována, ovšem většina z nich jen pokusně. Záměrné pěstování energetických plodin navíc není přijímáno bez výhrad. Upozorňuje se na malou plošnou výtěžnost a tedy velkou potřebu zemědělské půdy a současně velkou spotřebu vody [4]. V globálním měřítku se diskutuje o dilematu „jídlo versus palivo“ (*food vs. fuel*), kdy pěstování energetické biomasy zmenšuje disponibilní plochy pro potravinářskou zemědělskou výrobu, přičemž spotřeba potravin dlouhodobě vzrůstá [7],[8].

Předpokládejme však, že biomasa bude vzhledem k evropské ekologické politice sehrávat i v budoucnu významnou roli, a je proto na místě zabývat se jejím efektivním využíváním. Ať už jde totiž o jakýkoliv typ biomasy, lze tento organický materiál chápat jako rostlinný zásobník akumulující sluneční energii, kterou je pak možné uvolnit a využít pro energetické účely. Může být využívána k výrobě různých forem energie, zejména tepelné a elektrické ale i k výrobě pohonných hmot. Následující odstavce představí základní možnosti energetických přeměn biomasy, přičemž další text vzhledem k tématu práce zúží svoji pozornost pouze na spalování biomasy.

1.1.1 Způsoby energetických přeměn

Možností, jak využít energetický potenciál biomasy existuje celá řada. Rostlinná hmota může být přeměněna v plynné, pevné i kapalné palivo prostřednictvím různých fyzikálních, chemických a biologických procesů [9],[10]. Cílem je vždy úprava pevného biomasového materiálu, který obnáší určitou (často těžko využitelnou) energii, na ušlechtlejší a lépe využitelné palivo.

Biomasa se však vyznačuje značnou nesourodostí svých charakteristických vlastností, které závisí na jejím druhu, podmínkách pěstování, způsobu zpracování apod. Každý způsob přeměny vyžaduje specifické vlastnosti biomasy, jako je obsah vlhkosti, rozměr částic, výhřevnost, obsah popelovin nebo soudržnost částic. Jedním z hlavních činitelů, který ovlivňuje zpracování biomasy je podíl vody a sušiny. Různé postupy pro zpracování biomasy lze kategorizovat např. podle následujících kritérií:

- *suché procesy - termochemické přeměny biomasy*
 - spalování, zplyňování, pyrolýza
- *mokrý procesy - biochemické přeměny biomasy*
 - alkoholové kvašení, metanové kvašení
- *fyzikální a chemické přeměny biomasy*
 - mechanické (štípání, drcení, peletování atd.), chemické (esterifikace surových bioolejů)
- *získávání odpadního tepla při zpracování biomasy*
 - kompostování, čištění odpadních vod, anaerobní fermentace pevných organických zbytků

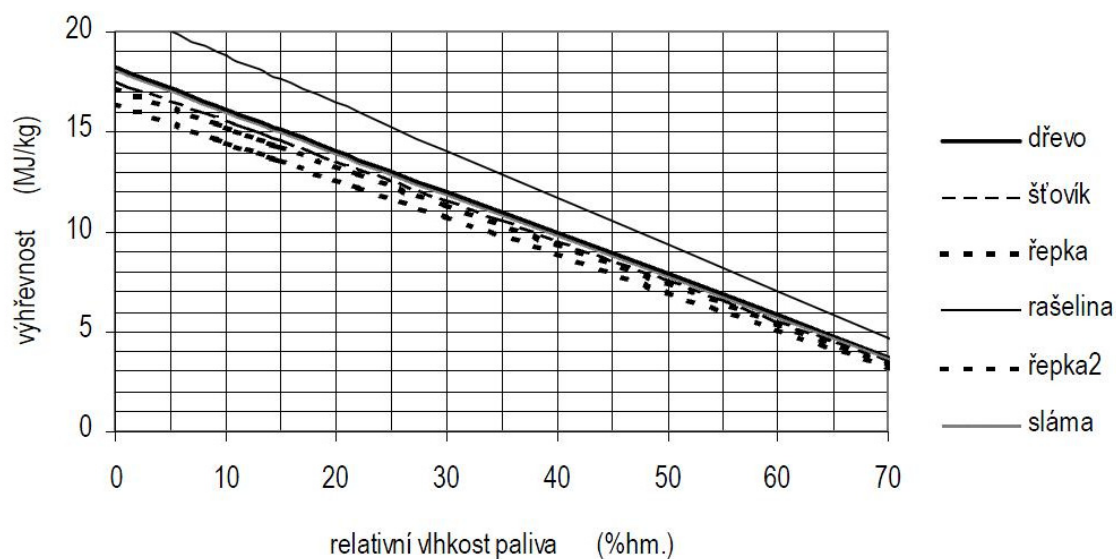
Za teoretickou hranici mezi mokkými a suchými procesy je považováno 50 % sušiny. *Termochemické přeměny biomasy* jako je pyrolýza či zplyňování jsou stále více využívány a probíhá také jejich intenzivní výzkum [11],[12],[13]. Svým významem jsou však stále nesrovnatelné s nejstarším a nejrozšířenějším způsobem energetického využití biomasy, přímým spalováním. Spalování tvoří přes 97 % celosvětové produkce energie z biomasy [14].

Vzhledem k tématu práce bude další text zaměřen právě na spalování. Přímé spalování za dostatečného přístupu kyslíku je nejjednodušší metodou pro termickou přeměnu biomasy na tepelnou energii, má nejdelší tradici a díky ní i technologický náskok před ostatními procesy. Jedná se o chemický proces rychlé oxidace, kterým se uvolňuje chemická energie vázaná ve spalovaném palivu na energii tepelnou. Tato energie je následně využívána pro vytápění, technologické procesy nebo pro výrobu elektrické energie. Spalování většinou nevyžaduje předběžnou speciální úpravu biomasy, ale vzhledem k charakteru biomasy a jejímu proměnnému složení je nutno věnovat značnou pozornost optimálním podmínkám při spalování. Ty totiž ovlivňují hodnoty emisí škodlivých látek, ale také životnost celého spalovacího zařízení.

1.1.2 Biomasa jako palivo

Jak již bylo zmíněno, biomasa jako palivo je svým charakterem velmi heterogenní. Mezi základní vlastnosti, které podstatně ovlivňují využitelnost biomasy pro spalování, patří především obsah vody (relativní vlhkost), výhřevnost, obsah prchavé hořlaviny a popela.

Ústředním energetickým parametrem je stejně jako u jiných paliv výhřevnost (LHV, Lower heating value). Výhřevnost paliva závisí na jeho relativní vlhkosti a to přímo úměrně. U všech dřevin bez ohledu na jejich tvrdost je prakticky stejná. Ostatní druhy biomasy se svou výhřevností od dřevin do jisté míry liší [15].



Obr. 1.1 Závislost výhřevnosti paliva na jeho vlhkosti [15]

Pro bezproblémové dávkování a spalování paliva je vhodná relativní vlhkost paliva do 20 % hmotnosti [15]. U kvalitní dřevní štěpky s takto nízkou relativní vlhkostí se může výhřevnost blížit až 20 kJ/kg, tedy úrovni hnědého uhlí [16]. Alternativní veličinou, která je velmi často používána, je tzv. *spalné teplo* (HHV, Higher heating value). U spalného tepla se počítá s tím, že vodní pára, obsažená ve spalinách, zkapalní a přitom se uvolní tzv. *kondenzační teplo*.

Pro přesné stanovení výhřevnosti je vhodné provést laboratorní analýzu, jejímž výsledkem je prvkové složení daného paliva. Jak ukazuje tab. 1.1, prvkové složení je u dřevní biomasy prakticky shodné nezávisle na typu dřeviny.

složka hořlaviny [% hm]	dřevo			kůra	obilná sláma	šťovík	vrba	topol
	jehličnaté	listnaté	smíšené					
uhlík	51,0	50,0	50,0	51,4	47,04	49,17	50,41	50,27
vodík	6,2	6,15	6,2	6,1	6,34	6,05	6,03	6,12
kyslík	42,2	43,25	42,7	42,2	44,84	43,29	43,18	43,27
síra	0	0	0	0	0,14	0,1	0,02	0,05
dusík	0,6	0,6	0,6	0,3	1,27	1,21	0,34	0,28
chlor	0	0	0	0	0,37	0,17	0,01	0,01

Tab. 1.1 Chemické složení vybraných druhů biomasy [17],[18]

Dalším specifickým biomasových paliv je výrazně vyšší obsah prchavé hořlaviny ve srovnání s ušlechtilými fosilními palivy. V publikaci [15] jsou popsány dopady na spalovací proces. Při pohybu na roštu kotle se nejprve z paliva uvolňuje ve formě uhlovodíků prchavá hořlavina (při teplotách 200 až 500 °C) a potom nastává hoření neodplynného zbytku. Uvolněná prchavá hořlavina částečně vyhořívá v oblasti nad roštem a její zbytek postupuje spolu se spalinami kotlem do pásma nižších teplot. Pokud hořící uhlovodíky prchavé hořlaviny v podobě mohutného plamene přijdou do styku s chladnou

výhřevnou plochou (teplota stěny bývá nižší než 450 °C), ochladí se a dochází k jejich rozkladu na H_2 a C, přičemž vzniklý amorfní uhlík má vyšší zápalnou teplotu, nevyhoří a ukládá se na výhřevných plochách v podobě sazí.

palivo	dřevní hmota	obilná sláma	šťovík	řepková sláma	rašelina
teplota měknutí [°C]	1160	830	1310	750	900
teplota tavení [°C]	1340	850-890	nad 1500	x	x
teplota tečení [°C]	1350	850-890	nad 1500	x	x

Tab. 1.2 Charakteristické teploty popela vybraných druhů biomasy [15]

Biopaliva se obecně vyznačují nízkým obsahem popelovin. Tato výhoda je ovšem poněkud snížena tím, že oproti uhlí má popel biomasy méně příznivé vlastnosti [15]. Při spalování za vyšších teplot může docházet ke spékání popelovin a zanášení stěn spalovací komory a spalínovodu. Charakteristické teploty často používaných druhů biomasy uvádí tab. 1.2.

Proměnná výhřevnost, vlhkost, obsah prchavé hořlaviny a charakter popelovin v biomasových palivech jsou typické vlastnosti, které je odlišují od ostatních fosilních paliv. Při spalování proto každý druh biomasy vyžaduje specifické nastavení parametrů technologie. Vzhledem k charakteru popelovin je zásadní kontrola teploty ve spalovací komoře. Z důvodu vyššího obsahu prchavé hořlaviny je zase nutné na vhodném místě dávkovat do zařízení sekundární vzduch, aby došlo k jejímu nanejvýš dokonalému vyhoření.

Poslední vlastností, na kterou je při využívání biomasy kladen důraz, je tzv. *granulometrie*, tj. velikost a tvar dřevní štěrky. Granulometrie musí být uzpůsobena technologii daného spalovacího zařízení. Tvarová úprava je předpokladem pro využití automatizované dodávky paliva do spalovací komory, kde se využívá především elektromechanických dopravníků a u větších zařízení hydraulických podavačů. Rozměry spalovaného materiálu také spoluurčují (společně se složením paliva) dynamiku spalovacího procesu.

• **Emise vznikající při spalování biomasy**

Termické zpracování biomasy k výrobě energie ovlivňuje stejně jako každý jiný spalovací proces životní prostředí. Množství do atmosféry vypouštěných emisí závisí na použité technologii, spalovaném palivu a celé řadě dalších faktorů. Jejich negativní dopad může být posuzován z různých pohledů – místního (tuhé znečišťující látky, TZL), regionálního (NO_x , SO_2) a globálního (CO_2 přispívající ke skleníkovému efektu).

Jsou sledovány následující složky produktu spalování:

- CO oxid uhelnatý
- SO_2 oxid siřičitý
- NO_x oxidy dusíku
- tuhé znečišťující látky (tuhé částice ve spalínách)
- organické látky, vyjádřené jako celkový organický uhlík (TOC)

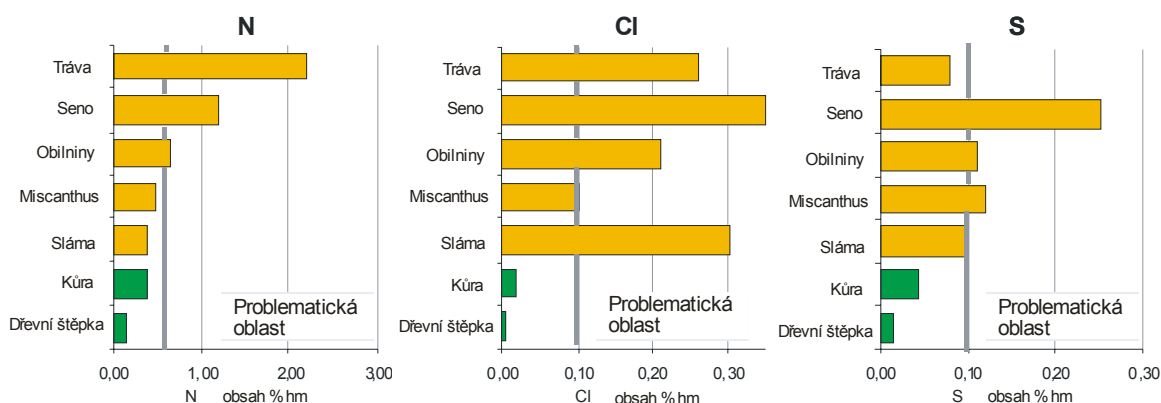
Jak bylo uvedeno v úvodu, obecným trendem současné ekologické politiky je postupné snižování emisních limitů. Díky němu se zvyšuje důraz na vývoj moderních technologií s nízkou úrovní produkovaných emisí. V tab. 1.3 jsou uvedeny aktuálně platné emisní limity pro zařízení spalující dřevo nebo biomasu o jmenovitém tepelném výkonu nad 0,2 MW a příkonu pod 50 MW platné v ČR.

Emisní limit [mg/m^3]					Ref. obsah
Tuhé látky	SO ₂	NO _x	CO	Org. látky	O ₂ [%]
250	2500	650	650	50	11

Tab. 1.3 Hodnoty emisních limitů platné v ČR pro zařízení spalující dřevo nebo biomasu.

Spalování biomasy je považováno za CO₂ – neutrální, což znamená, že nepřispívá k produkci skleníkových plynů. Pro přesnější analýzu by však bylo vhodné provést posouzení životního cyklu (Life Cycle Assessment, LCA) a zahrnout do něho také emise související s přípravou biomasy jako paliva a její dopravou. Závěry studií ukazují, že při zpracování biomasy se dosahují obecně menší úrovně emisí znečišťujících látek než při zpracování fosilních paliv [19],[20].

Pro emise zbývajících finálních produktů v případě spalování biomasy je rozhodující složení paliva a zejména obsah N, S, Cl (viz obr. 1.2). V tomto ohledu je možné považovat za nejvhodnější palivo nejčastěji používanou dřevní štěpku a kůru stromů.



Obr. 1.2 Typický obsah dusíku, chlóru a síry v biomasových palivech a limitní koncentrace pro jejich bezproblémové využití [21]

Obsah dusíku v biomase ovlivňuje nežádoucí emise NO_x vznikající při jeho spalování. Spalování dřevní štěpky a kůry obvykle vede k nízkým emisím NO_x na úrovni 100 až 250 mg/m³ (ve srovnání s emisním limitem 650 mg/m³) bez ohledu na použitou technologii a velikost zařízení [22]. Velmi nízké emise se dosahují také u SO_x a HCl. Při použití méně vhodných paliv však může docházet k překračování emisních limitů. Oblast koncentrací uvedených prvků, v níž lze očekávat provozní a emisní problémy, je v tabulce vyznačen šedou čarou [23].

1.1.3 Technologie pro spalování biomasy

Zdroje tepla využívající jako palivo biomasu lze podle tepelného výkonu rozdělit na *malé*, *střední* a *velké*. Pokud se přidržíme dělení dle zákona 86/2002 o ochraně ovzduší [24], pak mezi *malé zdroje* můžeme zařadit jednotky o výkonu do 200 kW. Ty zásobují teplem spotřebitelské místo, kterým bývá otopná soustava několika bytových jednotek, kanceláří, rodinného domu apod. Na trhu je velké množství různých typů těchto méně výkonných kotlů lišících se konstrukčním uspořádáním i typem spalovaného paliva [25].

Následující řádky vychází z publikace [26], v níž bylo provedeno kvalitní souhrnné zhodnocení spalovacích zařízení různých výkonů. Historicky nejstarším spalovacím zařízením je otevřené ohniště, jehož současným ekvivalentem jsou otevřené krby. Neřízený přístup chladného vzduchu společně se vztlakem horkých spalin má za následek několikanásobný přebytek vzduchu a nízkou teplotu plamene. Většina tepla se předává radiací. Těmto spalovacím podmínkám odpovídá i nízká účinnost otevřených krbů v rozsahu 15 až 20 % [27] a jejich funkce je proto především estetická. Účinnost lze výrazně zvýšit až na cca 65 % instalací krbové vložky pro ohřev teplé vody nebo vzduchu pro vytápění místností. Toto zvýšení je způsobeno dokonalejším spalováním, které probíhá v uzavřeném roštovém topeništi.

Uzavřený prostor spalovací komory a omezený, případně řízený přístup spalovacího vzduchu jsou základní předpoklady efektivního termického využití biomasy. Spalování v lokálních topidlech probíhá jen s přibližně dvojnásobným přebytkem spalovacího vzduchu. V oblasti roštu a popelníku navíc dochází k jeho předehřevu, čímž se zvyšuje teplota plamene. Průměrná účinnost současných kamen na dřevo a dřevní odpad se pohybuje okolo 50 % [28],[29]. Tato neuspokojivá účinnost je způsobena zejména nestacionárním charakterem procesu spalování, který souvisí s nespojitou dodávkou paliva.

Pro řízení *malých zdrojů*, které jsou vybaveny jen omezeným počtem regulačních prvků (servopohony, ventily, klapky apod.), se využívají jednoúčelové, hromadně vyráběné kompaktní regulátory. Tyto kotle pro svoji jednodušší konstrukci nekladou zvýšené nároky na návrh a seřízení regulace a neskýtají ani mnoho prostoru pro její úpravy nebo další rozšiřování. Automatizace přikládání navíc výrazně zvyšuje pořizovací cenu těchto zařízení a klade přísnější nároky na tvar a rozměry paliva.

Druhá kategorie, kterou můžeme označit jako *střední zdroje tepla*, je zákonem vymezena výkonovým rozsahem od 0,2 MW do 5 MW. V široké míře se uplatňují zejména pro výrobu horké vody či páry v průmyslu a v systémech centrálního zásobování teplem. Tato zařízení dosahují dalšího zvýšení dokonalosti spalování oddělením jednotlivých fází termického rozkladu paliva, které probíhají v průběhu hoření (sušení, pyrolýza, hoření, dohořívání). Na pevném roštu je zajištění takového provozního režimu velmi problematické a využívá se proto tzv. *pohyblivých roštů*, které umožňují řídit posun materiálu, a zaručují tak jeho rovnoměrné rozložení. Energeticky zisková střední část roštu zajišťuje teplo pro vysoušení přiváděného paliva. Dohořívající tuhý zbytek v jeho zadní části udržuje dlouhý plamen hořící prchavé hořlaviny v oblasti vysokých teplot s dostatečnou rychlostí reakce. Dokonalejší spalování příznivě působí na koncentrace škodlivých emisí ve spalinách. Spalovací technologie jednotek středních výkonů prošla v poslední době prudkým vývojem. Samozřejmostí je bezobslužný provoz a automatické řízení celého zařízení s možností dálkové správy prostřednictvím internetu. Nejnovější vývojové trendy jsou soustředěny na spalování různých druhů biopaliv a výzkum prvků, které příznivě ovlivňují proces spalování a zvyšují jeho účinnost. Jde zejména o stupňovitý přívod spalovacího vzduchu, předehřev spalovacího vzduchu s využitím odpadního tepla obsaženého ve spalinách a také recirkulaci části spalin zpět do prostoru spalovací komory.

Tyto prostředky umožňují provoz jednotky s více než 90% účinností a velmi příznivými emisními poměry.

Z hlediska výkonu jsou nejvyšším stupněm technologií umožňujících spalování biomasy tzv. *velké zdroje tepla* s tepelným výkonem nad 5 MW. Tato zařízení nachází svoje uplatnění ve výtopnách (jen pro výrobu topné vody či páry), nebo v elektrárnách (jen pro výrobu elektrické energie), anebo v teplárnách (pro současnou výrobu obou typů energie). V této oblasti je nejrozšířenějším způsobem využití biomasy její spalování s uhlím v tepelných elektrárnách ve stávajících fluidních kotlích předřazených soustrojí parní turbína, generátor. Toto řešení je nejjednodušší a velmi levné, protože neobnáší investici do nové technologie. Jediné omezení je dáno přípustným poměrem biomasa a uhlí, při kterém lze spalovat tato dvě paliva bez úpravy spalovacího prostoru, s přijatelnými emisemi a bez technických obtíží (udává se do 15 % biomasy).

Kromě spalování jsou vyvíjeny také moderní parní kotle velkých výkonů pro spalování čisté biomasy. Díky nízké teplotě odcházejících spalin (140 °C) a nízkému přebytku vzduchu (3 % O₂ ve spalinách) tato zařízení dosahují účinnosti vyšší než 90 % [30]. U těchto „větších zařízení“ jsou nároky na řídicí systém výrazně vyšší, což je dáno jednak složitostí technologie s větším počtem regulačních prvků a jednak zvýšenými bezpečnostními riziky v případě jeho selhání. Výraznou nevýhodou tohoto přístupu je vysoká spotřeba biomasy, jejíž energetický potenciál není vždy využit dostatečně efektivně. Účinnost starších elektrárnenských zařízení se v žádném případě nemůže blížit současným technologiím specializovaným na spalování biomasy. Z několika rozhovorů s provozovateli lokálních výtopen v České republice také vyplynulo, že zvýšená spotřeba biomasy ve velkých energetických zařízeních nepříznivě působí na její tržní cenu a ta se pak jako palivo může stát zcela nerentabilní.

Určitým shrnutím tedy může být konstatování, že energetická účinnost spalovacího zařízení (kotle) je lepší, čím vyšší je jeho výkon. Vyšší energetické účinnosti ve prospěch větších jednotek je dosahováno konstrukční dokonalostí (ekonomizéry, řízení procesu spalování, atd.), způsobem provozu (řazení více jednotek a jejich udržování v optimálních pracovních bodech) a kvalitou obsluhy (proškolený personál disponující prostředky měření a regulace).

Dále není možné opomíjet vliv biomasových kotlů na životní prostředí. Jak už bylo zmíněno, hlavní pozornost je věnována emisím škodlivých látek do ovzduší. Pro všechny sledované složky existují prověřené prostředky pro snižování množství polutantů. Jejich aplikace je však vždy limitována omezenými investičními prostředky a nejsou tedy cenově dostupná pro malá zařízení. Obecně platí, že velká zařízení poskytují větší možnost optimalizace a aplikace těchto opatření, což vede k nižším emisím. Problematika emisí souvisejících s energetickým využitím biomasy je detailně zmiňována v celé řadě publikací [22],[23],[31].

Jak si správně všímá diplomová práce [32], výše uvedené dělení podle výkonu je vhodné spíše z energeticko-legislativního hlediska. Málo však vypovídá o fyzikálně-mechanických procesech probíhajících uvnitř spalovací komory. Proto je lepší dělit kotle do skupin podle charakteru lože:

- se stacionární fluidní vrstvou
- s cirkulující fluidní vrstvou
- s roštem.

Z analýzy praktické použitelnosti uvedených typů kotlů provedené v [32] vyplynulo, že pro zdroje středního výkonu (do 5 MW) je myslitelné pouze roštové uspořádání spalovací komory. Protože je dizertační práce zaměřena právě na tuto výkonovou kategorii, nebudou v dalším textu kotle se stacionární fluidní vrstvou (BFB) ani cirkulující fluidní vrstvou (CFB) představeny.

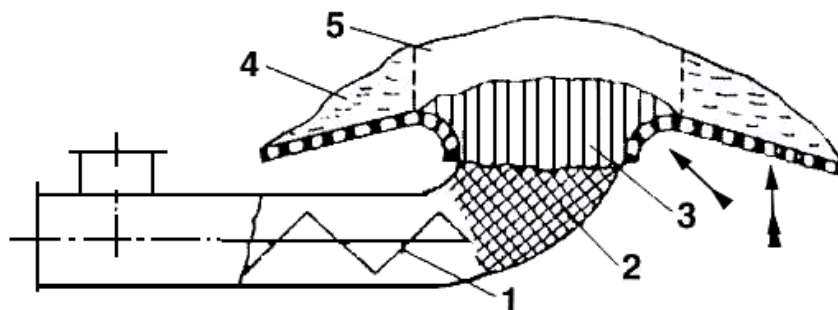
• Roštové kotle

Kotle s roštem se vyskytují v řadě technických provedení a parametrů. Nejčastěji používané systémy jsou:

- s vyhrnovacím roštem
- s vodorovným pohyblivým roštem
- se šikmým pohyblivým roštem.

Kotle s vyhrnovacím roštem

Technologie vyhrnovacích roštů se využívá u kotlů s nominálním výkonem do 6 MW a pro biomasu s nízkým obsahem popela (piliny, dřevní štěpka). V případě vyššího obsahu popela je nutné použít účinnějších systémů pro jeho odstraňování. Obr. 1.3 schematicky znázorňuje jednotlivé zóny vyhrnovacího roštu a jejich funkci. Materiál je přiváděn šnekovým dopravníkem do zóny 1, kde dochází k sušení materiálu. Pod účinkem vyšších teplot (500 °C až 600 °C) bez přístupu vzduchu dochází v zóně 2 k uvolňování prchavé hořlaviny (směs plyných uhlovodíků) a vzniku odplyněného zbytku, který je tvořen popelem a koksem (čistý uhlík). Prchavá hořlavina prochází zónou 3, kde dochází ke směšování se vzduchem (hoření plyné směsi) a k jejímu vyhoření (zóna 5). Odplyněný zbytek je rovnoměrně distribuován po roštu (zóna 4) a postupně dohořívá. Škvára s popelem jsou odstraňovány ručně, a to zejména u kotlů nižších výkonů. Ukázka jednotky s automatickým odstraňováním popela pomocí šnekového dopravníku je na obr. 1.4 a moderní řešení s patentovanou technologií roštu *BioGrate* představuje obr. 1.5. *BioGrate* je rošt se spodním přívodem paliva v kombinaci s pohyblivým roštem. Toto uspořádání je použitelné i pro vyšší výkony (3 až 17 MW).



Obr. 1.3 Schéma vyhrnovacího roštu [17]



Obr. 1.4 Schéma kotle Schmid UTSS/UTSK se spodním přívodem paliva [33]



Obr. 1.5 Schéma patentované technologie roštu BioGrate [34]

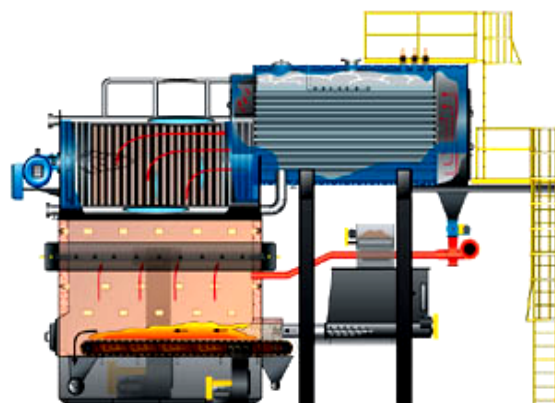
Kotle s vodorovným pohyblivým roštem

Toto uspořádání je dostupné v širokém rozmezí výkonů. Jejich využití je ekonomické i pro výkony menší než 10 MW. Lze v nich spalovat biomasu o značně heterogenní velikosti částic, s velkým obsahem vody a popela. Může se také přistoupit ke spalování různých směsí dřevní hmoty. Spalování směsi dřeva s nedřevní biomasou bývá v těchto zařízeních problematické. Je to způsobeno rozdílnými spalovacími podmínkami nedřevní biomasy, především nízkým obsahem vody a nízkým bodem tání popela.

Velmi důležité je zajištění homogenní distribuce paliva přes celý povrch roštu. Tím je dosaženo rovnoměrného přívodu vzduchu v jeho různých částech. V opačném případě by došlo k vyššímu přebytku vzduchu a poletujícího popela ve spalovací komoře [23]. Příklady kotlů jsou znázorněny na obr. 1.6 a obr. 1.7.



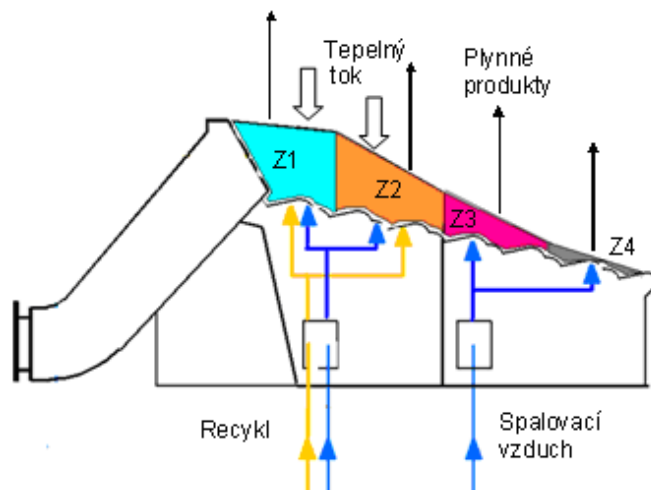
Obr. 1.6 Schéma kotle Schmid UTSR s vodorovným pohyblivým roštem [33]



Obr. 1.7 Schéma kotle Hurst Boiler Hybrid CG s vod. pohyblivým roštem [35]

Kotle se šikmým pohyblivým roštem

Pro kotle se šikmým pohyblivým roštem platí stejné parametry jako u výše zmíněných kotlů s vodorovným pohyblivým roštem. Hlavní rozdíl je v tom, že rošt je skloněný pod určitým úhlem. Tím vzniknou čtyři charakteristické oblasti primární spalovací komory (viz obr. 1.8).



Obr. 1.8 Rozdělení roštu do jednotlivých zón [36]

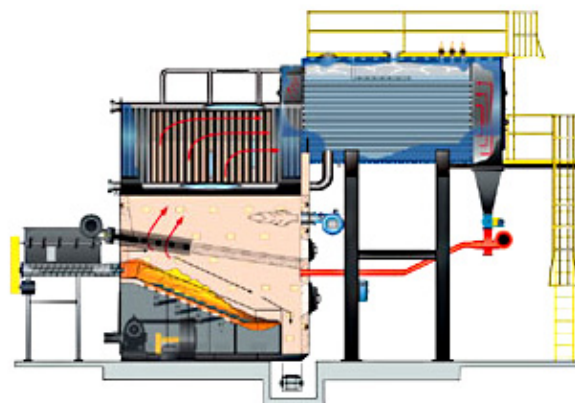
V první zóně (Z1) dochází k sušení paliva, ve druhé a třetí (Z2, Z3) potom probíhá oxidace a zplyňování a v poslední (Z4) dohořívání popelovin. Stupňovité ovlivňování hoření paliva primárním vzduchem umožňuje provozovat tato zařízení i při 30 % nominálního výkonu [23]. Dále pak toto řešení snižuje tvorbu NO_x . Pro lepší účinnost spalování se spalovací komory dělí na dvě části - primární a sekundární komoru (více viz kap. 2.1). Pro primární komoru je typické, že přiváděný vzduch nesmí narušovat vrstvy paliva na roštu. Jeho množství se volí tak, aby přebytek vzduchu byl pokud možno co nejmenší. Vznikající spaliny a plyny následně vstupují do sekundární komory, kde se směšují s přehřátým sekundárním vzduchem a recirkulovanými spalinami. Požadavky na sekundární komoru jsou diametrálně odlišné od požadavků na primární. Hledají se možnosti konstrukčních úprav jak co nejvíce zvýšit efekt smísení plynu se vzduchem a dosáhnout tak optimálních podmínek hoření a vyšších přestupů tepla. Tab. 1.4 uvádí přehled výhod a nevýhod použití kotle se šikmým pohyblivým roštem. Obr. 1.9 a obr. 1.10 zobrazují kotle tohoto typu od různých výrobců.

Výhody	Nevýhody
malé investiční náklady pro zařízení o výkonu menším než 10 MW	nemožnost spalovat směs dřevní a nedřevní biomasy
malý objem prachu ve spalinách	nižší termická účinnost v důsledku většího přebytku vzduchu
malé ztráty nedopalem	k účinnější redukci tvorby NO_x je zapotřebí speciálního zařízení
dobré provozní podmínky při částečném zatížení	

Tab. 1.4 Základní výhody a nevýhody kotlů se šikmým pohyblivým roštem [23]



Obr. 1.9 Schéma kotle Schmid UTSW se šikmým pohyblivým roštem [33]



Obr. 1.10 Schéma kotle Hurst Boiler HybridRG se šikmým pohyblivým roštem [35]

Záměrem výše uvedeného popisu bylo představení aktuálně používaných technických řešení biomasových kotlů středních výkonů. Je však třeba doplnit, že mnoho výrobců vyvíjí vlastní technologie kotlů, které mohou obnášet mnohé inovace. Jsou však předmětem obchodního tajemství a informace o nich se nepublikují. Výrobci také stále častěji zohledňují specifické požadavky zákazníka a dodávají produkty přizpůsobené jeho potřebám.

1.2 Modelování pro účely řízení v průmyslové praxi

Vytváření modelů a realizace simulací technických systémů s využitím těchto modelů výrazně ovlivnili rozvoj technických i netechnických oborů [37]. V rámci této práce se omezíme pouze na matematické modely, které popisují vztahy mezi veličinami (délka, proud, průtok, nezaměstnanost apod.) pozorovatelnými v určitém systému a které jsou popsány jako matematické vazby [38]. I toto upřesnění však pokrývá oblast příliš rozsáhlou. S matematickými modely se v současnosti setkáváme v širokém spektru oborů. Používají se například pro simulace sociologických, ekonomických nebo i přírodních jevů. Další text proto bude věnován výhradně průmyslové praxi a konkrétně simulacím za účelem návrhu či optimalizace řídicích systémů.

Kořeny modelování pro účely řízení tedy sahají až do šedesátých let minulého století a jsou spojeny s naším hlavním městem.¹ Přelomem v oblasti modelování a simulace byl však nástup mikroprocesorové techniky a další dynamický pokrok v oblasti informačních technologií. Od osmdesátých let začíná výrazný rozmach využívání modelů v průmyslové praxi, konkrétně v chemickém průmyslu. Hnacím mechanismem byla akutní potřeba nových prostředků, které by zajistily podporu optimalizace provozovaných technologií [40]. Modely se však začaly uplatňovat i v řízení. Významný byl vývoj v oblasti modelování rafinačních procesů, kde se modely používaly pro podporu vyšších forem řízení (Advanced Process Control, APC), byly integrovány do distribuovaných systémů

¹ P. Eykhof uvádí v předmluvě publikace [39] pozoruhodnou informaci z historie tohoto vědního oboru: *V posledních desetiletích bylo velmi zajímavé sledovat výraznou aktivitu a vzájemné ovlivňování vědeckého a inženýrského vývoje na „novém poli“ identifikace systémů, parametrizace modelů a prediktivního řízení na základě modelu. Jasným mezníkem na začátku této cesty bylo první IFAC (International Federation of Automatic Control) Symposium na toto téma v Praze, Československu, organizované v r. 1967 profesorem Strejcem a jeho spolupracovníky za velmi náročných okolností. Od té doby byly publikovány tisíce prací a přednášek.*

řízení (Distributed Control System, DSC) a využívány v trenažérech pro operátory (Operator Training System, OTS) [40].

V současné době jsou tvorba modelů a následná simulace pro účely řízení využívány napříč průmyslovými odvětvími. V rámci diskuse, na níž byli pozváni renomovaní odborníci z akademických pracovišť i z firem v oblasti modelování a simulace [41], byl zmiňován zejména automobilový průmysl, letectví, elektrotechnika, ale i řízení čistíren odpadních vod (ČOV) nebo sklářských procesů.

Pro návrh a nastavení řídicího systému je podstatné, aby model postihoval chování řízeného systému (regulované soustavy) v závislosti na čase, hovoříme o tzv. *dynamickém modelu*. V [42] byla provedena rešerše odborných publikací zaměřených na dynamické modelování a simulaci v oblasti výroby a distribuce tepla. Ukázala však, že modely vznikají především pro dílčí komponenty technologií pro výrobu tepla, jako je plynový kotel nebo výměník tepla a méně často pro celé technologie. Tyto komplexnější modely jsou přitom pro návrh regulace klíčové, protože umožňují simulaci dynamického chování systému se všemi jeho vnitřními vazbami. Co se týká přímo kotlových zařízení, dynamické modely se v odborných publikacích objevují velmi zřídka a soustřeďují se na výkonné kotle spalující fosilní paliva [43],[44],[45],[46]. Jediná nalezená publikace věnující se dynamické simulaci kotle na biomasu [47] pracuje s příliš zjednodušeným modelem kotle a zaměřuje se více na návazné aparáty pro využití vyrobené páry a technologii jako celek. Sofistikovanější model pro účely řízení, který by popisoval dynamické chování kotle pro spalování biomasy, nebyl v rámci provedené rešerše nalezen.

1.3 Řídicí systémy zdrojů středních výkonů

S vývojem konstrukce tepelných zdrojů středních výkonů, který musí respektovat všechna omezení spojená se spalováním biomasy (viz kap. 1.1.2), dochází k postupným změnám také v oblasti řízení. Ty souvisí především s rozšířením osobních počítačů, jejichž podpora je u zdrojů středních výkonů využívána čím dál častěji. Zřejmě nejvýrazněji se vývoj řídicích technologií projevuje v možnostech rozšířeného monitorování a v dálkovém řízení zdrojů pomocí internetu. Výkon současných počítačů umožňuje také realizaci složitějších výpočetních a optimalizačních algoritmů a kvalitní grafickou prezentaci řízené technologie. V posledních desetiletích byly vyvinuty nové formy řízení obecně označované jako moderní metody řízení (APC). Používány bývají především při řízení systémů s větším počtem vstupů a výstupů a v oblasti diskrétního řízení. Některé z těchto nových přístupů se zdají být velmi slibné v průmyslových aplikacích a vzbuzují stále vyšší zájem mezi výzkumnými pracovníky. Konkrétně můžeme zmínit například tzv. prediktivní řízení na základě modelu technologie (*Model Predictive Control, MPC*), jehož široké využití je známo v petrochemickém průmyslu [48], dále stavové řízení, fuzzy řízení apod. [49].

U biomasových kotlů středních výkonů nejsou pokusy o nasazení těchto metod dosud známy. Jejich řídicí systém obvykle sestává z kombinace klasického zpětnovazebního (PID) řízení realizovaného stavebnicovým regulátorem nebo průmyslovým automatem a osobního počítače ve funkci centrály. PID algoritmus je standardní metoda řízení pro systémy s jedním vstupem a výstupem ze 40. let minulého století. Je velmi dobře teoreticky zpracovaný a v praxi spolehlivě funguje [50]. Tam, kde to regulovaná soustava umožňuje, je využití PID řízení velmi efektivní volbou (např. u plynových kotlů). Podobně i v případě jednotek pro spalování biomasy je v současnosti využití PID regulátorů standardem. Proces spalování biomasy je však určován větším množstvím vstupů a výstupů a důležité veličiny jsou na sobě do značné míry závislé. Kromě přívodu paliva je totiž dokonalost spalovacího procesu ovlivňována také množstvím přiváděného vzduchu a místem jeho přívodu. Navíc

je často žádoucí spalovat více druhů biomasy, přičemž spotřeba a nastavení přívodu spalovacího vzduchu jsou pro každý z nich specifické. Jedná se tedy o systém s větším množstvím parametrů, které je třeba pro optimální spalování přizpůsobit. Tato skutečnost, která zvyšuje nároky na regulaci, biomasové kotle výrazně odlišuje od tradičních kotlů (spalujících nejčastěji uhlí nebo zemní plyn). Dynamické chování i klasická PID regulace zdrojů na fosilní paliva je dobře popsána a ověřena i v praxi [51]. Bližší znalost těchto zdrojů poskytuje cenná vodítka také pro hlubší pochopení dynamiky kotlů na biomasu, jejichž regulace za sebou ještě nemá tak dlouhý vývoj. PID regulační smyčky se u biomasových kotlů obvykle starají o nižší řídicí okruhy (např. udržování teploty topné vody nebo přívod spalovacího vzduchu v závislosti na množství přiváděného paliva), zatímco na člověku zůstává ruční nastavení žádaných parametrů regulovaných a často i akčních veličin (např. žádané teploty výstupní a vratné vody, průtoku spalovacího vzduchu apod.) v závislosti na typu paliva. Nevýhoda této strategie je zřejmá - zvýšené nároky na obsluhu. Stálá přítomnost operátora je přitom u zdrojů středních výkonů z ekonomického hlediska těžko myslitelná. Omezené možnosti obsluhy však často vyvolávají nežádoucí provozní režim technologie, jehož častým projevem bývá opakované odstavování a najíždění systému. Příčinou tohoto tzv. *cyklování* bývá překročení žádané hodnoty regulované veličiny nebo zásahy bezpečnostních prvků při překročení definovaných mezí některé z dalších sledovaných veličin, viz kap. 3.

Důsledkem popsaných jevů je snížení životnosti a účinnosti zařízení a také nárůst emisí znečišťujících látek. Předností klasického PID řídicího systému je na druhé straně ověřenost a nízké náklady na jeho projekci i realizaci ve srovnání s jakoukoli moderní metodou řízení. Přínosem moderních metod řízení oproti PID regulaci mohou být úspory na provozních nákladech ([52] udává rozsah úspor od 2 do 6 %) a příznivé dopady na stabilitu regulace. Je však nutné zohlednit náklady spojené s návrhem a seřizením těchto sofistikovaných řídicích systémů. Možnost jejich využití v nové oblasti – u tepelných zdrojů na biomasu – je jedním ze zajímavých směrů, kterými se mohou vyvíjet další výzkumné práce. Bližší představení moderních metod řízení lze nalézt v [49].

Lze konstatovat, že jednotky pro spalování biomasy jsou svým charakterem vhodnou technologií pro využití moderních metod řízení. Jak již však bylo uvedeno, v praxi tento předpoklad nedochází naplnění. Vedle skutečnosti, že samotný vývoj a implementace moderních metod je složitý a finančně náročný proces, je jedním z hlavních důvodů také nedostatek vhodných dynamických modelů tohoto procesu. Pro testování a případné zavádění moderních metod řízení (zejména MPC) je totiž zpravidla nezbytná znalost modelu regulované soustavy [53]. Model dynamického systému je určité pravidlo, podle něhož můžeme z předem známých nebo změřených veličin vypočítat časový průběh sledovaných veličin systému. Lze říci, že úkolem modelu je co nejvěrohodněji predikovat či reprodukovat chování systému. Význam takového modelu se ukazuje i tam, kde je požadována optimalizace parametrů klasické PID regulace (PID tuning) a není možné rozsáhlejší testování v provozním měřítku.

2 JEDNOTKA PRO ENERGETICKÉ VYUŽITÍ BIOMASY

Cílem této dizertační práce je sestavení matematického modelu kotle jako regulované soustavy, který by byl vhodný pro návrh, příp. optimalizaci systému řízení. Pro tvorbu modelu byla využita experimentální data získaná během měření na biomasovém kotli, jehož vývoj proběhl pod záštitou Ministerstva průmyslu a obchodu, jako součást programu Impuls FI-IM3/166 „Prototyp jednotky o výkonu 1 až 3 MW pro energetické využití různých druhů biomasy a fytomasy“ a výzkumného záměru MŠMT č. MSM 0021630502 „Ekologicky a energeticky řízené soustavy zpracování odpadů a biomasy“. Hlavním cílem projektu bylo vyvinout a realizovat prototyp ryze české moderní technologie pro energetické využití biomasy a fytomasy (konkrétně ve formě technologické jednotky, jejíž základ tvoří experimentální teplovodní kotelná středního výkonu) s vysokou termickou účinností, jež umožní testování v provozním měřítku. Na řešení se podílel také Ústav procesního a ekologického inženýrství (UPEI) Vysokého učení technického v Brně (VUT v Brně). Projekt byl v r. 2009 úspěšně dokončen. V průběhu trvání projektu a po jeho skončení bylo možné realizovat opakovaná měření za účelem sběru dat pro identifikaci systému. Jedná se o kotel se šikmým hydraulickým roštem o výkonu 1 MW. Je umístěn v areálu bývalého cukrovaru v Kojetíně a slouží k ohřevu vody pro vytápění blízké výrobní haly.

