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


# METODY PRO URČOVÁNÍ CHARAKTERISTICKÝCH PARAMETRŮ PROCESŮ SPALOVÁNÍ NA BÁZI EXPERIMENTŮ A MODELOVÁNÍ

METHODS FOR DETERMINATION OF CHARACTERISTIC PARAMETERS OF COMBUSTION PROCESSES ON THE BASIS OF EXPERIMENTS AND MODELING

DIZERTAČNÍ PRÁCE
DOCTORAL THESIS


AUTOR PRÁCE — Ing. PETR BĚLOHRADSKÝ
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Prof. Ing. PETR STEHLÍK, CSc.
SUPERVISOR



BRNO 2010

# LICENČNÍ SMLOUVA
# POSKYTOVANÁ K VÝKONU PRÁVA UŽÍT ŠKOLNÍ DÍLO

uzavřená mezi smluvními stranami:

**1. Pan**

Jméno a příjmení: Petr Bělohradský

Bytem: Německého 809, Nové Město na Moravě 592 31

Narozen/a (datum a místo): 12.02.1983 v Novém Městě na Moravě

(dále jen „autor“)

a

**2. Vysoké učení technické v Brně**

Fakulta strojního inženýrství

se sídlem Technická 2, 616 69 Brno

jejímž jménem jedná na základě písemného pověření děkanem fakulty:

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.

(dále jen „nabyvatel“)

## Článek 1
## Specifikace školního díla

1. Předmětem této smlouvy je vysokoškolská kvalifikační práce (VŠKP):
   - □ disertační práce
   - □ diplomová práce
   - □ bakalářská práce
   - □ jiná práce, jejíž druh je specifikován jako .....

   (dále jen VŠKP nebo dílo)

Název VŠKP: Metody pro určování charakteristických parametrů procesů spalování na bázi experimentů a modelování

Vedoucí/ školitel VŠKP: prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.

Ústav: Ústav procesního a ekologického inženýrství

Datum obhajoby VŠKP:

VŠKP odevzdal autor nabyvateli v*:

- □ tištěné formě – počet exemplářů ……..
- □ elektronické formě – počet exemplářů ……..

* hodící se zaškrtněte

2. Autor prohlašuje, že vytvořil samostatnou vlastní tvůrčí činností dílo shora popsané a specifikované. Autor dále prohlašuje, že při zpracovávání díla se sám nedostal do rozporu s autorským zákonem a předpisy souvisejícími a že je dílo dílem původním.
3. Dílo je chráněno jako dílo dle autorského zákona v platném znění.
4. Autor potvrzuje, že listinná a elektronická verze díla je identická.

**Článek 2**
**Udělení licenčního oprávnění**

1. Autor touto smlouvou poskytuje nabyvateli oprávnění (licenci) k výkonu práva uvedené dílo nevýdělečně užít, archivovat a zpřístupnit ke studijním, výukovým a výzkumným účelům včetně pořizovaní výpisů, opisů a rozmnoženin.
2. Licence je poskytována celosvětově, pro celou dobu trvání autorských a majetkových práv k dílu.
3. Autor souhlasí se zveřejněním díla v databázi přístupné v mezinárodní síti
   - □ ihned po uzavření této smlouvy
   - □ 1 rok po uzavření této smlouvy
   - □ 3 roky po uzavření této smlouvy
   - □ 5 let po uzavření této smlouvy
   - □ 10 let po uzavření této smlouvy

   (z důvodu utajení v něm obsažených informací)
4. Nevýdělečné zveřejňování díla nabyvatelem v souladu s ustanovením § 47b zákona č. 111/ 1998 Sb., v platném znění, nevyžaduje licenci a nabyvatel je k němu povinen a oprávněn ze zákona.

**Článek 3**
**Závěrečná ustanovení**

1. Smlouva je sepsána ve třech vyhotoveních s platností originálu, přičemž po jednom vyhotovení obdrží autor a nabyvatel, další vyhotovení je vloženo do VŠKP.
2. Vztahy mezi smluvními stranami vzniklé a neupravené touto smlouvou se řídí autorským zákonem, občanským zákoníkem, vysokoškolským zákonem, zákonem o archivnictví, v platném znění a popř. dalšími právními předpisy.
3. Licenční smlouva byla uzavřena na základě svobodné a pravé vůle smluvních stran, s plným porozuměním jejímu textu i důsledkům, nikoliv v tísni a za nápadně nevýhodných podmínek.
4. Licenční smlouva nabývá platnosti a účinnosti dnem jejího podpisu oběma smluvními stranami.

V Brně dne: …….

…….. ……
**Nabyvatel** **Autor**

**ABSTRAKT**

Práce se zabývá možnými metodami pro určování a modelování charakteristických parametrů při spalování plynných paliv. Pozornost je věnována tvorbě oxidů dusíku a přenosu tepla z horkých spalin do stěn spalovací komory. Důležitou částí práce je vlastní experimentální činnost, která je zaměřena na provedení zkoušek dvou hořáků s potlačenou tvorbou oxidů dusíku. Cílem experimentální činnosti je obdržet data potřebná pro další zpracování a modelování.

Práce prezentuje dvě metody, které je možné využít při modelování charakteristických parametrů spalování. Konkrétně se jedná o metodu založenou na statistickém zpracování dat a metodu založenou na výpočtové dynamice tekutin (Computational Fluid Dynamics, CFD). Na dvou vybraných zařízení (hořák s dvoustupňovým přívodem paliva, hořák s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu) jsou aplikovány tyto výpočtové přístupy za účelem prozkoumání konkrétních parametrů. První uvedený přístup zahrnuje podrobné plánování zkoušky hořáku před jejím vlastním provedením (stanovení cíle zkoušky, výběr vstupních faktorů, měřené veličiny a plánu experimentu) a následné statistické zpracování experimentálních dat. Naproti tomu druhý přístup založený na metodách CFD nabízí simulace jako alternativu k tradičním experimentálním metodám. Simulace spalování zahrnuje vytvoření výpočtové sítě modelu spalovacího zařízení, nastavení okrajových podmínek modelu, nastavení modelu proudění, modelu přenosu tepla a modelu chemické kinetiky. Výsledky simulací jsou porovnány s experimentálně získanými daty.

**ABSTRACT**

The present thesis is concerned with methods for determination and modeling of characteristic parameters of combustion of gaseous fuels. The focus is stressed on formation of nitrogen oxides and heat transfer from hot flue gases into combustion chamber's walls. Experimental work, which is focused on testing of two burners with suppressed formation of nitrogen oxides, is an important part of the thesis. Its aim is to obtain data that is necessary for further processing and modeling.

The work presents two methods that may be used in modeling of characteristic combustion parameters, namely the method based on statistical processing of data and the method based on computational fluid dynamics. The approaches are applied to two devices (burner with two-staged fuel supply, burner with two-staged air supply) with the objective to analyze their parameters. First approach covers detailed planning of burner test prior to its own carrying out (definition of the goal of experiment, choice of input factors and response, experimental plan) and subsequent statistical processing of experimental data. On the contrary, CFD approach offers simulations as an alternative option to traditional experimental methods. The simulation of combustion includes building of computational grid, setup of boundary conditions, turbulence model, heat transfer model and chemical kinetics. Results of simulations are compared with experimental measured data.

**KLÍČOVÁ SLOVA**

Oxidy dusíku, přenos tepla radiací, hořák s potlačenou tvorbou oxidů dusíku, plánování experimentu, stěnově-středový centrální kompoziční plán, matematický model, CFD.

**KEYWORDS**

Nitrogen oxides, radiative heat transfer, low-$NO_x$ burner, design of experiments, face-centred central composite plan, mathematical model, CFD.

**BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BĚLOHRADSKÝ, P. *Metody pro určování charakteristických parametrů procesů spalování na bázi experimentů a modelování*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 143 s. Vedoucí dizertační práce prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.

**PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem dizertační práci vypracoval samostatně pod vedením Prof. Ing. Petra Stehlíka, CSc. a že všechny použité literární zdroje jsem správně a úplně citoval.

V Brně dne 26.5.2010

…….
podpis doktoranda

**PODĚKOVÁNÍ**

Děkuji tímto svému školiteli prof. Ing. Petru Stehlíkovi, CSc. za odborné vedení a zabezpečení mého studia, dále pak odborným konzultantům Ing. Vítu Kermesovi, Ph.D. a doc. Ing. Jiřímu Hájkovi, Ph.D. za množství cenných rad a připomínek, bez kterých bych tuto práci nemohl dokončit. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat svým rodičům, partnerce, kolegům a blízkým za jejich trpělivost a zejména psychickou podporu, kterou mi věnovali v průběhu celé doby postgraduálního studia.

**OBSAH**

**1 ÚVOD ..... 11**

1.1 ŘEŠENÁ PROBLEMATIKA ..... 11
1.2 SHRNUTÍ SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ V OBLASTI EXPERIMENTŮ A MODELOVÁNÍ SPALOVÁNÍ ..... 11
1.3 ZAMĚŘENÍ PRÁCE ..... 13

**2 OXIDY DUSÍKU ..... 14**

2.1 MECHANISMY VZNIKU OXIDŮ DUSÍKU ..... 14
*2.1.1 Termický NO ..... 14*
*2.1.2 Promptní NO ..... 16*
*2.1.3 Palivový NO ..... 16*
*2.1.4 Tvorba $NO_2$ ..... 17*
2.2 MOŽNOSTI SNIŽOVÁNÍ OXIDŮ DUSÍKU VE SPALINÁCH ..... 17
*2.2.1 Primární redukční metody ..... 17*
*2.2.2 Sekundární redukční metody ..... 21*

**3 PŘENOS TEPLA PŘI SPALOVÁNÍ ..... 22**

3.1 PŘENOS TEPLA RADIACÍ ..... 22
3.2 MODELOVÁNÍ PŘENOSU TEPLA RADIACÍ METODAMI CFD ..... 23
*3.2.1 Model diskrétních směrů ..... 23*
*3.2.2 Model WSGGM ..... 24*

**4 EXPERIMENTÁLNÍ ČINNOST – ZKUŠEBNA HOŘÁKŮ ..... 25**

**5 MODELOVÁNÍ ZALOŽENÉ NA STATISTICKÉM ZPRACOVÁNÍ DAT ..... 28**

5.1 PLÁNOVÁNÍ EXPERIMENTU ..... 28
*5.1.1 Základní principy ..... 29*
*5.1.2 Obecný postup pro plánování experimentu ..... 29*
*5.1.3 Základní typy plánů experimentů ..... 30*
*5.1.4 Zpracování experimentálních dat ..... 33*
5.2 POPIS VYHODNOCOVANÉHO HOŘÁKU ..... 36
5.3 PŘEDCHOZÍ PRÁCE ..... 39
5.4 PLÁNOVÁNÍ EXPERIMENTU PRO ZKOUŠKU HOŘÁKU ..... 39
*5.4.1 Cíl experimentu ..... 40*
*5.4.2 Výběr faktorů a určení jejich úrovní ..... 40*
*5.4.3 Výběr odezvy ..... 41*
*5.4.4 Plán experimentu ..... 41*
*5.4.5 Provedení experimentu ..... 42*
5.5 ANALÝZA EXPERIMENTÁLNÍCH DAT ..... 42
*5.5.1 Model I ..... 43*
*5.5.2 Model II ..... 47*
*5.5.3 Model III ..... 50*
5.6 INTERPRETACE VÝSLEDKŮ ..... 52
*5.6.1 Srovnání naměřených a predikovaných hodnot ..... 52*
*5.6.2 Vstupní faktory versus odezva ..... 52*
*5.6.3 Optimální nastavení vstupních faktorů ..... 56*
5.7 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ..... 56

**6 MODELOVÁNÍ ZALOŽENÉ NA METODÁCH CFD ..... 57**
6.1 MATEMATICKÉ MODELOVÁNÍ PROUDĚNÍ TEKUTIN ..... 57
*6.1.1 Modelování turbulence ..... 58*
*6.1.2 Klasifikace modelů turbulence ..... 59*
6.2 POPIS MODELOVANÉHO HOŘÁKU ..... 60
6.3 ŘEŠENÍ DISTRIBUCE SPALOVACÍHO VZDUCHU V TĚLE HOŘÁKU DO PRIMÁRNÍHO A SEKUNDÁRNÍHO STUPNĚ ..... 61
*6.3.1 Původní stav ..... 61*
*6.3.2 Distribuce spalovacího vzduchu užitím válcové vestavby ..... 65*
6.4 PŘEDCHOZÍ PRÁCE ..... 67
6.5 DLOUHODOBÁ ZKOUŠKA ..... 67
*6.5.1 Experimentální data ..... 68*
*6.5.2 Chybová analýza experimentálních dat ..... 74*
*6.5.3 Ověření tepelné bilance experimentu ..... 76*
6.6 MODELOVÁNÍ VÍŘIVÉHO HOŘÁKU POMOCÍ CFD ..... 78
*6.6.1 Geometrie hořáku a výpočtová síť ..... 78*
*6.6.2 Specifikace média ..... 79*
*6.6.3 Okrajové podmínky ..... 81*
*6.6.4 Modely turbulence ..... 85*
*6.6.5 Modely chemické kinetiky ..... 85*
*6.6.6 Model přenosu tepla radiací ..... 86*
*6.6.7 Postup během simulačních výpočtů ..... 87*
*6.6.8 Stabilita výpočtů ..... 87*
6.7 VÝSLEDKY SIMULACÍ A SROVNÁNÍ S NAMĚŘENÝMI DATY ..... 89
*6.7.1 Tepelné toky do stěny spalovací komory ..... 89*
*6.7.2 Teploty na rovině symetrie spalovací komory ..... 94*
*6.7.3 Isoplocha metanu obarvená teplotou ..... 94*
*6.7.4 Teplota spalin ..... 95*
*6.7.5 Rychlosti ..... 96*
6.8 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ ..... 96
**7 ZÁVĚR ..... 97**

**SEZNAM OBRÁZKŮ ..... 99**
**SEZNAM TABULEK ..... 101**
**SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ ..... 102**
**SEZNAM ZKRATEK ..... 107**
**SEZNAM CHEMICKÝCH PRVKŮ A SLOUČENIN ..... 108**

**LITERATURA ..... 109**
**PUBLIKACE AUTORA ..... 114**
**PŘÍLOHY ..... 115**

# 1 Úvod

V posledních letech rychle vzrůstá celosvětová spotřeba elektrické a tepelné energie a primárních energetických zdrojů (uhlí, ropa, zemní plyn) nejen v rozvinutých zemích, ale také v rozvojových zemích zejména v důsledku rychlé industrializace a zvýšení životní úrovně. S rychlým nárůstem spotřeby energie úzce souvisí také zvýšená tvorba emisí jako oxidu uhličitého $CO_2$, oxidů dusíku $NO_x$ a oxidů síry $SO_x$, které ve velké míře zatěžují životní prostředí a přispívají ke zhoršení jeho kvality, tj. globální oteplování planety, ztenčování ozónové vrstvy, kyselé deště a smog [1]. Právě tyto dva zásadní problémy vyvolaly trvalý a mnohdy zásadní vývoj v konstrukci spalovacích zařízení.

## *1.1 Řešená problematika*

Spalování je nejjednodušší metodou, kterou lze získat tepelnou energii. Při spalování dochází za dostatečného přísunu okysličovadla (nejčastěji atmosférický vzduch) k přeměně chemické energie vázané v palivu na energii tepelnou. Tepelná energie získaná spalováním se pak využívá pro nejrůznější technologické procesy, např. k tavení materiálů, pro ohřev pracovních látek, sušení nebo výrobu elektrické energie.

Při návrhu spalovacího zařízení (zejména hořáku) je primárním požadavkem dosáhnout jeho maximální tepelné účinnosti a přitom zároveň minimalizovat množství vzniklých emisí tak, aby z hlediska legislativy byly splněny emisní limity. Je nutné si uvědomit, že růst výkonu úzce souvisí jednak se zvýšením tepelného zatížení stěn spalovací komory, kterému je pak třeba věnovat zvláštní pozornost, a také se zvýšenou tvorbou emisí, především $NO_x$. Proto pokud není možné omezit objem vzniklých emisí a dodržet emisní limity, je nutné řešit otázku jejich odstranění před vypuštěním spalin do atmosféry. Dalším cílem při návrhu zařízení je snažit se o intenzifikaci spalování, tj. zvýšit intenzitu promíchávání paliva se spalovacím vzduchem, intenzifikovat přenos tepla a hmoty v ohništi i v teplosměnných plochách, minimalizovat spotřebu paliva využitím odpadního tepla z horkých spalin např. pro předehřev spalovacího vzduchu (rekuperace, regenerace). V neposlední řadě je nezbytné se zaměřit i na spolehlivost a hospodárnost nejen vlastního spalovacího zařízení, ale i celého jeho příslušenství.

Hlavním předpokladem pro jakoukoliv práci na vývoji hořáku je mít k dispozici dobře vybavené zkušební zařízení. Platí totiž, že vlastní zkoušky hořáku stále mají nenahraditelnou roli při jeho vývoji, a to i přes značný pokrok v oblasti numerických simulací spalování v posledních letech. Zkoušky hořáků mají za cíl získat cenné informace o vlivu geometrie hořáku na celou řadu parametrů jako jsou tvar a stabilita plamene, přenos tepla do stěn spalovací komory, množství emisí, hlučnost plamene aj. Empirická data získaná ze zkoušek hořáků jsou pak hodnotným zdrojem informací, které lze využít i pro verifikaci výsledků numerických simulací. Mimoto vlastní zkoušky hořáků jsou nutností pro certifikaci hořáků.

## *1.2 Shrnutí současného stavu poznání v oblasti experimentů a modelování spalování*

Obecně existují dvě možné cesty, kterými lze zkoumat dynamiku tekutin v procesu spalování. První možností je experimentální výzkum plamene, druhou možnost představují počítačové simulace chování tekutin ve spalovacím zařízení. Důvodů, proč se zabývat výzkumem a modelováním spalování, existuje mnoho. Prvním z důvodů je, abychom porozuměli podstatě procesu spalování a byli tak schopni maximalizovat tepelnou účinnost procesu, minimalizovat

emise škodlivin, maximalizovat výkon či minimalizovat provozní náklady. Jedním z dalších důvodů je pak vývoj nových technologií a optimalizace geometrií. I když jsou počítačové simulace stále relativně rychlejší a levnější ve srovnání s výstavbou nákladného prototypu navržené geometrie či technologie a nasazením drahé měřicí techniky, je vždy vhodné spojit modelování s experimentální činností z důvodu ověření adekvátnosti modelu porovnáním numerických výsledků s experimentálně získanými daty.

Experimentální výzkum plamene je jistě nejspolehlivější metodou, která se nabízí pro řešení praktických problémů, avšak stavba i provoz experimentálních zařízení je vždy velmi nákladná. Experimenty, které se v dnešní době staví proti modelům, jsou z velké části založeny na optických metodách měření. Pomocí těchto metod lze získat velké množství detailních informací, kdy se zejména jedná o prostorové rozložení všech veličin spjatých s prouděním (rychlost, hustota, teplota, chemické složení, v případě spalování kapalných paliv velikost částic a jejich distribuce). Metody měření uvedených veličin jsou následující ([2], [3]):

- **rychlost**: „laser-Doppler velocimetry“ (LDV), „particle image velocimetry“ (PIV)
- **hustota**: „laser Rayleigh scattering“
- **teplota**: termočlánek, „coherent anti-Stokes Raman spectroscopy“ (CARS), „laser-induced fluorescence“ (LIF)
- **chemické složení**: „Raman scattering“, CARS, LIF, chemiluminescenční analýza

Rychlý rozvoj výkonné výpočetní techniky pak otevřel cestu druhé metodě, a to využití počítačového modelování dynamiky tekutin v procesních zařízeních včetně spalování. Abychom mohli postihnout proudění v těchto zařízeních, musíme k výpočtům použít metody simulace CFD (*Computational Fluid Dynamics* – matematické modelování proudění a numerické řešení úloh proudění tekutin) [4] založené na diskretizaci transportních diferenciálních rovnic pro popis proudění, vyjadřujících základní fyzikální zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Softwarové systémy pro tuto problematiku jsou většinou založeny na metodě konečných objemů [5]. Mezi rozšířené komerční CFD softwarové systémy patří FLUENT, STAR-CD, STAR-CCM, CFX, z nekomerčních lze zmínit OPEN FOAM.

Modelování procesů s přítomností spalování patří mezi nejobtížnější CFD úlohy. Je to dáno zejména složitou geometrií hořáků (geometrie trysek, poutačů plamene apod.), dynamikou tekutin, přenosem tepla zahrnujícím barevné záření a v neposlední řadě složitými chemickými reakcemi, které mohou zahrnovat mnoho sloučenin a stovky jednotlivých chemických reakcí.

Další problém představuje velikost spalovacího zařízení, které z pravidla bývá velkých rozměrů. Přitom velikost výpočtové sítě (tzv. „*grid*“ či „*mesh*“) musí být mnohonásobně menší, než je délka samotného zařízení, aby simulace proudění uvnitř spalovací komory byla korektní a přesnost obdržených výsledků byla dostatečná. Proto u simulace zařízení velkých rozměrů je vyžadováno, aby výpočtová síť obsahovala několik stovek tisíc až miliony buněk. Důsledkem velkého počtu buněk a fyzikální složitosti dějů probíhajících při spalování je, že výpočty jsou náročné na výpočtový čas závisející na použitém hardware. Z tohoto důvodu za účelem zkrácení výpočtového času je nutné přijímat některé zjednodušující předpoklady, např. zjednodušené složení spalovacího vzduchu nebo nahrazení původního vícesložkového paliva převažující složkou paliva (např. nahrazení zemního plynu čistým metanem) atd.

Zmíněné programy nabízejí různé modely pro řešení laminárního i turbulentního proudění s přenosem tepla vedením, konvekcí i radiací. Nabízejí i různé modely pro řešení chemické kinetiky spalování. Je nutné si ale uvědomit, že tyto modely nemají obecnou platnost a pro každou konkrétní řešenou problematiku mohou být více či méně vhodné. Proto, je-li to možné, je vhodné verifikovat výpočty experimentem nebo porovnávat výpočty s výsledky publikovanými v literatuře.

## *1.3 Zaměření práce*

Práce byla zaměřena na problematiku modelování vybraných charakteristických parametrů spalovacích zařízení. Parametrů charakterizujících spalování je nespočetná řada, proto prvním úkolem bylo provést smysluplný a logický výběr parametrů, kterým bude posléze věnována další pozornost. Volba zkoumaných parametrů vycházela z technických možností zkušebního zařízení pro zkoušky hořáků, které je umístěno v těžkých laboratořích Ústavu procesního a ekologického inženýrství (dále jen ÚPEI).

Na základě analýzy bylo rozhodnuto, že pozornost bude dále věnována predikci tvorby oxidu dusnatého při spalování plynných paliv (především zemního plynu) a predikci přenosu tepla z horkých spalin do stěn spalovací komory, tj. predikci tepelného zatížení stěny spalovací komory. Tyto predikce budou provedeny na základě dvou odlišných přístupů k modelování, které jsou následující:

**I. Modelování založené na statistickém zpracování experimentálních dat** – určení matematického modelu predikujícího tvorbu oxidu dusnatého v závislosti na geometrii a provozních parametrech hořáku se stupňovitým přívodem paliva. Plánované cíle jsou následující:

- Rešerše v oblasti mechanismů vzniku oxidů dusíku a metod pro snižování jejich koncentrace ve spalinách.
- Plánování experimentu.
- Určení matematického modelu:
  - Úvahy o struktuře matematického modelu.
  - Vytvoření plánu experimentu.
  - Vlastní provedení experimentu podle plánu.
  - Statistická analýza experimentálních dat.
  - Ověření adekvátnosti matematického modelu.
- Interpretace výsledků.

