



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

VERIFIKACE MODELU PRO PREDIKCI VLASTNOSTÍ SPALOVACÍHO PROCESU

VERIFICATION OF THE MODEL FOR PREDICTING THE PROPERTIES OF THE
COMBUSTION PROCESS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JAN HORSÁK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK JEGLA, Ph.D.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav procesního a ekologického inženýrství

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jan Horský

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

obor: **Procesní inženýrství (3909T003)**

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

Verifikace modelu pro predikci vlastností spalovacího procesu

v anglickém jazyce:

Verification of the model for predicting the properties of the combustion process

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na verifikaci vlastností matematického modelu pro predikci hlavních charakteristických parametrů procesu spalování ve spalovací komoře zkušebny hořáků. Vlastností matematického modelu budou ověřeny formou konfrontace dosažených výsledků modelu s výsledky experimentálních zkoušek různých hořáků a paliv testovaných ve spalovací komoře zkušebny hořáků.

Cíle diplomové práce:

- a) seznámit se s matematickým modelem pro predikci hlavních charakteristických parametrů procesu spalování ve spalovací komoře;
- b) pro pracovní podmínky provedených experimentálních zkoušek různých hořáků a paliv provést matematickým modelem komparativní ověřovací výpočty;
- c) posoudit vypovídající schopnost a vlastnosti výpočtového modelu a navrhnout případné úpravy výpočtového modelu;
- d) závěrečná diskuse dosažených výsledků a poznatků.

Seznam odborné literatury:

[1] HEWITT G. (Ed.) Heat Exchanger Design Handbook, Begell House, Inc., Redding, CT, USA, 1998.

[2] VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed., VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010.

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 25.11.2013

L.S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ANOTACE

Tato práce se zabývá detailním rozбором již dříve vytvořeného výpočtového modelu pro predikci charakteristických parametrů spalovacího procesu ve zkušební spalovací komoře. Odstraňuje nedostatky modelu, které byly rozбором nalezeny, zpřesňuje jej, a následně aplikuje na celkem 11 případů uskutečněných spalovacích zkoušek pro různé pracovní podmínky a paliva. Získaná data konfrontuje s daty zjištěnými v průběhu spalovacích zkoušek, a následně vyhodnocuje přesnost modelu, přičemž hlavním porovnávaným parametrem je velikost měrných tepelných toků do stěn spalovací komory po její délce. Na základě zjištěné přesnosti a objevených nedostatků vyhodnocuje vypovídající možnosti modelu a prezentuje možnosti jeho dalších úprav a možného využití.

KLÍČOVÁ SLOVA

Model pístového toku, spalování, tepelný tok, emisivita, výpočtový model, spalovací komora, procesní pec, spaliny, přenos tepla, záření, hořák, zemní plyn, kapalné palivo, spalovací zkoušky.

ABSTRACT

This work thoroughly analyzes a previously created computational model for predicting characteristic properties of the combustion process in an experimental combustion chamber. Any found shortcomings of the original model are removed and the model is further improved prior to its application on 11 real cases of combustion tests performed at various conditions and with various fuels. Data provided by the model are confronted with the data obtained during the combustion tests and the model accuracy is evaluated, based on local heat flux along the length of the combustion chamber. Finally, the overall usefulness of the model is determined by the means of evaluating the acquired accuracy values, and further possibilities of model improvement and use are presented.

KEYWORDS

Plug-flow model, combustion, heat flux, emissivity, computational model, combustion chamber, furnace, flue gas, heat transfer, radiation, burner, natural gas, liquid fuel, combustion tests.



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HORSÁK, J. *Verifikace modelu pro predikci vlastností spalovacího procesu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.



PROHLÁŠENÍ O PŮVODNOSTI

Prohlašuji, že jsem tuto práci zpracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Zdeňka Jegly, Ph.D., a že všechny v ní uvedené myšlenky, závěry a údaje jsou mé vlastní, s výjimkou myšlenek, závěrů a údajů označených, převzatých ze zdrojů uvedených v seznamu použité literatury.



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D. za vstřícný přístup při vedení mé diplomové práce, poskytnuté rady a připomínky, a za pochopení, které projevil při hodnocení mé práce. Děkuji také Ing. Petru Bělohradskému, Ph.D. za poskytnutá experimentální data a vysvětlení k nim.

OBSAH

Seznam použitých symbolů.....	10
Úvod.....	14
Zaměření práce	15
1 Teorie pro aplikaci modelu	16
1.1 Základy sdílení tepla.....	16
1.1.1 Kondukce (vedení)	16
1.1.2 Konvekce (proudění).....	17
1.1.3 Radiace (záření).....	18
1.2 Přenos tepla v procesních pecích.....	19
1.2.1 Tepelná bilance pece	21
1.2.2 Radiační přenos tepla v pecích.....	22
2 Model pístového toku a jeho první modifikace	26
2.1 Výchozí formulace modelu pístového toku.....	26
2.1.1 Princip výpočtu	27
2.2 Modifikace modelu pro spalovací komoru ÚPEI	30
2.2.1 Spalovací komora ÚPEI.....	30
2.2.2 První modifikace	30
2.3 Úvodní výsledky modifikovaného modelu.....	40
2.3.1 Modelový příklad 1	40
2.3.2 Modelový příklad 2	41
2.3.3 Modelový příklad 3	42
3 Experimentální výsledky zkoušek hořáků	43
3.1 Provedení spalovacích zkoušek	43
3.1.1 Spalovací zkoušky zemního plynu	43
3.1.2 Spalovací zkoušky kapalných paliv	44
3.2 Metody zjišťování dat pro porovnání	44
4 Druhá modifikace modelu pístového toku.....	47
4.1 Konfrontace první modifikace s novými daty	47
4.2 Aplikace obecných změn a společná báze druhého modelu.....	47
4.2.1 Výpočet emisivity spalin.....	49
4.3 Druhá modifikace pro zemní plyn	50
4.3.1 Případ 1	52
4.3.2 Případ 2	54
4.3.3 Případ 3	56
4.3.4 Případ 4	58



4.3.5	Případ 5	60
4.4	Druhá modifikace pro kapalná paliva.....	62
4.4.1	Případ 6	64
4.4.2	Případ 7	66
4.4.3	Případ 8	68
4.4.4	Případ 9	70
4.4.5	Případ 10	72
4.4.6	Případ 11	74
5	Shrnutí dosažených výsledků, další možnosti a využití.....	76
6	Závěr	82
	Použité zdroje.....	84

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

SYMBOL	VÝZNAM	JEDNOTKA
A	celková plocha výměny tepla	m^2
A_1	velikost teplosměnných povrchů pece	m^2
A_e	efektivní pohlcující povrch	m^2
A_t	celkový vnitřní povrch spalovacího prostoru	m^2
A_{tm}	parametr pro výpočet vlhkosti paliva	-
B	parametr pro tvarový součinitel	-
C	parametr rovnice pro skvrnitý povrch	-
c_{ji}	koeficient pro výpočet emisivity spalin	-
c_p	měrná tepelná kapacita	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
c_{pg}	měrná tepelná kapacita spalin	$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$
D_k	vnitřní průměr spalovací komory	m
dT_g	rozdíl teploty spalin na začátku a konci sekce	K
dx	délka segmentu pece	m
F	tvarový součinitel	-
$\dot{G}$	měrný hmotnostní průtok spalin	$\text{kg}\cdot(\text{m}^2\cdot\text{s})$
H	hmotnostní podíl vodíku v palivu	%
$\dot{h}_f$	lokální objemový příkon	kW/m^3
K_g	parametr pro výpočet součinitele přestupu tepla	-
K_{Ta}	korekční faktor pro pseudoadiabatickou teplotu	-
LHV	výhřevnost plynného paliva	$\text{kJ}/\text{m}_\text{N}^3$
LHV_l	výhřevnost kapalného paliva	kJ/kg
L	celková délka pece	m
L_0	střední délka paprsku	m
L_b	střední délka paprsku	m
L_s	délka sekce	m
$\dot{M}_f$	množství přiváděného kapalného paliva	kg/s
$\dot{M}_g$	hmotnostní průtok spalin	kg/s
m	vlhkost paliva	-
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	kg/s
MW	relativní molekulová hmotnost	kg/kmol
n	přebytek spalovacího vzduchu	-
$\dot{n}$	průtok látky	kmol/s
p	parciální tlak	Pa
P_1	jednorozměrné vyjádření plochy teplosměnných povrchů	m
P_r	jednorozměrné vyjádření plochy prostupu tepla do okolí	m
p_{atm}	atmosférický tlak	Pa

p_{celk}	celkový tlak plynu	Pa
p_{H_2O}	tlak nasycených par vody ve vzduchu	Pa
pp	úhrnný parciální tlak oxidu uhličitého a vodní páry	Pa
pL	parametr pro výpočet emisivity spalin	atm·m
$\dot{Q}$	celkový tepelný výkon	W
$\dot{q}$	měrný tepelný tok	W/m ²
$\dot{q}_1$	měrný tepelný tok do teplosměnných povrchů	kW/m ²
$\dot{Q}_{celk}$	celkový tepelný výkon odváděný spalovací komorou	kW
$\dot{q}_{celk}$	celkový měrný tepelný tok do stěn spalovací komory	kW/m ²
$\dot{Q}_f$	množství tepla uvolněné spálením paliva	kW
$\dot{q}_{konv}$	měrný tepelný tok konvekcí	kW/m ²
$\dot{Q}_l$	tepelné ztráty pece	kW
Q_n	nominální průtok	m ³ /h
$\dot{q}_r$	měrný tepelný tok do okolí pece	kW/m ²
$\dot{q}_{rad}$	měrný tepelný tok radiací	kW/m ²
$\dot{Q}_s$	teplo absorbované v peci horkými plyny	kW
Q_t	přechodový průtok	m ³ /h
$\dot{Q}_u$	teplo absorbované teplosměnnými povrchy pece	kW
r	střední poloměr trubky	m
r_1	vnitřní poloměr trubky	m
r_2	vnější poloměr trubky	m
RV	relativní vlhkost vzduchu	%
S	vnitřní průřez pece	m ²
s	tloušťka stěny spalovací komory	m
sCH_4	spotřeba metanu	m _N ³ /s
sO_2	spotřeba kyslíku	m _N ³ /s
stv	stupeň vyhoření paliva	-
T	absolutní teplota	K
t	teplota spalovacího vzduchu	°C
T_0	teplota spalovacího vzduchu	K
T_1	teplota teplosměnných povrchů pece	K
T_a	pseudoadiabatická teplota	K
T_{aK}	korigovaná pseudoadiabatická teplota	K
T_f	teplota v jádře proudící tekutiny	K
t_f	teplota spalin	°C
T_{fl}	adiabatická teplota spalování	K
T_g	teplota spalin	K
T_{g1}	teplota spalin v první sekci	K
T_s	teplota vnitřní stěny komory	K
T_{st}	teplota stěny komory na straně vody	K



T_w	teplota stěny omývané tekutinou	K
tCO_2	tvorba oxidu uhličitého	m_N^3/s
tH_2O	tvorba vodní páry	m_N^3/s
$\dot{V}$	objemový průtok	m_N^3/s
$\dot{V}_f$	množství přiváděného plynného paliva	m_N^3/s
w	hmotnostní zlomek	-
x	objemový zlomek	-
x_{H_2O}	objemový zlomek vodní páry ve vzduchu	-
α	součinitel přestupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
δ	tloušťka rovinné desky	m
$\Delta \varepsilon$	korekce emisivity	-
ε	emisivita povrchu	-
ε_1	emisivita teplosměnných povrchů pece	-
ε_{eff}	efektivní emisivita	-
ε_g	emisivita spalin	-
Φ_{AB}	celkový výměnný faktor	-
λ	tepelná vodivost	$W/(m \cdot K)$
ρ	hustota	kg/m^3
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	$W/(m^2 \cdot K^4)$
ζ	parametr pro výpočet korekce emisivity	-

DOLNÍ INDEXY

A	vztahující se k povrchu A
Ar	Argonu
B	vztahující se k povrchu B
C	uhlíku
CH_4	metanu
CO_2	oxidu uhličitého
FU	fiktivního uhlovodíku
$fuel$	paliva
H	atomárního vodíku
H_2O	vodní páry
i	i-té složky
in	na vstupu
j	v j-té sekci
N_2	dusíku
O	atomárního kyslíku
O_2	kyslíku
out	na výstupu



<i>PE</i>	při obohacování kyslíkem metodou PE
<i>S</i>	síry
<i>ss</i>	v suchých spalínách
<i>stech</i>	stechiometrický/á/é
<i>sv</i>	v suchém vzduchu
<i>vs</i>	ve vlhkých spalínách
<i>vv</i>	ve vlhkém vzduchu
<i>vz</i>	vzduchu
<i>ZP</i>	vztahující se k zemnímu plynu

ÚVOD

Procesní pece jsou zařízení, která se používají v aplikacích napříč odvětvími procesního a chemického zpracovatelského průmyslu. Jedná se o široké spektrum aplikací, které pro správné fungování vyžadují kontinuální dodávání specifického množství tepla. Zdrojem tohoto tepla jsou horké spaliny vzniklé spalováním plynných, kapalných nebo pevných paliv právě v pecích, jichž mohou procesní a chemické závody využívat různé množství – od několika až po více než padesát [1]. Procesy, v nichž hrají pece zásadní roli, zahrnují [1]:

- destilaci
- fluidní katalytické krakování (FCC)
- alkylaci
- katalytické reformování
- reformování s kontinuální regenerací katalyzátoru (CCR)
- termální krakování
- koksování
- hydrokrakování

Dle své role v procesu potom mohou být pece rozděleny na:

- **pece ohřevné**
- **pece reakční**

Pece ohřevné slouží k ohřevu, případně částečnému odpaření ohřívané látky před vstupem do navazujícího technologického zařízení. Typickými představiteli ohřevných pecí jsou [1]:

- **najížděcí pece** – tyto pece se uplatňují při najíždění procesní jednotky, kdy je třeba zahřát fluidní lože katalyzátoru před přidáním náplně
- **reboilovací pece** – zajišťují dodávku tepla do destilační kolony, když u její paty zahřívají destilační zbytek a částečně jej odpařují; používají se v případě, že potřebné teplo je příliš velké a není jej možné dodat prostřednictvím páry
- **procesní ohřevné pece** – ohřívají procesní médium na požadovanou teplotu před další reakcí nebo dalším zpracováním
- **pece pro předeřev nástřiku** – používají se pro zahřátí a částečné odpaření suroviny před destilací (např. ropy)

Pece reakční jsou charakteristické tím, že v jejich trubkách dochází k chemické reakci ohřívané látky. Typickými představiteli reakčních pecí jsou [1]:

- **krakovací pece** – slouží pro konverzi velkých uhlovodíkových molekul na menší, obvykle za použití katalyzátoru (pece pro pyrolýzu)
- **reformingové pece** – slouží pro chemickou konverzi za účasti páry a suroviny s katalyzátorem

Přesto, že procesní pece jsou často nejzásadnějšími a mnohdy i nejdražšími jednotlivými aparáty ve výše uvedených aplikacích, jejich správný návrh a optimální konstrukce jsou velmi složitými problémy, které se mnohdy potýkají s nedostatkem přesných údajů a matematických prostředků potřebných pro ideální řešení. Výsledkem je navrhování založené na předchozích zkušenostech či dokonce na metodě pokus-omyl [2], které se v době neustálého tlaku na zmenšování investiční náročnosti, snižování spotřeby energií a omezování tvorby emisí může

ukázat jako velmi problematické. Za této situace se při návrhu nebo provozu pecí může prokázat užitečnost jednoduchého, uživatelsky přístupného a relativně přesného nástroje pro modelování jejich výkonu a poměrů ve spalovacím prostoru.

ZAMĚŘENÍ PRÁCE

Tato práce navazuje na diplomovou práci M. Tábořského *Výpočtová predikce charakteristických parametrů procesu spalování* [3], která se zabývá jedním ze základních modelů pro přibližné odhadování výkonu procesních pecí – modelem pístového toku. V ní autor představuje úpravy, které po konfrontaci s dostupnými experimentálními daty ukazují posun původního modelu směrem k přesnějšímu zachycení reálného chování spalovacího procesu. Experimentální data pro srovnání byla, stejně jako experimentální data pro tuto práci, získána na zkušebně hořáků na plynná a kapalná paliva Ústavu procesního a ekologického inženýrství (ÚPEI) Vysokého učení technického (VUT) v Brně, t. č. domovské organizace autorů této i předchozí práce. Spalovací komora, která je stěžejním aparátem zkušebny, umožňuje částečně simulovat procesy, k nimž dochází u reálných průmyslových pecí. Tato práce rozebírá původní i modifikovaný výpočtový model, objasňuje teorii v jejich pozadí, konfrontuje je s novými experimentálními daty a přichází s dalšími úpravami menšího i většího rozsahu, které dále přispívají ke zpřesnění a větší variabilitě modifikovaného modelu, tak aby byl mimo jiné aplikovatelný na případy spalování různých paliv a za různého složení spalovacího vzduchu. Řešený model by se po dalších úpravách mohl stát právě oním rychlým, jednoduchým a relativně přesným prostředkem pro odhadování přenášeného tepelného výkonu procesních pecí. Mohl by být jistým protikladem ke složitým matematickým modelům implementovaným v uživatelsky náročných softwarových aplikacích a užitečnou pomůckou v procesní praxi.

1 TEORIE PRO APLIKACI MODELU

1.1 ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA

Sdílení (přenos) tepla je proces, který probíhá mezi místy v prostoru se vzájemně rozdílnou teplotou. Existují tři základní mechanismy, na jejichž základě k přenosu tepla dochází: kondukce (vedení), konvekce (proudění) a radiace (záření), přičemž všechny tyto mechanismy se mohou uplatňovat současně.

1.1.1 Kondukce (vedení)

Sdílení tepla kondukcí se uplatňuje v pevných, kapalných nebo plynných prostředích, která jsou v klidu. Teplo se daným prostředím šíří ve směru klesajícího teplotního gradientu díky mikroskopickým pohybům (mikrovibracím) molekul prostředí. Samostatná konvekce se uplatňuje pouze u pevných látek, u tekutin rozdíly v teplotě způsobují rozdílnou hustotu v různých místech prostředí, což dále způsobuje pohyb tekutiny a tedy zapojení konvekčního mechanismu přenosu tepla [4]. Základní rovnicí popisující kondukcí je **Fourierův zákon**:

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T \quad (1.1)$$

kde: $\dot{q}$ je měrný tepelný tok [W/m^2], tato veličina bude běžně používána i dále v této práci, přičemž vždy platí, že $\dot{q} = \dot{Q}/A$ pro celkový přenášený tepelný výkon $\dot{Q}$ [W] a celkovou plochu výměny tepla A [m^2]

$\text{grad } T$ je gradient teplotního pole, tj. vektor, který je opačný ke směru přenášeného tepelného toku, $\text{grad } T = \frac{\partial T}{\partial n}$ pro obecnou souřadnici n [5]

λ je tepelná vodivost materiálu [$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$]

Je zřejmé, že zásadním parametrem Fourierova zákona je hodnota tepelné vodivosti λ . Tato se může velmi lišit v závislosti na materiálu a také teplotě, typické hodnoty pro některé látky uvádí Tab. 1:

Materiál	Tepelná vodivost [W/(m·K)]
železo	80,3
ocel	
- nerezová, austenitická ^{a)}	15,0
- nerezová, feritická ^{a)}	25-30
- uhlíková ^{b)}	45-58
voda (l)	0,609
voda (g)	0,018
dušík (g)	0,026
argon (g)	0,018
suchý vzduch ^{c)}	0,026

Tab. 1 Tepelné vodivosti některých materiálů relevantních pro tuto práci

Pozn. k Tab. 1: Data platí pro 300 K podle [6] a dále: data a) pro 293,15 K podle [7], data b) pro 373 K podle [8], a data c) pro 300 K podle [9]

Pro jednorozměrný případ vedení tepla lze Fourierovu rovnici pro běžné použití upravit na tvar [5]

$$\dot{q} = -\lambda \cdot \frac{T_2 - T_1}{\delta} \quad (1.2)$$

pro vedení tepla skrze homogenní rovinnou desku o tloušťce δ [m], případně na tvar [5]

$$\dot{q} = -\frac{\lambda(T_2 - T_1)}{r \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} \quad (1.3)$$

pro vedení tepla homogenní válcovou trubicí o vnitřním poloměru r_1 , vnějším poloměru r_2 a středním poloměru r [m]. V obou případech je T_1 teplota teplejší stěny a T_2 teplota chladnější stěny.

1.1.2 Konvekce (proudění)

Sdílení tepla konvekcí se uplatňuje u pohybujících se tekutin. Uskutečňuje se díky makroskopickému pohybu částic (mísení molekul) prostředím [5]. V případě proudící tekutiny, jež omývá stěnu o rozdílné teplotě, existuje tenká vrstva tekutiny hraničící se stěnou (tzv. laminární podvrstva), v níž se průběžně mění teplota od teploty T_w (teplota stěny) po teplotu T_f (teplota vlastní tekutiny). Je třeba zdůraznit, že v případě přenosu tepla z teplejší stěny do tekutiny je prvotním mechanismem přenosu tepla kondukce a až poté je absorbovaná energie rozváděna skrze tekutinu prouděním. V praxi však nemá význam tyto fáze rozlišovat [4] a souhrnně je postihuje základní rovnice konvekce – **Newtonův zákon**:

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_f) \quad (1.4)$$

kde mimo již popsanych veličin vystupuje součinitel přestupu tepla α [W/(m²·K)]. Ten je funkcí geometrie systému, vlastností tekutiny, a rychlosti a režimu jejího proudění [4]. Je zřejmé, že je zásadní veličinou pro výpočet množství přenášeného tepla. Zjišťování součinitele přestupu tepla může být v některých případech velmi složitým problémem, při němž se využívá podobnostních čísel (Nusseltova, Grashofova, Prandtlova, Reynoldsova, Stantonova).

Typické hodnoty součinitele přestupu tepla pro některé modelové situace udává Tab. 2:

Situace	Souč. přestupu tepla α [W/(m ² ·K)]
Nucená konvekce; vzduch proudící nízkou rychlostí nad povrchem; za nízkého tlaku ^{a)}	10
Nucená konvekce; vzduch proudící středně velkou rychlostí nad povrchem; za vyššího tlaku ^{a)}	100
Nucená konvekce; vzduch proudící středně velkou rychlostí křížovým tokem přes válcový povrch; za vyššího tlaku ^{a)}	200
Nucená konvekce; voda proudící středně velkou rychlostí v trubce	3000
Nucená konvekce; vařící voda v trubce	5000 ^{a)}
Volná konvekce; vertikální deska ve vzduchu při rozdílu teplot 30 °C	5
Pozn. hodnoty dle [10], hodnoty a údaje a) podle [11]	

Tab. 2 Ilustrativní hodnoty součinitele přestupu tepla pro základní případy sdílení tepla

Pozn. k Tab. 2: Obecně rozlišujeme dva základní druhy konvekce:

- ➔ **konvekci nucenou**, kdy je pohyb tekutiny způsoben působením vnějších sil (například činnostmi čerpadel, kompresorů aj.)
- ➔ **konvekci volnou**, kdy nedochází k působení vnějších sil a pohyb tekutiny je způsoben rozdílnou hustotou v jejích různých místech, jejíž příčinou je různá teplota, tak jak bylo uvedeno v kapitole 1.1.1

1.1.3 Radiace (záření)

Radiace je mechanismus přenosu tepla, jenž, na rozdíl od obou mechanismů uvedených výše, nevyžaduje pro své uplatnění látkové prostředí. Teplo se šíří prostřednictvím elektromagnetických vln o vlnových délkách 0,1-1000 μm [12], a to i skrze vakuum. Každá částice o absolutní teplotě T vyzařuje tepelnou energii podle vzorce

$$\dot{q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot T^4 \quad (1.5)$$

kde $\sigma = 5,670 \cdot 10^{-8}$ [W/(m²·K⁴)] je Stefan-Boltzmannova konstanta

ε [-] je emisivita povrchu částice, jež vyjadřuje poměr mezi energií vyzářenou povrchem a energií, kterou by vyzářil stejný povrch dokonale černý (tj. povrch, jenž absorbuje veškerou energii, která na něj dopadá a žádnou neodráží)

Pro částici o teplotě T_A nacházející se v nekonečně velkém okolním prostředí o teplotě T_B platí, že vyměněné teplo mezi částicí a prostředím lze vypočítat jako:

$$\dot{q} = \sigma \cdot \varepsilon \cdot (T_A^4 - T_B^4) \quad (1.6)$$

V reálných situacích je při analýze přenosu tepla radiací nutno vzít v úvahu vlastnosti (emisivitu) všech povrchů (prostředí) vyměňujících si tepelnou energii a stejně tak jejich geometrii. Toto postihuje běžně používaná rovnice [5]:

$$\dot{Q}_{A \rightarrow B} = A_{e,B} \cdot \sigma \cdot \Phi_{AB} \cdot (T_A^4 - T_B^4) \quad (1.7)$$

kde $\dot{Q}_{A \rightarrow B}$ je celkové teplo přenášené prostředím A na teplosměnný povrch B, $A_{e,B}$ je efektivní pohlcující povrch teplosměnného povrchu B, a Φ_{AB} je celkový výměnný faktor, zahrnující právě vliv vlastností povrchů (prostředí) účastnících se výměny tepla a jejich geometrie.

Radiační přenos tepla probíhá souběžně s přenosem tepla konvekcí, a pokud není vliv ani jednoho z mechanismů zanedbatelný, používá se pro celkový přenos tepla mezi prostředím A a povrchem B rovnice:

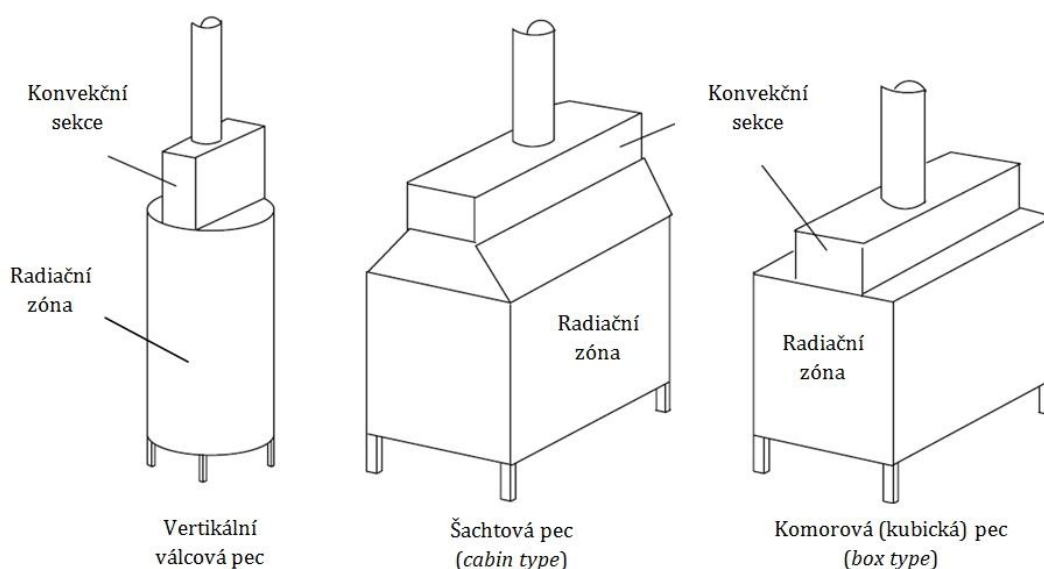
$$\dot{Q}_{A \rightarrow B} = A_{e,B} \cdot \sigma \cdot \Phi_{AB} \cdot (T_A^4 - T_B^4) + A_B \cdot \alpha \cdot (T_A - T_B) \quad (1.8)$$

Je zřejmé, že vzhledem k závislosti přenosu tepla radiací na čtvrté mocnině teploty se vliv radiačního přenosu tepla nejvíce projeví v systémech o velmi vysokých teplotách.