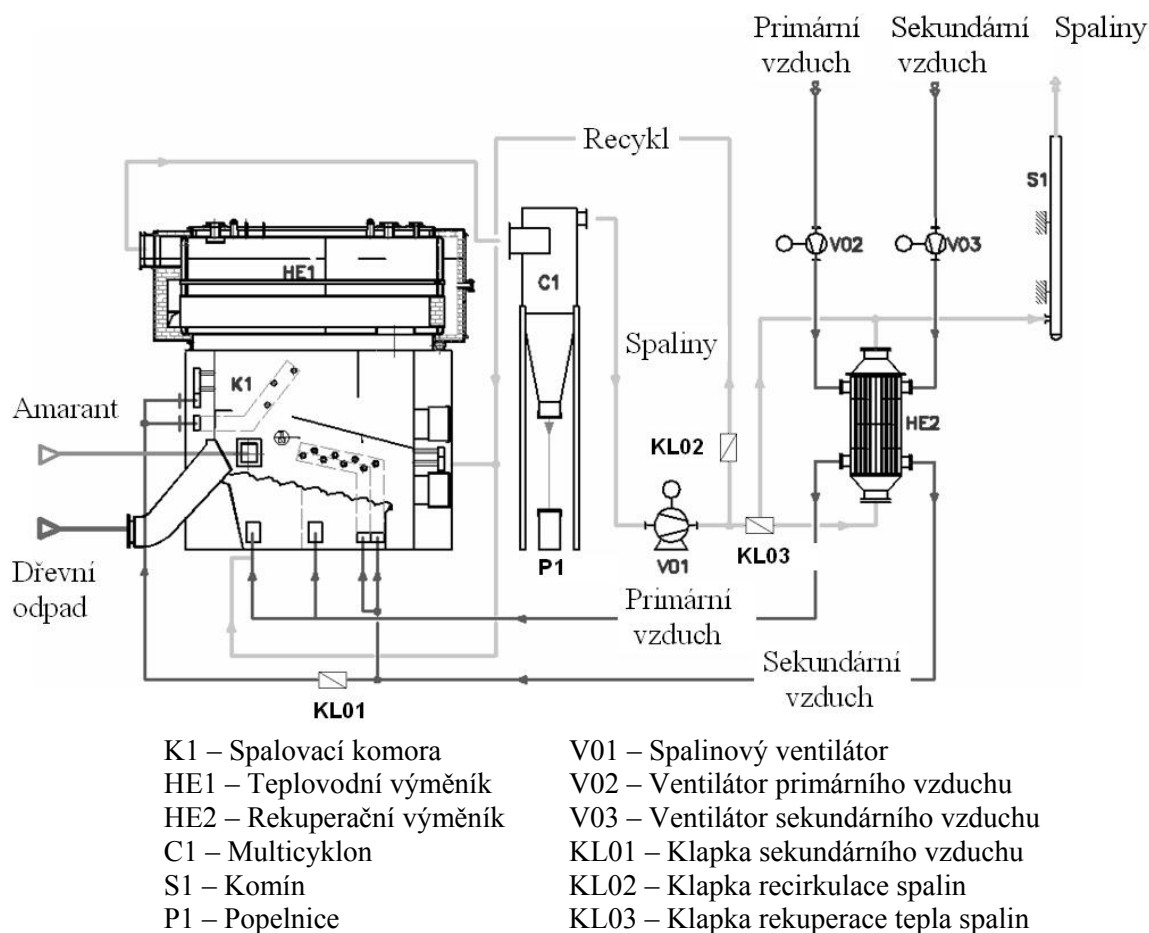
2.1 Technologie zařízení

Popis technologie uvedeného zařízení byla zformulována v rámci dizertační práce [21]. Tato kapitola je tedy výběrem nejdůležitějších informací v ní uvedených.

Jak již bylo zmíněno, tepelný výkon kotle (výměníku kotle) je 1 MW, a jedná se tedy o tepelný zdroj středního výkonu. Jednotka umožňuje spalování širokého spektra biomasových paliv od dřevní štěpky, přes kůru a dřevní odpad až po cíleně pěstované energetické plodiny a slámu obilovin. Výhřevnost využívaných biopaliv se předpokládá v rozsahu 8 až 18 MJ/kg. Účinnost kotle se podle měření a výpočtů uvedených v [21] pohybuje okolo 90 %. Další technické parametry ukazuje tab. 2.1. Spalovací zařízení je součástí teplovodní kotelny, která se skládá z následujících částí:

- systém dávkování paliva,
- kotel na biomasu,
- technologie pro využití tepla ve spalínách.

Technologické uspořádání celého experimentálního zařízení je znázorněno na obr. 2.1. Systém dopravy paliva do kotle sestává ze dvou na sebe navazujících hydraulických dopravníků. První dopravník vyhrnuje palivo ze skladu biomasy do žlabu, v němž je instalován druhý dopravník, který ho s definovanou frekvencí zavádí do spalovací komory (K1).



Obr. 2.1 Zjednodušené technologické schéma jednotky [54]

Vlastní spalování probíhá na šikmém hydraulickém roštu a v sekundární komoře uvnitř spalovací komory (K1). Jak je pro kotle s šikmým roštem běžné, v komoře dochází vlivem vysoké teploty nejprve k sušení a pyrolýze paliva, poté k jeho zapálení. V dolní části roštu vypadává nespálitelný zbytek – popel. Vzniklé spaliny ve směsi s pyrolýzním plynem proudí do prostoru tzv. sekundární komory (horní část K1). Zde dojde k dokonalé oxidaci všech spalitelných látek (hoření) za vývinu horkých spalin. Sekundární komora proto bývá označována také jako dohořivací komora. Spaliny dále proudí teplo-směnným svazkem trubek ve výměňkové části kotle (HE1), ochlazené spaliny jsou dočištěny od jemného popílku v multicyklonu (C1). Za multicyklonem je umístěn spalinový ventilátor (V01), který je jediným hnacím zařízením celé spalinové trasy od spalovací komory až po komín (S1). Za ventilátorem je provedena odbočka tzv. recirkulace spalin. Pomocí tohoto recyklu je část spalin z výstupu kotle přivedena zpět do spalovací komory, čímž se zvyšuje pyrolýzní efekt, palivo se před zapálením rychleji vysuší a zvyšuje se tak celková účinnost kotle. Bližší popis jeho funkce je uveden dále. Za odbočkou recyklu spalin následuje předehřev primárního a sekundárního spalovacího vzduchu ve výměníku (HE2). Primární vzduch je přiváděn pod rošt kotle a sekundární nad rošt a do sekundární (dohořivací) komory. Předehřev vzduchu zvyšuje účinnost zařízení zpětným využitím tepla obsaženého ve spalinách k ohřevu vzduchu přiváděného do spalovací komory. Snahou je ochladit spaliny na co možná nejnižší teplotu a tím eliminovat komínové ztráty. Přitom je třeba dbát na to, aby nedocházelo k zalepování spalinové strany výměníku díky kondenzaci vody obsažené ve spalinách. Spaliny ochlazené ve výměníku následně ústí do komína (S1) [54].

Provozní veličina	Hodnota min./max.	Teplota min./max. [°C]	Relativní tlak [kPa]
Průtok topné vody do teplovodního výměníku HE1	12,7/44,5 m ³ /h	70	Max. 600
Průtok topné vody z teplovodního výměníku HE1	12,7/44,5 m ³ /h	90	Max. 600
Spotřeba biomasového paliva	75/510 kg/h	-	-
Průtok prim. vzduchu na vstupu do rekuperačního výměníku HE2	700/1100 m ³ /h	10/40	0
Průtok sek. vzduchu na vstupu do rekuperačního výměníku HE2	1400/2400 m ³ /h	10/40	0
Průtok primárního spalovacího vzduchu do kotle	700/1100 m ³ /h	50/130	1
Průtok sekundárního spalovacího vzduchu do kotle	1400/2400 m ³ /h	50/130	1
Průtok výstupních spalin z kotle	2800/3600 m ³ /h	700/1100	-0,7
Průtok výstupních spalin z teplovodního výměníku HE1	2800/3600 m ³ /h	170/220	-0,7
Průtok spalin do ovzduší	2800/3600 m ³ /h	90/180	0
Průtok recirkulovaných spalin	0/800 m ³ /h	160/210	1,3

Tab. 2.1 Vybrané provozní parametry jednotky pro spalování biomasy [21]

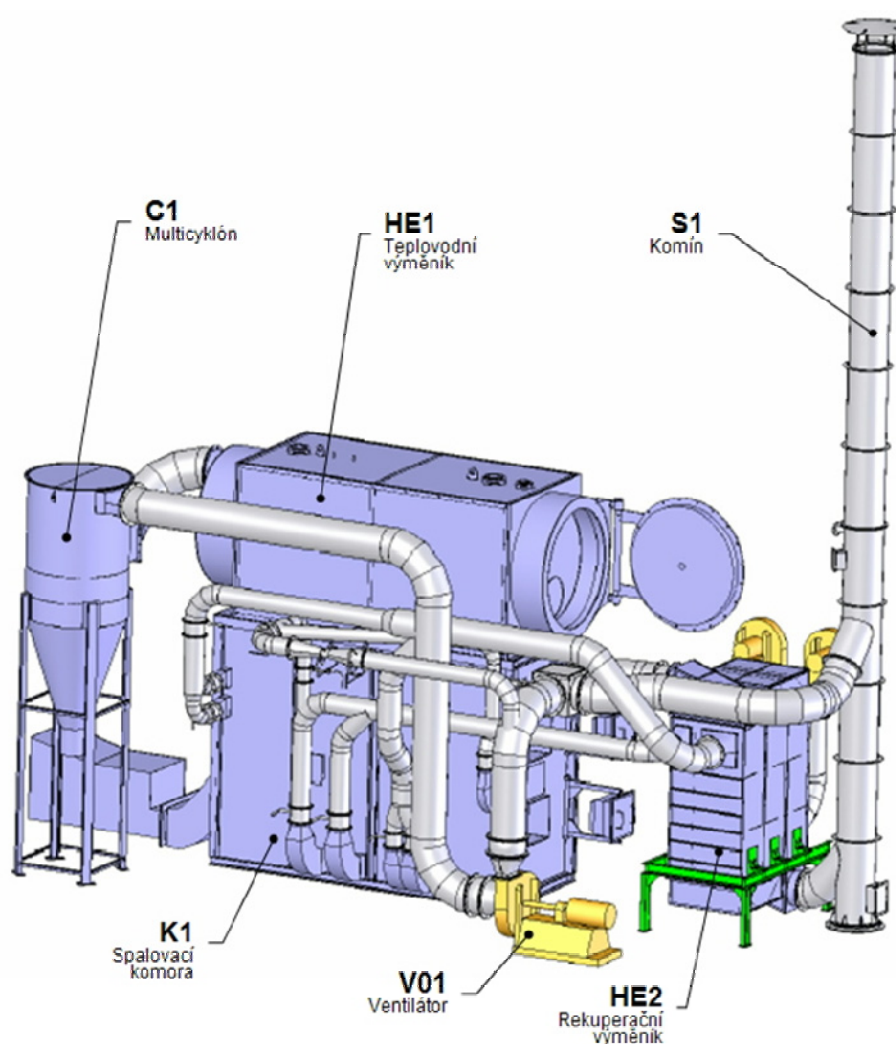
Některé technologické prvky zdrojů středních výkonů se v širší míře začaly používat až v nedávné době a zaslouží si bližší představení. Jedná se zejména o:

- rekuperační výměník pro předehřev spalovacího vzduchu,
- systém recirkulace spalin,
- distribuci proudů spalovacího vzduchu a recirkulovaných spalin do určených oblastí spalovací komory.

- Rekuperační výměník pro předehřev spalovacího vzduchu

Předehřev spalovacího vzduchu probíhající v rekuperačním výměníku (HE2) významně přispívá ke zvyšování účinnosti zařízení. Ve výměníku spaliny předávají část své tepelné energie primárnímu a sekundárnímu vzduchu, čímž umožňují efektivní využití odpadního tepla obsaženého ve spalínách. Snížením teploty spalin odcházejících do atmosféry dochází ke snížení *ztrát citelným teplem spalin*, tzv. komínové ztráty, která se výrazně podílí na snižování celkové účinnosti zařízení.

Druhou funkcí je již výše zmíněný ohřev primárního a sekundárního vzduchu, přičemž primární spalovací vzduch je veden pod spalovací rošt a má vliv na intenzifikaci procesu zplyňování paliva na roštu kotle. Cílovým místem pro dodávku sekundárního spalovacího vzduchu je prostor primární komory nad roštem, kde slouží k podpoře hoření a dále sekundární (dohořivací) komora, kde slouží předně k jejímu ochlazení.



Obr. 2.2 Prostorové uspořádání jednotky pro spalování biomasy [21]

- *Recirkulace spalin*

Částečná recirkulace spalin zpět do spalovací komory umožňuje snížit množství čerstvého (na kyslík bohatého) vzduchu přiváděného do spalovacího prostoru, což se projeví snížením obsahu O_2 odcházejícího do atmosféry. Tato okolnost se příznivě projevuje na termické účinnosti zařízení. Obecně totiž platí, že snižování koncentrace kyslíku ve spalinách vystupujících z kotle se příznivě projeví na růstu celkové účinnosti systému.

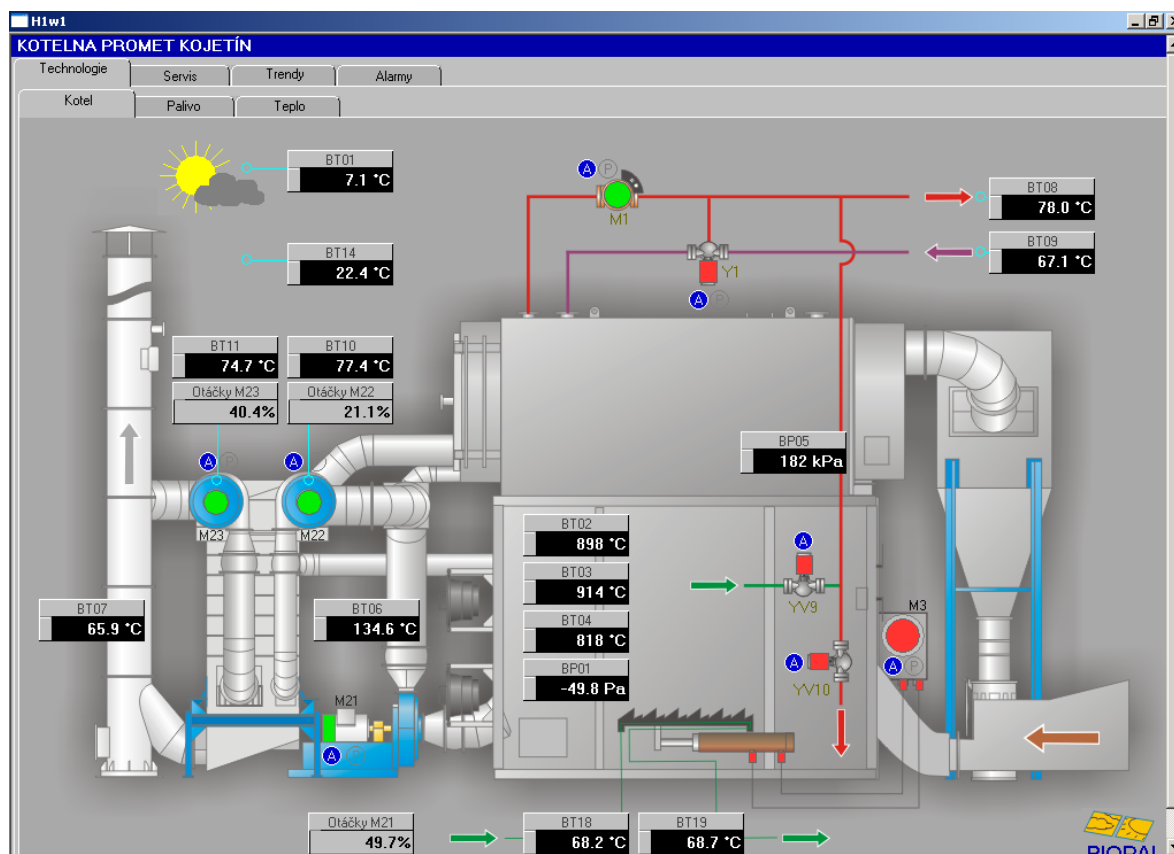
Koncentraci O_2 ve spalinách však nelze snižovat neomezeně. Prioritou je zajištění vhodných podmínek pro maximálně dokonalý spalovací proces s nízkými emisemi. Navíc je nutné zajišťovat přiměřené teploty ve spalovací komoře, aby nedocházelo ke spékání popelu na roštu a zvýšené tvorbě nálepů při spalování určitých typů fytohmoty. Dalším důvodem k chlazení prostoru komory může být i riziko nadměrného tepelného zatížení vyzdívky kotle. Maximální přístupná teplota vyzdívky je závislá na použitém materiálu, např. pro šamot je cca 1650 °C.

Recirkulace spalin však funkci chlazení zajišťuje také - teplota recirkulovaných spalin se pohybuje okolo 120 °C. Zavedením recyklu dochází ke snížení přívodu sekundárního vzduchu, který by musel být jinak použit ke chlazení, a snižoval by celkovou účinnost jednotky. Kromě výše popsanych výhod umožňuje recirkulace spalin také lepší prohoření paliva a zvýšení intenzity procesu zplyňování paliva na roštu. Přívod recirkulovaných spalin je proto možný nad konec spalovacího roštu i pod jeho přední část.

2.2 Řídicí systém

Jak již bylo řečeno, automatizace v kotelnách středních výkonů má vedle snížení nároků na obsluhu vliv také na ekonomické a ekologické parametry jejich provozu. Ty vycházejí především z účinnosti spalovacího procesu, který je vedle systému měření a regulace závislý také na příslušných konstrukčně-technologických opatřeních. Tato práce čerpá provozní data z konkrétního provozovaného zařízení s danou konstrukcí (viz kap. 2.1.) Moderní uspořádání a technologie jednotky umožňují maximální využití energetického potenciálu biomasového paliva. To je zajištěno předně sofistikovaným návrhem přívodu spalovacího vzduchu do komory, který se opíral o simulace vycházející z energetických a hmotnostních bilancí a tzv. *computational fluid dynamics* (CFD) [55]. Dále je velkou předností jednotky možnost recirkulace spalin (viz kap. 2.1). Jedná se tedy o velmi vhodné zařízení pro sběr dat k tvorbě dynamického modelu pro účely řízení.

Pro řízení byl u předmětné technologie použit modulární řídicí systémem (ŘS) *ADiS 167*, který vykonává veškeré úkony zadané obsluhou a automatické algoritmy. Program realizující regulaci jednotky byl vytvořen ve vývojovém prostředí *PSP3*. V nadřazené úrovni řízení, která se v literatuře označuje jako *SCADA/HMI* (Human Machine Interface, [56]) je technologie bezprostředně sledována a řízena obsluhou. Tato úroveň je realizována osobním počítačem (PC), v němž je s využitím *SW Promotic* zajišťována archivace dat a alarmových stavů a dále vizualizace technologie. Toto operátorské pracoviště slouží k efektivnímu sledování provozu celé technologie (kotlová část viz obr. 2.3) a jejímu ovládání volbou vhodných hodnot a parametrů. Řídicí systém je dále vybaven GSM modemem, který umožňuje prostřednictvím SMS zpráv (poruchy, stavy) sledování provozu kotelny na dálku.



Obr. 2.3 Vizualizace hodnot procesních veličin a provozních stavů regulované soustavy na operátorském PC

U kotlů středních výkonů je spalovací proces obvykle řízen na dvou úrovních. Jedna regulační smyčka zajišťuje dosažení žádaného výkonu kotle a na další úrovni probíhá optimalizace samotného spalování a regulace teploty ve spalovací komoře.

2.2.1 Regulace výkonu kotle

V následujícím popisu se omezíme na kotle s horkovodním výměníkem, jehož výstupem je topná voda. Jak ukázal výzkum mezi českými výrobci biomasových kotlů [57], k regulaci výkonu těchto kotlů existují dva základní přístupy:

- *Regulace dle odběru spotřebitele*

Jako měřítko regulace výkonu kotle je v tomto případě použit odběr tepla spotřebitelem. To znamená, že je měřen momentálně odebíraný tepelný výkon a jemu se přizpůsobuje výkon kotle. Tento způsob se označuje jako *vlečná regulace* [50]. Regulace probíhá prostřednictvím změny průtoku paliva a primárního vzduchu (akční veličiny). Žádaný výkon kotle je tak dosahován prostřednictvím teplotního spádu topné vody, resp. jejím průtokem. Souvislost mezi uvedenými veličinami je patrná z následujícího vzorce (1). Poruchovou veličinou je odebíraný tepelný výkon. Z tohoto odběru se přibližně vypočítává a nastavuje optimální množství paliva na základě odpovídající výhřevnosti a tepelné

účinnosti zdroje. Přednost zmíněné regulace spočívá v tom, že přísun paliva může být velmi rychle přizpůsoben odebíranému tepelnému výkonu.

$$P = \frac{\dot{m} \cdot c \cdot \Delta T}{3600} = \frac{\rho \cdot \dot{V} \cdot c \cdot (T_{\text{výst}} - T_{\text{vrat}})}{3600}, \quad (1)$$

kde	P	výkon zařízení [W]
	$\dot{m}$	hmotnostní průtok topné vody [$\text{kg} \cdot \text{h}^{-1}$]
	$\dot{V}$	objemový průtok topné vody [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]
	ΔT	rozdíl teplot, tzv. teplotní spád [K]
	$T_{\text{výst}}$	teplota výstupu topné vody z kotle [K]
	T_{vrat}	teplota vratná do kotle [K]
	c	měrná tepelná kapacita topné vody [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
	ρ	měrná hmotnost topné vody [$\text{kg} \cdot \text{m}^3$]

- *Regulace na konstantní hodnotu teploty výstupní topné vody*

Jedná se o jednodušší variantu prvního přístupu. Regulace přísunu paliva je v tomto případě závislá výhradně na výstupní teplotě topné vody. Předpokladem je konstantní průtok topné vody v systému. Poruchová veličina ve formě odběru tepla se projeví nejprve poklesem teploty vratné topné vody ze systému a postupně i poklesem výstupní teploty média. Na tuto změnu pak reaguje regulace zvýšením průtoku paliva (a odpovídající změnou průtoku primárního vzduchu). Výhodou uvedeného přístupu ve srovnání s regulací podle odběru spotřebitele je jeho jednoduchost. Nemá třeba zajišťovat kontinuální měření odběru tepla, ani řídit průtok topné vody pomocí čerpadla s frekvenčním měničem. Nevýhodou však je prodloužení doby reakce na změnu zatížení, které může vést až k nestabilitě regulace.

Právě tento přístup k regulaci výkonu byl využit v případě předmětné jednotky pro spalování biomasy. Výstupní teplota topné vody byla jako regulovaná veličina zvolena zejména z toho důvodu, že jednotka slouží k vytápění výrobní haly, kde lze odebíraný tepelný výkon považovat za přibližně konstantní. Při projektovaném teplotním spádu je teplota výstupní topné vody z výměníku 90 °C. Žádanou hodnotu lze měnit na operátorském panelu regulátoru.

Podle výkonu podavače paliva (průtoku paliva) se lineárně řídí otáčky ventilátoru primárního vzduchu V02 (viz obr. 2.3). Právě volba vhodného poměru otáček ventilátoru k výkonu podavače je určující pro dosažení žádaných emisních poměrů. Minimálním poměrem pro zajištění stechiometrického spalování (kdy je přebytek vzduchu $\lambda = 1$ a více) je v případě dřevní štěpky používané při experimentech 2,5 m^3 primárního vzduchu na 1 kg paliva.

2.2.2 Další akční a regulované veličiny

- *Průtok sekundárního vzduchu*

Sekundární vzduch přiváděný do prostoru dohořivací komory a nad rošt ovlivňuje především teplotu ve spalovací komoře (regulovaná veličina). Jeho úlohou je udržování teploty ve spalovací komoře v definovaném rozsahu jednak z důvodu ochrany vnitřní vyzdívky před poškozením a jednak v rámci prevence spékání paliva na roštu a vzniku nálepů na stěnách komory. Vedle toho také sekundární vzduch ovlivňuje závěrečnou fázi spalovacího procesu (dohořívání prchavé hořlaviny) a tím i množství emisí znečišťujících látek ve spalinách. Průtok sekundárního vzduchu je ovládán spojitě podle aktuální teploty ve spalovací komoře. V případě experimentálního zařízení začíná ventilátor přivádět sekundární vzduch při teplotě (ve spalovací komoře) 600 °C. Jeho otáčky se ustálí na 10 až 20 %. Maximálních otáček v rozsahu 50 až 70 % dosahuje při 1000 °C. Konkrétní hodnoty minimálních a maximálních otáček i mezních teplot je možné zadat na operátorském PC.

Alternativně je možné řízení průtoku sekundárního vzduchu doplnit o informaci z kontinuální analýzy spalin. Úroveň dokonalosti spalování je totiž zřejmá i z množství kyslíku ve spalinách, daného přebytkem vzduchu λ . Pro zjištění koncentrace kyslíku ve spalinách slouží zpravidla měřicí čidlo, tzv. *lambda sonda*. Takové měření má větší vypovídací schopnost o spalování než v prvním případě. Díky informaci o hodnotách O_2 ve spalinách je možné řídit otáčky ventilátoru sekundárního vzduchu tak, aby docházelo k dostatečnému chlazení prostoru komory a současně byla minimalizována komínová ztráta. Lambda sonda však v případě experimentálního zařízení není instalována.

- *Recirkulace spalin*

Jak bylo zmíněno, účinnost je příznivě ovlivňována snižováním koncentrace kyslíku ve spalinách vystupujících z kotle, tj. snížením komínové ztráty. Recirkulace spalin umožňuje nahradit část sekundárního vzduchu, který by byl jinak použit pro chlazení dohořivací komory. Řízení recirkulace spalin probíhá spojitě. Klapka určující míru recirkulace KL02 (viz obr. 2.1) je ovládána lineárně dle nastavených teplot pro její minimální a maximální polohu. Optimální hodnoty těchto teplot se pro jednotlivá paliva liší. V případě dřevní štěpky použité při měřeních byly meze pro recirkulaci spalin stanoveny na 500 °C (pro uzavřenou klapku KL02) a 1100 °C (pro její plné otevření).

- *Předeřev vzduchu*

Předeřev vzduchu zvyšuje účinnost zařízení zpětným využitím tepla obsaženého ve spalinách k ohřevu vzduchu přiváděného do spalovací komory. Pro předeřev vzduchu je použito dvoustavové regulace realizované uzavírací pneumatickou klapkou KL03 (viz obr. 2.1). Klapka se zavírá, pokud je teplota primárního i sekundárního vzduchu menší než žádaná mez zapnutí. Po jejím uzavření prochází vzduch přes rekuperační výměník. Klapka se otevírá, pokud je některá z teplot větší než mez vypnutí. Je-li klapka otevřena, spaliny proudí zkratem přímo do komína S1. Míra předeřevu je dána pouze teplotou spalin.

Smyslem předeřevu vzduchu a recirkulace spalin je vedle zvýšení termické účinnosti kotle také možnost spalovat různé druhy biomasy při zachování konstantních

spalovacích podmínek. O zkouškách jiných paliv než dřevní štěpky podává bližší informace [21].

Vedle této základní regulace zajišťuje řídicí systém ještě další smyčky, bez jejichž přítomnosti by kotel nemohl být jako tepelný zdroj provozován. Jde zejména o regulaci:

- teploty vratné vody do kotle směšovacím ventilem,
- tlaku v systému doplňováním a odpouštěním vody.

2.3 Specifika zařízení z hlediska regulace

Oproti konvenčním zdrojům na fosilní paliva mají technologie pro spalování biomasy některé charakteristické vlastnosti, jež je třeba při syntéze jejich řízení zohlednit. Jedná se o nespojitou dodávku paliva zatíženou výrazným dopravním zpožděním, dále zvýšený počet veličin, které ovlivňují proces spalování biomasy a nakonec jejich velmi nelineární závislosti. Tyto vlivy způsobené vlastnostmi biomasy jako paliva (viz kap. 1.1.2) zvyšují nároky na všechny fáze identifikačního postupu počínaje organizací měření, přes vyhodnocení dat a sestavování modelu, až po jeho praktické využití. Identifikační postup bude blíže popsán v kap. 3.1.

2.3.1 Podavač paliva a dopravní zpoždění

Dodávka paliva je klíčovým vstupem celé soustavy a její technologické řešení je určeno charakteristickými vlastnostmi biomasových paliv, zejména jejich granulometrií (kap. 1.1.2). Ta vyžaduje nespojitě (dávkově) podávání paliva do spalovací komory. Jeden posun podavače paliva u vyšetřované technologie trvá přibližně 60 s a mezi jednotlivými dávkami bývá prodleva v řádu minut. Pokud má být vyšetřována např. odezva teploty výstupní topné vody na změnu množství dodávaného paliva, je zřejmé, že bude zahrnovat určité zpoždění. To je spojeno nejen s uvedenou dobou posuvu podavače, ale i s dalším pohybem paliva po roštu až do oblasti, kde probíhá hoření (zóna 2 na obr. 1.8). Tato časová prodleva mezi změnou vstupní veličiny a příslušnou odezvou na výstupu soustavy se označuje jako *dopravní zpoždění* T_d . Zjištěné hodnoty dopravního zpoždění předmětné technologie se pohybovaly okolo 7 až 8 minut. Takto dlouhé dopravní zpoždění (tj. takové, které je srovnatelné nebo vyšší než doba ustálení přechodového děje) značně zkresluje průběh sledované závislosti tam, kde experiment nezačíná z ustáleného stavu. V datech je pak často obtížné najít s dostatečnou přesností moment, kdy výstupní veličina zareagovala na příslušný vstup. Pro přesnější stanovení dopravního zpoždění je proto potřeba většího počtu měření.

V porovnání s plynovým kotlem, který reaguje na změnu průtoku plynu téměř okamžitě, je dopravní zpoždění u biomasových kotlů daleko významnější a obvykle komplikuje návrh stabilní regulace.

2.3.2 Vazby mezi veličinami

Proces spalování u tepelných zdrojů na biomasu lze z hlediska řízení považovat za tzv. *mnohorozměrový systém* (MIMO), tj. systém obsahující více regulovaných

(výstupních) a více akčních (vstupních) veličin. U mnohorozměrových regulačních obvodů nejsou jednotlivé vazby vstup-výstup vzájemně nezávislé, tzn. že obvod nelze rozdělit na několik vzájemně nezávislých obvodů [50]. Matematický popis těchto systémů je oproti systémům s jedním vstupem a jedním výstupem (SISO) složitější a pro regulaci je nutné většinou použít větší počet regulátorů. Mezi nejdůležitější vstupní veličiny z hlediska regulace můžeme zařadit průtoky paliva, primárního a sekundárního vzduchu a recirkulovaných spalín. Změny těchto veličin na výstupu ovlivňují zejména výkon kotle (reprezentovaný teplotou výstupní topné vody), teplotu ve spalovací komoře a koncentrace O_2 ve spalínách. Všechny veličiny shrnuje tab. 2.2.

Vstupní veličiny
Průtok (množství) paliva
Průtok primárního vzduchu
Průtok sekundárního vzduchu
Průtok recirkulovaných spalín
Výstupní veličiny
Teplota výstupní topné vody
Teplota ve spalovací komoře
Koncentrace O_2 ve spalínách

Tab. 2.2 Výběr hlavních veličin technologie pro spalování biomasy z hlediska regulace

2.3.3 Nelineární závislosti

U technologie pro spalování biomasy je třeba počítat s nelineárními závislostmi mezi jejími vstupy a výstupy. Jedná se zejména o proměnnou velikost odezvy teploty ve spalovací komoře na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu. Tato odezva se nelineárně mění v závislosti na aktuálním výkonu jednotky (tedy průtoku paliva a primárního vzduchu). Podobně je tomu s odezvou koncentrace O_2 ve spalínách na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu. Také ta je závislá na aktuálním výkonu kotle. Tyto nelinearity je nutné přesně popsat a v modelu zohlednit.

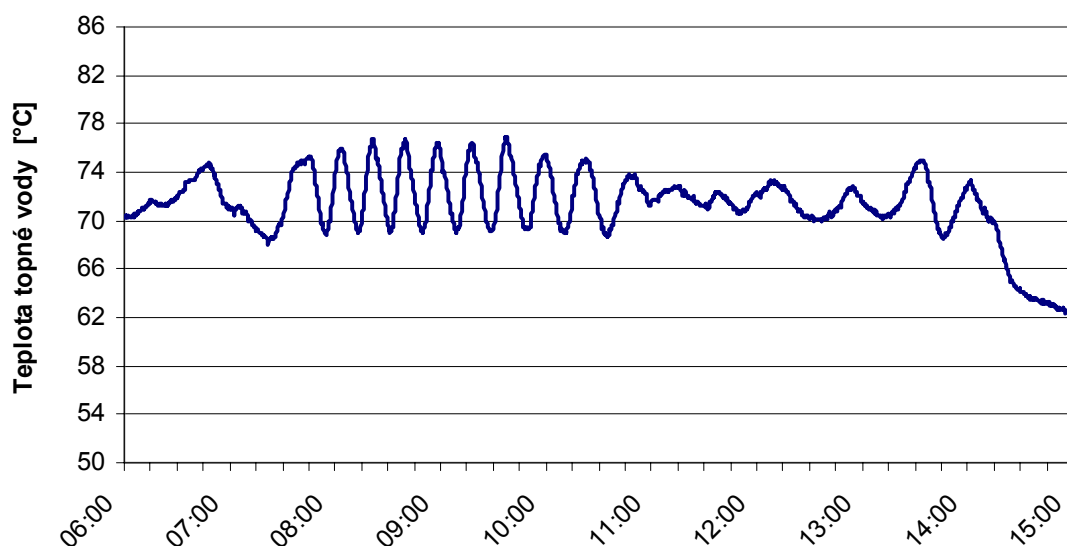
3 CÍLE DIZERTAČNÍ PRÁCE A POUŽITÉ METODY

Úvodní kapitola představila současný stav techniky v oblasti energetického využívání biomasy se zaměřením na technologie pro spalování biomasy. Dále se věnovala otázce modelování a jeho smyslu pro regulaci v průmyslové praxi (kap. 1). Popsán byl také konkrétní biomasový kotel o výkonu 1 MW (dále jako předmětná jednotka), který byl využit pro realizaci experimentálních prací nezbytných pro naplnění cílů předložené dizertační práce (kap. 2). Hlavním cílem předložené dizertační práce je aplikace teoretických poznatků a přístupů dynamického modelování při řešení praktické úlohy, kterou je *sestavení matematického modelu kotle na biomasu jako regulované soustavy a následný návrh modelu regulace této soustavy*.

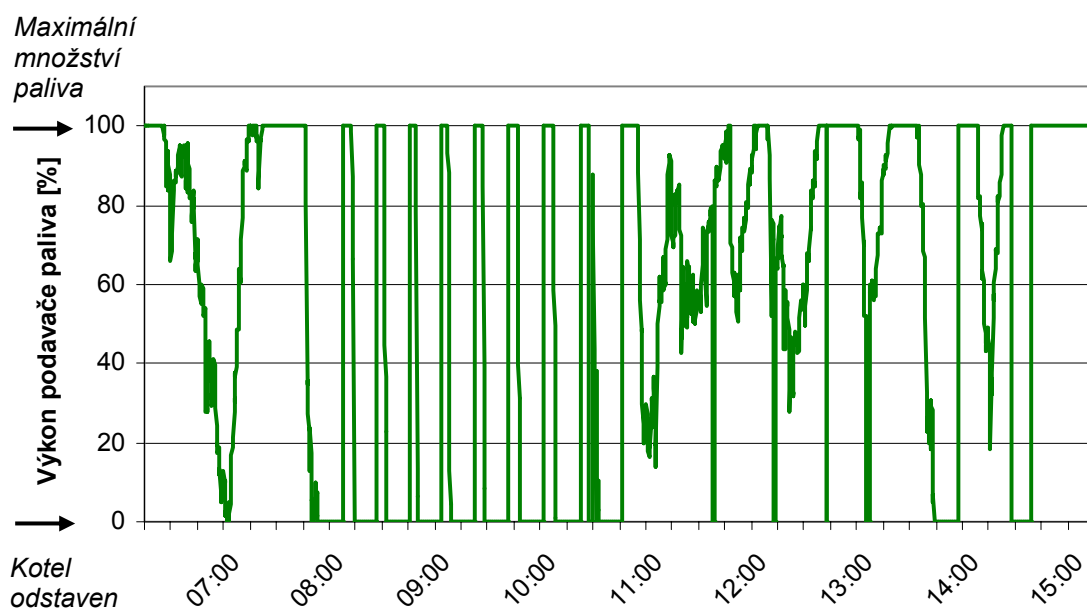
Jak již bylo zmíněno, existence dynamického modelu je spojena zejména s možností širšího simulačního testování alternativních nastavení parametrů kotle a jeho regulace bez nutnosti přímé vazby na provozované zařízení. Rozsáhlejší testování těchto zařízení je v praxi velmi problematické a často omezené, protože ihned po realizaci musí kotel plnit svoji funkci. Zhoršená setrvačnost biomasových kotlů navíc prodlužuje dobu provozních testů, což zvyšuje časovou náročnost výzkumných prací. Experimentální měření a záznam dat navíc předpokládá přístrojové vybavení, které zvyšuje náklady na výzkum těchto zařízení. Regulátory kotlů na biomasu proto bývají v praxi nastaveny na základě předchozích provozních zkušeností. Toto zdánlivě kvalitní nastavení však může být často daleko od optimálního. Negativními projevy takto nastaveného regulátoru jsou např. příliš dlouhá doba ustálení po změně žádané hodnoty regulované veličiny nebo zhoršená stabilita regulace při nižších výkonech. Takové nestabilní chování systémů má negativní dopad na životnost zařízení a produkci emisí znečišťujících látek.

Na obr. 3.1 je ukázka průběhu teploty výstupní topné vody při běžném provozu vyšetřované jednotky. Jedná se o pracovní den (1. 2. 2009), kdy v době od 7:00 do 14:00 probíhala regulace teploty topné vody na konstantní hodnotu 75 °C. Díky přibližně stálým tepelným ztrátám vytápěné haly není systém zatížen výraznými výkyvy odběru tepla. Přesto se regulátoru nepodařilo teplotu topné vody ustálit. Tento nepříznivý regulační průběh je způsoben zejména problematickou setrvačností biomasových kotlů a dopravním zpožděním dodávky paliva. Akční veličina (průtok paliva a adekvátní množství spalovacího vzduchu) během takto nestabilního regulačního pochodu kolísá mezi svojí maximální a minimální hodnotou. Zásahy regulátoru ukazuje pomocná veličina *Výkon podavače paliva* [%] na obr. 3.2. Je patrné, že prakticky není využito regulačního rozsahu a veličina opakovaně střídá extrémní polohy 0 a 100 %. Toto odstavování a najíždění celé technologie (tzv. cyklování) výrazně zatěžuje akční členy používané pro regulaci (ventilátory, pohony) a vyvolává zmíněné snižování životnosti celého zařízení.

Záměrem dizertační práce je sestavení modelu kotle jako regulované soustavy. Následná simulace regulačního obvodu s tímto modelem umožní hlubší pochopení dynamiky zkoumaného systému a poskytne prostředek k efektivnímu návrhu vhodnějšího způsobu regulace (resp. modelu regulace). Úprava systému řízení by měla přinést především stabilizaci regulace kotle při provozu v nižších výkonových úrovních. Pokud bude přechodový děj spojený s akčním zásahem regulátoru stabilní, je možné další úpravou parametrů regulace zvýšit její kvalitu (maximální překmit, rychlost regulace). Základním požadavkem na model přitom je, aby s dostatečnou přesností popisoval chování reálného, provozovaného kotle. Jen na tomto základě lze navržené úpravy regulace použít v provozu.



Obr. 3.1 Nežádoucí kolísání výstupní teploty topné vody při běžném provozu kotle



Obr. 3.2 Průběh výkonu podavače paliva při běžném provozu kotle

Úspěšná úprava regulace v provozním měřítku by znamenala odstranění všech nežádoucích dopadů nestabilního chodu jednotky. Ve výsledku by tedy měla tato dizertační práce přispět k pokroku v oblasti řízení kotlů na biomasu. Jedná se o významnou součást cesty k maximálně efektivnímu energetickému využívání biomasy.

Dílčí postupné kroky vedoucí k naplnění cíle dizertační práce ve vazbě na jednotlivé kapitoly předkládané práce upřesňuje tab. 3.1.

Kapitola	Dílčí cíl	Způsob řešení
4	Příprava provozních dat	Experimentální měření na kotli, sběr dat a tvorba jednotné databáze záznamů
5.1	Sestavení bilančního modelu	Analytická identifikace – sestavení bilančního modelu v SW <i>W2E</i>
5.2, 5.3	Popis dynamického chování kotle	Experimentální identifikace - matematický popis závislostí mezi vstupními a výstupními veličinami systému
5.4	Popis nelineárního chování kotle	Matematický popis nelineárních závislostí pomocí statických charakteristik na základě bilančního modelu v SW <i>W2E</i>
5.5	Návrh modelu regulace a jeho nastavení	Sestavení modelu konvenční regulace a její parametrizace podle přechodové charakteristiky regulované soustavy
6.2	Ověření platnosti modelu	Provedení simulačních výpočtů a porovnání výsledků s experimentálními daty
6.3	Ověření a seřízení modelu regulace na modelu	Provedení simulačních výpočtů a testování různých nastavení regulace
 HLAVNÍ CÍL PRÁCE: <i>sestavení matematického modelu kotle na biomasu jako regulované soustavy a následný návrh modelu regulace této soustavy</i>		

Tab. 3.1 Přehled cílů dizertační práce a způsoby jejich realizace

Předmětem následujících podkapitol je popis postupů uvedených v tab. 3.1. Nejprve je vždy představeno teoretické pozadí zvoleného způsobu řešení a následně upřesněno jeho praktické využití v rámci dizertační práce.

3.1 Identifikace systémů

Záměrem této kapitoly je představit základy tzv. *identifikace systémů*, čímž rozumíme hledání co možná nejvhodnějšího matematického modelu pro daný proces [58]. Lze tedy říct, že dílčím předmětem dizertační práce je provedení *identifikace* předmětné jednotky pro spalování biomasy za účelem sestavení dynamického matematického modelu tohoto zařízení.

Dynamický matematický model technologie pro spalování biomasy může být získán matematicko-fyzikální analýzou. Dostupnost přesnějších modelů spalování biopaliv je však velmi omezená, protože proces hoření biomasy je z hlediska dynamického chování velmi složitý [59]. Tato úloha je obvykle řešena pomocí simulace vycházející z energetických a hmotnostních bilancí a tzv. *computational fluid dynamics* (CFD) [55]. Matematicko-fyzikální analýzu je však možné při sestavování modelu velmi efektivně využít. Tato tzv. *analytická identifikace*, která není podmíněna existencí reálného systému, obvykle využívá bilančních výpočtů, jež mohou poskytnout velmi přesnou informaci o statickém chování procesu. Na základě vyhodnocení bilančních rovnic je možné definovat hodnoty jednotlivých veličin v rovnovážných stavech. Dynamické matematické modely procesu spalování biomasy pro účely řízení lze pak získat tzv. *experimentální identifikací*. Lze říci, že experimentální identifikace je cenná metoda umožňující nalezení jednoduchého matematického modelu v případě, kdy by bylo využití matematicko-fyzikální analýzy příliš náročné [60]. Ta slouží k vytvoření modelu na základě experimentálně získaných vstupních a výstupních procesních dat. Tento tzv. *Black-box* přístup ovšem předpokládá možnost provedení potřebných měření na reálné technologii. Tab. 3.2 uvádí základní srovnání vlastností modelů, které jsou sestavovány pomocí analytické nebo experimentální identifikace.

	Analytická identifikace	Experimentální identifikace
Struktura modelu	Struktura vyplývá z přírodních zákonů.	Struktura musí být zvolena.
Parametry modelu	Parametry modelu jsou funkcemi systémových veličin, mají fyzikální význam.	Parametry modelu jsou analytické proměnné, které neumožňují většinou nalézt souvislost s fyzikálními systémovými proměnnými.
Platnost modelu	Model platí pro celou třídu typů procesu a pro různé provozní stavy.	Model platí pouze pro zkoumaný proces a konkrétní provozní stav. Proto lze chování popsat relativně přesně.
Existence originálního systému	Model může být vytvořen i pro neexistující systém.	Model může být identifikován pouze pro existující systém.

Tab. 3.2 Srovnání vybraných vlastností analytické a experimentální identifikace [37]

Využití analytické identifikace v případě předmětné jednotky bylo podepřeno existujícími softwarovými prostředky a možností popsat složité procesy pomocí zjednodušených modelů stechiometrického spalování. Díky podpoře *Ústavu procesního a ekologického inženýrství VUT v Brně* byly také realizovány opakované provozní zkoušky na reálné technologii a experimentální měření přineslo dostatečné množství provozních dat pro hlubší pochopení dějů probíhajících v kotli. Uvedené podmínky umožnily oba identifikační přístupy zkombinovat a využít tak přednosti každého z nich.

3.1.1 Analytická identifikace

Jak naznačila předchozí kapitola, *analytická identifikace* vychází z matematicko-fyzikální analýzy zkoumaného zařízení. Matematický model tak může vzniknout ještě před technickou realizací dané technologie a nabízí možnost korigovat a vylepšovat projekt, čímž je podstatně urychlen vývoj zařízení. Tato metoda ovšem vyžaduje znalost řešené problematiky, její strukturu a možnost matematicky popsat vnitřní (fyzikální) procesy. Vytvoření takového modelu je tedy mnohdy časově náročné [37]. V rámci předchozího výzkumu, který byl publikován v [21] a [55], byl ve fázi projekce předmětné technologie vytvořen matematický model pro výpočet hmotnostních a energetických bilancí. Ten poskytl důležité informace o předpokládaných provozních podmínkách, např. o spotřebě spalovacího vzduchu, paliva nebo o množství a složení vznikajících spalín. Vytvořený model (dále *bilanční model*) byl po svém přizpůsobení reálným provozním podmínkám využit i pro sestavení dynamického matematického modelu pro účely řízení jednotky. Bilanční výpočty poskytují stěžejní parametry pro další fáze matematického modelování definicí statického chování procesu. Přesný bilanční model předmětné technologie umožňuje definovat konkrétní hodnoty vstupních a výstupních veličin v ustáleném stavu.