**II. Modelování založené na metodách CFD** – simulace přestupu tepla z horkých spalin do stěn spalovací komory, predikce rozložení teploty, a rychlosti na rovině symetrie spalovací komory, teploty spalin na výstupu z kouřovodu a predikce tvaru plamene jako součást postupu „*post-processing*“. Plánované cíle jsou následující:

- Rešerše v oblasti modelování vířivého plamene.
- Provedení dlouhodobé zkoušky hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu, tj. získání experimentálních dat.
- Simulace spalování:
  - Definice okrajových podmínek.
  - Stanovení tepelného zatížení stěny spalovací komory pro vybrané modely turbulence a chemické kinetiky.
- Porovnání numerických simulací s experimentálně získanými výsledky.

# 2 Oxidy dusíku

Při spalování fosilních paliv jsou hlavními produkty reakce oxid uhličitý a vodní pára. Vedle těchto sloučenin však ještě vznikají při spalování nežádoucí vedlejší produkty nazývané souhrnně jako emise, zahrnující oxidy dusíku $NO_x$, oxidy síry $SO_x$, pevné částice, popílek aj. Emise mohou vznikat z prvků a sloučenin obsažených buď přímo v palivu nebo okysličovadlu, kterým je nejčastěji atmosférický vzduch. V případě spalování plynných paliv, např. zemního plynu, lze mluvit pouze o oxidech dusíku, které vznikají oxidací dusíku obsaženého v atmosférickém vzduchu, neboť obsah síry v plynných palivech se pohybuje v řádech setin procent a množství vzniklých $SO_x$ je zanedbatelné.

Tvorba oxidů dusíku je prvním z parametrů spalování, kterému byla v rámci práce věnována pozornost. Tyto polutanty představují závažný zdroj znečištění životního prostředí a patří mezi hlavní škodliviny vznikající při spalování fosilních paliv. Proto je nutné se zabývat jejich predikcí a hledat nové způsoby, jak potlačit jejich tvorbu. Predikcí koncentrace oxidů dusíku se detailně zabývá kap. 5.

Oxidy dusíku jsou přítomny ve spalinách hlavně ve dvou oxidačních formách, jako oxid dusnatý (NO) a oxid dusičitý ($NO_2$), pro které bylo zavedeno označení $NO_x$. Dále pojem „oxidy dusíku“ může zahrnovat oxid dusný ($N_2O$) a oxid dusičný ($N_2O_5$). Avšak tyto oxidační formy lze vzhledem ke stopovým koncentracím zanedbat. Tvorba uvedených sloučenin závisí zejména na teplotě, druhu paliva a na poměru palivo/kyslík v daném místě spalovací komory.

## *2.1 Mechanismy vzniku oxidů dusíku*

Hlavním zástupcem oxidů dusíku vznikajícím při spalování je oxid dusnatý NO. Způsob jeho vzniku lze obecně popsat třemi různými mechanismy, podle kterých potom dělíme NO na termické NO, promptní NO a palivové NO. Mechanismus vzniku termického NO, ke kterému dochází za vysokých teplot v plameni, byl poprvé popsán Zeldovičem [6], NO vznikající ve velmi krátkých časových intervalech při reakci atmosférického dusíku s uhlovodíkovými radikály byl označen Fenimorem jako promptní [7], a vznik palivového NO vznikajícím z dusíku chemicky vázaného v palivu poprvé popsali Pershing a Wendt [8].

### *2.1.1 Termický NO*

Termický oxid dusnatý vzniká oxidací atmosférického dusíku při relativně vysokých teplotách (>1100°C) v oblastech plamene chudých na palivo [9]. Tento mechanismus se stává při spalování dominantní a vzniklý oxid dusnatý je označován jako termický NO. Způsob jeho vzniku je popsán obecně uznávaným Zeldovičovým dvoukrokovým mechanismem [6]:

$$N_2 + O \rightleftharpoons NO + N \tag{2.1}$$

$$N + O_2 \rightleftharpoons NO + O \tag{2.2}$$

Tento mechanismus je často rozšířen o třetí reakci a soustava všech tří reakcí bývá označována jako modifikovaný nebo rozšířený Zeldovičův mechanismus, který zohledňuje vliv hydroxilových radikálů na tvorbu NO:

$$N + OH \rightleftharpoons NO + H \tag{2.3}$$

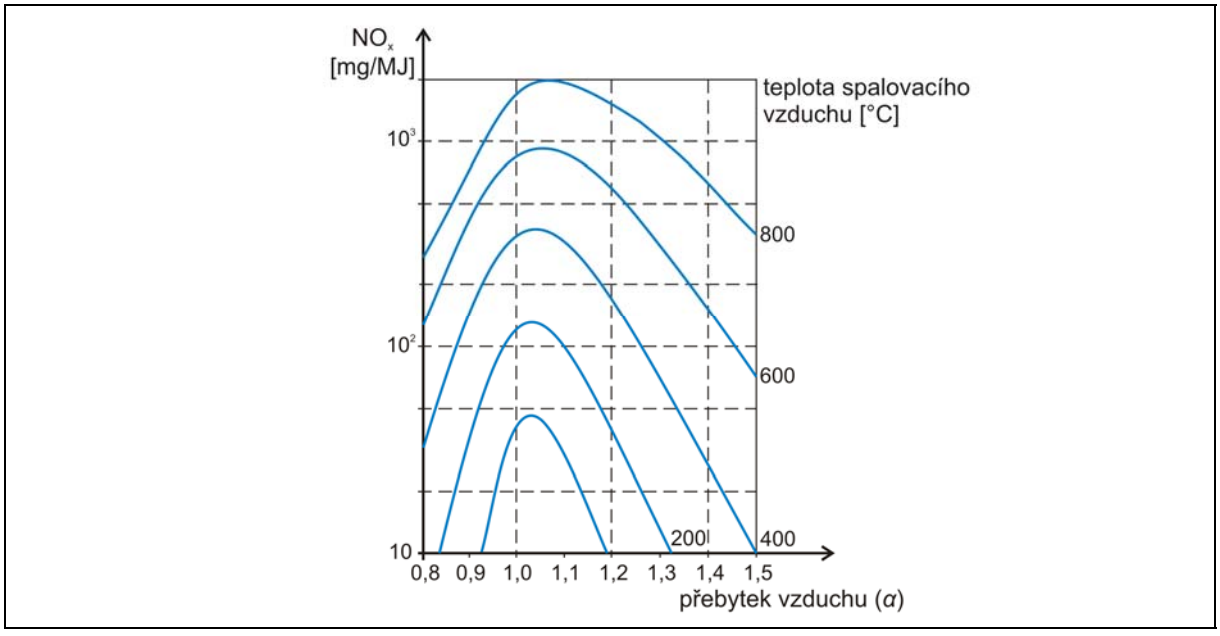
První reakce (2.1) je silně citlivá na teplotu, při které probíhá, z důvodu vysoké vazebné energie molekuly dusíku ( $N \equiv N$ ) a je tak považována za řídicí reakci v celém mechanismu. Reakce (2.3) s OH radikály má zanedbatelný vliv na výslednou koncentraci NO s výjimkou spalování směsí bohatých na palivo, protože potom je druhá reakce (2.2) pro nízkou koncentraci kyslíku silně potlačena.

Za předpokladu zanedbání počáteční koncentrace NO a OH radikálů lze uvažovat, že množství vytvořených NO je závislé především na první rovnici Zeldovičova mechanismu (2.1). Matematicky pak lze rychlostní rovnici vzniku termických NO zapsat v následujícím zjednodušeném tvaru [9]:

$$\frac{\mathrm{d}[\mathrm{NO}]}{\mathrm{d}t} = 2k[\mathrm{O}][\mathrm{N_2}] \,, \tag{2.4}$$

kde [NO], [O], [$N_2$] jsou koncentrace složek [mol/m$^3$], $t$ je doba reakce [s] a $k$ je rychlostní konstanta reakce [m$^3$/mol·s·K] závisející na teplotě.

Silná závislost množství vzniklých NO na teplotě je zřejmá hlavně při předehřátí spalovacího vzduchu, kdy se následkem toho zvyšuje teplota plamene. Závislost množství NO na množství a teplotě spalovacího vzduchu je znázorněna na obr. 2-1. Množství spalovacího vzduchu zde také určuje množství kyslíku, který se účastní chemických reakcí. Od stechiometrického poměru $\alpha = 1$ se při rostoucím množství spalovacího vzduchu tvoří více NO s maximem při $\alpha = 1{,}05–1{,}1$. Vyšší množství spalovacího vzduchu než $\alpha = 1{,}1$ začíná ovlivňovat teplotu plamene díky většímu množství balastního vzduchu, jehož vzrůstající množství snižuje teplotu plamene a tím následně i množství vzniklého termického NO.




**Obr. 2-1:** Závislost tvorby termického NO na přebytku a teplotě spalovacího vzduchu (převzato z [10]).

### *2.1.2 Promptní NO*

Promptní oxid dusnatý vzniká reakcí atmosférického dusíku s uhlovodíkovými radikály v oblastech plamene bohatých na palivo [9]. Produkty těchto reakcí jsou následně oxidovány na NO. Tento způsob vzniku NO poprvé pozoroval Fenimore [7] při spalování plynného pyridinu a amoniaku. Fenimore vypozoroval, že v oblastech plamene s přebytkem paliva dochází ke strmému nárůstu koncentrace NO, který se nedal vysvětlit mechanismem tvorby termického NO. Tento NO vznikající velmi rychlou reakcí označil jako promptní. Výsledky jeho pozorování a mechanismus vzniku promptních NO byly následně potvrzeny dalšími prácemi, např. [11].

Na základě četných pozorování bylo zjištěno, že hlavními reakcemi popisující promptní mechanismus vzniku NO v uhlovodíkových plamenech jsou [9]:

$$N_2 + CH_Y \rightleftharpoons HCN + N + \cdots \tag{2.5}$$

$$N_2 + C \rightleftharpoons CN + N \tag{2.6}$$

$$N + OH \rightleftharpoons NO + H \tag{2.7}$$

Reakce (2.5) je považována za dominantní, protože je odhadováno, že přibližně 90% z vytvořených promptních NO je výsledkem této reakce. Z uhlovodíkových radikálů reagujících s molekulárním dusíkem se jeví jako nejdůležitější partneři CH a $CH_2$-radikály.

$$CH + N_2 \rightleftharpoons HCN + N \tag{2.8}$$

$$CH_2 + N_2 \rightleftharpoons HCN + NH \tag{2.9}$$

Tvorba promptních NO se v mnoha modelech spalování zanedbává z důvodu velké komplexity reakcí dusíku s palivem za současného propojení s reakcí oxidace dusíku. Mimoto tvorba promptních NO nabývá významu pouze v oblastech plamene velmi bohatých na palivo a podíl promptních NO na celkovém množství vzniklých NO při spalování je malý, typicky do 10% [12].

### *2.1.3 Palivový NO*

Palivový oxid dusnatý vzniká oxidací sloučenin přítomných v palivu, které obsahují chemicky vázaný dusík. Ve skutečnosti jejich vznik není přímý, ale vznikají postupně reakcemi, v nichž jsou nejdůležitějšími meziprodukty HCN a $NH_3$ [9]. Ty jsou následně oxidovány na NO, který může být dále redukován na $N_2$. Souhrnné reakce vzniku palivových NO popsal DeSoete [13]:

$$HCN/NH_3 + O_2 \rightleftharpoons NO + \cdots \tag{2.10}$$

$$NO + HCN/NH_3 \rightleftharpoons N_2 + \cdots \tag{2.11}$$

Tvorba palivových oxidů dusíku je zcela nevýznamná při spalování plynných paliv jako jsou zemní plyn či propan, protože tato paliva obvykle neobsahují vázaný dusík. Zato kapalná a tuhá paliva jakou jsou těžké topné oleje, odpadní oleje, uhlí či koks obsahují značné množství vázaného dusíku. Pak při spalování paliv obsahujících chemicky vázaný dusík převládá tvorba palivových NO (>80%). Je to dáno tím, že palivové NO vznikají snadněji než termické NO, protože vazby $N-H$ a $N-C$ jsou podstatně slabší než trojnásobná vazba atomů

v molekule dusíku, která musí být přerušena, aby mohlo dojít ke vzniku termického NO. Závislost vzniku NO na druhu dusíkaté sloučeniny je nevýznamná.

#### *2.1.4 Tvorba $NO_2$*

Kromě oxidu dusnatého se ve spalinách objevuje i oxid dusičitý ($NO_2$). Ten vzniká oxidací NO na $NO_2$ volnými radikály kyslíku vzniklými štěpením molekuly kyslíku nebo peroxidovým radikálem $HO_2$. Literární prameny [14] uvádějí, že za frontou plamene ve spalinách je přibližně 90% NO z celkové sumy oxidů dusíku. K další oxidaci dochází dále oxidací kyslíkem v odtazích spalin a ozonem ve volném ovzduší. V tab. 2-1 jsou schematicky shrnuty způsoby vzniku oxidů dusíku při spalování.

| Složka | Místo vzniku | Mechanismus | Hlavní vlivy |
|---|---|---|---|
| NO termický | ▪ plamen,<br>▪ oblast nejvyšších teplot | Zeldovičův | ▪ doba zdržení<br>▪ koncentrace $O_2$<br>▪ teplota >1100°C |
| NO promptní | ▪ plamen,<br>▪ oblast vyhořívání uhlovodíků | Fenimorův | ▪ koncentrace $O_2$<br>▪ přebytek spalovacího vzduchu |
| NO palivový | ▪ plamen | Pershing a Wendtův | ▪ doba zdržení<br>▪ přebytek spalovacího vzduchu |
| $NO_2$ | ▪ plamen | Fenimorův<br>$NO + HO_2 \rightarrow NO_2 + OH$ | ▪ rychlé ukončení spalování např. u plynové turbíny |

**Tab. 2-1:** Vznik NO a $NO_2$ při spalování (převzato z [10]).

### *2.2 Možnosti snižování oxidů dusíku ve spalinách*

Snížení emisí $NO_x$ ve spalinách při spalování plynných paliv lze v zásadě docílit dvěma opatřeními. První opatření spočívá v potlačení tvorby oxidů dusíku ovlivněním podmínek spalování (úprava technologie spalování, konstrukční úpravy). Jedná se tedy o zásah do vlastního spalovacího procesu, a proto tato opatření nazýváme primární. Druhé opatření spočívá v dodatečném odstraňování oxidů dusíku ze spalin po opuštění prostoru spalovací komory. O těchto opatřeních hovoříme jako o sekundárních metodách.

#### *2.2.1 Primární redukční metody*

Podstatou primárních redukčních metod při spalování plynných paliv je ovlivnění faktorů podporujících tvorbu oxidů dusíku. Týká se to především následujících faktorů:

- teplota plamene a teplota uvnitř spalovací komory
- koncentrace kyslíku v prostoru spalovací komory
- doba prodlení hořící směsi v pásmu vysokých teplot

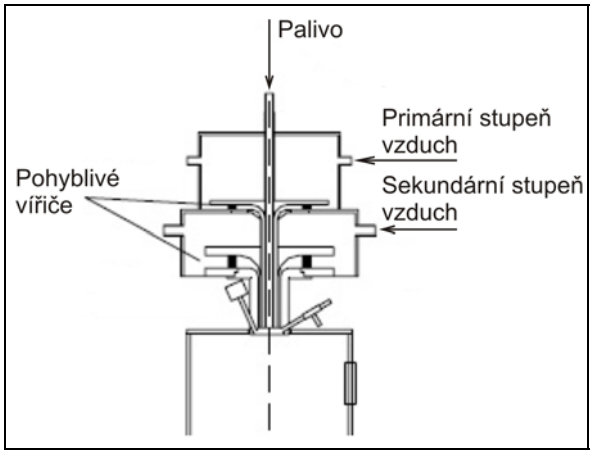
Nejdůležitějšími faktory při spalování plynných paliv se jeví teplota plamene a parciální tlak kyslíku v oblastech vysokých teplot. Při teplotách vyšších než 1100°C dochází k rychlému nárůstu vzniku oxidů dusíku podle Zeldovičova mechanismu. Přírůstek koncentrace oxidů dusíku v závislosti na teplotě není konstantní, ale roste exponenciálně se vzrůstající teplotou plamene. Z tohoto důvodu spočívá většina primárních redukčních metod ve snaze snížit

teplotní špičky plamene a snížit pravděpodobnost styku kyslíku s dusíkem v oblastech teplotních špiček. Mezi základní způsoby, které vedou k potlačení tvorby oxidů dusíku, patří [15]:

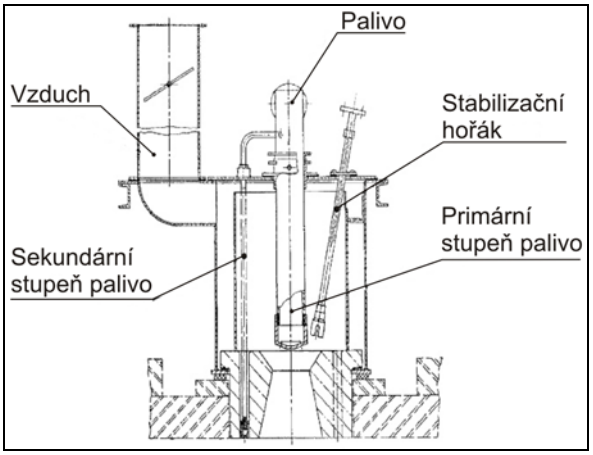
- vícestupňové spalování (stupňovitý přívod paliva, stupňovitý přívod spalovacího vzduchu, kombinace stupňovitého přívodu paliva a stupňovitého přívodu spalovacího vzduchu, „*reburning*“)
- „chlazení plamene“ (vnitřní a vnější recirkulace spalin, nástřik vody či vodní páry, optimální přebytek vzduchu)
- bezplamenné spalování
- nucený odtah spalin

### *A. Vícestupňové spalování*

Vícestupňové spalování (viz obr. 2-2 a obr. 2-3) patří mezi velmi účinné metody pro potlačení tvorby $NO_x$ ([16], [17]). Základní myšlenka spočívá v přivedení části paliva nebo spalovacího vzduchu nebo i obou médií do podstechiometrické oblasti spalování, čímž se sníží teplota plamene. Zbylá část z celkového množství paliva nebo vzduchu nebo obou médií je přivedena do oblasti plamene a spalování se dokončí, ovšem za snížených teplot, takže výsledné koncentrace $NO_x$ jsou podle dostupných literárních údajů o 20 až 50% nižší než při jednostupňovém spalování ([18], [19]).

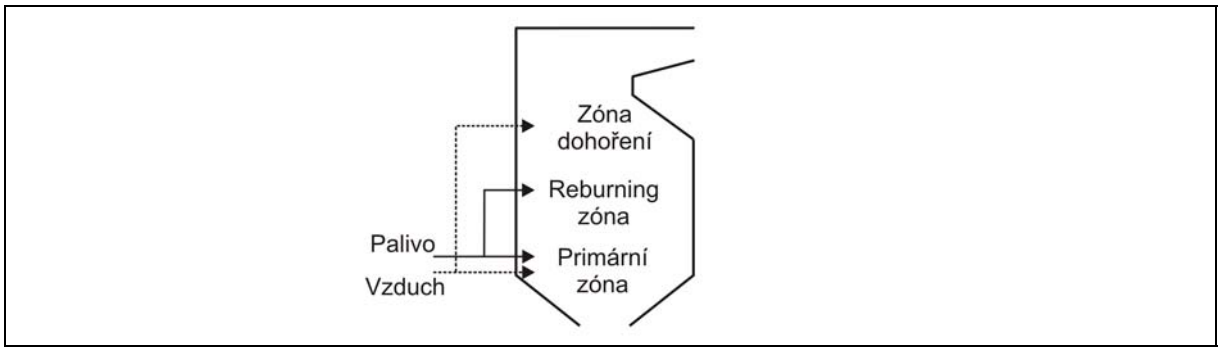



**Obr. 2-2:** Hořák s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu (převzato z [19]).




**Obr. 2-3:** Hořák s dvoustupňovým přívodem paliva (převzato z [20]).

Metoda podobná stupňovitému spalování paliva, ale využívající rozdílnou strategii ke snížení koncentrace NO ve spalinách, je metoda „*reburning*“. Metoda je založená na principu nástřiku uhlovodíkového paliva do proudu spalin mimo hlavní oblast plamene, kde již spaliny mají nižší teplotu. Nástřikem paliva se vytvoří oblast bohatá na uhlovodíkové radikály $CH_Y$, které reagují s NO za vzniku HCN, který je následně redukován na $N_2$. Celý proces probíhá ve třech zónách podle obr. 2-4. V primární zóně probíhá spalování primárního paliva s přebytkem vzduchu za vzniku NO. Redukce vzniklých NO je dosaženo v následné zóně nástřikem „*reburning*“ paliva, které může být stejné jako primární palivo nebo jiné. Nástřikem dojde k vytvoření oblasti bohaté na palivo, kde uhlovodíkové radikály reagují se vzniklými NO za vzniku dusíku. Nespálené „*reburning*“ palivo je pak kompletně spáleno v zóně dohoření, kam je přiveden sekundární spalovací vzduch.

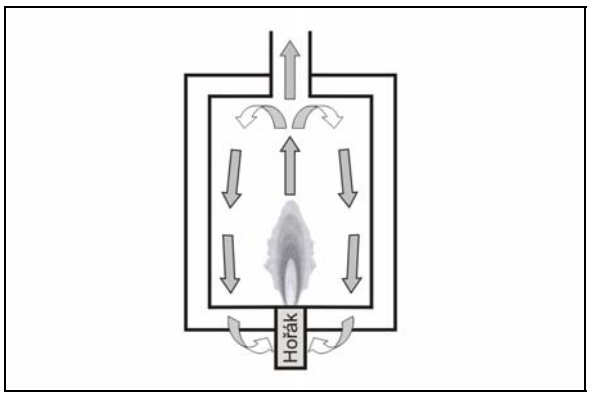



**Obr. 2-4**: Schématické znázornění metody „*reburning*“ (převzato z [21]).

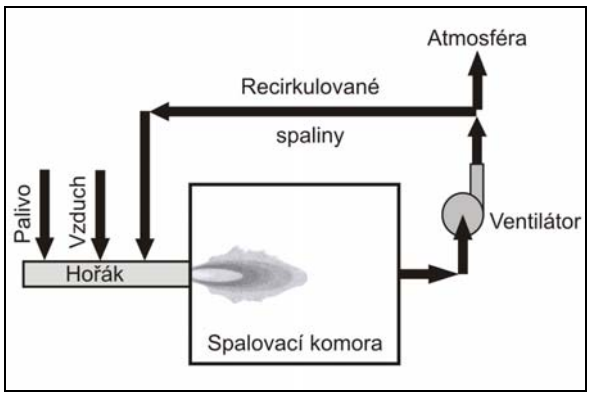
Obvyklé množství nastřikovaného paliva je 10–20% z celkového množství paliva v závislosti na druhu použitého „*reburning*“ paliva a podmínkách. Dosažená redukce koncentrace NO ve spalinách se pohybuje mezi 30–70% v závislosti na aplikaci, velikosti spalovací komory či kotle a použitého primárního paliva [18], [22]. V současné době se výzkum zaměřuje na vývoj a odzkoušení tzv. „vylepšeného *reburningu*“, který je založen na nástřiku čpavku nebo močoviny do oblasti s mírným přebytkem paliva. Podle [21] se očekává dosažení redukční účinnosti až 90%.