1.2 PŘENOS TEPLA V PROCESNÍCH PECÍCH

Zdrojem tepla u procesních pecí je směs horkých plynů vzniklá ve spalovacím prostoru hořením přiváděného paliva. Jelikož tyto produkty hoření obvykle dosahují velmi vysokých teplot, dominantním mechanismem přenosu tepla je u procesních pecí (respektive jejich spalovacích komor) radiace, v menší míře se projevuje také konvekční přenos tepla, jak bylo naznačeno výše.

Dle různých parametrů rozlišujeme množství různých typů procesních pecí. Z konstrukčního hlediska existují tři základní varianty, z nichž jsou ostatní varianty odvozeny [4]. Tyto základní varianty znázorňuje Obr. 1.

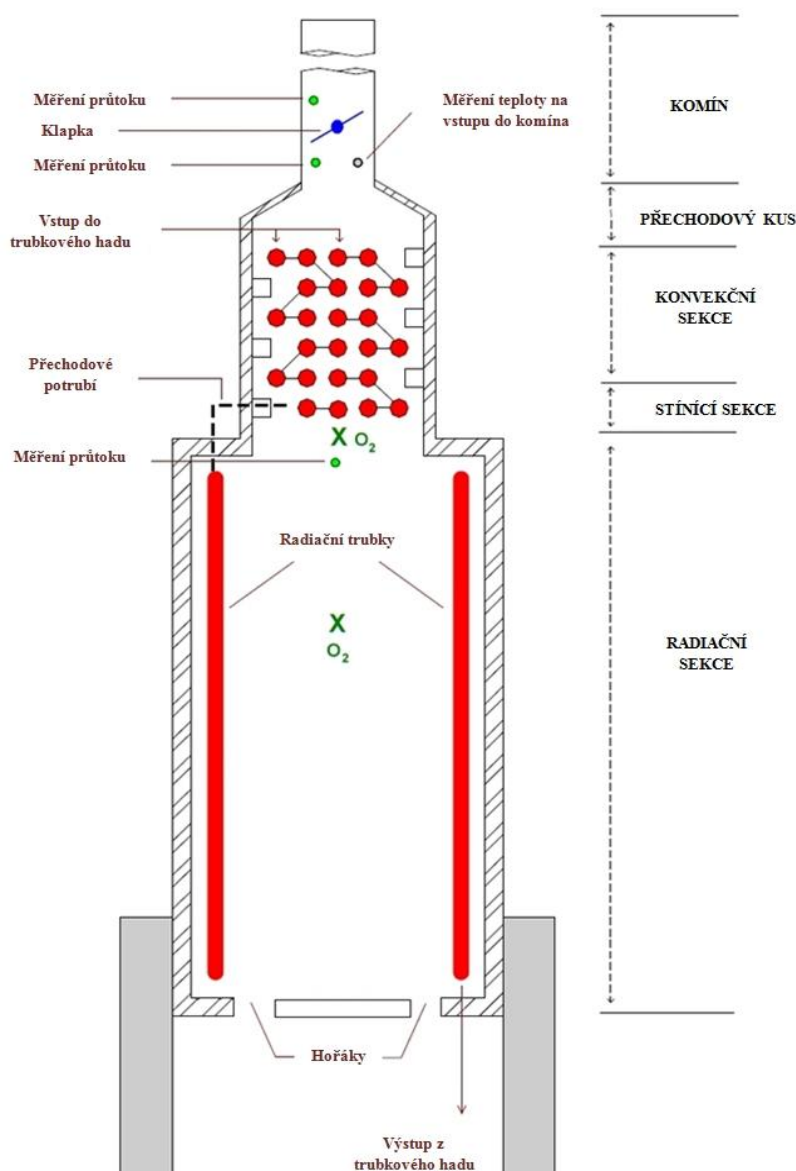


Obr. 1 Tři základní varianty procesních pecí [4]

Základním konstrukčním prvkem každé pece je spalovací (radiální) komora, v níž se nachází:

- jeden nebo více hořáků, spalující plynné či kapalné palivo; hořáky jsou nejčastěji umístěny na dně pece nebo ve spodní části nejdelší stěny bez trubek [13]
- trubkový had sestávající z horizontálně nebo vertikálně orientovaných trubek, umístěných u stěny komory, případně v jejím středu; v trubkách proudí procesní médium
- žáruvzdorná (re-radiční) vyzdívka

V radiální komoře je teplo procesnímu médiu v trubkách předáváno přímo radiací horkých spalin.



Obr. 2 Uspořádání vertikální válcové pece [1]

Za účelem zvýšení množství využitého tepla a snížení teploty spalin na výstupu z pece se za radiační komoru obvykle umísťuje konvekční sekce (viz. Obr. 1) sestávající z několika řad trubek umístěných blízko u sebe kolmo na směr proudění spalin. Dominantním mechanismem přenosu tepla v této sekci je konvekce, neboť teplota spalin je po ochlazení v radiační sekci již výrazně nižší. Procesní médium, které je v trubkách pece zahříváno, vstupuje nejdříve do konvekční sekce, kde se předejde, a až poté do sekce radiační. Tím je dosaženo protiproudého uspořádání a vyšší účinnosti [4]. Situaci schematicky znázorňuje Obr. 2 pro případ vertikální válcové pece.

1.2.1 Tepelná bilance pece

Zdrojem veškerého tepla, které se v peci uvolní, je spalované palivo, ať už plynné nebo kapalné. Množství uvolněného tepla $\dot{Q}_f$ [kW] lze zjistit podle jednoduchého vzorce

$$\dot{Q}_f = \dot{V}_f \cdot LHV \quad (1.9)$$

kde $\dot{V}_f$ je množství přiváděného paliva [$\text{m}_\text{N}^3/\text{s}$] a LHV jeho výhřevnost [$\text{kJ}/\text{m}_\text{N}^3$]. Rovnice (1.9) platí pro plynná paliva, v případě spalování kapalných paliv dojde k úpravě rovnice na tvar (1.10):

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_f \cdot LHV_l \quad (1.10)$$

kde analogicky $\dot{M}_f$ představuje množství přiváděného kapalného paliva [kg/s] a LHV_l jeho výhřevnost [kJ/kg]. Uvolněné teplo je přeneseno do směsi horkých plynů (produktů spalování a nevyužitého spalovacího vzduchu) ve spalovacím prostoru pece a je dále využito takto:

- část je absorbována trubkovým hadem pece a využita pro ohřev v něm proudícího procesního média, tato část by v ideálním případě měla být co největší; v textu bude využitě teplo značeno jako $\dot{Q}_u$
- část unikne do okolního prostoru stěnami pece, jedná se o ztráty, značené dále jako $\dot{Q}_l$
- část odchází po průchodu radiační a konvekční sekci ve spalinách do komína; jedná se také o formu ztrát, tato část bude značena jako $\dot{Q}_s$

Z výše uvedeného je patrné, že tepelnou bilanci pece vystihuje rovnice:

$$\dot{Q}_f = \dot{Q}_u + \dot{Q}_l + \dot{Q}_s \quad (1.11)$$

Všechny členy této rovnice musí být ve stejných jednotkách, pokud nebude uvedeno jinak, v této práci bude dále tepelný výkon vždy udáván v kW. Pokud by nedocházelo k odvodu tepla trubkovým hadem pece, ani k žádným ztrátám do okolí, dosáhly by spaliny v prostoru pece teploty T_{fl} , jež se také označuje jako adiabatická teplota spalování [14]. Její hodnota by byla zjištěna z rovnice

$$\dot{Q}_f = \dot{M}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_{fl} - T_0) \quad (1.12)$$

kde T_0 je vstupní teplota vzduchu, $\dot{M}_g$ [kg/s] hmotnostní průtok spalin a c_{pg} [$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$] jejich střední měrná tepelná kapacita v rozsahu od T_0 do T_{fl} . V reálných situacích však dochází i k odvodu tepla teplosměnnými povrchy pece, přičemž při zanedbání ztrát do okolí by se v takovém případě teplota spalin (nyní pro rozlišení označena T_g) vypočítala podle vzorce:

$$\dot{Q}_f - \dot{Q}_u = \dot{M}_g \cdot c_{pg} \cdot (T_g - T_0) \quad (1.13)$$

Kombinací rovnic (1.12) a (1.13) potom dostáváme:

$$\frac{\dot{Q}_f - \dot{Q}_u}{\dot{Q}_f} = \frac{(T_g - T_0)}{(T_{fl} - T_0)} \quad (1.14)$$

Nyní je jasné patrné, jak je teplota spalin závislá na odvodu tepla teplosměnnými povrchy pece. Situace je však komplikována tím, že tento odvod tepla je naopak závislý na teplotě spalin, která ovlivňuje některé zásadní charakteristiky přenosu tepla [14].

1.2.2 Radiační přenos tepla v pecích

Chemické složení plynné směsi vzniklé spalováním paliv na bázi uhlovodíků je ovlivněno dvěma hlavními faktory – složením spalovaného paliva a přebytkem přiváděného spalovacího vzduchu [14]. Svou roli samozřejmě hrají i další parametry, jako je konstrukce hořáku (hořáků) a konstrukční uspořádání spalovací komory. Pro dokonalé spálení paliva (tedy pro kompletní konverzi paliva na CO_2 a H_2O při spalování uhlovodíků) je teoreticky vyžadováno přesné množství spalovacího vzduchu (na základě složení vzduchu a spalovacích rovnic), které se označuje jako stechiometrické. V běžné praxi je však pro dosažení dokonalé oxidace paliva potřeba přivádět vzduchu více, typicky o přibližně 5 až 10 % v případě spalování plyných paliv a o přibližně 15 až 20 % v případě paliv kapalných, v případě použití moderních účinných hořáků mohou být tyto hodnoty menší [14]. Znalost přesného složení směsi spalin je zásadní, neboť oxid uhličitý a voda jsou (spolu se sazemí a popílkem) hlavními zdroji radiačního přenosu tepla u palivových pecí [15].

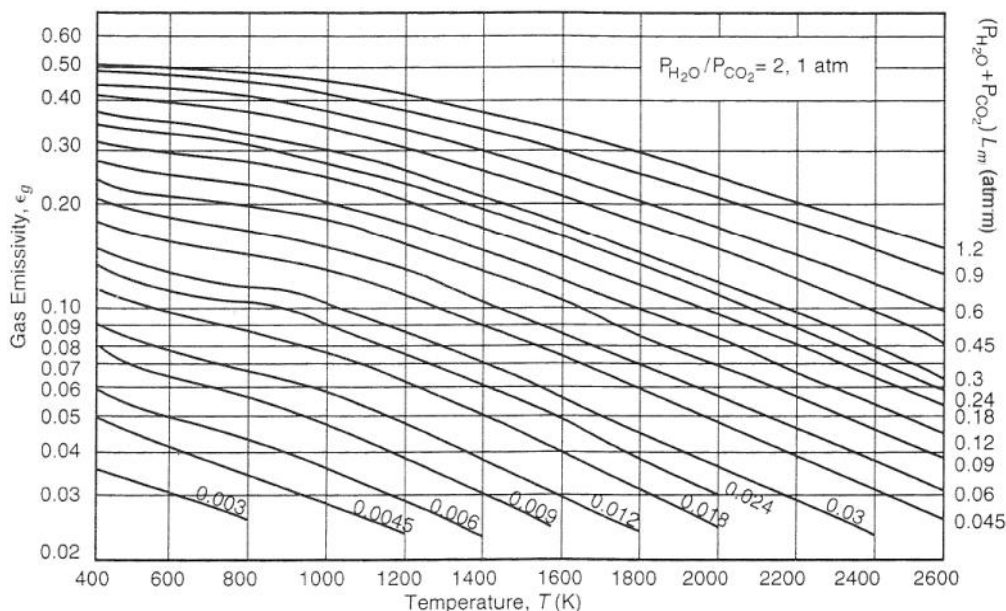
V případě spalování plyných paliv se ve vzniklých spalinách obvykle nenacházejí žádné pevné částice, plamen je nesvítivý, a hlavním zdrojem tepelného záření jsou přítomné částice CO_2 a H_2O . Emisivita takovýchto spalin (ε_g) je závislá na jejich teplotě (T_g), a počtu molekul v optické dráze paprsku záření [15] (který je dále závislý na parciálním tlaku CO_2 a H_2O , a střední délce paprsku L_0 - viz. Tab. 3).

Geometrie	Charakteristický rozměr	Střední délka paprsku L_0
Koule (radiace na celý povrch)	průměr (D)	$0,63D$
Nekonečný válec (radiace na zakřivenou plochu)	průměr (D)	$0,94D$
Polonekonečný válec (radiace na základnu)	průměr (D)	$0,65D$
Válec (radiace na celý povrch)		
- výška = průměr	průměr (D)	$0,60D$
- výška = $\frac{1}{2}$ průměru	průměr (D)	$0,45D$
- výška = $2 \times$ průměr	průměr (D)	$0,73D$
Nekonečné paralelní plochy (radiace na plochu)	vzdálenost mezi plochami (L)	$1,76L$
Krychle (radiace na jakoukoliv plochu)	strana (L)	$0,60L$
Obecný tvar o objemu V (radiace na plochu A)	poměr objemu a povrchu (V/A)	$3,5V/A$

Tab. 3 Střední délka paprsku pro různé geometrie spalovacího prostoru;
převzato z [14] na základě dat z [16]

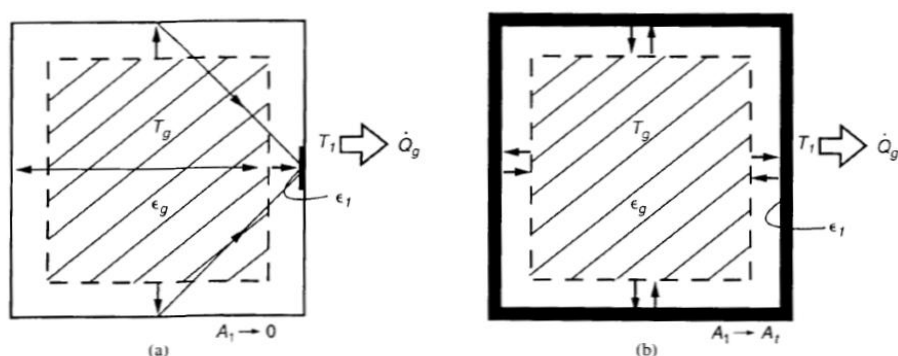
Při spalování pevných a kapalných paliv se naopak ve spalinách obvykle nacházejí žhnoucí pevné částice (jedná se o částice vzniklé nedokonalým spálením paliva nebo o nespalitelné

částice vnesené přímo palivem), vyzařující světelnou i tepelnou energii a produkující svítivý plamen. Jedná se typicky o výše zmíněné saze a popílek [14]. Tyto pevné částice jsou důvodem, proč se v případě spalování pevných a kapalných paliv k hodnotě emisivity ϵ_g (postihující záření CO_2 a H_2O) přičítá hodnota v rozsahu od 0,05 (pro nepříliš silně svítivé plameny) po 0,10 (pro velmi jasné plameny) [14].



Graf 1 Emisivita plynné směsi oxidu uhličitého a vodní páry pro poměr parciálních tlaků $p_{\text{H}_2\text{O}}/p_{\text{CO}_2}=2$ a tlak 1 atm v závislosti na teplotě a součinu jejich úhrnného parciálního tlaku a střední délky paprsku [14]

Celkový přenášený tepelný výkon ovšem nezávisí pouze na hodnotách emisivity spalín a teplosměnného povrchu, ale také na konstrukčním uspořádání pece, především na relativní velikosti teplosměnného povrchu. Jak již bylo uvedeno výše, povrchy neodvádějící teplo jsou pokryty žáruvzdornou (re-radiační) vyzdívkou, která (za předpokladu zanedbatelných ztrát do okolí) dosahuje tepelné rovnováhy s plyny ve spalovací komoře a vyzařuje přijaté teplo zpět do spalovacího prostoru (radiačně adiabatický povrch). Část tohoto tepla je zachycena teplosměnnými povrchy a přenesena do procesního média [14]. Dvě základní uspořádání znázorňuje Obr. 3.



Obr. 3 Dvě extrémní uspořádání z pohledu velikosti teplosměnného povrchu [14]

Na Obr. 3a je velikost plochy absorbující teplo velmi malá ($A_1 \rightarrow 0$) a prakticky všechna tepelná energie uvolněná horkými plyny je re-radiační vyzdívkou vyzářena zpět do prostoru. V tomto případě přenos tepla nezávisí na emisivitě horkých plynů ε_g , ale pouze na emisivitě povrchu teplosměnné plochy ε_1 [14]. Vystihuje jej rovnice

$$\dot{Q}_u = A_1 \varepsilon_1 \sigma (T_g^4 - T_1^4) \quad (1.15)$$

V případě, který je znázorněn na Obr. 3b je naopak teplo odváděno celým vnitřním povrchem spalovacího prostoru. Rovnice přenosu tepla (1.15) se změní na:

$$\dot{Q}_u = A_1 \left(\frac{1}{1/\varepsilon_1 + 1/\varepsilon_g - 1} \right) \sigma (T_g^4 - T_1^4) \quad (1.16)$$

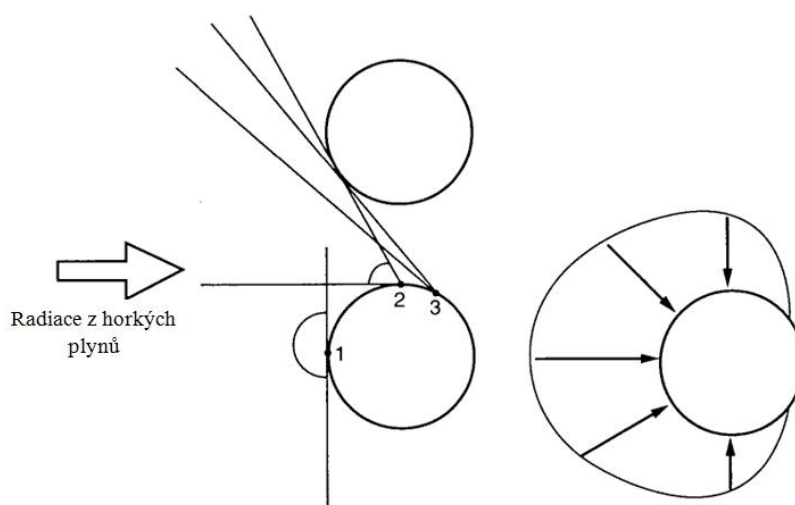
Oba předchozí případy jsou extrémy, pokud je teplo odváděno ze spalovacího prostoru plochou, jejíž velikost je větší než v případě 3a, avšak menší než v případě 3b, je možno použít rovnici

$$\dot{Q}_u = A_1 \left\{ \frac{1}{1/\varepsilon_1 + C(1/\varepsilon_g - 1)} \right\} \sigma (T_g^4 - T_1^4) \quad (1.17)$$

označovanou jako rovnice pro skvrnitý povrch (*speckled surface equation*), tato rovnice se využívá pro předběžné určování výkonu pecí [14]. Parametr C zde vyjadřuje poměr teplosměnného povrchu k celkovému vnitřnímu povrchu spalovacího prostoru (A_1/A_t).

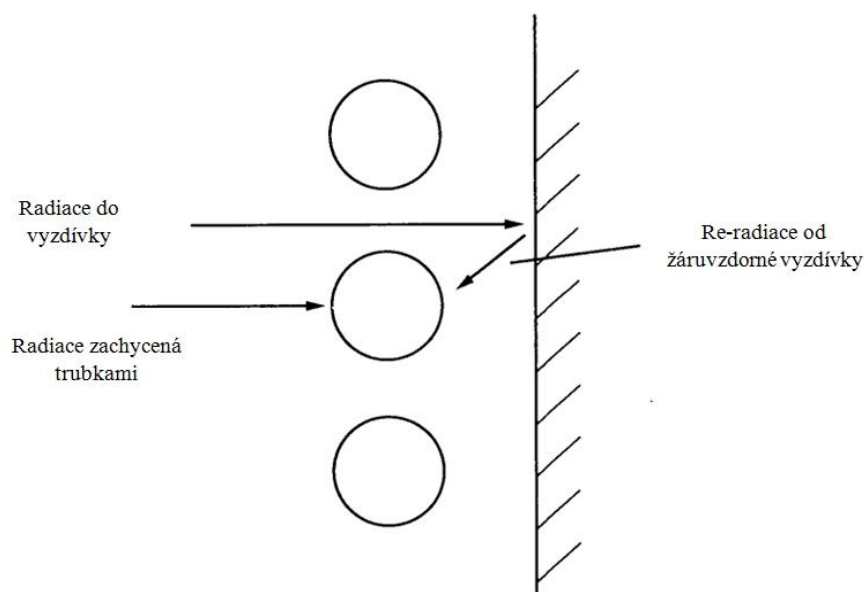
Vliv trubek a jejich geometrie na přenášené teplo

Úvahy o geometrii uvedené výše prozatím předpokládaly, že teplosměnný povrch je rovný a hladký. Ve skutečnosti jsou však v procesních pecích reálnými teplosměnnými plochami povrchy trubek umístěných u stěn pecí, tak jak naznačil Obr. 2. Trubky mohou být v jedné nebo více řadách a proudí v nich procesní médium. Je zřejmé, že v tomto případě jsou stěny trubek ozařovány velmi nerovnoměrně, když část záření je přímo zachycena povrchy obrácenými dovnitř spalovacího prostoru, přičemž povrchy obrácené k žáruvzdorné vyzdívce jsou ozařovány mnohem méně intenzivně a pouze odraženým zářením. Situace je patrná z Obr. 4.



Obr. 4 Zachycení přímo dopadajícího záření trubkami pece [14]

Bod 1 trubky na Obr. 4 je přímo ozařován pod úhlem 180° , bod 2 zachytává menší množství záření a za bodem 3 již povrch trubky není vůbec přímo ozařován a zachytává pouze záření odražené od re-radiační vyzdívky, tak jak ukazuje Obr. 5.



Obr. 5 Rozložení záření v blízkosti trubek procesních pecí [14]

Celá situace je při reálném výpočtu zjednodušena tak, že místo trubek je uvažováno s ekvivalentním rovným povrchem o ploše stejné, jakou mají povrchy trubek, a o takové emisivitě, která zajistí, že ekvivalentní plocha bude přenášet stejné množství tepla jako trubky [14]. Taková emisivita se označuje jako efektivní emisivita ε_{eff} a vypočítá se dle vztahu [14]:

$$\varepsilon_{eff} = \frac{1}{\{1/F(2-F) + (B/\pi)(1/\varepsilon_1 - 1)\}} \quad (1.18)$$

kde F je tvarový součinitel, který udává, jakou část záření trubky zachycují:

$$F = 1 - \frac{1}{B} \left\{ (B^2 - 1)^{1/2} - \cos^{-1} \left(\frac{1}{B} \right) \right\} \quad (1.19)$$

Parametr B udává poměr rozteče trubek a jejich průměru, a jeho vliv na hodnotu efektivní emisivity je zásadní [14].

2 MODEL PÍSTOVÉHO TOKU A JEHO PRVNÍ MODIFIKACE

Přesné modelování chování procesních pecí se vzhledem k velkému množství neznámých a dynamicky proměnných parametrů vyznačuje extrémní náročností. V praxi se při návrhu používají některá zjednodušení, z nichž vychází tři běžné výpočetní modely ([15];[16]):

- **model s ideálním promícháním** (*well-stirred furnace model*) – jedná se o nejjednodušší model, který zavádí několik zjednodušení. Nejdůležitějším z nich je, že ve spalovacím prostoru dochází k dokonalému promíchání produktů spalování, které tak ve všech místech mají stejné složení a dosahují jednotné teploty T_g . Teplota spalin na výstupu z pracovního prostoru je uvažována jako $T_g - \Delta$, kde Δ je veličina charakterizující převedené teplo [16]. Jelikož je uvažována i konstantní teplota trubek (či obecně teplosměnných povrchů), charakterizuje tento model jediná hodnota měrného tepelného toku $\dot{q}$ v celém prostoru pece.
- **model pro dlouhé pece**, běžně také označovaný jako **model pístového toku** [15] (*long furnace model*, resp. *plug-flow model*) – na rozdíl od modelu s ideálním promícháním umožňuje tento model postihnout nerovnoměrný tepelný tok ve spalovacím prostoru. Základními předpoklady jsou, že ([14];[15];[16]):
 - délka pece je výrazně větší než její střední hydraulický průměr
 - teplota spalin (stejně jako jejich koncentrace) se liší pouze po délce pece, ve směru kolmém na tok spalin je pro danou délkovou souřadnici x všude stejná ($T_g = f(x)$)

Řešení modelu probíhá postupně v konečném počtu segmentů o délce dx , přičemž každý segment je charakterizován svojí vlastní teplotou spalin T_g . Detailní popis fungování modelu bude následovat v dalších kapitolách.

- **zonální model** (*zone-method analysis*) – jedná se o nejdětailnější a také nejsložitější z běžných zjednodušených výpočtových postupů. Předpokládá rozdělení spalovacího prostoru (objemu spalin i přilehlých povrchů) na zóny, z nichž každá je určena charakteristickými neznámými veličinami – teplotou, koncentrací spalin a třemi složkami rychlosti u objemových zón a pouze teplotou nebo hustotou tepelného toku u povrchových zón [16]. Model funguje na základě řešení velkého množství rovnic (energetických, pohybových a rovnic kontinuity) [16].

2.1 VÝCHOZÍ FORMULACE MODELU PÍSTOVÉHO TOKU

Jak již bylo uvedeno výše, výpočet pomocí modelu pístového toku probíhá po jednotlivých segmentech o délce dx . V každém z těchto segmentů musí platit bilanční rovnice (1.11), přičemž je v první fázi třeba podrobněji vyjádřit jednotlivé její členy. Pro potřeby demonstrace modelu v literatuře [14] byla zavedena veličina lokální objemový příkon (*volumetric heat release rate*) $\dot{h}_f$ [kW/m³], vyjadřující teplo uvolněné spalováním paliva vztažené na objemovou jednotku spalovacího prostoru. Lokální objemový příkon souvisí s průběhem spalovacího procesu a je tak v každém segmentu pece jiný – mění se po délce pece:

$$\dot{h}_f = f(x) \quad (2.1)$$

Teplo uvolněné na element délky pece dx lze poté vyjádřit jako $\dot{h}_f S$, kde S je vnitřní průřez pece. Pro celkové teplo uvolněné spálením paliva $\dot{Q}_f$ musí platit rovnice:

$$\dot{Q}_f = S \int_0^L \dot{h}_f dx \quad (2.2)$$

kde L je celková délka pece.