- *Softwarová podpora analytické identifikace*

Následující text čerpá ze zdrojů [21],[36],[55]. V současnosti jsou v celé řadě aplikací používány pro analytickou identifikaci zejména následující simulační programy:

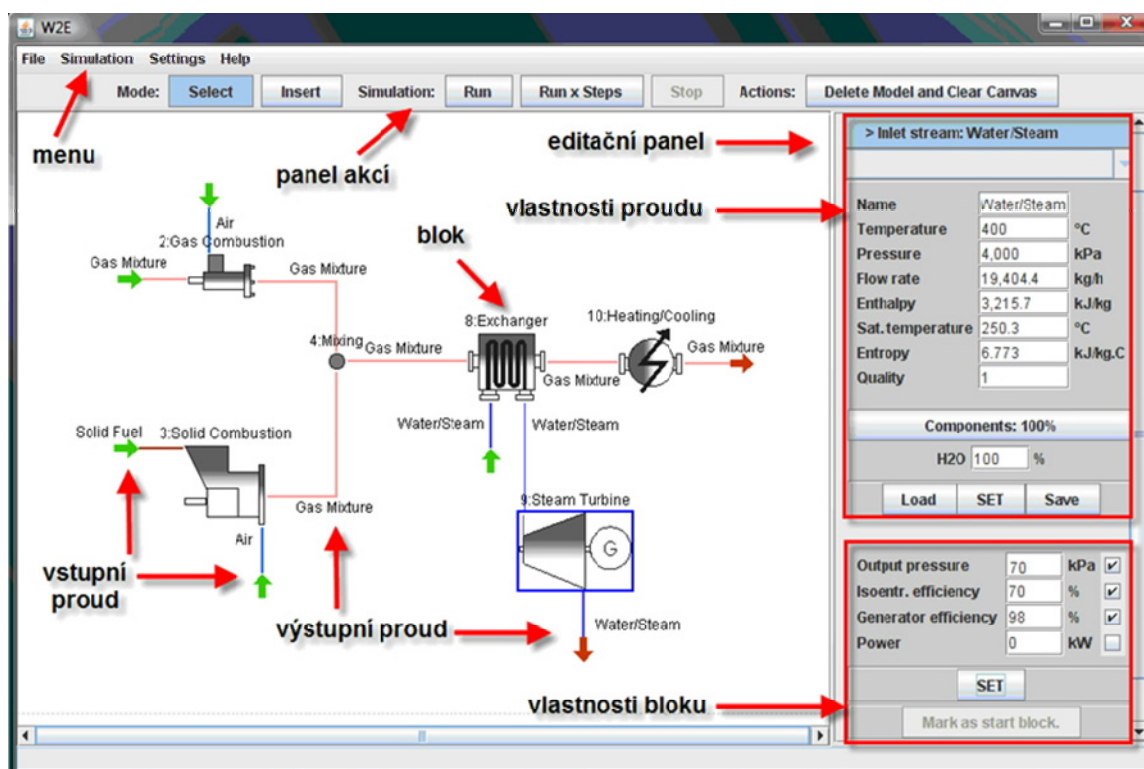
- PRO/ II
- ASPEN PLUS
- Aspen HYSYS
- CHEMCAD II
- EnviPro Designer
- SuperPro Designer

Výše uvedené programy jsou univerzální simulační systémy, pomocí nichž lze namodelovat téměř jakýkoli proces, jelikož obsahují velké množství uzlů (aparátů), rozsáhlé databáze chemických složek s různými termofyzikálními vlastnostmi. Jejich univerzálnost s sebou na druhou stranu přináší zvýšenou uživatelskou náročnost, která

předpokládá delší odborné zaškolení. Velká část funkcí takto rozsáhlého programu bývá nevyužita. Pro zjednodušení tvorby bilančních modelů konkrétního zařízení se zdá být výhodnější program, který bude zaměřen pouze na konkrétní oblast procesního inženýrství. Pro oblast termického zpracování biomasy a odpadů, která je tématem této práce, byl takový program vytvořen v rámci dizertační práce [36]. Jedná se o SW *W2E* (*Waste-to-Energy*), jehož vývoj na Ústavu procesního a ekologického inženýrství VUT v Brně stále probíhá [61].

- *Softwarový produkt W2E*

W2E je simulační program pro výpočet hmotnostních a energetických bilancí technologických linek v oblasti energetického využití odpadů a biomasy. Systém je otevřený, tzn. v budoucnu lze velmi snadno provést jeho rozšíření o další modely. Vývoj programu včetně uživatelského rozhraní probíhal ve spolupráci s Fakultou informačních technologií VUT v Brně [36]. Vzhled výsledného produktu je patrný z obr. 3.3.



Obr. 3.3 Vzhled uživatelského rozhraní vytvořeného systému *W2E* [36]

Pracovní plocha okna je rozdělena na dvě základní části:

- Kreslicí plátno, ve kterém vkládáním vhodných uzlů a jejich vzájemným propojováním probíhá tvorba a editace topologie vlastního bilančního modelu.
- Interaktivní editor, ve kterém se nastavují parametry vstupních proudů do bloku, zadávají parametry vlastního bloku a zobrazují vypočtené parametry výstupních proudů. Obsah editoru se přizpůsobuje právě prováděné akci nad konkrétním blokem.

Program *W2E* byl v rámci identifikace předmětné jednotky pro spalování biomasy využit pro ověření rovnovážných stavů technologie a získání ustálených hodnot jednotlivých sledovaných veličin. Kompletní bilanční schéma zkoumané technologie lze sestavit na základě vhodného propojení konkrétních aparátů pomocí jednotkových operací, jako jsou spalování tuhého paliva, směšování plynu, ohřev a chlazení.

Bilanční model předpokládá následující zjednodušení:

- veškerý dusík přechází do formy N_2 , nedochází ke vzniku oxidů dusíku NO_x ,
- spalování probíhá za dostatečného přívodu kyslíku, nedochází k nedokonalému spalování uhlíku na oxid uhelnatý CO ,
- dochází k dokonalé oxidaci v primární komoře (při reálném spalování dochází k oxidaci části uvolněných plynů také v sekundární komoře při vývinu dalšího tepla),
- obsah vodíku v palivu je dostatečný pro reakci s chlorem a fluorem,
- do spalovacího procesu je přiváděn vlhký spalovací vzduch.

Model spalování tedy může poskytnout dostatečně přesné informace potřebné pro stanovení hmotnostních a energetických bilancí v jednotce pro spalování biomasy, ale není použitelný pro stanovování obsahu škodlivých složek ve spalinách. Vzhled bilančního modelu *W2E* předmětné technologie ukazuje příloha č. 3. Detailní popis jeho sestavování je v kap. 5.1.

3.1.2 Experimentální identifikace

Obecně lze říci, že *experimentální identifikace systému* je analýza konkrétního systému nebo procesu pokusnou formou, tedy měřením předem zvolených vstupních a výstupních hodnot. Prováděna je na již existujícím zařízení, což omezuje plnou platnost vytvořeného modelu pouze pro toto konkrétní zařízení. Při takovémto způsobu řešení není potřeba znát vnitřní procesy ani je popisovat, je ale náročný na přístrojové vybavení [37].

Postup identifikace neboli *identifikační cyklus* je složen z několika logicky navazujících kroků [60]:

1. Návrh experimentu

Volba vhodných vstupních signálů a zaznamenávání jejich vlivu na signály výstupní, a to v předem zvolených časových intervalech.

2. Předzpracování dat

Naměřená data mohou obsahovat poruchové signály. Jejich vliv často není zanedbatelný a může zkreslit výsledky identifikace, proto je potřeba tyto chyby včas eliminovat.

3. Volba struktury matematického modelu a odhad parametrů

Volba struktury modelu vyžaduje důkladnou znalost a zkušenosti se zkoumaným systémem a na něj působícími poruchami. Jde o důležitý krok

při identifikaci, proto správná volba modelu může usnadnit a urychlit další vývoj. Dalším důležitým krokem je vhodná volba parametrů modelu.

4. Ověření platnosti modelu

Porovnání chování skutečného systému a vytvořeného modelu pomocí jednotlivých odezev.

Výsledný model samozřejmě nemusí vyhovovat výchozím požadavkům na jeho přesnost. Příčiny mohou být spojené s některými z následujících problémů [39]:

- nevhodně zvolená struktura modelu,
- nevhodně zvolené parametry,
- naměřená data neobsahují dostatek informací.

Pokud model nevyhovuje kritériím pro ověření jeho platnosti, je nutné se v identifikačním postupu vrátit zpět k příslušnému kroku a zvolit jinou, vhodnější možnost. Toto opakujeme dokud není model dostatečně přesný a připravený pro použití. Detailnější popis jednotlivých fází experimentální identifikace, která byla využita jako výchozí postup pro sestavení dynamického modelu, uvádí následující podkapitoly [62].

Ad 1. Návrh experimentu

- *Volba vstupních a výstupních veličin*

Prvním krokem v procesu identifikace je výběr vstupních a výstupních veličin, vhodně zvolená délka periody vzorkování T_V (sběru dat) a vhodný testovací signál. Vybíráme pokud možno na sobě nezávislé vstupní veličiny, které ovlivňují měřené výstupy. V teorii automatického řízení se vstupy systému nazývají *akční veličiny* $u(t)$, výstupy pak *regulované veličiny* $y(t)$. V případě jednotky pro spalování biomasy získáváme tyto veličiny na základě požadavků řízení a zkušenosti. Výběr výchozích akčních a regulovaných veličin pro identifikaci vycházel ze znalosti hlavních veličin pro regulaci systému uvedených v tab. 2.2.

Vedle tohoto základního výběru je třeba zohlednit také *poruchové veličiny* $v(t)$, které ovlivňují průběhy *regulovaných veličin* $y(t)$. Mezi poruchové veličiny, které by měly být v případě jednotky pro spalování biomasy zvažovány, lze zařadit zejména:

- tepelné ztráty zařízení,
- výkyvy v odběru tepla (proměnné zatížení jednotky),
- proměnná výhřevnost paliva.

- *Volba testovacího signálu a vzorkovací frekvence*

Testovacím signálem obecně rozumíme změnu *žádané hodnoty regulované veličiny* $w(t)$ nebo *poruchové veličiny* $v(t)$. Analýza odezvy systému na známý testovací signál umožňuje mimo jiné stanovit pracovní oblast, ve které se proces chová lineárně. Jako testovací signál pro identifikaci předmětné technologie byla použita skoková změna

vstupní veličiny $u(t)$ v obou směrech (skokové zvýšení a skokové snížení). Protože má zkoumaný systém více vstupních veličin, bylo třeba provést postupné změny každé z nich.

Délka periody vzorkování T_V stanovuje, po jak dlouhou dobu může být regulovaná veličina bez sledování a regulovaná soustava bez akčního zásahu. Jedná se v podstatě o diskretizaci spojitého průběhu měřených veličin. Pro určení délky této periody existují různé empirické vzorce vycházející ze znalosti časových konstant regulované soustavy [50]. Další možností je volba periody vzorkování T_V podle tzv. *Kotelnikova teoremu*, resp. *Shannonovy věty o vzorkování*, která vychází ze znalosti průběhu kmitočtového spektra zkoumaných signálů [63]. Záznam experimentálních dat u předmětné jednotky zajišťoval z větší části řídicí systém, jehož perioda vzorkování $T_V = 15$ [s] byla stanovena již v předchozí fázi projektu. Pomocí empirických vzorců uvedených v literatuře [50] bylo ověřeno, že je tato perioda pro další vyhodnocení dat plně dostačující a nebylo ji zapotřebí dále upravovat.

Ad 2. Předzpracování provozních dat

Naměřená data nejsou obvykle ihned ve vhodném tvaru pro další použití. Běžně se v měřeních vyskytují nejruznější odchylky a kolísání. Ty mohou mít negativní vliv na očekávané výsledky. Pokud jsou data již shromážděna, je nutné provést jejich kontrolu a zajistit, aby neobsahovala závažné chyby. Mezi tyto chyby řadí [39] zejména:

- nahodilé příliš vysoké nebo nízké hodnoty, tzv. *extrémy*,
- nechtěné náhodné poruchy,
- nesouměrnost dat způsobenou změnou provozních vlastností,
- nelinearitu dat způsobenou změnou pracovního bodu během měření.

Jestliže je množství chyb příliš velké a jejich zdroj těžko rozpoznatelný, může k jejich detailnější analýze přispět zkrácení délky vzorkovací periody T . K odstranění zmíněných chyb je možné použít postupy publikované v literatuře [39]. Jedná se zejména o metody *peak shaving* pro chyby měření a *signal slicing* pro korekci poruchových signálů.

Ad 3. Výběr struktury modelu a jeho parametrizace – popis dynamického chování

Volba struktury (tj. množiny kandidátů struktur) modelu patří k nejdůležitějším a nejsložitějším krokům v procesu identifikace. V praxi se často testuje několik různých variant a volí ta nejlepší. U technologie pro spalování biomasy je v první řadě nutné zvážit, zda je možné využití výhradně lineárního modelu nebo je nutné zavést také nelineární popis některých jeho vlastností.

Pokud je to možné, preferují se modely lineární. Matematická teorie spojená s určováním, parametrizací a využitím lineárních modelů (stabilita, optimální řízení, robustní řízení, adaptivní řízení atd.) je ve srovnání s nelineárními výrazně jednodušší. V následujících odstavcích bude pojednáno o základních pojmech souvisejících s matematickým popisem lineárních systémů. Bližší popis nelineárního chování regulovaných soustav je uveden v kap 3.2.

Přenosová funkce (nebo pouze *přenos*) $G(s)$ je nejčastěji užívaným způsobem popisu lineárních regulačních systémů a zejména regulačních členů [50]. Slouží pro vnější popis systému, tedy pro matematický popis vztahu mezi výstupní a vstupní veličinou. Konkrétně je definován jako poměr Laplaceova obrazu výstupní veličiny $Y(s)$ ku Laplaceovu obrazu vstupní veličiny $U(s)$ při nulových počátečních podmínkách:

$$G(s) = \frac{L\{y(t)\}}{L\{u(t)\}} = \frac{Y(s)}{U(s)} \quad (2)$$

Jakýkoliv popis reálného systému ve formě lineární přenosové funkce příslušného řádu je vždy určitým zjednodušením (aproximací) předpokládané závislosti. Pro jednodušší systémy je možné použít proporcionální přenos prvního řádu s dopravním zpožděním T_d :

$$G(s) = \frac{K}{Ts + 1} \cdot e^{-T_d s}, \quad (3)$$

Takto definovaný přenos regulované soustavy poskytuje jasnou informaci o směru a charakteru odezvy regulované veličiny $y(t)$ na změnu akční veličiny $u(t)$ (viz obr. 3.4, zelená charakteristika), včetně délky dopravního zpoždění T_d . Vyčíslení tří základních parametrů, které ve vztahu (3) vystupují – dopravního zpoždění T_d , zesílení K a časové konstanty T – je v případě technologie pro spalování biomasy vhodné provést „ručně“, na základě zaznamenaných průběhů přechodových charakteristik.

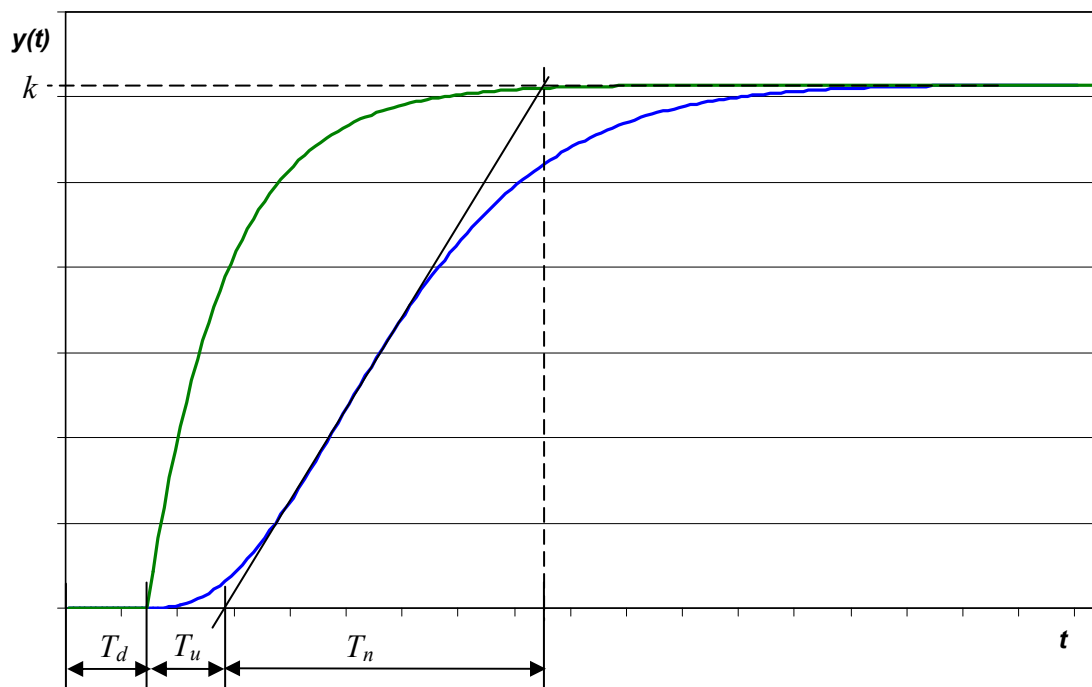
Přechodová charakteristika je odezva výstupní veličiny sledovaného systému na jednotkový skok přivedený na jeho vstup. Průběh přechodového děje však bývá u velké části reálných soustav složitější (viz modrá charakteristika na obr. 3.4) a pro jeho popis je třeba využít přenosů vyšších řádů, s větším počtem časových konstant ($T_1, T_2, T_3, \dots$):

$$G(s) = \frac{K}{(T_1 s + 1)(T_2 s + 1)(T_3 s + 1) \dots} \cdot e^{-T_d s}, \quad (4)$$

Analýza přechodové charakteristiky je základní postup používaný pro parametrizaci přenosu v praxi. Jedná se o deterministickou metodu, vycházející z analytického rozboru odezvy proporcionálních přenosových členů [37]. V případech, kdy má přechodová charakteristika nekmitavý (aperiodický) průběh, je řád setrvačnosti soustavy možné určit z poměru doby průtahu T_u a doby náběhu T_n . Tyto hodnoty lze odečíst z přechodových charakteristik soustav vyššího řádu (viz obr. 3.4, modrá křivka). Konstanta soustavy k je ustálená hodnota přechodové charakteristiky (současně určuje zesílení K soustavy). Postupů pro analýzu (aproximaci) přechodových charakteristik bylo zpracováno větší množství a zaujímají důležité místo mezi praktickými a racionálními postupy identifikace systémů. Mezi důležité práce často odkazované i v zahraniční literatuře patří publikované postupy profesora Strejce [64],[65]. Jednotlivé postupy se liší podle vlastností přechodové charakteristiky (aperiodický či kmitavý průběh) a řádu soustavy, kterým je možné charakteristiku aproximovat. Jejich praktické aplikace jsou popsány v literatuře [37].

Z hodnocení naměřených přechodových dějů vyplynulo, že všechny identifikované soustavy na předmětné jednotce lze považovat za nekmitavé. Co se týká hlavní regulované veličiny, teploty výstupní topné vody, je možné tento závěr vztáhnout na všechny biomasové kotle. Díky tepelné kapacitě teplovodního výměníku a stěn spalovací komory se rychlé teplotní výkyvy, ke kterým dochází během hoření, nemohou projevit na výstupní teplotě topné vody. Sestavovaný model navíc předpokládá využití homogenního paliva

stálých vlastností a ideální spalovací zařízení. Analýzy přechodových dějů proto vychází z postupů pro nekmitavé (aperiodické) soustavy, viz kap. 5.2. Stanovení parametrů přenosu lze také realizovat v prostředí *SW Matlab* a *System Identification Toolboxu*, který pro parametrizaci používá metodu nejmenších čtverců [62].



Obr. 3.4 Základní parametry přechodové charakteristiky nekmitavé proporcionální soustavy vyššího řádu (modrá křivka) a ukázka přechodové charakteristiky soustavy prvního řádu (zelená křivka) s dopravním zpožděním T_d .

Ad 4. Ověření platnosti modelu

Ověření platnosti sestaveného modelu (*verifikace*) je stanovení přesnosti, s jakou model dokáže popsat chování (funkční závislosti) skutečného systému. Ověřování modelu probíhá vždy na základě porovnání jeho výstupu s experimentálními daty. Stejným vstupním signálem se působí na model i reálný systém a porovnává se jejich odezva. Toto je možné provádět vizuálně nebo odchylku kvantifikovat jejím vyčíslením (např. v procentech). Hledáme takový výsledný model, u kterého je součet všech odchylek mezi reálným a aproximovaným průběhem nejmenší, a proto nejlépe popisuje skutečný průběh sledované závislosti.

Příkladem SW implementace tohoto přístupu je tzv. FIT index, který pro verifikaci modelů nabízí *System Identification Toolbox* programu Matlab. Jeho definiční vztah je následující:

$$FIT\ index = \left(1 - \frac{|y - \hat{y}|}{|y - \bar{y}|} \right) \cdot 100, \quad (5)$$

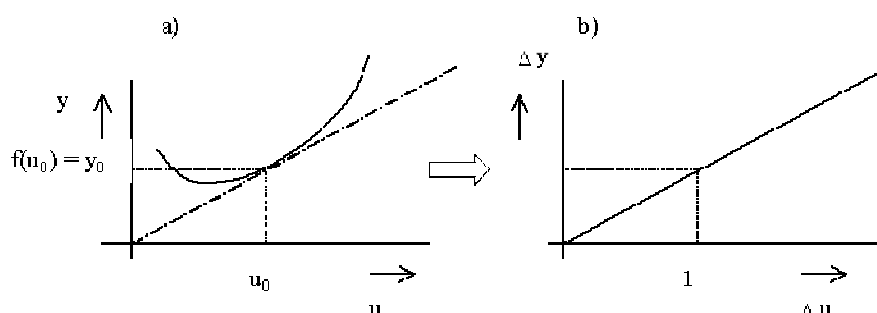
kde y je změřený (odhadnutý) výstup, $\hat{y}$ je simulovaný (předpokládaný) výstup modelu a $\bar{y}$ je střední hodnota y . Můžeme říci, že nejlepší model je ten, jehož hodnota *FIT indexu* se nejvíc blíží 100 %.

V rámci dizertační práce byla prováděna verifikace vizuální – porovnáním a zhodnocením konkrétních odchylek mezi modelem a experimentálním měřením. K simulaci dynamického chování modelu byl použit software *Simulink* (více viz kap. 3.4).

3.2 Popis nelineárního chování

Žádný reálný systém není dokonale lineární a vždy je třeba zvažovat, jestli zavedením lineárního popisu (např. přenosovou funkcí) není jeho popis příliš zjednodušen. K základnímu popisu nelineárního chování slouží statická charakteristika. Za podstatně nelineární charakteristiku se považuje taková, kterou nelze matematicky popsat v celém rozsahu změn vstupní veličiny jednou rovnicí přímky [50].

Základní možností, jak s nelineární závislostí naložit je tzv. *linearizace*, kterou je možné provést např. aproximací naměřených hodnot nebo pomocí tečny k dané nelinearitě (viz obr. 3.5). Z důvodu co nejlepšího zachování vlastností systému se jednotlivé charakteristiky linearizují pouze v pracovním bodě (y_0 , u_0) a jeho nejbližším okolí. Pokud se pracovní bod posune, je nutno provést linearizaci znovu. Po *linearizaci* je nutné přesně vymežit oblasti, v níž lze považovat chování technologie za lineární, čímž je také zřejmý rozsah použitelnosti linearizovaného modelu. Pokud je tento postup možný, otevírá cestu pro využití lineárních dynamických modelů se všemi jejich výhodami (viz kap. 3.1.2, ad 3).



Obr. 3.5 Linearizace reálné statické charakteristiky pomocí tečny k dané nelinearitě [50]

Vzhledem k tomu, že výsledný model vytvářený v rámci této dizertační práce má být použit pro návrh regulace, musí být schopen popisovat chování systému v daleko širším pásmu než v konkrétním pracovním bodě a jeho nejbližším okolí. To ovšem vyžaduje zahrnutí jednotlivých nelinearit do výsledného modelu a předpokládá sestavení jejich statických charakteristik. Další možností, i když experimentálně a výpočetně náročnější, je použití nelineárního matematického popisu [39].

3.3 Návrh regulace a parametrizace regulátorů

Návrh regulace spočívá v rozhodnutí ohledně počtu a typu regulátorů potřebných pro řízení technologie a jejich uspořádání vzhledem k regulované soustavě. Sestavení základní struktury lze u známých technologií provést na základě provozních zkušeností

nebo publikovaných prací. Seřízení hlavního regulátoru je možné více způsoby. Pokud je ovšem známa přechodová charakteristika regulované soustavy, lze ji k tomuto účelu efektivně využít. Metoda *seřízení regulátoru na základě přechodové charakteristiky soustavy* je určena pro proporcionální regulované soustavy s nekmitavým průběhem přechodové charakteristiky, u níž je známa doba průtahu T_u , doba náběhu T_n a konstanta soustavy k (viz obr. 3.4). Optimální nastavení regulátoru se následně stanoví ze vzorců, které vychází z řady měření a výpočtů vykonaných mnoha různými autory. Tyto vzorce jsou společně s detailním postupem výpočtu uvedeny v literatuře [50].

3.4 Simulace v prostředí Matlab, Simulink

Veškeré ověřovací činnosti na sestaveném modelu je možné efektivně realizovat s využitím vhodných softwarových prostředků. Pro simulaci dynamických dějů je již řadu let nejvyužívanějším prostředkem matematický software *Matlab* se svou simulační nadstavbou *Simulink* [41].

Publikace [66] definuje *Matlab* jako programové prostředí a skriptovací programovací jazyk pro vědeckotechnické numerické výpočty, modelování, návrhy algoritmů, počítačové simulace, analýzu a prezentaci dat, měření a zpracování signálů, návrhy řídicích a komunikačních systémů. SW obsahuje vlastní interpret jazyku *Matlab*, ve kterém lze připravit jak dávkové soubory, tak definovat i nové funkce. Tyto funkce mohou být interpretovány buď přímo z textové podoby souborů nazývaných *m-file* nebo z předzpracované podoby *s-file*. V prostředích, kde je možný grafický výstup, je k dispozici velmi silná podpora pro tvorbu uživatelského prostředí a vizualizaci dat. Základní funkce umožňují vizualizaci 2D a 3D dat v grafech s množstvím volitelných parametrů, které lze po doplnění legendou a popisy os snadno vytisknout. Systém umožňuje i tvorbu vlastních dialogů a oken s kombinacemi grafů, tlačítek, listů a dalších objektů, kterým mohou být přiřazeny volané funkce v *m-file*.

Asi nejdůležitější částí instalace *Matlab* jsou „knihovny“ funkcí nazývané *toolboxy*. Ty jsou zaměřeny vždy na určitou oblast matematiky, statistiky, teorie řízení, apod.

Simulink je nadstavba programu *Matlab*, která umožňuje simulaci smíšených systémů obsahujících spojitě i diskrétní části. Je schopen simulovat i nelineární bloky a aproximovat chování systémů obsahujících algebraické smyčky, na které ovšem před simulací upozorňuje [67]. Dynamické vlastnosti lineárních částí lze popisovat komplexními přenosy, maticemi systémů nebo rovnou použít bloky reprezentující přímo sčítání, integraci, diferenci, násobení konstantou a další elementární operace. V knihovně nelineárních bloků jsou předdefinovány paměťové bloky, přepínače, reléové charakteristiky, násobení a dělení signálů, zdroje hodinových impulsů a mnoho dalších. *Simulink* je vhodným prostředím pro simulaci identifikované jednotky pro spalování biomasy, a byl proto použit pro zpracování výsledků analytické i experimentální identifikace.

Pro simulaci přenosových funkcí a nelinearit vyšetřovaného systému byly využity následující tři bloky ze základní knihovny programu:

- a) *Transfer Fcn* – blok reprezentující spojitý přenos. Parametrizuje se zadáním koeficientů čitatele a jmenovatele příslušné přenosové funkce.
- b) *Transport Delay* – blok sloužící k realizaci dopravního zpoždění T_d . Zpozdí svůj výstup o zadanou hodnotu času.

- c) *Lookup Table (2-D)* – blok, který realizuje tabulkovou aproximaci dvou vstupních hodnot pomocí zadané matice výstupů. V okně parametrů bloku se volí rozsah vstupních dat (včetně kroku), typ a rozsah tabulační funkce a metoda aproximace.

Další kapitoly předložené práce jsou již zaměřeny na praktické kroky vedoucí k sestavení matematického modelu pro účely řízení, jak je popisuje tab. 3.1

4 EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ A VYHODNOCENÍ DAT

Základem pro tvorbu modelu předmětné technologie byl sběr provozních dat a jejich následná příprava pro potřeby analytické a experimentální identifikace. Tato kapitola zaměřuje svoji pozornost na experimentální měření, která proběhla za účelem shromáždění dostatečného množství dat použitelných pro návrh a parametrizaci modelu. Dále se věnuje jejich zpracování a přípravě, včetně volby vhodných intervalů pro realizaci obou typů identifikace.

4.1 Návrh experimentu a sběr dat

Jak již bylo uvedeno, prvním krokem návrhové fáze měření je volba klíčových vstupních a výstupních veličin systému. Ta byla provedena na základě znalosti stávajícího řídicího systému (viz kap. 2.3.2 tab. 2.2) a rozšířena o další veličiny, jejichž znalost byla nutná pro zpřesnění okrajových podmínek vytvářeného bilančního modelu i pro úspěšnou experimentální identifikaci jednotky (tab. 4.1).

	Označení	Jednotka	Předpokládaný provozní rozsah	Zdroj dat
VSTUPNÍ VELIČINY				
Průtok (množství) paliva	$u_1(t)$	kg/h	150÷350	Výpočet PC
Průtok sekundárního vzduchu	$u_2(t)$	m_N^3/h	1400÷2400	PC
Otevření klapky recirkulace spalín	$u_3(t)$	%	0÷100	PC
VÝSTUPNÍ VELIČINY				
Teplota výstupní topné vody	$y_1(t)$	°C	70÷90	PC
Teplota ve spalovací komoře	$y_2(t)$	°C	max. 950	PC, termočlánek
Koncentrace O_2 ve spalínách	$y_3(t)$	%	5÷15	Analýzátor spalín
DALŠÍ SLEDOVANÉ VELIČINY				
Průtok primárního vzduchu	-	m_N^3/h	700÷1100	PC
Průtok recirkulovaných spalín	-	m_N^3/h	0÷800	PC
Objemový průtok topné vody	-	m_N^3/h	30÷35	DataLab, SDI
Teplota vratné topné vody do kotle	-	°C	50÷65	PC, Ni 1000
Teplota výstupních spalín z výměníku	-	°C	100÷140	PC, Ni 1000
Teplota prostoru kotelny	-	°C	5÷25	PC, Ni 1000
Podtlak ve spalovací komoře	-	Pa	30÷70	PC

Tab. 4.1 Přehled zvolených veličin pro identifikaci regulované soustavy

Oproti výchozí tab. 2.2 není v tab. 4.1 mezi vstupními veličinami *průtok primárního vzduchu*. Důvodem je skutečnost, že průtok primárního vzduchu je ovládán v závislosti na množství dodávaného paliva tak, aby byly zachovány stechiometrické podmínky spalování. Jeho vliv tedy nelze v rámci následné identifikace posuzovat separátně.

Pro další kapitoly jsou tedy zavedeny následující zásady:

- Pokud je dodáváno do spalovací komory větší množství primárního vzduchu než je potřeba na oxidaci přítomné hořlaviny (přebytek vzduchu $\lambda > 1$), pak se předpokládá, že je odezva všech regulovaných veličin na tento přebytečný průtok primárního vzduchu stejná, jako by šlo o průtok sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Přebytečný průtok primárního vzduchu je tedy pro další vyhodnocení přičítán k průtoku sekundárnímu vzduchu $u_2(t)$.
- Pokud je dodáváno do spalovací komory menší množství primárního vzduchu než je potřeba na oxidaci přítomné hořlaviny (přebytek vzduchu $\lambda < 1$), je daný provozní režim kotle považován z hlediska vyhodnocení experimentálních dat za nežádoucí. Získaná data nesplňují předpoklady pro použití bilančního modelu (viz. kap. 3.1.1).

Spalovací vzduch tedy bude v matematickém modelu rozdělen na primární a sekundární z hlediska svojí funkce, nikoli podle reálných průtoků přes ventilátor primárního a sekundárního vzduchu. Primární vzduch figuruje v modelu jako ta část přiváděného vzduchu, která podporuje oxidaci (hoření) biomasy. Pokud je ho nadstechiometrické množství, je přebytek přičítán k sekundárnímu vzduchu $u_2(t)$. Sekundární vzduch je ta část, kterou již pro hoření není možné použít a slouží pouze k ochlazování spalovací komory, přičemž zvyšuje koncentraci O_2 v koncových spalinách. Průtok primárního vzduchu je proto zařazen mezi *další sledované veličiny* (viz tab. 4.1). Ostatní veličiny uvedené v tab. 4.1 jsou zaznamenávány pro výpočet aktuální hodnoty výkonu kotle (teplota vratné topné vody a průtok topné vody) a pro ověření referenčních spalovacích podmínek (teplota prostoru kotelny, podtlak ve spalovací komoře).

Další změnou oproti výchozí tab. 2.2 je v tab. 4.1 náhrada *průtoku recirkulovaných spalin* [m^3/h] *otevřením klapky recirkulace spalin* $u_3(t)$ [%]. Tato veličina je vhodnější pro následující sestavování matematického popisu recirkulace i z pohledu regulace kotle.

KOTELNA PROMET KOJETÍN

Technologie Servis Trendy Alarmy

Žádané Cas. plány

SERVISNÍ NASTAVENÍ - ŽÁDANÉ HODNOTY

Mez teploty pro polohu 0% recirkulace	500.0 °C	W	Min. otáčky sekundárního ventilátoru	10%	W	Motohodiny M1	2156 h	NUL
Mez teploty pro polohu 100% recirkulace	1100.0 °C	W	Max. otáčky sekundárního ventilátoru	50%	W	Motohodiny M4	2454 h	NUL
Poloha klapky sekundární při odstavení	100.0 °C	W	Mez sig. MAX teplota ve spal. komoře	950 °C	W	Motohodiny M2	364 h	NUL
Poloha klapky sekundární při provozu	100.0 °C	W	Minimální poměr podavače	0.4	W	Motohodiny YV9	804 h	NUL
Mez teploty pro zavření kl.rekuperace	130.0 °C	W	Nast. AO min. poloha klapky zpátečky	0%	W	Motohodiny YV10	376 h	NUL
Mez teploty pro otevření kl.rekuperace	90.0 °C	W	Nast. AO max. poloha klapky zpátečky	100%	W	Motohodiny M21	1402 h	NUL
			Mez zapnutí sekundárního ventilátoru	600 °C	W	Motohodiny M22	1373 h	NUL
						Motohodiny M23	987 h	NUL
Mez signalizace MAX teplota v kotelně	50.0 °C	W	Mez signalizace MIN tlak požární vody	-10 kPa	W	Motohodiny M3	67 h	NUL
Žádaná teplota zpátečky	65.0 °C	W	Mez signalizace MIN tlak vody	80.0 °C	W	Čas doba chodu roštu	20 sec	W
Mez signalizace MIN teplota z kotle	60.0 °C	W	Mez signalizace MAX tlak vody	250.0 °C	W	Čas doba klidu podavače	80 sec	W
Mez signalizace MAX teplota z kotle	105.0 °C	W	Mez sig. MAX teplota oleje hydrauliky	60.0 °C	W	Čas doba chodu podavače	68 sec	W
Reg. minimální tlak	140 kPa	W	Mez signalizace protizamrznutí	10.0 °C	W	Čas doběhu primárního ventilátoru	60 sec	W
Reg. maximální tlak	190 kPa	W	Žádaná teplota ÚT normál	22.0 °C	W	Čas doběhu sekundárního ventilátoru	60 sec	W
Žádaný tlak	165 kPa	W	Žádaná teplota ÚT útlum	19.0 °C	W	Čas doběhu spalínového ventilátoru	30 sec	W
			Koeficient korekce ekvitemu	3.0	W	Čas doběhu čerpadla topné vody	24 h	W
Žádaná teplota topné vody z kotle	80.0 °C	W	Mez uvolnění ÚT dle venkovní	15.0 °C	W	Čas doběhu čerpadla chlazení	24 h	W
Mez signalizace MAX přetlak v kotli	0 Pa	W	Mez blokáce ÚT dle venkovní	18.0 °C	W	Maximální čas dopouštění	240 sec	W
Mez signalizace MAX teplota v podavači	50.0 °C	W				Maximální čas odpouštění	180 sec	W
DeltaT regulace	3.0 °C	W				Zpoždění spínače tlaku hydrauliky (rošt)	1 sec	W
Maximální poměr podavače	10.0	W				Časování do zapnutí podavače	34 sec	W
Mez signalizace MIN teplota spalín	80.0 °C	W	Motohodiny M5	2454 h	NUL	Zpoždění zapnutí hydrauliky (Hrabla)	10 sec	W
Žádaný podtlak v kotli	50 Pa	W	Motohodiny M6	1780 h	NUL	Zpoždění spínače tlaku hydrauliky (Hrabla)	1 sec	W
Min. otáčky spalínového ventilátoru	20%	W	Motohodiny M7	1674 h	NUL	Čas omezení chodu hrabla	60 sec	W
Max. otáčky spalínového ventilátoru	100%	W	Motohodiny M8	109 h	NUL	Maximální omezení od vlhkosti	100 sec	W
Min. otáčky primárního ventilátoru	10%	W	Motohodiny M9	1706 h	NUL	Zpoždění signalizace MIN požární vody	10 sec	W
Max. otáčky primárního ventilátoru	30%	W				Čas poruchy doplnění podavače	15 min	W
						Žádaný počet dávek podavače pro zapnutí roštu	4	W

Obr. 4.1 Obrazovka s možností změn vybraných veličin a parametrů kotelny

Dalším krokem byla volba testovacího signálu. Pro možnost přímé *analýzy přechodových charakteristik* byl zvolen skok jednotlivých akčních veličin $u_1(t)$, $u_2(t)$ a $u_3(t)$. Žádané změny je možné u zkoumané technologie provádět přímým zadáním na operátorském PC. K tomuto účelu slouží uživatelské rozhraní zpracované v *SW Promotic* (obr. 4.1).

Informace o měřených veličinách byly získávány ze tří nezávislých měřicích míst. Proto je tabulka doplněna o sloupec *zdroj dat*. Prvním záznamovým zařízením byl archivační program řídicího systému na operátorském PC. Pro jednorázová měření byl dále využit analyzátor spalín *InfraTyt 50*, resp. přenosný analyzátor *Testo T350* (se záznamem dat v notebooku). Pro měření průtoku topné vody byl instalován lopátkový průtokoměr *Data Industrial SDI* a instrumentace od společnosti *Moravské přístroje a.s.* pro archivaci jeho průběhu (záznamem dat přes měřicí kartu *DataLab* opět do notebooku). Před zahájením měření bylo ještě třeba zvolit vhodnou délku periody vzorkování a synchronizovat záznam dat prováděný v jednotlivých měřicích místech. Průběh všech veličin byl zaznamenáván s periodou vzorkování $T_V = 15$ [s]. Tato hodnota byla zvolena již ve fázi vývoje předmětné jednotky při návrhu řídicího systému. Perioda vzorkování ostatních záznamových zařízení byla proto této volbě přizpůsobena. Při analýze přechodových dějů se ukázala tato perioda jako dostatečná.

Samostatný rozbor si zaslouží dvě specifické vlastnosti identifikované technologie, které výrazně zvýšily náročnost přípravy dat pro identifikaci. První je problematické měření průtoku paliva. Jedná se o zjištění množství dodávané dřevní štěpky (paliva) a také stanovení její výhřevnosti. Druhá vlastnost vyplývá z regulačního obvodu reálného zařízení. Akční zásahy regulátoru znesnadňují vyhodnocení průběhů regulovaných veličin.

4.1.1 Měření „průtoku“ paliva

Základním problémem biomasových kotlů je skutečnost, že u nich obvykle není instalován systém přímého vážení paliva. Díky tomu není k dispozici ani hodnota průtoku paliva $u_1(t)$. Tak je tomu i u předmětné jednotky. V ŘS je sice k dispozici veličina označená jako *výkon podavače paliva*, ale tato veličina je systémem vypočítaná hodnota, z níž není možné s dostatečnou přesností odvodit reálný průtok paliva. Doprava paliva u roštových kotlů je dávková (nespojité) a veličina *výkon podavače paliva* slouží k popisu tohoto nespojitého procesu pro účely řízení.

Pro potřeby přesnějšího určení množství paliva dodaného jedním posunutím podavače bylo provedeno mechanické vážení s využitím závěsné váhy. Průměrná hodnota několika jednorázových měření se pohybovala okolo 10 kg. Tento způsob vážení může být zatížen velkou chybou a pro zvýšení přesnosti výsledků by bylo vhodné provést větší množství opakovaných měření. Vhodnější přístup nabídl bilanční výpočet, který na základě znalosti aktuálního výkonu jednotky a její účinnosti stanovuje potřebný průtok paliva (v kg/h). Na základě provedeného bilančního výpočtu a znalosti počtu posuvů podavače paliva za hodinu byla stanovena průměrná hmotnost jedné dávky dřevní štěpky na 8 kg. Je zřejmé, že hodnotu reálného průtoku paliva nelze určit přímo, proto bylo použito druhého uvedeného postupu - výpočtu průtoku paliva na základě ustálené (známé) hodnoty výkonu a účinnosti kotle s využitím bilančního modelu.

Dalším zásadním rozhodnutím byla volba konkrétního paliva s definovanou výhřevností pro možnost porovnávání výsledků měření (viz kap. 1.1.2). Jako referenční palivo byla zvolena v současnosti nejpoužívanější *dřevní štěpka s příměsí kůry*, jejíž vlastnosti byly v rané fázi výzkumu ověřeny výchozí odbornou laboratorní analýzou (příloha č. 1) a následně zpřesňovány opakovanými rozbory prováděnými v laboratořích *Ústavu procesního a ekologického inženýrství VUT v Brně*. Používaná biomasa vykazovala dlouhodobě stálé vlastnosti a vyznačovala se vyšším obsahem vody – v průměru 40%, což bylo zřejmě ovlivněno způsobem skladování. Jednalo se o směs dřevní štěpky a kůry v poměru 1:1. Výsledné vlastnosti použité pro model tedy vychází z průměrných hodnot získaných z rozborů pro oba typy dřevní hmoty, jak ukazuje následující tab. 4.2:

Palivo	Štěpka	Kůra	Průměr
HHV sušiny [MJ/kg]	19,55	16,43	18,0
LHV sušiny [MJ/kg]	18,19	15,31	16,8
Voda [% hm]	35,4	44,6	40,0
Popel [% hm]	6,5	8,9	7,7
Hořlavina [% hm]	58,1	46,5	52,3

Tab. 4.2 Parametry referenčního paliva pro sestavení modelu

4.1.2 Zásahy řídicího systému do měření

Výhodou experimentální jednotky je možnost realizace většího množství měření. K dispozici je díky tomu dostatečné množství dat pro identifikaci. Na druhé straně jde však o zařízení sloužící k vytápění průmyslového areálu, a vyžaduje proto zacházení, které neohrozí jeho stabilní chod a parametry dodávané topné vody. Při posuzování vztahu mezi zvolenou vstupní a výstupní veličinou je třeba vždy zvážit, jakou odezvu v řídicím systému plánovaná změna vstupu vyvolá. Regulaci jednotky není možné deaktivovat a s jejím vlivem na průběh sledovaných (výstupních) veličin je třeba počítat. Pro účely identifikace regulované soustavy je však toto chování, označované také jako *vliv zpětné vazby*, nežádoucí. Příkladem může být třeba posouzení vlivu změny průtoku paliva $u_1(t)$ na teplotu ve spalovací komoře $y_3(t)$. Zvýší-li se výkon podavače paliva, řídicí systém ihned reaguje zvýšením průtoku primárního vzduchu a, po zvýšení teploty ve spalovací komoře, i zvýšením průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Přivedený sekundární vzduch přirozeně způsobí snížení teploty $y_3(t)$, což je ale během identifikace vztahu *průtok paliva* $u_1(t)$ - *teplota v komoře* $y_3(t)$ zcela nežádoucí. V popsané situaci už neprobíhá jen identifikace této dvojice veličin, ale navíc i příslušného regulačního zásahu. Pokud je cílem sestavení modelu regulované soustavy (tzn. bez regulátoru), nejsou procesní data s takto pozměněným obsahem pro identifikaci vhodná. Hovoříme o tzv. *identifikaci v uzavřeném regulačním obvodu* (Identification in Closed Loop). Tento přístup, popsaný v [60], je také možné využít. Klade ovšem výrazně vyšší nároky na vyhodnocení naměřených veličin a celý identifikační postup.

Jakékoli úpravy za účelem omezení nebo odstavení řídicího systému je nutné provádět s ohledem na bezkolizní chod technologie. Potlačení některých akčních zásahů může vyvolat nejenom nestabilní provozní režim kotle, ale také zvýšené namáhání některých jeho částí (vyzdívky, potrubí tepelného výměníku apod.). Nepříznivě se tak ovlivňuje jeho životnost a zvýšená jsou i bezpečnostní rizika během samotného měření. Díky dlouhodobější zkušenosti s provozem bylo možné určité omezování akčních zásahů provádět, a tak zajistit některé intervaly měření bez zásahů regulace. Ty byly v plné míře využity pro experimentální identifikaci (více v kap. 4.1.1). Větší část dat ovšem pochází z běžného provozu s aktivním ŘS. Tato data našla svoje využití především při sestavování a verifikaci bilančního modelu jednotky.

Na závěr této podkapitoly uvedme, že měření probíhala během tří topných sezón od konce roku 2007 do března roku 2010. Během provozních testů byla zkoušena různá paliva (amaranthus, obilná sláma, řepkové pokrutiny apod.), ale tato měření byla pouze jednorázová a do dat k identifikaci nebyla zahrnuta. Veškerá zbývajících data z řídicího systému i dalších uvedených měřicích zařízení byla shromážděna během 14 celodenních měření. Důležité technické informace z průběhu provozních zkoušek a sběru dat byly zaznamenány do *deníku měření*, který je archivován na UPEI.