***B. „Chlazení plamene“***

Snížení teploty reakční zóny plamene, tzv. „chlazení plamene“, je možné vyvolat celou řadou opatření [10]. Mezi nejúčinnější patří recirkulace spalin, která může být buď vnitřní nebo vnější. Vnitřní recirkulací spalin rozumíme přivádění části spalin, které již odevzdaly teplo v pracovním prostoru spalovací komory, zpět do hořáku díky ejekčnímu účinku vytékajícího proudu spalovacího vzduchu, viz obr. 2-5. Této recirkulace se dosahuje vhodnou konstrukcí vlastního hořáku. Naproti tomu, vnější recirkulace spalin spočívá v odebrání spalin z odtahového systému spalovacího zařízení. Následně jsou spaliny dopravovány spalinovým ventilátorem zpět do sání hořáku, případně přímo do prostoru spalování, viz obr. 2-6. V [23] experimentální zkoušky plynového hořáku laboratorních rozměrů odhalily, že s rostoucím poměrem recirkulace do hodnoty přibližně 32% dochází k významnému snížení koncentrace $NO_x$, a to až o 50%. Při recirkulačním poměru nad 32% bylo pozorováno, že plamen začíná být nestabilní a má tendenci se utrhnout. Mimo snížení teploty plamene vyvolává recirkulace spalin také snížení parciálního tlaku kyslíku – oba faktory potlačují tvorbu $NO_x$.




**Obr. 2-5:** Schéma vnitřní recirkulace spalin (převzato z [14]).




**Obr. 2-6:** Schéma vnější recirkulace spalin (převzato z [15]).

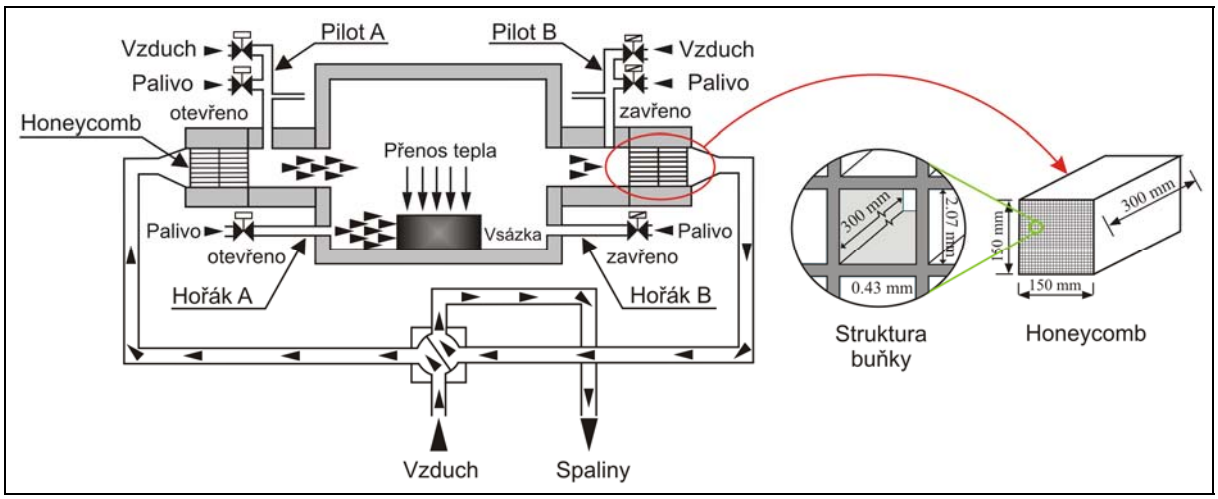
Chladicího účinku je možné docílit také vstřikováním vody nebo vodní páry do plamene nebo do prostoru spalovací komory. Účinek je obdobný jako u recirkulace spalin, avšak přílišné

zředění reakční směsi by mohlo způsobit nedokonalé spalování (tvorba CO). Snížení teploty lze také dosáhnout při použití většího přebytku spalovacího vzduchu ([24], [25]) než odpovídá stechiometrickému množství. Je však třeba zvolit kompromisní řešení mezi energetickými a ekologickými hledisky. Novější způsob ochlazování plamene spočívá v zasouvání kovových nebo keramických tyčí do pásma maximálních teplot. Tento způsob chlazení plamene se osvědčil zejména u atmosférických hořáků používaných pro otop kotlů. Použitím chladicích tyčí se dosahuje snížení koncentrace $NO_x$ ve spalinách asi o 25 až 40% v porovnání s hořáky bez chlazení plamene [10]. Další možností snížení teplot v plameni přináší snížení teploty nebo vyloučení předehřátého spalovacího vzduchu.

### *C. Bezplamenné spalování*

Tzv. bezplamenné spalování (v anglické terminologii je uváděno pod názvem „*flameless oxidation*“ (FLOX) [26] nebo „*High Temperature Air Combustion*“ (HiTAC) [27]) se jeví již řadu let jako velmi slibná technologie, pomocí které je možné dosáhnout cílů jako jsou rovnoměrné teplotní pole uvnitř spalovacího zařízení, vysoká termická účinnost procesu a nízké emise $NO_x$ a $CO_2$.

Principem bezplamenného spalování je oxidace paliva vysoce předehřátým spalovacím vzduchem až nad teplotu 1000°C, což je obvykle teplota přesahující teplotu samovznícení použitého paliva. Klíčem k potlačení tvorby termických oxidů dusíku i při použití takto předehřátého spalovacího vzduchu je snížení koncentrace $O_2$ v přiváděném spalovacím vzduchu. Z tohoto důvodu je spalovací vzduch obvykle zředěn inertním plynem jako je dusík nebo oxid uhličitý. Ve většině průmyslových aplikací je nízký parciální tlak kyslíku udržován vnitřní recirkulací spalin, které je dosaženo aerodynamickými podmínkami ve spalovací komoře prostřednictvím speciální geometrie hořáku.




**Obr. 2-7:** Schéma HiTAC spalovacího zařízení a regenerátoru.

Předehřev spalovacího vzduchu je uskutečněn užitím moderního regeneračního systému. Systém je rozdělen na dvě části, z nichž střídavě jedna část pracuje jako topná a druhá část plní funkci odtahu spalin. Spaliny odtahované ze spalovací komory procházejí regenerační komorou, vyplněnou žáruvzdorným materiálem, do kterého se teplo ze spalin akumuluje. V časově regulovaných intervalech se provádí tzv. reverzace, při níž se změní směr proudění spalin do druhé regenerační komory a přes první regenerační komoru začne proudit studený spalovací vzduch, který se ohřívá na vysokou teplotu a zvyšuje tím tepelnou účinnost celého spalovacího zařízení. Délka časového intervalu se pohybuje v rozmezí 30 sekund až několik minut v závislosti na akumulační schopnosti regenerátoru. Příkladem regenerátoru je

keramický „*honeycomb*“ [28], u něhož je díky unikátnímu konstrukčnímu řešení dosaženo vysokého poměru plocha-objem. Jeho minimální velikost pak umožňuje jeho instalaci přímo do hořáku. Na obr. 2-7 je schematicky znázorněn diagram HiTAC zařízení s dvojicí regeneračních hořáků a způsobem jejich reverzace.

Technologie HiTAC prokázala v mnoha studiích ([28], [29], [30]), že disponuje vlastnostmi, které jsou lepší v porovnání s konvenčním turbulentním difúzním plamenem. Hlavní vlastnosti zahrnují vysoké energetické úspory a tím i snížení emisí $CO_2$, nízké emise $NO_x$ a CO, nízká hlučnost spalování, rovnoměrné teplotní pole a větší objem plamene, který je málo svítivý, někdy až neviditelný.

Technologie FLOX, která je patentem německé společnosti WS Wärmeprozesstechnik GmbH [31], našla využití u sálavých trubek. Sálavé trubky jsou plynové hořáky se spalováním směsi palivo-spalovací vzduch v uzavřeném prostoru a používají se pro nepřímý ohřev v případech, kdy styk vsázky se spalinami je z technologických důvodů nežádoucí. Nejlepších výsledků dosahují tzv. „double P-tube“ sálavé trubky s vnitřní recirkulací spalin [32].

### *2.2.2 Sekundární redukční metody*

Pokud nelze dosáhnout požadovaného snížení emisí oxidů dusíku prostřednictvím primárních redukčních metod, je nutné přistoupit k jejich dodatečnému odstranění ze spalin prostřednictvím sekundárních redukčních metod [33]. Pro dodatečné čištění spalin za spalovacím zařízením platí, že vychází investičně podstatně dráže než primární metody a je využitelné pouze ve velkých spalovacích jednotkách (elektrárenské a průmyslové kotle, spalovny komunálního odpadu, apod.). Provozně se zatím prosadily zejména metody selektivní katalytické redukce (SCR) a selektivní nekatalytické redukce (SNCR).

***A. Katalytické čištění spalin***

Selektivní katalytická redukce spočívá v nástřiku amoniaku do proudu spalin za přítomnosti katalyzátoru na bázi $TiO_2$ nebo $V_2O_5$ při teplotách 300-400°C. Oxidy dusíku se za těchto podmínek redukují na dusík, který se běžně vyskytuje v atmosféře.

***B. Nekatalytické čištění spalin***

Nekatalytická redukce probíhá za přídavku amoniaku nebo močoviny do prostoru spalovací komory v rozsahu teplot 760-1100°C bez přítomnosti katalyzátoru, což představuje výhodu proti SCR. Potencionálním problémem této technologie je nedodržení teploty nástřiku, neboť platí, že při teplotách nástřiku vyšších než 1100°C amoniak i močovina mají tendenci samovolně oxidovat na oxidy dusíku.

# 3 Přenos tepla při spalování

Druhým důležitým parametrem spalování, na který byla práce zaměřena, je přenos tepla z horkých spalin do stěn spalovací komory. Jinými slovy jde o určení tepelného zatížení stěn spalovací komory. Přenos tepla v technických aplikacích je obvykle kombinovaným procesem, na kterém se podílí vedení tepla (kondukce), proudění (konvekce) a tepelné záření (radiace). V případě sdílení tepla vedením či prouděním je tepelný tok lineárně úměrný gradientu teploty. Avšak v případě přenosu tepla radiací je radiační tepelný tok úměrný čtvrté mocnině absolutní teploty povrchu tělesa (Stefan-Boltzmannův zákon):

$$\dot{Q} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A \cdot T^4 \ , \tag{3.1}$$

kde $\varepsilon$ je emisivita povrchu tělesa, $\sigma$ je Stefan-Boltzmannova konstanta, $A$ je plocha povrchu a $T$ je teplota povrchu. Z toho plyne, že se přenos tepla radiací stává důležitějším s rostoucí teplotou a může být celkově dominantní v porovnání s konvekcí a vedením tepla při velmi vysokých teplotách, jako je tomu právě u spalovacích zařízení. Podíl konvekce při spalování se obvykle uvažuje jako procentuální část celkového přeneseného tepla (obvykle 5 až 10%).

## *3.1 Přenos tepla radiací*

Příčinou přenosu tepla radiací je vyzáření energie ve formě elektromagnetických vln (podle teorie elektromagnetických vln) nebo proudu fotonů (podle teorie kvantové mechaniky) v oblasti infračervených vlnových délek (0,7-100 μm). Na rozdíl od kondukce či konvekce k tomu není třeba hmotného prostředí. Při záření plynných směsí vystupují jako dominantní složky produkty hoření, a to především směs plynů $CO_2$ a $H_2O$. Tyto plyny jsou silnými absorbenty i zářiči tepelné radiace a značně se podílí na přenosu tepla radiací. Pokud jsou mezi produkty spalování i pevné částice (např. práškové uhlí, saze atd.), pak je nutné uvažovat i rozptyl radiace na částicích. Rovnice přenosu tepla radiací [34] uvádí do souvislosti změnu intenzity záření v určitém bodě šířící se ve směru paprsku záření důsledkem vyzáření, absorpce a rozptylu v tekutině:

$$\frac{dI(\mathbf{r},\mathbf{s})}{ds} = \kappa \frac{\sigma T^4}{\pi} - \kappa I(\mathbf{r},\mathbf{s}) - \sigma_s I(\mathbf{r},\mathbf{s}) + \frac{\sigma_s}{4\pi}\int_0^{4\pi} I(\mathbf{r},\mathbf{s}')\Phi(\mathbf{s},\mathbf{s}')d\Omega' \ , \tag{3.2}$$

| Změna intenzity záření na jednotku délky | = | Vyzářená intenzita záření | − | Absorbovaná intenzita záření | − | Intenzita záření vyzářená rozptylem | + | Intenzita záření dopadající odjinud v důsledku rozptylu |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|

kde $\mathbf{r}$ je vektor pozice [m],
$\mathbf{s}$ vektor směru záření [m],
$\mathbf{s}'$ vektor směru rozptylu [m],
$s$ střední délka paprsku [m],
$\kappa$ koeficient absorpce [$m^{-1}$],
$\sigma_s$ koeficient rozptylu [$m^{-1}$],
$\sigma$ Stefan-Boltzmannova konstanta [$5.67\times10^{-8}\,W/m^2\cdot K^4$],
$I$ intenzita záření, která je závislá na pozici ($\mathbf{r}$) a směru ($\mathbf{s}$) [$W/m^2\cdot sr$],
$T$ lokální teplota [K],
$\Phi$ fázová funkce rozptylu [$sr^{-1}$],

$\Omega'$ prostorový úhel [sr].

Pro výpočet přenosu tepla radiací je zapotřebí znát radiační vlastnosti směsi plynů, především jejich absorpční koeficient $\kappa$. Absorpční koeficient může být konstantní nebo může být také funkcí lokálních koncentrací $CO_2$ a $H_2O$, teploty a tlaku směsi. K výpočtu celkové emisivity směsi plynů se používá celá řada modelů, z nichž nejrozšířenější je model „*Weighted-Sum-of-Gray-Gases Model*" (WSGGM). Tento model poprvé prezentovali Hotell a Sarofirm [35] v rámci práce na zonální metodě. Základem modelu WSGGM je vyjádření celkové emisivity reálných plynů sumou šedých plynů a jedné diatermní složky o různých absorpčních koeficientech, kde každé složce je přiřazen určitý váhový faktor závisející na lokálním složení směsi a teplotě.

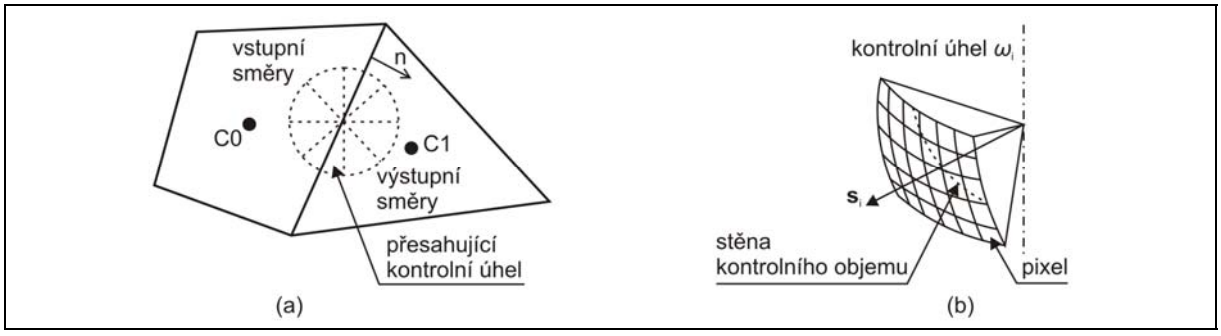
## 3.2 Modelování přenosu tepla radiací metodami CFD

Program FLUENT nabízí několik modelů pro výpočet přenosu tepla radiací. Každý z modelů se vyznačuje svými výhodami a omezeními. Omezení jednotlivých modelů se týkají především optické tloušťky média, jejich použitelnosti v aplikacích, ve kterých se médium podílí na přenosu tepla radiací (na rozdíl např. od přenosu tepla radiací mezi dvěma povrchy, které jsou odděleny vakuem nebo transparentním, tj. neúčastnícím se radiace, médiem), použitelnost modelů pro paralelní výpočet a v neposlední řadě výpočtové náročnosti spojené s jednotlivými modely. Z pohledu použitelnosti v úlohách spalování se jeví jako nejvhodnější model diskrétních směrů (*Discrete-Ordinates Radiation Model*) [34], [36]. Tato kapitola se bude dále výhradně věnovat tomuto modelu.

### 3.2.1 Model diskrétních směrů

Model diskrétních směrů je použitelný pro média libovolné optické tloušťky a umožňuje řešit přenos tepla radiací jak mezi povrchy, tak i s médiem podílejícím se na přenosu, což je případ typický právě pro úlohy spalování. Model diskrétních směrů se vyznačuje nepříliš vysokou výpočtovou náročností pro běžné diskretizace šestistěny, avšak s jemnější sítí nároky na CPU rostou.

Metoda diskrétních směrů je založena na diskrétní reprezentaci změny intenzity záření v závislosti na směru. Metoda řeší radiační rovnici (3.2) pro konečný počet diskrétních prostorových úhlů pokrývajících celkový prostorový úhel $4\pi$, z nichž každý je vztažen ke směrovému vektoru $\mathbf{s}_i$. Každý oktant prostoru $4\pi$ je diskretizován na $N_\Theta \times N_\Phi$ prostorových úhlů $\omega_i$, které se nazývají jako kontrolní úhly a jsou měřeny vůči globálnímu kartézskému systému $(x, y, z)$. Úhly $\Theta$ a $\Phi$ představují polární a azimutální úhly. V třídimenzionálních výpočtech je pak řešeno $8N_\Theta \times N_\Phi$ směrů. Jemnost dělení prostoru je kontrolována uživatelem.




**Obr. 3-1:** Kontrolní úhel. (a) Stěna kontrolního objemu s přesahujícím kontrolním úhlem. (b) Pixelizace kontrolního úhlu.

U nestrukturovaných sítí, tj. konečným objemem je ve 3D šestistěn nebo čtyřstěn, dochází všeobecně k situaci, při které stěna kontrolního objemu není zarovnaná do jedné roviny s globální diskretizací vedoucí k přesahu kontrolního úhlu, jak je ukázáno na obr. 3-1a.

V podstatě jde o to, že kontrolní úhel může být na obou stranách stěny kontrolního objemu, tzn. vzhledem ke stěně objemu je částečně vstupní a částečně výstupní. Každý přesahující úhel je rozdělen na $N_{\Theta p} \times N_{\Phi p}$ pixelů podle obr. 3-1b. Energie obsažená v každém z pixelů je posléze vyjádřena jako vstupní nebo výstupní vzhledem ke stěně objemu. Pixelizace přesahujícího kontrolního úhlu je opět kontrolována uživatelem a je zapotřebí si uvědomit, že se zvyšující se pixelizací strmě rostou výpočetní nároky.

#### *3.2.2 Model WSGGM*

V rovnici přenosu tepla radiací se vyskytují koeficienty absorpce a rozptylu charakterizující vlastnosti směsi plynů (spalin). Jelikož při spalování zemního plynu, který bude palivem při simulaci provedené v kap. 6, nevznikají žádné tuhé částice jako např. saze, lze koeficient rozptylu zanedbat.

Absorpční koeficient lze specifikovat buď jako konstantní hodnotu (tj. směs plynů je považována za šedý plyn), jako funkci teploty nebo jako funkci lokálních koncentrací vodní páry a oxidu uhličitého. Poslední uvedená možnost se jeví jako nejužitečnější v úlohách simulace spalování. Program FLUENT nabízí pro výpočet celkové emisivity spalin model WSGGM. Tento model představuje rozumný kompromis mezi příliš zjednodušeným modelem šedého plynu a kompletním modelem, který bere v úvahu jednotlivé pásy absorpce [36]. Celková emisivita směsi plynů a jedné diatermní složky přes vzdálenost $s$ (délka paprsku, tloušťka prostředí, charakteristický rozměr buňky) je vyjádřena vztahem

$$\varepsilon_g = \sum_{i=0}^{n} a_{\varepsilon,i}(T)\left(1 - e^{-\kappa_i p s}\right) , \tag{3.3}$$

kde $\varepsilon_g$ je celková emisivita směsi plynů [-],
$a_{\varepsilon,i}$ emisní váhový faktor pro $i$-tý šedý plyn [-], $i = 0,\ldots,n$,
$\kappa_i$ absorpční koeficient $i$-tého šedého plynu [m$^{-1}$], $i = 0,\ldots,n$,
$p$ suma parciálních tlaků všech plynů obsažených ve směsi [Pa],
$s$ střední délka paprsku [m],
$T$ teplota [K],

Výraz v závorce rovnice (3.3) odpovídá emisivitě $i$-té složky směsi plynů. FLUENT používá pro $a_{\varepsilon,i}$ a $\kappa_i$ hodnoty převzaté z referencí [37], [38]. Tyto hodnoty závisí na lokálním složení plynu a navíc hodnoty váhových faktorů $a_{\varepsilon,i}$ závisí i na teplotě. Diatermní složce, které odpovídá $i = 0$, je přiřazen nulový absorpční koeficient a váhový faktor se vypočítá podle vztahu

$$a_{\varepsilon,0} = 1 - \sum_{i=1}^{n} a_{\varepsilon,i} \ . \tag{3.4}$$

# 4 Experimentální činnost – zkušebna hořáků

Podstatnou součástí práce byla vlastní experimentální činnost. Tato činnost byla zaměřena na získání a zpracování dat ze zkoušek dvou typů hořáků, konkrétně hořáku se stupňovitým přívodem paliva (popis uveden v kap. 5.2) a hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu (popis uveden v kap. 6.2). U hořáku se stupňovitým přívodem paliva byla provedena detailní zkouška, při které byl sledován vliv konstrukčních prvků hořáku a provozních parametrů hořáku na tvorbu oxidů dusíku. Naproti tomu u hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu byla provedena dlouhodobá zkouška zaměřená na určení tepelných toků do stěny spalovací komory.

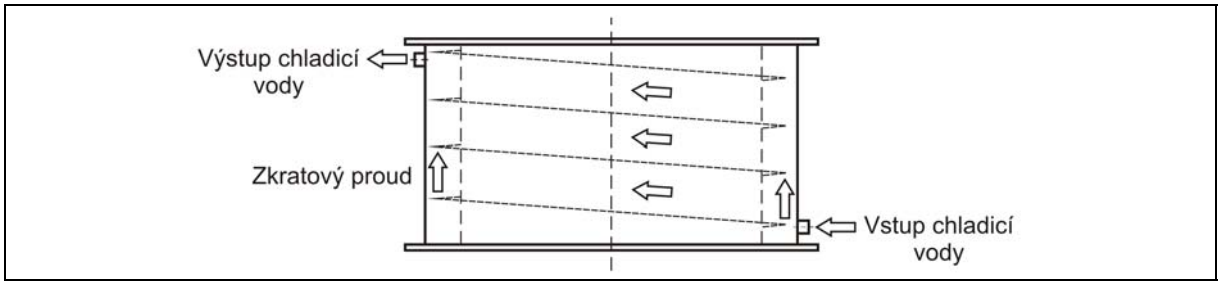
Experimentální data byla získána na zkušebně hořáků ÚPEI (viz obr. 4-1) určené pro zkoušky a výzkum průmyslových hořáků [39]. Technologie je navržena pro instalaci hořáků na plynná a kapalná paliva do maximálního výkonu 1,8 MW. PID schéma (*Piping and Instrumentation Diagram*) zkušebny hořáků je uvedeno v příloze I-1 (samostatný výkres) a označení senzorů dle PID je vysvětleno v příloze I-2.