Měrný tepelný tok z horkých plynů do trubkového hadu pece (nebo do teplosměnného povrchu daného segmentu pece obecně) je označen jako $\dot{q}_1$, měrný tepelný tok vyjadřující průchod tepla skrze žáruvzdornou vyzdívku pece do okolí je označen jako $\dot{q}_r$. Tepelný tok zůstávající v horkých plynech v daném segmentu pece je možné vyjádřit rovnicí

$$\dot{Q}_s = \dot{M}_g c_{pg} dT_g \quad (2.3)$$

kde $\dot{M}_g$ je hmotnostní průtok spalin sekcí, c_{pg} je jejich střední měrná tepelná kapacita a dT_g vyjadřuje rozdíl mezi teplotou spalin na vstupu do sekce a na výstupu z ní. S pomocí těchto nově zavedených veličin je již možno rovnici (1.11) vyjádřit ve tvaru

$$S \dot{h}_f dx = P_1 \dot{q}_1 dx + P_r \dot{q}_r dx + \dot{M}_g c_{pg} dT_g \quad (2.4)$$

který je možno považovat za základní rovnici modelu pístového toku. Veličina P_1 , resp. P_r je jednorozměrným vyjádřením teplosměnné plochy pece na segmentu délky dx , resp. plochy, již prochází teplo do okolí skrze žáruvzdornou vyzdívku na tomto segmentu. Platí, že součin $P_1 dx$ vyjadřuje celkovou teplosměnnou plochu určitého segmentu [m^2]. Součin $P_r dx$ analogicky vyjadřuje celkovou plochu segmentu, již prochází teplo do okolí skrze žáruvzdornou vyzdívku. Z rovnice (2.4) lze vyjádřit změnu teploty spalin dT_g po délce segmentu dx :

$$\frac{dT_g}{dx} = \frac{S \dot{h}_f - P_1 \dot{q}_1 - P_r \dot{q}_r}{\dot{M}_g c_{pg}} \quad (2.5)$$

Pro dobře izolovanou komoru je možné zanedbat ztráty tepla do okolí – tepelný tok $\dot{q}_r$ je tedy nulový a rovnice přejde na tvar:

$$\frac{dT_g}{dx} = \frac{S \dot{h}_f - P_1 \dot{q}_1}{\dot{M}_g c_{pg}} \quad (2.6)$$

Je třeba si uvědomit, že tepelný tok $\dot{q}_1$ odpovídá tepelnému toku z rovnice (1.15), (případně (1.16), (1.17)) vztaženému na jednotku plochy. Kromě geometrického uspořádání spalovacího prostoru a konstantní hodnoty emisivity teplosměnného povrchu ε_1 tak závisí především na emisivitě spalin ε_g , která je dále funkcí teploty spalin T_g a jejich složení. Funkcí teploty a složení spalin je také hodnota měrné tepelné kapacity c_{pg} .

2.1.1 Princip výpočtu

Model pístového toku, jenž bude dále označován jako PF model (z angl. *plug-flow*), ve své výchozí formulaci [14] předpokládá, že jsou již před začátkem výpočtu známy tyto údaje:

- lokální objemový příkon $\dot{h}_f$ (závisející na velikosti sekce a množství paliva v ní spáleného) pro všechny sekce
- hmotnostní průtok spalin $\dot{M}_g$ pro všechny sekce
- parciální tlak oxidu uhličitého a vodní páry ve všech sekcích (model uvažuje spalování plynného paliva, v souladu s kapitolou 1.2.2 jsou tedy CO_2 a H_2O jedinými přispěvateli k emisivitě spalin)

- vstupní teplota spalovacího vzduchu (uvažována jako teplota spalin v nulté sekci) T_0
- všechny rozměry a geometrické charakteristiky spalovacího prostoru
- teplota teplosměnného povrchu T_1 a emisivita teplosměnného povrchu ε_1 , tyto hodnoty jsou uvažovány jako konstantní pro celou pec, a tedy ve všech sekcích stejné
- měrná tepelná kapacita spalin c_{pg} , také tato hodnota je uvažována jako konstantní pro všechny sekce

Výpočet poté probíhá dle následujícího schématu:

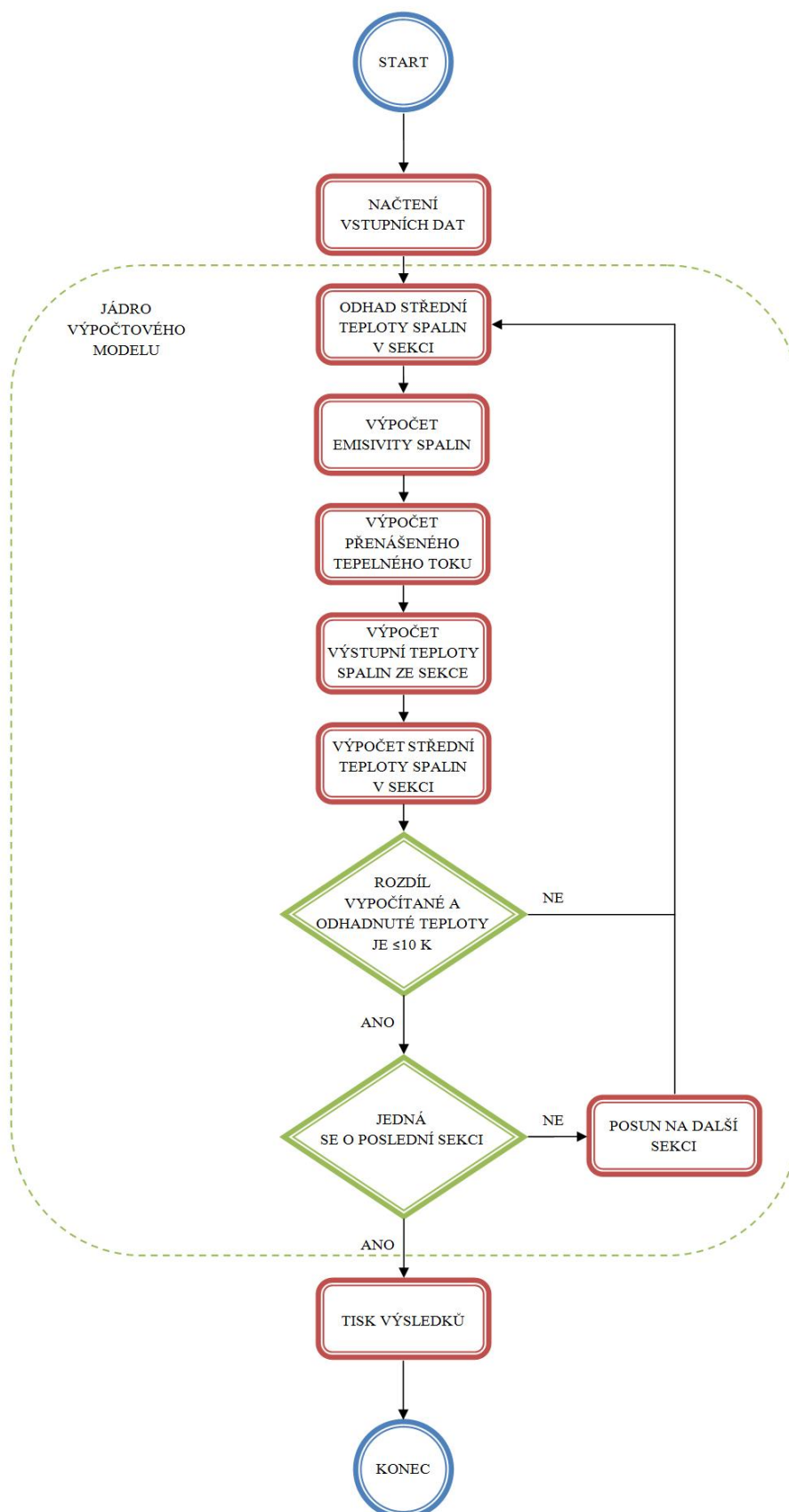
1. Je odhadnuta střední teplota spalin v první sekci T_{g1}
2. Na základě odhadnuté teploty spalin T_{g1} a součinu parciálního tlaku CO_2 a H_2O se střední délkou paprsku L_0 (Tab. 3) je určena emisivita spalin ε_g (Graf 1)
3. Zjištění emisivity spalin umožňuje vyjádřit měrný přenos tepla do teplosměnného povrchu $\dot{q}_1$ dle rovnice (1.17)
4. Je určen nárůst teploty spalin v sekci 1 dT_{g1} dle rovnice (2.6)
5. Podle rovnice

$$T_{g1} = T_0 + dT_{g1}/2 \quad (2.7)$$

je určena nová hodnota střední teploty spalin v první sekci

6. Porovnáním nově vypočítané hodnoty T_{g1} s původně odhadnutou hodnotou T_{g1} je zjištěno, zda byl původní odhad správný. Pokud ne, je provedena korekce odhadu a výpočet pokračuje bodem 2. Za přijatelný rozdíl mezi odhadnutou a vypočítanou teplotou se dle [14] považuje 10 K. Pokud je tato podmínka splněna, výpočet pokračuje podle stejného schématu v další sekci.

Výpočtový postup je graficky znázorněn na Obr. 6.



Obr. 6 Základní blokové schéma výpočtového postupu pro výchozí PF model dle [14]

2.2 MODIFIKACE MODELU PRO SPALOVACÍ KOMORU ÚPEI

2.2.1 Spalovací komora ÚPEI

Jelikož se tato práce zabývá aplikací modelu na praktické případy spalování, které proběhly na zkušební spalovací komoře ÚPEI, je vhodné na tomto místě popsat konstrukční uspořádání zařízení.

Spalovací komora Ústavu procesního a ekologického inženýrství (ÚPEI) VUT v Brně je stěžejním aparátem zkušebny hořáků na plynná a kapalná paliva. Jedná se o horizontální dvouplášťovou vodou chlazenou komoru o délce 4 metry a vnitřním průměru 1 m. Chladicí voda proudí v meziplášťovém prostoru, který je rozdělen na 7 samostatných sekcí (6 sekcí o délce 0,5 m, sedmá sekce o délce 1 m), pro zajištění rovnoměrného obtékání stěn je v meziplášťovém prostoru instalována šroubovice. Do každé sekce je voda přiváděna individuálně ze společného kontinuálně dopouštěného zásobníku, odváděna je poté na chladicí věž a po ochlazení zpět do zásobníku. Každá sekce je vybavena senzory pro měření průtoku chladicí vody, její teploty na vstupu a teploty na výstupu. Tato konstrukce umožňuje částečně simulovat podmínky u procesních pecí, když dovoluje určit lokální tepelné toky do stěn komory po její délce [17]. Čela komory jsou z vnitřní strany izolována vysokoteplotní vláknitou vyzdívkou o tloušťce 100 mm, takže délka spalovacího prostoru dosahuje 3,8 m. Plášť komory není z vnitřní strany nijak izolován, a teplo uvolněné spalováním paliva tak může být zcela absorbováno proudící vodou [18]. Spaliny ze spalovací komory odcházejí do komína, kde je měřena jejich teplota, složení (O_2 , CO , NO , NO_2 , vždy v suchých spalínách) a tlak [17].



Obr. 7 Spalovací komora ÚPEI [18]

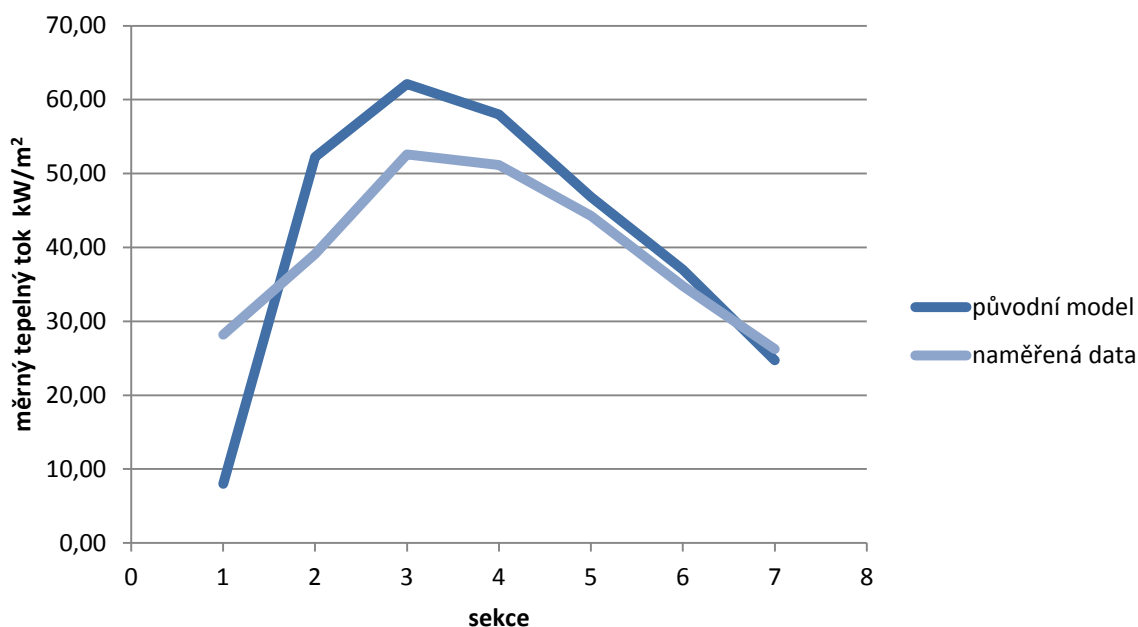
2.2.2 První modifikace

Nevýhody a nepřesnosti původního modelu

Model pístového toku ve formě popsané v kapitole 2.1 a prezentované v [14] je ve své podstatě velmi zjednodušený a nelze jej bez úprav ihned použít pro odhadování chování procesních pecí. Především protože:

- hodnota lokálního objemového příkonu $\dot{h}_f$ pro jednotlivé sekce není předem známa, je funkcí množství paliva, které v každé sekci vyhoří
- hmotnostní průtok spalin jednotlivými sekcemi $\dot{M}_g$, stejně jako složení spalin, na němž dále závisí jejich emisivita ε_g , je třeba zjistit analýzou spalovacího procesu, jak je ostatně v [14] uvedeno
- měrná tepelná kapacita spalin c_{pg} je ve skutečnosti funkcí složení spalin a jejich teploty T_g , v žádném případě ji tedy není možné uvažovat jako konstantní pro celý spalovací prostor

I v případě uspokojivého vyřešení výše popsaných zjednodušení však nastává problém, který byl blíže popsán a demonstrován Tábořským [3] – iterační výpočet je citlivý na odhad teploty spalin v první sekci. Obecně totiž model podhodnocuje tepelný výkon předaný v první sekci a nadhodnocuje výkon v dalších sekcích. To je patrné i z ověřovacích výpočtů, které provedl autor této práce – viz. Graf 2 (sestrojený pro případ 1 specifikovaný níže v kapitole 4.3.1).



Graf 2 Porovnání měrných tepelných toků při konfrontaci výsledků původní formulace PF modelu podle [14] s naměřenými daty

Řešení problémů a aplikace modelu na reálnou situaci

Pro konkrétní představení a popis výsledné úpravy (tzv. **první modifikace modelu pístového toku** – I. MMPT), která problém s odhadem teploty spalin v první sekci vyřešila, je nutno nejprve stručně uvést popis souvisejících částí výpočtu podle [3].

Nejprve je provedena analýza spalovacího procesu. Jejím prvním krokem je určení **složení spalovacího vzduchu**. Z Antoinetovy rovnice ve tvaru

$$\log p_{H_2O} = A - \frac{B}{C + t} \quad (2.8)$$

je pro známou teplotu spalovacího vzduchu t [°C] za použití koeficientů

$A = 7,19621$, $B = 1730,63$ a $C = 233,426$ [3]

zjištěn tlak nasycených par vody ve vzduchu p_{H_2O} [kPa] (tedy parciální tlak, který má voda při relativní vlhkosti 100 %). Objemový zlomek vodní páry ve vzduchu x_{H_2O} je pak zjištěn z rovnice (2.9):

$$x_{H_2O} = \frac{p_{H_2O}}{p_{atm}} \cdot \frac{RV}{100} \quad (2.9)$$

kde RV je relativní vlhkost vzduchu v procentech a p_{atm} atmosférický tlak. Rovnice je založena na předpokladu, že objemový zlomek složky v plynu je možné vyjádřit poměrem parciálního tlaku složky a celkového tlaku plynu:

$$x_i = \frac{p_i}{p_{celk}} \quad (2.10)$$

Při známém složení suchého vzduchu, které je možné nalézt v literatuře (viz. Tab. 4) lze pak objemový zlomek každé ze složek ve vlhkém spalovacím vzduchu vypočítat podle rovnice:

$$x_{i,vv} = x_{i,sv} \cdot (1 - x_{H_2O}) \quad (2.11)$$

složka	koncentrace [obj. %]
dusík	78,084
kyslík	20,946
argon	0,934
oxid uhličitý	0,035
voda	0,000

Tab. 4 Složení suchého vzduchu dle [19]

Po zjištění složení spalovacího vzduchu je možno vypočítat jeho **stechiometrickou spotřebu** pro spalování. Nutným předpokladem je známé množství přiváděného paliva. Model dle [3] uvažuje se spalováním zemního plynu, a zavádí zjednodušení, kdy zemní plyn nahrazuje čistým metanem v takovém množství, aby se celkové vnesené teplo před i po zjednodušení rovnalo (*ekvivalentní množství metanu* [3]). Využívá se rovnice

$$\dot{V}_{CH_4} = \frac{\dot{V}_{ZP} \cdot LHV_{ZP}}{LHV_{CH_4}} \quad (2.12)$$

kde $\dot{V}_{CH_4}$ je objemový průtok metanu, $\dot{V}_{ZP}$ objemový průtok zemního plynu, LHV_{ZP} výhřevnost zemního plynu a LHV_{CH_4} výhřevnost metanu. Toto zjednodušení vnáší do výpočtového postupu jistou nepřesnost, avšak je výhodné při výpočtu stochiometrické spotřeby vzduchu, jelikož spalování je poté možné popsat jedinou spalovací rovnicí:



Z ní je patrné, že pro spálení jednoho kilomolu metanu je třeba dvou kilomolů kyslíku a vzniká jeden kilomol oxidu uhličitého a dva kilomoly vody (vodní páry). Jelikož jeden kilomol plynu za normálních podmínek zaujímá prostor 22,414 m³, lze spalovací poměry popsat i pomocí objemů – pro spálení jednoho normálního metru krychlového metanu je třeba dvou normálních metrů krychlových kyslíku a vzniká jeden normální metr krychlový oxidu

uhličitěho a dva normální metry krychlové vodní páry. Z toho plyne, že potřebné stechiometrické množství vzduchu je:

$$\dot{V}_{vz,stech} = \frac{2 \cdot \dot{V}_{CH_4}}{x_{O_2,vv}} \quad (2.14)$$

kde $x_{O_2,vv}$ je objemový zlomek kyslíku ve spalovacím vzduchu.

Do spalovací komory je pro zajištění dokonalého spalování vzduch přiváděn s přebytkem n ($n = 1$ vyjadřuje stechiometrické množství, tedy $n > 1$), jeho **celková spotřeba** je tedy:

$$\dot{V}_{vz} = \dot{V}_{vz,stech} \cdot n = \frac{2 \cdot \dot{V}_{CH_4}}{x_{O_2,vv}} \cdot n \quad (2.15)$$

Celkový objemový průtok jednotlivých složek spalovacího vzduchu na vstupu do komory je zjištěn podle rovnice:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{vz} \cdot x_{i,vv} \quad (2.16)$$

Pro detailní analýzu spalování je ještě třeba znát (zvolit) **stupeň vyhoření paliva stv** [-], (který je určen jako poměr množství paliva spáleného v dané sekci k celkovému množství přiváděného paliva) pro všechny sekce [3]. Pak už je možné určit množství metanu spáleného v každé sekci:

$$sCH_{4,j} = \dot{V}_{CH_4} \cdot stv \quad (2.17)$$

a dle spalovací rovnice (2.13) také spotřebu kyslíku v každé sekci:

$$sO_{2,j} = 2 \cdot sCH_{4,j} \quad (2.18)$$

tvorbu oxidu uhličitěho:

$$tCO_{2,j} = sCH_{4,j} \quad (2.19)$$

a tvorbu vodní páry v každé sekci:

$$tH_2O_j = sO_{2,j} \quad (2.20)$$

Pro budoucí určení emisivity spalin je (za použití zjednodušení, že tlak ve spalovací komoře je právě 1 atm) vypočítán úhrnný **parciální tlak CO_2 a H_2O** v každé sekci podle vzorce [3]:

$$pp_j = \frac{tCO_{2,j} + tH_2O_j + \dot{V}_{CO_2+H_2O,j-1}}{\dot{V}_{CH_4} + \dot{V}_{vz}} \quad (2.21)$$

kde $\dot{V}_{CO_2+H_2O,j-1}$ [m_N^3/h] je objemový průtok CO_2 a H_2O přicházející z předchozí sekce; zde byla nalezena nepřesnost v první modifikaci modelu, kdy dle [3] je objemový průtok CO_2 a H_2O v nulté sekci (tedy přicházející do první sekce ve spalovacím vzduchu) zadáván v objemovém zlomku a je tedy rozměrově nehomogenní s tvorbou oxidu uhličitěho a vodní páry v první sekci v jednotkách [m_N^3/s]

Součinem parciálního tlaku pp se střední délkou parsku L_b (pro spalovací komoru ÚPEI je uvažována střední délka parsku $L_b = D_k = 1$ m dle [3] na základě dat z [14]) je určen parametr pL :

$$pL_j = pp_j \cdot L_b \quad (2.22)$$

Důležitým krokem výpočtu je dále určení **hmotnostního průtoku jednotlivých složek spalín** jednotlivými sekcemi, a to dle [3] následovně:

- *dušík* – jeho množství je uvažováno jako konstantní pro všechny sekce a rovné množství vnesenému spalovacím vzduchem:

$$\dot{m}_{N_2,j} = \frac{\dot{V}_{N_2,0}}{22,414} \cdot MW_{N_2} \quad (2.23)$$

- *argon* – stejně jako u dusíku je jeho množství uvažováno jako konstantní po celé délce komory a rovné množství vnesenému spalovacím vzduchem:

$$\dot{m}_{Ar,j} = \frac{\dot{V}_{Ar,0}}{22,414} \cdot MW_{Ar} \quad (2.24)$$

- *oxid uhličitý* – jeho množství se po délce komory zvyšuje díky spalování paliva, průtok každou sekcí se tedy rovná součtu množství přicházejícího z předchozí sekce a množství v sekci nově vzniklého:

$$\dot{m}_{CO_2,j} = \frac{\dot{V}_{CO_2,j-1} + tCO_{2,j}}{22,414} \cdot MW_{CO_2} \quad (2.25)$$

- *kyslík* – jeho množství sice v průběhu spalování po délce komory klesá, v první modifikaci modelu [3] je však uvažováno pouze s nadstechiometrickým množstvím, které zůstává ve všech sekcích stejné a rovné množství na výstupu ze spalovací komory:

$$\dot{m}_{O_2,j} = \frac{\dot{V}_{O_2,0} \cdot \left(1 - \frac{1}{n}\right)}{22,414} \cdot MW_{O_2} \quad (2.26)$$

- *voda* (vodní pára) – v jejím případě je situace obdobná jako v případě oxidu uhličitého, množství v dané sekci je rovno součtu množství vneseného z předchozí sekce a množství v sekci vzniklého:

$$\dot{m}_{H_2O,j} = \frac{\dot{V}_{H_2O,j-1} + tH_2O_j}{22,414} \cdot MW_{CO_2} \quad (2.27)$$

Celkový hmotnostní tok spalín v každé sekci je poté zjištěn jako:

$$\dot{M}_{g,j} = \dot{m}_{N_2,j} + \dot{m}_{Ar,j} + \dot{m}_{CO_2,j} + \dot{m}_{O_2,j} + \dot{m}_{H_2O,j} \quad (2.28)$$

Pro budoucí výpočet měrné tepelné kapacity je užitečné zjistit hmotnostní zlomky jednotlivých složek spalín v každé sekci podle obecného vzorce:

$$w_{i,j} = \frac{\dot{m}_{i,j}}{\dot{M}_{g,j}} \quad (2.29)$$

Celá analýza spalování, která byla popsána výše, je nutným předpokladem ke spuštění a správnému fungování modifikovaného modelu. Tento poté za použití výpočtového softwaru Maple funguje následovně [3]:

1. Je proveden počáteční odhad střední teploty spalin T_g ve všech sekcích jako 800 K
2. Je odhadnuta počáteční teplota vnitřní stěny komory T_s v první sekci jako 400 K (v dalších iteračních cyklech je již tato teplota odhadnuta na základě poslední aktuální vypočítané hodnoty)
3. Je zjištěna hodnota emisivity spalin ε_g na základě odhadu střední teploty spalin v sekci a parametru pL (rovnice (2.22)). Zjištění emisivity spalin je prováděno bilineární interpolací dat z Grafu 1. Celý postup je v [3] detailně popsán, je však zatížen nepřesností, kterou odstraňuje druhá modifikace modelu, jak bude popsáno dále.
4. Je vypočítána hodnota měrného tepelného toku radiací dle rovnice

$$\dot{q}_{rad} = \frac{\sigma \cdot F \cdot (T_g^4 - T_s^4)}{\frac{1}{\varepsilon_g} + \frac{1}{\varepsilon_1} - 1} \quad (2.30)$$

kde F je tvarový faktor [-], který se pro danou konfiguraci spalovací komory vypočítá dle vzorce (2.31) jako podíl teplosměnné plochy a celkové vnitřní plochy spalovací komory [3]

$$F = \frac{\pi \cdot D_k \cdot L}{\pi \cdot D_k \cdot L + 2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_k^2}{4} \right)} \quad (2.31)$$

ε_1 je emisivita vnitřních stěn komory [-], tato hodnota je zvolena jako $\varepsilon_1=0,9$; reálně je možné počítat s hodnotami v rozsahu 0,8-0,9 ([3] na základě dat z [20]), avšak Táborský [3] demonstruje, že volba hodnot v tomto rozsahu má velmi malý vliv na celkové výsledky modelu

5. Je vypočítána hodnota měrného tepelného toku konvekce dle rovnice:

$$\dot{q}_{konv} = \alpha \cdot (T_g - T_s) \quad (2.32)$$

Součinitel přestupu tepla α je zjištěn empiricky dle rovnice [21]:

$$\alpha = K_g \cdot \left(\frac{\dot{G}^{0,8}}{D_k^{0,2}} \right) \quad (2.33)$$

když $\dot{G}$ je měrný hmotnostní průtok spalin komorou [$\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$], zjištěný pro průřez komory S jako:

$$\dot{G} = \frac{\dot{m}}{S} \quad (2.34)$$

K_g je parametr vypočítaný z rovnice:

$$K_g = 3 + 0,018m + (2,161 + 0,0117m) \cdot \frac{t_f}{1000} - (0,658 - 0,0257m) \cdot \left(\frac{t_f}{1000} \right)^2 \quad (2.35)$$

pro teplotu spalin $t_f = T_g - 273,15$ [$^{\circ}\text{C}$]

vlhkost paliva m [-], která se v případě, že palivo obsahuje pouze uhlík a vodík (což je předpoklad modelu dle [3]), vypočítá podle rovnice:

$$m = \frac{8,936 \cdot H}{11,484 \cdot n + 1 + 0,2272 \cdot n \cdot H} \quad (2.36)$$

kde n je přebytek spalovacího vzduchu [-] a

$$H \text{ hmotnostní podíl vodíku v palivu [\%], } H = \frac{4 \cdot MW_H}{MW_{CH_4}} \cdot 100$$

6. Je vypočítán celkový měrný tepelný tok jako součet tepelného toku radiačního a konvekčního:

$$\dot{q}_{celk} = \dot{q}_{rad} + \dot{q}_{konv} \quad (2.37)$$

7. Je vypočítána teplota vnitřní stěny komory na základě teploty stěny na straně vody a celkového přenášeného tepelného toku:

$$T_s = T_{st} + \frac{\dot{q}_{celk} \cdot r_1 \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{\lambda} \quad (2.38)$$

Teplota na straně vody T_{st} je odhadnutý údaj, který byl pro všechny sekce odhadnut jako 350 K. Rovnice (2.38) je upravenou formou rovnice (1.3) pro vedení tepla homogenní válcovou trubicí. Vypočítaná hodnota T_s je v následující sekci dosazována do rovnice (2.30).