4.2 Zpracování dat a jejich příprava pro identifikaci

Jak bylo uvedeno v kap. 4.1, data byla zaznamenávána na třech různých měřicích místech. Řídicí systém operátorského počítače (PC) a průtokoměr *Data Industrial SDI* je archivují ve formě databáze *MS Access*, analyzátor *InfraLyt 50* jako textový soubor a přenosný analyzátor Testo T350 jako soubor *MS Excel*. Protože byla data v různých formátech, bylo je třeba sjednotit do přehledné podoby. Jako jednotný formát vhodný pro další využití byl zvolen SW *MS Excel*.

Z velkého množství archivovaných dat byly vybrány pouze některé části. Na základě informací z deníku měření bylo možné určit intervaly, kdy byla veškerá měřicí instrumentace funkční a v provozu. Dalším kritériem byla plná funkčnost kotle. Výsledek byl zpracován v rámci bakalářské práce [68] ve formě tabulky, viz tab. 4.3.

Datum	Start měření	Konec měření	Palivo	Měřicí místa	Poznámky
3. 12. 2007	11:30	14:46	-	PC, InfraLyt, SDI	neznámé palivo
27. 11. 2008	08:40	14:20	štěpka 80 % sláma 20 %	PC	časté odstávky kotle, chybějící měřicí instrumentace
4. 12. 2008	08:30	-	sláma	PC	ruční přikládání, nestabilní spalování, chybějící měřicí instrumentace
11. 12. 2008	10:20	12:31	štěpka+kůra	PC, InfraLyt, SDI	vhodné pro další použití
6. 1. 2009	11:19	14:55	štěpka+kůra	PC, InfraLyt, SDI	vhodné pro další použití
07. 1. 2009	11:07	15:23	štěpka+kůra	PC, Testo, SDI	vhodné pro další použití
14. 1. 2009	09:30	14:20	štěpka+kůra	PC, Testo, SDI	vhodné pro další použití
15. 1. 2009	09:20	14:20	štěpka+kůra	PC, Testo, SDI	vhodné pro další použití
21. 1. 2009	10:00	14:05	štěpka+kůra 80 % sláma 20 %	PC, Testo, SDI	vhodné pro další použití
5. 02. 2009	10:12	12:45	štěpka+kůra	PC, Testo, SDI	vhodné pro další použití
18. 3. 2009	13:36	15:18	slunečnicové slupky	-	změna paliva, chybějící měřicí instr.
19. 3. 2009	09:00	-	slunečnicové slupky	-	změna paliva, chybějící měřicí instr.
14. 1. 2010	11:30	15:15	štěpka+kůra	PC, InfraLyt, SDI	porucha klapky předehřevu vzduchu
15. 2. 2010	11:00	14:54	štěpka+kůra	PC, InfraLyt, SDI	porucha klapky předehřevu vzduchu

Tab. 4.3 Přehled a základní charakteristika jednotlivých dnů, v nichž probíhala experimentální měření

Na základě tab. 4.3 byly z intervalů vyloučeny další problematické dny (vyznačeno šedým stínováním) a zbývající data byla shromážděna do jedné souhrnné databáze.

V další fázi zpracování dat proběhla kontrola chyb měření. Z dosud neznámých příčin, které pravděpodobně souvisí se zpracováním dat v PC, nebyla v některých intervalech dodržena perioda vzorkování při sběru provozních dat a jeden až několik záznamů v archivní databázi chybí. Vzhledem k dalšímu vyhodnocení (např. grafické prezentaci) bylo třeba tyto „mezery v datech“ odstranit. Pokud výpadek nebyl příliš dlouhý,

byla data aproximována na základě hodnot z blízkého okolí. V případě delší prodlevy v záznamech byla data rozdělena na dvě samostatné sady.

Dále byla pro všechny intervaly dopočtena hodnota aktuálního výkonu kotle dle vzorce (1). V případě konstantního průtoku topné vody by stačilo měřit teplotní spád topné vody. Analýza průtoku však ukázala, že není zcela konstantní a s jeho vlivem na celkový výkon jednotky je nutné počítat.

4.2.1 Volba intervalů pro analytickou identifikaci

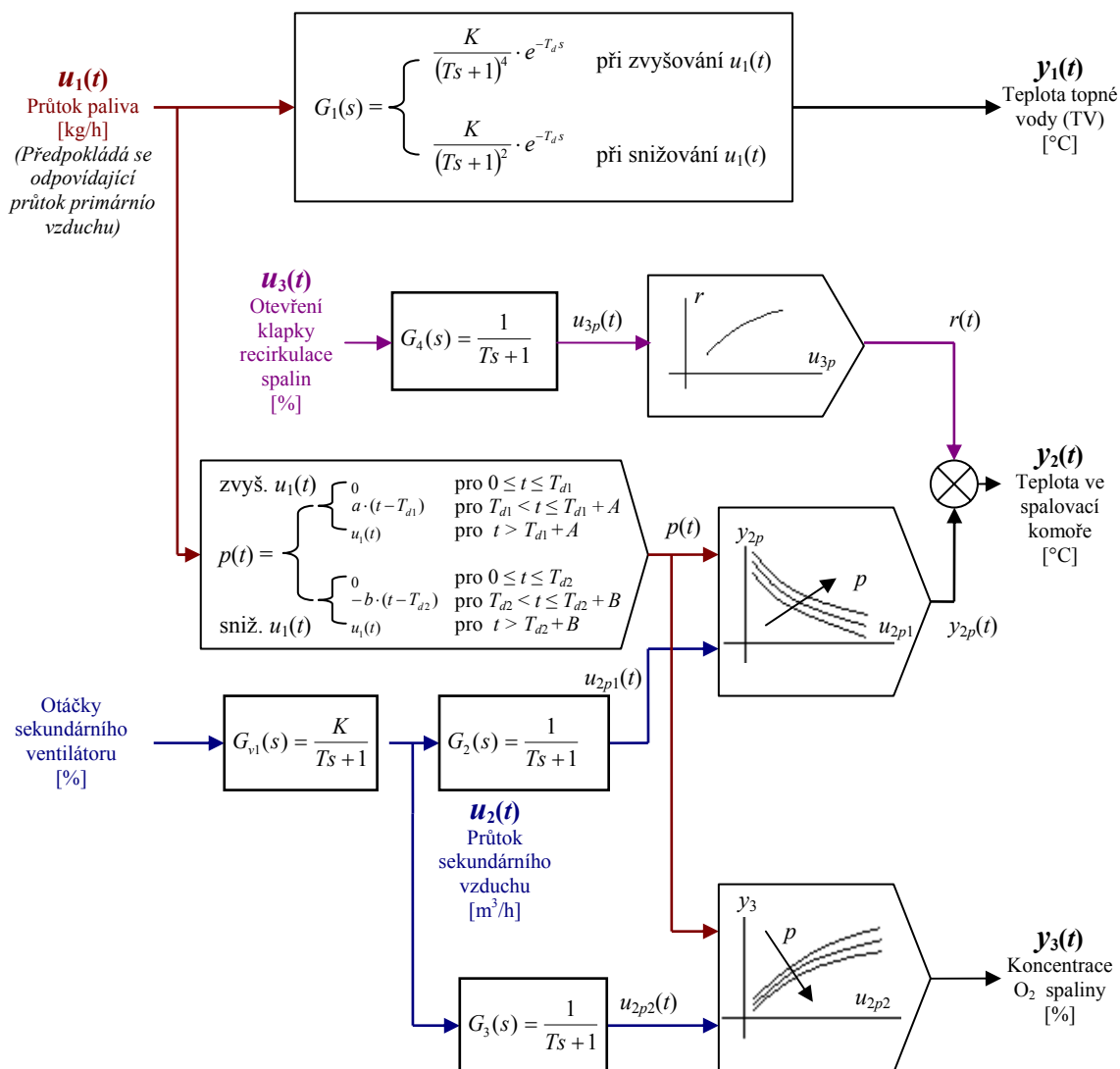
Základním kritériem pro výběr vhodného intervalu pro analytickou identifikaci byla maximální vyrovnanost hodnot všech sledovaných veličin, neboli stabilní chod jednotky v blízkém okolí pracovního bodu. Tuto podmínku splňuje většina archivovaných intervalů. Často se však v datech setkáváme s mírnými vzestupnými nebo klesajícími trendy dlouhodobějšího rázu (desítky minut), během nichž je odhad ustálených hodnot méně přesný. Hledání nejvhodnějších intervalů bylo spojeno s ověřováním dostupnosti všech potřebných veličin a vlastností paliva včetně jejich průměrných hodnot. Analýza dat včetně výběru výchozího intervalu pro analytickou identifikaci byla provedena v rámci diplomové práce [69]. Vybraný interval ustáleného chodu pro tvorbu bilančního modelu pochází ze dne 5. 2. 2009 (9:50 - 10:20).

4.2.2 Volba intervalů pro experimentální identifikaci

Požadavkem na data vhodná pro experimentální identifikaci je přítomnost dynamických změn akčních (vstupních) veličin. Sledovány jsou především změny průtoku paliva $u_1(t)$, dále změny průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ a otevření klapky recirkulace spalin $u_3(t)$. Pro nalezení vhodných intervalů v experimentálních datech byla vypracována tabulka s přehledem operátorských změn jednotlivých vstupních veličin během všech dní, kdy probíhala měření (viz příloha č. 2).

5 DYNAMICKÝ MODEL EXPERIMENTÁLNÍHO ZAŘÍZENÍ

Prvním a často velmi náročným krokem k úspěšnému sestavení věrohodného modelu je návrh jeho struktury. Model jednotky pro spalování biomasy se vyvíjel postupně s přibývajícimi zkušenostmi z jejího provozu. Výsledná struktura modelu, která postihuje všechny důležité komponenty a vnitřní vazby regulované soustavy (kotle na biomasu) je znázorněna na obr. 5.1. Jedná se o klíčový obrázek celé disertační práce.



Obr. 5.1 Návrh struktury modelu regulované soustavy – kotle na biomasu

Přesnějšího a jednoduššího popisu modelované soustavy lze docílit jejím rozložením na dílčí bloky. Její dynamické chování je v souladu s tab. 4.1 popsáno pomocí tří vstupních veličin $u(t)$ a tří výstupních veličin $y(t)$. Jejich vazby jsou definovány propojením bloků s lineárním popisem (v obdélnících) a nelineárním popisem (v pětiúhelnících). Navržený matematický popis zobrazený v jednotlivých blocích modelu na obr. 5.1 bude v dalším textu podrobně vysvětlen, přičemž obecné proměnné budou nahrazeny konkrétními hodnotami popisujícími chování předmětné jednotky. Parametrizace probíhala s využitím analytické a experimentální identifikace. Poslední část této kapitoly (kap. 5.3) představuje návrh struktury regulace kotle včetně seřízení hlavní regulační smyčky.

5.1 Sestavení a ověření bilančního modelu kotle v SW W2E

První fáze parametrizace jednotlivých bloků tvořících regulovanou soustavu se opírala o analytickou identifikaci systému, tj. bilanční model. Bilanční model byl vytvořen v SW *W2E* (viz kap. 3.1.1) v souladu s technologickým uspořádáním předmětné jednotky (obr. 2.1). Výslednou strukturu modelu ukazuje příloha č. 3. Vytvořený bilanční model *W2E* byl použit zejména pro získání statického popisu předmětné jednotky. Aby však bylo použití bilančního modelu pro tvorbu modelu regulované soustavy přínosem, musela být zachována jeho maximální shoda s naměřenými daty. Bylo tedy provedeno přizpůsobení teoretického bilančního modelu reálným provozním parametrům. Tvorbu, verifikaci a přizpůsobení bilančního modelu předmětné jednotce popisuje tato kapitola.

Pro sestavení bilančního modelu a jeho přizpůsobení bylo třeba zajistit experimentální data s ustáleným průběhem všech sledovaných veličin. Ze všech zaznamenaných dat byl na základě podrobné analýzy provedené v [69] vybrán výchozí časový interval (tab. 5.1), v němž byl udržován relativně stálý výkon jednotky.

Časový interval měření:	9:50 - 10:20, 5. 2. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	+ 4 °C
Průměrný výkon jednotky:	420 kW
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

Tab. 5.1 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro tvorbu bilančního modelu

Vstupní, výstupní a další sledované veličiny systému z tab. 4.1 byly rozšířeny a upraveny pro potřeby sestavení a ověření přesného bilančního modelu. Výsledný seznam veličin pro sestavení bilančního modelu tvoří přílohu č. 4. Nastavené výchozí hodnoty bilančního modelu vychází především z reálných měření a slouží k nastavení pracovního bodu kotle. Dalším vodítkem pro jeho návrh jsou jednak provozní omezení (maximální teplota ve spalovací komoře nebo minimální teplota výstupních spalín z výměníku) a jednak nutnost zachovat při výpočtu stechiometrické podmínky spalování (poměr průtoku paliva a primárního vzduchu).

Klíčovým vstupním parametrem modelu je výhřevnost použitého paliva. Program *W2E* nabízí pro snadnější zadání vlastností paliva panel *Doplňkové výpočty pro tuhá paliva*, kde je výhřevnost (LHV) daného paliva vypočítána na základě jeho chemického složení. Výpočet je založen na větším množství publikovaných metod a umožňuje přehledné srovnání myslitelných výhřevností. Obr. 5.2 ukazuje panel *Doplňkové výpočty pro tuhá paliva*, kde jsou vyplněny vlastnosti referenčního paliva, které bylo použito při tvorbě modelu.

Doplňkové výpočty pro tuhá paliva

Atributy proudu		Hořlavina (100%) ●		Sušina ●		Palivo ●		Průtok	
Název	Biomasa	C	50,5 %	C	44,19 %	C	26,51 %	53,02	kg/h
Teplota	21,2 °C	H	6,2 %	H	5,42 %	H	3,26 %	6,51	kg/h
Tlak	0 kPa	N	0,6 %	N	0,52 %	N	0,32 %	0,63	kg/h
Průtok	200 kg/h	O	42,7 %	O	37,36 %	O	22,42 %	44,84	kg/h
LHV	8 444,5 kJ/kg	S	0 %	S	0 %	S	0 %	0	kg/h
Cp	0 kJ/kg.K	Cl	0 %	Cl	0 %	Cl	0 %	0	kg/h
		F	0 %	F	0 %	F	0 %	0	kg/h

Složení paliva		(100%)	
Hořlaviny	100 %	87,5 %	52,5 %
H ₂ O	0 %	0 %	40 %
Popeloviny	0 %	12,5 %	7,5 %

	HHV	LHV	HHV	LHV	HHV	LHV
☒ Dulong	18 170,73	16 811,06	15 899,39	14 709,68	9 539,63	7 844,21
☒ Institute of gas technology (1990)	20 364,9	19 005,23	17 819,29	16 629,57	10 691,57	8 996,14
☒ Strache, Lant (1924)	19 539,54	18 179,87	17 097,1	15 907,38	10 258,26	8 562,83
☒ Grummel, Daveies (1933)	19 144,49	17 784,81	16 751,42	15 561,71	10 050,85	8 355,43
☒ Steuer (1926)	19 539,54	18 179,87	17 097,1	15 907,38	10 258,26	8 562,83
☒ Michel (1938)	20 728,99	19 369,32	18 137,87	16 948,15	10 882,72	9 187,29
☒ Boie (1953)	19 128,54	17 768,87	16 737,47	15 547,76	10 042,48	8 347,06
☒ Schuster (1957)	18 346,84	16 987,17	16 053,48	14 863,77	9 632,09	7 936,66
☒ Mendělejev (1897)	18 851,2	17 491,53	16 494,8	15 305,09	9 896,88	8 201,45
☒ Gumz (1938)	19 327,17	17 967,5	16 911,27	15 721,56	10 146,76	8 451,34

Výsledné hodnoty (pro výpočty)	HHV	LHV	HHV	LHV	HHV	LHV
	19 314,19	17 954,52	16 899,92	15 710,21	10 139,95	8 444,52

Přepočítat

Načíst proud Uložit proud Načíst schéma Uložit schéma Obnovit POUŽÍT

Zavřít

Obr. 5.2 Specifikace složení a vlastností paliva v prostředí W2E

5.1.1 Aparáty bilančního modelu

Hlavní aparát (uzel) bilančního modelu jednotky pro energetické využití biomasy je ve schématu (příloha č. 3) označen jako *Spal. jednotka*. Tento aparát představuje model spalování tuhého paliva na roštu kotle, a proto ho lze považovat za ústřední uzel celého systému.

Dalšími aparáty tvořící bilanční model jednotky (příloha č. 3) jsou:

- *Výměník HE1* – teplovodní výměník umístěný na spalínové trase ze spalovací komory,
- *Klapka recyklu* – rozdělovač sloužící k oddělení definovaného průtoku spalin na spalínové trase za výměníkem HE1,

- *Výměník HE2* – rekuperační trubkový výměník pro předehřev spalovacího vzduchu. Z důvodů uvedených v kapitole 5.1.2 jsou v modelu použity dva tyto výměníky tepla lišící se pouze průtokem a teplotou spalovacího vzduchu.
- *Rozdělovač* –aparát sloužící k rovnoměrné distribuci spalin v rekuperačním výměníku HE2 (viz kap. 5.1.2) a k oddělení proudu recirkulovaných spalin z odcházejících spalin z teplovodního výměníku HE1
- *Směšovač* –aparát sloužící k opětovnému sloučení proudu spalin na vstupu do komína (viz kap. 5.1.2) a sloučení recirkulovaných spalin se spalovacím vzduchem.

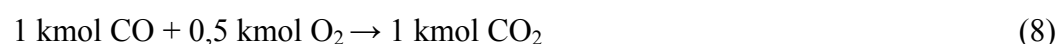
5.1.2 Odlišnosti bilančního modelu od reálné technologie

Mezi reálnou technologií a idealizovaným bilančním modelem bude vždy existovat určitá míra neshody vyplývající ze zjednodušujících předpokladů (viz kap. 3.1.1). Nyní se ovšem text zaměří na specifické odlišnosti mezi modelem a reálnou technologií, které plynou z technických omezení použité verze softwaru *W2E*.

SW *W2E* použité verze obsahuje určitou databázi aparátů (uzlů), ze kterých je třeba bilanční model sestavit. Konkrétní omezení se projevilo při modelování předehřevu vzduchu v rekuperačním výměníku HE2 (viz obr. 2.1 a příloha č. 3). Ve *W2E* je k dispozici uzel pro výměník tepla, který má dvě dvojice proudů (pro spalovací vzduch a spaliny). Reálný výměník předmětné jednotky má však o jednu dvojici navíc, protože v něm dochází k současnému předehřevu primárního i sekundárního spalovacího vzduchu. Uvedený problém byl v modelu vyřešen umístěním rozdělovače proudu horkých spalin a nahrazením výměníku dvěma paralelně uspořádanými výměníky, výstupní proudy těchto virtuálních výměníků byly opětovně sloučeny pomocí směšovače (viz obr. 2.1 a příloha č. 3).

Další odchylku lze nalézt v ústředním bloku celého modelu, který příloha č. 3 označuje jako *spalovací jednotka*. Jedná se o uzel spalování tuhého paliva. Model spalování paliva na roštu vychází z předpokladu, že oxidace probíhá při určitém přebytku vzduchu ($\lambda \geq 1$). Z tohoto předpokladu stechiometrického spalování vychází zásady pro vyhodnocení experimentálních dat, které byly uvedeny v kap. 4.1.

Model *W2E* dále předpokládá stechiometrické spalování s dokonalou přeměnou uhlíku C na CO_2 (6). V reálné spalovací komoře však dochází také k nedokonalému spalování uhlíku C na oxid uhelnatý CO a určité množství CO spolu s nevyužitým O_2 vždy zůstává v odchozích spalinách. Obsah O_2 ve spalinách je tedy v reálném systému vyšší o objem O_2 , který při spalování nevstoupil do reakce s CO. Jeho množství je však možné snadno dopočítat právě ze zbytkové koncentrace CO. Postup tohoto výpočtu ukazují následující rovnice:

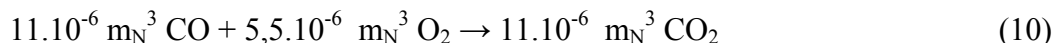


Jelikož výše zmíněné plyny považujeme za ideální, jejich 1 kmol odpovídá $22,414 \text{ m}_\text{N}^3$.

Potom:



V reálném provozu byla naměřena hodnota koncentrace CO 11 ppm (což odpovídá $11 \cdot 10^{-6} \%$) z celkového složení spalin. Množství kyslíku potřebného k přeměně CO na CO_2 popisuje následující rovnice:



Je patrné, že celkové množství kyslíku $5,5 \cdot 10^{-6} \text{ m}_\text{N}^3$ potřebné k přeměně CO na CO_2 je zcela zanedbatelné a korekci modelu v tomto ohledu není třeba provádět.

5.1.3 Úprava účinnosti modelu kotle zavedením ztrát

Pro stanovení termické účinnosti kotle η_{kt} byl v diplomové práci [32] vytvořen výpočtový program pracující pod systémem *MS Excel*. tab. 5.2 ukazuje výsledky výpočtů, které byly získány dosazením hodnot aritmetických průměrů potřebných veličin z reálných měření. Výpočet byl proveden *nepřímou metodou* stanovování účinnosti, která vychází ze vztahu [32]:

$$\eta_{kt} = 100 - \zeta_{MN} - \zeta_{CN} - \zeta_f - \zeta_k - \zeta_{SV}, \quad (11)$$

kde	ζ_{MN}	ztráta mechanickým nedopalem [%]
	ζ_f	ztráta citelným teplem tuhých zbytků [%]
	ζ_{CN}	ztráta chemickým nedopalem [%]
	ζ_k	ztráta citelným teplem spalin (ztráta komínová) [%]
	ζ_{SV}	ztráta sdílením tepla do okolí [%]

Pro potřeby *W2E* modelu spalovací jednotky lze ztráty mechanickým nedopalem, chemickým nedopalem a citelným teplem tuhých zbytků zanedbat. Komínová ztráta je již v modelu zahrnuta v podobě spalin vystupujících z komína (teplota a průtok). Do modelu je ovšem potřeba zavést ztrátu sdílením tepla do okolí ζ_{SV} .

Ztráta, účinnost	Hodnota [%]
ζ_{MN}	0,10
ζ_f	0,01
ζ_{CN}	0,06
ζ_k	4,80
ζ_{SV}	9,30
η_{kt} – výsledná účinnost kotle	85,7

Tab. 5.2 Termická účinnost jednotky a hodnoty jednotlivých ztrát [32]

Výsledky diplomové práce [32] uvedené v tab. 5.2 byly v další fázi výzkumu upřesněny experimentálním měřením s využitím termovizní techniky a zejména hodnota ztráty sdílením tepla do okolí ζ_{SV} se pohybovala výrazně pod teoretickým předpokladem [21]. Její velikost okolo 1 % ukazuje na kvalitní tepelnou izolaci jednotky. Upřesněná hodnota ztráty sdílením tepla do okolí byla zahrnuta do modelu *W2E* jako parametr bloku *Spalovací jednotka* a *Výměník HE1* (viz příloha č. 3).

5.1.4 Verifikace modelu

Již v rámci návrhu jednotky pro termické zpracování různých druhů biomasy byl v prostředí *MS Excel* vytvořen bilanční model, který vychází ze stejného matematického popisu jako program *W2E*. Porovnání obou modelů umožnilo nejprve vyloučit chybu metodiky sestavení modelu ve *W2E* a ověřilo platnost jeho struktury. Dalším krokem bylo ověření bilančního modelu jeho porovnáním s naměřenými daty. Úvodní verifikace byla provedena na intervalu viz tab. 5.3.

Časový interval měření:	12:20 - 12:35, 21. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra s příměsí slámy (20 %)
Venkovní teplota:	+ 6 °C
Průměrný výkon jednotky:	504 kW
Průměrný průtok recyklu:	752,8 m ³ /h

Tab. 5.3 Provozní charakteristiky během intervalu měření I pro ověření bilančního modelu

Všechny vstupy vytvořeného modelu (viz příloha č. 4) byly přizpůsobeny aritmetickým průměrům naměřených veličin a následně byla stanovena odchylka výstupních veličin modelu od měřených hodnot. Výsledky srovnání ukazuje tab. 5.4. Hodnoty *otevření klapky recirkulace spalín* $u_3(t)$ v tabulce chybí, protože přizpůsobení této veličiny proběhlo prostřednictvím *průtoku recirkulovaných spalín*. Plná shoda *teploty výstupní topné vody* není dána dokonalou přesností modelu, ale ručním přizpůsobením *průtoku paliva* $u_1(t)$ tak, aby bylo dosaženo průměrného výkonu jednotky. Průtok paliva není přímo měřen a stává se pro model volitelným parametrem. Odhadovaný průtok paliva na základě rozvahy uvedené v kap. 4.1.1 je cca 210 kg/h, což by v porovnání s modelovými 227 kg/h ukazovalo na použití výhřevnějšího paliva než předpokládá model.

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota modelu	Hodnota měření	Odchylka modelu
Vstupní veličiny (nastavené)					
Průtok (množství) paliva	$u_1(t)$	kg/h	227	-	přizpůsobeno výkonu
Průtok sekundárního vzduchu	$u_2(t)$	m ³ /h	1038,2	1038,2	přizpůsobeno
Otevření klapky recirkulace spalín	$u_3(t)$	%	-	-	přizpůsobeno průtok rec.
Výstupní veličiny (vypočítané)					
Teplota výstupní topné vody	$y_1(t)$	°C	78,1	78,1	0 %
Teplota ve spalovací komoře	$y_2(t)$	°C	625,8	733,7	-14,7 %
Koncentrace O ₂ ve spalínách	$y_3(t)$	%	11,8	13,5	-12,6 %

Tab. 5.4 Porovnání modelu *W2E* s reálnými daty z experimentálních měření z intervalu I

Dalšími důležitými výstupními veličinami je *teplota ve spalovací komoře* $y_2(t)$ a *koncentrace O₂ ve spalínách* $y_3(t)$. Je patrné, že model u těchto veličin předpokládá výrazně nižší hodnoty než ukazují reálná měření. Z bližší analýzy vyplynulo, že vysoká

odchylka mezi výsledkem modelu a experimentálními daty je ovlivněna především přítomností recirkulovaných spalín. Vliv recyklu $u_3(t)$ na teplotu v komoře $y_2(t)$ je v modelu podstatně výraznější, než v reálném provozu. To může být způsobeno prchavou hořlavinou, kterou recirkulované spaliny v reálném procesu (na rozdíl od modelu) obsahují, a která znovu vstupuje do spalovacího procesu. Celkový chladicí efekt recyklovaných spalín je tím snížen. Tato hypotéza však vyžaduje další ověření.

Skutečnost, že je recirkulace spalín důvodem zvyšujícího se nesouladu mezi modelem a měřením, dokládá tab. 5.6. Tato tabulka byla sestavena na základě dat z téhož měřicího dne (viz tab. 5.5), ovšem bez využití recirkulace spalín. Jak je patrné, míra shody modelu a měřených dat je výrazně vyšší.

Časový interval měření:	10:28 - 10:38, 21. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra s příměsí slámy (20 %)
Venkovní teplota:	+ 5 °C
Průměrný výkon jednotky:	577 kW
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

Tab. 5.5 Provozní charakteristiky během intervalu měření II pro ověření bilančního modelu

Veličina	Označení	Jednotka	Hodnota modelu	Hodnota měření	Odchylka modelu
Vstupní veličiny (nastavené)					
Průtok (množství) paliva	$u_1(t)$	kg/h	261	-	přizpůsobeno výkonu
Průtok sekundárního vzduchu	$u_2(t)$	m ³ /h	1 341,8	1 341,8	přizpůsobeno
Otevření klapky recirkulace spalín	$u_3(t)$	%	-	-	přizpůsobeno průtok rec.
Výstupní veličiny (vypočítané)					
Teplota výstupní topné vody	$y_1(t)$	°C	80,3	80,4	- 0,1 %
Teplota ve spalovací komoře	$y_2(t)$	°C	824	811	+ 1,6 %
Koncentrace O ₂ ve spalínách	$y_3(t)$	%	12,0	13,0	- 7,7 %

Tab. 5.6 Porovnání modelu W2E s reálnými daty z experimentálních měření z intervalu II

Odchylka modelu od měřených hodnot se v daném intervalu pohybovala v řádu jednotek procent. V případě teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ je odchylka (1,6 %) srovnatelná s nejistotou měření použitých termočlánků (typu K, třídy přesnosti 1). Navíc je třeba uvážit podmínky měření. Jedná se o prostor sekundární komory (viz obr. 2.1), kde probíhá dohořívání prchavé hořlaviny. Vlivem turbulentního proudění spalín a radiace dochází k výraznému ovlivnění měřené hodnoty teploty. V tomto smyslu je možné považovat odchylku 1,6 % za zanedbatelnou. U analyzátoru spalín Testo 350 je přesnost měření vyšší. Výrobce uvádí pro měření koncentrace O₂ odchylku 0,2 % měřené hodnoty. Důvodem nižší vypočtené hodnoty obsahu O₂ ve spalínách je zřejmě odlišné složení paliva, které bylo v uvedeném dni použito. Jak ukazuje tab. 1.1, sláma, která byla v palivu přítomná, obsahuje větší množství kyslíku O a naopak menší množství uhlíku C

v porovnání s referenčním palivem (dřevní štěpka s kůrou). Po úpravě paliva v modelu došlo ke snížení odchylky O_2 na -5,4 % a u CO_2 na + 6,8 %. Další vliv na odchylku koncentrace O_2 ve spalínách může mít nežádoucí přisávání vzduchu na trase spalínovodu a také předpoklad dokonalého spalování (idealizovaný).

Můžeme konstatovat, že bilanční model popisuje chování reálného systému s dostatečnou přesností tehdy, když není využito recirkulace spalín. Pokud je recirkulace v provozu, je třeba provést dodatečnou korekci vypočtené teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. Vzhledem k omezenému počtu měření s vyhodnocením průtoku recirkulovaných spalín není možné parametry této korekce přesněji kvantifikovat. Při využití vytvořeného bilančního modelu v dalších fázích dizertační práce bylo nutné zohlednit skutečnost, že vliv recirkulace spalín na teplotu ve spalovací komoře je v reálném procesu podstatně méně výrazný než předpokládá bilanční model. Využití recirkulace spalín v bilančním modelu se tedy nabízí především pro posouzení jejího vlivu na koncentraci O_2 ve spalínách $y_3(t)$, kde není odchylka natolik výrazná. Jak dokládají následující kapitoly, další využití bilančního modelu (pro definici ustálených stavů pro přechodové charakteristiky systému) uvedené závěry o jeho přesnosti potvrdilo.

5.2 Dynamické chování systému

Experimentální měření poskytla dostatek dat pro úpravu a verifikaci bilančního modelu. Méně kvalitní výběr měřicích intervalů však byl k dispozici pro sestavení popisu dynamického chování jednotky, viz příloha č. 2. Jak již bylo uvedeno, hlavním důvodem byla nutnost cílených operátorských zásahů do nastavení řídicího systému během provozních zkoušek (viz kap. 4.1.2). Vhodné přechodové charakteristiky pro návrh a parametrizaci všech důležitých přenosových funkcí však v experimentálních datech nalezeny byly, a mohl tak vzniknout základ dynamického matematického modelu. Praktický postup experimentální identifikace včetně matematického popisu nelinearity systému je předmětem této podkapitoly.

Při sestavování struktury matematického modelu (obr. 5.1) bylo navrženo několik přenosových funkcí různých řádů. Úspěšné nalezení vhodných přechodových charakteristik pro parametrizaci přenosů bylo podmíněno zavedením důležitého předpokladu, kterým je zajištění dostatečného přebytku vzduchu ve spalovací komoře. Bez požadavku na zachování stechiometrických podmínek spalování by nemohly být využity výsledky bilančních výpočtů (viz kap. 3.1.1).

5.2.1 Závislost teploty výstupní topné vody $y_1(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$

Znalost závislosti mezi průtokem (množstvím) paliva $u_1(t)$ a teplotou výstupní topné vody $y_1(t)$ je pro regulaci výkonu jednotky zcela zásadní (viz kap. 2.2). Proto bude v následujících odstavcích podrobněji představen postup získávání přenosu $G_1(s)$, který byl navržen pro popis této závislosti (12).

$$G_1(s) = \frac{L\{y_1(t)\}}{L\{u_1(t)\}} = \frac{Y_1(s)}{U_1(s)} \quad (12)$$

Parametrizace přenosu $G_1(s)$ vycházela z analýzy přechodové charakteristiky (popis metody viz kap. 3.1.2). Při hledání vhodných experimentálních dat bylo zjištěno, že odezva teploty topné vody $y_1(t)$ na skokovou změnu průtoku paliva $u_1(t)$ je výrazně jiná při

skokovém zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ a při jeho snížení. Pro možnost využití lineárního popisu – přenosu – bylo třeba oba „směry“ změn vstupní veličiny $u_1(t)$ vyšetřovat odděleně. To předpokládalo analýzu dvou přechodových charakteristik. Časový interval měření odezvy $y_1(t)$ na zvýšení $u_1(t)$ bude dále označen jako *I*. Časový interval měření odezvy $y_1(t)$ na snížení $u_1(t)$ bude označen jako *II*.

Data použitá k analýze musela splňovat požadavek, že měření začíná z ustáleného (rovnovážného) stavu, kdy je hodnota všech vstupních a výstupních veličin konstantní. Reálný provoz kotle je však zatížen průběžnými změnami měřených veličin (v krajním případě viz obr. 3.1) a tento požadavek není snadné naplnit. Proto byl využit bilanční model popsany v kap. 5.1, který po zadání aktuálních hodnot vstupních veličin vypočítá ustálené hodnoty všech veličin výstupních. Těmto ustáleným hodnotám je třeba naměřené přechodové charakteristiky přizpůsobit. Text této podkapitoly bude rozdělen na dvě části. První popisuje odezvu výstupu $y_1(t)$ na zvýšení a druhá na snížení průtoku paliva $u_1(t)$.

a) Přenos $G_1(s)$ – odezva teploty topné vody $y_1(t)$ na zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$

Časový interval měření:	11:13 - 11:50, 15. 2. 2010
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	+ 2,6 °C
Průměrný výkon jednotky:	355 kW
Velikost skoku $u_1(t)$:	117 kg/h
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

Tab. 5.7 Provozní charakteristiky během intervalu měření *I* pro parametrizaci přenosu $G_1(s)$

Obr. 5.3 ukazuje změřenou odezvu teploty výstupní topné vody $y_1(t)$ (hnědá křivka) na zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ (okamžik skokové změny odpovídá času $t = 0$ [min]). Podmínky experimentálního měření uvádí tab. 5.7. Pro získání přechodové charakteristiky, na jejímž základě by bylo možné určit přenosovou funkci $G_1(s)$, je třeba provést tři důležité úpravy této výchozí, změřené odezvy $y_1(t)$:

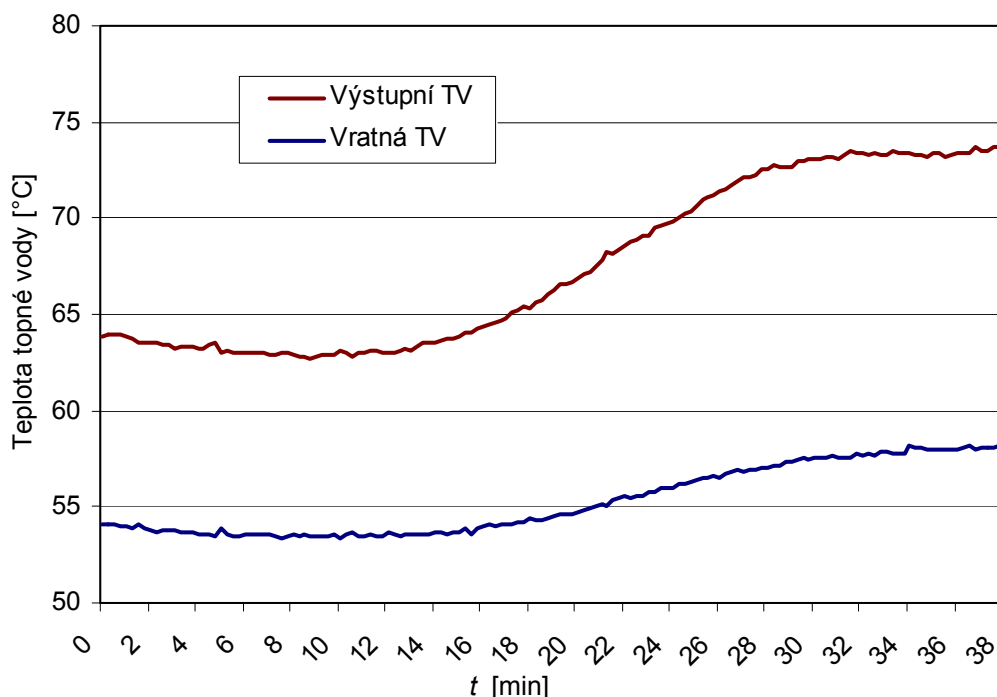
I. Korekce změny teploty vratné topné vody

Jak je patrné z obr. 5.3, teplota vratné topné vody (modrá křivka) se během přechodového děje změnila, a ovlivnila tak teplotu vody výstupní $y_1(t)$. V první fázi úprav bylo tedy třeba provést korekci výchozí charakteristiky o tuto změnu. Teplota vratné vody během experimentu vzrostla přibližně o 3 °C. Změnu charakteristiky po zavedení této korekce ukazuje oranžová křivka na obr. 5.4.

II. Posun charakteristiky na hodnotu odpovídající ustálenému stavu

Dalším krokem byl posun charakteristiky na hodnotu, která odpovídá ustálenému stavu $y_1(t)$ před začátkem přechodového děje. Ten byl definován na základě průměrných hodnot vstupních veličin zadaných do bilančního modelu kotle. Rovnovážnému stavu před přechodovým dějem odpovídala teplota výstupní topné vody 63,5 °C a po něm 70,7 °C (celková změna $y_1(t)$ tedy byla 7,2 °C). Po korekci

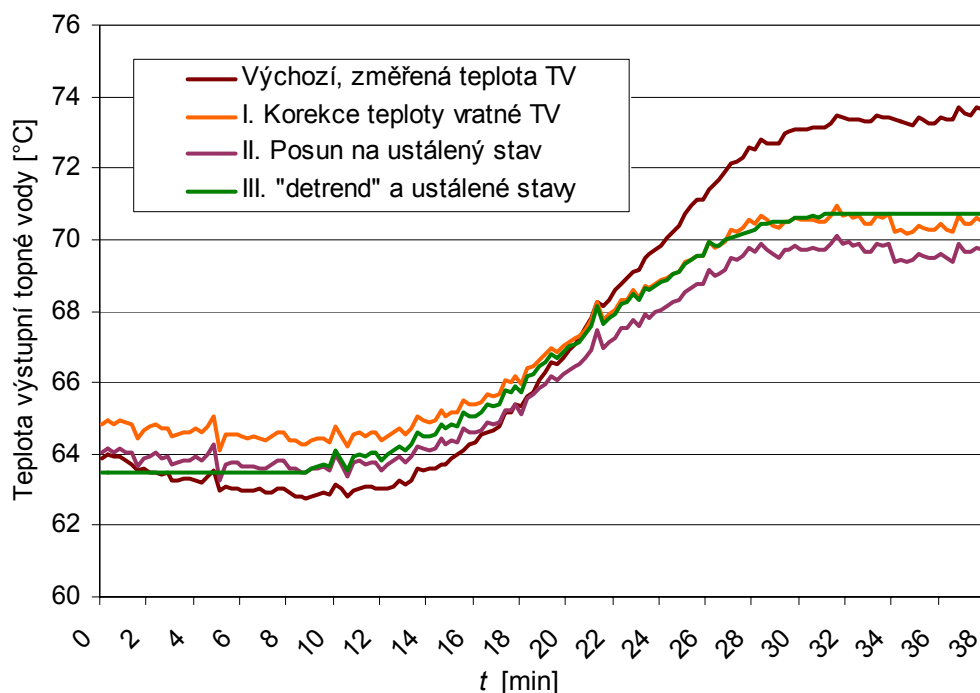
teploty vratné vody byla hodnota této veličiny přibližně 64,3 °C. Byl proto zaveden posun cca o 0,8 °C. Změnu charakteristiky po zavedení této úpravy ukazuje fialová křivka na obr. 5.4.



Obr. 5.3 Odezva teploty výstupní topné vody $y_1(t)$ na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$

III. Korekce klesajícího nebo vzrůstajícího trendu dat

Vyšetřovaná závislost je poznamenána výrazným dopravním zpožděním T_d , a klesající průběh $y_1(t)$ v prvních minutách proto nelze považovat za odezvu systému na zavedený skok průtoku paliva $u_1(t)$. Jedná se o nežádoucí trend (sklon) dat spojený s neustáleným stavem systému. Jeho korekci je možné efektivně provést pomocí funkce „detrend“, kterou nabízí program *Matlab* [70]. Analýza dat ukázala, že teplota výstupní topné vody $y_1(t)$ klesala o 0,13 °C za minutu. Proto byla zavedena odpovídající korekce až do okamžiku, kdy data dosáhla rovnovážného stavu po přechodovém ději. Oba rovnovážné stavy byly nakonec nahrazeny konstantou, která odpovídá výsledkům bilančního modelu kotle. Popsaná úprava je znázorněna zelenou křivkou na obr. 5.4



Obr. 5.4 Úpravy změřeného průběhu I teploty výstupní topné vody $y_1(t)$ pro analýzu přechodové charakteristiky

Popis vyšetřované soustavy pomocí přenosové funkce předpokládá nulové počáteční podmínky, takže bylo nakonec třeba celou charakteristiku posunout do nuly. Její výsledná podoba je na obr. 5.5. Na základě odečtu z grafu byly stanoveny následující hodnoty časových konstant: $T_d = 8$ min (480 s), $T_u = 4,25$ min (255 s), $T_n = 15,75$ min (945 s).

Volba řádu přechodové funkce vychází z určení poměru mezi dobou průtahu T_u a dobou náběhu T_n :

$$\tau = \frac{T_u}{T_n} = \frac{255}{945} = 0,270 \quad (13)$$

Podle hodnoty τ lze s využitím tab. 5.8 určit řád n aproximační soustavy (přenosu). Volí se nejbližší vyšší řád.

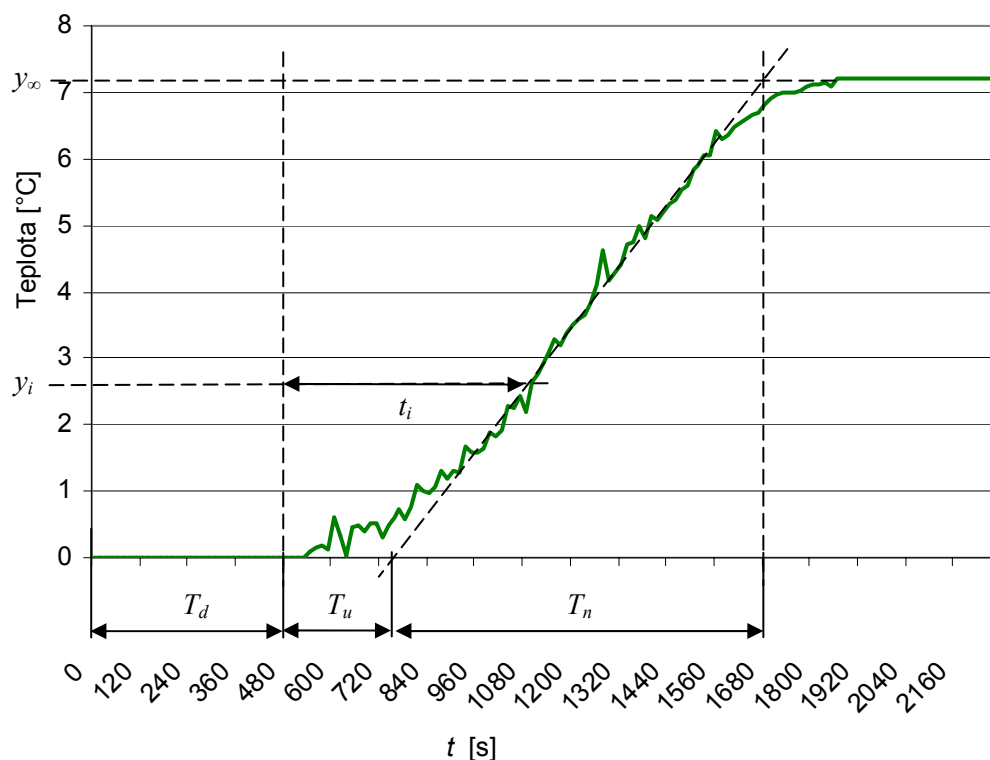
Řád soustavy n	2	3	4	5	6
Poměr časových konstant τ	0,104	0,218	0,319	0,410	0,493
Souřadnice inflexního bodu y_i	$0,264 \cdot y_\infty$	$0,372 \cdot y_\infty$	$0,359 \cdot y_\infty$	$0,371 \cdot y_\infty$	$0,384 \cdot y_\infty$

Tab. 5.8 Stanovení řádu aproximační soustavy a zpřesnění polohy inflexního bodu [37]

Získaná hodnota poměru časových konstant τ odpovídá proporcionální soustavě se setrvačností 4. řádu.

Vzhledem k mírným odchylkám mezi průběhy naměřených přechodových charakteristik bude pro aproximaci využit jednodušší přenos se stejnými časovými konstantami T a dopravním zpožděním T_d :

$$G(s) = \frac{K}{(Ts + 1)^4} \cdot e^{-T_d s} \quad (14)$$



Obr. 5.5 Výchozí přechodová charakteristika I pro určení přenosu $G_1(s)$

Literatura [37] uvádí pro nekmitavé soustavy vyšších řádů následující způsob (vycházející z postupů profesora Strejce [64], [65]) stanovení koeficientů přenosu:

1. Zesílení K stanovíme jako podíl ustálené hodnoty výstupu y_∞ a vstupu u_∞ :

$$K = \frac{y_\infty}{u_\infty} = \frac{7,2}{117} = 0,0615 \quad (15)$$

2. Zjištění souřadnic inflexního bodu je možné provést pomocí tečny v tomto bodě. Pro soustavu 4. řádu můžeme upřesnit polohu inflexního bodu y_i [°C] na základě aproximační vztahu s využitím tab. 5.8:

$$y_i = 0,359 \cdot y_\infty = 0,327 \cdot 7,2 = 2,6 \quad (16)$$

Pomocí souřadnice y_i určíme v grafu přechodové charakteristiky inflexní bod a odečteme časovou souřadnici t_i . Ta je v našem případě 600 s.