**Obr. 4-1:** Zkušebna hořáků na ÚPEI.

Stěžejním aparátem zkušebny je dvouplášťová horizontální vodou chlazená spalovací komora o vnitřním průměru 1 m a variabilní délce 2 až 4 m. Čela spalovací komory jsou izolovány vysokoteplotní vláknitou vyzdívkou o tloušťce 100 mm. Vnitřní plášť spalovací komory není ze strany plamene nijak izolován, je pouze chlazen vodou. Cirkulující chladicí voda je čerpána ze zásobníku s kontinuálním dopouštěním a po průchodu spalovací komorou, kde dojde k jejímu oteplení, je vedena na chladicí věž. Po ochlazení v chladicí věži je voda svedena zpět do zásobníku.

Chlazení spalovací komory umožňuje částečně simulovat podmínky podobné podmínkám v ohřevných pecích procesního průmyslu. Meziplášťový prostor spalovací komory je rozdělen na sedm samostatných sekcí, ve kterých proudí chladicí voda. Délka prvních šesti sekcí je 0,5 m, poslední sekce má délku 1 m. Pro usměrnění toku chladicí vody a tím i k rovnoměrnému obtékání celého ochlazovaného povrchu je v meziplášťovém prostoru použita šroubovice. Kdyby nebyla šroubovice použita, docházelo by k nerovnoměrnému odvodu tepla z určitých částí pláště komory. Tímto způsobem dochází k nucenému oběhu vody. Z výrobního hlediska nebylo možné přivařit šroubovici k vnitřnímu i vnějšímu plášti. Šroubovice byla tak přivařena pouze k vnitřnímu plášti, čímž mezi vnějším pláštěm a okrajem

šroubovice vznikla štěrbina (o výšce 5 mm), kterou proudí tzv. zkratové proudy znázorněné na obr. 4-2.




**Obr. 4-2:** Schéma šroubovice a zkratových proudů.

Každá sekce je vybavena senzory teploty a průtoku vody. To nabízí možnost vyhodnotit přenos tepla do stěny spalovací komory po délce plamene. Dalším pozitivním efektem rozdělení meziplášťového prostoru do sekcí je zlepšení cirkulace vody, čímž se snižuje riziko vzniku lokálního varu. Spalovací komora je opatřena podélně inspekčními otvory ve vzdálenosti 0,5 m od sebe, tj. osm inspekčních otvorů na každé straně, a dvěma inspekčními otvory na protilehlém čele, kterými lze pozorovat plamen na hořáku. Inspekční otvory mohou být dále využity k instalaci přídavné měřicí techniky.

Podtlak ve spalovací komoře je udržován pomocí ejektoru, který je umístěn ve spodní části komína. Jako hnací médium je používán vzduch přiváděný vysokotlakým ventilátorem doplněným o frekvenční měnič. U zařízení je možné dosáhnout podtlaku až −600 Pa. Ejektor dále plní funkci chlazení spalin odcházejících ze spalovací komory.

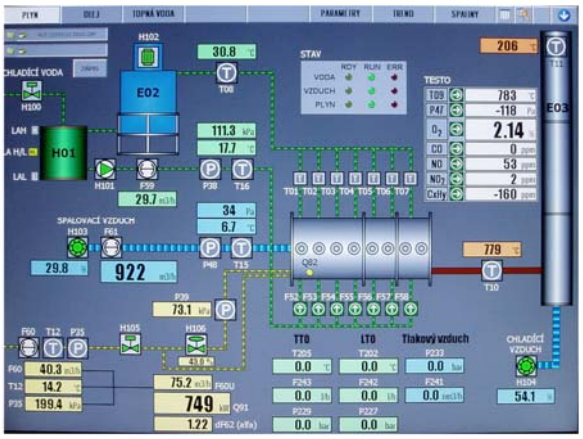
Spalovací vzduch je přiváděn k hořáku vzduchotechnickým potrubím o čtvercovém průřezu. Maximální výkon ventilátoru je přibližně 5500 $m_N^3/h$ při maximálním přetlaku 5 kPa. Na potrubí je umístěno snímání teploty, tlaku a průtoku vzduchu. Samotné napojení hořáku je řešeno přechodovým kusem mezi přírubami. V současné době není možné spalovací vzduch předehřívat.

Do prostoru zkušebny je přiveden středotlaký zemní plyn o přetlaku cca 100 kPa a kapacitě 250 $m_N^3/h$. Plyn prochází plynoměrem, který slouží pro měření spotřeby plynu zkoušeného hořáku a pro výpočet a nastavování výkonu hořáku. Přívod zemního plynu pro výkonové hořáky je řízen regulačním ventilem. Kromě hořáků na plynná paliva umožňuje zkušebna rovněž zkoušky hořáků na lehké a těžké topné oleje.

Zkušebna je vybavena sofistikovaným systémem pro sběr dat a bezpečnostním systémem. Systém pro sběr dat umožňuje jednak automatický sběr dat po vteřině nebo po dvou minutách, a jednak zápis dat na povel operátora. Systém sbírá data všech měřených veličin zahrnující průtoky spalovacího vzduchu, paliva a chladicí vody, teploty spalovacího vzduchu, paliva a chladicí vody, tlaky v přívodních potrubích a složení a teplotu spalin na výstupu ze spalovací komory. Všechny měřené a dopočítané veličiny řídicí jednotkou pak lze odečíst i z ovládacího panelu (viz obr. 4-3).

Úkolem bezpečnostního systému je zajistit bezpečný a spolehlivý chod zkušebního zařízení s využitím informací od čidel, umožňuje zabránit např. přehřátí chladicí vody. Součástí systému je zabezpečovací souprava určená k zapalování a ionizačnímu hlídání plamene plynového hořáku. Hořák je vybaven jednou společnou elektrodou pro hlídání i zapalování

(tzv. jednoelektrodový systém). Souprava je umístěna ve skříni, ovládací a signalizační prvky jsou na dveřích skříně. V případě utržení plamene nebo jeho vzdálení se od elektrody dojde k zániku ionizovaného prostředí a relé hlídače plamene se rozepne.




**Obr. 4-3:** Uživatelské rozhraní.

Na komoře je umístěno snímání tlaku uvnitř komory. Na kouřovodu je měřena teplota spalin a je zde umístěna sonda pro odběr spalin pro analýzu. Sonda je napojena hadicí na analyzátor spalin Testo 350-XL. Před vstupem spalin do analyzátoru je ze spalin vyloučena voda. Analyzační box Testo 350-XL je vybaven elektrochemickými čidly pro stanovení koncentrace následujících sloučenin obsažených ve spalinách, a to $O_2$, CO, $CO_2$, NO, $NO_2$ a $C_XH_Y$.

# 5 Modelování založené na statistickém zpracování dat

První přístup k modelování vybraného parametru spalování, konkrétně oxidu dusnatého NO, byl založený na statistické analýze experimentálních dat. Je to dáno především schopností statistických metod analyzovat velký objem naměřených dat. Cílem tohoto přístupu bylo určit matematický model, který bude schopen predikce koncentrace NO na základě zadaných vstupních parametrů. V následujícím je uveden stručný úvod k metodě plánování experimentu a popis studovaného hořáku. Další kapitoly se pak věnují vlastnímu plánování experimentu pro zkoušku hořáku a zpracování experimentálních dat. Na závěr jsou prodiskutovány obdržené výsledky.

Důvodem, proč v následujících kapitolách práce věnuje značnou pozornost přípravě a provedení experimentu, a vyhodnocení experimentálních dat je skutečnost, že vlastní zkoušky hořáků představují finančně náročné experimenty, při kterých je vždy snaha získat maximální množství dat při minimálních nákladech. Pro řešení tohoto kompromisu se jeví jako velmi slibný přístup aplikace statistiky. Aplikací statistických metod, konkrétně metody plánování experimentu, lze při zkoušce hořáku naměřit data pouze pro určitou oblast nastavení hořáku a pro zbývající nastavení data aproximovat modelem zkonstruovaným z naměřených dat. Tímto přístupem pak lze minimalizovat náklady a přitom obdržet věrohodné predikce zkoumaných veličin.

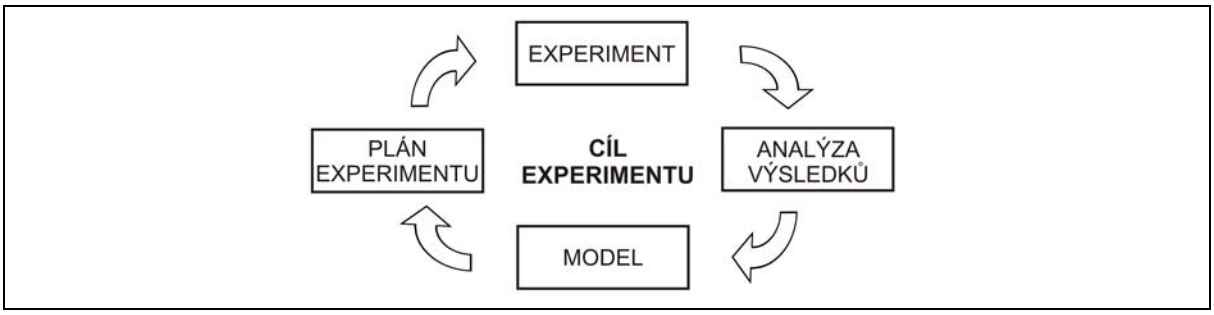
## *5.1 Plánování experimentu*

Experimenty jsou obvykle prováděny za účelem zjistit informace o daném procesu nebo systému procesů. Společným cílem většiny typů experimentů je charakterizovat vztah mezi měřenou veličinou (závislá proměnná) a skupinou faktorů (nezávislé proměnné), které jsou v zájmu zkoumání. Toho lze dosáhnout sestavením empirického modelu, který popisuje vliv faktorů na zkoumanou veličinu. Avšak, při hledání nebo sestavování empirických modelů se stále klade málo důrazu na aplikaci rigorózních metod plánování experimentu před vlastním provedením experimentu. Špatně nebo nedostatečně připravený experiment může totiž způsobit nesprávné vyhodnocení experimentálních dat bez ohledu na použitou statistickou analýzu.

Uspořádání experimentu závisí na konkrétním řešeném problému, a to na počtu faktorů a na počtu úrovní faktorů, na cíli experimentu, na homogenitě experimentálních podmínek a v neposlední řadě je třeba vzít v úvahu i ekonomická kritéria.

V podstatě lze říci, že je nutné vytvořit takové podmínky, aby rozsah experimentu byl minimální a současně množství a kvalita informací byla maximální. Tento požadavek se uplatňuje mnohem výrazněji u experimentů s vysokým počtem faktorů. Důsledné respektování tohoto požadavku vedlo k vytvoření samostatného odvětví aplikované statistiky, tzv. plánovaného (řízeného) experimentu. V literatuře se označuje jako „*Design of Experiments*“ (DOE).

Splnění všech cílů umožňují jednak vhodně navržené experimenty, jednak použití matematicko-statistických metod. K nejpoužívanějším metodám patří t-test, F-test nebo analýza rozptylu (*Analysis of Variance*, ANOVA) [40]. Uvedené metody zároveň kvantifikují riziko, s jakým je možné se při rozhodování dopustit chyby. Schéma strategie efektivního experimentování je znázorněno na obr. 5-1.




**Obr. 5-1:** Schéma strategie efektivního experimentování.

### *5.1.1 Základní principy*

Statistickým plánováním experimentů se rozumí takový proces navrhování experimentu, při kterém jsou obdržena vhodná data, která jsou dále zpracována statistickými metodami. Výsledkem jsou pak platné a objektivní závěry. Plánování experimentu je postaveno na třech základních principech ([41], [42]), a to replikace, znáhodnění a blokování.

- *Replikace* znamená opakování celého základního experimentu nebo části experimentu při stejné úrovni nebo kombinaci úrovní faktorů. Důležitou vlastností replikace je, že umožňuje odhadnout experimentální chybu a tím přispívá k přesnosti odhadů a spolehlivosti závěrů.
- *Znáhodnění* představuje základní kámen užití statistických metod v plánování experimentu. Jejím cílem je zabránit systematickému působení nějakého rušivého vlivu (např. únava operátora) na odezvu. Realizuje se náhodným střídáním kombinací úrovní faktorů během experimentu.
- *Blokování* je technika, která zvyšuje přesnost experimentu. Blokování spočívá v rozdělení celého experimentu do bloků tak, že v rámci jednoho bloku je dosaženo stejnorodějších experimentálních podmínek než v rámci celého experimentu. Blokování se uplatňuje zejména při experimentech v poloprovozním nebo provozním měřítku, kde při opakování pokusů bývá obtížné udržet pokaždé stejné podmínky vlivem kolísání hodnot proměnných, které do experimentu nejsou zahrnuty (vnější, rušivé proměnné).

### *5.1.2 Obecný postup pro plánování experimentu*

Postup, který by měl být dodržen u každého plánovaného experimentu lze shrnout do následujících sedmi kroků [43]:

1. Stanovení cíle experimentu.
2. Výběr faktorů a určení jejich úrovní.
3. Výběr odezvy (zkoumané veličiny).

} „před-experimentální plánování“

4. Výběr plánu experimentu.
5. Provedení experimentu.
6. Analýza experimentálních dat.
7. Závěry a doporučení.

Kromě výše uvedených kroků, které představují zjednodušeného průvodce při plánování experimentu, je dále nutné mít na paměti, že vlastní praktické zkušenosti výzkumníka jsou neocenitelné především při výběru faktorů, určení jejich úrovní, kolikrát se bude experiment opakovat či při interpretaci výsledků. Často se také nevyplácí „být nadmíru horlivý“ v užívání komplexních, sofistikovaných statistických postupů, ale naopak. Relativně jednoduché plány

a postupy jsou většinou nejlepší a vedou relativně přímočaře ke kýženému výsledku. Nakonec při interpretaci výsledků je potřeba rozpoznat rozdíl mezi praktickou a statistickou významností výsledku, tj. i když obdržené hodnoty při dvou různých podmínkách jsou statisticky odlišné, není ještě jisté, že odlišnost je natolik velká, aby měla praktický význam.

### *5.1.3 Základní typy plánů experimentů*

Plán experimentu je v podstatě matice vytvořená ze sloupců normovaných faktorů, např. výkon hořáku, průměr vířiče (viz tab. 5-1) apod. Úrovně faktorů se normují z toho důvodu, že při použití normovaných (kódovaných, bezrozměrných) úrovní faktorů se při analýze dat eliminuje jakýkoliv falešný statistický výsledek vzniklý v důsledku různých rozměrů každého z faktorů. V případě dvouúrovňových systémů nabývají po normování spodní a horní úrovně faktorů hodnot -1 a +1. Normovaná úroveň faktoru $X$ se určí podle vztahu

$$\text{normovaná úroveň} = \frac{X - \frac{(\text{spodní úroveň} + \text{horní úroveň})}{2}}{\frac{(\text{horní úroveň} - \text{spodní úroveň})}{2}} = \frac{X - \text{AVG}}{\text{MID}}\ , \qquad (5.1)$$

kde AVG značí průměrnou hodnotu úrovní faktoru a MID značí poloviční rozsah úrovní faktoru. Normované proměnné budou dále označeny jako $x_1$, $x_2$,…, $x_k$. Pro matici plánu experimentu platí, že první sloupec je tvořen fiktivní proměnnou $x_0$, pro niž platí $x_{i0} = 1$. Např. matice **X** plánu pro dva faktory může mít níže uvedený tvar.

$$\mathbf{X} = \begin{array}{c} \begin{matrix} x_0 & x_1 & x_2 \end{matrix} \\ \begin{pmatrix} 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 \end{pmatrix} \end{array}. \qquad (5.2)$$

Pokud jsou první tři kroky postupu plánování provedeny správně, pak je výběr plánu experimentu relativně jednoduchý. Při výběru plánu experimentu je nezbytné uvažovat velikost experimentu (tj. určit počet replikací), zda zahrnout blokování či ne a zejména mít na paměti jaký je cíl experimentu. Základní typy experimentů jsou následující:

***A. Experimenty s jedním faktorem***

Tyto experimenty jsou nejjednodušším případem experimentu. Faktor můžeme uvažovat se dvěma nebo více úrovněmi. Počet úrovní faktoru je buď dán povahou řešeného problému, nebo jej volíme. Výsledky měření mohou být ovlivněny nejen zkoumaným faktorem, jehož úrovně v experimentu aktivně měníme, ale i dalšími příčinami. Kromě náhodných vlivů, které jsou součástí každého procesu, působí i vymezitelné příčiny, které nejsou přímo předmětem našeho zájmu, ale které je výhodné zahrnout do experimentu jako blokové faktory. Úrovně blokového faktoru jsou často určeny dosažitelnými experimentálními podmínkami. Avšak i v případech, kdy by bylo možné provést experiment při jediné úrovni blokového faktoru, je výhodné volit úrovní několik a rozšířit tak platnost závěrů. Podle počtu blokových faktorů se rozlišují návrhy ve formě znáhodněných bloků, latinských čtverců nebo řeckolatinských čtverců [43].

### *B. Faktorové experimenty*

Faktorové experimenty jsou nejefektivnější pro experimenty vyšetřující vliv dvou a více faktorů na odezvu. Tyto faktory mohou působit aditivně, tzn. že účinky změn jejich úrovní na změnu odezvy se prostě sčítají, nebo je jejich působení na odezvu neaditivní a existují jejich interakce. Rozlišují se dva základní typy faktorových experimentů – úplný a zkrácený. Úplný faktorový experiment zahrnuje všechny možné kombinace úrovní zkoumaných faktorů, zato ve zkráceném faktorovém experimentu jsou některé kombinace vynechány. V praxi se často používají faktorové experimenty se dvěma či třemi úrovněmi faktorů a značí se $2^k$ nebo $3^k$ v případě úplných experimentů, kde číslo $k$ udává počet zkoumaných faktorů. Při větším počtu faktorů lze využít zkráceného experimentu $2^{k-p}$, kde číslo $p$ udává stupeň zkrácení. Např. pro $p = 1$ se jedná o experiment s polovičním počtem měření apod.

V případě experimentů se dvěma úrovněmi pro každý faktor ($2^k$) se předpokládá, že odezva je přibližně lineární pro oblast danou úrovněmi faktorů. Výsledky experimentu lze vyjádřit lineárním regresním modelem prvního řádu, který znázorňuje závislost sledované veličiny na měřitelných faktorech.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^{k} \beta_i x_i + \sum_{i<j}^{k} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \ . \tag{5.3}$$

V rovnici (5.3) parametr $\beta_i$ vyjadřuje lineární účinek faktoru $x_i$, parametr $\beta_{ij}$ vyjadřuje bilineární interakci mezi faktory $x_i$ a $x_j$, a $\varepsilon$ je náhodná chyba, o níž se předpokládá, že má nulovou střední hodnotu, konstantní rozptyl a normální rozdělení. Pro určení odhadu neznámých regresních koeficientů se používá metoda nejmenších čtverců. Užitím tohoto modelu pak lze např. určit, při kterých nastavení zkoumaných faktorů je dosaženo optimální hodnoty sledované veličiny. Aby bylo možné odhadnout experimentální chybu, doplňuje se experiment několika měřeními ve středu plánu, čemuž odpovídá normovaná úroveň faktoru nula. Tato přidaná pozorování neovlivní odhady regresních koeficientů (kromě regresní konstanty $\beta_0$) a navíc umožní posoudit adekvátnost modelu.

Jestliže se model prvního řádu (5.3) projevil jako neadekvátní vzhledem k naměřeným veličinám, anebo se při hledání modelu již předem očekávají nelineární závislosti odezvy na některých faktorech, musí se hledat složitější tvar modelu, tj. model druhého řádu (tzn. polynom obsahující kvadratické členy). Regresní model druhého řádu s $k$ faktory má tvar

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^{k} \beta_i x_i + \sum_{i<j}^{k} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^{k} \beta_{ii} x_i^2 + \varepsilon \ , \tag{5.4}$$

kde $\beta_{ii}$ vyjadřuje kvadratický účinek faktoru $x_i$. Poznamenejme, že rovnice (5.4) definuje z geometrického hlediska nadrovinu (v matematice obecně označuje vícerozměrný prostor) v ($k$+1)-rozměrném prostoru proměnných $\{x_i\}$ a závislé proměnné $y$.

Aby bylo možné odhadnout všechny regresní parametry modelu druhého řádu, je zapotřebí zahrnout v plánu experimentu alespoň tři úrovně pro každý faktor. V případě provedení úplného faktorového experimentu by bylo zapotřebí provést $3^k$ měření (všechny kombinace úrovní faktorů). Avšak v případě vysokého počtu vstupních faktorů (>5) by počet měření závratně narostl a to by znamenalo v případě zkoušek hořáku nesmírně náročný experiment jak po stránce časové, tak i po stránce finanční. Z tohoto důvodu se v praxi používají ke konstrukci modelů druhého řádu sofistikovanější plány, které budou prodiskutovány níže.

### *C. Experimenty pro odezvové plochy*

V průmyslových aplikacích patří k vysoce efektivním nástrojům pro nalezení adekvátního modelu experimenty pro odezvové plochy (*Response Surface Methodology*, RSM) ([44], [45]). Jedná se o matematické a statistické techniky, které jsou velmi užitečné při modelování a analýze problému, ve kterém je odezva ovlivňována několika proměnnými a cílem je popsat vliv jednotlivých proměnných na zkoumanou veličinu nebo nalézt optimální hodnoty sledované veličiny.

Populárním plánem pro konstrukci odezvových ploch druhého řádu je tzv. centrálně kompoziční plán (*Central Composite Design*, CCD). Výhodou tohoto plánu je, že umožňuje konstrukci odezvové plochy bez toho, aniž by bylo zapotřebí provést úplný faktorový experiment $3^k$. Centrálně kompoziční plán se skládá ze tří částí:

1. *Jádro plánu* je buď úplný faktorový plán $2^k$ nebo zkrácený faktorový $2^{k-p}$, kde $k$ je počet vstupních faktorů a $p$ je stupeň zkrácení. Nutnou podmínkou je, aby jádro plánu zabezpečilo odhad všech koeficientů modelu. U modelu druhého řádu se jedná o odhad $(k+1)(k+2)/2$ koeficientů.

2. *Hvězdicovité body* leží na osách jednotlivých faktorů ve vzdálenosti $a$ od středu plánu (průsečík os) na obě strany.

3. *Centrální body* jsou body ve středu plánu se souřadnicemi $(0,0,\ldots,0)$.