8. Dle upraveného tvaru rovnice (2.6) je vypočítána změna teploty spalin v sekci, ztráty do okolí se neuvažují:

$$dT_g = \frac{S \cdot \dot{h}_f \cdot Ls - \dot{q}_{celk} \cdot P \cdot Ls}{\dot{M}_g c_{pg}} \quad (2.39)$$

kde Ls je délka sekce. Součin $S \cdot \dot{h}_f \cdot Ls$ má jednotku [kW] a udává celkové množství tepla uvolněného spálením paliva v dané sekci, lze jej tedy nahradit výrazem podle rovnice:

$$S \cdot \dot{h}_f \cdot Ls = sCH_4 \cdot LHV_{CH_4} \quad (2.40)$$

Rovnice (2.39) pak přejde na tvar:

$$dT_g = \frac{sCH_4 \cdot LHV_{CH_4} - \dot{q}_{celk} \cdot P \cdot Ls}{\dot{M}_g c_{pg}} \quad (2.41)$$

Je zřejmé, že neznámým parametrem zůstává měrná tepelná kapacita spalin c_{pg} , ta je závislá na teplotě a tuto závislost vystihuje pro každou složku spalin rovnice:

$$c_{p,i} = \frac{A + B \cdot T + C \cdot T^2 + D \cdot T^3 + \frac{E}{T^2}}{MW_i} \quad (2.42)$$

Koeficienty A-E jsou pro každou složku spalin jiné a lze je najít v literatuře (první modifikace [3] využívá dat z [22]). Celková měrná tepelná kapacita spalin je pak dána rovnicí:

$$c_{pg} = c_{p,N_2} \cdot w_{N_2} + c_{p,Ar} \cdot w_{Ar} + c_{p,CO_2} \cdot w_{CO_2} + c_{p,O_2} \cdot w_{O_2} + c_{p,H_2O} \cdot w_{H_2O} \quad (2.43)$$

9. Je vypočtena střední teplota spalín v sekci:

$$T_g = T_0 + \frac{1}{2} \cdot dT_g \quad (2.44)$$

V rovnici udává T_0 teplotu spalín přicházejících z předchozí sekce, v případě první sekce pak jde o teplotu spalovacího vzduchu.

10. Je porovnávána hodnota vypočítané střední teploty spalín v sekci T_g zjištěné v bodě 9 s hodnotou odhadnutou v bodě 1. Pokud je rozdíl hodnot roven nebo větší než 5 K, je k hodnotě odhadnuté v bodě 1 připočteno 5 K a celý postup se opakuje, dokud rozdíl není menší než 5 K. Hodnoty jsou poté uvažovány jako konečné a výpočet pokračuje další sekci.
11. Výpočet je ukončen v okamžiku, kdy i v poslední sekci dosáhne hodnota rozdílu mezi odhadnutou a vypočítanou hodnotou střední teploty spalín T_g hodnoty menší než 5 K.

Doposud popsaný postup je ve své podstatě pouze mírnou modifikací výchozího modelu pístového toku, popsaného v kapitole 2.1, když jako vylepšení je nutno uvažovat zahrnutí vlivu teploty a složení na měrnou tepelnou kapacitu spalín. Jak již bylo uvedeno (a demonstrováno výsledky v Grafu 2), iterační výpočty tohoto modelu jsou velmi citlivé na odhad teploty spalín v první sekci komory [3], výsledkem jsou hodnoty, které podhodnocují měrný tepelný tok v první sekci a nadhodnocují tok v sekci druhé (a také v sekcích dalších). Jelikož se jedná o chybu konvergence matematického modelu, Tábořský [3] přichází s řešením, které výsledky upravuje tak, aby odpovídaly realitě, pomocí zavedení tzv. **pseudoadiabatické teploty a korekčního faktoru**.

V případě, že by veškeré teplo uvolněné v první sekci spálením paliva bylo využito pro ohřev horkých plynů, dosáhly by tyto podle vzorce (1.12) teploty:

$$T_a = T_0 + \frac{\dot{Q}_1}{\dot{m}_{g,1} \cdot c_{pg,1}} \quad (2.45)$$

Tato teplota je označena jako **pseudoadiabatické teplota** [3]. Vzhledem k tomu, že hodnota měrné tepelné kapacity se v rozmezí teplot od T_0 do T_a mění a T_a je neznámý parametr, ve výpočtu je opět využito iterací. V prvním kroku je teplota T_a položena rovno hodnotě T_0 a podle rovnic (2.42) a (2.43) je na jejím základě vypočtena střední měrná tepelná kapacita horkých plynů v sekci $c_{pg,1}$. Podle rovnice (2.45) je pak vypočítána nová hodnota T_a a v případě, že se nerovná původní hodnotě T_a , celý postup se opakuje, dokud nedojde k ustálení hodnot.

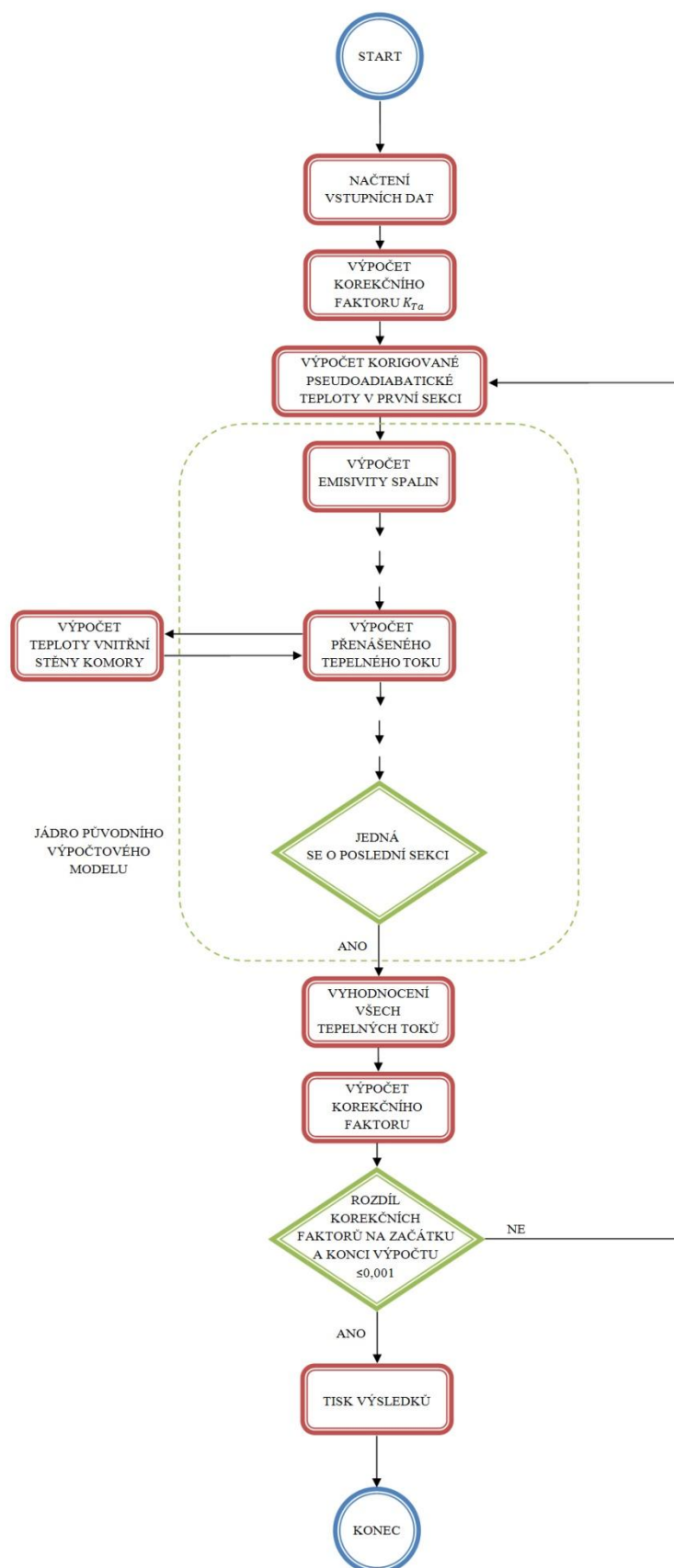
Jelikož v sekci dochází k odvodu tepla stěnami, je vypočítaná hodnota pseudoadiabatické teploty příliš vysoká a je třeba ji snížit, k tomu slouží zavedení **korekčního faktoru**. Ten je definován následovně [3]:

$$K_{Ta} = \frac{\dot{Q}_1}{\dot{Q}_{celk}} \quad (2.46)$$

kde $\dot{Q}_{celk}$ je celkový tepelný výkon odvedený stěnami spalovací komory ve všech sekcích a $\dot{Q}_1$ celkový tepelný výkon odvedený stěnami první sekce. Korigovaná pseudoadiabatická teplota je pak počítána jako:

$$T_{aK} = T_a \cdot K_{Ta} \quad (2.47)$$

Upravený model tedy funguje tak, že je v prvním kroku hodnota korekčního faktoru K_{Ta} nastavena na hodnotu 1. Dle rovnice (2.47) je vypočtena korigovaná pseudoadiabatická teplota T_{aK} (na začátku výpočtu je přitom v prvním kroku pro dosazení do rovnice nutno odhadnout i hodnotu pseudoadiabatické teploty T_a) a tato potom nahrazuje odhad střední teploty plynů v první sekci provedený v bodě 1 výpočtového postupu. Výpočet poté probíhá dále dle bodů 2 až 11 uvedených výše. Po doběhnutí výpočtu je vypočítána nová hodnota korekčního faktoru dle rovnice (2.46) a podle něj (a dalších dílčích vypočítaných parametrů) poté nová hodnota korigované pseudoadiabatické teploty (rovnice (2.47)). Tato je znovu použita jako odhad v bodě 1 výpočtu a celý postup se opakuje. V průběhu výpočtu je při každé iteraci vyhodnocován rozdíl mezi původní a nově vypočítanou hodnotou korekčního faktoru (kritérium konvergence). V případě, že dosáhne hodnoty menší než 0,001, výpočet končí a výsledky jsou konečné. Schéma takto upraveného modelu pístového toku, tedy **první modifikace modelu pístového toku** (I. MMPT), je na Obr. 8:



Obr. 8 Schéma výpočtu podle I. modifikace modelu pístového toku (I. MMPT)

2.3 ÚVODNÍ VÝSLEDKY MODIFIKOVANÉHO MODELU

První modifikace modelu pístového toku byla v práci M. Táborského [3] aplikována na celkem tři případy spalování. Jednalo se o případy, kdy byly použity hořáky spalující zemní plyn s různými výkony. Data získaná z výpočtu dle modelu pístového toku byla konfrontována s daty naměřenými a také s daty získanými pomocí CFD simulací, které byly pro dané případy provedeny.

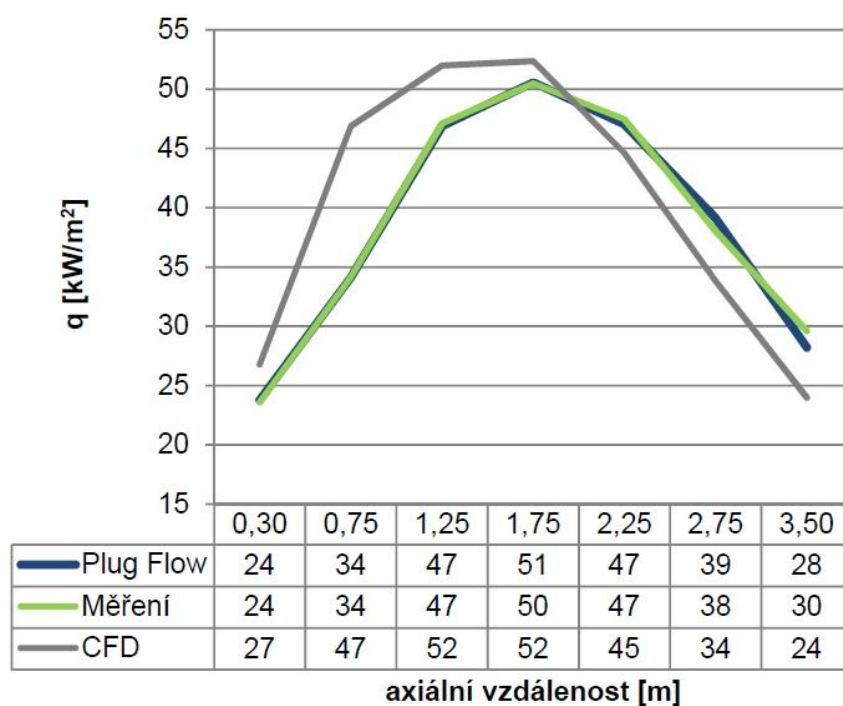
2.3.1 Modelový příklad 1

Hořák o výkonu 750 kW s jednostupňovým příívodem zemního plynu a dvoustupňovým příívodem spalovacího vzduchu. Vstupní parametry udává tabulka:

Průtok paliva [m^3/h]	75,32	Atmosférický tlak [kPa]					99
Přebytek vzduchu [-]	1,1	Relativní vlhkost [%]					60
Teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]	7,11	Emisivita stěn [-]					0,9
Sekce	1	2	3	4	5	6	7
Teplota stěn na straně vody [K]	350	350	350	350	350	350	350
Stupeň vyhoření paliva [%/100]	0,55	0,155	0,14	0,09	0,046	0,008	0,011

Tab. 5 Vstupní údaje pro modelový příklad 1 I. MMPT [3]

Výsledky modelu konfrontované s reálnými daty ukázaly, že model poměrně přesně zachytil rozložení tepelných toků po délce komory.



Graf 3 Výsledky pro modelový příklad 1 [3]; jako Plug Flow jsou označeny výsledky I. MMPT

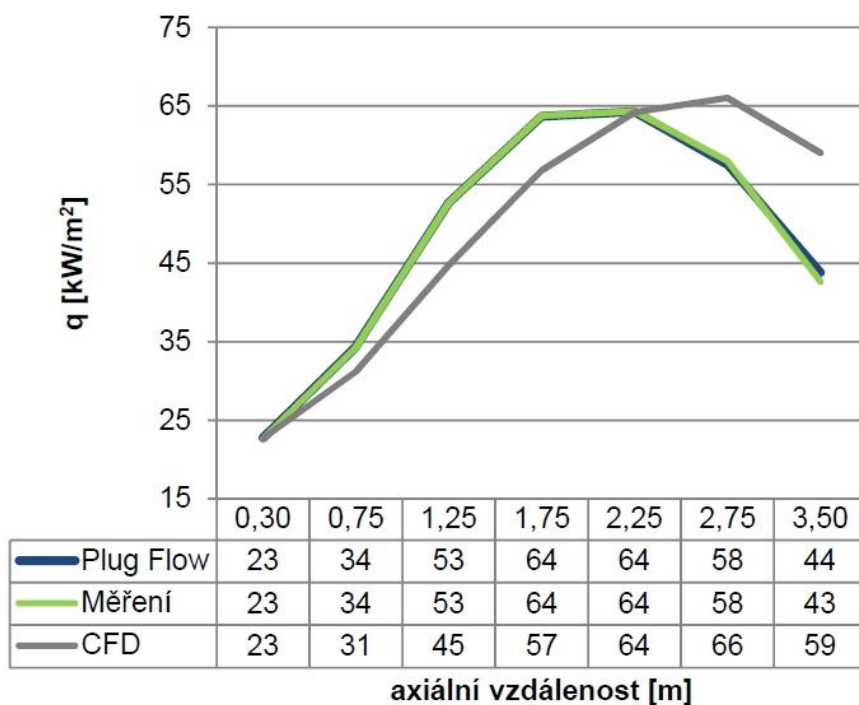
2.3.2 Modelový příklad 2

Hořák o výkonu 1115 kW se stupňovitým přívodem zemního plynu a jednostupňovým přívodem spalovacího vzduchu. Vstupní údaje udává tabulka:

Průtok paliva [m³n/h]	111,9	Atmosférický tlak [kPa]					102,1
Přebytek vzduchu [-]	1,09	Relativní vlhkost [%]					42
Teplota vzduchu [°C]	20,55	Emisivita stěn [-]					0,9
Sekce	1	2	3	4	5	6	7
Teplota stěn na straně vody [K]	350	350	350	350	350	350	350
Stupeň vyhoření paliva [%/100]	0,495	0,16	0,16	0,115	0,06	0,01	0

Tab. 6 Vstupní údaje pro modelový příklad 2 I. MMPT [3]

I v tomto případě je zřejmé, že model velmi přesně vystihnul rozložení měrných tepelných toků po délce spalovací komory.



Graf 4 Výsledky pro modelový příklad 2 [3], jako Plug Flow jsou označeny výsledky I. MMPT

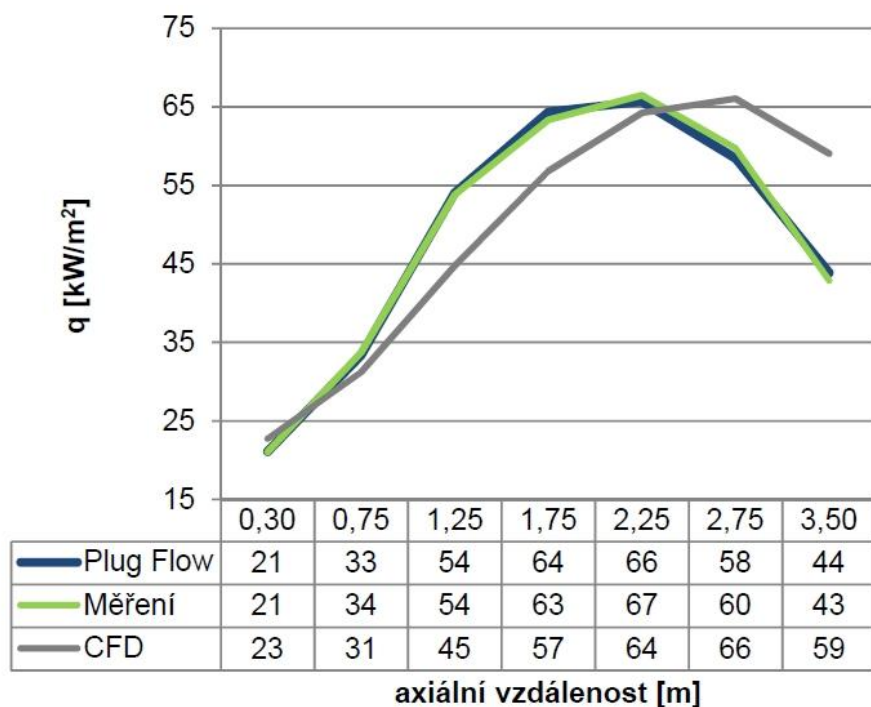
2.3.3 Modelový příklad 3

Hořák o výkonu 1123 kW se stupňovitým přívodem zemního plynu a jednostupňovým přívodem spalovacího vzduchu. Vstupní údaje opět udává tabulka:

Průtok paliva [$\text{m}^3\text{n/h}$]	112,7	Atmosférický tlak [kPa]					102
Přebytek vzduchu [-]	1,09	Relativní vlhkost [%]					70
Teplota vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]	8,53	Emisivita stěn [-]					0,9
Sekce	1	2	3	4	5	6	7
Teplota stěn na straně vody [K]	350	350	350	350	350	350	350
Stupeň vyhoření paliva [%/100]	0,475	0,18	0,165	0,105	0,075	0	0

Tab. 7 Vstupní údaje pro modelový příklad 3 I. MMPT [3]

Tak jako v obou předchozích případech, i u třetího příkladu byla prokázána dobrá shoda modelu s experimentálními daty.



Graf 5 Výsledky pro modelový příklad 3 [3], jako Plug Flow jsou označeny výsledky I. MMPT

Ze všech případů je patrné, že při dobrém nastavení modelu (tj. stupňů vyhoření paliva *stv*) je shoda mezi experimentálními a vypočítanými daty velmi dobrá, což bylo také závěrem práce [3], na níž tato práce navazuje.

3 EXPERIMENTÁLNÍ VÝSLEDKY ZKOUŠEK HOŘÁKŮ

Jako podklad pro verifikaci, resp. druhou modifikaci modelu pístového toku, provedenou v této práci, sloužila data z celkem jedenácti různých případů spalovacích zkoušek provedených na zkušební hořáku ÚPEI. V případě pěti z těchto případů byl spalován zemní plyn, ve zbylých šesti to byla kapalná paliva.

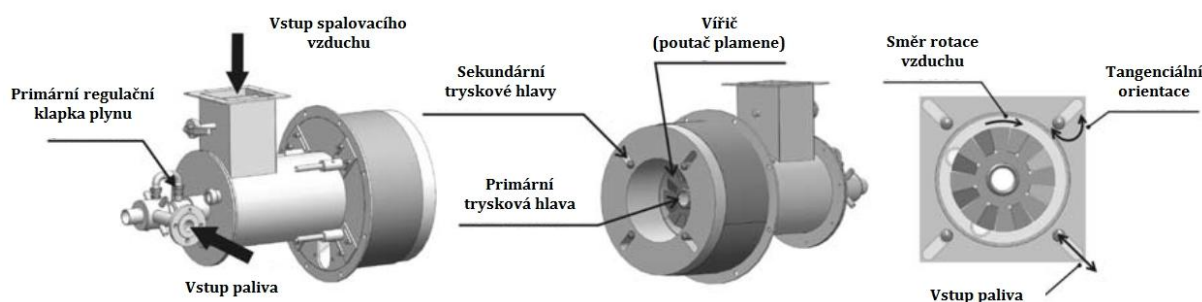
3.1 PROVEDENÍ SPALOVACÍCH ZKOUŠEK

3.1.1 Spalovací zkoušky zemního plynu

Účelem spalovacích zkoušek zemního plynu, které byly provedeny na spalovací komoře ÚPEI, a které sloužily jako zdroj experimentálních dat pro tuto práci, bylo posoudit vliv kyslíkem obohaceného spalování na přenášený tepelný výkon po délce spalovací komory, emise dusíkatých látek, teplotu ve spalovací komoře, a tvar a stabilitu plamene [17]. Zkoušky byly prováděny pro dva mechanismy obohacování spalovacího procesu kyslíkem:

- kyslík byl přiváděn ke spalovacímu vzduchu ještě před jeho vstupem do hořáku (PE – *premix enrichment*)
- čistý kyslík byl přiváděn do hořáku odděleně od spalovacího vzduchu (AO – *air-oxy/fuel combustion*)

Při zkouškách byl použit hořák s možností dvoustupňového přívodu paliva s celkem dvaceti tryskami, z nichž 12 bylo primárních, rozdělených do dvou skupin. První skupina sestávala ze čtyř trysek o průměru 3 mm, druhá potom z osmi trysek o průměru 2,6 mm. Sekundární palivo bylo přiváděno osmi tryskami o průměru 3,3 mm, vždy po dvou v jedné tryskové hlavě. V případě, že dvoustupňový přívod paliva byl využit, byl poměr množství primárního paliva k celkovému množství roven 0,28 [17]. Konstrukci hořáku znázorňuje Obr. 9:



Obr. 9 Konstrukce hořáku použitého pro spalování zemního plynu [17]

Pět v této práci rozebíraných případů spalování představuje reprezentativní vzorek zkoušek, zahrnující:

- hořák o výkonu 750 kW s jednostupňovým přívodem paliva, bez obohacování kyslíkem

- hořák o výkonu 750 kW s dvoustupňovým přívodem paliva, bez obohacování kyslíkem
- hořák o výkonu 750 kW s jednostupňovým přívodem paliva s obohacováním metodou PE
- hořák o výkonu 750 kW s dvoustupňovým přívodem paliva s obohacováním metodou PE
- hořák o výkonu 500 kW s jednostupňovým přívodem paliva, bez obohacování kyslíkem

3.1.2 Spalovací zkoušky kapalných paliv

Účelem spalovacích zkoušek pro kapalná paliva bylo porovnat chování spalovacího procesu v případě spalování nafty a paliv na bázi řepkového oleje. Sledován byl především přenášený tepelný výkon po délce spalovací komory, stabilita spalování, rozměry plamene, emise NO_x a CO , a množství paliva, které se ukládalo na dně komory [23].

Distribuce kapalných paliv do spalovací komory ve formě kapiček, které se v oblasti plamene vypařily a shořely, byla zajištěna pomocí pneumatického atomizéru. Jako atomizační médium sloužil nepředehříváný stlačený vzduch vstupující v množství GLR 10, 15 a 20 % (*Gas to liquid mass flow rate* – poměr hmotnostních toků atomizačního plynu a kapalného paliva). Vzduch byl do paliva vstřikován ve směšovací komoře o průměru 10 mm, a to celkem čtyřiceti otvory o průměru 0,8 mm. Výstup paliva z atomizéru do spalovacího prostoru pak zajišťovalo šest trysek o výstupním průměru 1 mm, odkloněných od osy atomizéru o 30 stupňů. Trysky ležely na roztečné kružnici o průměru 8,7 mm [23].