3. Hodnotu časové konstanty T určíme opět dle literatury [37] ze vztahu:

$$T = \frac{t_i}{n-1} = \frac{600}{4-1} = 200 \quad (17)$$

Nakonec je třeba do přenosu přidat dopravní zpoždění T_d (480s). Výsledná přenosová funkce systému $G_1(s)$ má tedy tvar:

$$G_1(s) = \frac{0,0615}{(200s+1)^4} \cdot e^{-480s} \quad (18)$$

b) Přenos $G_1(s)$ – odezva teploty topné vody $y_1(t)$ na snížení průtoku paliva $u_1(t)$

Proces přípravy přechodové charakteristiky pro vyšetřování odezvy teploty výstupní TV $y_1(t)$ na snížení průtoku paliva $u_1(t)$ opět obnášel zavedení korekce vlivu proměnné teploty vratné vody, přizpůsobení rovnovážných stavů dle bilančního modelu a nakonec provedení *detrendu* (viz výše). Experimentální data získaná během intervalu měření viz tab. 5.9 ukazují, že odezva má jednodušší průběh, než tomu bylo v předchozím případě. Výrazně nižší je také dopravní zpoždění $T_d = 150$ s. Jeho nižší hodnota je spojena s relativně rychlou reakcí teploty TV na snížený průtok primárního spalovacího vzduchu. Aproximace přechodové charakteristiky této závislosti (obr. 5.6) probíhala podobným způsobem jako v předchozím případě.

Časový interval měření:	13:01 - 13:25, 14. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 1,8 °C
Průměrný výkon jednotky:	680 kW
Velikost skoku $u_1(t)$:	50 kg/h
Průměrný průtok recyklu:	neměřeno, konstantní otevření klapky na 67 %

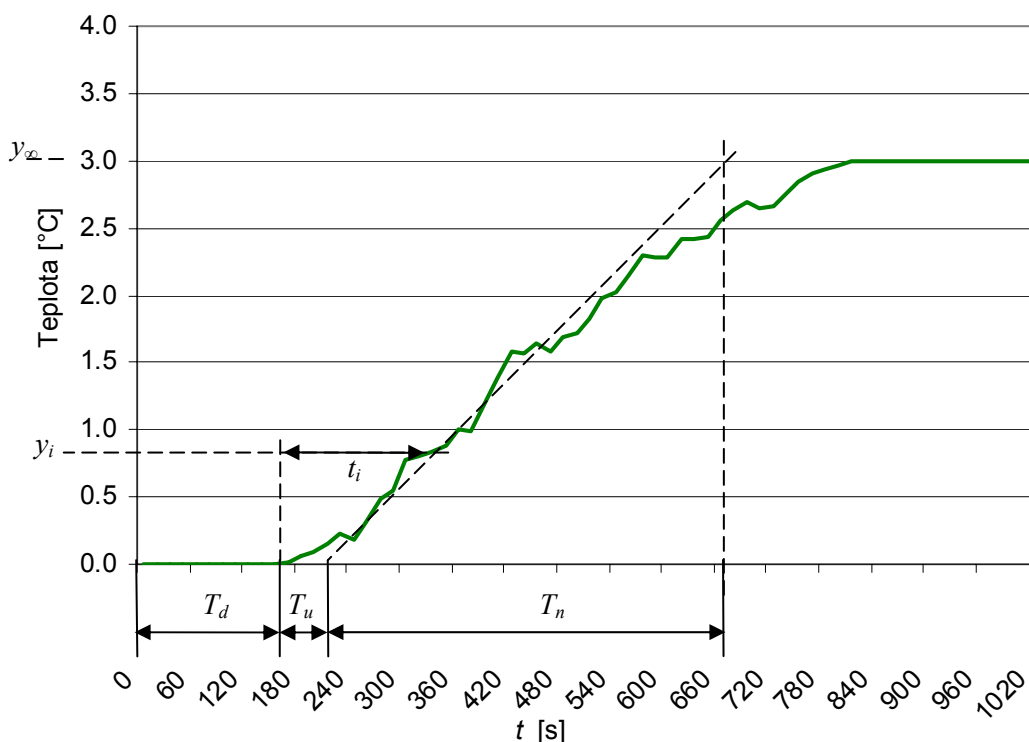
Tab. 5.9 Provozní charakteristiky během intervalu měření II
pro parametrizaci přenosu $G_1(s)$

Nejprve byl opět určen poměr mezi dobou průtahu T_u a dobou náběhu T_n :

$$\tau = \frac{T_u}{T_n} = \frac{45}{465} = 0,097 \quad (19)$$

Získaná hodnota poměru časových konstant τ odpovídá dle tab. 5.8 soustavě se setrvačností 2. řádu:

$$G(s) = \frac{K}{(Ts+1)^2} \cdot e^{-T_d s} \quad (20)$$



Obr. 5.6 Výchozí přechodová charakteristika II pro určení přenosu $G_1(s)$

Postup aproximace přechodové charakteristiky 2. řádu je podobný jako v předchozím případě:

1. Zesílení K stanovíme opět jako podíl ustálené hodnoty výstupu y_∞ a vstupu u_∞ :

$$K = \frac{y_\infty}{u_\infty} = \frac{3}{50} = 0,06 \quad (21)$$

Srovnání získané hodnoty K s rovnicí (15) ukazuje, že je zesílení soustavy při zvyšování i snižování průtoku paliva $u_1(t)$ prakticky stejné. Tato shoda vyplývá z korekce rovnovážných stavů zaznamenaných v experimentálních datech pomocí bilančního modelu. Přenosy jsou tedy v souladu s obecným předpokladem, že konkrétní změna průtoku paliva $u_1(t)$ vyvolá vždy stejně velkou odezvu teploty TV $y_1(t)$.

2. Určení polohy inflexního bodu y_i [°C] je možné provést dle tab. 5.8 na základě aproximačního vztahu:

$$y_i = 0,264 \cdot y_\infty = 0,264 \cdot 3 = 0,8 \quad (22)$$

Pomocí hodnoty y_i určíme v obr. 5.6 inflexní bod a odečteme odpovídající časovou souřadnici $t_i = 165$ s.

3. Hodnotu časové konstanty T určíme dle literatury [37] ze vztahu:

$$T = \frac{t_i}{n-1} = \frac{165}{1} = 165 \quad (23)$$

Nakonec je třeba do přenosu opět zahrnout hodnotu dopravního zpoždění $T_d = 150$ s. Výsledný přenos $G_1(s)$, který popisuje chování výstupu $y_1(t)$ při snižování průtoku paliva $u_1(t)$, má následující tvar:

$$G_1(s) = \frac{0,06}{(165s + 1)^2} \cdot e^{-150s} \quad (24)$$

5.2.2 Závislost teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$

Odezvu teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na změnu průtoku paliva $u_1(t)$ lze z experimentálních dat získat jen velmi obtížně. Hlavní překážkou je proměnný průtok sekundárního vzduchu $u_2(t)$, který je přiváděn do komory kvůli chlazení. Teplota ve spalovací komoře $y_2(t)$ reaguje na změny průtoku spalovacího vzduchu výrazněji a rychleji než na vyšetřovanou změnu množství paliva v komoře $u_1(t)$. Do výsledného popisu je tedy třeba zahrnout také vliv primárního vzduchu, jehož změna je se změnou průtoku paliva $u_1(t)$ spojena.

Pro stanovení této dynamické závislosti byl v první fázi opět použit bilanční model. Bilanční model odpovídá na otázku, jaká celková změna teploty v komoře $y_2(t)$ nastane vlivem konkrétní změny průtoku paliva $u_1(t)$ (a adekvátně přizpůsobeného průtoku primárního vzduchu). Tím je možné s vysokou přesností definovat zesílení soustavy K . Sestavení popisu dynamického chování však předpokládá bližší znalost průběhu teploty mezi oběma rovnovážnými stavy.

- *Dopravní zpoždění T_d*

Nejprve bylo provedeno určení prodlevy reakce teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na změnu průtoku paliva $u_1(t)$, tedy určení dopravního zpoždění T_d . Na základě vyhodnocení osmi vybraných skokových změn bylo pro zvyšování průtoku paliva stanoveno dopravní zpoždění $T_{d1} = 165$ s a pro jeho snižování $T_{d2} = 120$ s. Snížení průtoku paliva $u_1(t)$ se tedy projeví na teplotě ve spalovací komoře $y_2(t)$ dříve než jeho zvýšení, a to v průměru o 45 s. Opět se jedná o nelineární závislost, při jejímž popisu je třeba rozlišovat mezi zvyšováním a snižováním průtoku paliva $u_1(t)$.

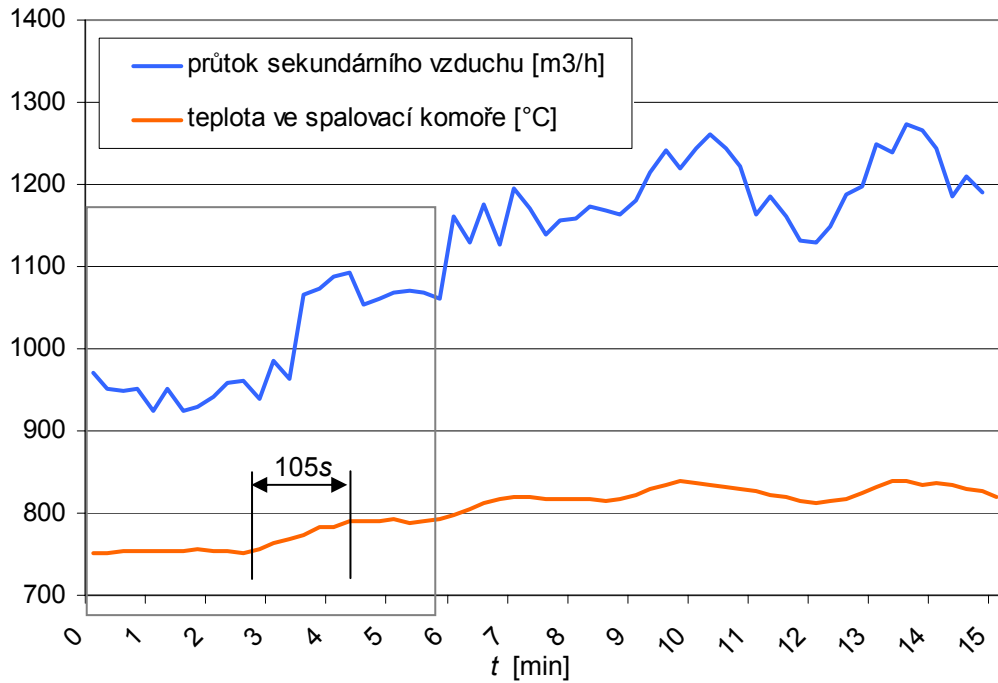
- *Přechodový děj*

Charakter přechodového děje byl dále zkoumán na základě intervalu měření uvedeného v tab. 5.10:

Časový interval měření:	14:44 - 15:00, 7. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 1,4 °C
Průměrný výkon jednotky:	540 kW
Velikost skoku $u_1(t)$:	22 kg/h
Průměrný průtok recyklu:	neměřeno, konstantní otevření klapky na 100 %

Tab. 5.10 Provozní charakteristiky během intervalu měření
pro popis závislosti $y_2(t)$ na $u_1(t)$

obr. 5.7 ukazuje odezvu teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$. Současně je zde zobrazen průběh průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Žlutý obdélník vyznačuje oblast použitou pro vyhodnocení přechodového děje. Z průběhů je patrné, že regulace přizpůsobuje průtok sekundárního vzduchu změnám teploty v komoře. Pro úspěšné vyhodnocení dané charakteristiky bylo nutné eliminovat vliv sekundárního vzduchu. Velkou výhodou vybraného intervalu je skutečnost, že průtok primárního vzduchu byl po celou dobu konstantní a zvýšení průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ o 130 m³/h (viz obr. 5.7) téměř přesně pokrývá potřebné navýšení průtoku spalovacího vzduchu pro zachování stechiometrického spalování. Zvýšení průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ by tedy nemělo mít vliv na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$, protože posloužilo k oxidaci prchavé hořlaviny v oblasti nad roštem. Tento předpoklad byl ověřen bilančním modelem a celková změna teploty byla stanovena přibližně na 32 °C (pro skokovou změnu $u_1(t) = 22$ kg/h). Dle odečtu z grafu tato změna probíhala 105 s, což znamená rychlost změn teploty cca 18 °C za minutu. Analýza dalších přechodových dějů vyvolaných skokovým snížením průtoku paliva ukázala o něco nižší rychlosti změn, průměrně okolo 10 °C za min. Je nutné dodat, že při takto malých změnách $u_1(t)$ sehrává významnou roli potenciální nepřesnost bilančního modelu. Průtok paliva by bylo pro zvýšení přesnosti vhodné měřit, nikoli dopočítávat (viz kap. 4.1.1).



Obr. 5.7 Výchozí interval pro analýzu odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$

- *Výsledný popis*

Vzhledem k použité délce periody vzorkování (15 s) není možné u zkoumaných přechodových charakteristik rozlišit dobu průtahu T_u a dobu náběhu T_n . Jedná se navíc o nelineární závislost, při jejímž popisu je třeba rozlišovat mezi zvyšováním a snižováním průtoku paliva $u_1(t)$ (viz výše). Rychlost změn teploty $y_2(t)$ (tzn. její derivace) vykazuje spíše stálý charakter nezávisle na velikosti skoku $u_1(t)$.

Aby bylo možné tuto závislost popsat s ohledem na další vstupy systému, bylo nutné zavést pomocnou veličinu $p(t)$ [kg/h], která slouží k definici rychlosti změny teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. Samotná veličina $p(t)$ je však stále v kg/h a její ustálená hodnota odpovídá hodnotě $u_1(t)$. V reálné soustavě (kotli) nemá veličina $p(t)$ ekvivalent. Vypočítaná veličina $p(t)$ slouží jako vstupní veličina následujícího nelineárního bloku viz obr. 5.1, který zohledňuje vliv průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ a jehož výstupem je již teplota ve spalovací komoře $y_2(t)$.

Skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ je převedeno na veličinu s definovanou rychlostí změny $p(t)$ pomocí následujícího vztahu:

$$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 165 \\ 0,21 \cdot (t - 165) & \text{pro } 165 < t \leq 165 + A \\ u_1(t) & \text{pro } t > 165 + A, \end{cases} \quad (25)$$

kde A [s] je konstanta přímo úměrná velikosti skokové změny vstupní veličiny $u_1(t)$ [kg/h] dle vztahu (26).

$$A = 4,77 \cdot u_1(t) \quad (26)$$

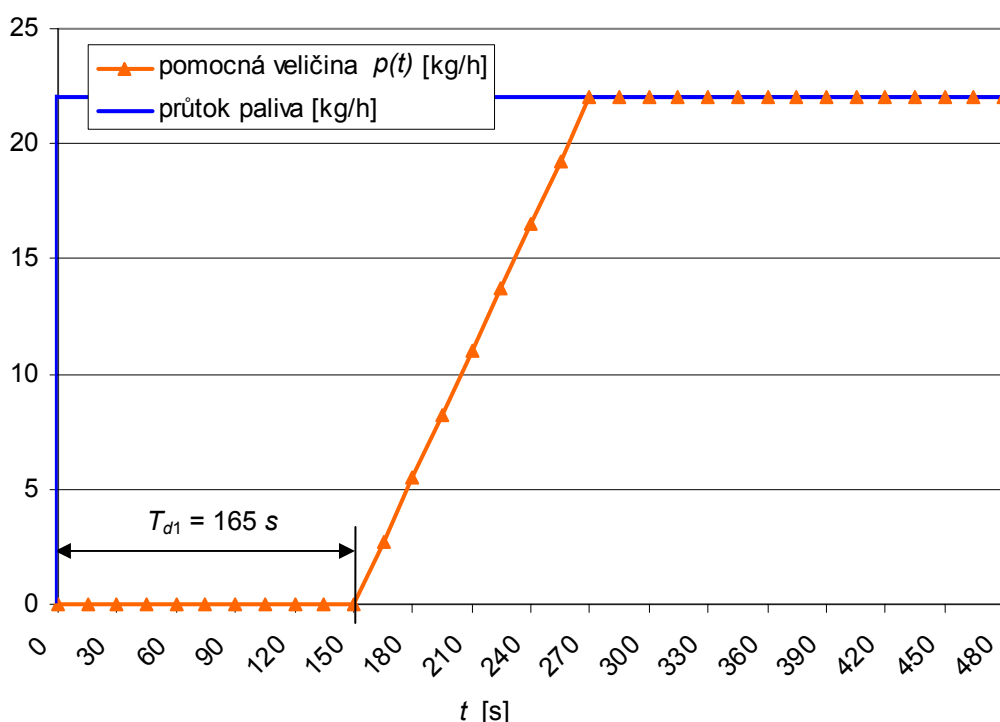
Při snižování průtoku paliva $u_1(t)$ je třeba použít následující popis:

$$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 120 \\ -0,116 \cdot (t - 120) & \text{pro } 120 < t \leq 120 + B \\ u_1(t) & \text{pro } t > 120 + B \end{cases} \quad (27)$$

Pro konstantu B [s] platí v tomto případě rovnice:

$$B = 8,84 \cdot u_1(t) \quad (28)$$

Výsledný průběh pomocné veličiny $p(t)$ při skokovém zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ o 22 kg/h ukazuje obr. 5.8.



Obr. 5.8 Průběh pomocné veličiny $p(t)$ v odezvě na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$

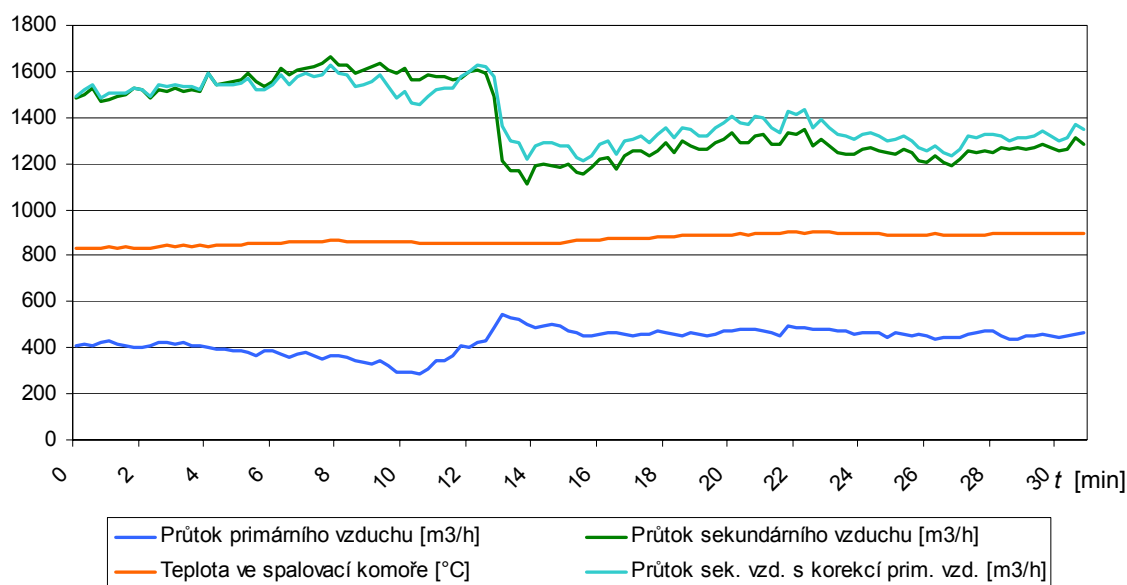
5.2.3 Závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

Sekundární vzduch slouží k chlazení prostoru spalovací komory během spalovacího procesu, proto lze mezi teplotou ve spalovací komoře $y_2(t)$ a jeho průtokem $u_2(t)$ předpokládat jednoduchou proporcionální závislost. Pro její popis bude použita přenosová funkce s označením $G_2(s)$. Vhodný přechodový děj pro její sestavení a parametrizaci byl nalezen v intervalu měření viz tab. 5.11.

Časový interval měření:	9:43 - 10:00, 15. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 4,7 °C
Průměrný výkon jednotky:	640 kW
Velikost skoku $u_2(t)$:	330 m ³ /h
Průměrný průtok recyklu:	neměřeno, konstantní otevření klapky na 70 %

Tab. 5.11 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro popis závislosti $y_2(t)$ na $u_2(t)$

Na obr. 5.9 si můžeme všimnout vzájemného ovlivňování průtoků primárního a sekundárního spalovacího vzduchu. Snížení průtoku sekundárního vzduchu vyvolá zvýšení podtlaku ve spalovací komoře (v intervalu viz tab. 5.11 nastal pokles o 30 Pa), a dříve než zareaguje spalínový ventilátor V01 (viz obr. 2.1), zvýší se průtok primárního vzduchu. Tím dojde k vyrovnání podtlaku ve spalovací komoře na žádaných -50 Pa a průtok primárního vzduchu se ustálí na nové, zvýšené hodnotě.

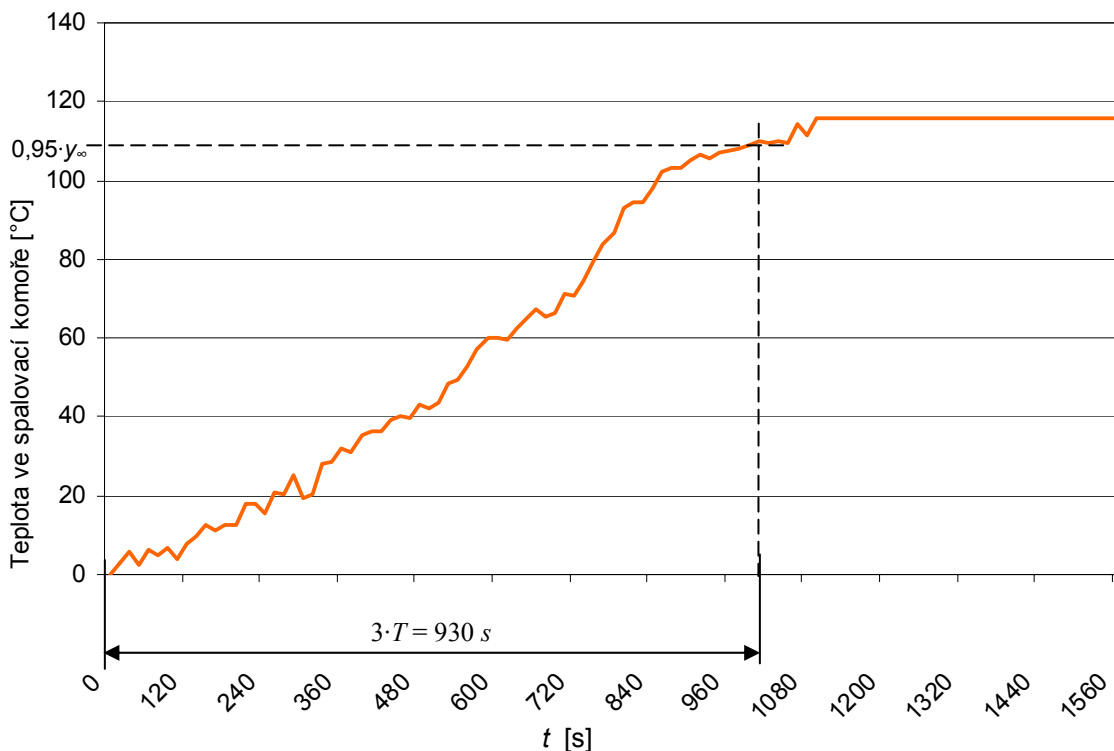


Obr. 5.9 Výchozí interval měření pro analýzu odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

Pro parametrizaci přenosu $G_2(s)$ je však nutné analyzovat odezvu systému výhradně na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Proto byla provedena úprava průběhu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ tak, aby bylo možné považovat průtok primárního vzduchu za konstantní (obr. 5.9, světle modrá křivka). Výsledný skok průtoku sekundárního vzduchu po korekci byl 330 m³/h (oproti naměřeným 400 m³/h) a odpovídající odezva teploty v komoře $y_2(t) = 115,7$ °C.

Aproximaci získané přechodové charakteristiky (obr. 5.10) je možné provést obdobným způsobem jako u přenosů v předchozích případech. Jedná se totiž o soustavu se setrvačností 2. řádu. V další fázi experimentální identifikace však bude stanoven samostatný přenos $G_{v1}(s)$ (se setrvačností 1. řádu viz obr. 5.1, str. 58) pro popis závislosti

průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ na otáčkách sekundárního ventilátoru. Vyšetřovaná závislost $y_2(t)$ na $u_2(t)$ proto bude aproximována jednodušší soustavou se setrvačností 1. řádu. Postup její parametrizace se od soustav vyšších řádů mírně liší [37]. Časová konstanta přenosu T se určí odečtem z grafu (obr. 5.10) pro hodnotu $0,63 \cdot y_\infty$ (přímo souřadnice T) nebo $0,95 \cdot y_\infty$ (souřadnice $3 \cdot T$).



Obr. 5.10 Výchozí přechodová charakteristika pro určení přenosu $G_2(s)$

Zesílení K opět určíme z poměru ustálených hodnot výstupní a vstupní veličiny:

$$K = \frac{y_\infty}{u_\infty} = \frac{115,7}{-330} = -0,35 \quad (29)$$

Uvedená hodnota zesílení K přenosu $G_2(s)$ je platná pouze pro konkrétní výkon jednotky (640 kW). Jedná se o hodnotu silně závislou na aktuálním množství horkých spalin vznikajících v prostoru spalovací komory a množství spalin je dáno aktuálním průtokem paliva $u_1(t)$. Toto nelineární chování bude blíže popsáno v kap. 5.4. Pro přenosovou funkci $G_2(s)$ to však znamená, že ji není možné použít přímo k popisu vztahu mezi $y_2(t)$ a $u_2(t)$. Bude použita pouze k popisu charakteru a rychlosti (nikoliv však velikosti, proto zesílení $K = 1$) odezvy teploty v komoře na změny vstupní veličiny $u_2(t)$. Proporcionální charakter soustavy se setrvačností 1. řádu a rychlost změn definovanou časovou konstantou T lze považovat v celém provozním rozsahu kotle za lineární. Proto byla zavedena pomocná veličina $u_{2p1}(t)$ [m^3/h], která v sobě zahrnuje dynamiku soustavy a která bude výstupní veličinou přenosu $G_2(s)$. V modelu bude $u_{2p1}(t)$ využita jako vstup následujícího nelineárního bloku viz obr. 5.1, který zohledňuje vliv průtoku paliva $u_1(t)$ a jehož výstupem je již teplota ve spalovací komoře $y_2(t)$. Hledaný přenos tedy popisuje vztah pomocné veličiny $u_{2p1}(t)$ a průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$:

$$G_2(s) = \frac{L\{u_{2p1}(t)\}}{L\{u_2(t)\}} = \frac{U_{2p1}(s)}{U_2(s)} \quad (30)$$

Časovou konstantu je možné dle výše uvedeného postupu určit pomocí hodnoty $0,95 \cdot y_\infty$:

$$0,95 \cdot y_\infty = 0,95 \cdot 115,7 = 109,9 \quad (31)$$

Časový údaj odečtený z obr. 5.10 pro tuto hodnotu odpovídá trojnásobku časové konstanty soustavy ($3 \cdot T$), která má tedy hodnotu $T = 310 \text{ s}$. Dopravní zpoždění T_d se u této závislosti nevyskytuje. Výsledný přenos $G_2(s)$ má následující tvar:

$$G_2(s) = \frac{1}{310s + 1} \quad (32)$$

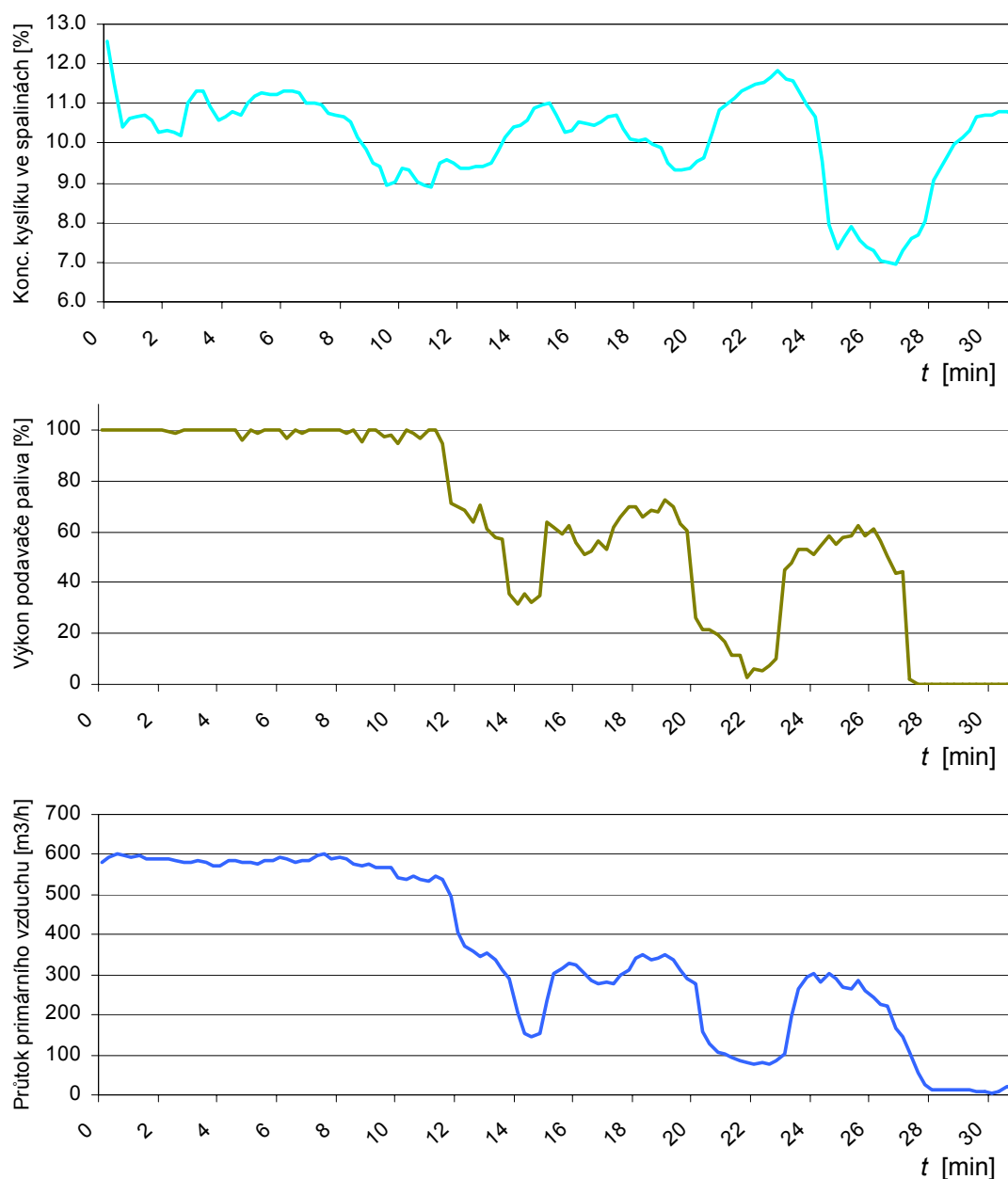
5.2.4 Závislost koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$

Počáteční výzkum odezvy koncentrace O_2 ve výstupních spalínách $y_3(t)$ na skokovou změnu průtoku paliva $u_1(t)$ ukázal, že koncentrace O_2 mění výrazně svoji hodnotu v závislosti na průtoku spalovacího vzduchu, resp. recyklovaných spalin. Nalezení vhodné přechodové charakteristiky v experimentálních datech předpokládá zachování stálého průtoku spalovacího vzduchu i spalin. Řídicí systém však jejich hodnotu průběžně mění a uvedené podmínky nebyly v žádném z vyšetřovaných intervalů zachovány. Nalezené přechodové charakteristiky byly těmito zásahy natolik ovlivněny, že nebyla možná jejich další analýza. Obr. 5.11 ukazuje skokové snížení průtoku paliva $u_1(t)$ (v grafu čas 13:28, pozn. $u_1(t)$ je v grafu reprezentováno pomocnou veličinou *výkon podavače paliva*). Koncentrace kyslíku $y_3(t)$ se sice ihned mění, ale nikoli v závislosti na průtoku paliva $u_1(t)$. Dochází totiž k současné změně průtoku primárního vzduchu (viz spodní graf na obr. 5.11). Inverzní reakce koncentrace O_2 na změny průtoku primárního vzduchu je dána skutečností, že snížený průtok primárního vzduchu tlumí hoření (čímž je snížena koncentrace prchavé hořlaviny v prostoru nad roštem), přičemž nevyužitý O_2 v sekundárním vzduchu zvyšuje jeho výslednou koncentraci ve spalínách. Přívod sekundárního vzduchu byl během tohoto intervalu konstantní, přibližně na úrovni $960 \text{ m}^3/\text{h}$.

Výsledný dynamický model však vliv změny průtoku paliva $u_1(t)$ na koncentraci O_2 ve spalínách $y_3(t)$ musí postihovat. Proto bylo opět využito výsledků bilančních výpočtů, které velikost uvedené odezvy definují. Výsledná změna O_2 ve spalínách ovšem kromě paliva závisí i na hodnotě průtoku sekundárního vzduchu, takže jde opět o složitější nelineární závislost. Popsána bude v kap. 5.4. Vedle zesílení K (velikosti odezvy) bylo třeba specifikovat také rychlost změn. Pro její popis bylo využito podobnosti se závislostí teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku paliva $u_1(t)$ viz kap. 5.2.2.

Vycházelo se z předpokladu, že teplota uvolňovaných spalin a změny koncentrace kyslíku ve spalínách jsou vzájemně provázány. Dopravní zpoždění a charakter odezvy O_2 $y_3(t)$ na změnu průtoku paliva $u_1(t)$ by tedy měla být podobná, jako dopravní zpoždění a charakter odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. V modelu byl tedy použit stejný popis tohoto nelineárního chování pomocí veličiny $p(t)$ v souladu s rovnicemi (25) až (28). V modelu je tato pomocná veličina dále využita jako jeden ze vstupů nelineárního bloku

(viz obr. 5.1), který zohledňuje vliv průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ a jehož výstupem je již koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$.

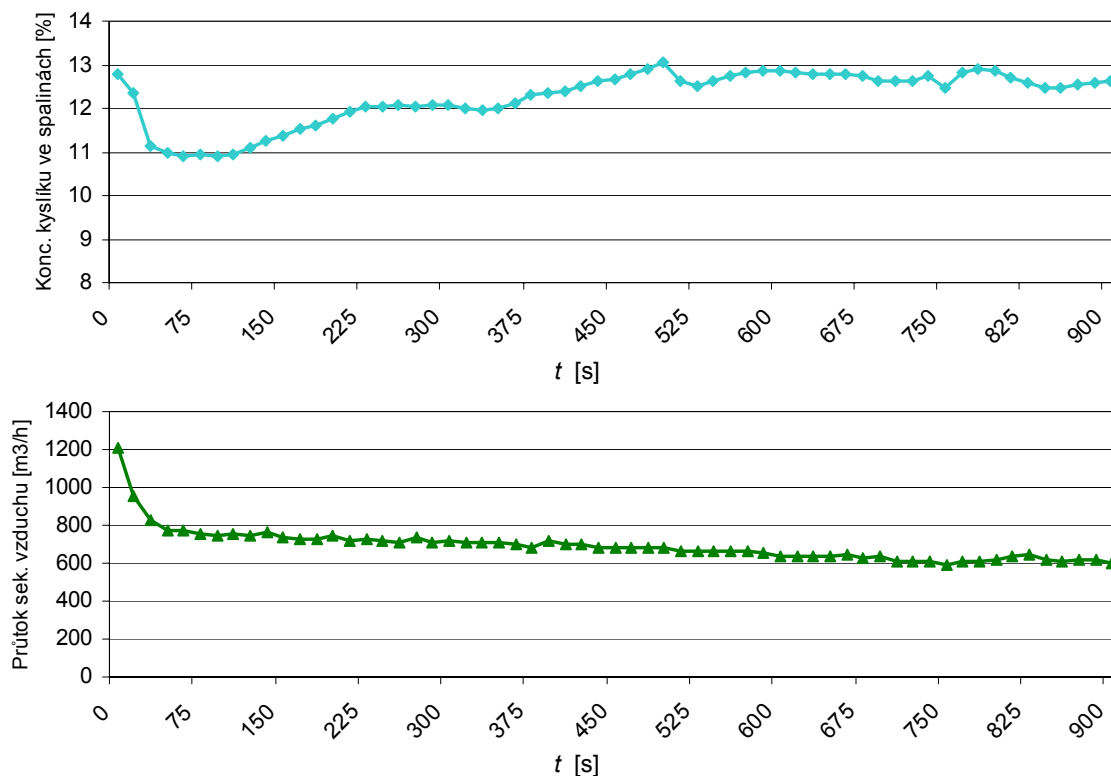


Obr. 5.11 Nežádoucí kolísání koncentrace kyslíku O_2 ve spalinách v závislosti na průtoku primárního vzduchu

5.2.5 Závislost O_2 ve spalinách $y_3(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

Jak již bylo vysvětleno v úvodu kap. 4.1, jako sekundární vzduch je v modelu označen veškerý přiváděný vzduch, který se nepodílí na hoření. Vyšetřování odezvy koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$ na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ musí probíhat v intervalech měření, kdy byl zajištěn dostatečný přebytek vzduchu pro spalování. Během skokových změn nesmí dojít k podkročení stechiometrického poměru

paliva a vzduchu. Analýza experimentálních dat ukázala, že koncentrace kyslíku O_2 ve spalínách $y_3(t)$ reaguje na změny průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ prakticky okamžitě (viz záznam na obr. 5.12). Průběžný vzestupný trend koncentrace O_2 v horním grafu na obr. 5.12 je způsoben zvyšováním průtoku primárního vzduchu během přechodového děje (i po jeho skončení).



Obr. 5.12 Výchozí přechodová charakteristika pro určení přenosu $G_3(s)$

Pro popis této jednoduché závislosti byla využita proporcionální soustava se setrvačností 1. řádu. Hodnota zesílení K přenosu $G_3(s)$ je podobně jako u přenosu $G_2(s)$ silně závislá na aktuálním množství horkých spalin vznikajících při hoření ve spalovací komoře. Jak bylo uvedeno, množství spalin je dáno aktuálním průtokem paliva $u_1(t)$. Toto nelineární chování bude blíže popsáno v kap. 5.4. Přenos $G_3(s)$ bude opět použit pouze k popisu charakteru a rychlosti (nikoliv však velikosti, proto zesílení $K = 1$) odezvy koncentrace kyslíku v komoře na změny vstupní veličiny $u_2(t)$. Proporcionální charakter soustavy se setrvačností 1. řádu a rychlost změn definovaná časovou konstantou T lze považovat v celém provozním rozsahu kotle za lineární. Byla zavedena pomocná veličina $u_{2p2}(t)$ [m³/h], která v sobě zahrnuje dynamiku soustavy a která bude výstupní veličinou přenosu $G_3(s)$. V modelu bude $u_{2p2}(t)$ využita jako vstup následujícího nelineárního bloku viz obr. 5.1, který zohledňuje vliv průtoku paliva $u_1(t)$ a jehož výstupem je již koncentrace O_2 ve spalovací komoře $y_3(t)$. Hledaný přenos tedy popisuje vztah pomocné veličiny $u_{2p2}(t)$ a průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$:

$$G_3(s) = \frac{L\{u_{2p2}(t)\}}{L\{u_2(t)\}} = \frac{U_{2p2}(s)}{U_2(s)} \quad (33)$$

Časová konstanta T je nižší než použitá délka periody vzorkování $T_V = 15$ s, proto byla odhadem stanovena na $T = 10$ s. Dopravní zpoždění T_d se u této závislosti nevyskytuje. Výsledný přenos $G_3(s)$ má následující tvar:

$$G_3(s) = \frac{1}{10s + 1} \quad (34)$$

5.2.6 Ventilátory pro přívod spalovacího vzduchu

Sestavovaný matematický model biomasového kotle má být v další fázi výzkumu použit pro návrh a seřízení modelu její regulace. Musí proto také zahrnovat závislost mezi průtokem spalovacího vzduchu a otáčkami příslušných ventilátorů. Detailní rozbor závislosti průtoku primárního vzduchu na otáčkách primárního ventilátoru byl proveden v rámci bakalářské práce [71]. V modelu regulované soustavy je využit pouze přenos sekundárního ventilátoru $G_{v1}(s)$ viz obr. 5.1, který lze ve shodě s literaturou [71] definovat následujícím vztahem:

$$G_{v1}(s) = \frac{24}{2,2s + 1} \quad (35)$$

Zesílení $K = 24$ odpovídá průtoku sekundárního vzduchu ($2400 \text{ m}^3/\text{h}$) při plných (100 %) otáčkách.

Všechny funkce a rovnice získané na základě analýzy přechodových dějů (experimentální identifikace) uvnitř identifikovaného zařízení shrnuje tab. 5.12.

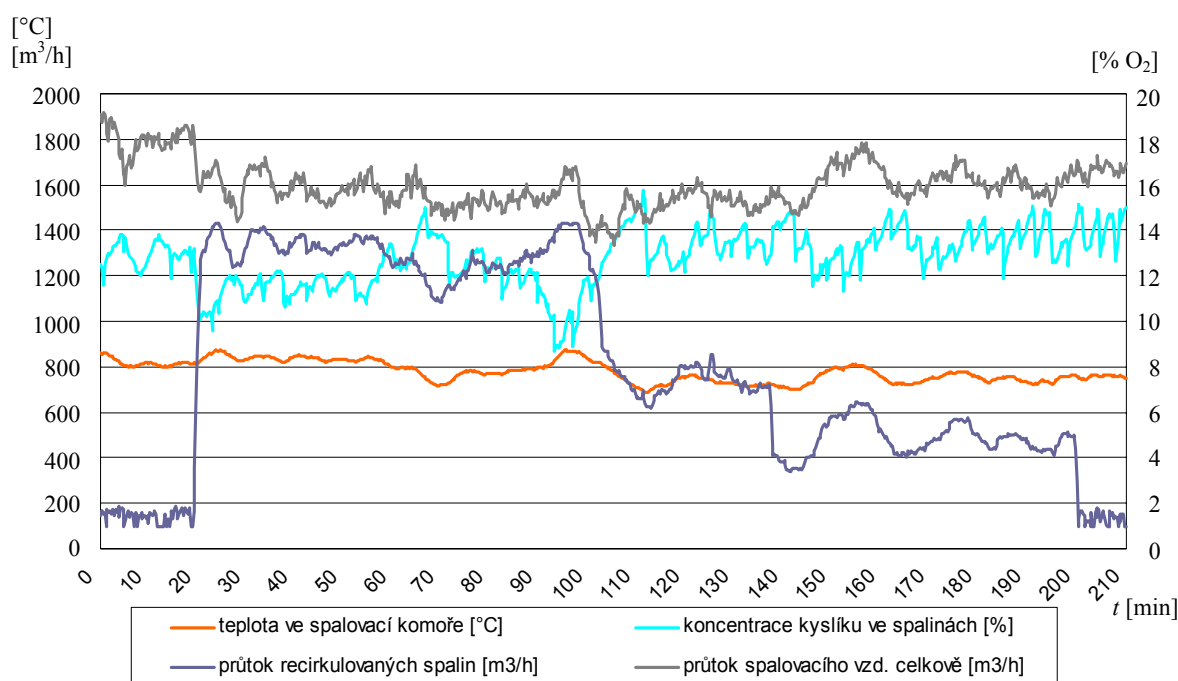
Matematický popis	Závislost v systému
$G_1(s) = \frac{0,0615}{(200s + 1)^4} \cdot e^{-480s}$	odezva teploty výstupní TV $y_1(t)$ na <i>zvýšení</i> průtoku paliva $u_1(t)$
$G_1(s) = \frac{0,06}{(165s + 1)^2} \cdot e^{-150s}$	odezva teploty výstupní TV $y_1(t)$ na <i>snížení</i> průtoku paliva $u_1(t)$
$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 165 \\ 0,21 \cdot (t - 165) & \text{pro } 165 < t \leq 165 + A \\ u_1(t) & \text{pro } t > 165 + A, \end{cases}$ kde $A = 4,77 \cdot u_1(t)$	dynamika teploty ve spal. komoře $y_2(t)$ při <i>zvýšení</i> průtoku paliva $u_1(t)$
$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 20 \\ -0,116 \cdot (t - 120) & \text{pro } 120 < t \leq 120 + B \\ u_1(t) & \text{pro } t > 120 + B, \end{cases}$ kde $B = 8,78 \cdot u_1(t)$	dynamika teploty ve spal. komoře $y_2(t)$ při <i>snížení</i> průtoku paliva $u_1(t)$
$G_2(s) = \frac{1}{310s + 1}$	dynamika teploty ve spal. komoře $y_2(t)$ při změně průtoku sek. vzduchu $u_2(t)$
$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 165 \\ 0,21 \cdot (t - 165) & \text{pro } 165 < t \leq 165 + A \\ u_1(t) & \text{pro } t > 165 + A, \end{cases}$ kde $A = 4,77 \cdot u_1(t)$	dynamika konc. O ₂ ve spalínách $y_3(t)$ při <i>zvýšení</i> průtoku paliva $u_1(t)$ pozn. stejné jako u teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$
$p(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq t \leq 20 \\ -0,116 \cdot (t - 120) & \text{pro } 120 < t \leq 120 + B \\ u_1(t) & \text{pro } t > 120 + B, \end{cases}$ kde $B = 8,78 \cdot u_1(t)$	dynamika konc. O ₂ ve spalínách $y_3(t)$ při <i>snížení</i> průtoku paliva $u_1(t)$ pozn. stejné jako u teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$
$G_3(s) = \frac{1}{10s + 1}$	dynamika konc. O ₂ ve spalínách $y_3(t)$ při změně průtoku sek. vzduchu $u_2(t)$
$G_{vl}(s) = \frac{24}{2,2s + 1}$	odezva průtoku sek.vzduchu $u_2(t)$ na změnu otáček sek. ventilátoru

Tab. 5.12 Souhrn sestavených přenosových funkcí a rovnic
pro popis dynamického chování kotle

Modelování recirkulace spalín a sestavování nelineárních charakteristik, které jsou také součástí regulované soustavy (viz obr. 5.1), vycházelo především z bilančního modelu a je popsáno v následujících podkapitolách (5.3 a 5.4).