Obecně pro $n$ faktorů bude mít centrálně kompoziční plán tuto strukturu matice plánu:

| | $x_0$ | $x_1$ | $x_2$ | $x_3$ | … | $x_k$ | počet měření |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| jádro plánu | 1 | -1 | -1 | -1 | … | -1 | $2^k$ nebo $2^{k-p}$ |
| | 1 | 1 | -1 | -1 | … | -1 | |
| | 1 | -1 | 1 | -1 | … | -1 | |
| | 1 | 1 | 1 | -1 | … | -1 | |
| | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | |
| | 1 | 1 | 1 | 1 | … | 1 | |
| hvězdicovité body | 1 | $-a$ | 0 | 0 | … | 0 | $2k$ |
| | 1 | $a$ | 0 | 0 | … | 0 | |
| | 1 | 0 | $-a$ | 0 | … | 0 | |
| | 1 | 0 | $a$ | 0 | … | 0 | |
| | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | |
| | 1 | 0 | 0 | 0 | … | $-a$ | |
| | 1 | 0 | 0 | 0 | … | $a$ | |
| centrální body | 1 | 0 | 0 | 0 | … | 0 | $n_c$ |
| | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | ⋮ | |
| | 1 | 0 | 0 | 0 | … | 0 | |

Pak celkový počet měření centrálně kompozičního plánu je roven $N = N_0 + 2k + n_c$, kde $N_0$ je počet měření úplného, resp. zkráceného, faktorového experimentu, $2k$ je počet hvězdicovitých bodů a $n_c$ je počet centrálních bodů. Tento celkový počet je obvykle méně než $3^k$, takže v případě centrálně kompozičního plánu je vyžadováno méně měření než v případě $3^k$ faktorového experimentu. Ze struktury plánu vyplývá, že centrálně kompoziční plán používá pět úrovní pro každý faktor, a to $(0, \pm 1, \pm a)$.

Vzdálenost *a* je velmi důležitou vlastností plánu ovlivňující jeho tzv. rotabilitu. Rotabilita plánu znamená, že rozptyl predikované odezvy $\hat{y}$ v nějakém bodě **x** je pouze funkcí vzdálenosti od středu plánu, tj. $\mathrm{var}(\hat{y})$ je konstantní ve všech bodech stejně vzdálených od středu plánu, a nezávisí na směru. Výhoda rotabilního plánu spočívá v tom, že poskytuje stejnou přesnost odhadu odezvy ve všech směrech, neboť poloha optima je před vlastním provedením experimentu neznámá. Hodnota vzdálenosti *a* pro rotabilitu závisí na počtu bodů v jádru plánu a je určena vztahem $a = (N_0)^{1/4}$.

#### *5.1.4 Zpracování experimentálních dat*

Při vyšetřování závislosti výstupní veličiny *y* na nastavené kombinaci hodnot vstupních proměnných $x_1$, $x_2$,…, $x_k$ se získá realizací experimentu *n* naměřených hodnot. Jde o *n*-tici bodů $\{y_i, x_{ij}\}$, $i = 1,\ldots,n, j = 1,\ldots,k,$ zapsaných maticově

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \ldots & x_{1k} \\ x_{21} & x_{22} & \ldots & x_{2k} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{n1} & x_{n2} & \ldots & x_{nk} \end{pmatrix} . \tag{5.5}$$

V zkráceném maticovém zápisu píšeme $\{\boldsymbol{y}, \mathbf{X}\}$. Vektor $\boldsymbol{y}$ má rozměr $n \times 1$ a matice $\mathbf{X}$ $n \times k$. Závislost mezi měřenou, výstupní závisle proměnnou veličinou *y* a nastavovanými, vstupními nezávisle proměnnými veličinami $\boldsymbol{x}$ lze vyjádřit lineárním regresním modelem ve tvaru

$$y = f(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{\beta}) + \boldsymbol{\varepsilon} = \sum_{j=1}^{m} (\beta_j f_j(\boldsymbol{x}) + \varepsilon_j) , \tag{5.6}$$

kde funkce $f_j(\boldsymbol{x})$ se nazývají bázové funkce a $\varepsilon_j$ jsou náhodné veličiny s normálním rozdělením, zahrnující jak chyby měření, tak i chyby modelu. Pojmem lineární regresní model se označuje model, který je lineární kombinací regresních koeficientů $\beta_j$. To znamená, že i lineární model může být z hlediska průběhu bázových funkcí nelineární. Pro lineární regresní modely platí podmínka

$$g_j = \frac{\partial f(\boldsymbol{x}, \boldsymbol{\beta})}{\partial \beta_j} = \text{konst.}, \quad j = 1,\ldots,m . \tag{5.7}$$

Pokud je alespoň pro jeden parametr $\beta_j$ parciální derivace $g_j$ jeho funkcí (a to nastane tehdy, když funkce $f_j(\boldsymbol{x})$ obsahují regresní koeficienty), jde o nelineární regresní model.

Pro další postup bude uvažováno, že za bázové funkce jsou dosazeny jednotlivé proměnné $x_j$. Výsledky experimentů je možné jednoduše zapsat v maticové formě.

$$\begin{pmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ y_n \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} x_{11} & x_{12} & \cdots & x_{1m} \\ x_{21} & x_{22} & \cdots & x_{2m} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{n1} & x_{n2} & \cdots & x_{nm} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \beta_1 \\ \beta_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \beta_m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \vdots \\ \vdots \\ \varepsilon_n \end{pmatrix}, \tag{5.8}$$

$$\boldsymbol{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon}\ , \tag{5.9}$$

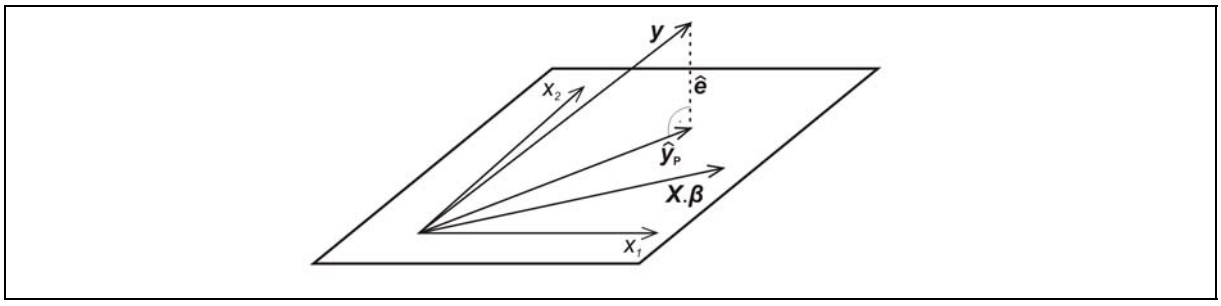
kde vektory $\boldsymbol{y}$ a $\boldsymbol{\varepsilon}$ jsou rozměru $n \times 1$, vektor $\boldsymbol{\beta}$ má rozměr $m \times 1$ a matice $\mathbf{X}$ je rozměru $n \times m$. Odhady parametrů $\boldsymbol{\beta}$, označovány jako $\boldsymbol{b}$, je možné určit metodou nejmenších čtverců [46], která bývá v praxi nejpoužívanější. Odhady $\boldsymbol{b}$ jsou hledány tak, aby byla minimalizována vzdálenost mezi vektorem $\boldsymbol{y}$ a nadrovinou definovanou sloupci $\boldsymbol{x}_j$ matice $\mathbf{X}$. To je ekvivalentní požadavku minimální délky vektoru reziduí

$$\hat{\boldsymbol{e}} = \boldsymbol{y} - \hat{\boldsymbol{y}}_{\mathrm{p}}\ , \tag{5.10}$$

kde $\hat{\boldsymbol{y}}_{\mathrm{p}} = \mathbf{X}\boldsymbol{b}$ je vektor predikce. Z praktických důvodů je délka vektoru reziduí umocněna na druhou. Platí totiž, že rezidua ležící nad regresní křivkou nabývají kladných hodnot a rezidua ležící pod regresní křivkou nabývají záporných hodnot. Pokud by byla sečtena samotná rezidua, pak by se kladné a záporné hodnoty vynulovaly a suma by se vždy rovnala nule. Odhady modelových parametrů tedy minimalizují výraz, tzv. reziduální součet čtverců

$$D^2 = \sum_{i=1}^{n} \hat{e}_i^2 = \sum_{i=1}^{n} \left( y_i - \hat{y}_{\mathrm{p},i} \right)^2 = \sum_{i=1}^{n} \left[ y_i - \sum_{j=1}^{m} x_{ij} b_j \right]^2 \rightarrow \min\ . \tag{5.11}$$

Reziduální součet čtverců představuje celkovou variabilitu vzhledem k modelu, tzn. skutečnost jak všechny jednotlivé naměřené hodnoty kolísají kolem vypočtených hodnot z vyšetřovaného modelu.




**Obr. 5-2:** Geometrické znázornění lineárního regresního modelu.

Z poměrů na obr. 5-2 plyne, že vektor reziduí $\hat{\boldsymbol{e}}$ je kolmý na všechny sloupce matice $\mathbf{X}$, a proto jsou odpovídající skalární součiny nulové. Tuto podmínku lze zapsat maticově

$$\mathbf{X}^T \hat{\boldsymbol{e}} = 0\ . \tag{5.12}$$

Po dosazení za $\hat{\boldsymbol{e}} = \boldsymbol{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{b}$ a úpravě vychází

$$\mathbf{X}^T \boldsymbol{y} = \mathbf{X}^T \mathbf{X} \boldsymbol{b} \ . \tag{5.13}$$

Odhad $\boldsymbol{b}$, minimalizující vzdálenost $D$, má pak tvar

$$\boldsymbol{b} = \left(\mathbf{X}^T \mathbf{X}\right)^{-1} \mathbf{X}^T \boldsymbol{y} \ . \tag{5.14}$$

Rovnice (5.14) představuje soustavu lineárních algebraických rovnice, a nazývá se soustavou normálních rovnic.

Při použití odhadů parametrů $\boldsymbol{b}$ je třeba mít na paměti, že jde o bodové odhady parametrů $\boldsymbol{\beta}$. Ze statistického hlediska mají bodové odhady malý význam, protože neříkají nic o tom, kde leží skutečné hodnoty parametrů. Více informací poskytuje intervalový odhad, nazývaný také jako interval spolehlivosti, který určuje interval, v němž se bude se zadanou pravděpodobností $(1-\alpha)$ nacházet skutečná hodnota daného parametru $\boldsymbol{\beta}$. Parametr $\alpha$ se nazývá hladina významnosti a podle konvence se obvykle volí $\alpha$ = 0,05 nebo 0,01. Této volbě odpovídají 95% nebo 99% intervaly spolehlivosti. Intervalový odhad parametru $\beta_j,\ j = 1,\ldots,m$ je

$$\left\langle b_j - t_{1-\alpha/2}(n-m)\hat{\sigma}\sqrt{c_{jj}}; b_j + t_{1-\alpha/2}(n-m)\hat{\sigma}\sqrt{c_{jj}} \right\rangle \ , \tag{5.15}$$

kde $c_{jj}$ je $j$-tý diagonální prvek matice $(\mathbf{X}^T\mathbf{X})^{-1}$, $t_{1-\alpha/2}(n-m)$ je kvantil Studentova rozdělení s $n$-$m$ stupni volnosti a $\hat{\sigma}$ je bodový odhad směrodatné odchylky.

***Významnost parametrů***

S konstrukcí intervalů spolehlivosti úzce souvisí testování významnosti parametrů $\boldsymbol{\beta}$. Pro test nulové hypotézy $H_0$: $\beta_j = \beta_{j,0}$, kde $\beta_{j,0}$ je zadané číslo, proti alternativní hypotéze $H_A$: $\beta_j \neq \beta_{j,0}$ se užívá testové kritérium [46]

$$T_j = \frac{\left|b_j - \beta_{j,0}\right|}{\hat{\sigma}\sqrt{c_{jj}}} \ , \tag{5.16}$$

které má za předpokladu platnosti hypotézy $H_0$ přibližně Studentovo $t$-rozdělení s $n - m$ stupni volnosti. Jestliže $T_j \geq T(1-\alpha/2, n-m)$, kde $T(.)$ je $1-\alpha/2$ kvantil Studentova rozdělení, pak se spolehlivostí $100\cdot(1-\alpha/2)\%$ zamítáme hypotézu $H_0$.

***Adekvátnost modelu***

Zhodnocení kvality navrženého regresního modelu pro jistý koeficient spolehlivosti lze určit analýzou rozptylu vzhledem k adekvátnosti modelu. Analýza vychází ze skutečnosti, že reziduální součet čtverců je součtem součtu odchylek průměrných naměřených hodnot na každé úrovni od modelu a součtu odchylek naměřených hodnot na každé úrovni vzhledem k průměrným hodnotám na těchto úrovních měření (tzn. ukazuje na velikost náhodných vlivů při měření – součet čtverců chyb). Pak lze psát

$$\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{p_i}(y_{ij} - \hat{y}_i)^2 = \sum_{i=1}^{n} p_i(\overline{y}_i - \hat{y}_i) + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{p_i}(y_{ij} - \overline{y}_i)^2 \ , \tag{5.17}$$

kde $p_i$ je počet opakovaných měření na úrovni $\boldsymbol{x} = \boldsymbol{x}_i$. Pak za odhady rozptylu chyb měření $\hat{\sigma}^2$ lze považovat veličiny $s_r^2, s_e^2$ [47]:

$$s_r^2 = \frac{1}{n-m-1}\sum_{i=1}^{n} p_i(\overline{y}_i - \hat{y}_i)^2 \ , \tag{5.18}$$

$$s_e^2 = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n} p_i - n}\sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{p_i}(y_{ij} - \overline{y}_i)^2 \ . \tag{5.19}$$

Analýza rozptylu vzhledem k adekvátnosti modelu je založena na posouzení odlišnosti právě definovaných veličin. Jestliže obě veličiny $s_r^2, s_e^2$ jsou od sebe statisticky nevýznamně odlišné, pak lze příslušný model považovat za adekvátní vůči naměřeným hodnotám. Adekvátnost modelu pro jistý koeficient spolehlivosti se posuzuje pomocí *F*-testu, kde kvantil *F*-rozdělení má počet stupňů volnosti $\mathrm{k}_1 = n-m-1, \mathrm{k}_2 = \sum p_i - n.$ Znamená to, že hypotézu o adekvátnosti modelu zamítneme na hladině $\alpha,$ jestliže

$$\frac{s_r^2}{s_e^2} \geq F(1-\alpha, n-m-1, \sum_i p_i - n) \ . \tag{5.20}$$

Výpočet veličiny $s_e^2$ lze provést jedině tehdy, jestliže alespoň na jedné úrovni jsou provedena alespoň dvě měření (jinak $\sum p_i = n$). Z toho vyplývá, že test adekvátnosti modelu lze provést pouze pro případ opakujících se měření. V opačném případě je nutné vhodnost modelu posoudit jinak, např. vizuálně z grafu nebo z reziduí.

***Analýza reziduí***

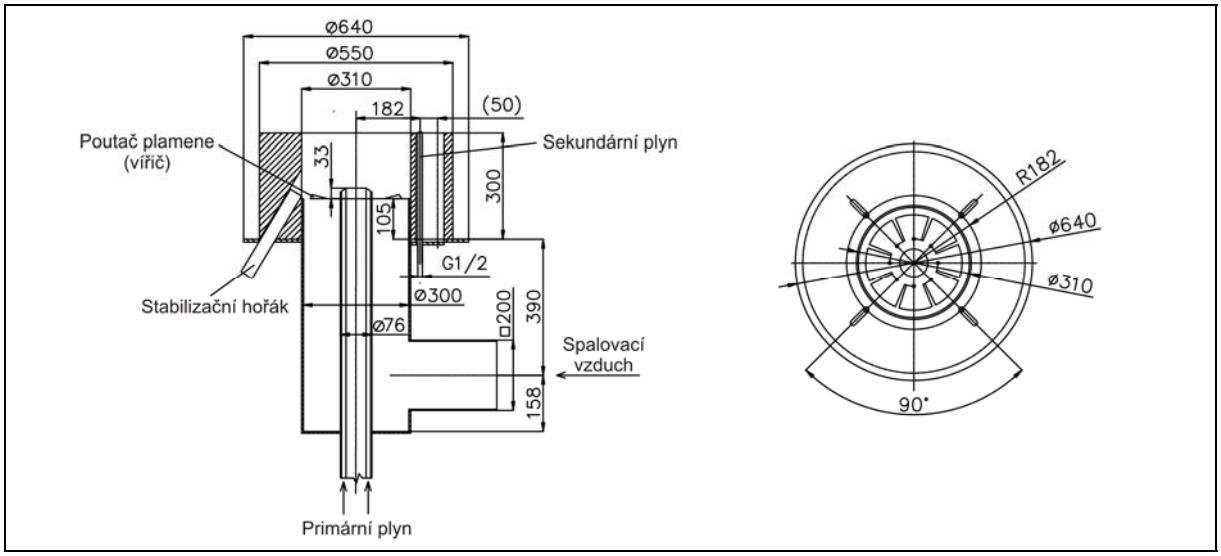
Regresní diagnostika dále zahrnuje vyšetření reziduí. Základním testem je ověření normálního rozdělení reziduí. Tento test může být proveden buď vykreslením histogramu reziduí nebo vykreslením pravděpodobnostního grafu normálního rozdělení reziduí (*normal probability plot*). Pokud je splněna podmínka normálního rozdělení chyb, pak histogram reziduí má tvar křivky charakterizující normálního rozdělení vystředěný kolem nuly a pravděpodobnostní graf se podobá přímce.

Další test se týká detekce korelovatelnosti mezi rezidui. Jinými slovy se jedná o ověření předpokladu, že chyby měření jsou nezávislé. Aby byla obdržena nezávislost chyb měření, je zapotřebí provádět jednotlivá měření experimentu v náhodném pořadí (viz kap. 5.1.1). Test korelovatelnosti reziduí se provádí vykreslením reziduí v závislosti na pořadí měření nebo na čase. Pokud takto vykreslená rezidua nevykazují nějakou „strukturu či tvar“ (např. trend kladných a trend záporných reziduí), pak lze konstatovat, že rezidua jsou vzájemně nekorelovatelná.

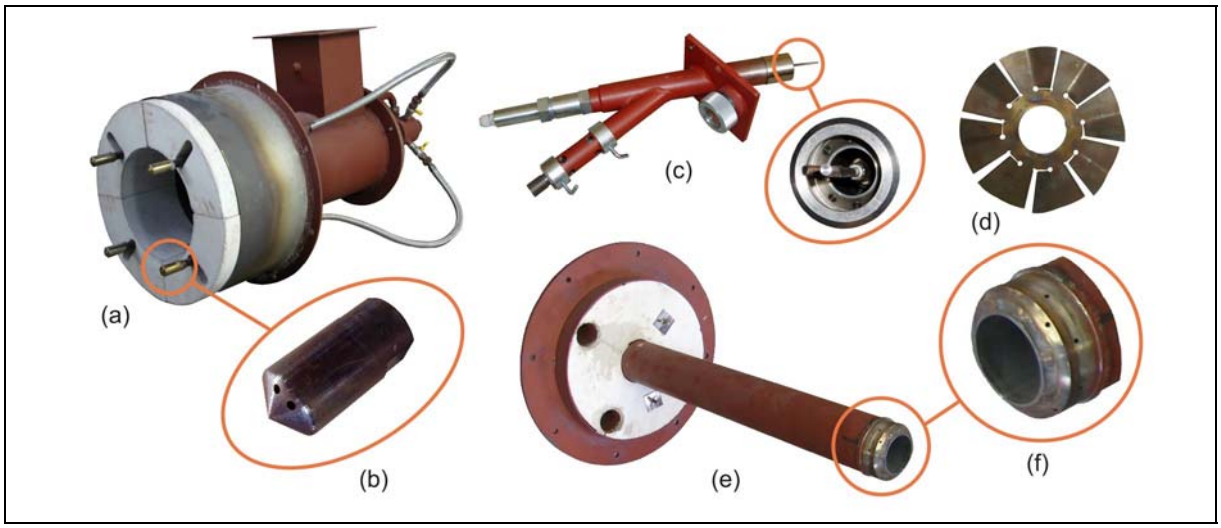
## *5.2 Popis vyhodnocovaného hořáku*

Pro dodržení stanovených emisních limitů se používají různé metody k potlačení tvorby oxidů dusíku. Zde bude pojednáno o využití konkrétního, níže popsaného, tzv. „*low-$NO_x$*“ hořáku (hořák s potlačenou tvorbou oxidů dusíku).

Jedná se o hořák s dvoustupňovým přívodem zemního plynu a jednostupňovým přívodem spalovacího vzduchu. Zjednodušené schéma zkoušeného hořáku je znázorněno na obr. 5-3, fotografie hořáku a detaily jednotlivých částí hořáku jsou zobrazeny na obr. 5-4. Jedná se o difuzní typ hořáku, tj. palivo se spalovacím vzduchem jsou přiváděny do spalovacího prostoru odděleně a nejsou předmíseny před vlastním spalováním.



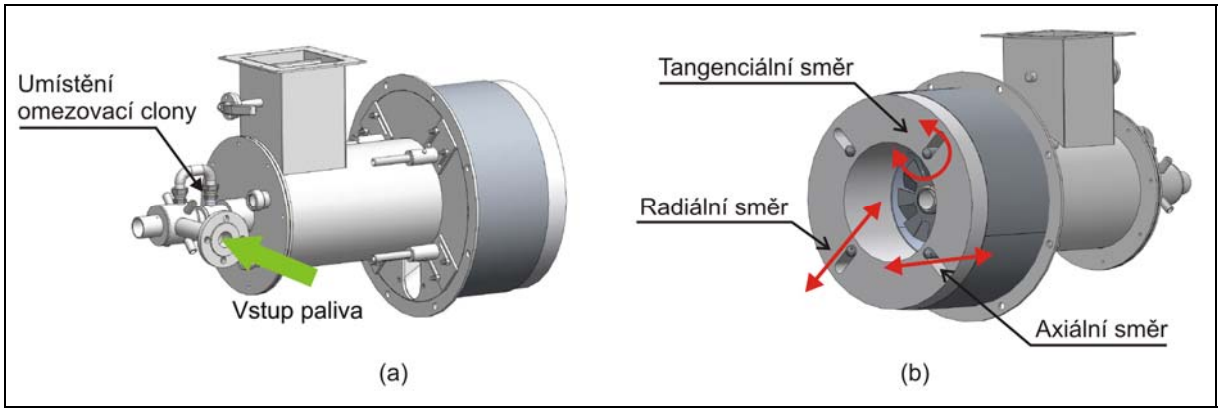

**Obr. 5-3:** Schéma hořáku s dvoustupňovým přívodem zemního plynu.




**Obr. 5-4:** Fotografie hořáku s dvoustupňovým přívodem zemního plynu. (a) Celkový pohled na hořák. (b) Detail sekundární tryskové hlavy. (c) Stabilizační hořák. (d) Poutač plamene. (e) Tělo hořáku. (f) Detail primární hlavy hořáku. (převzato z [48]).