Šest v této práci rozebíraných zkoušek bylo vždy prováděno za nominálního výkonu 900 kW a pro hodnotu GLR 15 %. Jednalo se o:

- spalování nafty
- spalování řepkového oleje (ŘO)
- spalování destilačního zbytku po destilaci methylesteru řepkového oleje (T-MEŘO)
- spalování methylesteru řepkového oleje (MEŘO) předehřátého na 40 °C
- spalování methylesteru řepkového oleje (MEŘO) předehřátého na 70 °C
- spalování methylesteru řepkového oleje (MEŘO) předehřátého na 110 °C

3.2 METODY ZJIŠŤOVÁNÍ DAT PRO POROVNÁNÍ

Jak již bylo uvedeno v kapitole 2.2.1, každá ze sekcí spalovací komory má vlastní přívod chladicí vody, jejíž protékající množství je možno regulovat v rozsahu od 2 do 10 m³/h. Teplota chladicí vody je měřena jak na vstupu do sekce tak na výstupu ze sekce [23]. Charakteristiky měřících senzorů uvádí Tab. 8:

Měřená veličina	Čidlo	Měřicí rozsah	Přesnost
Teplota	Rawet PTP50J Pt100/B	(0-100)°C	± (0,3 + 0,005t)
Průtok	Sensus Type 420S Qn10	(0,15-40) m ³ h ⁻¹	Metrologická třída C dle Směrnice 75/33 EHS

Tab. 8 Měřící senzory chladicí vody spalovací komory [23]

Teplota chladicí vody se ve všech případech pohybovala v rozmezí 12,2°C až 59,7°C, absolutní chyba měření tak činila $\pm 0,361^\circ\text{C}$ až $\pm 0,599^\circ\text{C}$, což v relativních číslech činí až $\pm 3\%$. Pro průtokoměr Qn10 metrologické třídy C platí dle [24], že přechodový průtok Q_t se vypočítá jako $0,015 \cdot Q_n$ a rovná se tedy $0,15 \text{ m}^3/\text{h}$. Přechodový průtok Q_t je průtok, který odděluje horní a dolní oblast průtoku a v němž se nespojitě mění maximální dovolená chyba [24]. Nejmenší ze všech měřených průtoků dosahoval hodnoty $2,2 \text{ m}^3/\text{h}$, je tedy zřejmé, že všechny hodnoty patří do horního rozsahu, a maximální dovolená chyba měření je tak $\pm 2\%$ [24]. Celkový tepelný výkon předaný chladicí vodě v každé sekci byl zjišťován dle vztahu:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{H_2O} \cdot c_{p,H_2O} \cdot (t_{H_2O,out} - t_{H_2O,in}) \quad (3.1)$$

kde $\dot{m}_{H_2O}$ je hmotnostní průtok chladicí vody, zjišťovaný jako $\dot{V}_{H_2O} \cdot \rho_{H_2O}$, přičemž průtok $\dot{V}_{H_2O}$ je měřen a hustota ρ_{H_2O} je zjišťována podle rovnice [25]:

$$\rho_{H_2O} = 1006 - 0,26 \cdot t_{H_2O} - 0,0022 \cdot t_{H_2O}^2 \quad (3.2)$$

c_{p,H_2O} je střední měrná tepelná kapacita chladicí vody, počítána dle vzorce [25]:

$$c_{p,H_2O} = 4210 - 1,363 \cdot t_{H_2O} + 0,014 \cdot t_{H_2O}^2 \quad (3.3)$$

$t_{H_2O,in}$ a $t_{H_2O,out}$ jsou měřené teploty chladicí vody na vstupu, resp. výstupu ze sekce. Střední teplota vody v sekci t_{H_2O} je uvažována jednoduše jako $(t_{H_2O,out} + t_{H_2O,in})/2$.

Celkový tepelný výkon pro každou sekci $\dot{Q}$ podělený vnitřním povrchem příslušné sekce udává měrný tepelný výkon $\dot{q}$, což je veličina, s níž byly porovnávány výsledky druhé modifikace modelu. Je třeba si uvědomit, že tepelný výkon předaný chladicí vodě je totožný s tepelným výkonem předaným vnitřním stěnám spalovací komory, neboť porovnávací data byla měřena až v době, kdy se relativně ustálily poměry ve spalovací komoře, a žádné teplo se nespotřebovávalo na zahřívání stěn komory.

Dalším velmi důležitým vybavením spalovací komory je analyzátor spalin TESTO 350XL, jehož součástí je i chladič spalin s integrovaným odtokovým systémem pro odvod kondenzované vody. Analyzátor je vybaven elektrochemickými senzory pro měření úrovně kyslíku, oxidu uhličitého, oxidu uhelnatého, oxidu dusičitého, oxidu dusnatého a oxidu siřičitého v suchých spalinách, to vše v reálném čase [23]. Charakteristiky měřících senzorů udává Tab. 9:

Typ čidla	Měřicí rozsah	Přesnost	Rozlišení
Termočlánek	(-40-1200)°C	$\pm 0,5\%$ měřené hodnoty	0,1°C
O ₂	(0-25) % obj.	$\pm 0,2\%$ obj.	0,01 % obj.
CO s kompenzací H ₂	(0-10000) ppm	± 10 ppm v rozsahu (0-199) ppm $\pm 5\%$ měřené hodnoty v rozsahu (200-2000) ppm	1 ppm
NO	(0-3000) ppm	± 5 ppm v rozsahu (0-99) ppm $\pm 5\%$ měřené hodnoty v rozsahu (100-2000) ppm	1 ppm
NO ₂	(0-500) ppm	± 5 ppm v rozsahu (0-99,9) ppm $\pm 5\%$ měřené hodnoty v rozsahu (100-500) ppm	0,1 ppm
SO ₂	(0-5000) ppm	± 5 ppm v rozsahu (0-99) ppm $\pm 5\%$ měřené hodnoty v rozsahu (0-2000) ppm	1 ppm

Tab. 9 Čidla analyzátoru spalin TESTO 350XL dle [23]

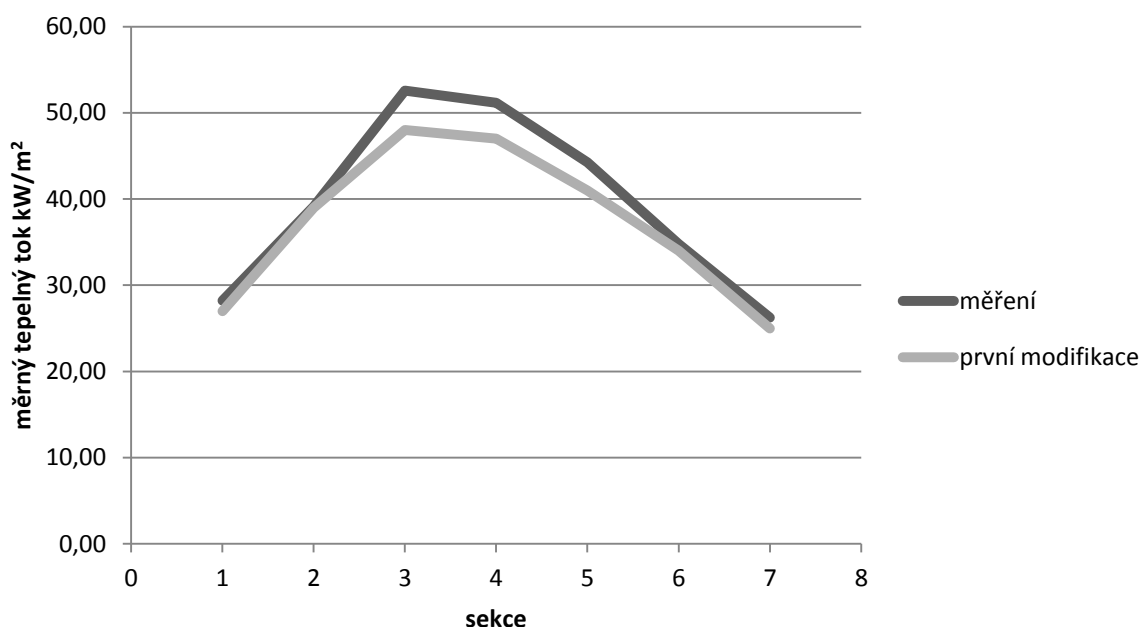
Při testování plyných paliv byl do spalovacího prostoru přiváděn vzduch v takovém množství, aby cílová koncentrace kyslíku v suchých spalínách činila 3 %, v případě testování kapalných paliv byla tato úroveň 6 %. Těchto úrovní se ne vždy podařilo přesně dosáhnout (jak udávají experimentální data [25]), skutečné hodnoty jsou uvedeny u detailní analýzy aplikace druhé modifikace modelu na jednotlivé případy, která bude následovat v další kapitole.

Při spalovacích zkouškách byla data vždy odečítána po dvou minutách a jako relevantní byly uvažovány až hodnoty v ustáleném stavu, kdy se poměry ve spalovací komoře příliš neměnily. Konečné údaje vznikly průměrováním relevantních dat, typicky třinácti až patnácti hodnot (tedy dat za 26 až 30 minut), v některých případech více (až 26, což odpovídá 52 minutám měření) nebo méně (v jednom případě pouze 5, což odpovídá 10 minutám), podle vyhodnocení délky stabilní spalovací doby (viz. [25]).

4 DRUHÁ MODIFIKACE MODELU PÍSTOVÉHO TOKU

4.1 KONFRONTACE PRVNÍ MODIFIKACE S NOVÝMI DATY

Při rozboru první modifikace modelu pístového toku byl objeven potenciál pro jeho další kvalitativní i kvantitativní vylepšování. Bylo přímo nezbytné zavést některé úpravy, aby mohly být modelovány případy spalování popsané v předchozí kapitole. Jednalo se například o problém, kdy množství přiváděného nadstechiometrického spalovacího vzduchu nebylo přímo známo, ale bylo vyjádřeno pomocí měřeného obsahu kyslíku ve spalínách. Při zpětném dopočítání přiváděného množství vzduchu a jeho dosazení do první modifikace modelu bylo dosaženo výsledků, které ukázaly, že i přes nejlepší možné nastavení model nedokáže některé případy zcela přesně zachytit. Demonstrace byla provedena pro případ spalování zemního plynu hořákem s jednostupňovým přívodem paliva o výkonu 750 kW (opět případ 1 specifikovaný detailněji v kapitole 4.3.1 níže). Výsledky udává graf:



Graf 6 Porovnání výsledků I. MMPT s experimentálními daty při nejlepší možné nastavení

4.2 APLIKACE OBECNÝCH ZMĚN A SPOLEČNÁ BÁZE DRUHÉHO MODELU

Druhá modifikace modelu (označována dále jako II. MMPT) nebyla ve svém principu převratná takovým způsobem, jako modifikace první, zaměřovala se spíše na zpřesnění výsledků pomocí dílčích úprav, odstranění menších chyb původního modelu a rozšíření jeho možností. Výčet změn následuje:

1. Bylo zrušeno zjednodušení nahrazující zemní plyn metanem, místo toho byly využity klasické spalovací rovnice pro všechny složky zemního plynu. Nově bylo vyřešeno spalování kapalných paliv, a to na základě spalovací rovnice pro fiktivní uhlovodík, který je výsledkem složení paliva. Detailní postup bude uveden na příslušném místě dále.

2. Emisivita vnitřních stěn spalovací komory byla uvažována jako $\varepsilon_1=0,85$, přičemž první modifikace uvažuje s hodnotou $\varepsilon_1=0,90$. I když bylo prokázáno v [3], že vliv emisivity stěn komory má jenom malý vliv na konečné výsledky, hodnota 0,85 byla použita vzhledem k tomu, že je uvažována za směrodatnou v [14].
3. Množství přiváděného spalovacího vzduchu $\dot{V}_{vz}$ nebylo počítáno přímo pomocí rovnice (2.15) (neboť hodnota přebytku vzduchu n nebyla známa), avšak bylo vypočítáno z měřeného obsahu kyslíku v suchých spalínách $x_{O_2,ss}$ dle rovnice:

$$\dot{V}_{vz} = \dot{V}_{vz,stech} + \frac{x_{O_2,ss} \cdot \dot{V}_{vs,stech} \cdot (1 - x_{H_2O,vs})}{x_{O_2,vv} - x_{O_2,ss} + x_{O_2,ss} \cdot x_{H_2O,vv}} \quad (4.1)$$

kde $\dot{V}_{vs,stech}$ je objemový průtok vlhkých spalín při stechiometrickém spalování, $x_{H_2O,vs}$ objemový zlomek vody ve vlhkých spalínách a $x_{H_2O,vv}$ objemový zlomek vody ve spalovacím vzduchu. Vztah vyplývá z rovnice

$$x_{O_2,ss} = \frac{(\dot{V}_{vz} - \dot{V}_{vz,stech}) \cdot x_{O_2,vv}}{\dot{V}_{vs,stech} \cdot (1 - x_{H_2O,vs}) + (\dot{V}_{vz} - \dot{V}_{vz,stech}) \cdot (1 - x_{H_2O,vv})} \quad (4.2)$$

4. V první modifikaci byl do hmotnostního průtoku spalín všemi sekcemi počítán pouze kyslík, jenž byl nadstechiometrický, a jeho množství bylo uvažováno jako konstantní. Tento předpoklad byl ve druhé modifikaci přehodnocen, a množství kyslíku pak bylo pro každou sekci vyjádřeno jako celkové množství, které vstoupilo ze sekce předchozí, minus množství, které se v dané sekci spotřebovalo pro spalování:

$$\dot{m}_{O_2,j} = \frac{\dot{V}_{O_2,j-1} - sO_{2,j}}{22,414} \cdot MW_{O_2} \quad (4.3)$$

Rovnice (4.3) tak nahrazuje rovnici (2.26).

5. Parciální tlak CO_2 a H_2O již není počítán dohromady, ale pro kyslík i oxid uhličitý zvlášť. Tento postup souvisí s modifikací způsobu výpočtu emisivity spalín, jak bude uvedeno dále, zároveň odstraňuje nepřesnost zanesenou do rovnice (2.21) použité v první modifikaci, kde došlo k již popsané chybě sčítání rozměrově nehomogenních veličin. Zjednodušení, kde je uvažován tlak ve spalovací komoře 1 atm zůstalo zachováno. Parciální tlak kyslíku se pak vypočítá jednoduše jako

$$p_{O_2,j} = \frac{\dot{V}_{O_2,j}}{\dot{V}_j} \quad (4.4)$$

když $\dot{V}_j$ je objemový průtok všech plynů danou sekci. Parciální tlak oxidu uhličitého se počítá analogicky.

6. Hodnota střední délky paprsku L_b , která vystupuje ve výpočtu emisivity spalín, byla změněna z D_k na $0,94D_k$ v souladu s Tab. 3 (spalovací komora byla uvažována jako nekonečný válec s radiací na zakřivenou plochu).
7. Místo rovnice (2.30) pro výpočet měrného radičního tepelného toku do stěn komory byla použita rovnice pro skvrnitý povrch (1.17). Nevýhodou rovnice pro skvrnitý povrch je, že při velkých hodnotách parametru C (což je i případ spalovací komory ÚPEI) je málo citlivá na hodnotu emisivity teplosměnných povrchů ε_1 [14]. V první modifikaci [3] však bylo prokázáno, že závislost modelu na emisivitě teplosměnných povrchů je malá i v případě původní rovnice (2.30), proto bylo vyhodnoceno použití rovnice (1.17) jako možné a nesnižující přesnost výpočtu.

8. Byla opravena chyba, když do rovnice (2.38) pro výpočet teploty vnitřní stěny spalovací komory byla v první modifikaci za vnější poloměr r_2 dosazena hodnota $D_k + s$, kde s je tloušťka stěny komory. Je zřejmé, že správný výraz je $D_k/2 + s$. Původní výraz vedl k nereálným hodnotám teploty vnitřní stěny komory, dosahujícím až 735 K.
9. Teplota stěn komory na straně vody byla z původních 350 K pro všechny sekce změněna (v pořadí pro sekce 1 až 7) na: 338 K, 354 K, 376 K, 379 K, 376 K, 363 K a 343 K. Tyto hodnoty jsou hodnotami získanými pomocí CFD analýzy a jsou převzaty z [3]. Jelikož určení teploty na straně vody bylo dosud řízeno pouhým odhadem, CFD data, i když v kapitole 2 byla prokázána jejich nepřesnost, jsou považována za nejlepší dostupná.
10. K výpočtu emisivity spalin byl zvolen zcela jiný přístup než v původní modifikaci. Je zřejmé, že prováděné odečítání hodnot z grafu je silně nepřesné, graf navíc předpokládá poměr parciálních tlaků H_2O a CO_2 2:1, kterého při reálném spalování nebude přesně dosaženo. Nakonec již samotný graf, z něhož byla data odečítána, byl již překonán novými daty [26].

4.2.1 Výpočet emisivity spalin

Běžně používanými daty pro určování emisivity horkých plynů obsahujících CO_2 a H_2O jsou data podle Hottela [16], bylo však prokázáno, že tato jsou pro některé podmínky nepřesná a jako přesnější se ukázaly korelace dle Lecknera [27]. Právě tato data, čerpaná z [26], byla použita pro výpočet emisivity horkých plynů. Emisivita kyslíku, resp. oxidu uhličitého, se tak počítá dle rovnice

$$\varepsilon_{CO_2, H_2O} = \exp \left[\sum_{i=0}^M \sum_{j=0}^N c_{ji} \left(\frac{T_g}{T_0} \right)^j \left(\log_{10} \frac{p_a L_b}{(p_a L)_0} \right)^i \right] \quad (4.5)$$

kde T_g je teplota horkých plynů v sekci, T_0 je pevně daná hodnota 1000 K, $p_a L_b$ je součin parciálního tlaku kyslíku, resp. oxidu uhličitého, v [bar] a střední délky paprsku v [cm], $(p_a L)_0$ je opět pevně daná hodnota 1 bar cm, a nakonec c_{ji} je koeficient dle tabulky:

M, N			2, 2		
C00	...	C0M	-2,2118	-1,1987	0,035596
⋮	...	⋮	0,85667	0,93048	-0,14391
CN0	...	CNM	-0,10838	-0,17156	0,045915

Tab. 10 Tabulka hodnot pro výpočet emisivity vodní páry [26] na základě [27]

M, N			2, 3			
C00	...	C0M	-3,9893	2,7669	-2,1081	0,39163
⋮	...	⋮	1,2710	-1,1090	1,0195	-0,21897
CN0	...	CNM	-0,23678	0,19731	-0,19544	0,044644

Tab. 11 Tabulka hodnot pro výpočet emisivity oxidu uhličitého [26] na základě [27]

Jelikož spektra záření vodní páry a oxidu uhličitého se částečně překrývají, kombinovaná emisivita spalin, se nedá vypočítat jako prostý součet emisivity obou plynů, je třeba představit korekci $\Delta\varepsilon$ [26]:

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\zeta}{10,7 + 101\zeta} - 0,0089\zeta^{10,4} \right) \cdot \left\{ \log \left[\frac{(p_{H_2O} + p_{CO_2}) \cdot L}{(p_a L)_0} \right] \right\}^{2,76} \quad (4.6)$$

Parametr ζ , vystupující v rovnici, se vypočítá jako:

$$\zeta = \frac{p_{H_2O}}{p_{H_2O} + p_{CO_2}} \quad (4.7)$$

Vypočítaná korekce $\Delta\varepsilon$ je poté odečtena od součtu emisivit oxidu uhličitého a vodní páry:

$$\varepsilon_{CO_2+H_2O} = \varepsilon_{CO_2} + \varepsilon_{H_2O} - \Delta\varepsilon = \varepsilon_g \quad (4.8)$$

Emisivita spalin je takto počítána v každé sekci a ve druhé modifikaci modelu zcela nahrazuje odečítání hodnot z grafu.

4.3 DRUHÁ MODIFIKACE PRO ZEMNÍ PLYN

Zemní plyn, jenž sloužil jako palivo v prvních pěti případech, měl následující složení [25]:

složení zemního plynu	
složka	obj. %
CH ₄	98,24
N ₂	0,83
CO ₂	0,07
C ₂ H ₆	0,59
C ₃ H ₈	0,17
C ₄ H ₁₀	0,07
C ₅ H ₁₂	0,02
C ₆ H ₁₄	0,01
celkem	100,00
výhřevnost 35811,92 kJ/m _N ³	

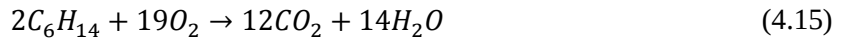
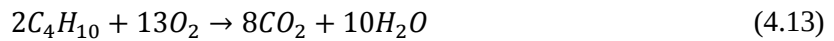
Tab. 12 Složení spalovaného zemního plynu [25]

Dusík a oxid uhličitý prošly spalovacím procesem jako inertní a bylo uvažováno, že poměrná část jejich množství, odpovídající obsahu ve spáleném palivu v dané sekci, vždy průběžně přecházela z paliva do spalin. Jejich množství ve spalinách se tak neřídilo rovnicemi (2.23) a (2.25) původní modifikace, ale rovnicemi:

$$\dot{m}_{N_2,j} = \frac{\dot{V}_{N_2,j-1} + \dot{V}_{fuel} \cdot x_{N_2,fuel} \cdot stv_j}{22,414} \cdot MW_{N_2} \quad (4.9)$$

$$\dot{m}_{CO_2,j} = \frac{\dot{V}_{CO_2,j-1} + tCO_{2,j} + \dot{V}_{fuel} \cdot x_{CO_2,fuel} \cdot stv_j}{22,414} \cdot MW_{CO_2} \quad (4.10)$$

Ostatní složky zemního plynu byly spalovány podle rovnic (rovnice spalování metanu již byla uvedena v kapitole 2.2.2 jako rovnice (2.13)):



Posledním problémem, který bylo třeba do modelu zahrnout, byl přepočet složení spalovacího vzduchu pro případy, kdy bylo využito PE obohacování kyslíkem. Známým parametrem byl v tomto případě obsah kyslíku v obohaceném spalovacím vzduchu $x_{O_2,PE}$. Z bilanční rovnice kyslíku

$$x_{O_2,PE} = \frac{\dot{V}_{vz} \cdot x_{O_2,vv} + \dot{V}_{O_2}}{\dot{V}_{vz} + \dot{V}_{O_2}} \quad (4.16)$$

je možné vyjádřit množství přiváděného čistého kyslíku $\dot{V}_{O_2}$ [m³/h]:

$$\dot{V}_{O_2} = \frac{\dot{V}_{vz}(x_{O_2,vv} - x_{O_2,PE})}{x_{O_2,PE} - 1} \quad (4.17)$$

Zavedením konstanty k podle následující rovnice:

$$k = \frac{x_{O_2,vv} - x_{O_2,PE}}{x_{O_2,PE} - 1} \quad (4.18)$$

přejde rovnice (4.17) na tvar:

$$\dot{V}_{O_2} = k \cdot \dot{V}_{vz} \quad (4.19)$$

Jelikož platí rovnice

$$\dot{V}_{vz,PE} = \dot{V}_{vz} + \dot{V}_{O_2} = \dot{V}_{vz} \cdot (1 + k) \quad (4.20)$$

je možné objemový zlomek jednotlivých složek v obohaceném spalovacím vzduchu vyjádřit jako:

$$x_{i,PE} = \frac{x_{i,vv}}{1 + k} \quad (4.21)$$

s výjimkou kyslíku, pro nějž je hodnota $x_{O_2,PE}$ již známa. Nyní je již možno přistoupit k popisu aplikace II. MMPT na konkrétní případy.

4.3.1 Příklad 1

V případě 1 byla hodnocena shoda druhé modifikace modelu s daty měřenými při zkouškách hořáku o výkonu 750 kW s jednostupňovým přívodem zemního plynu. Spalovací vzduch nebyl obohacován o kyslík. Naměřená úvodní data udává tabulka:

1 Zemní plyn, 750 kW, jednostupňový přívod paliva	
Výkon hořáku	750 kW
Průtok paliva	75,4 m ³ /h
Teplota paliva	10,6 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	-1,7 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	3,2 % obj.
Pozorovaná délka plamene	2,25 m
Teplota spalín za komorou	762,7 °C

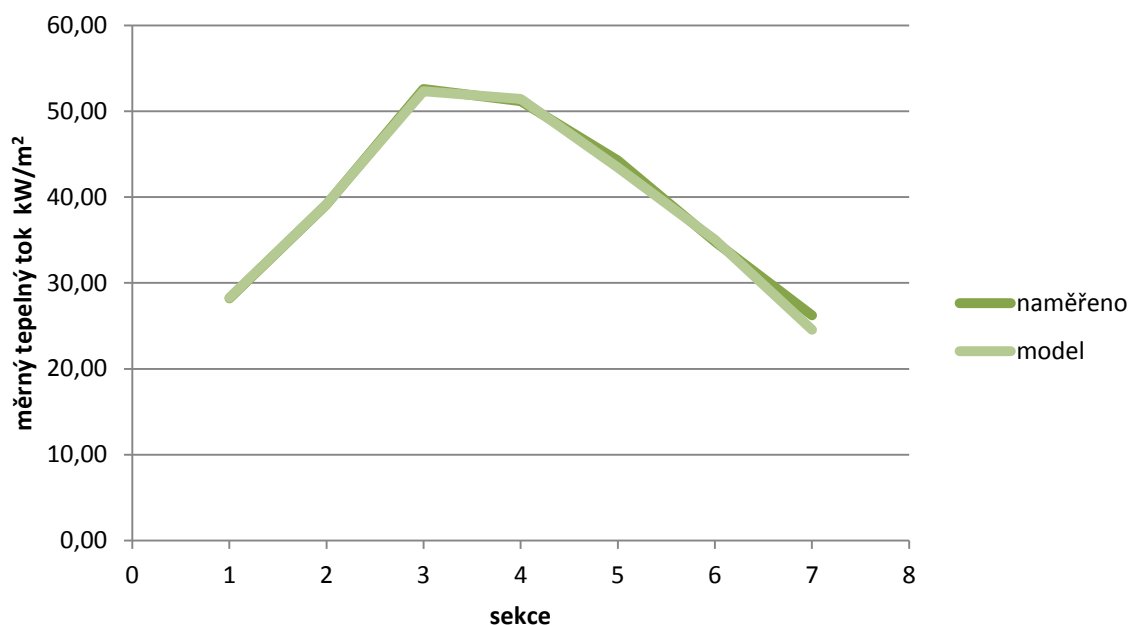
Tab. 13 Úvodní data k případu 1 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

1 750 kW, jednostupňový přívod paliva, atm. vzduch						
stupeň vyhoření stv [-]	sekce	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,581	1	28,20	28,26	0,06	0,21	950
0,130	2	39,13	39,18	0,05	0,13	1052
0,162	3	52,58	52,34	-0,24	0,46	1147
0,043	4	51,17	51,44	0,27	0,53	1132
0,059	5	44,26	43,46	-0,80	1,81	1052
0,010	6	34,79	35,03	0,24	0,69	967
0,015	7	26,24	24,54	-1,70	6,48	842
1,000	Σ	458,24	kW	452,75	průměrná chyba 1,472 %	
teplota na výstupu z poslední sekce			771,2 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu 1,162 [-]			

Tab. 14 Dosažené výsledky pro případ 1 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 7 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a zjištěných pomocí II. MMPT

Je zřejmé, že až na poslední sekci, kde model podhodnocuje tepelný výkon o přibližně 6,5 %, jsou měrné tepelné toky zjištěné dle experimentálních dat a vypočítané dle modelu ve velmi dobré shodě. Taktéž teplota spalin na výstupu z komory se od měřené teploty liší pouze velmi málo, a to o 8,5 °C. Zajímavým faktem je, že model udává stupeň vyhoření paliva *stv* vyšší v sekci 3 než v sekci 2, a také vyšší v sekci 5 než v sekci 4. Zcela ve shodě s pozorováním délky plamene 2,25 m je potom fakt, že v sekci 5 (tj. ve vzdálenosti 2,0 až 2,5 m) model udává poslední významný stupeň vyhoření (hodnota *stv* klesá mezi pátou a šestou sekci šestinásobně).