5.3 Modelování recirkulace spalin

Recirkulace spalin představuje vedle sekundárního vzduchu další způsob chlazení prostoru spalovací komory. Zavedením recyklu dochází ke snížení přívodu spalovacího vzduchu, který je jinak do komory přiváděn pro podporu hoření a chlazení. Skutečnost, že změna průtoku recyklovaných spalin vždy způsobí změnu průtoku spalovacího vzduchu, je z hlediska vyšetřování jejího vlivu na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$ nežádoucí. Jak dokládá obr. 5.13, změnu teploty v komoře v závislosti na změně průtoku recirkulovaných spalin nelze v naměřených datech vypožorovat. Důvody mohou souviset s chemickým složením spalin (vyšší obsah prchavé hořlaviny, vyšší koncentrace kyslíku O_2) a se zmíněným ovlivňováním průtoku spalovacího vzduchu recyklem. Tyto předpoklady je třeba v další fázi výzkumu vyšetřit a matematický popis recirkulace spalin dále upřesnit. Proto se při sestavování modelu recirkulace spalin vycházelo především z bilančního modelu.



Obr. 5.13 Vliv recirkulace spalin $u_3(t)$ na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$ a koncentraci O_2 ve spalinách $y_3(t)$

Teoretický předpoklad uvedený v popisu technologie (kap. 2.1) zněl: *recirkulace spalin způsobuje snížení obsahu O_2 v koncových spalinách odcházejících do atmosféry.* Jedná se o skutečnost ověřenou měřením [21] a patrnou z obr. 5.13. Zasluguje si však hlubší rozbor. Hlavní otázkou je mechanismus snižování koncentrace O_2 a způsob, jak ho v modelu popsat. Podle teoretického předpokladu dochází díky recirkulaci k dodatečnému vyhoření kyslíku, který by jinak odcházel ve spalinách do atmosféry. Běžný obsah zbytkového kyslíku ve spalinách, který je možné opětovně použít pro oxidaci paliva, se pohybuje v rozmezí 11 až 14 %. Tento předpoklad však v provozu neplatí. Vždy je totiž pro spalování zajištěn dostatečný přebytek vzduchu a O_2 obsažený v recirkulovaných spalinách k oxidaci nepřispívá. Kyslík přivezený v recirkulovaných spalinách opět odchází do atmosféry. Přímou závislost mezi recirkulací spalin a koncentrací O_2 ve spalinách proto není třeba vyšetřovat. Výrazně důležitější je změna koncentrace O_2 nastávající v důsledku

zásahu regulace. Řídicí systém reaguje na snižování teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ vyvolané recirkulací tak, že snižuje průtok sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Snižovaný průtok sekundárního vzduchu bohatého na kyslík vyvolá výrazné snížení koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$. Tento nepřímý vliv recirkulace na O_2 v reálném provozu probíhá (viz obr. 5.13) a model ho musí zahrnovat.

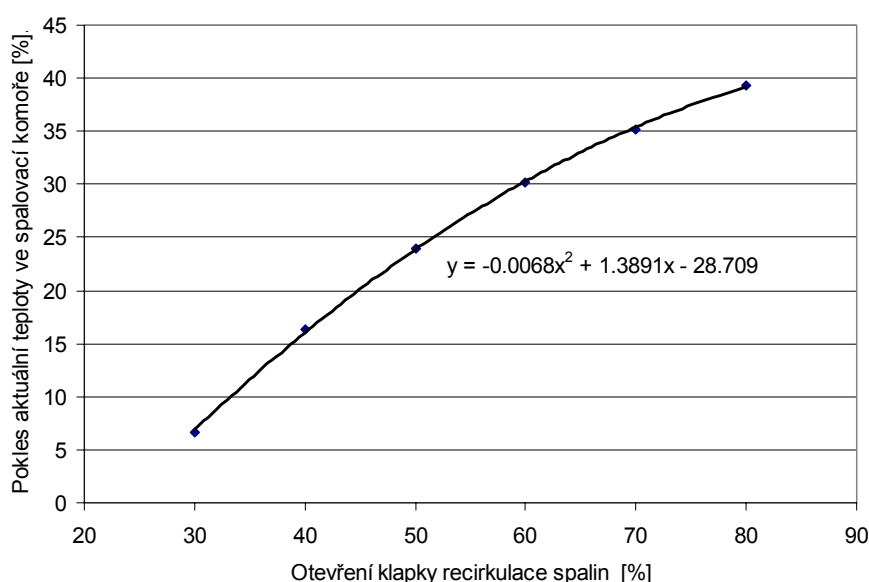
Pro analýzu vlivu recirkulace spalin na chování systému bylo možné využít data ze dvou měřicích dnů (21. 1. 2009 a 5. 2. 2009), kdy byl recykl v provozu a proběhlo měření všech důležitých veličin. Matematický popis recirkulace spalin byl rozdělen na dvě části. V první fázi byl vyšetřován vliv otevření klapky recirkulace spalin $u_3(t)$ na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$. Dále byla pro úplnost určena statická charakteristika klapky recyklu, tzn. závislost průtoku recirkulovaných spalin na jejím otevření $u_3(t)$.

5.3.1 Závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku recirkulovaných spalin $u_3(t)$

Vliv průtoku recirkulovaných spalin na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$ je značně nelineární v závislosti na aktuálním poměru průtoku paliva a průtoku spalovacího vzduchu. Jinak řečeno, stejný skok recirkulace vyvolá jinou odezvu teploty v komoře při nízkém výkonu kotle a jinou při vysokém. Hlubší výzkum bilančního modelu ovšem ukázal způsob, jak se vyhnout složitému popisu této nelinearity a jak ji efektivně zapracovat do modelu. Podařilo se najít jasnou závislost mezi otevřením klapky recirkulace $u_3(t)$ (v %) a poklesem teploty ve spalovací komoře $r(t)$ (v % aktuální teploty):

$$r(t) = -0,0068 u_3^2(t) + 1,3891 u_3(t) - 28,709 \quad (36)$$

Závislost je zobrazena na obr. 5.14. Takto definovaný vztah je zcela nezávislý na aktuálním výkonu kotle (průtoku paliva a spalovacího vzduchu).



Obr. 5.14 Pokles teploty ve spalovací komoře $r(t)$ v závislosti na otevření klapky recirkulace spalin $u_3(t)$; získáno z bilančního modelu

Charakteristika na obr. 5.14 je platná pouze pro rozsah 30 až 80 % otevření klapky recirkulace. Mimo tento rozsah nelze z naměřených dat doložit lineární charakteristiku klapky recirkulace (viz kap. 5.3.2). Veličina $r(t)$ je pomocná veličina, kterou je třeba zahrnout do výsledné teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. Při použití rovnice (36) je však třeba zohlednit skutečnost, že byla sestavena na základě bilančního modelu, který vliv recyklu na teplotu ve spalovací komoře ve srovnání s reálným provozem mírně přeceňuje (viz kap. 5.1.4).

Rychlost změn teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ v závislosti na změnách otevření klapky recirkulovaných spalin $u_3(t)$ je popsána pomocí veličiny $u_{3p}(t)$. Dynamika této odezvy se předpokládá stejná jako v případě odezvy na skok sekundárního vzduchu $u_2(t)$ (viz kap. 5.2.3, vztah (32)) a můžeme ji tedy popsat ekvivalentní přenosovou funkcí $G_4(s)$:

$$G_4(s) = \frac{1}{310s + 1} \quad (37)$$

Její začlenění do modelu regulované soustavy je zřejmé z obr. 5.1.

5.3.2 Charakteristika klapky recirkulace

Z naměřených experimentálních dat lze doložit statickou charakteristiku klapky recirkulace v rozsahu 30 až 80 % otevření. Na základě vyhodnocení dat byl určen procentuální podíl recirkulovaných spalin na celkovém množství dodávaného spalovacího vzduchu $q(t)$ [%] dle vztahu:

$$q(t) = 1,8u_3(t) - 44, \quad (38)$$

kde $u_3(t)$ je otevření klapky recirkulace spalin [%]. Při maximálním otevření klapky recirkulace (80 %) je recirkulováno přibližně stejné množství spalin jako je aktuální součet průtoků primárního a sekundárního vzduchu. Takový průtok recirkulovaných spalin odpovídá přibližně polovině (50 %) celkového průtoku spalin odcházejících komínem z jednotky.

5.4 Nelineární charakteristiky systému

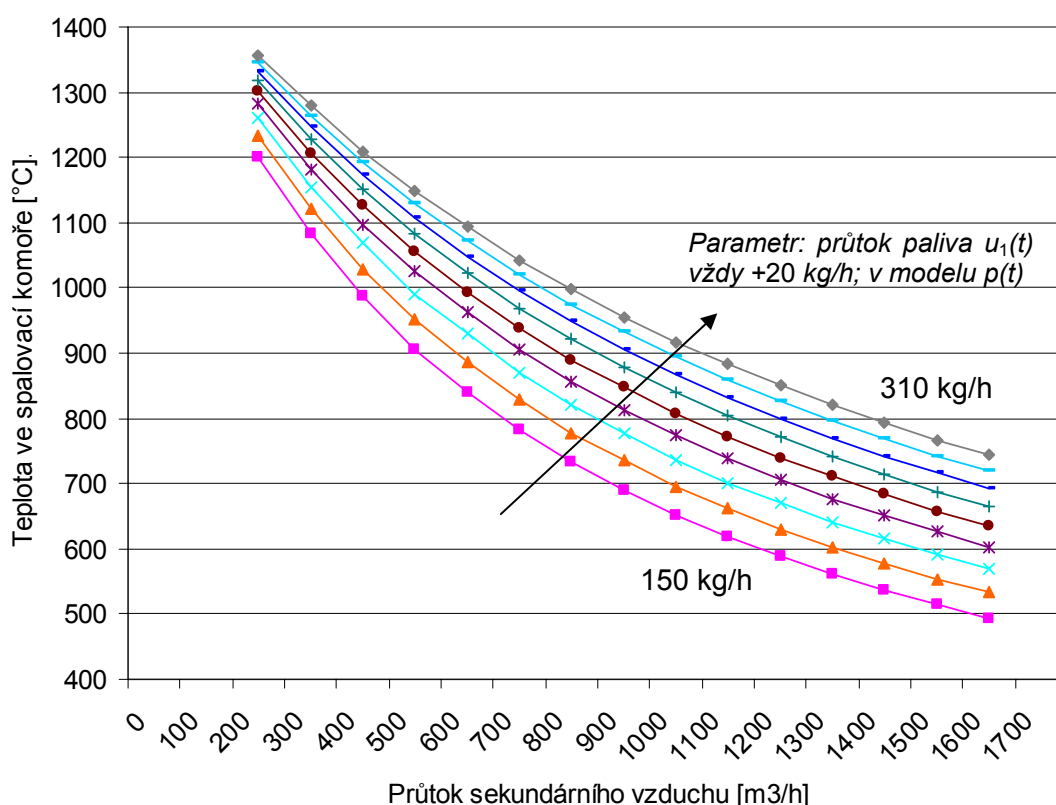
Během vyšetřování dynamických vlastností systému bylo zjištěno významně nelineární chování výstupních veličin v závislosti na výkonu jednotky. Změna pracovního bodu (výkonu) jednotky vnáší nelineární charakter zejména do následujících závislostí:

1. závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$
2. závislost obsahu O_2 ve spalinách $y_3(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$
3. závislost teploty v komoře $y_2(t)$ na otevření klapky recirkulace $u_3(t)$

U těchto závislostí nelze předpokládat konstantní zesílení nezávisle na výkonu kotle a toto nelineární chování je třeba matematicky popsat. Změny se nejvíce dotýkají ustálených hodnot výstupních veličin $y_2(t)$ a $y_3(t)$ po přechodovém ději. Naopak změny ve

tvaru přechodové charakteristiky (řádu přenosu) nebyly na základě experimentálních dat zjištěny. V další analýze se proto zaměříme na popis nelineárního chování ustálených hodnot výstupů $y_2(t)$ a $y_3(t)$ v závislosti na výkonu jednotky. Výkon jednotky přitom bude reprezentovat aktuální průtok paliva $u_1(t)$. Pro analýzu uvedených nelinearit a sestavení jejich charakteristik bylo využito bilančního modelu *W2E*.

První nelineární statická charakteristika (viz bod 1. výše) je zobrazena na obr. 5.15. Je patrné, že odezva teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ je tím menší, čím vyšší je průtok paliva $u_1(t)$. Výsledná teplota v komoře $y_2(t)$ při daném průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ vzrůstá se zvyšujícím se průtokem paliva $u_1(t)$.



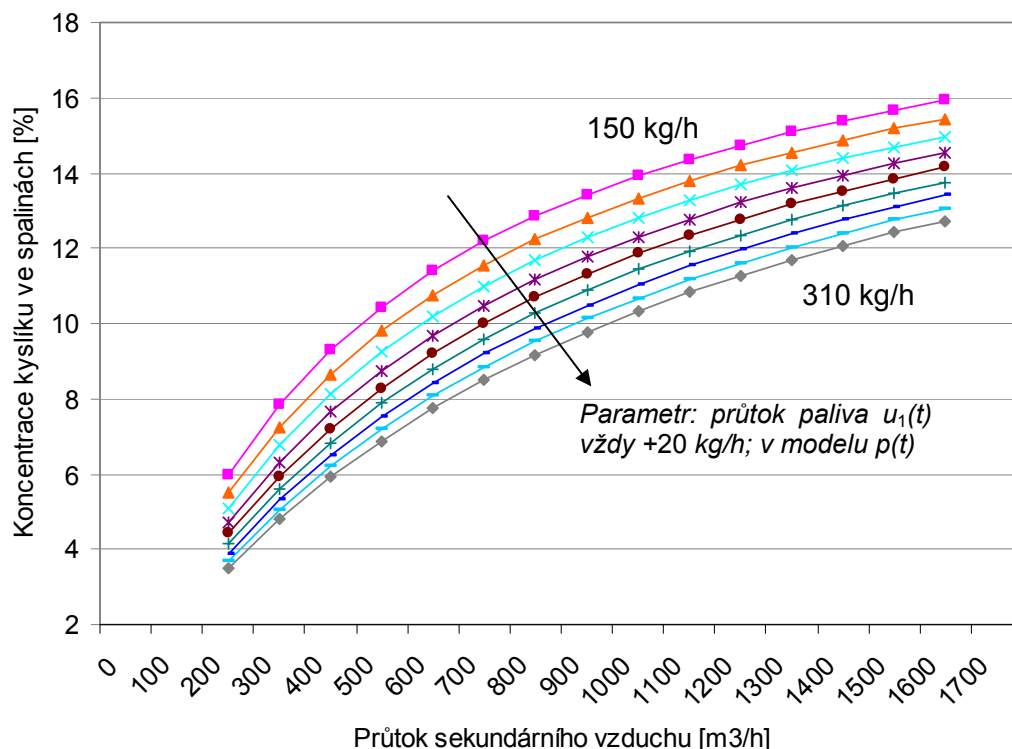
Obr. 5.15 Závislost teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ při různých průtocích paliva $u_1(t)$ získaná pomocí bilančního modelu *W2E*

Druhou nelineární statickou charakteristiku (viz bod 2. výše) ukazuje obr. 5.16. Z charakteristiky je zřejmé, že změna koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ způsobená skokovou změnou průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ je tím menší, čím vyšší je průtok paliva $u_1(t)$. Výsledná koncentrace kyslíku ve spalínách $y_3(t)$ při daném průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ klesá se zvyšujícím se průtokem paliva $u_1(t)$.

Poslední nelinearita (3. bod) je definována vztahem (36), který popisuje proměnný vliv recirkulace spalín $u_3(t)$ na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$ pomocí veličiny *pokles teploty ve spalovací komoře $r(t)$* (v % aktuální teploty). Vztah (36), který implicitně zohledňuje výkon jednotky, je detailně popsán v kap. 5.3.1.

Zavedením uvedených nelinearit do modelu regulované soustavy se významně rozšiřuje rozsah jeho použitelnosti, což je z hlediska jeho dalšího využití pro návrh modelu

regulace žádoucí. Charakteristiky pokrývají výkonovou oblast od 320 kW (průtok referenčního paliva $u_1(t) = 150$ kg/h) do 700 kW (průtoku referenčního paliva $u_1(t) = 310$ kg/h). Spodní mez je určena hranicí regulovatelnosti kotle a jedná se o nejnižší výkon, při němž je možné udržet stabilní chod technologie. Horní mez vychází z provozního rozsahu kotle, který lze doložit na základě naměřených dat.



Obr. 5.16 Závislost koncentrace kyslíku ve spalínách $y_3(t)$ na průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ při různých průtocích paliva $u_1(t)$ získaná pomocí bilančního modelu W2E

5.5 Návrh modelu řízení a parametrizace regulátorů

Na základě matematického popisu dynamického chování regulované soustavy, jehož sestavování bylo předmětem předchozích kapitol, je možné provést návrh (syntézu) modelu řízení.

Výchozím předpokladem uvedeným v kap. 2.3.2 bylo, že biomasový kotel je tzv. *mnohorozměrový systém* (MIMO), tedy systém obsahující více regulovaných (výstupních) a více akčních (vstupních) veličin. Pokud by byla předmětná jednotka vyšetřována jako MIMO systém, musela by být regulovaná soustava popsána pomocí matice přenosů regulované soustavy $\mathbf{S}(s)$:

$$\mathbf{S}(s) = \begin{bmatrix} S_{11}(s) & S_{12}(s) & S_{13}(s) \\ S_{21}(s) & S_{22}(s) & S_{23}(s) \\ S_{31}(s) & S_{32}(s) & S_{33}(s) \end{bmatrix} \quad (39)$$

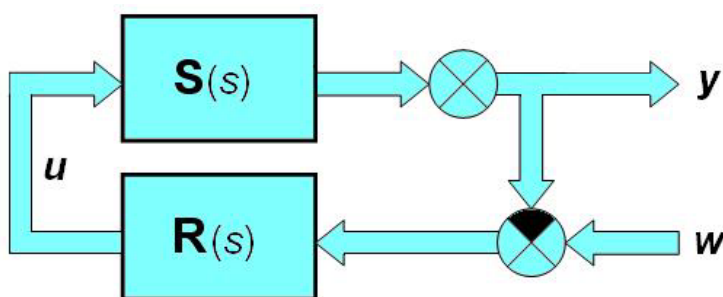
Jednotlivé přenosy regulované soustavy jsou definovány následovně:

$$S_{11}(s) = \frac{Y_1(s)}{U_1(s)}; \quad S_{12}(s) = \frac{Y_1(s)}{U_2(s)}; \quad \dots \quad S_{33}(s) = \frac{Y_3(s)}{U_3(s)}, \quad (40)$$

kde $Y_i(s)$ a $U_j(s)$ jsou Laplaceovy obrazy jednotlivých vstupních, resp. výstupních veličin. Navržený regulátor by následně bylo třeba popsat pomocí matice $\mathbf{R}(s)$:

$$\mathbf{R}(s) = \begin{bmatrix} R_{11}(s) & R_{12}(s) & R_{13}(s) \\ R_{21}(s) & R_{22}(s) & R_{23}(s) \\ R_{31}(s) & R_{32}(s) & R_{33}(s) \end{bmatrix} \quad (41)$$

Výsledná struktura modelu regulace tohoto mnohorozměrového systému by vycházela z teoretického zapojení na obr. 5.17.



Obr. 5.17 Schéma zapojení mnohorozměrového regulačního obvodu

Při aplikaci tohoto postupu na předmětnou jednotku vznikl problém s popisem regulované soustavy $\mathbf{S}(s)$. Jak dokládá kap. 5, vztahy mezi vstupními a výstupními veličinami regulované soustavy (kotle) nelze popsat výhradně s pomocí přenosových funkcí. Součástí modelu soustavy viz obr. 5.1 je i několik bloků s nelineárním popisem.

Během provozních zkoušek na kotli a následné analýzy naměřených dat se ukázalo, že regulovanou soustavu není třeba vyšetřovat jako mnohorozměrový systém. Hlavní regulovaná veličina *teplota výstupní topné vody* $y_1(t)$ je totiž ovlivňována pouze jedinou akční veličinou *průtokem paliva* $u_1(t)$. Předpokladem pro MIMO systémy přitom je, že jednotlivé vazby vstup-výstup nejsou vzájemně nezávislé, tzn. že obvod nelze rozdělit na několik vzájemně nezávislých obvodů. Tento předpoklad pro biomasový kotel neplatí. Této skutečnosti odpovídá i uspořádání modelu regulované soustavy na obr. 5.1. Pro návrh regulace je tedy možné vyčlenit z regulovaného obvodu přenos $G_1(s)$, který uvedenou závislost popisuje a navrhnout příslušný regulátor s přenosem $G_R(s)$ viz rovnice (42) nezávisle na zbývajících vstupních a výstupních veličinách.

$$G_R(s) = r_0 \left(1 + \frac{1}{T_I s} + T_D s \right), \quad (42)$$

kde r_0 je zesílení regulátoru [-], T_I je integrační časová konstanta regulátoru [s] a T_D derivační časová konstanta regulátoru [s].

Další důležitou skutečností pro návrh modelu řízení je, že zbývajících výstupních veličin *teplota ve spalovací komoře* $y_2(t)$ a *koncentrace O_2 ve spalínách* $y_3(t)$ nejsou regulovány na

konstantní hodnotu, nýbrž pouze ovládány pomocí příslušných vstupních veličin $u_2(t)$ a $u_3(t)$ tak, aby se jejich hodnoty pohybovaly v žádaném rozmezí.

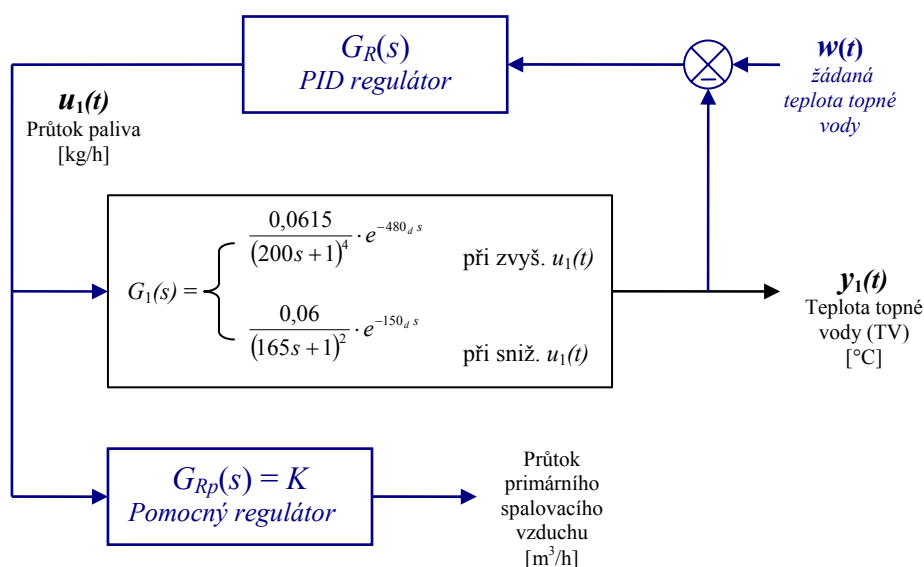
Vodítkem pro specifikaci struktury modelu řízení se stala znalost konvenčního přístupu k řízení kotlů středních výkonů viz kap. 2.2. Jednotlivé členy regulačního obvodu byly následně nastaveny v souladu s provozovaným řídicím systémem předmětné jednotky. Parametrizace hlavního regulátoru $G_R(s)$ proběhla na základě znalosti přechodové charakteristiky regulované soustavy (obr. 5.5, kap. 5.2.1).

5.5.1 Struktura řízení

Pro správný chod jednotky musí řídicí systém zajišťovat především:

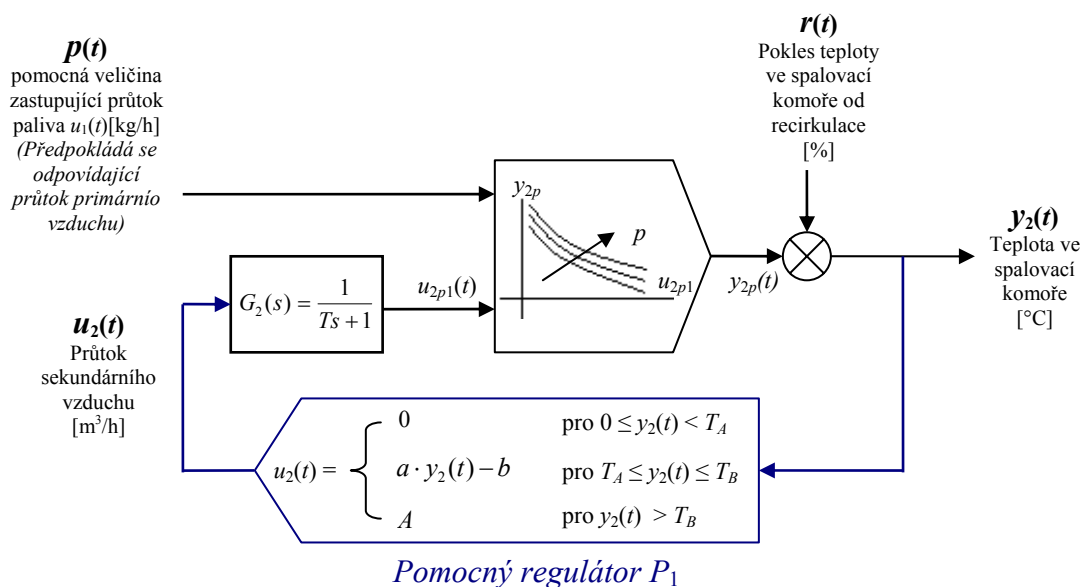
1. regulaci výkonu jednotky podle teploty výstupní topné vody,
2. ovládání průtoku sekundárního vzduchu podle teploty ve spalovací komoře,
3. ovládání recirkulace spalin podle teploty ve spalovací komoře.

První z uvedených bodů představuje hlavní úkol regulace jednotky. Jedná se o řízení průtoku paliva $u_1(t)$ a adekvátního množství primárního vzduchu tak, aby byla dosažena žádaná hodnota teploty topné vody na výstupu z teplovodního výměníku $y_1(t)$. K tomuto účelu byl do systému zaveden model PID regulátoru $G_R(s)$ v konvenčním zpětnovazebním uspořádání (obr. 5.18). Pro zajištění potřebného průtoku primárního vzduchu je do této části obvodu zapojen ještě pomocný regulátor $G_{Rp}(s)$ který v závislosti na aktuálním průtoku paliva $u_1(t)$ ovládá průtok primárního spalovacího vzduchu a tím zajišťuje stechiometrické podmínky hoření.

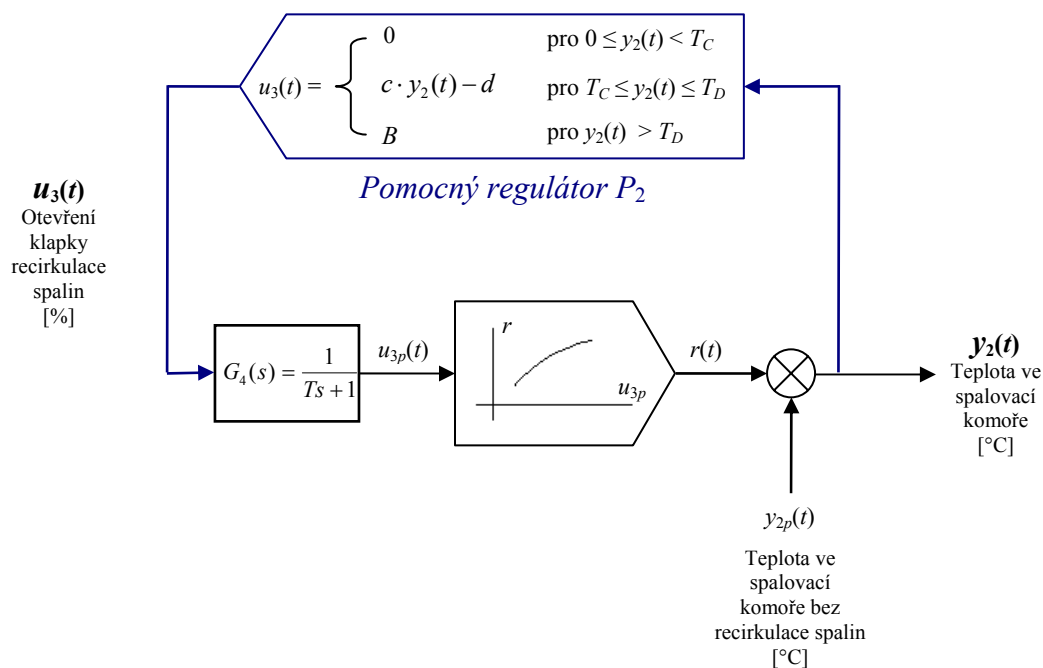


Obr. 5.18 Návrh modelu regulace hlavní regulační smyčky systému včetně pomocného regulátoru pro ovládání průtoku primárního vzduchu

Zbývající dva úkoly řídicího systému, ovládání průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ a recirkulace spalin $u_3(t)$, jsou zajištěny dalšími dvěma pomocnými regulátory P_1 a P_2 na základě aktuální teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. Zapojení těchto regulátorů ukazují obr. 5.19 a obr. 5.20.



Obr. 5.19 Zapojení pomocného regulátoru P_1 do regulačního obvodu



Obr. 5.20 Zapojení pomocného regulátoru P_2 do regulačního obvodu

5.5.2 Nastavení modelu regulace

Uvedené funkce modelovaného řídicího systému je třeba popsat matematicky a následně je zavést do vytvořeného modelu regulované soustavy.

- *Seřízení modelu regulátoru $G_R(s)$*

Díky znalosti regulované soustavy můžeme použít metodu nastavení regulátoru podle její přechodové charakteristiky [50]. Zkoumaný nelineární systém ovšem popisují dva přenosy $G_1(s)$ podle směru skokové změny (zvýšení či snížení $u_1(t)$). Model regulátoru $G_R(s)$ byl parametrizován na základě přechodového jevu, který byl vyvolán skokovým zvýšením průtoku paliva $u_1(t)$. Jedná se o systém s horší setrvačností a model regulátoru byl proto vhodně navržen právě pro tento případ. Na základě již provedené analýzy (kap. 5.2.1) byly získány hodnoty: $T_u = 255$ s, $T_n = 945$ s a $k = 0,0615$. Výchozí tvar přenosové funkce PID regulátoru byl definován výše, viz (42). Parametrizace přenosové funkce regulátoru probíhá podle následujících vzorců [50]:

$$r_0 = 1,2 \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{T_n}{T_u} = 1,2 \cdot \frac{1}{0,0615} \cdot \frac{945}{255} = 72,3 \quad (43)$$

$$T_i = 2 \cdot T_u = 2 \cdot 255 = 510 \quad (44)$$

$$T_d = 0,5 \cdot T_u = 0,5 \cdot 945 = 472,5 \quad (45)$$

Přenos $G_R(s)$ má tedy tvar:

$$G_R(s) = 72,3 \cdot \left(1 + \frac{1}{510s} + 472,5s \right) \quad (46)$$

Pro nastavení parametrů regulátoru se v praxi (a SW *Simulink*) používají konstanty r_0 , r_{-1} a r_1 , které určují vliv jednotlivých složek (proporcionální, integrační a derivační) na velikost výsledné akční veličiny. Hodnota zesílení r_0 je již známa ze vzorce (43). Převod zbývajících konstant se provádí podle následujících vzorců:

$$r_{-1} = \frac{r_0}{T_i} = \frac{72,3}{510} = 0,1418 \quad (47)$$

$$r_1 = r_0 \cdot T_d = 72,3 \cdot 472,5 = 34161,8 \quad (48)$$

- *Nastavení regulátoru $G_{Rp}(s)$*

Primární vzduch slouží k zabezpečení stechiometrických podmínek pro spalování. Přebytek vzduchu zajišťovaný primárním vzduchem v modelu odpovídá $\lambda = 1$. Bilanční výpočet ukázal, že stechiometrické spalování referenčního paliva probíhá tehdy, když je na 1 kg biomasy dodáno 2,5 m³ spalovacího vzduchu. Regulátor $G_{Rp}(s)$ má proto následující přenosovou funkci:

$$G_{Rp}(s) = 2,5 \quad (49)$$

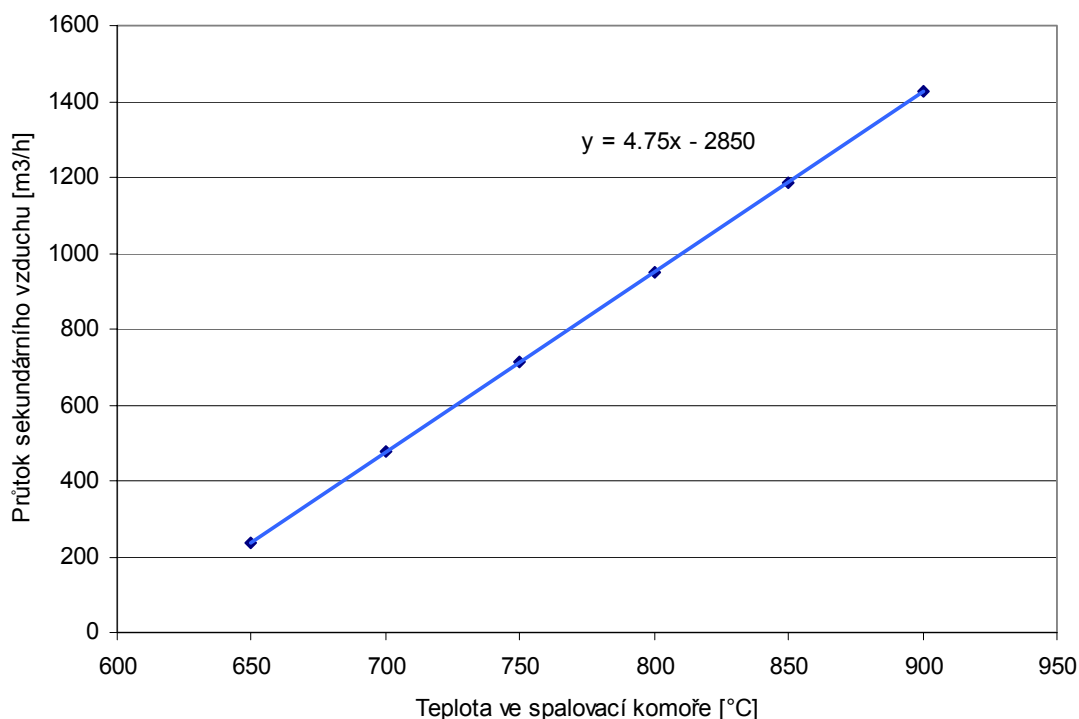
V případě změny druhu biomasového paliva je tento vztah samozřejmě nutné upravit.

- *Nastavení regulátoru P_1*

Ventilátor sekundárního spalovacího vzduchu předmětné technologie startuje při teplotě 650 °C ve spalovací komoře, kdy jsou jeho otáčky nastaveny na 10 %, což odpovídá průtoku sekundárního vzduchu 237,5 m³/h. Se zvyšující se teplotou ve spalovací komoře $y_2(t)$ zvyšuje ventilátor svoje otáčky až na mezní hodnotu při teplotě 900 °C. Hodnota horní meze otáček byla většinu měřicích dnů nastavená na 60 %, což odpovídá průtoku sekundárního vzduchu 1425 m³/h. Tento rozsah byl použit pro parametrizaci pomocného regulátoru P_1 :

$$u_2(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq y_2(t) < 650 \\ 4,75 \cdot y_2(t) - 2850 & \text{pro } 650 \leq y_2(t) \leq 900 \\ 1425 & \text{pro } y_2(t) > 900, \end{cases} \quad (50)$$

Odpovídající statickou charakteristiku pomocného regulátoru P_1 ukazuje obr. 5.21.



Obr. 5.21 Charakteristika regulátoru P_1 pro ovládání průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ v závislosti na teplotě ve spalovací komoře $y_2(t)$

V servisním nastavení předmětné jednotky (obr. 4.1, kap 4.1) je možné měnit parametr *Max. otáčky sekundárního ventilátoru* (v %) a také *Mez zapnutí sekundárního ventilátoru* (ve °C) pro stanovení dolní teplotní meze pro zapnutí sekundárního ventilátoru. V případě změny nastavení těchto parametrů řídicího systému je nutné vztah (50) upravit.

- *Nastavení regulátoru P_2*

Otevření klapky recirkulace je z naměřených dat doloženo v rozsahu 30 až 80 %. Nastavování recirkulace v servisním nastavení však umožňuje definovat celý regulační rozsah klapky. Jedná se o parametr *Mez teploty pro polohu 0 % recirkulace*, který byl během všech měření nastaven na 500 °C a parametr *Mez teploty pro polohu 100 % recirkulace*, který byl nastaven na 1100 °C. Modelování recirkulace spalin (kap. 5.3) však tento rozsah nepostihuje (počítá s rozsahem 30 až 80 %). Teplota ve spalovací komoře odpovídající tomuto otevření je 700 °C. Regulátor P_2 je tedy nastaven podobným způsobem jako regulátor P_1 :

$$u_3(t) = \begin{cases} 0 & \text{pro } 0 \leq y_2(t) < 700 \\ 0,278 \cdot y_2(t) - 164,4 & \text{pro } 700 \leq y_2(t) \leq 880 \\ 80 & \text{pro } y_2(t) > 880, \end{cases} \quad (51)$$

kde $u_3(t)$ je otevření klapky recirkulace [%] a $y_2(t)$ je teplota ve spalovací komoře [°C]. V případě změny nastavení mezních teplot ve spalovací komoře je tento vztah nutné upravit.

6 SIMULAČNÍ VÝPOČTY A ZHODNOCENÍ MODELU

Na základě vytvořeného matematického popisu dynamického i nelineárního chování systému je možné sestavit model regulované soustavy (kotle) ve zvoleném simulačním software. V rámci předkládané dizertační práce byl využit SW *Simulink*. Struktura dynamického modelu vytvořeného v tomto programu je představena v kap. 6.1. Výsledky provedených simulací byly porovnány s naměřenými průběhy. Zjištěné odchylky a jejich příčiny jsou analyzovány v kap. 6.2. Nakonec bylo provedeno zhodnocení sestaveného modelu regulované soustavy se zapojeným modelem regulace (kap. 6.3).

6.1 Struktura modelu v programu Simulink

Na základě struktury navržené v úvodu 5. kapitoly (obr. 5.1) bylo sestaveno zapojení modelu regulované soustavy v programu *Simulink* (viz příloha č. 5). Model realizovaný v SW *Simulink* představuje efektivní možnost pro ověření jeho platnosti srovnáním výsledků simulací s experimentálními daty. Takto vytvořený simulační model je také základem pro testování navrženého modelu regulace jednotky.

6.2 Výsledky výpočtů a analýza odchylek modelu

Testování vytvořeného modelu regulované soustavy probíhalo zavedením známých signálů na jeho vstupy. Veškeré testovací signály vycházely z reálných provozních zkoušek. Díky tomu bylo možné porovnat odezvu na výstupech modelu (simulaci) s přechodovými ději zaznamenanými během experimentálních měření. Ověřování modelu bylo realizováno postupně pro každou vstupní veličinu, aby bylo možné přesněji specifikovat důvody případných odchylek.

6.2.1 Simulace zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$

Pro ověření odezvy systému na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ byl použit interval měření viz tab. 6.1. Během měření došlo kromě skokového zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$ také k postupné změně průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Změny vstupů probíhaly postupně, takže je možné hodnotit odezvu výstupů na každou změnu zvlášť. Tato kapitola však zkoumá vliv zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$, takže se zaměříme především na odezvu systému na změnu tohoto vstupního signálu.

Časový interval měření:	9:40 - 10:25, 14. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 2,2 °C
Výkon jednotky:	nárůst ze 400 na 640 kW
Velikost skoku $u_1(t)$:	155 kg/h
Čas skoku $u_1(t)$:	0 min
Velikost změny $u_2(t)$:	100 m ³ /h
Čas změny $u_2(t)$:	Postupný růst mezi 4. a 10. min
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

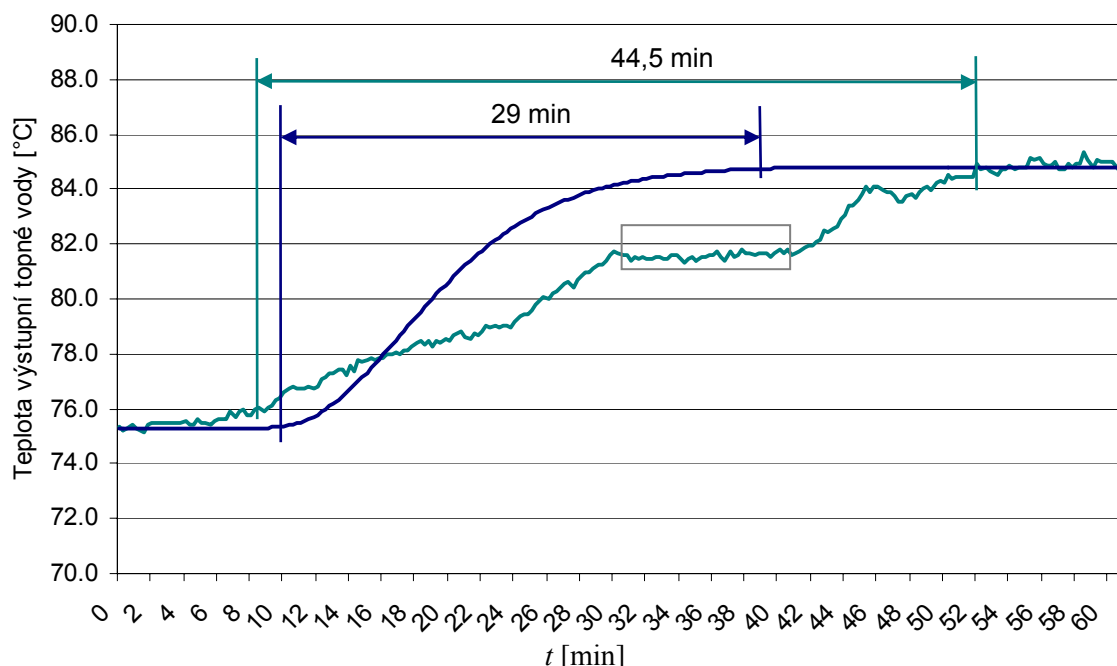
Tab. 6.1 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro ověření odezvy systému na zvýšení $u_1(t)$

- Odezva teploty výstupní topné vody $y_1(t)$:

Srovnání reálného průběhu teploty výstupní TV $y_2(t)$ a výsledků simulace s využitím modelu vytvořeného v SW *Simulink* ukazuje obr. 6.1. Je patrné, že ustálené hodnoty těchto charakteristik se téměř shodují. Dynamika obou přechodových dějů se však liší. Reálná měření ukazují výrazně pomalejší (o 15,5 min.) a méně plynulý náběh. Tato odchylka byla pravděpodobně spojena s výrazným zvýšením výkonu kotle během testu (o více než 300 kW). V průběhu 60 min došlo k podání cca 30 dávek paliva o celkovém objemu cca 350 kg. Na průběhu se mohla projevit nehomogenita paliva, kdy strmější nárůst křivky odpovídá dávkám s nižším obsahem vody (tedy vyšší výhřevností).

Druhým nežádoucím vlivem na dynamiku charakteristiky je rychle rostoucí teplota ve spalovací komoře (viz obr. 6.2), která vyvolala zvýšení průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$. Tím však došlo k ovlivnění primárního vzduchu (díky tlakovým poměrům v komoře), jehož průtok klesl výrazně pod hodnotu potřebnou pro zachování stechiometrického spalování a krátkodobě došlo k tzv. „dušení“ kotle. Zejména stagnace teploty mezi 30. a 40. minutou je pravděpodobně důsledkem poklesu průtoku primárního vzduchu. Po zavedení korekce tohoto nežádoucího průběhu (v obr. 6.1 označeno šedým obdélníkem) lze považovat vyšetřované charakteristiky za blízké.

Přenos $G_1(s)$ nebyl na základě verifikačního intervalu upravován. Výchozí přechodová charakteristika použitá pro parametrizaci přenosu $G_1(s)$ vykazuje výrazně plynulejší odezvu a je bezpochyby věrohodnější reprezentací reálných změn teploty TV (viz kap. 5.2.1). Vhodnější interval pro ověření přenosu $G_1(s)$ během analýzy experimentálních dat nebyl nalezen. Důvodem je mimo jiné skutečnost, že regulátor předmětné jednotky ovládá přívod paliva na základě odchylky teploty TV od žádané hodnoty. V provozu tedy probíhá velmi pozvolné zvyšování průtoku paliva $u_1(t)$, nikoliv jeho skokové změny. Vliv případné nepřesnosti přechodového děje se tedy při použití modelu pro návrh regulace snižuje. V další fázi výzkumu by bylo vhodné provést testy se změnou průtoku paliva do 60 kg/h (změna výkonu cca 120 kW). Získané odezvy by měly dynamické chování systému popisovat s vyšší přesností.