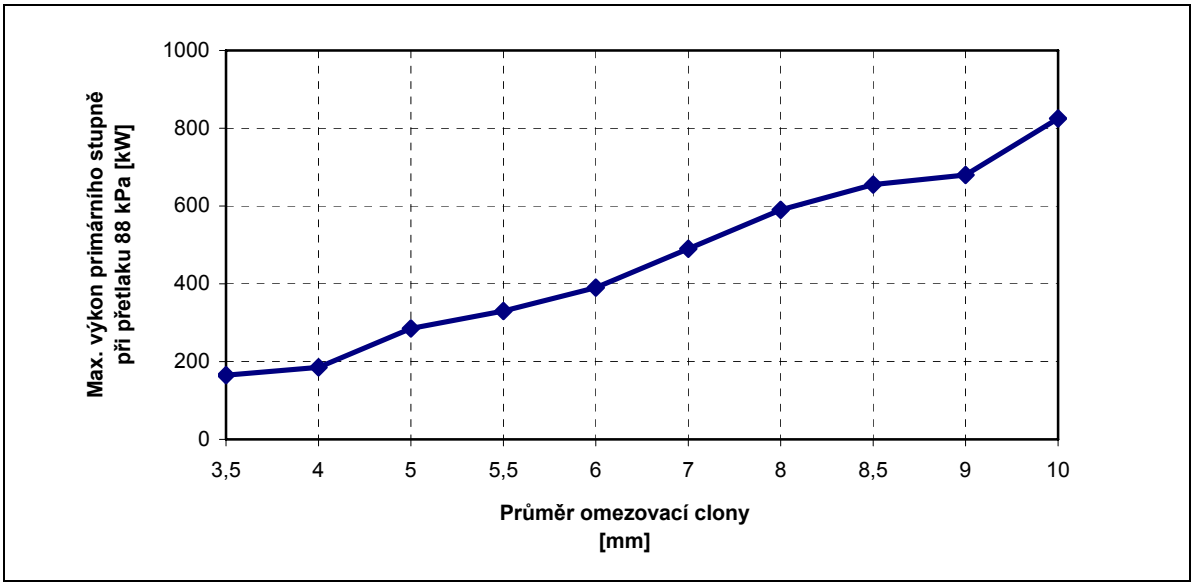
Do prostoru spalovací komory vstupuje spalovací vzduch centrální vzduchovou trubkou, na kterou navazuje hořáková tvarovka, tzv. hořákový kámen. Vnitřní průměr hořákového kamene je 300 mm, vnější průměr je 600 mm. Primární trysky zemního plynu jsou umístěny přibližně 160 mm od ústí hořákového kamene a jsou uspořádány ve dvou kruhových řadách. V první řadě blíže k ústí hořákové tvarovky jsou vyvrtány čtyři trysky o průměru 3,0 mm, druhá řada čítá osm trysek o průměru 2,6 mm. Geometrické uspořádání primárních trysek je zřejmé z výkresu v příloze I-3.

Maximální výkon primárního stupně hořáku je regulován vyměnitelnou clonou o různých průměrech (příklad clony o průměru 5,5 mm je uveden na výkrese v příloze I-4). Omezovací clona je umístěna před vstupem do hořáku, jak je znázorněno na obr. 5-5a.




**Obr. 5-5:** Model hořáku se stupňovitým přívodem paliva. (a) Umístění omezovací clony na primárním přívodu paliva. (b) Možné změny pozice sekundárních trysek.

Při předběžných zkouškách hořáku byla naměřena křivka závislosti maximálního výkonu primárního stupně při přetlaku 88 kPa před hořákem na průměru omezovací clony. Výsledný graf je zobrazen na obr. 5-6.




**Obr. 5-6:** Závislost maximálního výkonu primárního stupně hořáku na průměru omezovací clony.

Sekundární přívod paliva je zajištěn čtyřmi tryskovými hlavami. K dispozici jsou sekundární hlavy s různým úhlem sklonu hlavy a buď s jednou tryskou o průměru 4,7 mm (výkres viz příloha I-5), nebo se dvěma tryskami o průměrech 3,3 mm (výkres viz příloha I-6). Při experimentu byly zkoumány pouze hlavy se dvěma tryskami. Geometrie hořáku umožňuje měnit pozici sekundárních trysek vůči ústí hořákového kamene. Jedná se o změny axiální vzdálenosti, radiální vzdálenosti a tangenciálního natočení (viz obr. 5-5b). Při referenční axiální vzdálenosti jsou sekundární trysky v jedné rovině s rovinou ústí hořákového kamene a je možné trysky vysunout směrem do spalovací komory až o 80 mm. Referenční radiální vzdálenost odpovídá vzdálenosti 182 mm osy sekundárních hlav od osy hořáku (viz schéma na obr. 5-3). Tuto vzdálenost je možné změnit až o 50 mm. Referenční tangenciální orientace

sekundárních trysek odpovídá natočení trysek směrem přímo do axiální osy hořáku. Tangenciální natočení lze měnit o 90° po směru i proti směru hodinových ručiček.

K zapálení a hlídání plamene hořáku je použita zabezpečovací souprava se stabilizačním hořákem o výkonu cca 20 kW. Hořák je dále vybaven poutačem plamene v podobě tzv. vířiče (výkres viz příloha I-7), který uděluje proudu spalovacího vzduchu tangenciální složku rychlosti, tj. zajišťuje turbulentní proudění spalovacího vzduchu a tím podporuje intenzivní promíchávání primárního plynu se spalovacím vzduchem. Kromě toho také zabraňuje utržení či zhasnutí plamene.

## *5.3 Předchozí práce*

Predikcí oxidů dusíku se zabývá celá řada publikací, z nichž některé řešily predikci užitím metod CFD a některé odvodily model na základě experimentálních dat. Pro zde řešený případ je možné nahlédnout např. do těchto prací:

- Autoři publikace [20] odvodili semi-empirický model tvorby oxidů dusíku při tzv. ekvivalentní teplotě, která je uvažována jako hypotetická teplota tvorby oxidů dusíku. Aplikací modelu bylo pak možné stanovit důsledek např. změny přebytku spalovacího vzduchu nebo zvýšení teploty spalovacího vzduchu na tvorbu oxidů dusíku. Matematický model předpokládal, že spalovací komora je ideálně promíchávaným průtočným reaktorem, tj. složení reakční směsi je v celém objemu stejné. Dále se předpokládalo, že oxid dusnatý NO je hlavní složkou spalin při spalování a vzniká podle dvoukrokového Zeldovičova mechanismu uvedeného v kap. 2.1.1. Experimentální data byla obdržena při zkouškách hořáku se stupňovitým přívodem zemního plynu pro různé režimy. V průběhu zkoušek byl měněn výkon hořáku, poměr primární/sekundární množství paliva, přebytek spalovacího vzduchu a teplota spalovacího vzduchu. Algoritmus určení ekvivalentní teploty zahrnoval v prvním kroku výpočet teoretické teploty plamene a účinnosti spalovací komory, druhý krok spočíval v určení polynomické rovnice pro ekvivalentní teplotu, v posledním kroku pak byla vypočtená teoretická teplota dosazena do kinetického modelu pro výpočet koncentrace $NO_x$. Následným porovnáním experimentálních a vypočtených dat bylo zjištěno, že vypočtená data jsou v dobrém souladu s experimentálními daty pro různá nastavení parametrů spalování, přičemž průměrná odchylka činila 9,1%, maximální 25%.
- V publikaci [49] autoři provedli numerickou simulaci spalování v kotli na zemní plyn a zaměřili se na zjištění vlivu velikosti průtoku paliva a spalovacího vzduchu, teploty spalovacího vzduchu a vířivosti primárního spalovacího vzduchu na rozložení termických a promptních NO uvnitř spalovací komory. Výsledky ukazují, že při přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1{,}2$ dosahuje koncentrace termických NO svého maxima na výstupu z kotle. Dále bylo zjištěno, že se zvyšující teplotou spalovacího vzduchu roste teplota ve spalovací komoře a důsledkem toho nastává i strmý nárůst koncentrace termických NO. Výsledky také ukazují, že minimální koncentrace NO na výstupu z kotle je dosaženo, pokud jsou lopatky vířiče sklopeny o 45°.

## *5.4 Plánování experimentu pro zkoušku hořáku*

Stěžejní částí modelování založeném na statistickém zpracování dat bylo vytvoření plánu komplexního experimentu pro zkoušky hořáku se stupňovitým přívodem zemního plynu. Následující odstavce se zabývají jednotlivými kroky plánování, vlastním provedením daného experimentu a analýzou naměřených dat.

### *5.4.1 Cíl experimentu*

Cílem experimentu bylo vyšetřit vliv skupiny konstrukčních prvků a provozních parametrů hořáku na tvorbu termických oxidů dusíku a nalézt vztah vyjádřený empirickým modelem mezi touto skupinou parametrů a měřenou veličinou.

### *5.4.2 Výběr faktorů a určení jejich úrovní*

Hořák se stupňovitým přívodem zemního plynu nabízí možnost měnit nastavení široké škály konstrukčních prvků. Vedle konstrukčních prvků hořáku byly v průběhu experimentu nastavovány provozní podmínky, při kterých je možné hořák provozovat. Tato vysoká variabilita parametrů umožňovala provedení detailní zkoušky hořáku.

Přehled vstupních faktorů (konstrukčních prvků a provozních parametrů hořáku) a jejich úrovní, které byly v průběhu experimentu nastavovány, je uveden v tab. 5-1. Rozsahy faktorů, resp. hodnoty spodní a horní úrovně, byly zvoleny s ohledem na provozní možnosti a konstrukční řešení hořáku a s ohledem na praktické zkušenosti z provozu. Význam některých faktorů vyplyne ze schémat uvedených v kap. 5.6.

| Faktory | | | Úroveň | | |
|---|---|---|---|---|---|
| Symbol | Význam | | Spodní | Střední | Horní |
| $X_1$ | Výkon hořáku | [kW] | 740 | 930 | 1120 |
| $X_2$ | Průměr vířiče | [mm] | 240 | 260 | 280 |
| $X_3$ | Úhel natočení lopatek vířiče | [°] | 35 | 45 | 55 |
| $X_4$ | Průměr clony na primárním přívodu plynu | [mm] | 5,5 | 6,0 | 6,5 |
| $X_5$ | Přebytek spalovacího vzduchu | [-] | 1,1 | 1,15 | 1,2 |
| $X_6$ | Úhel sklonu hlavy sekundárních trysek | [°] | 20 | 30 | 40 |
| $X_7$ | Tangenciální natočení sekundárních trysek | [°] | 0 | 22,5 | 45 |
| $X_8$ | Radiální vzdálenost sekundárních trysek | [mm] | 0 | 25 | 50 |
| $X_9$ | Axiální vzdálenost sekundárních trysek | [mm] | 0 | 40 | 80 |

**Tab. 5-1:** Konstrukční prvky a provozní parametry hořáku.

- *Výkon hořáku*: Předběžné zkoušky hořáku se stupňovitým přívodem zemního plynu zaměřené na stabilitu plamene a kvalitu spalování odhalily, že maximální výkon primárního stupně hořáku bez omezovací clony je přibližně 825 kW a maximální výkon sekundárního stupně hořáku je přibližně 760 kW při přetlaku plynu před vstupem do hořáku 80 kPa. Nominální výkon hořáku pro experiment byl tedy stanoven takový, aby bylo zaručeno, že při každém měření bude možné dosáhnout požadovaného výkonu. To se týká především horní úrovně výkonu odpovídající přibližně 1,2 násobku stanoveného nominálního výkonu.
- *Průměr vířiče a úhel natočení lopatek vířiče*: K dispozici byly vířiče o průměrech 240 mm, 260 mm a 280 mm, každý s třemi různými úhly natočení lopatek, a to 35, 45 a 55 stupňů od roviny vířiče. Tedy celkově bylo pro experiment k dispozici devět vířičů. Jmenované hodnoty průměrů vířičů a úhlů natočení lopatek zároveň představují úrovně těchto dvou faktorů.
- *Průměr clony na primárním přívodu plynu*: Průměr omezovací clony na primárním přívodu plynu ovlivňuje nejen rozdělení paliva na primární a sekundární stupeň, ale také značně ovlivňuje celkový výkon hořáku. Z toho důvodu bylo nutné zvolit takové průměry omezovací clony, při kterých bude ještě možné dosáhnout horní úrovně výkonu hořáku. Z předběžných zkoušek vyšlo najevo, že minimální průměr omezovací clony by neměl být menší než 5,5 mm.

- *Přebytek vzduchu*: Rozsah přebytku vzduchu byl zvolen s ohledem na praktické zkušenosti z provozu na úrovních 1,1, 1,15 a 1,2 násobku stechiometrického množství spalovacího vzduchu.
- *Úhel sklonu hlavy sekundárních trysek*: Úrovně tohoto faktoru byly zvoleny podle hlav, které jsou k dispozici, tj. hlavy s úhly sklonu 20, 30 a 40 stupňů.
- *Tangenciální natočení, radiální vzdálenost, axiální vzdálenost sekundárních trysek*: Možné změny nastavení pozice sekundárních trysek jsou popsány v kap. 5.2. Spodní úrovně faktorů odpovídají referenčním nastavením těchto konstrukčních parametrů hořáku, horní úroveň faktoru $X_7$ odpovídá natočení sekundární trysky o 45 stupňů po směru hodinových ručiček a horní úrovně faktorů $X_8$ a $X_9$ odpovídají jejich maximálním hodnotám, které lze nastavit.

#### *5.4.3 Výběr odezvy*

Jako odezva byla měřena koncentrace oxidu dusnatého NO na výstupu ze spalovací komory při určitých podmínkách daných plánem experimentu, který bude prodiskutován níže.

Vybavenost zkušebního zařízení dále umožňuje zaznamenávat velký počet parametrů. Pro každé měření byly tedy zaznamenávány následující hodnoty na vstupu:

- průtok plynu plynoměrem [$m^3$/h]
- tlak plynu v potrubí [kPa]
- tlak plynu před hořákem [kPa]
- teplota plynu [°C]
- podtlak v prostoru spalovací komory [Pa]
- průtok spalovacího vzduchu [$m^3$/h]
- teplota spalovacího vzduchu [°C]
- přetlak na ventilátoru [Pa]

Na výstupu spalin ze spalovací komory byly měřeny následující hodnoty:

- teplota spalin na výstupu ze spalovací komory [°C]
- koncentrace kyslíku v suchých spalinách [%]
- koncentrace CO v suchých spalinách [ppm]
- koncentrace NO v suchých spalinách [ppm]
- koncentrace $NO_2$ v suchých spalinách [ppm]

Dále bylo rozhodnuto vizuálně monitorovat charakteristické rysy viditelné části plamene jako průměr, délku,tvar a stabilitu plamene.

#### *5.4.4 Plán experimentu*

Jelikož se při hledání modelu očekávali nelineární závislosti odezvy na některých faktorech, především na přebytku vzduchu [14], cílem tedy bylo nalezení modelu druhého řádu. Pro plánovaný experiment byla zvolena speciální forma centrálně kompozičního plánu, ve kterém hvězdicovité body jsou umístěny ve středech stěn *k*–rozměrného tělesa (pro $k = 3$ je tělesem krychle), tzn. že vzdálenost $a = 1$. Proto se použitý plán nazývá stěnově-středový centrální kompoziční plán (*face-centred central composite design*). Tato modifikace centrálně kompozičního plánu se občas používá, protože vyžaduje pouze tři úrovně pro každý faktor. To je především výhodné v experimentech, při kterých je obtížné měnit u faktorů nebo části

faktorů pět úrovní jako je v případě zkoušky hořáku. Avšak tento typ plánu není rotabilní, což je považováno za jeho nevýhodu a proto je nutné být opatrný při analýze dat.

Plán experimentu byl navržen prostřednictvím statistického software MINITAB [50], který disponuje nástrojem DOE pro navrhování plánů experimentu a následnou analýzu dat. Plán pro daný experiment měl následující strukturu:

- Jádro plánu je tvořeno zkráceným faktorovým experimentem $2^{k-2}$. Tedy pro $k = 9$ vstupních faktorů bude jádro plánu obsahovat $2^{9-2} = 128$ měření. Stupeň zkrácení $p = 2$ znamená, že jádro plánu je čtvrtinovým plánem úplného faktorového experimentu $2^9$:

$$2^{9-2} = 2^{-2} \cdot 2^9 = \frac{1}{4} \cdot 2^9$$

- Počet hvězdicovitých bodů je $2k = 18$.
- Počet centrálních bodů byl zvolen $n_c = 1$.

Tedy podle plánu byl počet měření roven $N = 128 + 18 + 1 = 147$ bez opakování. Aby bylo možné rozhodnout o adekvátnosti nalezeného modelu a zvýšit spolehlivost závěrů, byl základní experiment zopakován třikrát (více o způsobu provedení a opakování experimentu viz kap. 5.4.5). Plán experimentu společně s naměřenými hodnotami koncentrace NO je uveden v příloze II-1.

#### *5.4.5 Provedení experimentu*

Experiment byl proveden na zkušebně hořáků ÚPEI. Vzhledem k tomu, že většina nových nastavení úrovní faktorů pro jednotlivá měření vyžadovala zhasnutí a rozebrání hořáku, proto bylo rozhodnuto, že pořadí jednotlivých měření nebude úplně náhodné. Pořadí měření bylo uspořádáno takovým způsobem, že každé nové nastavení měření vyžadovalo nejmenší možný počet změn úrovní faktorů vzhledem k předcházejícímu nastavení, což vedlo k časové úspoře. Výhodou této malé časové prodlevy mezi jednotlivými měřeními bylo, že teplota stěn spalovací komory nepoklesla příliš mnoho a tak bylo velice rychle dosaženo zpět rovnovážných podmínek pro nové měření. Díky této strategii bylo dosaženo jednak další časové úspory, tak i úspory paliva. Kritériem pro začátek měření odezvy bylo dosažení ustálené výstupní teploty spalin ze spalovací komory. Navíc náhodnost měření byla ještě potlačena ze strany jejich opakování. Opakovaná měření byla prováděna v dvouminutových intervalech od ustálení výstupní teploty spalin.

Při experimentu byla předpokládána homogenita provozních podmínek, konkrétně teploty spalovacího vzduchu a zemního plynu. I když v průběhu celého experimentu bylo očekáváno určité kolísání teploty vzduchu a zemního plynu $\pm 10°C$ kolem průměrné hodnoty, přesto nebylo nutné aplikovat princip blokování, protože tyto malé změny mají zanedbatelný vliv na měřenou veličinu.

### *5.5 Analýza experimentálních dat*

Obecný návod, jak postupovat při vyhodnocení experimentálních dat říká, že nejprve by měl být daty proložen lineární model prvního řádu. Pokud by byl tento model prohlášen za neadekvátní, je nutné přejít k modelu vyššího řádu nebo k modelu složitějšího tvaru obsahující členy sin($x$), cos($x$), ln($x$) aj., případně až k nelineárnímu modelu.

V průběhu analýzy dat byly zkonstruovány tři modely označené jako model I, model II a model III, které jsou charakterizované následovně:

- Modely I a II představují modely druhého řádu, model III je modelem třetího řádu.
- Model I představuje první stupeň při analýze dat, při které byly identifikovány tzv. vybočující pozorování – „*outliers*“ (vysvětleno viz dále). Pro tato pozorování bylo provedeno nové měření a následně nová analýza dat → model II.
- Model II představuje vylepšený model I o nová měření v „*outliers*“ a vyznačuje se lepšími predikčními vlastnostmi než model I.
- Model III byl zkonstruován pro experimentální data doplněná o nová měření. Negativní stránkou modelu je však příliš vysoký počet členů.

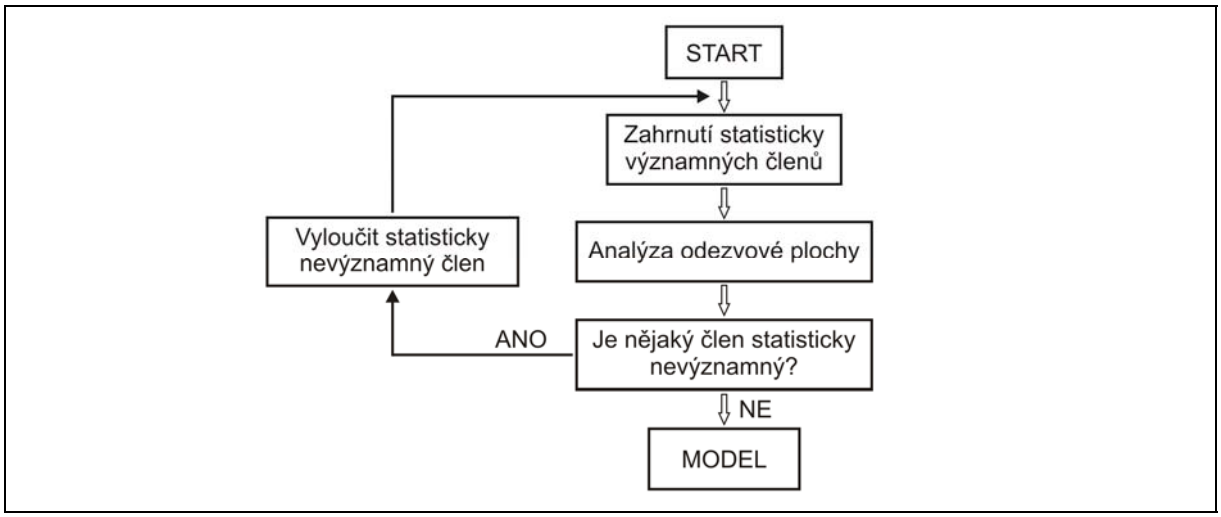
Analýza experimentálních dat se skládala ze dvou kroků. První krok spočíval v určení statisticky významných regresních parametrů a vyloučení statisticky nevýznamných parametrů z modelu. V druhém kroku bylo nutné otestovat adekvátnost nalezeného modelu dle testovacích kritérií a provést analýzu reziduí. Veškeré analýzy byly provedeny užitím software MINITAB.

### *5.5.1 Model I*

#### *Vyhodnocení dat*

V kap. 5.4.4 bylo uvedeno, že se očekává nelineární závislost odezvy na některých z faktorů. Lze prohlásit, že alespoň závislost odezvy na přebytku spalovacího vzduchu bude nelineární a proto za této situace bylo ihned přistoupeno k hledání modelu druhého řádu, který umožňuje detekovat křivost odezvové plochy.

Vlastní hledání modelu představuje iterační výpočet, jehož vývojový diagram je na obr. 5-7. Startovní pozice iteračního výpočtu odpovídá stavu, při kterém jsou do analýzy odezvové plochy zahrnuty všechny členy modelu, tj. lineární členy, kvadratické členy a interakce mezi jednotlivými faktory. Provedenou analýzou je zjištěno, zda jsou některé parametry (členy modelu) statisticky nevýznamné. Pokud jsou identifikovány nějaké takové parametry, pak jsou tyto parametry z modelu vyloučeny a je znovu provedena analýza odezvové plochy. Tento postup se opakuje tak dlouho, než jsou z modelu vyloučeny všechny statisticky nevýznamné členy.




**Obr. 5-7:** Vývojový diagram iteračního výpočtu.

Statistická významnost parametrů byla posuzována na základě dopočítané *P*-hodnoty z hodnoty $T_j$ vypočítané pro příslušný parametr. *P*-hodnota vyjadřuje pravděpodobnost, že se dopustíme chyby I.druhu, tj. zamítneme-li nulovou hypotézu, i když je platná. Testovaná nulová hypotéza je tvaru $H_0$: $\beta_j = 0$, která tím říká, že je daný parametr statisticky nevýznamný. Pokud je *P*-hodnota menší než 0,05, pak hypotézu $H_0$ zamítáme a parametr je významný. Přehled bodových odhadů regresních parametrů modelu v kódovaných jednotkách je uveden v tab. 5-2, parametry vyjádřené v nekódovaných jednotkách jsou uvedeny v příloze II-2. Detaily regresní analýzy lze pak nalézt v souboru *MODEL_I.MPJ* na přiloženém CD.

| Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | *P*-hodnota | Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | *P*-hodnota |
|---|---|---|---|---|---|
| *Konstanta* | 43,4648 | 0,000 | $x_1x_2$ | 0,5240 | 0,021 |
| $x_1$ | 1,9685 | 0,000 | $x_1x_4$ | -0,7000 | 0,002 |
| $x_2$ | 1,4451 | 0,000 | $x_2x_4$ | 0,6464 | 0,004 |
| $x_3$ | -0,7915 | 0,000 | $x_2x_6$ | -1,3922 | 0,000 |
| $x_4$ | 1,8605 | 0,000 | $x_2x_7$ | 1,4453 | 0,000 |
| $x_5$ | -0,2113 | 0,346 | $x_3x_4$ | -0,5547 | 0,014 |
| $x_6$ | 3,3182 | 0,000 | $x_3x_5$ | -0,6120 | 0,007 |
| $x_7$ | -4,7141 | 0,000 | $x_3x_6$ | 0,8984 | 0,000 |
| $x_8$ | -5,3908 | 0,000 | $x_4x_6$ | 0,7453 | 0,001 |
| $x_9$ | 0,1374 | 0,540 | $x_5x_9$ | 0,5141 | 0,023 |
| $x_3^2$ | 3,2163 | 0,032 | $x_6x_7$ | -1,4359 | 0,000 |
| $x_5^2$ | -3,3004 | 0,028 | $x_7x_8$ | 2,5542 | 0,000 |
| $x_7^2$ | 4,0829 | 0,007 | $x_7x_9$ | -0,4703 | 0,038 |

**Tab. 5-2:** Bodové odhady regresních parametrů modelu I v kódovaných jednotkách a *P*-hodnoty pro členy modelu.

Dle *P*-hodnot u členů $x_5$ a $x_9$ by měly být i tyto členy vyloučeny z modelu. Avšak vyloučení samostatných lineárních členů MINITAB v případě použití nástroje DOE neumožňuje, dokud se tyto členy budou nacházet v kvadratickém členu nebo v interakci s jiným členem. Na tento problém byl již několikrát výrobce software upozorňován.