4.3.2 Příklad 2

V případě 2 byl testován hořák o výkonu 750 kW s dvoustupňovým přívodem zemního plynu. Spalovací vzduch nebyl obohacován o kyslík. Úvodní data uvádí tabulka:

2 Zemní plyn, 750 kW, dvoustupňový přívod paliva	
Výkon hořáku	750 kW
Průtok paliva	75,4 m ³ /h
Teplota paliva	15,2 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	12,8 °C
Obsah kyslíku ve spalinách	3,1 % obj.
Pozorovaná délka plamene	2,3 m
Teplota spalin za komorou	746,2 °C

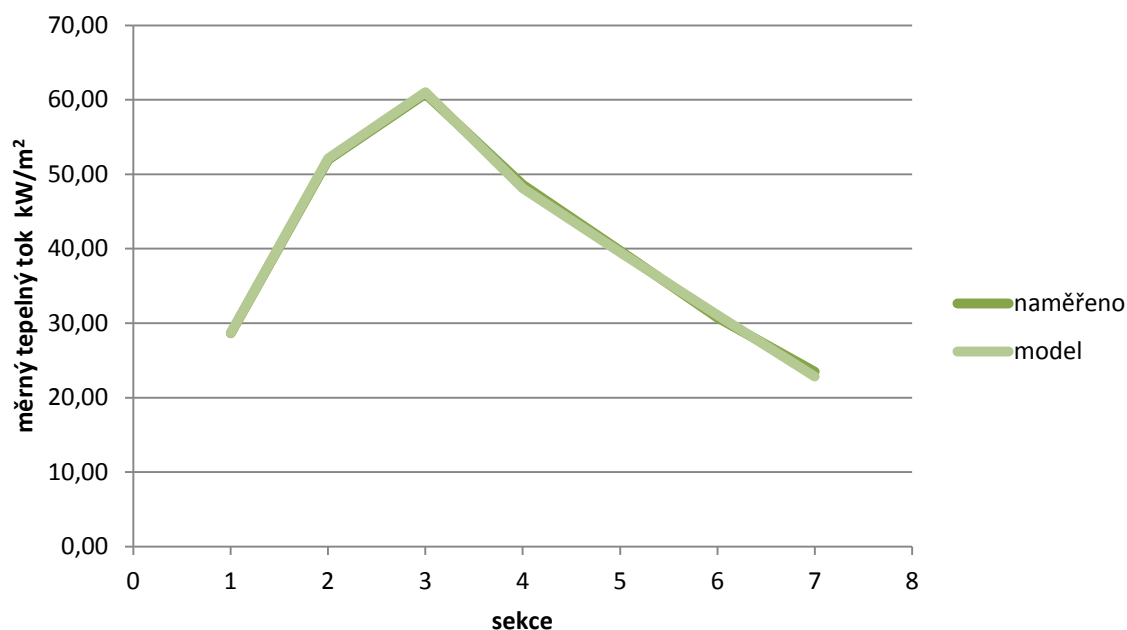
Tab. 15 Úvodní data k případu 2 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

2 750 kW, dvoustupňový přívod paliva, atm. vzduch						
stupeň vyhoření stv [-]	sekcce	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,574	1	28,64	28,67	0,03	0,10	953
0,261	2	51,96	52,11	0,15	0,29	1147
0,050	3	60,80	61,01	0,21	0,35	1212
0,050	4	48,57	48,14	-0,43	0,89	1097
0,037	5	39,73	39,52	-0,21	0,53	1012
0,010	6	30,77	31,09	0,32	1,04	922
0,018	7	23,50	22,82	-0,68	2,89	817
1,000	Σ	466,59	kW	464,77	průměrná chyba	0,869 %
teplota na výstupu z poslední sekce			754,4 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu			
			1,156 [-]			

Tab. 16 Dosažené výsledky pro případ 2 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 8 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a zjištěných pomocí II. MMPT

V případě 2 je jedinou významnější odchylkou modelu od dat získaných experimentálně měrný tepelný tok v poslední sekci, lišící se přibližně o 2,9 %, což představuje rozdíl $0,68 \text{ kW/m}^2$. V ostatních sekcích jsou rozdíly minimální. Při porovnávání teploty na výstupu ze spalovací komory je zjištěn rozdíl modelu a naměřených dat o velikosti $8,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$. Hodnoty stupně vyhoření *stv* jsou v případě dvoustupňového přívodu paliva poměrně malé již od třetí sekce dále, jelikož hodnota v druhé sekci (0,5 až 1 m) je oproti předcházejícímu případu s jednostupňovým přívodem paliva dvojnásobná. Taktéž jev, kdy model v některé ze sekcí ukazuje na větší stupeň vyhoření, než v sekci předcházející, se u dvoustupňového přívodu paliva neobjevuje (sekce 7 je téměř dvojnásobně delší než sekce 6, hodnota stupně vyhoření na jednotku délky sekce je tak u obou sekcí stejná). Celkově je patrný posun tepelného zatížení k prvním sekcím.

4.3.3 Příklad 3

Ve třetím případě spalování zemního plynu bylo využito obohacování spalovacího vzduchu metodou PE na 30,8 % obj. kyslíku. Přívod zemního plynu byl jednostupňový a nominální výkon hořáku dosahoval opět 750 kW. Úvodní data uvádí tabulka:

3 Zemní plyn, 750 kW, jednostupňový přívod paliva, obohacený spalovací vzduch	
Výkon hořáku	750 kW
Průtok paliva	75,4 m ³ /h
Teplota paliva	9,2 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	obohacený na 30,8 % obj. O ₂
Teplota spalovacího vzduchu	-1 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	4,5 % obj.
Pozorovaná délka plamene	3,0 m
Teplota spalín za komorou	743,7 °C

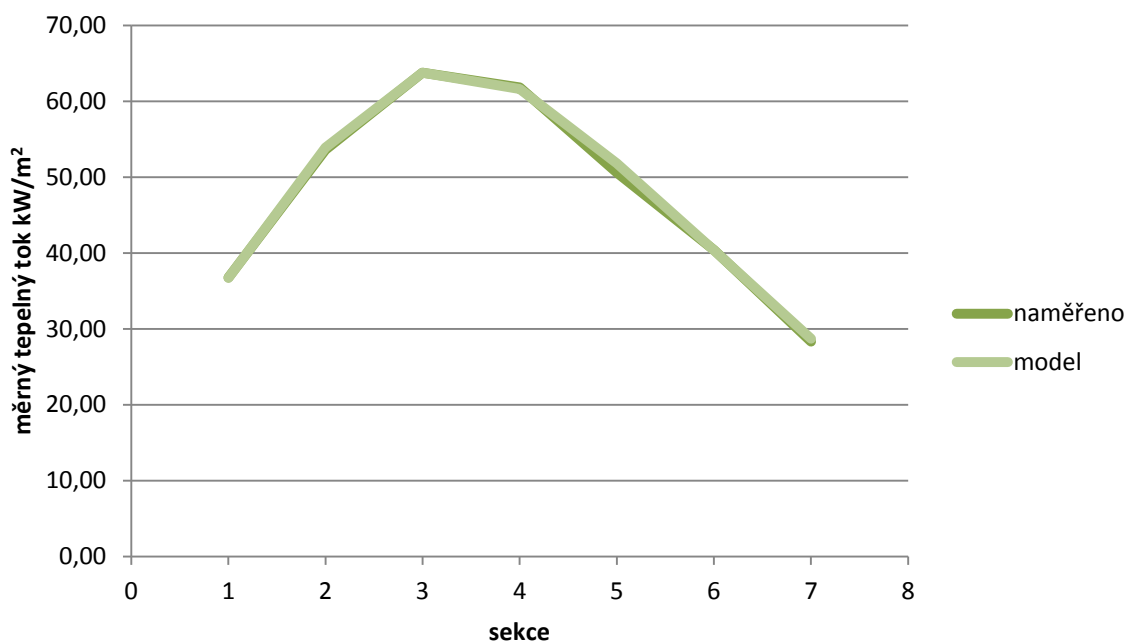
Tab. 17 Úvodní data k případu 3 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

3 750 kW, jednostupňový přívod paliva, obohacený spalovací vzduch						
stupeň vyhoření stv [-]	sekke	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,442	1	36,76	36,71	-0,05	0,14	1042
0,193	2	53,59	53,87	0,28	0,52	1152
0,099	3	63,74	63,74	0,00	0,00	1207
0,129	4	61,81	61,60	-0,21	0,34	1167
0,041	5	50,59	51,81	1,22	2,41	1087
0,066	6	40,38	40,34	-0,04	0,10	982
0,030	7	28,34	28,69	0,35	1,24	862
1,000	Σ	550,61	kW 553,50	průměrná chyba		0,678 %
teplota na výstupu z poslední sekce			764,1 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu		1,145 [-]	

Tab. 18 Dosažené výsledky pro případ 3 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 9 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

V případě 3 vykazuje model v ohledu měrných tepelných toků vynikající shodu s experimentálními daty po celé délce komory, s maximální odchylkou 2,41 % (neboli 1,22 kW/m²) v páté sekci. Teplota spalin na výstupu z komory je dle modelu o 20,4 °C větší než bylo naměřeno. Pozorovaná délka plamene 3,0 m souhlasí se strmým poklesem stupně vyhoření mezi šestou a sedmou sekci (jejich hranice leží právě ve vzdálenosti 3 m) na přibližně jednu čtvrtinu, kterou ukazuje model. Znovu dochází k tomu, že v některých sekcích je vykazován větší stupeň vyhoření než v sekcích předcházejících, konkrétně stupeň vyhoření v sekci 4 je vyšší než v sekci 3 a stupeň vyhoření v sekci 6 je větší než v sekci 5. V porovnání s případem 1 se tak tento jev posunul o sekci dále.

4.3.4 Příklad 4

V případě 4 byl model aplikován na situaci, kdy byl opět použit dvoustupňový přívod zemního plynu, a spalování probíhalo za přístupu spalovacího vzduchu obohaceného na 33,2 % obj. kyslíku. Celkové množství přiváděného zemního plynu, stejně jako nominální výkon hořáku, byly stejné jako v předchozích třech případech. Experimentální data udává tabulka:

4 Zemní plyn, 750 kW, dvoustupňový přívod paliva, obohacený spalovací vzduch	
Výkon hořáku	750 kW
Průtok paliva	75,4 m ³ /h
Teplota paliva	13,6 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	obohacený na 33,2 % obj. O ₂
Teplota spalovacího vzduchu	8,9 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	3 % obj.
Pozorovaná délka plamene	3,0 m
Teplota spalín za komorou	684,5 °C

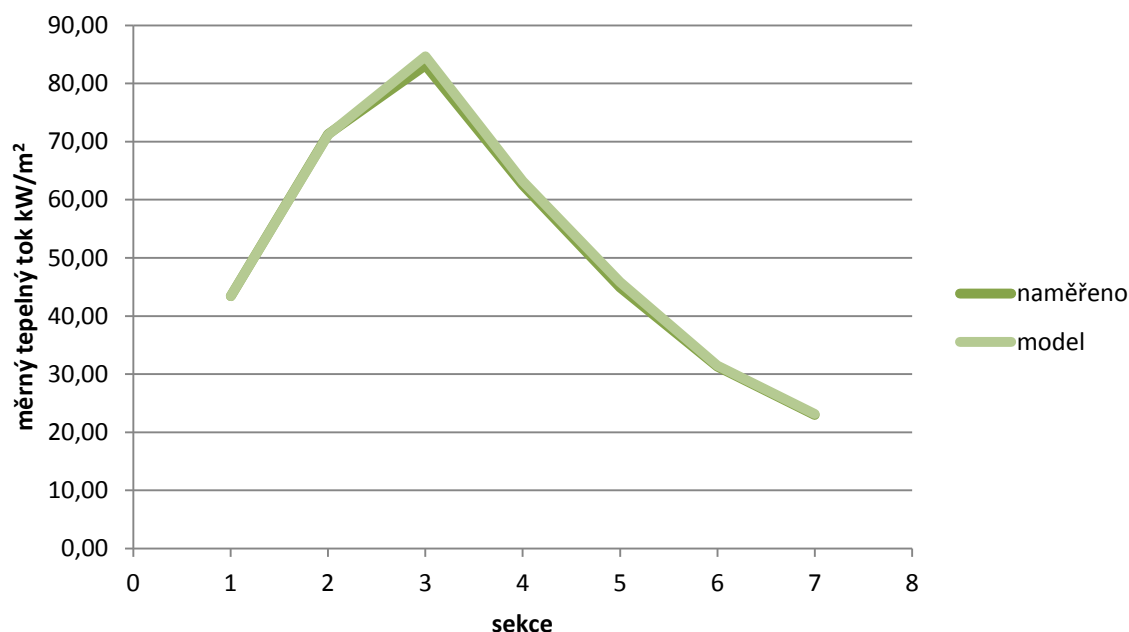
Tab. 19 Úvodní data k případu 4 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

4 750 kW, dvoustupňový přívod paliva, obohacený spalovací vzduch						
stupeň vyhoření stv [-]	sekke	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,419	1	43,42	43,42	0,00	0,00	1100
0,273	2	71,28	71,18	-0,10	0,14	1247
0,097	3	83,13	84,66	1,53	1,84	1312
0,095	4	62,51	63,18	0,67	1,07	1157
0,036	5	44,92	45,82	0,90	2,00	1022
0,029	6	31,30	31,48	0,18	0,58	887
0,051	7	23,01	23,13	0,12	0,52	787
1,000	Σ	580,09	kW	585,42	průměrná chyba	0,879 %
teplota na výstupu z poslední sekce			740,0 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu			
			1,083 [-]			

Tab. 20 Dosažené výsledky pro případ 4 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 10 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Je patrné, že v případě 4 model v porovnání s experimentálními daty lehce nadhodnocuje hodnoty měrných tepelných toků v prostředních třech sekcích, a to v rozsahu přibližně 1-2 %. V absolutních hodnotách jde o rozdíly od 0,67 do 1,53 kW/m². V ostatních sekcích je shoda vynikající. Významný rozdíl teplot spalin na výstupu z komory, jenž činí 55,5 °C, ukazuje, že model skutečně v tomto případě ukazuje na lehce vyšší hodnoty teplot a tepelných toků než bylo naměřeno. Celková shoda však zůstává velmi dobrá. Stupně vyhoření od první sekce dále postupně klesají, tak jak tomu bylo v případě 2, kde byl také použit dvoustupňový přívod paliva. Celkově je patrný posun vyšších stupňů vyhoření do dalších sekcí komory v souladu s tím, jak naznačovalo chování modelu v případech 2 a 3. Podle stupňů vyhoření nelze předpovědět délku plamene, když výrazný pokles k velmi nízkým hodnotám není nikde patrný (pozorovaná délka plamene naznačuje jeho konec na rozhraní sekcí 6 a 7).

4.3.5 Příklad 5

Poslední případ zabývající se v této práci spalováním zemního plynu se soustředí na hořák menšího výkonu než v předchozích případech, konkrétně na hořák o výkonu 500 kW. Jako v případě 1 byl přívod paliva jednostupňový a spalovací vzduch nebyl obohacován kyslíkem. Zjištěná data ze zkoušky udává tabulka:

5 Zemní plyn, 500 kW, jednostupňový přívod paliva	
Výkon hořáku	500 kW
Průtok paliva	50,7 m ³ /h
Teplota paliva	8,8 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	-1,5 °C
Obsah kyslíku ve spalinách	3,5 % obj.
Pozorovaná délka plamene	1,8 m
Teplota spalin za komorou	698,3 °C

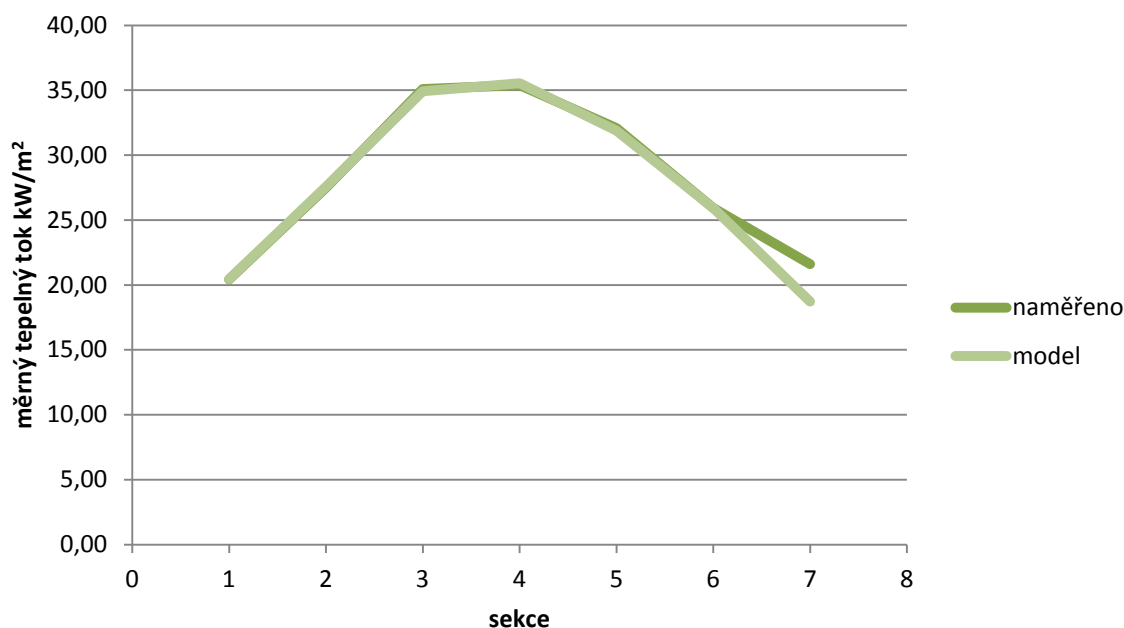
Tab. 21 Úvodní data k případu 5 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

5 500 kW, jednostupňový přívod paliva, atm. vzduch						
stupeň vyhoření stv [-]	sekce	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,521	1	20,43	20,44	0,01	0,05	859
0,129	2	27,50	27,57	0,07	0,25	937
0,137	3	35,10	34,93	-0,17	0,48	1002
0,076	4	35,38	35,54	0,16	0,45	997
0,073	5	32,09	31,88	-0,21	0,65	947
0,028	6	25,92	25,91	-0,01	0,04	872
0,036	7	21,60	18,72	-2,88	13,33	767
1,000	Σ	331,77	kW	323,39	průměrná chyba 2,181 %	
teplota na výstupu z poslední sekce			705,2 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu 1,180 [-]			

Tab. 22 Dosažené výsledky pro případ 5 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 11 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Je zřejmé, že v případě hořáku o výkonu 500 kW model udává výrazně nižší tepelný výkon v poslední sekci, a to o 13,33 % (2,88 kW/m²). V ostatních sekcích je shoda s experimentálními daty velmi dobrá. Taktéž v případě teploty na výstupu z komory se data modelu a měření liší pouze velmi málo, a to konkrétně o 6,9 °C. Pozorovaná délka plamene 1,8 m není příliš zřetelně zachycena pomocí stupňů vyhoření, i když je pozorovatelný znatelný pokles mezi sekcemi 3 a 4 (v níž plamen dle pozorování končil). Stupeň vyhoření v sekci 3 je stejně jako u případu 1 větší než stupeň vyhoření v sekci 2 (i když nyní méně výrazně).

4.4 DRUHÁ MODIFIKACE PRO KAPALNÁ PALIVA

Druhá modifikace modelu pro spalování kapalných paliv je ve své podstatě stejná jako v případě plyných paliv, výrazně se však liší v některých dílčích výpočtech vzhledem k těmto skutečnostem:

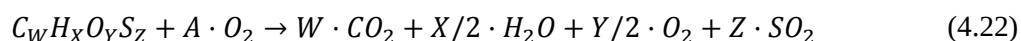
- u kapalných paliv (na rozdíl od zemního plynu) nebylo známo jejich přesné složení, ale pouze procentuální zastoupení jednotlivých prvků (uhlíku, vodíku, kyslíku a síry)
- z neznalosti přesného složení paliva plyne potřeba vytvořit fiktivní uhlovodík a jeho spalovací rovnici, tak aby bylo možné zjistit složení a průtok spalin v každé sekci
- jelikož ani v jednom případě neprobíhalo spalování kapalného paliva za přístupu obohaceného spalovacího vzduchu, byl z verze modelu pro kapalná paliva vypuštěn postup popsáný v rovnicích (4.16) až (4.21)
- empirický výpočet součinitele přestupu tepla probíhal podle mírně odlišné rovnice než v případě plyných paliv

V této práci je rozebráno celkem 6 případů spalování kapalných paliv. Jedná se o čtyři různá paliva, přičemž pro čtvrté z nich (MEŘO) byl zkoumán vliv jeho předehřevu na různé teploty (40, 70 a 110 °C) na tepelný výkon po délce spalovací komory. Složení a výhřevnost paliv udává tabulka:

palivo				
	nafta	řepkový olej	T-MEŘO	MEŘO
obsah uhlíku [% hm.]	84,90	78,29	78,50	74,23
obsah vodíku [% hm.]	14,15	11,90	12,90	12,61
obsah kyslíku [% hm.]	0,50	9,80	8,50	13,15
obsah síry [% hm.]	0,20	0,01	0,10	0,01
celkem ¹⁾	99,75	100,00	100,00	100,00
výhřevnost [MJ/kg]	42,6	36,8	36,9	37,2
1) v naftě se kromě zde uvedených látek nachází ještě další příměsi [25], součet proto není 100				

Tab. 23 Složení a výhřevnost zkoušených kapalných paliv [25]

Jelikož pro výpočet bylo nezbytné sestavit a vyčíslit spalovací rovnici pro každé ze zkoušených paliv, byl ve všech případech na základě složení vytvořen fiktivní uhlovodík v obecném tvaru $C_W H_X O_Y S_Z$ a tento byl spalován dle rovnice:



Jak je z rovnice patrné, model předpokládal konverzi veškerého uhlíku v palivu na oxid uhličitý, veškerého vodíku na vodní páru a veškeré síry na oxid siřičitý, kyslík obsažený v palivu byl postupně uvolňován a bylo předpokládáno jeho průběžné přecházení do spalin a využití pro spalování dalšího paliva. Množství potřebného kyslíku A z rovnice (4.22) bylo vypočítáno jako:

$$A = W + X/4 + Z - Y/2 \quad (4.23)$$

Fiktivní uhlovodík byl vytvořen tak, že bylo nejprve zvoleno, že tento bude mít molekulovou hmotnost MW_{FU} , jejíž hodnota bude 100 kg/kmol. Jednotlivé jeho koeficienty byly potom vypočítány podle rovnice

$$\frac{MW_{FU} \cdot w_{(C,H,O,S),fuel}}{MW_{(C,H,O,S)}} = (W, X, Y, Z) \quad (4.24)$$

kde $w_{(C,H,O,S),fuel}$ značí hmotnostní zlomek příslušné látky v palivu, $MW_{(C,H,O,S)}$ relativní molekulovou hmotnost příslušné látky a (W, X, Y, Z) příslušný koeficient fiktivního uhlovodíku. Jelikož v případě nafty součet hmotnostních procent jednotlivých složek nedává hodnotu 100, byl zaveden koeficient, jenž zajistil, aby molární hmotnost fiktivního uhlovodíku 100 byla dosažena:

$$k = \frac{100}{w_{C,fuel} + w_{H,fuel} + w_{O,fuel} + w_{S,fuel}} \quad (4.25)$$

a rovnice (4.24) přešla na tvar:

$$\frac{MW_{FU} \cdot w_{(C,H,O,S),fuel}}{MW_{(C,H,O,S)}} \cdot k = (W, X, Y, Z) \quad (4.26)$$

Při známém hmotnostním průtoku paliva $\dot{M}_f$ [kg/s] bylo při uvedených předpokladech již snadné vypočítat množství přiváděného fiktivního uhlovodíku $\dot{n}_{FU}$ [kmol/s] jako:

$$\dot{n}_{FU} = \frac{\dot{M}_f}{MW_{FU}} \quad (4.27)$$

Po vypočítání tohoto přiváděného množství a vyřešení rovnice (4.22) bylo možné vyjádřit tvorbu jednotlivých složek spalin pomocí látkového množství, a jelikož všechny vznikající látky podle rovnice (4.22) byly uvažovány jako plynné, tak také pomocí objemů (m_N^3/s) a hmotností (kg/s).

Součinitel přestupu tepla α je vypočten stejným způsobem jaký byl popsán v kapitole 2.2.2 (rovnice (2.32) až (2.35)), avšak vlhkost paliva m [-] nebyla nyní počítána dle rovnice (2.36), neboť již neplatí podmínka, že palivo obsahuje pouze kyslík a vodík (v případě spalování zemního plynu byla tato podmínka uvažována za splněnou, jelikož dusík a kyslík představovaly pouze velmi malou část objemu). Podle [21] se nyní vlhkost vypočítá jako:

$$m = \frac{8,936 \cdot H + H_2O}{n \cdot A_{tm} + 1} + 0,5 \quad (4.28)$$

když H_2O je hmotnostní procento vody v palivu, uvažované v modelu jako 0, a A_{tm} je parametr vypočítaný jako:

$$A_{tm} = 11,484 \cdot w_{C,fuel} + 34,204 \cdot w_{H,fuel} + 4,302 \cdot w_{S,fuel} - 4,31 \cdot w_{O,fuel} \quad (4.29)$$

4.4.1 Příklad 6

Příklad 6 se zabývá spalováním nafty na hořáku o nominálním výkonu 900 kW. Vstupní údaje udává tabulka:

6 Nafta, 900 kW	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	75,604 kg/h
Teplota paliva	34,3 °C
Výhřevnost paliva	42,6 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	21,7 °C
Obsah kyslíku ve spalinách	6,2 % obj.
Pozorovaná délka plamene ^[23]	3,0 m
Teplota spalin za komorou	866,9 °C

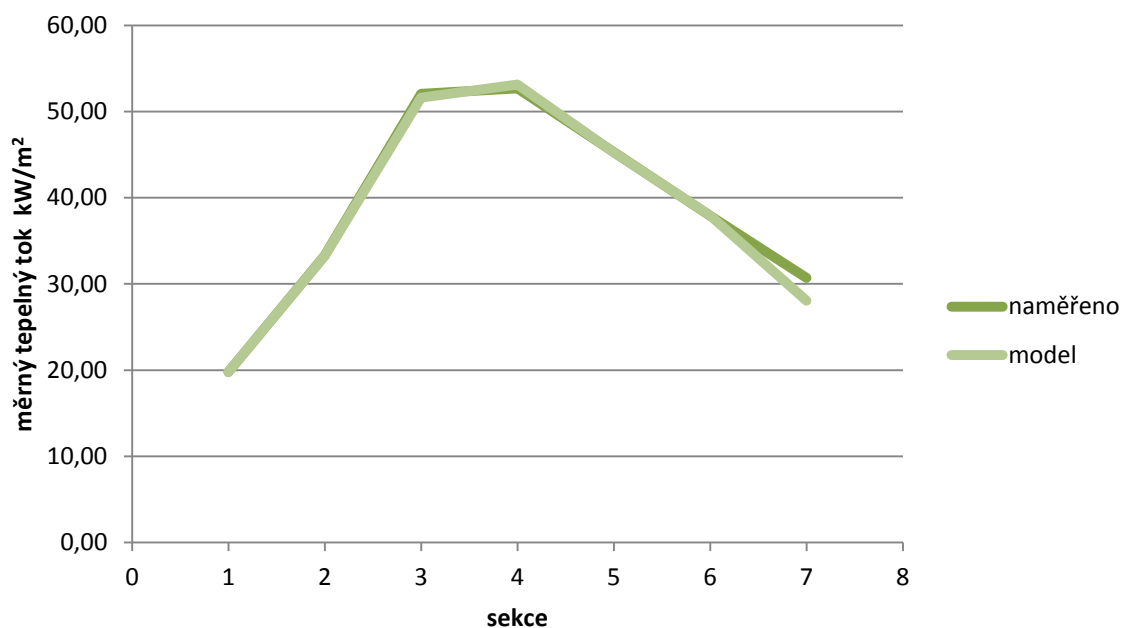
Tab. 24 Úvodní data k příkladu 6 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

6 Nafta, 900 kW						
stupeň vyhoření stv [-]	sekc	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,562	1	19,80	19,78	-0,02	0,10	848
0,198	2	33,31	33,25	-0,06	0,18	1007
0,167	3	52,05	51,62	-0,43	0,83	1172
0,023	4	52,69	53,13	0,44	0,84	1182
0,045	5	45,28	45,24	-0,04	0,09	1102
0,005	6	37,91	37,94	0,03	0,08	1027
0,000	7	30,70	28,07	-2,63	8,57	912
1,000	Σ	459,21	kW 451,65	průměrná chyba		1,525 %
teplota na výstupu z poslední sekce				846,3 °C		
			přebytek spalovacího vzduchu		1,391 [-]	

Tab. 25 Dosažené výsledky pro případ 6 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 12 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Při porovnání výsledků výpočtových simulací s experimentálními daty je vidět poměrně značné podhodnocení měrného tepelného toku modelem v poslední sekci, a to konkrétně o $2,63 \text{ kW/m}^2$, neboli 8,57 %. S tímto faktem souvisí také rozdíl v teplotách na výstupu ze spalovací komory, když model předpovídá o $20,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$ nižší teplotu než bylo naměřeno. Měrné tepelné toky v ostatních sekcích jsou ve velmi dobré shodě. Stupně vyhoření naznačují strmým poklesem mezi sekcemi 3 a 4 a sekcemi 5 a 6 na délku plamene 1,5 m nebo 2,5 m, což příliš neodpovídá jeho pozorované délce 3,0 m. Sekce 5 také udává výrazně vyšší stupeň vyhoření než sekce 4.