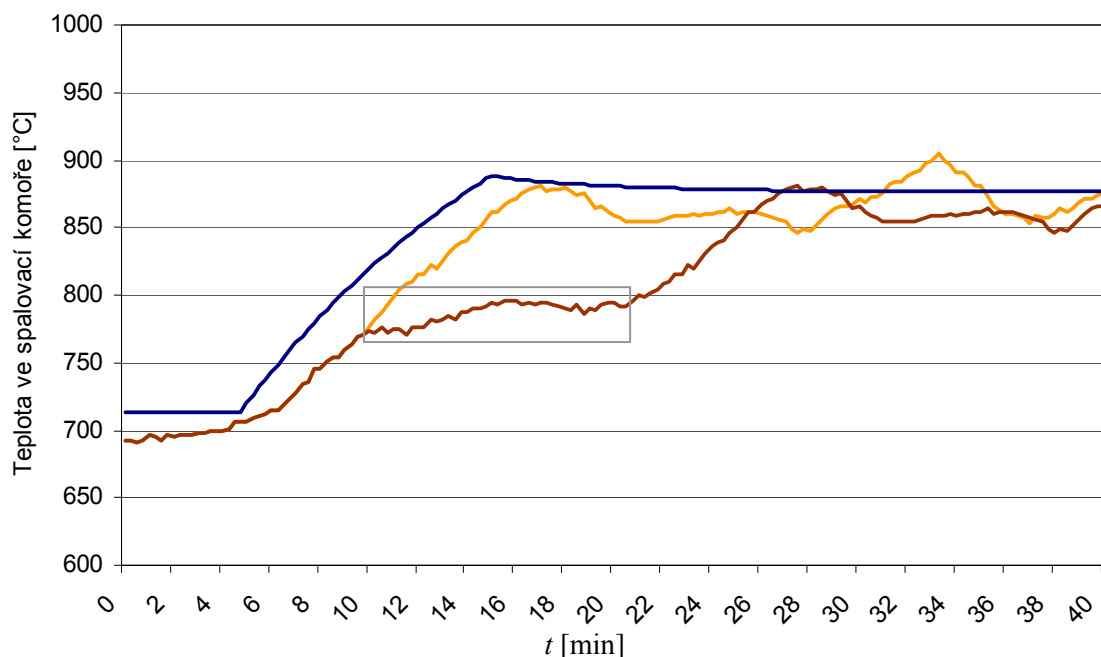


Obr. 6.1 Porovnání výsledků simulace (modrá křivka) s reálnou odezvou teploty výstupní TV $y_1(t)$ (zelená křivka) na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$; šedý obdélník vyznačuje interval s nežádoucím průběhem $y_1(t)$

- Odezva teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$:

Z obr. 6.2 je patrné, že rychlost růstu teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ zaznamenaná během měření (hnědá křivka) vykazuje výraznou odchylku od simulovaného průběhu (modrá křivka). Důvodem je kolísání průtoku primárního i sekundárního spalovacího vzduchu, ke kterému docházelo během měření. Plynulost náběhu křivky reálných hodnot (hnědá křivka) tím byla ovlivněna.

Oranžová křivka ukazuje teoretický průběh teploty ve spalovací komoře po odstranění prodlevy, která byla způsobena právě změnami průtoku spalovacího vzduchu (oblast v šedém obdélníku). Mírný nesoulad v okamžiku startu přechodového děje (asi 2 minuty) je zcela v toleranci reálných odchylek. Je třeba připomenout, že provedená skoková změna průtoku paliva $u_1(t)$ v uvedeném případě znamenala snížení délky periody podávání paliva ze 4 min na 2 min, což jsou hodnoty znemožňující přesnější definici dopravního zpoždění T_d než v řádu minut. Výsledné průběhy jsou tedy ve velmi dobré shodě.



Obr. 6.2 Porovnání výsledků simulace(modrá křivka) s reálnou odezvou teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ (hnědá křivka) na skokové zvýšení průtoku paliva $u_1(t)$; šedý obdélník vyznačuje interval s nežádoucím průběhem $y_2(t)$ vyvolaným změnami průtoku spalovacího vzduchu

6.2.2 Simulace snížení průtoku paliva $u_1(t)$

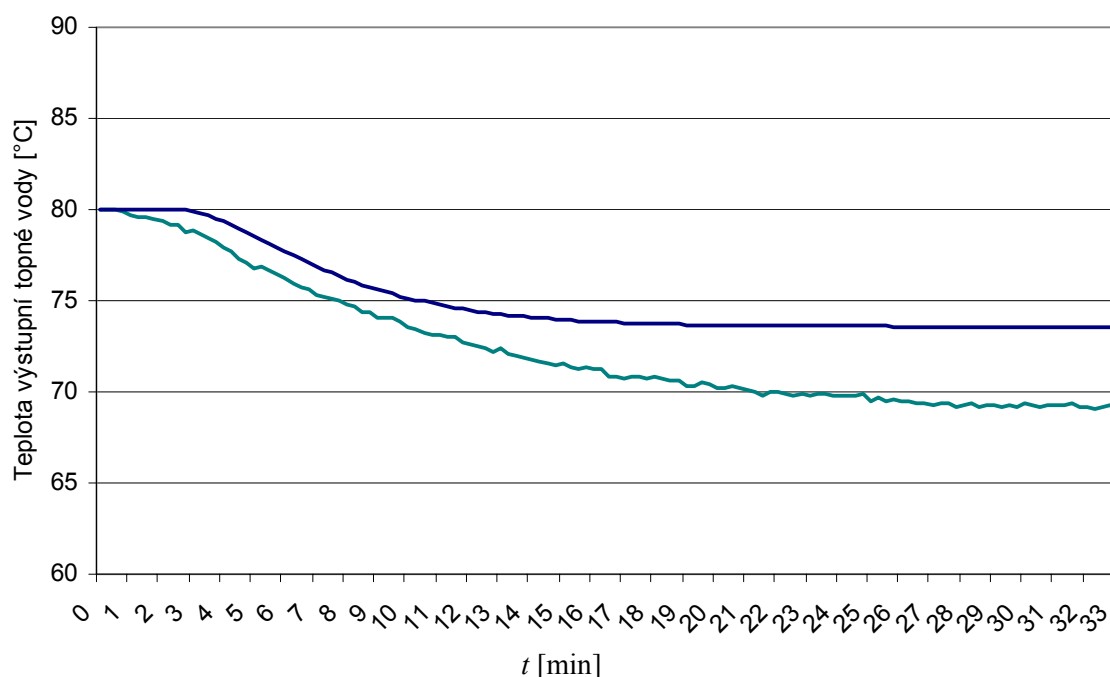
Pro ověření odezvy systému na snížení průtoku paliva $u_1(t)$ byl použit interval měření viz tab. 6.2:

Časový interval měření:	13:18 - 13:50, 7. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 1,6 °C
Průměrný výkon jednotky:	odstavení ze 660 kW
Velikost skoku $u_1(t)$:	107 kg/h
Čas skoku $u_1(t)$:	0 min
Velikost skoku $u_2(t)$:	720 m ³ /h
Čas skoku $u_2(t)$:	7. min
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

Tab. 6.2 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro ověření odezvy systému na snížení $u_1(t)$

Během tohoto intervalu došlo k postupnému přechodu kotle do útlumového režimu (odstavení), kdy je průtok paliva a spalovacích vzduchů omezen na minimum. Prostředkem k prudkému snížení výkonu je především snížení přívodu spalovacího vzduchu, který okamžitě přestane podporovat hoření a také chlazení komory. K této skokové změně došlo ve 2. minutě (viz obr. 6.3). Od tohoto okamžiku už model není schopen další průběh veličin dostatečně přesně postihnout. Pro maximální přiblížení byly voleny nejvyšší hodnoty skokových změn $u_1(t) = 107 \text{ kg/h}$ a $u_2(t) = 720 \text{ m}^3/\text{h}$, které vytvořený model umožňuje. Následující závislosti tedy slouží především k verifikaci zvoleného dopravního zpoždění T_d a časových konstant T přechodových dějů, nikoli k ověření ustálených hodnot výstupních veličin.

Obr. 6.3 dokládá, že dopravní zpoždění $T_d = 150 \text{ s}$ bylo zvoleno pro tuto závislost vhodně (viz. kap. 5.2.1). Rychlost změn je také u obou průběhů velmi blízká. Hodnocení zesílení soustavy není pro neshodu ustáleného stavu po přechodovém ději možné. Průběh naměřené teploty výstupní TV $y_1(t)$ je také mírně ovlivněn klesajícím trendem v okolí výchozí ustálené hodnoty $80 \text{ }^\circ\text{C}$.



Obr. 6.3 Porovnání výsledků simulačního výpočtu (modrá křivka) s reálnou odezvou teploty výstupní TV $y_1(t)$ (zelená křivka) na skokové snížení průtoku paliva $u_1(t)$

6.2.3 Simulace změny průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

Pro ověření odezvy systému na změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ byl použit interval měření viz tab. 6.3.

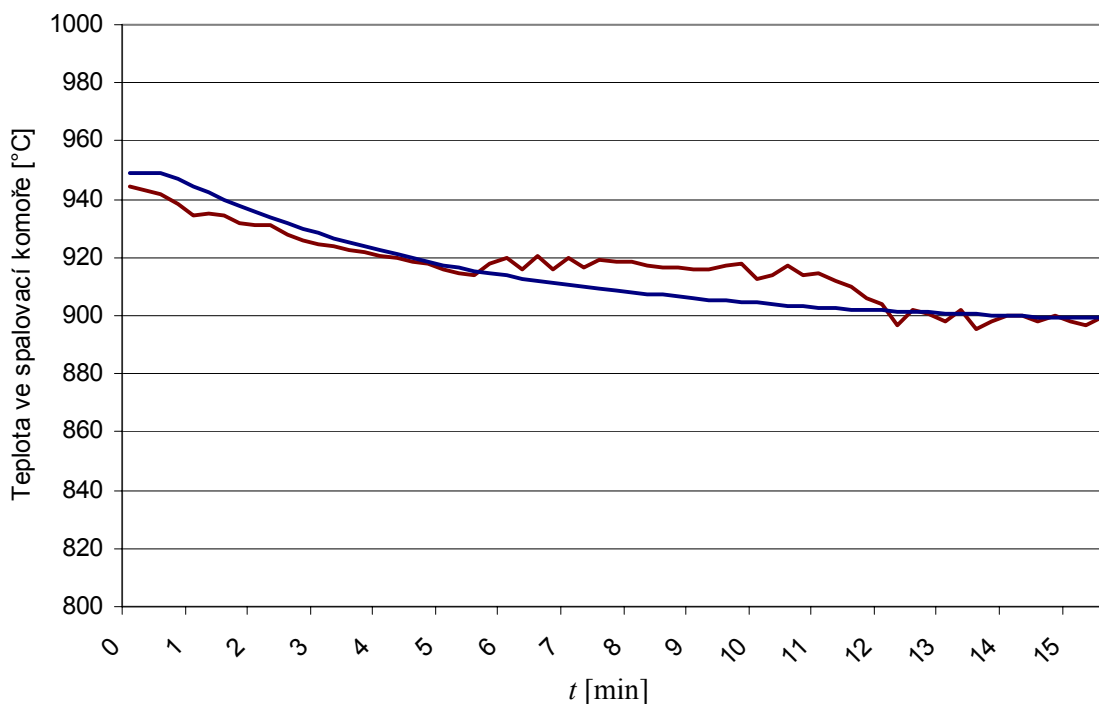
Časový interval měření:	10:20 - 10:40, 15. 1. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	- 4,1 °C
Průměrný výkon jednotky:	700 kW
Velikost skoku $u_2(t)$:	144 m ³ /h
Čas skoku $u_2(t)$:	0 min
Průměrný průtok recyklu:	0 m ³ /h

Tab. 6.3 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro ověření odezvy systému na změnu $u_2(t)$

Ve zvoleném intervalu měření bylo dosaženo nejvyššího výkonu jednotky za celou dobu trvání experimentálních měření (přes 700 kW). Jedná se hodnotu pohybující se na hranici rozsahu matematického modelu. Díky kvalitě přechodové charakteristiky a záznamu všech důležitých dat byl přesto tento interval pro verifikaci využit.

- *Odezva teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$:*

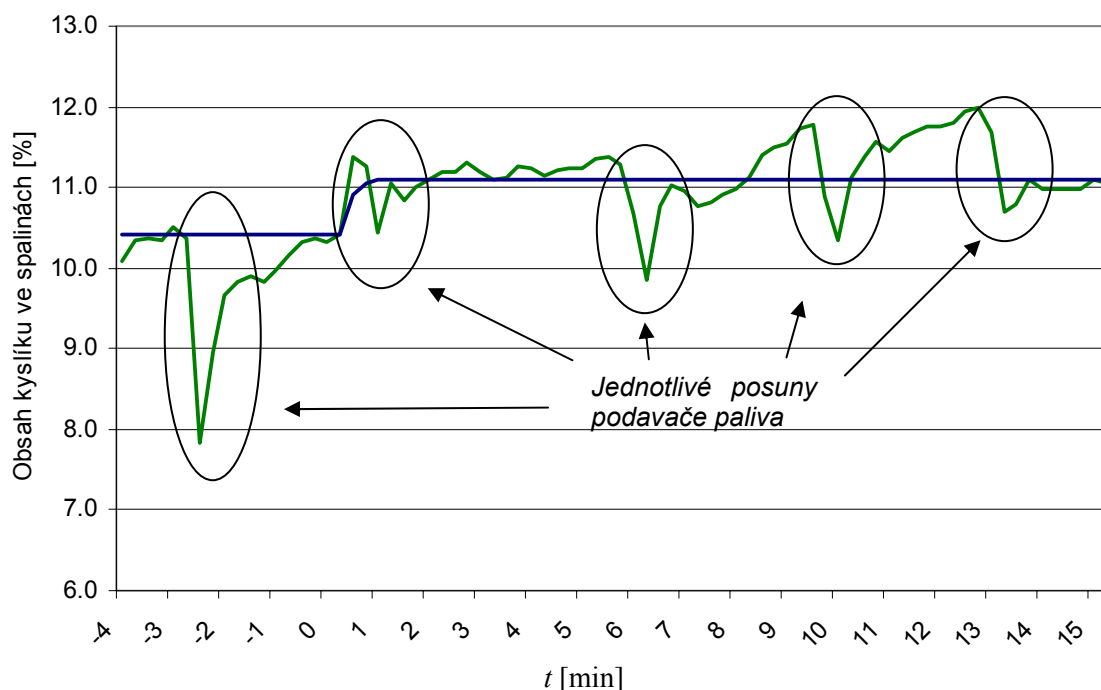
Díky dostatečnému množství experimentálních dat a relativně jednoduché závislosti bylo v případě odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ na skok průtoku sekundárního vzduchu možné navrhnout odpovídající popis (viz kap. 5.2.3) s vysokou přesností. Tuto skutečnost dokládá obr. 6.4. Ustálené hodnoty i průběh přechodového děje postihuje simulace velmi přesně.



Obr. 6.4 Porovnání výsledků simulace (modrá křivka) s reálnou odezvou teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ (hnědá křivka) na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

- Odezva koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$:

Průběh koncentrace O_2 ve spalinách je výrazně ovlivňován zejména systémem dodávky paliva. Každá jednotlivá dávka paliva vyvolá nejprve snížení obsahu O_2 cca o 1-2 obj. %. Během následujících 2 minut je pak odchylka opět vyrovnána (obr. 6.5). Model toto chování nepostihuje, protože není z hlediska regulace významné. Důležitá je však střední hodnota obsahu O_2 ve spalinách, která je simulována s velkou přesností. obr. 6.5 také potvrzuje oprávněnost předpokladu, že v odezvě O_2 na skokovou změnu průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ nevystupuje žádné dopravní zpoždění. Pro vyšší přehlednost průběhu $y_3(t)$ byly do grafu přidány 4 minuty, které předcházely skokové změně $u_2(t)$ (v čase 0).



Obr. 6.5 Porovnání výsledků simulačního výpočtu s naměřeným průběhem koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ při skokovém zvýšení průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$

6.2.4 Simulace změny průtoku recirkulovaných spalín $u_3(t)$

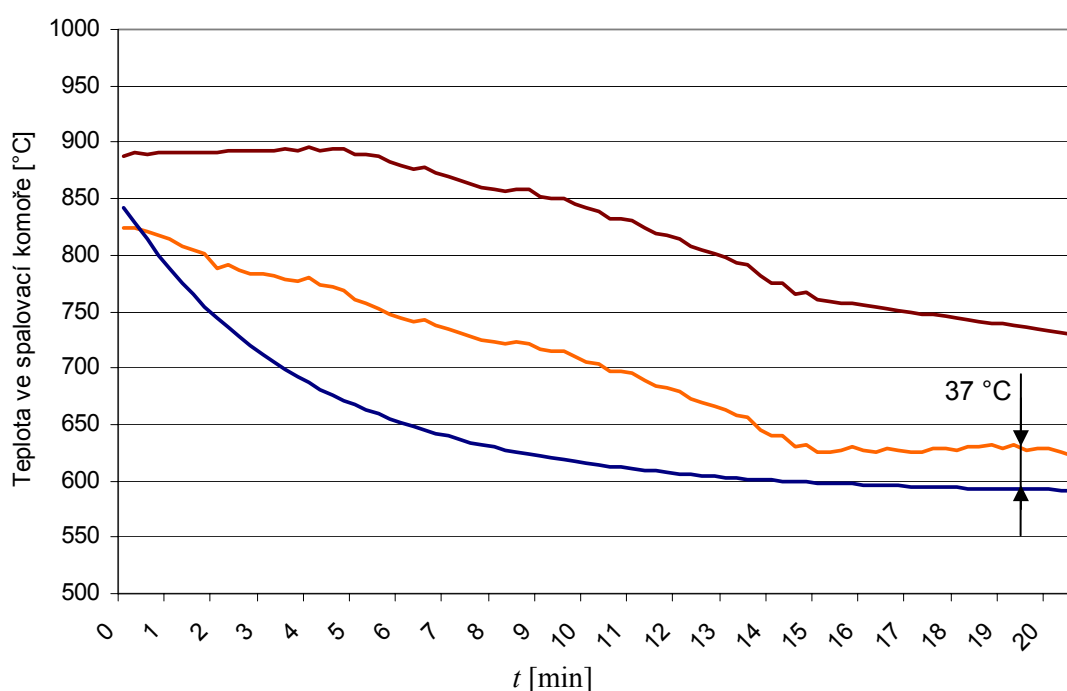
Ověření odezvy systému na změnu otevření klapky recirkulovaných spalín $u_3(t)$ probíhalo v intervalu měření viz tab. 6.4.

Časový interval měření:	10:48 - 11:13, 5. 2. 2009
Typ paliva:	dřevní štěpka + kůra
Venkovní teplota:	5,6 °C
Průměrný výkon jednotky:	650 kW
Velikost změny $u_3(t)$:	65 % (průtok: 1088 m ³ /h)
Čas změny $u_3(t)$:	0 min

Tab. 6.4 Provozní charakteristiky během intervalu měření pro ověření odezvy systému na změnu $u_3(t)$

Průběh naměřené teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ a vypočítaný simulační průběh vykazují výraznou vzájemnou odchylku (viz obr. 6.6). Ta vyplývá z nedokonalosti simulačního výpočtu, který předpokládá zachování konstantního průtoku primárního vzduchu. Tento předpoklad však v reálném provozu není vždy naplněn. V reálném provozu primární vzduch nemusí poskytovat přebytek vzduchu $\lambda \geq 1$. Jeho množství může být i podstechiometrické a na výsledném přebytku vzduchu λ se podílí i recirkulace spalín. Proto nemusí být chladicí funkce recirkulace spalín tak významná, jak předpokládá model.

Změřený průběh (modrá křivka v obr. 6.6) bylo tedy nejprve nutné upravit na teoretický průběh teploty při konstantním průtoku primárního vzduchu (oranžová křivka). Po úpravě už jsou průběhy simulace a naměřených dat srovnatelné. Přechodový děj je v modelu o něco rychlejší a celková změna výraznější než v reálném provozu. To je způsobeno především odchylkou bilančního modelu $W2E$, který byl pro sestavení modelu recirkulace spalín použit. Kap. 5.1.4 ukázala, že výsledky bilančního modelu se v případě vlivu recyklu na teplotu ve spalovací komoře $y_2(t)$ pohybují asi 15 % pod úroveň naměřených hodnot. V případě vyšetřovaného přechodového děje je odchylka modelu od ustálené hodnoty 37 °C, což odpovídá 6 %. Na základě těchto analýz lze k ustálené hodnotě teploty poskytnuté modelem říct, že jde spíše o orientační údaj, který je nižší asi o 5 až 15 % ve srovnání s reálně dosahovanou teplotou ve spalovací komoře.



Obr. 6.6 Porovnání výsledků simulace (modrá křivka) s reálnou odezvou teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ (hnědá křivka) na změnu otevření klapky recirkulovaných spalín $u_3(t)$

Celkově lze hodnotit chování modelu jako blízké reálné jednotce pro spalování biomasy. Při většině provedených verifikačních testů byly výsledky v blízkém okolí (do 10 %) měřených průběhů. Výraznější odchylky simulačních průběhů nastaly pouze v případě, kdy jednotka opustila pásmo regulovatelnosti a přešla do tzv. *útlumu* (kap. 6.2.2). Další odchylky byly způsobeny nestandardním chováním kotle během měření, kterým byl například pokles průtoku primárního vzduchu do nežádoucích hodnot nebo kolísání výhřevnosti paliva. Tyto odchylky se v měřených průbězích sledovaných výstupních veličin projeví zejména neočekávanou prodlevou v jejich náběhu na novou ustálenou hodnotu (kap. 6.2.1). Simulovaný průběh tyto poruchové vlivy nezahrnuje, a proto je v porovnání s měřeným průběhem výrazně plynulejší.

Provedené ověření ukázalo, že sestavený matematický model regulované soustavy je platný a jeho chování je v souladu s provozními charakteristikami kotle. Potvrdilo se, že model postihuje všechny důležité vlastnosti i vnitřní vazby zkoumaného systému. Sestavený matematický model regulované soustavy se zdá být vhodným nástrojem pro návrh a seřízení modelu regulace experimentální jednotky.

6.3 Simulace uzavřeného regulačního obvodu

Návrh struktury modelu řízení kotle byl zpracován v kap. 5.5.1. Zahrnuje hlavní PID regulátor $G_R(s)$ pro řízení výkonu jednotky a další tři pomocné regulátory (G_{Rp} , P_1 , P_2) pro ovládání průtoku spalovacího vzduchu a recirkulovaných spalín. Kapitola 5.5.2 ukázala parametrizaci těchto regulátorů na základě znalosti přechodových charakteristik systému. Navržený model regulace byl aplikován na sestavený matematický model jednotky v *SW Simulink*. Schéma celého zapojení včetně modelu regulace tvoří přílohu č. 6. S uzavřeným regulačním obvodem byly následně provedeny simulační testy. Ty budou společně s následnými úpravami modelu regulace představeny v následujících odstavcích. Simulační testování a seřízení regulace probíhalo v těchto krocích:

1. ověření odezvy teploty TV $y_1(t)$ na zvýšení žádané teploty topné vody $w(t)$
2. úprava zapojení a následné seřízení modelu hlavního regulátoru $G_R(s)$
3. ověření odezvy teploty TV $y_1(t)$ na snížení žádané teploty topné vody $w(t)$
4. ověření odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ a vlivu regulátorů P_1 a P_2
5. ověření odezvy koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ a vlivu regulátorů P_1 a P_2

Ad 1. Odezva teploty topné vody $y_1(t)$ na zvýšení žádané hodnoty $w(t)$

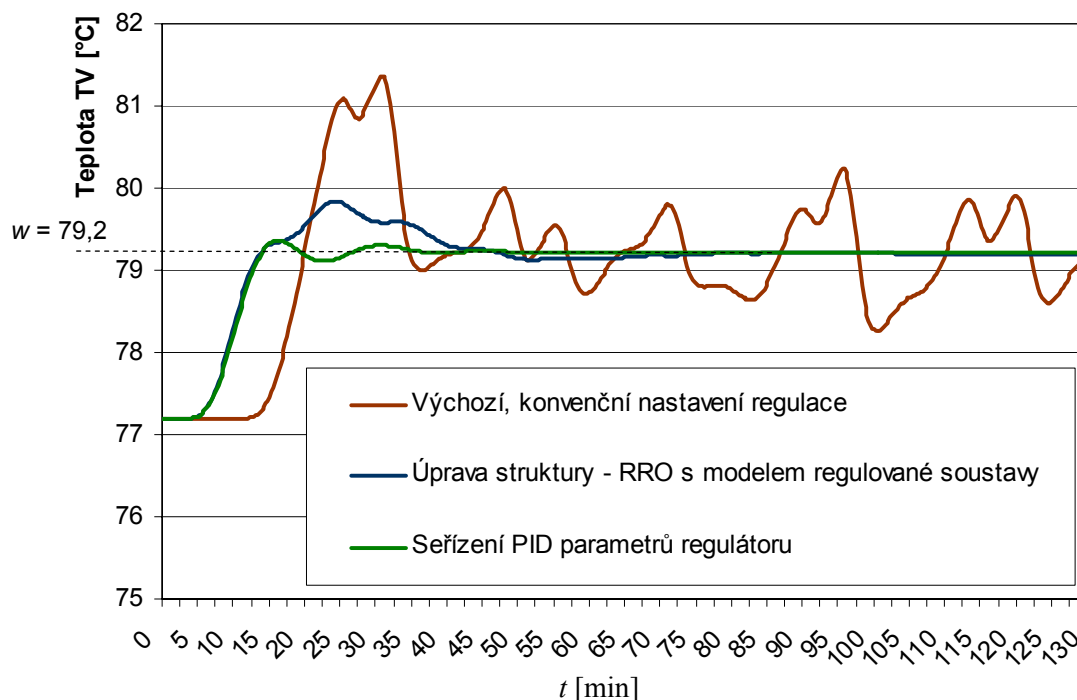
Jak již bylo vysvětleno v kap. 5.5, hlavní regulovaná veličina *teplota výstupní topné vody* $y_1(t)$ je ovlivňována pouze jedinou akční veličinou *průtokem paliva* $u_1(t)$. Kvalitu regulace teploty topné vody $y_1(t)$ zajištěnou regulátorem $G_R(s)$ je proto možné posuzovat nezávisle na ostatních veličinách systému. Tato ústřední regulační smyčka byla v první fázi testována ve svém výchozím uspořádání dle kap. 5.5.1 a s parametry regulátoru $G_R(s)$ nastavenými dle výpočtu v kap. 5.5.2.

Výchozí teplota topné vody v modelu byla $y_1(t) = 77,2$ °C. V čase $t = 0$ min byla zavedena skoková změna žádané veličiny o 2 °C na $w(t) = 79,2$ °C. Výsledný průběh regulované veličiny $y_1(t)$ ukazuje hnědá křivka na obr. 6.7.

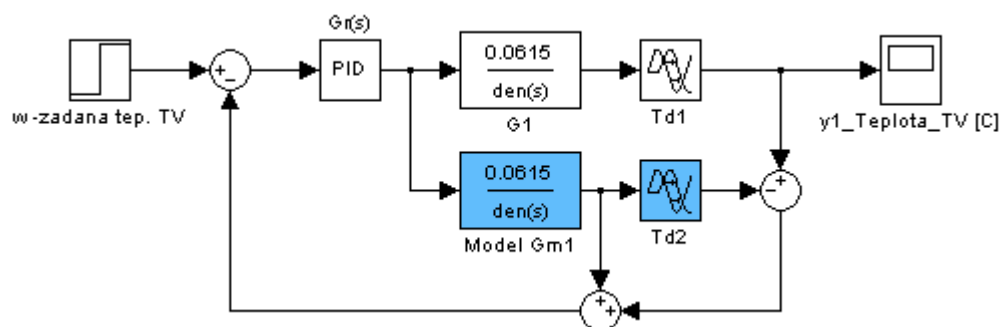
Je patrné, že takto navržený regulační obvod nebyl schopen zajistit ustálení regulované veličiny $y_1(t)$. Regulační obvod byl nestabilní a posun k lepšímu nepřinesly ani opakované změny nastavení parametrů regulátoru $G_R(s)$. Proto bylo nezbytné provést úpravu zapojení.

Ad 2. Úprava zapojení a následné seřízení modelu hlavního regulátoru $G_R(s)$

Zhoršená stabilita často souvisí s přítomností vyššího dopravního zpoždění T_d (u vyšetřované soustavy je $T_d = 480$ s). Pro eliminaci jeho vlivu bylo použito zapojení nazývané *rozvětvený regulační obvod (RRO) s modelem regulované soustavy* [50]. Jeho výchozí schéma je na obr. 6.8. K výchozímu regulačnímu obvodu na obr. 6.8 je v tomto zapojení přidán tzv. *model regulované soustavy* $G_{m1}(s)$. Jeho matematický popis musí být v maximální shodě s regulovanou soustavou $G_1(s)$. Pro správnou funkci tohoto zapojení je dále nutné sladit hodnoty dopravního zpoždění T_{d2} a T_{d1} . Detailní popis tohoto uspořádání regulačních obvodů je uveden v lit. [50] a ukázka úspěšné implementace v publikaci [72]. Po zavedení popsaného uspořádání došlo ke stabilizaci regulace. Odpovídající průběh regulované veličiny je znázorněn na obr. 6.7 modrou křivkou.



Obr. 6.7 Průběh regulované veličiny $y_1(t)$ při zvýšení žádané teploty topné vody $w(t)$ a postupných úpravách regulace



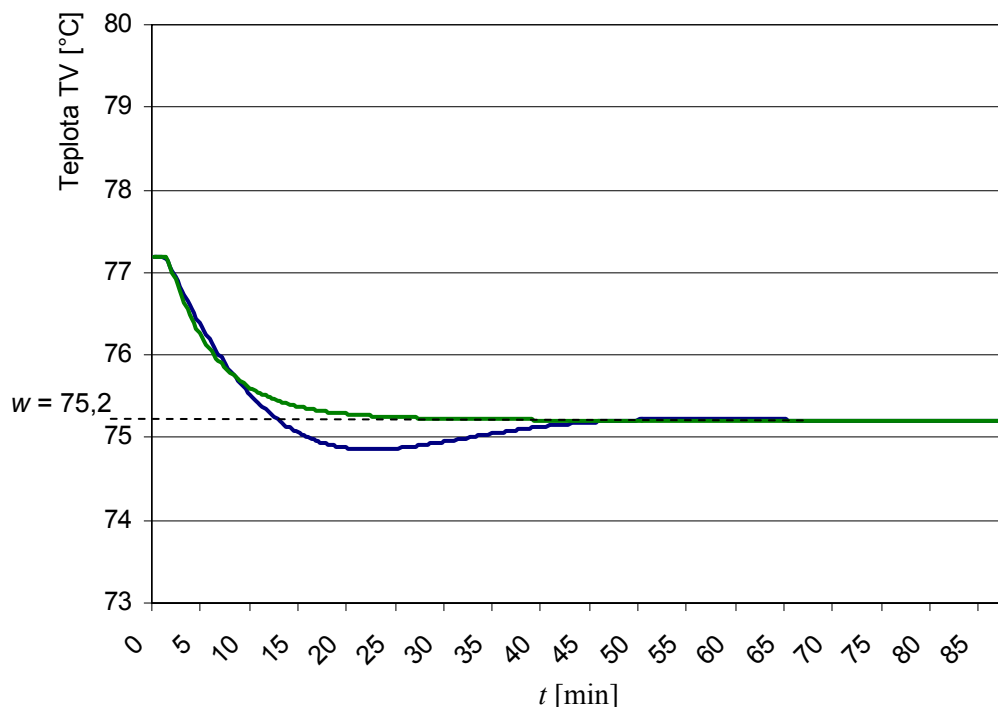
Obr. 6.8 Rozvětvený regulační obvod s modelem regulované soustavy

Následně byla provedena optimalizace nastavení regulátoru pomocí opakovaných simulací s postupnými změnami jeho PID parametrů. Jedná se o časově velmi náročnou úlohu, kterou však není možné u nelineárního systému nahradit analytickým výpočtem. K dispozici jsou sice softwarové prostředky určené k optimalizaci parametrů regulace, ale předpokládají obvykle lineární regulovanou soustavu nebo ji automaticky linearizují [73],[74].

Postupná manuální úprava parametrů přinesla další výrazné zvýšení kvality regulace, viz zelená křivka v obr. 6.8. Maximální překmit regulované veličiny se snížil z 0,6 °C na 0,15 °C, přičemž došlo také k výraznému zkrácení doby regulace (asi na polovinu). Zavedená úprava tedy velmi příznivě ovlivnila kvalitu regulace.

Ad 3. Odezva teploty topné vody $y_1(t)$ na snížení žádané hodnoty $w(t)$

Následně bylo ověřeno chování regulačního obvodu při skokovém snížení žádané teploty topné vody $w(t)$. Výchozí zapojení mělo již podobu *regulačního obvodu s modelem regulované soustavy* a parametry regulátoru $G_R(s)$ byly nastaveny na původní hodnoty dle výpočtu v kap. 5.5.2. Testovacím signálem bylo snížení žádané teploty TV o 2 °C na $w(t) = 75,2$ °C. Výsledný průběh regulované veličiny $y_1(t)$ ukazuje modrá křivka na obr. 6.9. Zelená křivka ukazuje zvýšení kvality regulace po změně parametrů regulátoru $G_R(s)$ na hodnoty nalezené během výše uvedené optimalizace.



Obr. 6.9 Průběh regulované veličiny $y_1(t)$ při snížení žádané teploty topné vody $w(t)$

Ad 4. Odezva teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ a vliv regulátorů P_1 a P_2

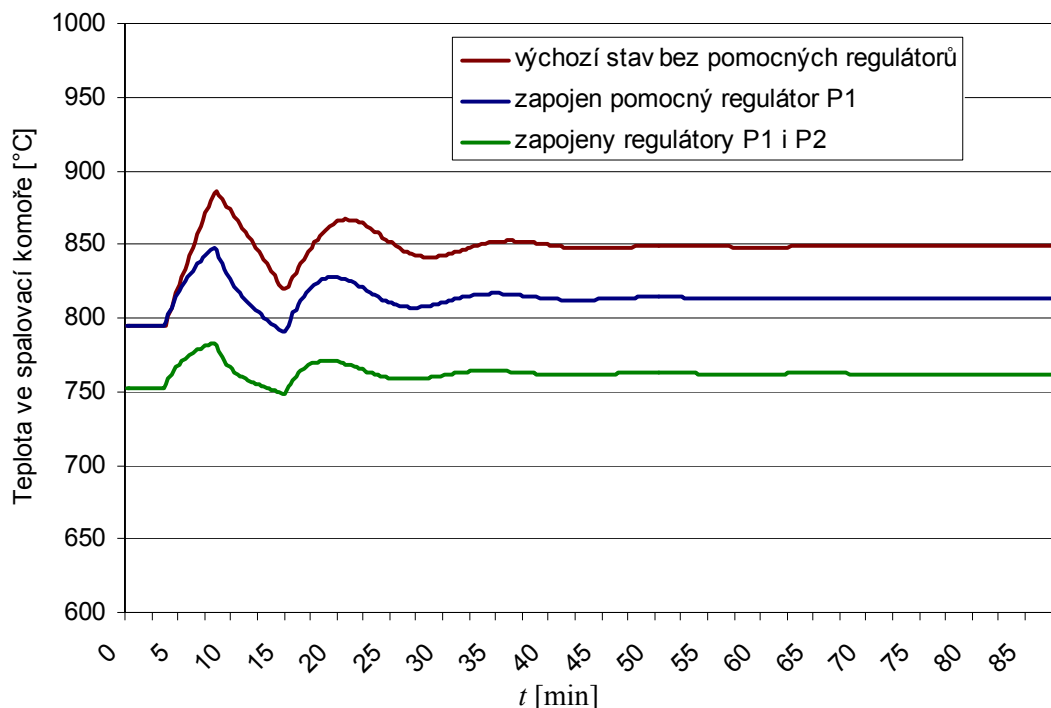
Zvyšování či snižování žádané teploty topné vody vyvolává změny průtoku paliva a tím i změny teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$. Průběh teploty $y_2(t)$, který doprovázel skokové zvýšení žádané teploty TV $w(t)$ je zobrazen na obr. 6.10. Jedná se o změny teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ doprovázející regulační pochod odpovídající modré křivce na obr. 6.7 (nejvyšší dosažená kvalita regulace), tj. v zapojení regulačního obvodu s modelem regulované soustavy a s optimalizovanými parametry regulátoru $G_R(s)$. Vykreslení odezvy teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ při různých nastaveních systému umožňuje demonstrovat vliv pomocných regulátorů P_1 a P_2 .

Hnědá křivka představuje výchozí průběh při zavření klapce recirkulace spalin a průtoku sekundárního vzduchu nastaveného po celou dobu na konstantní hodnotu (934 m³/h). Jedná se tedy o situaci, kdy není zapojen regulátor P_1 ani P_2 .

Modrá křivka odpovídá průběhu teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ se zapojeným pomocným regulátorem P_1 ovládajícím průtok sekundárního vzduchu $u_2(t)$ (viz obr. 5.19). Výsledný průtok sekundárního vzduchu se zapojeným regulátorem P_1 je po přechodovém ději vyšší (1024 m³/h), a ustálená hodnota teploty v komoře $y_2(t)$ tedy nižší (asi o 35 °C).

Lze konstatovat, že kolísání teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ je díky zásahům regulátoru P_1 utlumen.

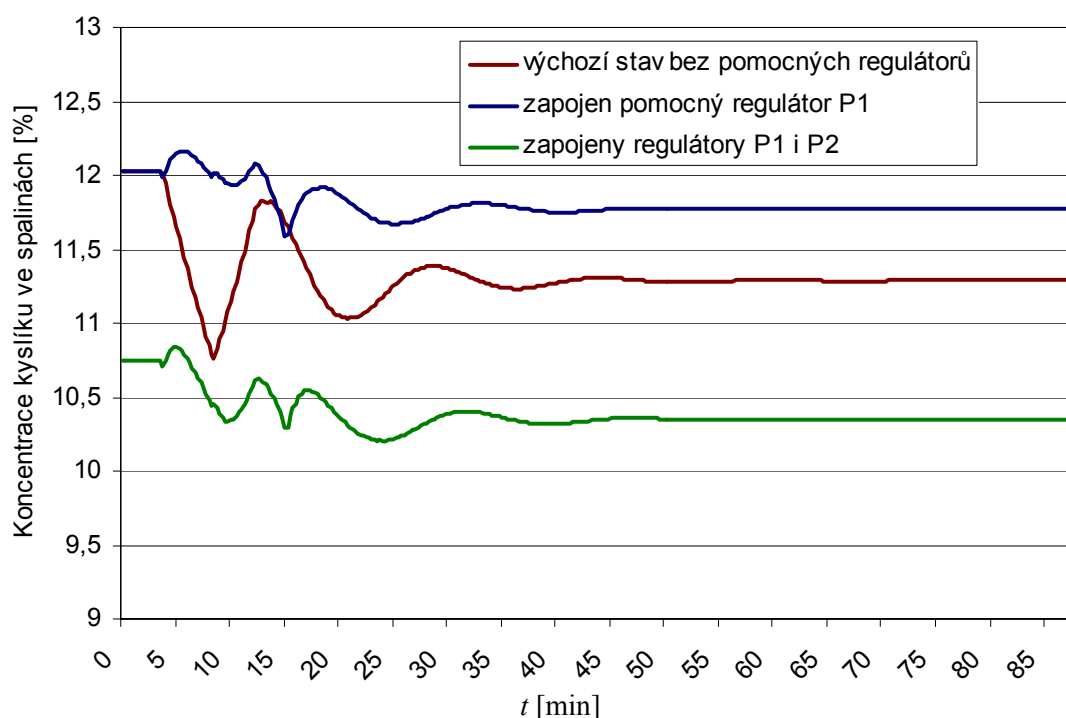
Zelená křivka k předchozímu případu doplňuje ještě vliv regulátoru P_2 , tzn. ovládání recirkulace spalin (viz obr. 5.20). Protože je v tomto případě od počátku otevřena klapka recirkulace spalin, ustálená hodnota $y_2(t)$ je oproti předchozím nastavením (s uzavřeným recyklem) posunuta o 50 °C níže. Amplituda kmitů je ještě výrazněji utlumená.



Obr. 6.10 Průběh teploty ve spalovací komoře $y_2(t)$ při zvýšení žádané teploty topné vody $w(t)$ a různých nastaveních pomocných regulátorů

Ad 4. Odezva koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$ a vliv regulátorů P_1 a P_2

Změny žádané hodnoty teploty topné vody se také promítají na výsledné koncentraci O_2 ve spalinách $y_3(t)$. Změny obsahu O_2 ve spalinách během simulace jsou zobrazeny na obr. 6.11. Červený průběh je opět výchozí stav s uzavřenou recirkulací a konstantním průtokem sekundárního vzduchu (934 m³/h). Modrá křivka ukazuje situaci, kdy je zapojen pomocný regulátor P_1 a průtok sekundárního vzduchu je ovládán v závislosti na teplotě ve spalovací komoře $y_2(t)$. Díky zvýšenému průtoku sekundárního vzduchu (po přechodovém ději 1024 m³/h) vzrůstá i výsledný obsah O_2 ve spalinách (o 0,5 %). Zelený průběh zahrnuje vliv regulátoru P_2 . Regulátor P_2 od počátku otevírá klapku recirkulace spalin, díky čemuž dochází k celkovému poklesu výchozí koncentrace O_2 ve spalinách $y_3(t)$ asi o 1,4 % oproti předchozímu případu (modrá křivka). Ovládání průtoku recirkulovaných spalin regulátorem P_2 dále způsobuje mírné utlumení výkyvů koncentrace O_2 ve spalinách.



Obr. 6.11 Průběh koncentrace O_2 ve spalínách $y_3(t)$ při zvýšení žádané teploty topné vody $w(t)$ a různých nastaveních pomocných regulátorů

Simulační ověření funkce uzavřeného regulačního obvodu ukázalo použitelnost modelu regulované soustavy pro návrh a seřízení modelu regulace. Regulační obvod sestavený v programu *Simulink* umožňuje efektivní testování různých nastavení jednotlivých regulátorů s okamžitou analýzou změn všech klíčových procesních veličin. Lze předpokládat, že poznatky získané během simulačních testů by mělo být možné aplikovat v reálném provozu a zvýšit tím kvalitu stávající regulace.

7 DALŠÍ MOŽNOSTI POUŽITÍ MODELU

V rámci dizertační práce byl model regulované soustavy použit pro návrh změn v zapojení regulačního obvodu tak, aby byla zajištěna stabilní regulace. Následně byla provedena ruční úprava parametrů modelu PID regulátoru $G_R(s)$, která přinesla další zvýšení kvality regulace. Existují však ještě další možnosti, jak zvýšit kvalitu regulačního pochodu s pomocí modelu regulované soustavy. Jednou z nich je použití nové vstupní veličiny pro regulaci kotle, která by upozornila na potřebu akčního zásahu dříve, než aktuálně použitá teplota topné vody $y_1(t)$. V případě biomasových kotlů by mohl být tímto vstupem například aktuální odběr tepla spotřebitelem. Možnost praktického využití této informace uvádí kap. 7.1. Podobně může být „urychlená“ informace získána také aplikací prediktivního řízení (*Model Predictive Control, MPC*), viz kap. 7.2. Závěrečná podkapitola 7.3 nastiňuje možnosti využití modelu pro výukové a tréninkové účely.

7.1 Rozvětvený regulační obvod s měřením poruchové veličiny

Je známo, že využitím měřitelné poruchové veličiny je možné výrazně snížit dobu regulace. Jak bylo řečeno v kap. 2.2.1, jedná se o způsob regulace, který je v praxi používán. Frekvence podávání paliva se při něm téměř okamžitě přizpůsobuje aktuálně odebíranému teplu. Následující řádky vysvětlují způsob využití měření poruchy při regulaci předmětné jednotky.

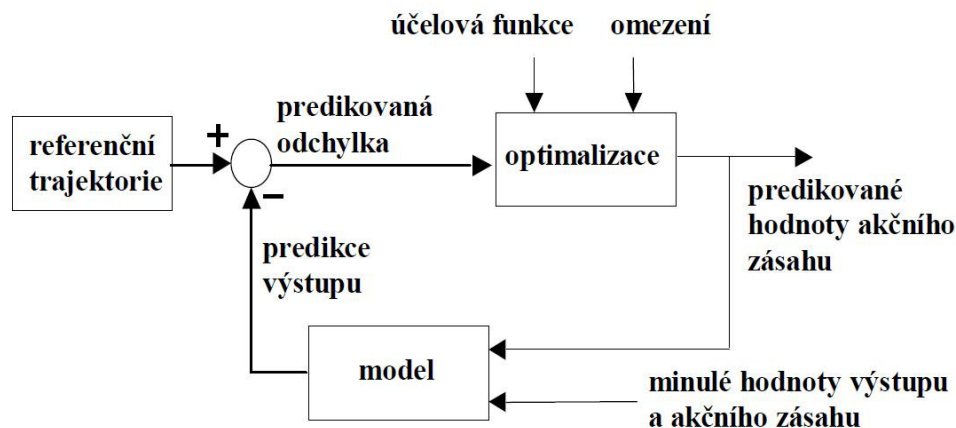
Do regulačního obvodu je doplněn pomocný regulátor, jehož vstupní veličinou je signál z měřiče tepla instalovaného u odběratele. Tento regulátor působí přídavné zvýšení výkonu jednotky tak, aby se účinek odběru na regulovanou veličinu úplně odstranil nebo alespoň podstatně snížil. Tato úprava ovšem předpokládá znalost uvedených časových konstant, tzn. za jak dlouho a jakým způsobem se projeví změna odběru na teplotě topné vody. Zapojení s měřením poruchové veličiny by mohlo nalézt svoje uplatnění zejména tam, kde dochází k častým (příp. rychlým) výkyvům odběru tepla a biomasový kotel nestíhá dostatečně rychle reagovat na požadavky odběratele. Bližší informace o úpravě obvodu pro kompenzaci poruchové veličiny jsou v literatuře [50] a [63].