***Test o adekvátnosti modelu***

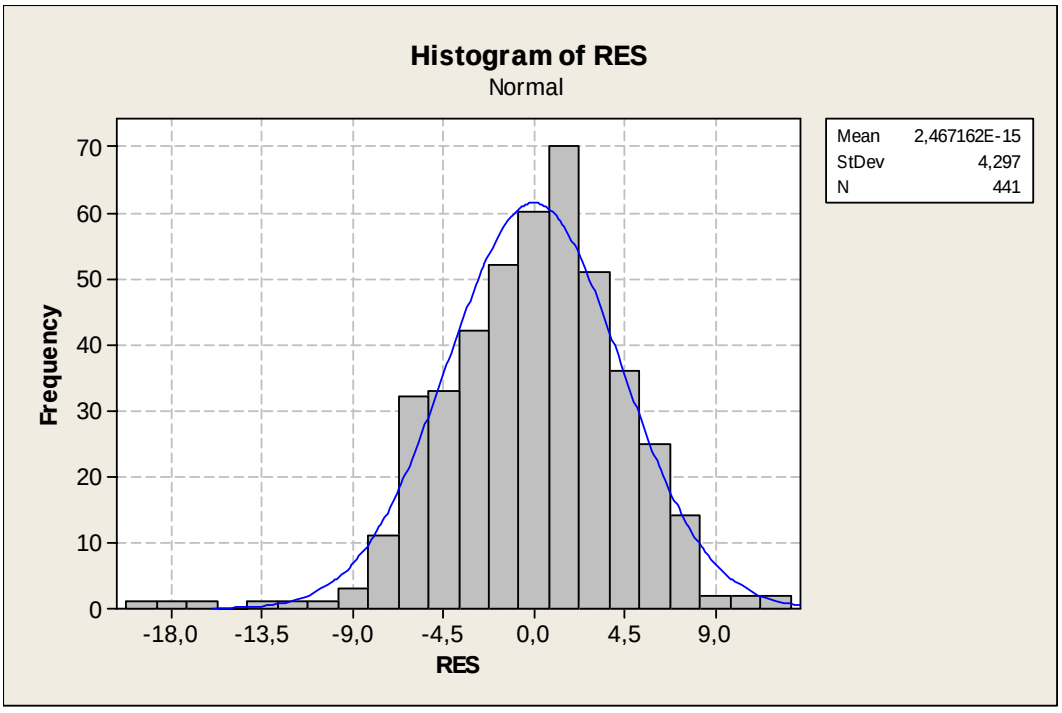
Následně byla analýzou rozptylu vzhledem k adekvátnosti modelu posouzena kvalita navrženého regresního modelu na hladině významnosti $\alpha = 0{,}05$. Vzdálenost modelu od průměrných naměřených hodnot (tzv. „*Lack-of-Fit*“) je rovna veličině $s_r^2 = 57{,}39$, a kolísání naměřených hodnot kolem průměrné hodnoty (tzv. „*Pure Error*“) je vyjádřeno odhadem $s_e^2 = 4{,}02$. Kvantil *F* Fisher-Snedecorova rozdělení se stupni volnosti $k_1 = 121,\ k_2 = 294$ je dle statistických tabulek roven $F = 1{,}374$. Pak dle testovacího kritéria (5.20) vychází poměr rozptylů

$$\frac{s_r^2}{s_e^2} = 14{,}29 \geq 1{,}374\ . \tag{5.21}$$

Závěrem testu o adekvátnosti modelu je, že navržený model je neadekvátní. Je to způsobeno vysokým poměrem rozptylů, který říká, že model je 14krát více „vzdálený“ od průměrných naměřených hodnot než naměřené hodnoty. Z tohoto důvodu bylo přistoupeno k posouzení kvality dat. Při posuzování byl sledován především výskyt vlivných bodů, které jsou hlavním zdrojem řady problémů, jako je např. zkreslení odhadů rozptylu.

### *Analýza reziduí*

Test normality reziduí byl vyšetřen na základě vykreslení jejich histogramu četností (obr. 5-8) a pravděpodobnostního grafu normálního rozdělení (obr. 5-9). Podle rozložení reziduí v histogramu i pravděpodobnostním grafu pak byly identifikovány vlivné body, které se na ose *y* výrazně liší od ostatních, tzv. vybočující pozorování („*outliers*“).




**Obr. 5-8:** Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model I).

Histogram reziduí se vyznačuje mírnou šikmostí nalevo vzhledem ke své střední hodnotě, což odpovídá protáhnutému levému konci. Sloupce histogramu kolem hodnoty reziduí 18 značí možnost výskytu „*outliers*“. Tyto body byly určeny z pravděpodobnostního grafu normálního rozdělení reziduí.

Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí je zkonstruován tak, že se pozorované hodnoty seřadí od nejmenšího k největšímu, označeny jako $y_{(1)}$, $y_{(2)}$,…, $y_{(n)}$. Poté jsou uspořádané hodnoty $y_{(j)}$ vykresleny proti jejich kumulativní četnosti $(j - 0{,}5)/n$. Měřítko kumulativní četnosti je upraveno tak, že pokud normální rozdělení adekvátně popisuje rezidua, pak vykreslené body přibližně spadají kolem přímky. Křivost levého konce signalizuje šikmost.

MINITAB zobrazuje současně s grafem tabulku obsahující kromě střední hodnoty reziduí, jejich směrodatné odchylky a celkového počtu naměřených hodnot také dvě hodnoty, podle kterých lze rozhodnout, zda datům vyhovuje normální rozdělení. První hodnota *AD* je testovacím kritériem Anderson-Darlingova testu dobré shody a je definována vztahem

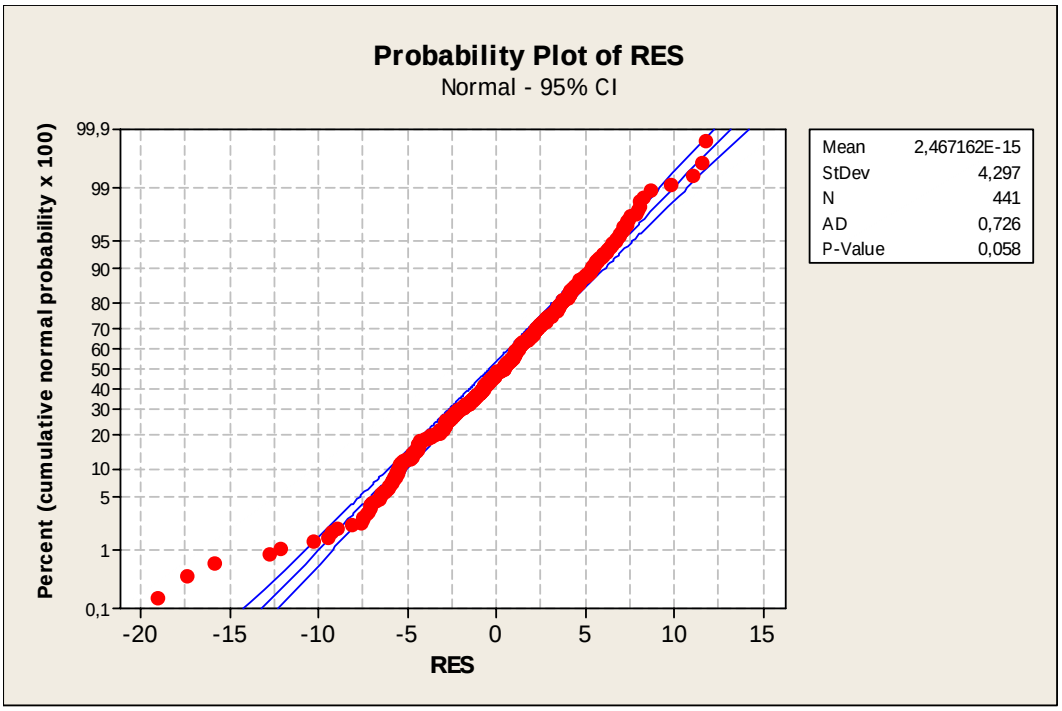
uvedeným v [46]. Test umožňuje ověřit nulovou hypotézu $H_0$: $F_E(x) = F_T(x)$ proti hypotéze $H_A$: $F_E(x) \neq F_T(x)$. Zde $F_T(x)$ je teoretické rozdělení (v našem případě normální rozdělení), které je specifikované včetně svých parametrů, a $F_E(x)$ je rozdělení výběru. Nulová hypotéza $H_0$ o normalitě se zamítá, pokud $AD > D_{1-\alpha}$.. Pro hodnotu kvantilu $D_{0,95}$ platí pro velký rozsah $n$ přibližný vztah

$$D_{0,95} = 1,0348\left(1 - \frac{1,013}{n} - \frac{0,93}{n^2}\right), \qquad (5.22)$$

$$\text{pro } n = 441 : D_{0,95} = 1,0324 .$$

Tedy $AD < D_{0,95}$ a hypotézu o normálním rozdělení nezamítáme.

Druhou hodnotou je *P*-hodnota. Aby rozdělení vyhovovalo datům, musí být *P*-hodnota větší než zvolená hladina významnosti $\alpha$ = 0,05. Toto kritérium je také splněno a můžeme prohlásit, že rezidua mají normální rozdělení.




**Obr. 5-9:** Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model I).

*Outliers* lze identifikovat pomocí vzdálenosti dle Cooka (*Cook's distance*) [50], nebo také velmi snadno přímo z pravděpodobnostního grafu. „*Outliers*" jsou ty body, které leží mimo pásy spolehlivosti. V souboru naměřených dat byly identifikovány celkem čtyři nastavení měření, u nichž výrazně vybočují pozorované hodnoty od ostatních (v grafu na obr. 5-9 lze pozorovat více než čtyři vybočující body, avšak tyto body představují jednotlivá měření a některé body tak odpovídají stejnému nastavení). Pro tato nastavení bylo provedeno nové měření a následně i nová analýza odezvové plochy – viz kap. 5.5.2. „*Outliers*" s novými naměřenými hodnotami ve srovnání s původními jsou uvedeny v tab. 5-3.

| | | | Outlier 1 | Outlier 2 | Outlier 3 | Outlier 4 |
|---|---|---|---|---|---|---|
| Faktory - nastavení | $X_1$ | [kW] | 745 | 1120 | 1120 | 1120 |
| | $X_2$ | [mm] | 280 | 280 | 240 | 240 |
| | $X_3$ | [°] | 35 | 35 | 55 | 35 |
| | $X_4$ | [mm] | 5,5 | 5,5 | 6,5 | 6,5 |
| | $X_5$ | [-] | 1,1 | 1,1 | 1,1 | 1,1 |
| | $X_6$ | [°] | 40 | 40 | 40 | 40 |
| | $X_7$ | [°] | 45 | 0 | 45 | 45 |
| | $X_8$ | [mm] | 0 | 0 | 50 | 0 |
| | $X_9$ | [mm] | 80 | 0 | 80 | 0 |
| Měření | Staré hodnoty | | 23,1 | 51,9 | 30,3 | 56,9 |
| | | | 24,7 | 57,8 | 29,7 | 60,6 |
| | | | 21,5 | 54,1 | 33,0 | 61,4 |
| | Nové hodnoty | | 39,5 | 56,1 | 46,2 | 56,9 |
| | | | 44,4 | 57,8 | 49,1 | 60,2 |
| | | | 40,2 | 54,1 | 43,3 | 55,9 |

**Tab. 5-3:** „*Outliers*“ a nové naměřené hodnoty v těchto bodech.

#### *5.5.2 Model II*

### *Vyhodnocení dat*

Podobně jako v předchozím vyhodnocení, cílem analýzy odezvové plochy bylo vyloučit statisticky nevýznamný členy modelu porovnáním vypočítané *P*-hodnoty a zvolené hladiny významnosti $\alpha = 0{,}05$. Bodové odhady regresních parametrů pro statisticky významné členy modelu jsou uvedeny v tab. 5-4. Dle *P*-hodnot jsou v modelu zahrnuty jen statisticky významné členy. Detaily regresní analýzy lze nalézt v souboru *MODEL_II.MPJ* na přiloženém CD, a bodové odhady regresních parametrů vyjádřené v nekódovaných jednotkách jsou uvedeny v příloze II-3.

### *Test o adekvátnosti modelu*

Kvalita nalezeného regresního modelu byla posouzena provedením *F*-testu. Z tabulky analýzy rozptylu byly odečteny následující hodnoty:

$$\left.\begin{array}{ll} Lack\text{-}of\text{-}Fit & 39{,}54 \\ Pure\ Error & 3{,}84 \end{array}\right\} F = 10{,}30\ . \tag{5.23}$$

Pro experimentální data je kvantil $F(k_1,k_2) = 1{,}374$. Závěrem testu je tedy opět neadekvátnost modelu vzhledem k experimentálním datům, a to i přes mírné zlepšení predikčních vlastností modelu vyjádřených nižší hodnotou „*Lack-of-Fit*“ ve srovnání s modelem I. Vysoká hodnota rozptylu $s_r^2$ může být způsobena nedostatečnou schopností modelu popsat přítomnost několika velkých reziduí. Na druhou stranu příčinou malého rozptylu naměřených dat mohl být způsob, kterým byla prováděna opakovaná měření, tj. bez náhodnosti jejich provedení.

Z pohledu složitosti řešeného problému se jedná o velmi komplikovaný případ, neboť nalézt model, který by spojil do jednoho vztahu devět faktorů, je nesnadný úkol. MINITAB počítá

ještě jeden koeficient, podle kterého je možné rozhodnout, zda model II lze prohlásit za dostatečně přesný i přes jeho neadekvátnost. Je tím koeficient určení $R^2$ (C*oefficient of determination*), který udává, do jaké míry jsou změny odezvy vysvětleny modelem. Čím je hodnota $R^2$ vyšší, tím lépe model popisuje změny odezvy. V případě modelu II je koeficient určení roven hodnotě 85,6%. Z praktického hlediska a z hlediska zkušeností je koeficient určení dostatečně vysoký a model II můžeme prohlásit za přípustný.

| Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | *P*-hodnota | Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | *P*-hodnota |
|---|---|---|---|---|---|
| *Konstanta* | 43,4477 | 0,000 | $x_1x_4$ | -0,5203 | 0,007 |
| $x_1$ | 1,9951 | 0,000 | $x_1x_5$ | -0,3781 | 0,050 |
| $x_2$ | 1,5492 | 0,000 | $x_1x_7$ | 0,4156 | 0,032 |
| $x_3$ | -0,7562 | 0,000 | $x_1x_8$ | 0,5797 | 0,00, |
| $x_4$ | 1,8656 | 0,000 | $x_2x_6$ | -1,2865 | 0,000 |
| $x_5$ | -0,4097 | 0,033 | $x_2x_7$ | 1,5292 | 0,000 |
| $x_6$ | 3,5167 | 0,000 | $x_2x_8$ | -0,3828 | 0,048 |
| $x_7$ | -4,5372 | 0,000 | $x_3x_5$ | -0,6479 | 0,001 |
| $x_8$ | -5,3554 | 0,000 | $x_3x_6$ | 0,9344 | 0,000 |
| $x_9$ | 0,4538 | 0,018 | $x_3x_9$ | -0,3823 | 0,048 |
| $x_3^2$ | 3,2889 | 0,010 | $x_4x_6$ | 0,7505 | 0,000 |
| $x_5^2$ | -3,2278 | 0,012 | $x_6x_7$ | -1,2562 | 0,000 |
| $x_7^2$ | 4,1555 | 0,001 | $x_7x_8$ | 2,6120 | 0,000 |

**Tab. 5-4:** Bodové odhady regresních parametrů modelu II v kódovaných jednotkách a *P*-hodnoty pro členy modelu.

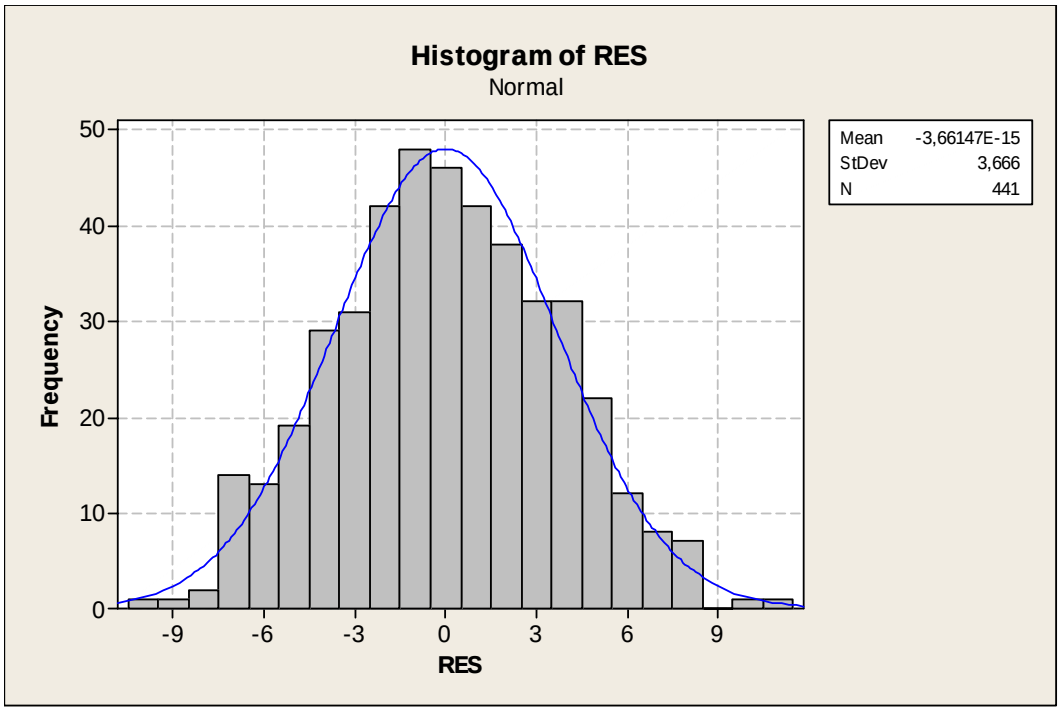
Značnou nevýhodou nástroje DOE v software MINITAB je, že neumožňuje proložit daty model vyššího řádu než druhého. Pokud by bylo zapotřebí proložit daty model vyššího řádu (např. právě z důvodu neadekvátnosti modelu nižšího řádu), pak jedině za použití klasické regresní analýzy. V rámci práce tak bylo rozhodnuto vyzkoušet proložit daty i model třetího řádu – viz kap. 5.5.3.

### *Analýza reziduí*

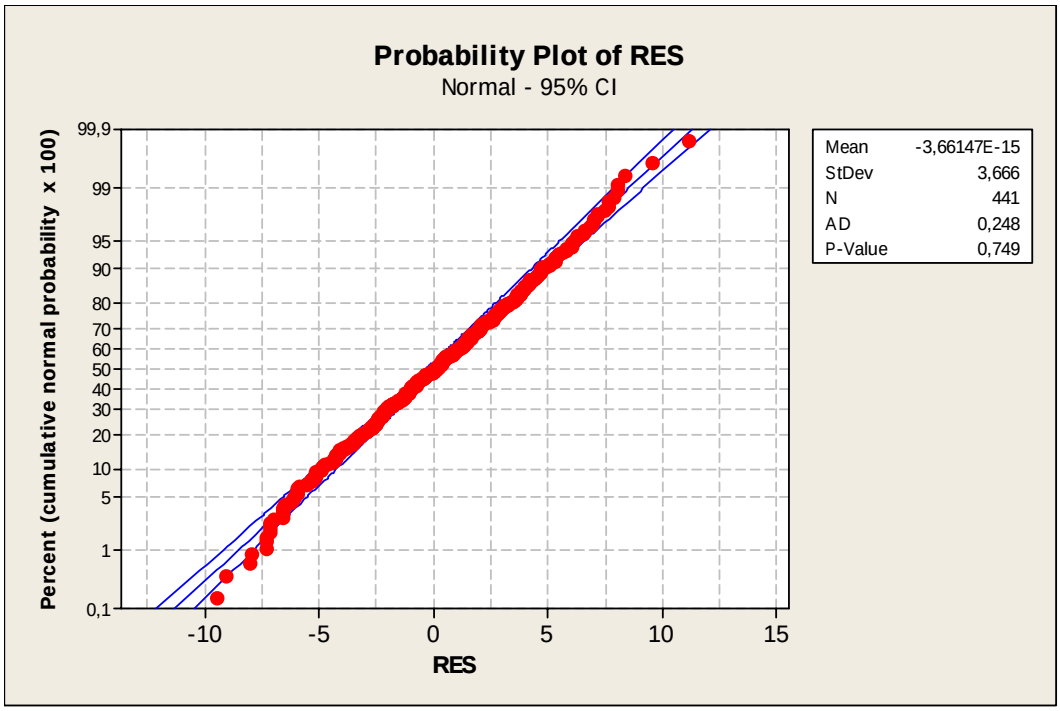
V rámci analýzy reziduí byl opět testován základní předpoklad metody nejmenších čtverců, tj. zda rezidua mají normální rozdělení. To znamenalo vykreslení histogramu četnosti reziduí a pravděpodobnostního grafu normálního rozdělení.

Při pohledu na histogram reziduí (viz obr. 5-10) lze konstatovat, že rezidua jsou symetricky rozložena kolem nuly a téměř dokonale kopírují křivku normálního rozdělení. V histogramu se nevyskytuje žádný extrémně vzdálený sloupec signalizující výskyt „*outliers*“.

V pravděpodobnostním grafu (viz obr. 5-11) rezidua pro jednotlivá měření spadají kolem přímky a leží uvnitř pásů spolehlivosti. Podle [43] mírné odchylky bodů na levém konci neznamenají žádnou vážnou chybu a není třeba jim věnovat další pozornost. Mimo vizuálního zhodnocení grafu je normalita reziduí potvrzena i po stránce statistické, a to nízkou hodnotou koeficientu Anderson-Darlingova testu, $AD < D_{0,95}$, a *P*-hodnotou >> 0,05.