4.4.2 Příklad 7

V případě 7 byl spalovaným palivem řepkový olej. Nominální výkon zkušebního hořáku činil 900 kW, základní údaje o experimentu udává tabulka:

7 Řepkový olej, 900 kW	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	88,377 kg/h
Teplota paliva	69,5 °C
Výhřevnost paliva	36,8 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	24,3 °C
Obsah kyslíku ve spalinách	5,9 % obj.
Teplota spalin za komorou	895,6 °C

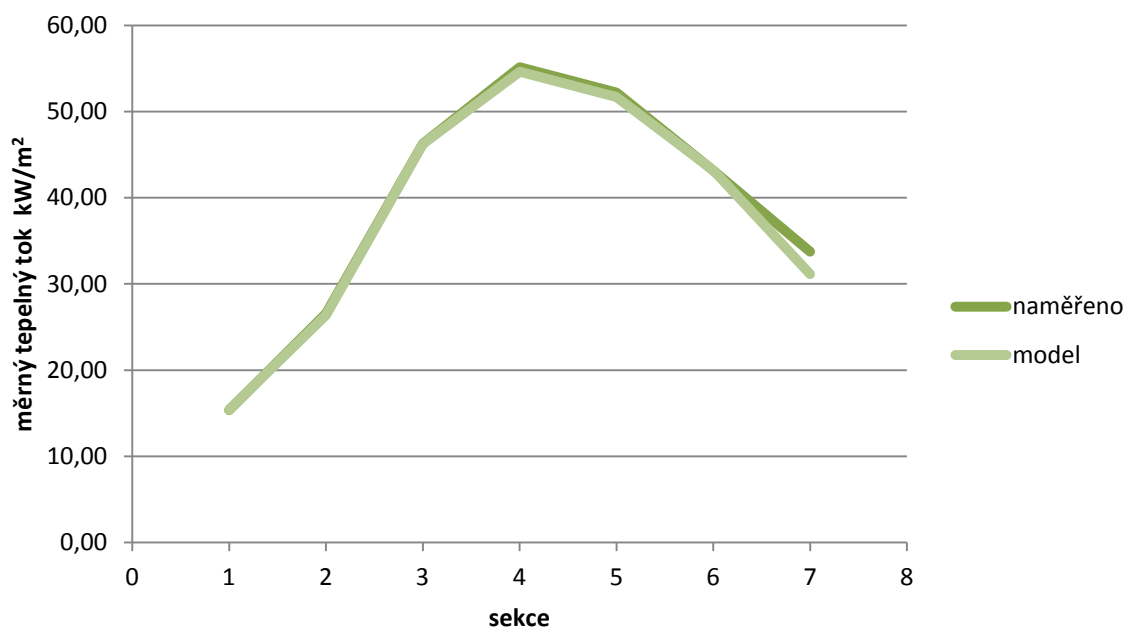
Tab. 26 Úvodní data k případu 7 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

7 Řepkový olej, 900 kW						
stupeň vyhoření stv [-]	sekcce	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,486	1	15,37	15,39	0,02	0,13	775
0,195	2	26,59	26,39	-0,20	0,75	927
0,183	3	46,27	46,23	-0,04	0,09	1127
0,078	4	55,14	54,62	-0,52	0,94	1192
0,058	5	52,22	51,67	-0,55	1,05	1157
0,000	6	43,14	43,18	0,04	0,09	1077
0,000	7	33,76	31,16	-2,60	7,70	947
1,000	Σ	465,62	kW	456,30	průměrná chyba 1,537 %	
teplota na výstupu z poslední sekce			871,2 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu 1,368 [-]			

Tab. 27 Dosažené výsledky pro případ 7 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 13 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Stejně jako v předchozím případě, je i zde patrné podhodnocení měrného tepelného toku v poslední sekci podle modelu, a to o 7,70 %, neboli $2,60 \text{ kW/m}^2$. Podobně také vypočítaná teplota horkých plynů na výstupu z komory je dle modelu o $24,4 \text{ }^\circ\text{C}$ nižší než bylo naměřeno. Tepelné toky v ostatních sekcích si odpovídají velmi dobře, s menšími odchylkami v sekcích 4 a 5. Stupně vyhoření paliva od první sekce dále stabilně klesají až po sekci 5, za níž již není uvažováno vyhoření žádného paliva. To ukazuje na délku plamene přibližně 2,5 m, avšak autorovi této práce nebyla v tomto ohledu dostupná žádná data, podle nichž by tento údaj bylo možné ověřit.

4.4.3 Příklad 8

V případě 8 byla porovnávána data vypočítaná pomocí modelu a data, která byla zjištěna experimentálně při spalování destilačního zbytku z destilace methylesteru řepkového oleje (palivo označované jako T-MEŘO). Základní údaje zjištěné při spalovacích zkouškách udává tabulka:

8 T-MEŘO, 900 kW	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	88,236 kg/h
Teplota paliva	71,1 °C
Výhřevnost paliva	36,9 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	24,4 °C
Obsah kyslíku ve spalinách	5,9 % obj.
Teplota spalin za komorou	914,2 °C

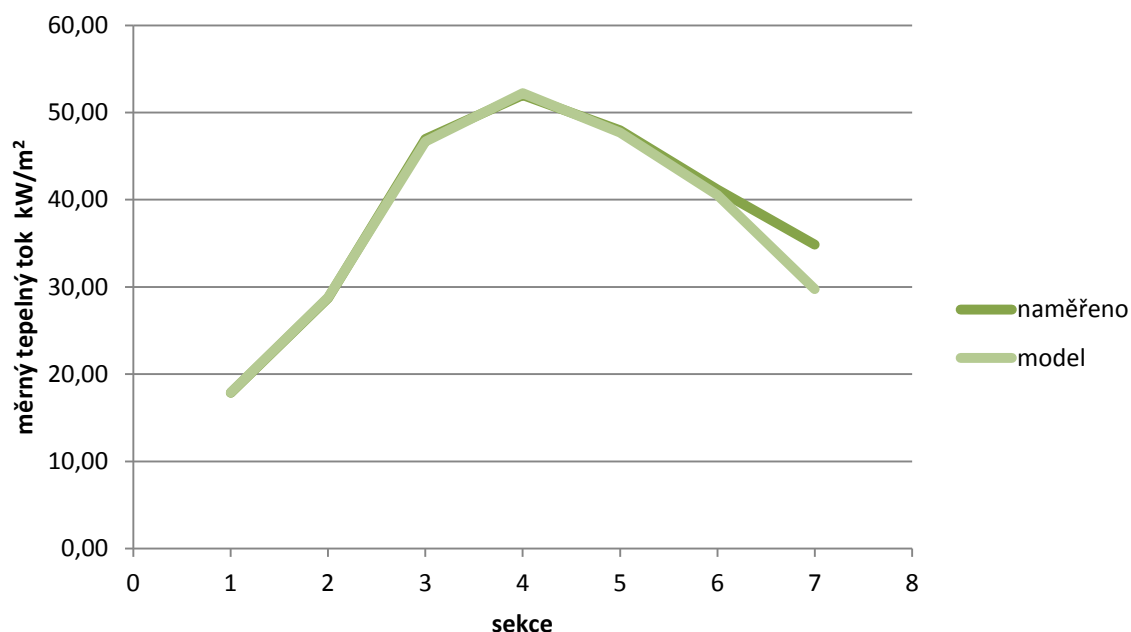
Tab. 28 Úvodní data k případu 8 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

8 T-MEŘO, 900 kW						
stupeň vyhoření stv [-]	sekce	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,539	1	17,88	17,89	0,01	0,06	811
0,169	2	28,72	28,80	0,08	0,28	952
0,190	3	46,98	46,68	-0,30	0,64	1122
0,042	4	52,00	52,23	0,23	0,44	1167
0,060	5	47,95	47,71	-0,24	0,50	1117
0,000	6	41,15	40,54	-0,61	1,48	1047
0,000	7	34,85	29,77	-5,08	14,58	927
1,000	Σ	461,55	kW 445,88	průměrná chyba		2,568 %
teplota na výstupu z poslední sekce				856,6 °C		
			přebytek spalovacího vzduchu		1,367 [-]	

Tab. 29 Dosažené výsledky pro případ 8 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 14 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Při modelování spalování T-MEŘO je jasné patrné, že model v poslední sekci již dobře nevystihuje naměřená data, když se od nich jeho údaje liší o 14,58 %, což představuje více než 5 kW/m². Tento rozdíl, spolu s významným rozdílem teploty spalin na výstupu ze spalovací komory a podhodnocením měrného tepelného toku již v předposlední sekci, poukazují na to, že model trpí v tomto případě nedostatkem tepelného výkonu k tomu, aby kvalitně pokryl naměřené údaje. Na tomto místě je vhodné podotknout, že pro případ 8 se data udávaná modelem ze všech jedenácti rozebíraných a simulovaných případů nejvíce odchyľují od dat naměřených. Možné důvody budou uvedeny v následující kapitole.

4.4.4 Příklad 9

Příklad 9 je prvním ze tří případů, kdy byl spalován methylester řepkového oleje (MEŘO). Každá ze zkoušek tohoto paliva probíhala za jeho předehřevu na jinou teplotu, v tomto případě byla cílová teplota předehřevu 40 °C. Vstupní údaje následují:

9 MEŘO, 900 kW, předehřev na 40 °C	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	87,899 kg/h
Teplota paliva	41,5 °C
Výhřevnost paliva	37,2 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	34,8 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	6,0 % obj.
Pozorovaná délka plamene ^[23]	2,75 m
Teplota spalín za komorou	888,3 °C

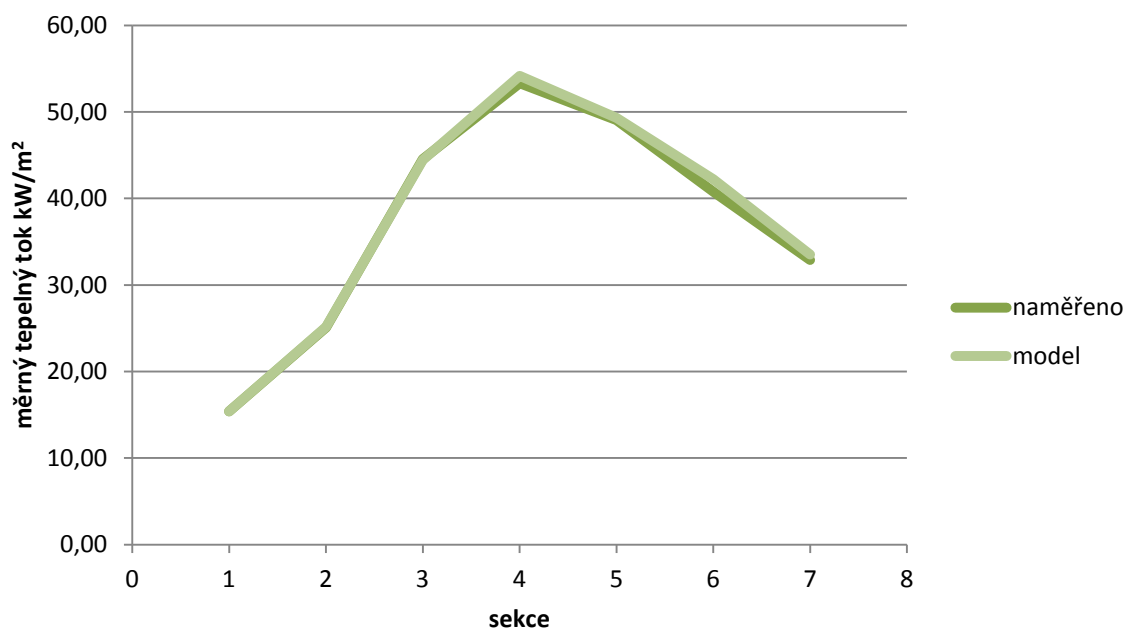
Tab. 30 Úvodní data k případu 9 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

9 MEŘO, 900kW, předehřev paliva na 40°C						
stupeň vyhoření stv [-]	sekke	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,463	1	15,38	15,39	0,01	0,07	764
0,168	2	25,07	25,16	0,09	0,36	902
0,201	3	44,54	44,41	-0,13	0,29	1097
0,064	4	53,31	54,14	0,83	1,56	1177
0,050	5	49,06	49,32	0,26	0,53	1127
0,020	6	40,75	42,20	1,45	3,56	1057
0,034	7	32,87	33,53	0,66	2,01	962
1,000	Σ	446,42	kW 452,23	průměrná chyba		1,196 %
teplota na výstupu z poslední sekce			907,3 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu		1,376 [-]	

Tab. 31 Dosažené výsledky pro případ 9 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 15 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

První simulovaný výpočet spalování MEŘO vykazuje dobrou shodu s experimentálně zjištěnými daty, když lehce nadhodnocuje tepelné výkony v sekcích 4, 6 a 7. Největší rozdíl představuje odchylka 3,56 %, neboli $1,45 \text{ kW/m}^2$, v sekci 6. Porovnání teplot na výstupu z komory zjištěných podle modelu a měření ukazuje rozdíl o velikosti $19 \text{ }^\circ\text{C}$. Pozorovaná délka plamene byla v tomto případě přibližně 2,75 m, což zachycuje významný pokles stupně vyhoření mezi sekcemi 5 a 6. V sekci 3 model uvádí vyšší stupeň vyhoření než v sekci 2.

4.4.5 Příklad 10

V případě 10 byl, tak jako v případě předchozím, spalován methylester řepkového oleje, tentokrát při předehřevu paliva na cílovou teplotu 70 °C. Vstupní údaje opět uvádí tabulka:

10 MEŘO, 900 kW, předehřev na 70 °C	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	86,783 kg/h
Teplota paliva	98,4 °C
Výhřevnost paliva	37,2 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	12,4 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	6,1 % obj.
Pozorovaná délka plamene ^[23]	2,75 m
Teplota spalin za komorou	885,1 °C

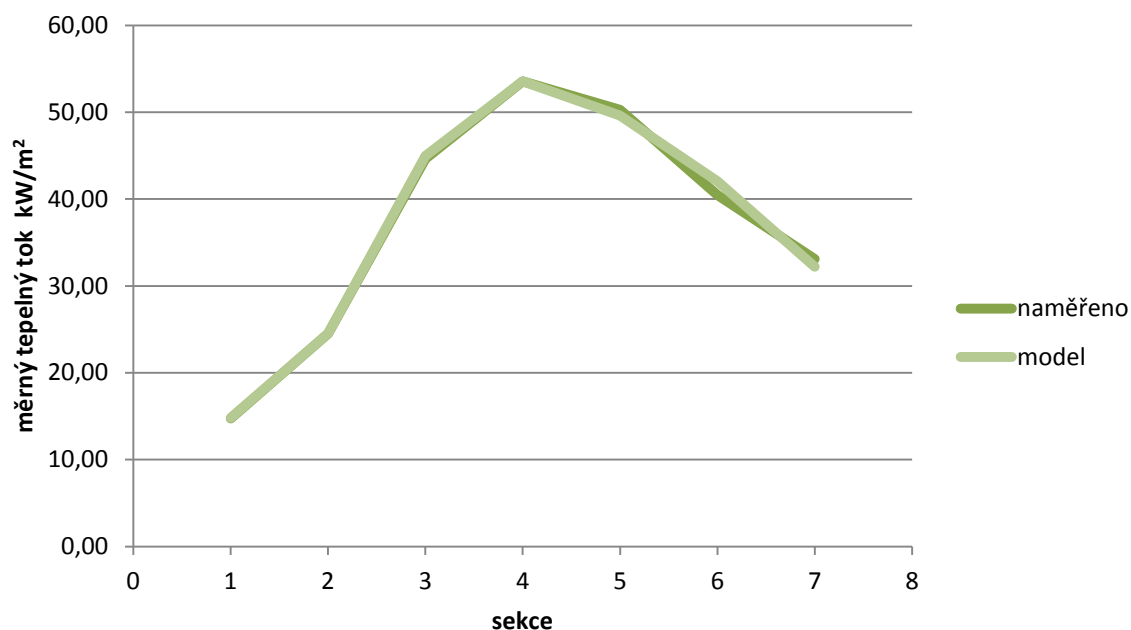
Tab. 32 Úvodní data k případu 10 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

10 MEŘO, 900kW, předehřev paliva na 70°C						
stupeň vyhoření stv [-]	sekc	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekc [°C]
0,473	1	14,76	14,82	0,06	0,41	773
0,170	2	24,52	24,50	-0,02	0,08	912
0,203	3	44,63	44,95	0,32	0,72	1122
0,064	4	53,56	53,54	-0,02	0,04	1192
0,054	5	50,29	49,60	-0,69	1,37	1147
0,013	6	40,48	42,06	1,58	3,90	1072
0,023	7	33,10	32,22	-0,88	2,66	962
1,000	Σ	447,47 kW	446,89	průměrná chyba		1,311 %
teplota na výstupu z poslední sekce			901,5 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu		1,385 [-]	

Tab. 33 Dosažené výsledky pro případ 10 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 16 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

I v případě přehřevu paliva na 70 °C ukazuje model pro spalování MEŘO dobrou shodu s naměřenými experimentálními daty. Nejvýznamnější rozdíl mezi daty je opět v sekci 6, kde model udává o 1,58 kW/m² (3,9 %) vyšší výkon, než bylo naměřeno. Menší rozdíly jsou patrné i v sekcích 5 a 7, celkově ale při takovém nastavení modelu, jaké bylo provedeno, dochází k věrnému zachycení průběhu tepelných toků. Rozdíl v naměřených a vypočítaných teplotách na výstupu z komory je také relativně nízký, a to 16,8 °C. Nastavení modelu je velmi podobné jako v předchozím případě při přehřevu na 40 °C, vzhledem k mírně menšímu množství paliva, které bylo přiváděno, je pozorován mírný nárůst stupňů vyhoření v prvních sekcích na úkor sekcí vzdálenějších od hořáku. Opět je možno pozorovat výrazné snížení stupně vyhoření mezi sekcemi 5 a 6, což je v souladu s pozorovanou délkou plamene 2,75 m.

4.4.6 Příklad 11

Poslední z případů simulovaných v této práci se zabývá, stejně jako dva předchozí případy, spalováním MEŘO, tentokrát při jeho přehřevu na cílovou teplotu 110 °C. Naměřená vstupní data udává tabulka:

11 MEŘO, 900 kW, přehřev na 110 °C	
Výkon hořáku	900 kW
Průtok paliva	87,576 kg/h
Teplota paliva	133,8 °C
Výhřevnost paliva	37,2 MJ/kg
Spalovací vzduch	atmosférický vzduch
Teplota spalovacího vzduchu	0,8 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	5,5 % obj.
Pozorovaná délka plamene ^[23]	2,7 m
Teplota spalín za komorou	822,3 °C

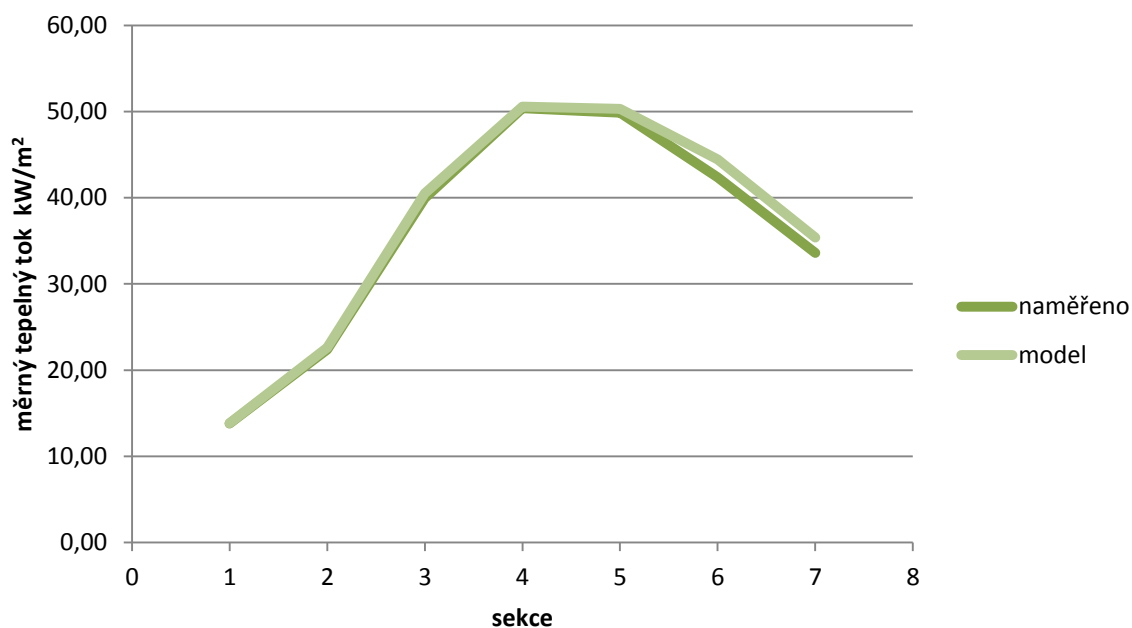
Tab. 34 Úvodní data k případu 11 [25]

Dosažené výsledky dle modelu

11 MEŘO, 900kW, přehřev paliva na 110°C						
stupeň vyhoření stv [-]	sekc	měrný tepelný výkon [kW/m ²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m ²] model	rozdíl [kW/m ²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekc [°C]
0,448	1	13,82	13,83	0,01	0,07	759
0,153	2	22,40	22,61	0,21	0,94	892
0,183	3	39,95	40,51	0,56	1,40	1087
0,082	4	50,39	50,58	0,19	0,38	1172
0,069	5	49,87	50,30	0,43	0,86	1157
0,024	6	42,38	44,43	2,05	4,84	1097
0,041	7	33,58	35,38	1,80	5,36	997
1,000	Σ	434,31	kW 444,81	průměrná chyba		1,978 %
teplota na výstupu z poslední sekce			940,5 °C			
			přebytek spalovacího vzduchu		1,333 [-]	

Tab. 35 Dosažené výsledky pro případ 11 podle II. MMPT

Grafické porovnání přesnosti modelu



Graf 17 Porovnání měrných tepelných toků naměřených a vypočítaných podle II. MMPT

Při předehřevu na 110 °C model ukazuje na přibližně o 5 % vyšší měrné tepelné toky v posledních dvou sekcích, než udávají naměřená data. Teplota spalin na výstupu se pak liší o více než 100 °C, což je velmi významný rozdíl. Je však třeba se pozastavit nad srovnáním naměřených dat u případů 10 a 11, kdy i přes mírně vyšší množství přiváděného paliva, výrazně vyšší teplotu přiváděného paliva, a menší množství přiváděného spalovacího vzduchu (přebytek vzduchu nižší o 0,052) je celkový tepelný výkon v případě 11 asi o 13 kW nižší než v případě 10. Dle názoru autora tak část nepřesnosti u posledního případu mohla být způsobena nepřesností naměřených dat.

5 SHRUTÍ DOSAŽENÝCH VÝSLEDKŮ, DALŠÍ MOŽNOSTI A VYUŽITÍ

Po porovnání výsledků výpočtů s naměřenými daty, které bylo prezentováno v předchozí kapitole, je zřejmé, že druhá modifikace modelu pístového toku reflektuje experimentální výsledky velmi dobře při spalování zemního plynu, a s menšími chybami při spalování kapalných paliv. Po vytvoření druhé modifikace bylo pro provedení detailní analýzy každého z případů zásadní a nezbytné ještě správným způsobem model nastavit. Vedle vložení všech dostupných údajů toto nastavení spočívalo především ve volbě stupňů vyhoření paliva. Při manipulaci s modelem se ukázalo, že nejvýznamnější je správně zvolit stupně vyhoření v prvních sekcích, protože tyto mají největší vliv na teplotu horkých plynů ve spalovací komoře a následně na měrné tepelné toky do stěn komory. Toto souvisí s vlastním principem výpočtu, kdy program postupuje od první sekce k poslední, takže výsledky v každé sekci zásadně ovlivní výsledky všech sekcí následujících. Rozhodujícím činitelem pro volbu stupňů vyhoření v jednotlivých sekcích tak bylo to, aby měrné tepelné toky vždy co nejlépe odpovídaly naměřeným datům a to počínaje první sekcí. S tím, jak relativní význam velikosti stupně vyhoření klesá ve směru k posledním sekcím, také souvisí to, že největší rozdíl mezi naměřenými a vypočítanými hodnotami se často objevuje právě v jedné z posledních sekcí. Velké nadhodnocení nebo podhodnocení měrných tepelných toků v posledních sekcích naznačuje, že v daném případě modelu jako celku „přebývá“, respektive „chybí“ teplo.

Spalování zemního plynu

Pět testovaných případů spalování zemního plynu prokázalo, že druhá modifikace modelu pístového toku je schopna poskytnout velmi dobré výsledky, které lze považovat za reprezentativní. Především v případech 2, 3 a 4 se celková relativní chyba modelu (uvažovaná z rozdílu měrných tepelných toků) dostala pod 1 %, což vzhledem k nepřesnostem při získávání experimentálních dat (nepřesnost měřících přístrojů, ne zcela ustálené poměry po celou dobu zkoušek) lze považovat za dokonalou shodu. V případech 1 a 5 došlo k podhodnocení měrných tepelných toků v poslední sekci, když především v případě 5 jde o nezanedbatelný rozdíl. Zajímavým faktem je, že oba tyto případy mají společné znaky, jako jsou jednostupňový přívod paliva, žádné obohacování spalovacího vzduchu kyslíkem, a jistý rozdíl mezi vstupní teplotou spalovacího vzduchu a spalovaného paliva. Celkově je na základě rozebraných příkladů možno odhadnout chování stupňů vyhoření paliva v závislosti na typu a výkonu hořáku a podmínkách spalování, a pomocí modelu tak odhadovat parametry spalování i bez provedení spalovacích zkoušek. Toto bude demonstrovat příklad uvedený dále.