7.2 Prediktivní řízení založené na modelu

Pokročilé metody řízení (APC) jsou vyvíjeny již několik desetiletí. Za průlomovou metodu v této oblasti lze bezesporu považovat *prediktivní řízení založené na modelu (MPC)*. Jde o metodu v současné době velmi populární, čemuž odpovídá i zvyšující se počet průmyslových aplikací [75]. MPC využívá při výpočtu akčního zásahu predikci budoucí hodnoty výstupu regulovaného procesu. Zatímco u konvenčního zpětnovazebního řízení se akční zásah určuje podle minulé hodnoty regulační odchylky, u prediktivního regulátoru se určuje přírůstek akčního zásahu z predikované budoucí regulační odchylky [76]. Tím lze dosáhnout výrazného zvýšení kvality regulace.

Pro návrh použitelného prediktivního řízení je ovšem důležitá znalost modelu regulované soustavy. Protože se na základě tohoto modelu počítá budoucí předpokládaný průběh jednotlivých veličin, musí dostatečně přesně zachycovat dynamiku soustavy. Výsledný průběh regulované veličiny je výsledkem řešení optimalizační úlohy, která stanovuje optimální hodnotu řídicího signálu (akční zásah). Kritérium je dáno účelovou

funkcí, která má zpravidla tvar kvadratické funkce. Blokové schéma MPC regulátoru je zobrazeno na obr. 7.1 [76].



Obr. 7.1 Základní schéma MPC regulátoru

V další fázi výzkumu regulace biomasových kotlů by bylo vhodné ověřit použitelnost vytvořeného matematického modelu pro MPC regulaci. Predikce teploty výstupní topné vody (a dalších veličin) by umožnila rychlejší a přesnější posloupnost akčních zásahů regulátoru. Další výhodou prediktivní regulace je možnost efektivně pracovat s měřitelnými poruchami (veličiny, které ovlivňují proces, ale nemohou být řízeny), jako je např. venkovní teplota ovlivňující tepelné ztráty vytápěného objektu. Vliv poruchové veličiny by se zohlednil při výpočtu optimálního akčního zásahu.

Díky tomu, že model kotle byl vytvořen v *SW Simulink*, je možné pro tvorbu a simulaci MPC regulátoru efektivně využít program Matlab a jeho nadstavbu *Model Predictive Control Toolbox*.

7.3 Zaškolování obsluhy a výuka

Model kotle na biomasu je vhodný prostředek pro vytvoření výukového simulačního prostředí, které by našlo svoje uplatnění zejména při zaškolování obsluhy kotelny. Jednotlivé operátorské zákroky, jako je změna žádané hodnoty topné vody, změna nastavení přívodu spalovacího vzduchu nebo recirkulace spalin může probíhat v simulovaném prostředí bez rizika vyvolání nežádoucího provozního režimu kotle a s ním spojeným zatěžováním regulačních prvků kotle či zanášením potrubních tras sazemí. Aplikace výcvikových simulátorů jsou v České republice známy především z rozsáhlých provozů, jakými jsou jaderné nebo tepelné elektrárny [77]. Ve srovnání s těmito rozsáhlými provozmi je biomasová výtopna prostředím s velmi nízkým rizikem škod na technologii nebo zdraví obsluhy. Proto se nedá počítat s tvorbou plnorozsahových trenažérů, které by postihovaly veškeré operátorské činnosti, jako je najíždění nebo odstavování kotle a zahrnovaly také komplexní simulaci všech bezpečnostních prvků. Na druhou stranu zvýšení odborné způsobilosti obsluhy může přinést nemalé úspory, a to zejména v dlouhodobém měřítku. Pokud obsluha dobře porozumí vlivu základních prvků technologie, může efektivními zásahy (např. při změně druhu paliva) upravovat podmínky hoření a tím zvyšovat účinnost zařízení. Zaškolování obsluhy může navíc probíhat dříve, než je jednotka uvedena do provozu. Využití modelu pro tento účel by ovšem

předpokládalo jeho doplnění o grafické uživatelské rozhraní (GUI). Pokud je to možné, je k tomuto účelu vhodné použít vizualizační a monitorovací SW, který odpovídá reálnému řídicímu systému.

Pokud by byl trenažér tímto způsobem upraven, mohl by sloužit také jako marketingová pomůcka při prezentaci biomasových kotlů připravovaných k prodeji. Protože se u těchto simulátorů klade důraz více na kvalitní shodu chování než na exaktní číselnou shodu s reálnými hodnotami veličin, může být model upraven pro různé výkonové kategorie a konstrukční uspořádání roštových kotlů.

Model je bez dalších úprav možné využít také na akademické půdě. Dynamická simulace jednotky pro spalování biomasy poslouží studentům procesních oborů pro hlubší pochopení procesu výroby topné vody. Během práce se simulátorem, který je věrohodnou prezentací modelované technologie, mohou studenti dokonaleji porozumět spolupráci jednotlivých technologických prvků. Díky volbě široce využívaného SW *Simulink* je model připraven pro výuku syntézy řízení tepelných zdrojů v rámci oboru automatizace a řízení.

8 ZÁVĚR

Biomasové kotle středních výkonů jsou pro svou zhoršenou dynamiku a zpožděnou odezvu na změny dodávky paliva považovány za soustavy s vyššími nároky na regulaci. Zkušenosti provozovatelů ukazují významné nedostatky v kvalitě regulace současných biomasových zdrojů. Kotle jsou schopny bezproblémového ustáleného provozu zejména v případech, kdy se hodnota žádaného výkonu výrazněji nemění. Pokud ovšem dojde ke změně žádaného výkonu (nebo změně odběru), stává se provoz kotlů nestabilní, což se může projevit až opakovaným odstavováním a najížděním celé technologie. Uvedené chování je přitom vysoce nežádoucí z hlediska životnosti kotle a hospodárnosti provozu. Díky zvýšeným emisím znečišťujících látek ve spalínách má nestabilní provoz také nežádoucí vliv na ekologickou stránku provozu těchto zařízení. Aby byly jednotky na biomasu schopné konkurovat zdrojům na fosilní paliva, musí umožňovat stabilní regulaci v širokém regulačním rozsahu. Řídicí systém navíc musí s dostatečnou rychlostí reagovat na změny odběru tepla. Pro naplnění těchto požadavků je nutné pokračovat ve výzkumu a vývoji řídicích systémů těchto technologií. Ten se však zdá být úzce spojen s dostupností kvalitních dynamických modelů regulovaných soustav. Na základě rešerše dostupné literatury bylo zjištěno, že úspěšné sestavení dynamického matematického modelu biomasového kotle jako regulované soustavy nebylo dosud publikováno. Předložená dizertační práce reaguje na tuto neuspokojivou situaci vytvořením účinného prostředku – dynamického matematického modelu – pro další vývoj regulace biomasových kotlů středních výkonů.

Jádrem dizertační práce je identifikace kotle na biomasu, na jejímž základě vznikl dynamický model popisující chování kotle jako regulované soustavy. Model byl sestaven na základě vhodné kombinace bilančních výpočtů a rozsáhlých experimentálních měření. Práce tedy představuje konkrétní možnosti a omezení metod *experimentální a analytické identifikace* v oblasti, kde dosud nebyly komplexním způsobem využity. Výsledkem je historicky první model svého druhu zahrnující všechny důležité nelineární charakteristiky systému a popisující chování kotle v celém jeho provozním rozsahu. Provedené simulace potvrdily blízkost modelu a reálné technologie, přičemž ukázaly významnou slabinu kotlů na biomasu, kterou je vysoké dopravní zpoždění dodávky paliva. Model regulované soustavy (kotle) byl využit pro sestavení modelu regulace, který vycházel z tradiční koncepce zpětnovazebního řízení používaného v provozu. Potvrdilo se, že klasický přístup je problematický z hlediska dosažení stability regulačního pochodu. Byl proto navržen model řízení s novou strukturou, díky níž došlo ke stabilizaci regulačního pochodu. Opakované simulace s různým nastavením parametrů regulátoru pak přinesly jeho další výrazné zkvalitnění. Vzhledem k vysoké přesnosti použitého modelu lze předpokládat, že by zavedení zmíněných úprav do reálného řídicího systému přineslo stabilní regulaci s výrazně lepší dynamikou, než je u aktuálně provozovaných kotlů na biomasu běžné.

Předložená dizertační práce vyšla z teoretických i praktických poznatků získaných během účasti na projektu Impuls FI-IM3/166 „Prototyp jednotky o výkonu 1 až 3 MW pro energetické využití různých druhů biomasy a fytomasy“ a výzkumném záměru MŠMT č. MSM 0021630502 „Ekologicky a energeticky řízené soustavy zpracování odpadů a biomasy“. Spolupráce s Ústavem procesního a ekologického inženýrství Fakulty strojního inženýrství (FSI) VUT v Brně přinesla možnost rozsáhlých provozních zkoušek, během nichž bylo shromážděno velké množství experimentálních dat. Dalším cenným příspěvkem předchozího výzkumu na tomto ústavu byl SW *W2E*, který umožnil efektivní sestavení bilančního modelu předmětné jednotky a provedení velkého počtu bilančních výpočtů. Z tohoto kvalitního základu bylo možné vycházet v další fázi dizertační práce, která svoji pozornost zaměřila na oblast regulace těchto zdrojů. V této fázi bylo klíčové seznámit se s

teoretickými východisky experimentální identifikace systémů a vytváření modelů regulovaných soustav. Velkou podporou přitom byly zkušenosti s identifikací kotlů na fosilní paliva z výzkumu, který dříve probíhal na Ústavu automatizace a informatiky FSI VUT v Brně.

Předložená dizertační práce je tedy v první řadě příspěvkem pro teorii modelování a identifikace systémů. Aplikuje efektivní kombinaci přístupů analytické a experimentální identifikace při řešení zcela nové úlohy a vytváří tak metodický rámec pro tvorbu dynamických modelů dalších technologií a průmyslových procesů. Díky tomu mají výsledky práce odborný přesah a jsou využitelné v širokém spektru technických oborů. Přínos práce pro teorii automatického řízení je spojen především s možností syntézy regulace pro soustavy se zhoršenou setrvačností, příp. vyšším dopravním zpožděním. Matematických modelů těchto soustav není mnoho a pro navrhování a parametrizaci regulace kotlů na biomasu nebyly dosud dostupné vůbec. Dizertační práce přináší kvalitní prostředek pro návrh a simulaci řídicích systémů nejrozumnějších struktur s možností okamžitého vyhodnocení všech významných veličin. Kromě optimalizace stávajících řídicích systémů tradiční koncepce umožňuje vytvořený model výzkum prediktivního řízení založeného na modelu (MPC). Součástí navazujících výzkumných aktivit bude ověření použitelnosti vytvořeného modelu pro tuto velmi slibnou metodu řízení.

Hlavním přínosem práce pro praxi je možnost dalšího zvýšení efektivity energetického využívání biomasy. Výrazný pokrok v konstrukci kotlů na biomasu již vzhledem k vysokým účinnostem provozovaných technologií nelze očekávat. V oblasti regulace je však pro další vývoj ještě dostatek prostoru. Využití výsledků práce se předpokládá především při projekci a optimalizaci řídicích systémů biomasových kotlů. V rámci dizertační práce byla navržena nová struktura regulace, která se během simulací ukázala jako výrazně vhodnější než stávající konvenční způsob regulace, který je použit u plně provozního prototypu jednotky umožňující experimentální měření (předmětné jednotky). Navržený model řídicího systému vykazuje výrazný posun v kvalitě regulace oproti běžně používanému způsobu řízení a po jeho aplikaci v reálném provozu se dá předpokládat výrazné zlepšení provozních charakteristik kotle, zejména v otázce stability a rychlosti. U předmětné jednotky sloužící k vytápění průmyslové výrobní haly v Kojetíně to znamená zvýšení stability dodávky topné vody žádaných parametrů a udržení tepelné pohody ve vytápěných prostorách bez ohledu na náhlé tepelné ztráty (otevření vrat haly). Zvýšení výkonu stávajícího řídicího systému má dopady také na účinnost, životnost a environmentální aspekty provozu biomasového kotle.

Nakonec je třeba také zmínit přínos práce pro akademické prostředí. Sestavený a ověřený matematický model biomasového kotle je možné používat při výuce technických oborů, jako je procesní inženýrství nebo energetika. Studenti se mohou pomocí dynamických simulací seznámit s jednotlivými technologickými prvky kotlů i jejich provozními charakteristikami, aniž by museli navštívit reálný provoz. V rámci studia automatizace je možné aktivní zapojení studentů při návrhu nebo seřizování regulace těchto tepelných zdrojů. Využití vytvořeného modelu se nabízí také při zaškolování obsluhy biomasových kotlen.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Silveira S. (ed.), *Bioenergy – Realizing the Potential*, Elsevier Science & Technology Books, Swedish Energy Agency, Sweden, 2005, ISBN 0080446612.
- [2] Eurostat, *Panorama of Energy, Energy statistics to support EU policies and solutions*, European Communities, Luxembourg, 2009, ISSN 1831-3256
- [3] *Directive 2009/28/EC of the European Parliament and of the Council of 23 April 2009 on the promotion of the use of energy from renewable sources and amending and subsequently repealing Directives 2001/77/EC and 2003/30/EC*, [online], dostupné z: <[www.mzp.cz/ris/vis-ec.nsf/\\$celex/32009l0028](http://www.mzp.cz/ris/vis-ec.nsf/$celex/32009l0028)>.
- [4] Kadrnožka, J., *Biomasa – velká energetická a ekologická očekávání se zřejmě nenaplní*, Energetika, č. 2/2008, s. 54-60, ISSN 0375-8842.
- [5] *Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu č. 10/2005*, [online], Energetický regulační věstník, částka 13, ze dne 30. 11. 2005, dostupné z: <www.eru.cz>.
- [6] Dam v J., Faaij A. P. C., Lewandowski I., Fischer G., *Biomass production potentials in Central and Eastern Europe under different scenarios*, Biomass and Bioenergy, 2007, 31:345-366.
- [7] Michigan State University. *Food vs. fuel: Growing grain for food is more energy efficient*, ScienceDaily, 2010, [online], dostupné z: <www.sciencedaily.com/releases/2010/04/100419172855.htm>.
- [8] Elliott L., Stewart H., *Poor go hungry while rich fill their tanks*, The Guardian, 2008, [online], dostupné z: <www.guardian.co.uk/business/2008/apr/11/worldbank.fooddrinks1>.
- [9] Küçük M. M., Demirbas A., *Biomass conversion processes*, Energy Conversion and Management, 1997, 38:151-165.
- [10] Lowenstein M. Z. (ed.), *Energy applications of biomass*, Elsevier Applied Science Publishers Ltd., New York, 1985, ISBN 0-203-26853-9
- [11] Balat M. et al., *Main routes for the thermo-conversion of biomass into fuels and chemicals. Part 1: Pyrolysis systems*, Energy Conversion and Management, 2009, 50:3147-3157.
- [12] Balat M. et al., *Main routes for the thermo-conversion of biomass into fuels and chemicals. Part 2: Gasification systems*, Energy Conversion and Management, 2009, 50:3158-3168.
- [13] Bridgwater A. V., Toft A. J., Brammer J. G., *A techno-economic comparison of power production by biomass fast pyrolysis with gasification and combustion*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2002, 6:181-246.
- [14] Demirbas A., *Combustion characteristics of different biomass fuels*, Progress in Energy and Combustion Science, 2004, 30:219-230.
- [15] Kubíček A., *Vlastnosti biopaliv ve vztahu k jejich spalování a zplyňování*, [online], příspěvek ze semináře Energie z Biomasy II, 2003, dostupné z: <oei.fme.vutbr.cz/konfer/biomasa/Kubicek.pdf>.
- [16] Quaak P., Stassen H. E., Knoef H., *Energy from Biomass, A Review of Combustion and Gasification Technologies*, Washington D. C.: The World Bank Technical Paper, 2001, ISBN: 978-0821343357.

- [17] Pastorek Z., Kára J., Jevič P., *Biomasa – obnovitelný zdroj energie*. Arch, Praha, 2004, ISBN 80-86534-06-5.
- [18] Lisý M., Baláš M., Kohout P., Skála Z., *Energetické parametry biomasy*, seminář Energie z biomasy IV, sborník příspěvků, pp.55-62, 2005, ISBN 80-214-3067-2.
- [19] Pehnt M., *Dynamic life cycle assessment (LCA) of renewable energy technologies*, Renewable Energy, 2006, 31:55-71.
- [20] Caserini S. et al., *LCA of domestic and centralized biomass combustion: The case of Lombardy (Italy)*, Biomass and Bioenergy, 2010, 34:474-482.
- [21] Urban L., *Technologická jednotka pro termické zpracování biomasy*. Dizertační práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí dizertační práce Doc. Ing. Ladislav Bébar, CSc. VUT v Brně, 2009.
- [22] Loo v S., Koppejan J., *Handbook of Biomass Combustion and Co-Firing*, Twente University Press, 2002, ISBN 9036517737.
- [23] Obernberger I., *Decentralized biomass combustion: state of the art and future development*, Biomass and Bioenergy, 1998, 14:33-56.
- [24] Zákon o ochraně ovzduší a o změně některých dalších zákonů (zákon o ochraně ovzduší) č. 86/2002 Sb, dostupné z: <www.tzb-info.cz>.
- [25] Strehler A., *Technologies of wood combustion*, Ecological Engineering, 2000, 16:25-40.
- [26] Máša V., Pavlas M., Hájek J., Skoupý A., *Effective and environmental friendly energy utilization of forest biomass*, článek ve sborníku, IUFRO - All Division 5 Conference - Forest Products and Environment: a Productive Symbiosis., Taipei, 2007, pp.160-165.
- [27] Ballard-Tremeer G., Jawurek H. H. *Comparison of five rural, wood-burning cooking devices: Efficiencies and emissions*, Biomass and Bioenergy, 1996, 11:419-430.
- [28] Menghini D., Marchione T., Martino G., Marra F. S., Allouis Ch. and Beretta F., *Numerical and experimental investigations to lower environmental impact of an open fireplace*, Experimental Thermal and Fluid Science, 2007, 31:477-482.
- [29] Koyuncu T., Pinar Y., *The emissions from a space-heating biomass stove*, Biomass and Bioenergy, 2007, 31:73-79.
- [30] Kroča V., *Moderní roštové kotle spalující biomasu*, Energetika, 2006, 56:18-19.
- [31] Lundgren J., Hermansson R., Dahl J., *Experimental studies of a biomass boiler suitable for small district heating systems*, Biomass and Bioenergy, 2004, 26:443-453.
- [32] Koláček R., *Výkonové parametry systému pro energetické využití biomasy*. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Pavlas, Ph.D. VUT v Brně, 2008.
- [33] Bioenergo, firemní prospektový materiál, 2007, [online], dostupné z: <www.bioenergo.cz/program/central.html>.
- [34] Wärtsilä Power Plants, *Bioenergy solutions*, firemní prospektový materiál, 2005, [online], dostupné z: <www.wartsila.com/biopower>.
- [35] Hurst Boiler: *Solid Fuel Fired – Biomass*, firemní prospektový materiál, 2006, [online], dostupné z: <www.hurstboiler.com/biomass.htm>.

- [36] Pavlas M., *Systém pro výpočet technologických parametrů procesů včetně energetických aspektů*. Dizertační práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí dizertační práce Prof. Ing. Petr Stehlík, CSc. VUT v Brně, 2008.
- [37] Noskíevič P., *Modelování a identifikace systémů*, MONTANEX a.s., Ostrava, 1999, ISBN 80-7225-030-02.
- [38] Ljung L., Glad T., *Modelling of dynamic systems*, New Jersey: Prentice Hall, 1994, ISBN 0-13-597097-0.
- [39] Zhu Y., *Multivariable System Identification for Process Control*, Oxford: Elsevier Science Ltd., 2001, ISBN 0-08-043985-3.
- [40] Trčka M., Hensen J. L. M., *Overview of HVAC system simulation*. Automation in Constuction, 2010, 19:93-99.
- [41] Vaculíková E. (ed.), Šmejkal L. (ed.), *Modely, simulace a dobrodružství praxe*, diskuse o modelování a simulaci, Automa, 2006, 49:258-261.
- [42] Lianzhong L., Zaheeruddin M., *Dynamic modeling and fuzzy augmented PI control of a high-rise building hot water heating system*, Energy for Sustainable Development, 2008, 12:49-55.
- [43] Haryanto A., Hong K.-S., *Modeling and simulation of an oxy-fuel combustion boiler system with flue gas recirculation*, Computers & Chemical Engineering, Elsevier Ltd., 2010, in Press.
- [44] Keshavarz M., Yazdi M. B., Jahed-Motlagh M. R., *Piecewise affine modeling and control of a boiler-turbine unit*, Applied Thermal Engineering, 2010, 30:781-791.
- [45] Solberg B., Andersen P., Karstensen C. M. S., *Control properties of bottom fired marine boilers*, Energy, 2007, 32:508-520.
- [46] Aström K. J., Bell R. D., *Drum-boiler dynamics*, Automatica, 2000, 36:363-378.
- [47] Mahlia T. M. I. et al., *Dynamic modeling and simulation of a palm wastes boiler*, Renewable Energy, 2003, 28:1235-1256.
- [48] Hurák Z., *Moderní metody řízení vs. PID regulátor*, Automa, 2007, 13:7-12.
- [49] Ogata K., *Modern Control Engineering*, New Jersey: Prentice Hall, fourth edition, 2002, ISBN 0-13-043245-8.
- [50] Švarc I., *Automatizace – Automatické řízení*. Brno: CERM, 2002, ISBN 80-214-2087-1.
- [51] Karták J. et al., *Dynamika a regulace parních kotlů*. Praha: SNTL, 1981.
- [52] Anderson J. S., *Process control opportunities and benefits analysis*. Proc. Advanced Control for the Process Industries, Cambridge, 1992.
- [53] Mikleš J., Fikar M., *Process Modelling, Identification and Control*, Berlin : Springer-Verlag, 2007, ISBN 978-3-540-71969-4.
- [54] Urban L., Máša V., Pavlas M., Stehlík P., *Novel type of technology for biomass utilization*. In 10th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, PRES 2007, Ischia Porto, Italy, 2007, 12:465-470.
- [55] Hájek J., Pavlas M., Urban L., Stehlík P., *Matematické modelování jako podpůrný nástroj při návrhu prototypu experimentální jednotky pro energetické využití různých druhů biomasy a fytomasy*, Výzkumná zpráva VZ-MPO-2006/02, VUT Brno, 2006.

- [56] Barana O. et al., *Comparison between commercial and open-source SCADA packages—A case study*, Fusion Engineering and Design, 2010, 85:491-495.
- [57] Havlíček M., *Řízení tepelných zdrojů se zaměřením na spalování biomasy*. Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vítězslav Máša. VUT v Brně, 2010.
- [58] Modrlák O., *Teorie automatického řízení I., Úvod do identifikace: Studijní materiály*, Liberec: TU v Liberci, 2004.
- [59] Zhou, H. et al., *Numerical modelling of straw combustion in a fixed bed*, Fuel, 2005, 84:389-403.
- [60] Ljung L., *System identification, theory for the user* (2nd. ed.). New Jersey: Prentice Hall, 1999, ISBN 0-13-656695-2.
- [61] Touš M., Houdková L., Bébar L., Palvas M., Stehlík P., *Waste-to-energy (W2E) software - a support tool for decision making process*, Chemical Engineering Transactions, 2009, 18:971-976.
- [62] Macalík R., *Identifikace regulované soustavy – experimentální jednotka pro spalování biomasy*. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Vítězslav Máša. VUT v Brně, 2008.
- [63] Balátě J., *Automatické řízení*, Praha : Ben, 2003, ISBN 80-7300-020-2.
- [64] Eck V., *Identifikace a modelování, studijní materiály*, Praha : ČVUT, 1989.
- [65] Isermann R., *Identifikation Dynamischer Systeme I*, Berlin : Springer-Verlag, 1992, ISBN 3-540-54924-2.
- [66] Piša P., *Matlab, laborator nején pro matematiky*, 2008, [online], dostupné z: <cmp.felk.cvut.cz/~pisa/Public/ST_matlab.html>.
- [67] Karris S. T., *Introduction to Simulink with Engineering Applications*, Orchard Publications, 2006, ISBN 0-9744239-7-1.
- [68] Horáková E., *Zpracování dat pro účely experimentální identifikace systémů*. Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vítězslav Máša. VUT v Brně, 2010.
- [69] Tomšů O., *Bilanční model jednotky pro energetické využití biomasy*. Diplomová práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce Ing. Vítězslav Máša. VUT v Brně, 2010.
- [70] Mathworks, *detrend*, Matlab documentation, 2010, [online], dostupné z: <www.mathworks.com/help/techdoc/ref/detrend.html>.
- [71] Matějka J., *Metoda nejmenších čtverců v identifikaci dynamických systémů*. Bakalářská práce na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Vedoucí bakalářské práce Ing. Vítězslav Máša. VUT v Brně, 2009.
- [72] Kučera M., Schlegel M., *Regulátor systémů s dopravním zpožděním*, Automatizace, 2009, 52:90-92.
- [73] Mathworks, *Automatic PID Tuning*, Matlab documentation, 2010, [online], dostupné z: <www.mathworks.com/help/toolbox/slcontrol/ug/br684zf.html>.
- [74] Vogelei K., *Optimalizace a nastavení PID regulátorů v praxi*, Automa, 2005, [online], dostupné z: <www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=30257>.

- [75] Pekař J., Jech J., Jurenka L., Kovařík M., *Prediktivní řízení průmyslových procesů*, Automa, 2007, [online], dostupné z:
<www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=34170>.
- [76] Matys L., *Predictive control*, příspěvek z konference a soutěže Student EEICT 2008, [online], dostupné z: <www.feec.vutbr.cz/EEICT/2008/sbornik/02-Magisterske%20projekty/03-Kybernetika%20a%20automatizace/index.html>.
- [77] Neuman P., Šulc B., Jan J. A., Tauchman M., *Simulátory parních kotlů v programu Matlab a Simulink a možnosti realizace jejich operátorských rozhraní*, Automa, 2002, [online], dostupné z:
<www.odbornecasopisy.cz/index.php?id_document=28328>.

PUBLIKACE AUTORA

- [1] Urban L., Máša V., Pavlas M., Stehlík P., *Novel type of technology for biomass utilization*, 10th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, PRES 2007, Porto, Itálie, 2007.
- [2] Dvořák R., Máša V., Chlápek P., Solodyankin K., *Novel types of equipment for off-gas cleaning*, 17th European Symposium on Computer Aided Process Engineering - ESCAPE17, Bukurešť, Rumunsko, 2007.
- [3] Urban L., Máša V., Pavlas M., Stehlík P., *Sběr a vyhodnocení experimentálních dat z jednotky na biomasu*, výzkumná zpráva VZMPO-2007/01, VUT Brno, Česká republika, 2007.
- [4] Máša V., Pavlas M., Hájek J., Skoupý A., *Effective and environmental friendly energy utilization of forest biomass*, IUFRO - All Division 5 Conference, Taipei, Taiwan, 2007.
- [5] Urban L., Máša V., Pavlas M., Stehlík P., *Efektivní využití různých druhů biomasy a fytomasy v nové experimentální jednotce o výkonu 1 MW*, 54. konference chemického a procesního inženýrství, Srní, Česká republika, 2007.
- [6] Urban L., Máša V., *Nový typ zařízení pro spalování biomasy a fytomasy I. Technologie a koncepce experimentální jednotky*, Seminář Energie z biomasy VI, Ostrava, Česká republika, 2007.
- [7] Máša V., Urban L., *Nový typ zařízení pro spalování biomasy a fytomasy II. Zvyšování termické účinnosti a řízení*, Seminář Energie z biomasy VI, Ostrava, Česká republika, 2007.
- [8] Máša V., Urban L., *Termická účinnost a měření emisí na experimentální jednotce pro spalování biomasy*, Seminář Energie z biomasy VII, Brno, Česká republika, 2007.
- [9] Pavlas M., Máša V., Urban L., Hájek J., Stehlík P., *Novel technology for biomass combustion with heat recovery and optimized operation*, Heat Transfer, Fluid Mechanics & Thermodynamics HEFAT 2008, Pretoria, Jihoafrická republika, 2008.
- [10] Urban L., Máša V., Pavlas M., Stehlík P., *Up-to-date design of unit for biomass utilization - analysis of efficiency*, 18th International Congress of Chemical and process Engineering Chisa 2008, Praha, Česká republika, 2008.
- [11] Máša V., *System Identification of a Technology for Biomass Combustion*, CEEPUS Summer School 2008, Automatic Control for the 21.century, Split, Chorvatsko, 2008.
- [12] Máša V., Pavlas M., *Efektivní a environmentálně šetrné energetické využívání různých druhů biomasy v zařízeních středních výkonů*, Seminář Udržitelná energie a krajina, Hostětín, Česká republika, 2008.
- [13] Chlápek P., Máša V., *Identifikace a řízení distribuce přívodu spalovacího vzduchu*, 56. konference chemického a procesního inženýrství, Srní, Česká republika, 2009.
- [14] Máša V., Pavlas M., Švarc I., *Mathematical model of biomass boiler for control purposes*, 14th International Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2011, Florence, Itálie, 2011, (přijato k vydání v *Chemical Engineering Transactions*).

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK

zkratka	význam
<i>APC</i>	vyšší formy řízení (advanced process control)
<i>BFB</i>	kotle se stacionární fluidní vrstvou (bubbling fluidized bed)
<i>CFB</i>	kotle s cirkulující fluidní vrstvou (circulating fluidized bed)
<i>CFD</i>	výpočtová dynamika tekutin (computational fluid dynamics)
<i>ČOV</i>	čistírna odpadních vod
<i>DSC</i>	distribuovaný systém řízení (distributed control system)
<i>ERÚ</i>	Energetický regulační úřad
<i>GUI</i>	grafické uživatelské rozhraní (graphical user interface)
<i>HHV</i>	výhřevnost paliva (higher heating value)
<i>HMI</i>	rozhraní mezi člověkem a technologií (human machine interface)
<i>LHV</i>	spalné teplo paliva (lower heating value)
<i>LCA</i>	analýza životního cyklu (life cycle assessment)
<i>MPC</i>	prediktivní řízení založené na modelu (model predictive control)
<i>MŠMT</i>	Ministerstvo školství, mládeže a tělovýchovy
<i>OTS</i>	trenažér pro operátory (operator training system)
<i>OZE</i>	obnovitelné zdroje energie
<i>PID</i>	proporcionálně integračně derivační
<i>RRO</i>	rozvětvený regulační obvod
<i>SCADA</i>	vizualizační systém (supervisory control and data acquisition)
<i>TOC</i>	organický uhlík (total organic carbon)
<i>TZL</i>	tuhé znečisťující látky
<i>UPEI</i>	Ústav procesního a ekologického inženýrství
<i>VUT</i>	Vysoké učení technické

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1

Protokol o laboratorní analýze vzorků dřevní štěpky

Příloha č. 2

Přehled doporučených intervalů měření pro experimentální identifikaci

Příloha č. 3

Bilanční model experimentální jednotky v programu *W2E*

Příloha č. 4

Přehled veličin pro návrh a ověření bilančního modelu

Příloha č. 5

Struktura modelu regulované soustavy v programu *Simulink*

Příloha č. 6

Struktura uzavřeného regulačního obvodu v programu *Simulink*

Příloha č. 1 Protokol o laboratorní analýze vzorků dřevní štěrky (1. strana)



ALS Czech Republic, s.r.o., Na Harfě 9/336, 190 00 Praha 9

Telefon: +420 284 081 646
Fax: +420 284 081 750
Internet: www.alsglobal.com, www.alsglobal.cz
E-mail: info@alsglobal.com

Vysoké učení technické v Brně
Fakulta strojního inženýrství
Ústav procesního a ekologického inženýrství
Technická 2896/2
616 69 Brno

Protokol o zkoušce č. 23841 / 1 / 2007

V Praze : 23.11.2007

Název projektu: Analýzy vzorků
Datum odběru: 19.11.2007
Vzorky přijaty dne: 20.11.2007
Vzorky odebral: zákazník
Použité vzorkovnice: PE
Datum provedení zkoušky: 20.11. - 23.11.2007
Místo provedení zkoušky: ALS Czech Republic, s.r.o., Bendlova 1687/7, 470 03 Česká Lípa - Q21-540-086/01,
Q21-540-100/02, Q23-510-001/00
ALS Czech Republic, s.r.o., Na Harfě 336/9, 190 00, Praha 9
Vzorky analyzovány subdodavatelem - SUB-310-002, SUB-310-003

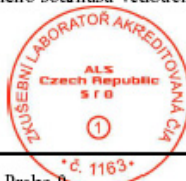
Metody stanovení, údaje o odchylkách, doplňcích nebo výjimkách ze zkušebních předpisů a další informace:

Q21-540-086/01 Stanovení celkové sušiny, zbytku po žhání a ztráty žháním dle interního předpisu (vychází z ČSN 83 0550, část 3).
Q21-540-100/02 SOP Q21-540-100/02 (ČSN ISO 760) Stanovení obsahu vody metodou podle Karl Fischera v kapalných a pevných matricích.
SUB-310-002 Stanovení obsahu popela dle ČSN 441350.
SUB-310-003 Stanovení výhřevnosti a spalného tepla dle ČSN 441352.

Výsledky měření

označení vzorku	Vzorek č. 1 Surovina		jednotka	metoda	
matrice	biomasa - dřevní štěrka				
parametr	výsledek	NM			
obsah vody metodou K	28	±15	%	Q21-540-100/02	A
popel	1.09	-	% hm.	SUB-310-002	SN
výhřevnost	13.82	-	MJ/kg	SUB-310-003	SN
spalné teplo	15.38	-	MJ/kg	SUB-310-003	SN

Laboratoř prohlašuje, že výsledky zkoušek uvedené na tomto protokolu se týkají pouze vzorků, které jsou uvedeny na tomto protokolu a nenahrazují jiné dokumenty. Bez písemného souhlasu vedoucího laboratoři ALS ČR se nesmí protokol reprodukovat jinak, než celý.



Ing. Emilie Pokorná
Laboratory Manager Prague

Příloha č. 1 Protokol o laboratorní analýze vzorků dřevní štěrky (2. strana)

Zákazník : Vysoké učení technické v Brně
Projekt: Analýzy vzorků

Protokol o zkoušce č. 23841 / 1 / 2007
Datum odběru: 19.11.2007

Výsledky měření

označení vzorku	Vzorek č. 3 Popílek z multicyklonu	Vzorek č. 4 Popílek pod roštem		
matrice	popílek	popílek		
parametr	výsledek NM	výsledek NM	jednotka	metoda
ztráta žháním 550 °C	3,7 ±10	<0,10 -	% suš.	Q21-540-086/01 N

Nejistota měření (NM [%]) je rozšířená nejistota odpovídající 95% intervalu spolehlivosti. Je uvedena jako odhad relativní směrodatné odchylky v procentech násobený koeficientem $k = 2$.

Parametry s indexem 'A' v posledním sloupci tabulky jsou předmětem akreditace, na parametry s indexem 'N' se akreditace nevztahuje.

Výsledky parametrů s indexem 'SN' byly získány subdodavatelsky a nejsou předmětem akreditace.

Výsledky měření

vzorek: Vzorek č. 1 Surovina

matrice: biomasa - dřevní štěrka

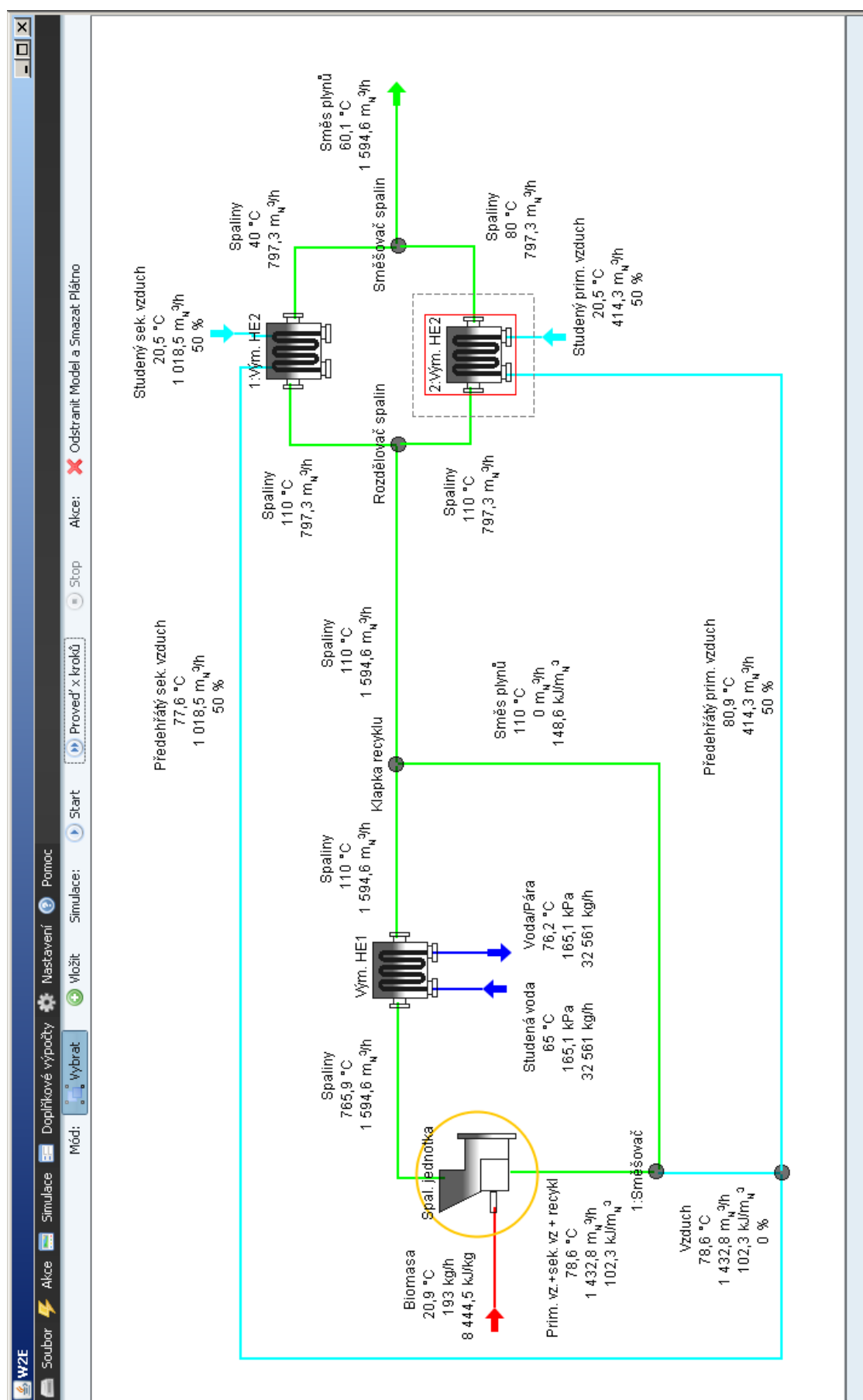
Parametr	Výsledek	Jednotky	Metoda
obsah uhlíku	37,47	%	SN
obsah vodíku	4,48	%	SN
obsah kyslíku	32,64	%	SN
obsah síry	0,05	%	SN

úprava vzorku pro KF dle technologických možností (štípání, řezání, sítování)

Příloha č. 2 Přehled doporučených intervalů měření pro experimentální identifikaci
(intervaly vhodné pro analýzu přechodových charakteristik)

Datum	Čas	Poznámka
Změny průtoku paliva $u_1(t)$ [kg/h]		
11. 12. 2008	10:20 – 10:40	snížení průtoku paliva
7. 1. 2009	13:55 – 14:15	zvýšení průtoku paliva, start kotle
14. 1. 2009	9:35 – 10:10	zvýšení průtoku paliva
14. 1. 2009	12:45 – 13:25	snížení průtoku paliva
21. 1. 2009	11:25 – 11:45	snížení průtoku paliva
15. 2. 2010	11:10 – 11:50	zvýšení průtoku paliva
Změna průtoku sekundárního vzduchu $u_2(t)$ [m³/h]		
15. 1. 2009	9:35 – 10:10	snížení průtoku sek. vzduchu
Změny otevření klapky recirkulace spalin $u_3(t)$ [%]		
21. 1. 2009	10:40 – 13:40	skokové změny v obou směrech
5. 2. 2009	10:50 – 12:20	skokové změny v obou směrech

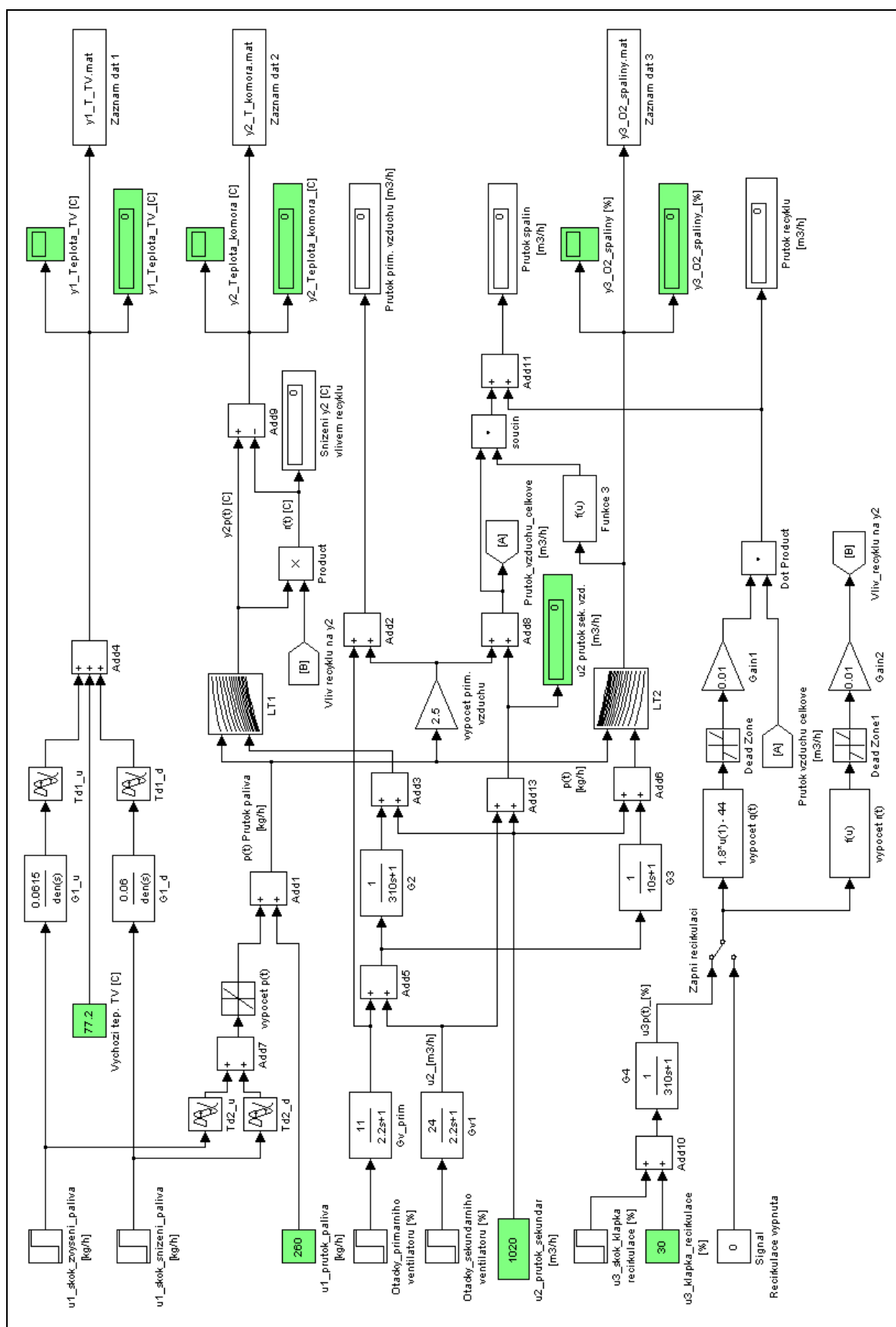
Příloha č. 3 Bilanční model experimentální jednotky v programu *W2E*



Příloha č. 4 Přehled veličin pro návrh a ověření bilančního modelu

Veličina	Jednotka	Předpokládaná hodnota
VSTUPNÍ VELIČINY (nastavené)		
Průtok (množství) paliva $u_1(t)$	kg/h	150÷310 dle výkonu
Průtok sekundárního spalovacího vzduchu $u_2(t)$	m ³ /h	700÷2000
Otevření klapky recirkulace spalin $u_3(t)$	%	30÷80
Vlastnosti paliva		viz tab. 1.1 a tab. 4.2
Průtok primárního spalovacího vzduchu	m ³ /h	300÷700
Průtok topné vody teplovodním výměníkem HE1	kg/h	32600
Teplota vratné topné vody do kotle	°C	65
Teplota výstupních spalin z teplovodního výměníku	°C	110
Teplota spalin v komíně	°C	60
Vstupní teplota prim. a sek. spalovacího vzduchu	°C	10÷25
Teplota paliva	°C	5÷25
VÝSTUPNÍ VELIČINY (vypočítané)		
Teplota výstupní topné vody z kotle $y_1(t)$	°C	70÷90
Teplota ve spalovací komoře $y_2(t)$	°C	max. 950
Koncentrace O ₂ ve spalinách $y_3(t)$	%	5÷15
Výkon kotle	kW	350÷700
Teplota předehřátého primárního vzduchu	°C	60÷120
Teplota předehřátého sekundárního vzduchu	°C	60÷120
INFORMATIVNÍ PARAMETRY (vypočítané)		
Průtok spalin za teplovodním výměníkem	m ³ /h	-
Přebytek vzduchu ve spalovací komoře	%	-
Koncentrace CO ₂ ve spalinách	%	-

Příloha č. 5 Struktura modelu regulované soustavy v programu Simulink



Příloha č. 6 Struktura uzavřeného regulačního obvodu v programu *Simulink*