Spalování kapalných paliv

V případě spalování kapalných paliv se využití modelu ukázalo být mnohem více komplikované a méně přesné než při spalování zemního plynu. V prvních třech případech (spalování nafty, řepkového oleje a paliva T-MEŘO) se projevil propad měrného tepelného výkonu v poslední sekci vzhledem k datům, která byla naměřena, a to v rozsahu od 7,7 % do 14,6 %. Především v případě 8 je rozdíl natolik velký, že lze předpokládat, že není způsoben menšími nepřesnostmi při získávání experimentálních dat, ani nevhodným nastavením modelu, avšak tím, že v modelu „chybí“ teplo, což může být spojeno s nejistotami při spalování kapalných paliv obecně. Při spalování methylesteru řepkového oleje (MEŘO) v případech 9 až 11 bylo dosaženo lepších výsledků s průměrnou relativní chybou přibližně 1,2 % až 2 %, přičemž největší pozorovaná chyba (případ 11 – přehřev paliva na 110 °C) mohla být, dle názoru autora, způsobena nepřesnostmi v získávání srovnávaných

experimentálních dat, tak jak bylo u případu uvedeno. Celkově však lze i u spalování kapalných paliv z výsledků odpozorovat závislosti stupně vyhoření paliva na množství a vlastnostech přiváděného paliva a spalovacího vzduchu, a pomocí modelu tak odhadovat měrný tepelný výkon i další parametry spalování pro obecné případy.

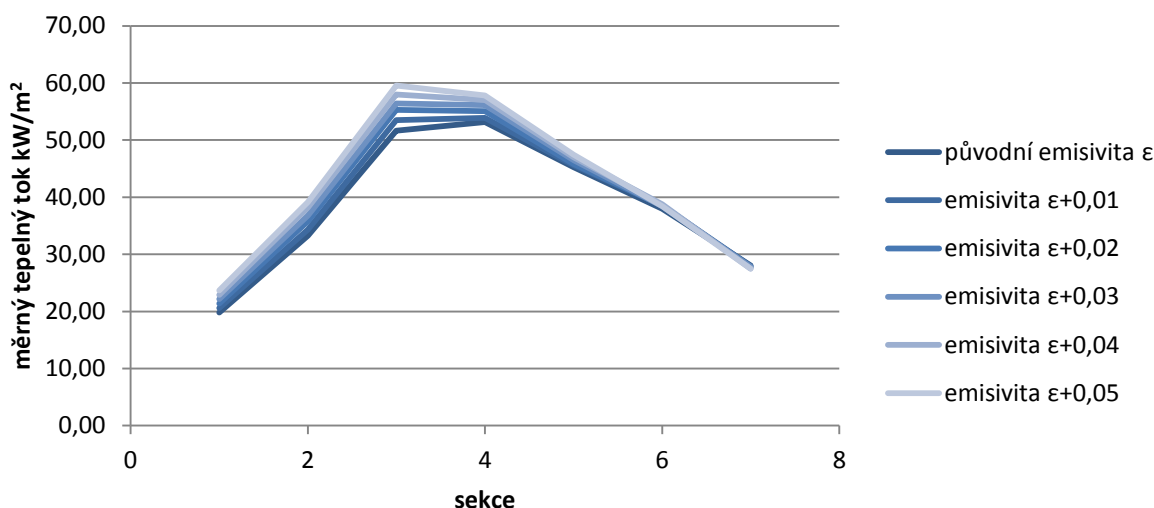
Obecné nejistoty a příčiny nepřesností

Druhá modifikace modelu pístového toku se musí, stejně jako modifikace první, na níž navazuje, potýkat s některými nepřesnostmi, které snižují její celkovou shodu s naměřenými daty. Jedná se především o:

- **nejistoty v údajích, které sloužily jako srovnání pro posouzení přesnosti a vlastní nastavení modelu v jednotlivých případech** – měřicí čidla, která sloužila k určování zásadních veličin při spalování, operují s určitou chybou, dle své přesnosti. Dále, i přes snahu o odečítání údajů až po stabilizaci spalovacího procesu, byla většina dat získána průměrováním fluktujících hodnot, a to v některých případech ne více než deseti.
- **neznámou vlhkost spalovacího vzduchu** – ve všech případech byla měřena teplota přiváděného spalovacího vzduchu, avšak nikoliv jeho vlhkost. Ta určuje množství vodní páry v přiváděném vzduchu, což dále ovlivňuje složení spalin i jejich emisivitu. Vlhkost spalovacího vzduchu byla ve všech případech zvolena jako 55 %. Přesto byly provedeny simulace pro různé hodnoty vlhkosti spalovacího vzduchu, a přestože rozdíly nebyly velké, například pro případ 1 činil rozdíl v měrném tepelném toku v sekci 3 pro vlhkost vzduchu 45 % a 65 % podle modelu celých $0,66 \text{ kW/m}^2$.
- **neznámé hodnoty teplot stěn spalovací komory na straně vody** – jak již bylo uvedeno výše, k dispozici nebyl žádný dostupný údaj o této teplotě, mimo údaje získané pomocí CFD analýzy převzaté z [3], které byly také použity jako výchozí pro rozbor jednotlivých případů. Srovnáním těchto použitých dat se situací, kdy by teploty stěn na straně vody ve všech sekcích byly 350 K, bylo zjištěno, že například pro případ 1 a sekci 5 činí rozdíl měrných tepelných toků až $0,40 \text{ kW/m}^2$.

Dalšími možnými příčinami nepřesností modelu mohly být:

- **neschopnost modelu zachytit přehřev paliva** – model ve své podstatě nemá možnost zachytit přehřev paliva na určitou teplotu. V případě spalování zemního plynu je toto ošetřeno přepočtem jeho přiváděného množství na m_N^3 (výhřevnost je zadávána v kJ/m_N^3), v případě kapalných paliv je však použita jediná hodnota výhřevnosti pro dané palivo, a to ať je jeho teplota jakákoliv. Navíc nebyl k dispozici údaj, pro jakou teplotu je výhřevnost kapalných paliv zadána.
- **nezachycení správné emisivity horkých spalin díky přítomnosti zářících pevných částic** – jak již bylo uvedeno v kapitole 1.2.2, pevná a kapalná paliva mohou obsahovat určité malé množství sazí a popílku, které přispívají k úhrnné emisivitě horkých plynů. Vliv emisivity horkých plynů je zásadní, protože každé její zvýšení vede k významné změně výsledků modelu. Byla provedena simulace pro případ 6, tedy spalování nafty, kde se dle dostupných dat o složení paliva [25] určité malé množství popílku mohlo vyskytovat. Nejprve byla provedena simulace určující vliv emisivity na chování modelu. Poté byla dle zkušeností s chováním modelu vybrána korekce emisivity, pro níž pak bylo provedeno nové nastavení modelu.



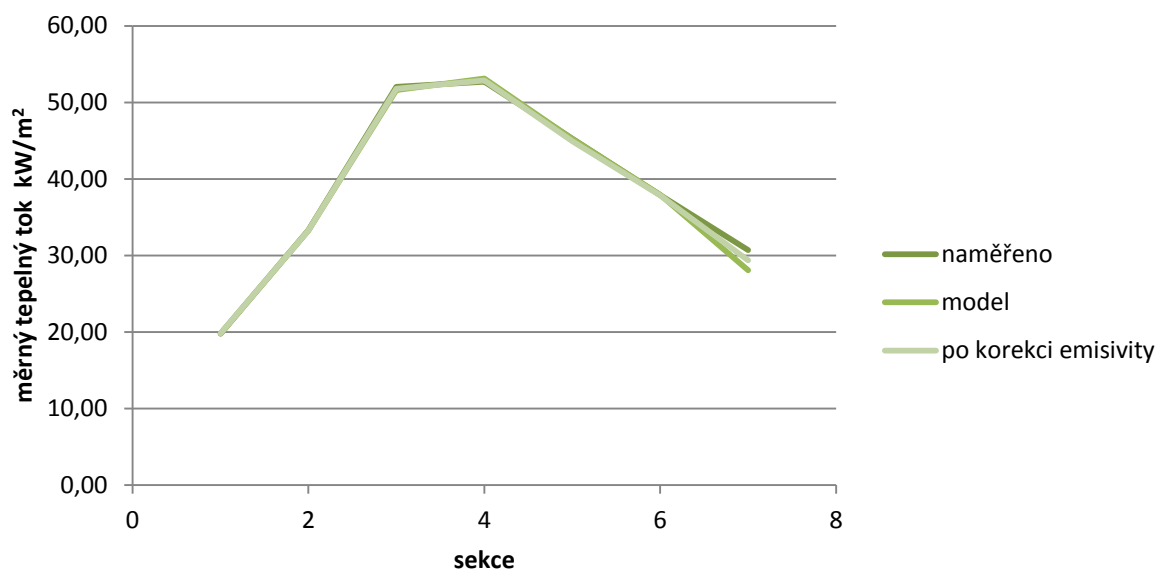
Graf 18 Vliv emisivity na zvýšení měrných tepelných toků v případě 6

Dle provedených simulací byla zvolena korekce emisivity +0,02. Po novém nastavení modelu a provedení simulací se ukázal pozitivní vliv na přesnost modelu. Výsledky po korekci udává tabulka:

6E Nafta, 900 kW, s korekcí emisivity						
stupeň vyhoření stv [-]	sekcce	měrný tepelný výkon [kW/m²] naměřeno	měrný tepelný výkon [kW/m²] model	rozdíl [kW/m²]	absolutní rozdíl %	střední teplota v sekcí [°C]
0,542	1	19,80	19,84	0,04	0,20	824
0,196	2	33,31	33,26	-0,05	0,15	977
0,159	3	52,05	51,80	-0,25	0,48	1137
0,030	4	52,69	52,87	0,18	0,34	1142
0,043	5	45,28	44,94	-0,34	0,75	1067
0,011	6	37,91	37,85	-0,06	0,16	997
0,019	7	30,70	29,38	-1,32	4,30	902
1,000	Σ	459,21	kW	454,71	průměrná chyba 0,912 %	
teplota na výstupu z poslední sekce			844,5 °C			
		korekce emisivity proti původnímu nastavení				+0,02 [-]

Tab. 36 Výsledky přenastaveného modelu pro případ 6 při korekci emisivity

Chyba modelu v poslední sekci se po korekci emisivity snížila prakticky na polovinu z původní hodnoty 8,57 % na novou hodnotu 4,30 %. Následně klesla také průměrná relativní chyba modelu z 1,525 % na 0,912 %. Grafické srovnání následuje:



Graf 19 Srovnání naměřených dat, dat vypočítaných dle modelu, a dat získaných po korekci emisivity na přítomnost tuhých zářících částic

Využití II. MMPT – fiktivní případ

Chování modelu, které autor dle provedených simulací vypožadoval, a jeho možné využití v reálné praxi, bude demonstrovat fiktivní případ spalování zemního plynu na hořáku o výkonu 850 kW s dvoustupňovým přívodem paliva a obohacováním spalovacího vzduchu na 37,5 % obj. kyslíku. Tento příklad se nezakládá na žádném reálném pokusu a slouží čistě jako demonstrace očekávaného chování spalovacího procesu dle druhé modifikace modelu pístového toku. Vstupní údaje uvádí tabulka:

F Zemní plyn, 850 kW, dvoustupňový přívod paliva, obohacený spalovací vzduch	
Výkon hořáku	850 kW
Průtok paliva	85,2 m ³ /h
Teplota paliva	15,0 °C
Výhřevnost paliva	35811,92 kJ/m ³
Spalovací vzduch	obohacený na 37,5 % obj. O ₂
Teplota spalovacího vzduchu	15,0 °C
Obsah kyslíku ve spalínách	3,0 % obj.

Tab. 37 Vstupní údaje pro demonstrativní fiktivní případ spalování

Použitý postup při odhadu stupňů vyhoření:

- pro dvoustupňový přívod paliva platí, že stupně vyhoření postupně klesají, tedy nebude docházet k tomu, že by v některé sekci byl vyšší stupeň vyhoření než v sekci předcházející
- srovnání případů 2 a 4 ukazuje, že obohacení spalovacího vzduchu z přibližně 21 % obj. kyslíku na přibližně 32 % obj. kyslíku při jinak podobných podmínkách, vedlo ke snížení stupně vyhoření v první sekci z přibližně 0,575 na přibližně 0,420, tedy na přibližně 73 %. Při zvýšení obsahu kyslíku ve spalovacím vzduchu na 37,5 % obj. (což činí poloviční nárůst v porovnání s rozdílem mezi případy 2 a 4) tedy bude očekáváno snížení stupně vyhoření podobným způsobem, a to o přibližně $(100-73)/2$, tedy 13,5 %
- porovnání případů 1 a 5 ukazuje, že při jinak podobných podmínkách stoupl stupeň vyhoření v první sekci při nárůstu výkonu o 50 % o přibližně 11,5 %. Při nárůstu výkonu ze 750 kW na 850 kW, tedy o přibližně 13,3 %, tak bude očekávaný vzrůst stupně vyhoření v první sekci asi $(13,3/50) \cdot 11,5$, tedy 3 %
- celkově tedy bude očekáván pokles stupně vyhoření v první sekci oproti případu 4 o přibližně 13,5-3 tj. 10,5 %, tedy na $0,419 \cdot 89,5 = 0,375$
- podobnými úvahami se řídil i odhad stupňů vyhoření v dalších sekcích až bylo dosaženo těchto hodnot:

sekce	1	2	3	4	5	6	7	Σ
stupeň vyhoření	0,375	0,286	0,104	0,101	0,041	0,034	0,059	1,000

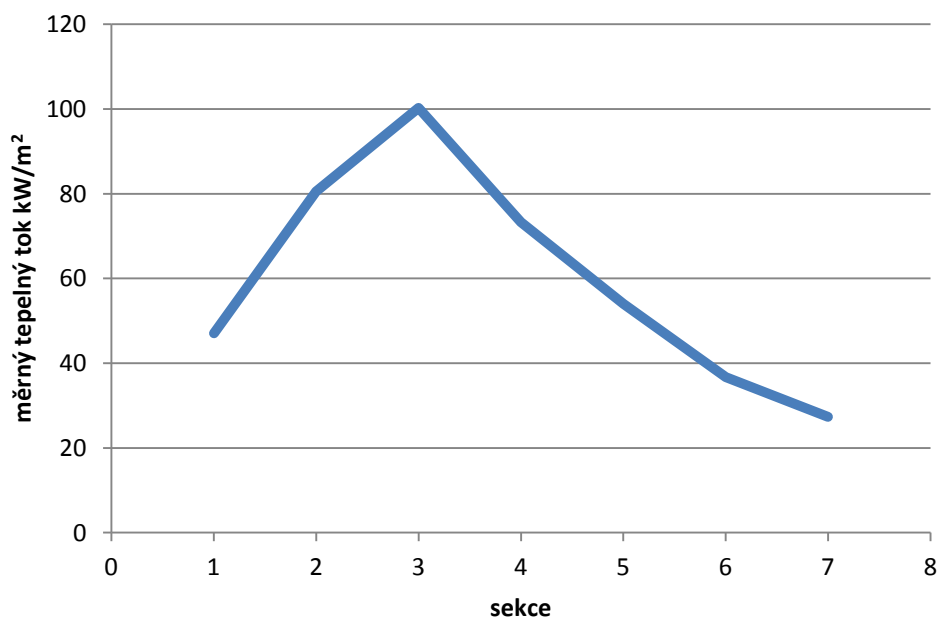
Tab. 38 Odhadnuté stupně vyhoření pro fiktivní případ

Výsledky, které udává model pro dané podmínky, uvádí tabulka:

F 850 kW, dvoustupňový přívod paliva, obohacený spal. vzduch			
stupeň vyhoření stv [-]	sekce	předpokládaný měrný tepelný výkon [kW/m ²]	předpokládaná střední teplota v sekci [°C]
0,375	1	47,05	1130
0,286	2	80,50	1292
0,104	3	100,29	1382
0,101	4	73,28	1207
0,041	5	54,00	1072
0,034	6	36,73	927
0,059	7	27,37	827
1,000	Σ	678,12 kW celkem	
teplota na výstupu z poslední sekce			781,02 °C
přebytek spalovacího vzduchu			1,070 [-]

Tab. 39 Výsledky II. MMPT pro fiktivní případ spalování

Znázornění rozložení měrných tepelných toků po délce komory udává také graf:



Graf 20 Grafické znázornění měrných tepelných toků po délce komory pro fiktivní případ

6 ZÁVĚR

Již v práci, na kterou tato práce navazuje, bylo prokázáno, že výpočtový model pro dlouhé pece, označovaný také jako model pístového toku, nedokáže ve formě, v jaké je uváděn v literatuře, dobře vystihnout chování a parametry spalovacího procesu. Proto byla provedena modifikace, která odstranila jeho hlavní nedostatek, a to podhodnocení přenášeného měrného tepelného toku na začátku spalovacího prostoru v blízkosti hořáku. Autor této práce důkladně modifikovaný model prozkoumal a zjistil, že obsahuje některé chyby, které snižují jeho přesnost. První modifikovaný výpočtový postup je v této práci uveden, s upozorněním na místa, kde k chybám a nepřesnostem dochází a celková nepřesnost je také demonstrována na příkladu. V návaznosti na zjištěné nedostatky bylo v různých místech výpočtového postupu provedeno množství menších úprav a kromě nich také dvě úpravy velkého významu. Zásadní změnou prošel výpočet emisivity horkých spalin, když byla použita zcela nová procedura, zajišťující vyšší přesnost. Význam této změny je velmi podstatný, jelikož vliv emisivity spalin na chování modelu je zcela zásadní, jak bylo v práci také demonstrováno. Druhou hlavní provedenou úpravou je detailnější pojetí spalování, když jsou zavedeny spalovací rovnice pro všechny složky paliva, a je tak odstraněno zjednodušení první modifikace modelu, uvažující veškeré palivo jako metan. S tímto souvisí také zapracování postupu pro výpočet spalování kapalných paliv. Jelikož postup pro výpočet plyných paliv (zemního plynu) a kapalných paliv je značně rozdílný, vznikly nakonec dvě mírně odlišné verze modelu pro oba druhy paliva. Soubor všech změn, které mají v konečném důsledku zásadní vliv na přesnost a možnost využití modelu, byl autorem označen jako **druhá modifikace modelu pístového toku** (II. MMPT).

Druhá modifikace modelu pístového toku byla postupně aplikována na celkem 11 případů provedených spalovacích zkoušek, lišících se druhem spalovaného paliva, množstvím a složením přiváděného spalovacího vzduchu a dalšími parametry. Srovnáním s naměřenými experimentálními daty bylo zjištěno, že i přes některé nepřesnosti je model obecně velmi dobře schopen zachytit průběh spalování a rozložení měrných tepelných toků po délce zkušební spalovací komory. Větší nepřesnosti se objevovaly u některých případech spalování kapalných paliv, avšak tyto nemusely být nutně způsobeny nepřesností modelu jako takového, ale spíše obecnými neznámými, objevujícími se u spalování kapalných paliv vždy. Některé možné příčiny nepřesností jsou i s návrhem jejich korekce uvedeny v kapitole, která se zabývá hodnocením vypovídající schopnosti modelu. Při spalování zemního plynu vykazoval model takovou shodu, že se autor rozhodl využít závislostí, které z pěti různých případů odečetl, a vytvořit fiktivní případ spalování, pro nějž byly podle modelu zjištěny některé zásadní charakteristiky. I když pro stanovení pevných pravidel pro správné nastavení modelu by bylo potřeba aplikace na více případů, a jejich další důkladný rozbor, již v tomto stádiu lze model pro odhadování parametrů spalování dobře využít. Mimo měrných tepelných toků lze potom z modelu vyčíst i další podstatné údaje, jako jsou množství přiváděného spalovacího vzduchu, množství a složení spalin po délce komory a také jejich teplota po délce komory.

Významný rozvoj modelu by v budoucnu mohla přinést jeho aplikace na větší množství experimentálních případů s cílem přesně objasnit pravidla pro chování stupňů vyhoření v jednotlivých sekcích pro různé spalovací podmínky. Stupně vyhoření jsou totiž zásadními parametry pro nastavení modelu, a v případě známého klíče pro jejich volbu by bylo možno poměrně velmi přesně simulovat chování spalovacího procesu ještě před jeho spuštěním. Při budoucím srovnávání modelu s experimentálními daty by bylo vhodné se zbavit některých nejistot, které model prozatím zatěžovaly, jako jsou neměřená vlhkost spalovacího vzduchu a

pouze odhadnutá teplota stěny komory na straně chladící vody. Vhodné by bylo i zapracování vlivu přehřevu paliva. Zajímavé výsledky by pak v dlouhodobém měřítku mohla přinést aplikace modelu na reálné průmyslové procesní pece, s cílem zjistit míru jeho přesnosti a možnosti uplatnění v běžné praxi.

POUŽITÉ ZDROJE

- [1] AMETEK PROCESS INSTRUMENTS. *Process Heaters, Furnaces and Fired Heaters: Improving Efficiency and Reducing NO_x* [online]. 2014. 12 p. Dostupné z: <<http://www.ametekpi.com/download/process-heaters-furnaces-and-fired-heaters.pdf>>
- [2] MULLINGER, Peter and Barrie JENKINS. *Industrial and Process Furnaces: Principles, Design and Operation*. Amsterdam: Elsevier, 2008. 524 p. ISBN 978-0-7506-8692-1.
- [3] TÁBORSKÝ, Miroslav. *Výpočtová predikce charakteristických parametrů procesu spalování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 65 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- [4] CAO, Eduardo. *Heat Transfer in Process Engineering*. New York: McGraw-Hill, 2010. 568 p. ISBN 978-0-07-162408-4.
- [5] JEGLA, Zdeněk. *Tepelné pochody: Základní mechanismy sdílení tepla*. Studijní materiál pro výuku předmětu Tepelné pochody. 2012. 4 s.
- [6] POWELL, R. W., C. Y. HO and P. E. LILEY. Thermal Conductivity of Selected Materials. *National Standard Reference Data Series - National Bureau of Standards-8*. Washington, D.C.: U.S. Government Printing Office, 1966. Dostupné z: <<http://www.nist.gov/data/nsrds/NSRDS-NBS-8.pdf>>
- [7] EUROINOX. *Stainless Steel: Tables of Technical Properties* [online], 2nd Ed. 2007 [cit. 2014-05-10]. ISBN 978-2-87997-242-8. Dostupné také z: <http://www.euro-inox.org/pdf/map/Tables_TechnicalProperties_EN.pdf>
- [8] NATIONAL PHYSICS LABORATORY. *Kaye&Laby: Tables of Physical & Chemical Constants* [online]. 2014 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <http://www.kayelaby.npl.co.uk/general_physics/2_3/2_3_7.html>
- [9] KADOYA, K., N. MATSUNAGA and A. NAGASHIMA. Viscosity and Thermal Conductivity of Dry Air in the Gaseous Phase. *Journal of Physical and Chemical Reference Data* [online]. 1985, vol. 14, iss. 4 [cit. 2014-05-10]. ISSN 0047-2689. Dostupné z: <<http://www.nist.gov/data/PDFfiles/jpcrd283.pdf>>
- [10] WHITELAW, Jim H. Convective Heat Transfer. In: *Thermopedia* [online]. 2 February 2011, rev. 8 February 2011 [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <<http://www.thermopedia.com/content/660/>>
- [11] JEGLA, Zdeněk. Interní sdělení k diplomové práci. 2014.
- [12] LIENHARD, John H. IV and John H. LIENHARD V. *A Heat Transfer Textbook*. 3rd Ed., Cambridge: J.H. LIENHARD V, 2000. 684 p.

- [13] HASSAN, Al-Haj Ibrahim. Fired Process Heaters. *Matlab - Modelling, Programming and Simulations*. InTech, 2010. 426 p. ISBN 978-953-307-125-1. Dostupné z: <<http://www.intechopen.com/books/matlab-modelling-programming-and-simulations/fired-process-heaters>>
- [14] HEWITT, G. *Process Heat Transfer*. Boca Raton: CRC Press, 1994. 1042 p. ISBN 08-493-9918-1.
- [15] BEÉR, J. M. and C. R. HOWARTH. Radiation from Flames in Furnaces. *Twelfth Symposium (International) on Combustion*. The Combustion Institute, Pittsburgh. 1968. pp 1205-1217.
- [16] HOTTEL, Hoyt C. a SAROFIM, Adel F. *Přenos tepla zářením*. Přeložili B. Pokorný, J. Janata a V. Hlavačka. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1979. 504 s.
- [17] BELOHRADSKY, P., P. SKRYJA and I. HUDAK. *Experimental Investigation of Characteristic Parameters of Combustion of Natural Gas with Oxygen-Enriched Air*. 6 p.
- [18] Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství. Ústav procesního a ekologického inženýrství. *Zkušebna hořáků na plynná a kapalná paliva* [online]. [cit. 2014-05-10]. Dostupné z: <<http://www.upei.fme.vutbr.cz/veda-vyzkum/experimentalni-zakladna-zkusebna-horaku>>
- [19] BĚBAR, Ladislav. *Reakční teplo a závislost změny reakční entalpie na teplotě* [prezentace Microsoft PowerPoint]. Studijní materiál pro výuku předmětu Systémové inženýrství I. 2012. 200 s.
- [20] FLIR. Flir Reporter Professional, User's Manual. 2010. 194 p. Publ. No. 1558567.
- [21] ANNARATONE, Donatello. *Steam Generators: Description and Design*. Berlin: Springer Berlin Heidelberg, 2008. 427 p. ISBN 978-3-540-77714-4.
- [22] STEHLÍK, Petr. *Termofyzikální vlastnosti. Tepelné pochody: Teoretické základy oboru*. Brno: VUT Brno, 1992. 69 s. ISBN 80-214-0428-0.
- [23] KERMES, Vít and Petr BĚLOHRADSKÝ. Biodiesel (EN 14213) heating oil substitution potential for petroleum based light heating oil in a 1 MW stationary combustion facility. *Biomass & Energy*. 2013, vol. 49, p. 10-21. ISSN 0961-9534.
- [24] *Směrnice rady ES 75/33/EHS: O sblížení právních předpisů členských států týkajících se vodoměrů na studenou vodu* [online]. 1975 [cit. 2014-05-12]. Dostupné z: <<http://eur-lex.europa.eu/legal-content/CS/TXT/PDF/?uri=CELEX:31975L0033&qid=1398892365781&from=EN>>
- [25] BĚLOHRADSKÝ, Petr. *Experimentální data ze zkoušek hořáků*. Experimentální data zpracovaná v programu MS Excel.

- [26] MODEST, Michael F. *Radiative Heat Transfer*. New York: McGraw-Hill, 1993. 832 p. ISBN 0-07-042675-9.
- [27] LECKNER, B. Spectral and total emissivity of water vapor and carbon dioxide. *Combustion and Flame*. 1972, vol. 19, iss. 1, pp 33-48. ISSN 0010-2180.