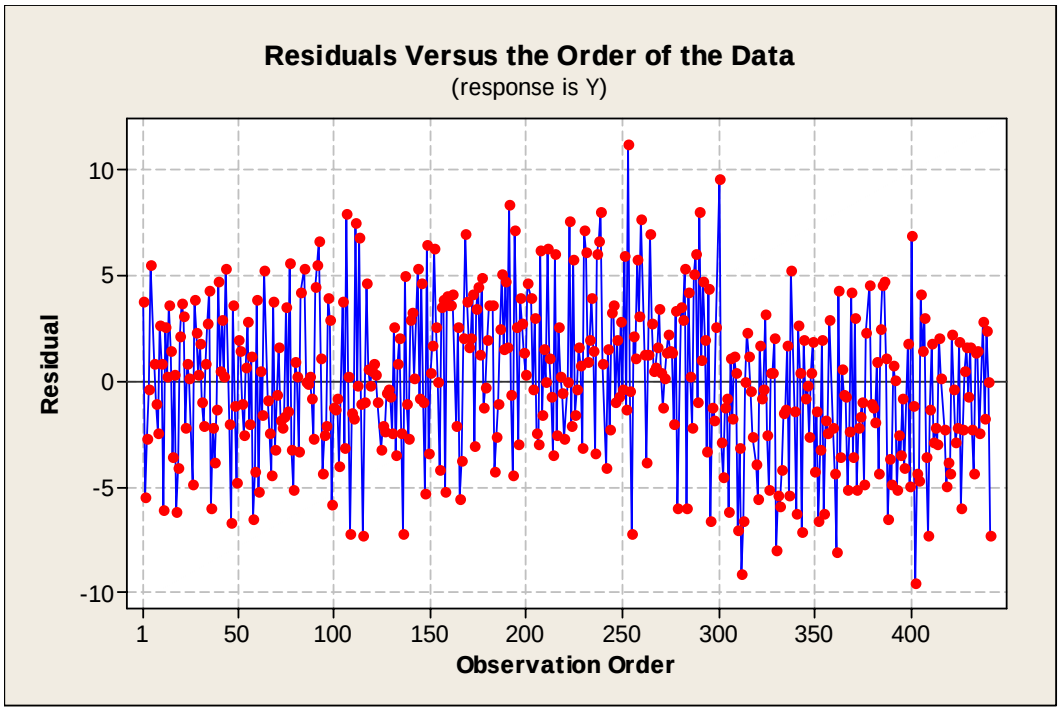



**Obr. 5-10:** Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model II).




**Obr. 5-11:** Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model II).

Poslední test v rámci analýzy reziduí se týkal ověření případné korelovatelnosti mezi rezidui, která mohla vzniknout z důvodu omezení náhodného pořadí jednotlivých měření v průběhu experimentu. Na obr. 5-12 jsou vykreslena rezidua v závislosti na pořadí měření. Rezidua se jeví „bez struktury“ a tak není důvod mít podezření, že by byl porušen předpoklad o nezávislosti chyb nebo konstantním rozptylu.




**Obr. 5-12:** Rezidua versus pořadí měření (model II).

### 5.5.3 Model III

#### *Vyhodnocení dat*

Cílem třetího vyhodnocení dat bylo vyzkoušet, zda by naměřená data lépe popisoval model vyššího řádu než druhého, konkrétně třetího, a zlepšily by se tím predikční schopnosti modelu. Model třetího řádu zahrnoval na začátku regresní analýzy celkem 220 členů včetně absolutního členu $\beta_0$. Postupnou regresní analýzou byly vyloučeny vzájemně korelované a statisticky nevýznamné členy. Finální tvar modelu III je pak tvořen 74 členy, které jsou uvedeny spolu s bodovými odhady regresních koeficientů v příloze II-4. Analýza je pak k dispozici v souboru *MODEL_III.MPJ* na přiloženém CD.

#### *Test o adekvátnosti modelu III*

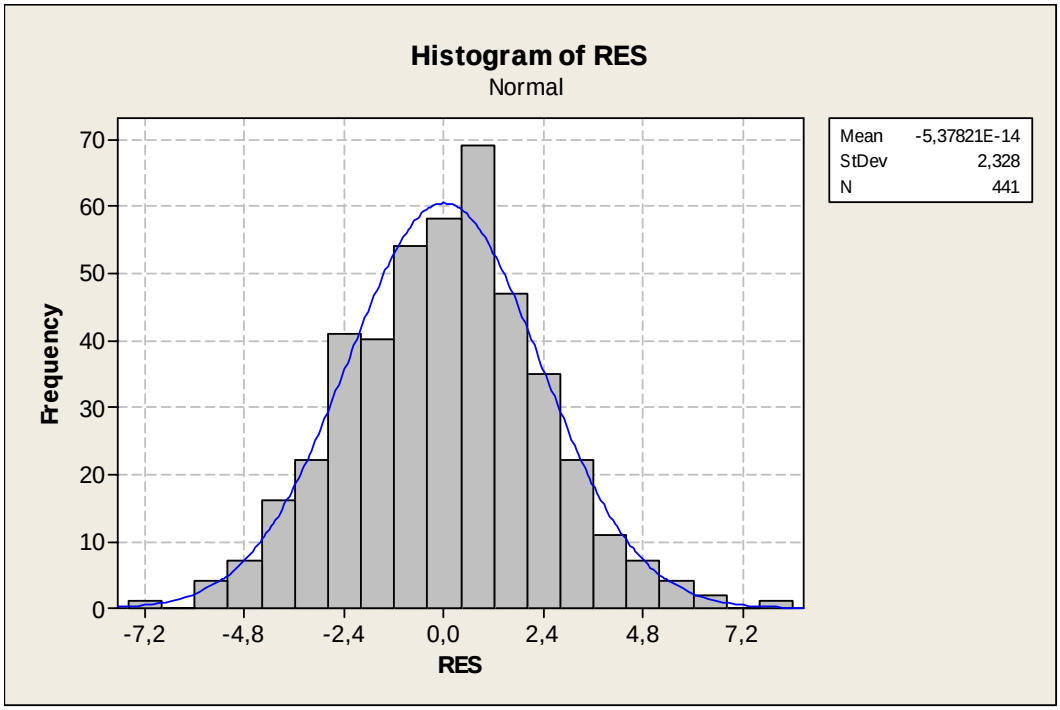
Z tabulky analýzy rozptylů byly odečteny hodnoty rozptylů $s_r^2$ a $s_e^2$ a dopočítaná $F$-hodnota byla porovnána s kvantilem rozdělení:

$$\underbrace{\left.\begin{array}{ll} Lack\text{-}of\text{-}Fit & 17,20 \\ Pure\ Error & 3,84 \end{array}\right\} F = 4,48}_{F > F\text{-}kvantil} \qquad (5.24)$$

Tedy podle $F$-testu je i model třetího řádu neadekvátní vzhledem k experimentálním datům. I přes tento fakt lze konstatovat, že zvýšením řádu modelu se snížila odlišnost rozptylů. Model III je pouze 4,5krát více vzdálený od průměrných naměřených hodnot než jednotlivé naměřené hodnoty ve srovnání s modelem II, u kterého vzdálenost činila cca dvojnásobek. Hodnota $R^2$ = 94,2% vypovídá o velké schopnosti modelu popsat změny odezvy pro daný rozsah experimentálních podmínek. Negativní stránkou modelu je však příliš vysoký počet členů.

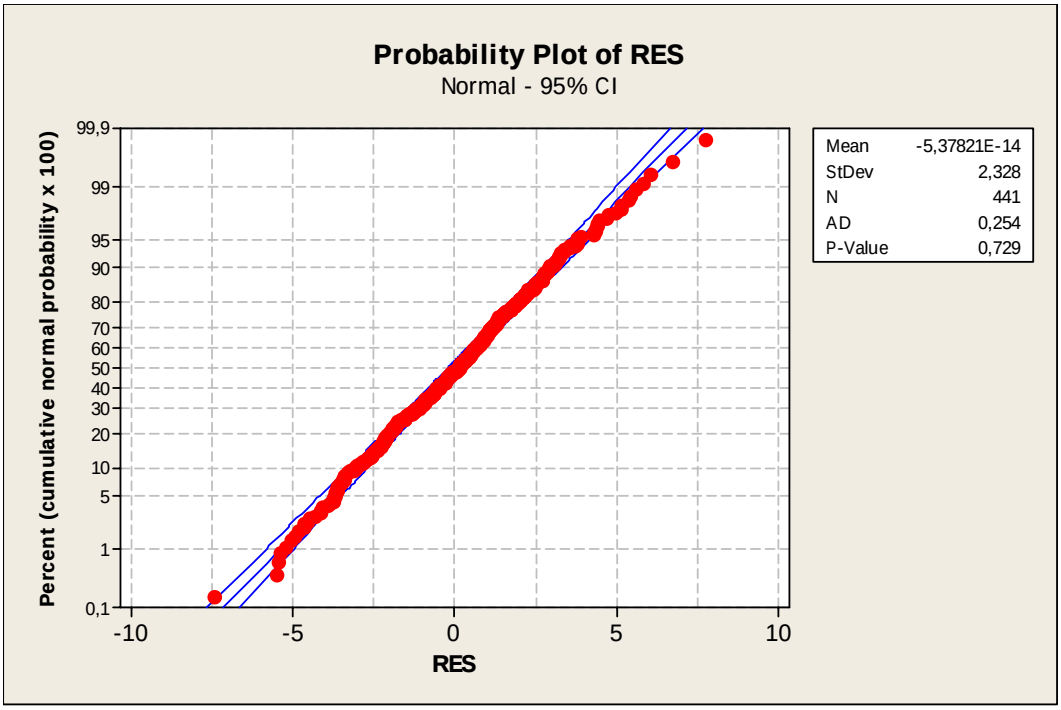
### *Analýza reziduí III*

Z histogramu reziduí na obr. 5-13 je zřejmé, že rozložení četností reziduí bez problému kopíruje křivku normálního rozdělení.




**Obr. 5-13:** Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model III).

Také v pravděpodobnostním grafu normálního rozdělení reziduí (viz obr. 5-14) jsou splněny požadavky pro normální rozdělení reziduí – rezidua jsou rozložena kolem přímky, $AD < D_{0,95}$ a $P$-hodnota >> 0,05.




**Obr. 5-14:** Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model III).

## 5.6 Interpretace výsledků

Výsledky modelování byly interpretovány pro model II, který byl i přes svoji neadekvátnost prohlášen za přípustný a dostatečně přesný pro řešenou problematiku. Důvodem k výběru modelu II je jednak jeho jednodušší tvar, ale především možnost využít ke grafické interpretaci výsledků optimalizační nástroj, tzv. „*Response optimizer*“, který je přímo součástí nástroje DOE. V případě modelu III by výsledky musely být interpretovány prostřednictvím jiného software.

### 5.6.1 Srovnání naměřených a predikovaných hodnot

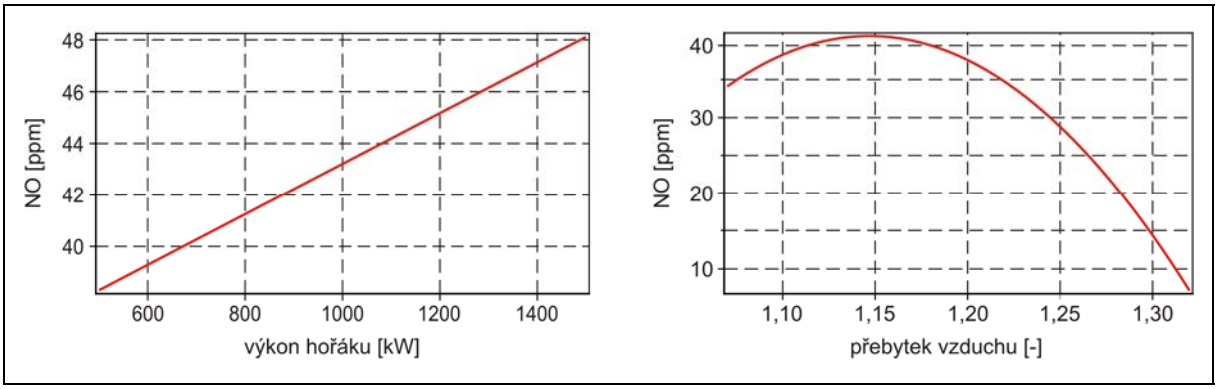
Průměrná relativní odchylka mezi naměřenými hodnotami a hodnotami predikovanými užitím modelu II je přibližně 6,5%, maximálně 27%.

### 5.6.2 Vstupní faktory versus odezva

Prostřednictvím nástroje *Response optimizer* bylo identifikováno, jak se mění odezva (měřená veličina - koncentrace NO v suchých spalinách) jako funkce jednoho z faktorů, zatímco zbylé faktory zůstanou zafixovány na jejich střední úrovni. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 5-15 až obr. 5-19. Zde je nutné znovu zdůraznit, že uvedené množství vzniklého NO [ppm] platí při sledování vlivu pouze jednoho z faktorů, zatímco ostatní faktory nabývají jedné určité hodnoty (konkrétně střední úrovně). Pokud by se změnily hodnoty nesledovaných faktorů, změnily by se i hodnoty NO. Je to způsobeno tím, že množství vzniklého NO je závislé na nastavení všech parametrů. Proto uvedené hodnoty NO mají hlavně informativní charakter.

#### *Výkon hořáku a přebytek spalovacího vzduchu*

Obecně známý vliv výkonu hořáku a přebytku spalovacího vzduchu na tvorbu NO byl dle grafů na obr. 5-15 experimentem potvrzen. Platí, že se vzrůstajícím výkonem hořáku rostou nejen teplotní špičky plamene, ale zvětšují se i objemy oblastí s vysokou teplotou. Oba faktory podporují zvýšení tvorby NO. V případě přebytku spalovacího vzduchu je maxima tvorby NO dosaženo při přebytku $\alpha = 1{,}15$, s dalším zvýšením množství spalovacího vzduchu již dochází k výraznému snížení teploty plamene balastním vzduchem a tím i ke snížení tvorby NO. Z hlediska tvaru a délky plamene při nižším přebytku spalovacího vzduchu dochází k zúžení a prodloužení plamene, protože molekuly paliva obtížněji narazí na molekuly kyslíku než je tomu při vyšším přebytku vzduchu. Pak promíchávání přivedeného paliva (především sekundárního) s kyslíkem a následné vyhoření se dějí na delší vzdálenost.



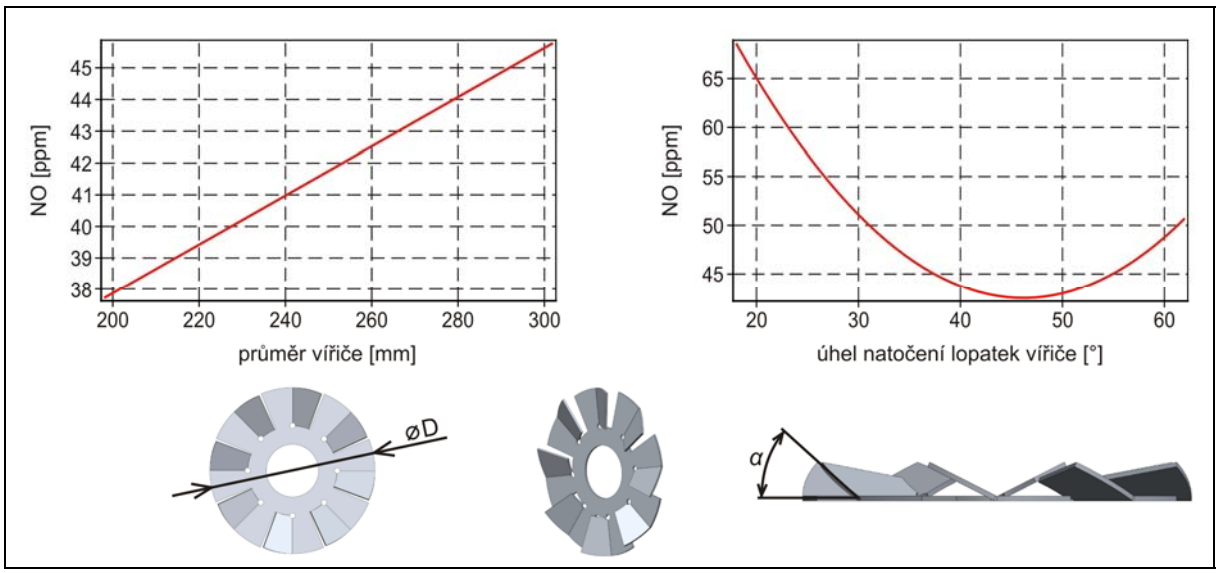

**Obr. 5-15:** Vliv výkonu hořáku a přebytku spalovacího vzduchu na tvorbu NO.

### *Geometrie vířiče*

Geometrie vířiče byla definována průměrem vířiče a úhlem natočení lopatek. Tyto parametry společně ovlivňují rychlost promíchávání paliva se spalovacím vzduchem a oblast, ve které dochází k intenzivnímu promíchávání reaktantů.

Průměr vířiče ovlivňuje množství vzduchu, jaké prochází mezi hranou vířiče a tělem hořáku (průměr těla hořáku je 300 mm), a kolik vzduchu prochází přes lopatky vířiče. Vzduch procházející kolem vířiče vstupuje do spalovací komory v axiálním směru, zato vzduch procházející přes lopatky vířiče vstupuje do spalovací komory v rotaci, která výrazně podporuje promíchávání paliva se spalovacím vzduchem a tím i vlastní spalování. Tedy platí, že čím je průměr vířiče větší, tím je většímu množství vzduchu udělena i tangenciální složka rychlosti. Pak je promíchání paliva se spalovacím vzduchem rychlejší a palivo tak rychleji vyhoří. V důsledku toho dosahují teplotní špičky v plameni vysokých hodnot, které podporují růst NO (viz obr. 5-16).

Úhel natočení lopatek vířiče ovlivňuje jak trajektorii spalovacího vzduchu, tak i množství spalovacího vzduchu procházejícího přímo přes lopatky vířiče. Čím více jsou lopatky vířiče otevřeny, tím je jejich odpor vůči proudícímu spalovacímu vzduchu menší. Pak má větší množství vzduchu tendenci proudit přes lopatky. Na druhou stranu více otevřené lopatky generují slabší vířivý charakter proudu vzduchu, což má za následek snížení intenzity promíchávání paliva se spalovacím vzduchem, pokles teplotních špiček v plameni a tedy i pokles tvorby NO. Experiment odhalil, že při úhlu sklonu lopatek větším než 45° dochází k opětovnému nárůstu tvorby NO (viz obr. 5-16). Lze se domnívat, že při velkém otevření lopatek intenzita promíchávání poklesne natolik, že dochází k vytvoření oblastí bohatých na palivo. Z toho vyplývá, že nárůst tvorby NO může signalizovat tvorbu promptních NO.

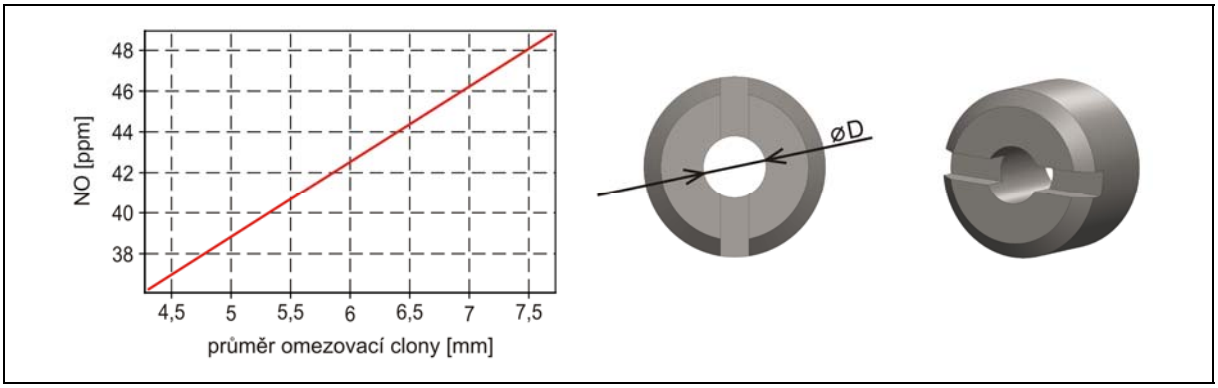



**Obr. 5-16:** Vliv geometrie vířiče na tvorbu NO.

### *Omezovací clona na primárním přívodu paliva*

Distribuce paliva mezi primární a sekundární stupeň závisí jak na poměru ploch primárních a sekundárních trysek, tak na omezovací cloně umístěné na primárním přívodu paliva. Při experimentu byl sledován pouze vliv omezovací clony.

Graf na obr. 5-17 potvrzuje skutečnost, že se zvyšujícím se podílem paliva v sekundárním stupni (tj. průměr omezovací clony se zmenšuje) dochází k poklesu tvorby NO. Avšak průměr omezovací clony nelze zmenšovat až na nulovou hodnotu za účelem snižování tvorby NO, neboť při příliš nízkém průtoku primárního paliva se plamen začíná chovat nestabilně. Problém s nestabilitou plamene při nízkých průtocích primárního paliva lze částečně vyřešit zlepšením distribuce primárního paliva do prostoru spalovací komory, např. vysokým počtem primárních trysek.

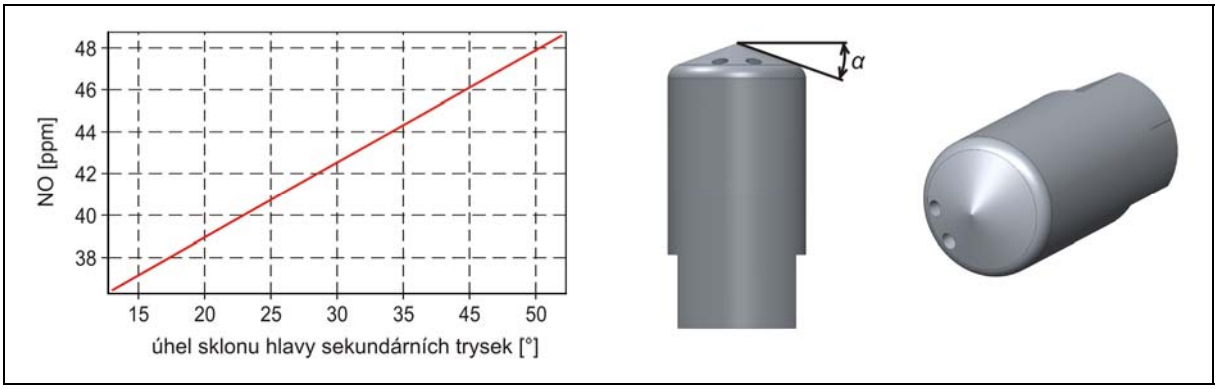



**Obr. 5-17:** Vliv omezovací clony na primárním přívodu paliva na tvorbu NO.

### *Geometrie sekundárních tryskových hlav*

Při experimentu byly použity sekundární tryskové hlavy, ve kterých byly vyvrtány dvě trysky, každá o průměru 3,3 mm. Zakončení tryskových hlav je ve tvaru kužele (výkres sekundární hlavy viz příloha I-6).

Při malém úhlu sklonu hlavy je tvorba NO nízká, protože sekundární palivo je distribuováno na větší vzdálenost podél plamene a ne přímo do jádra plamene jako je tomu v případě větších úhlů sklonu hlavy, které podporují torbu NO (viz obr. 5-18). Z pohledu geometrie plamene malé úhly sklonu hlavy způsobují dlouhé plameny větších průměrů, naopak velké úhly sklonu pomáhají plamen zkrátit a zmenšit jeho průměr.




**Obr. 5-18:** Vliv geometrie sekundárních tryskových hlav na tvorbu NO.

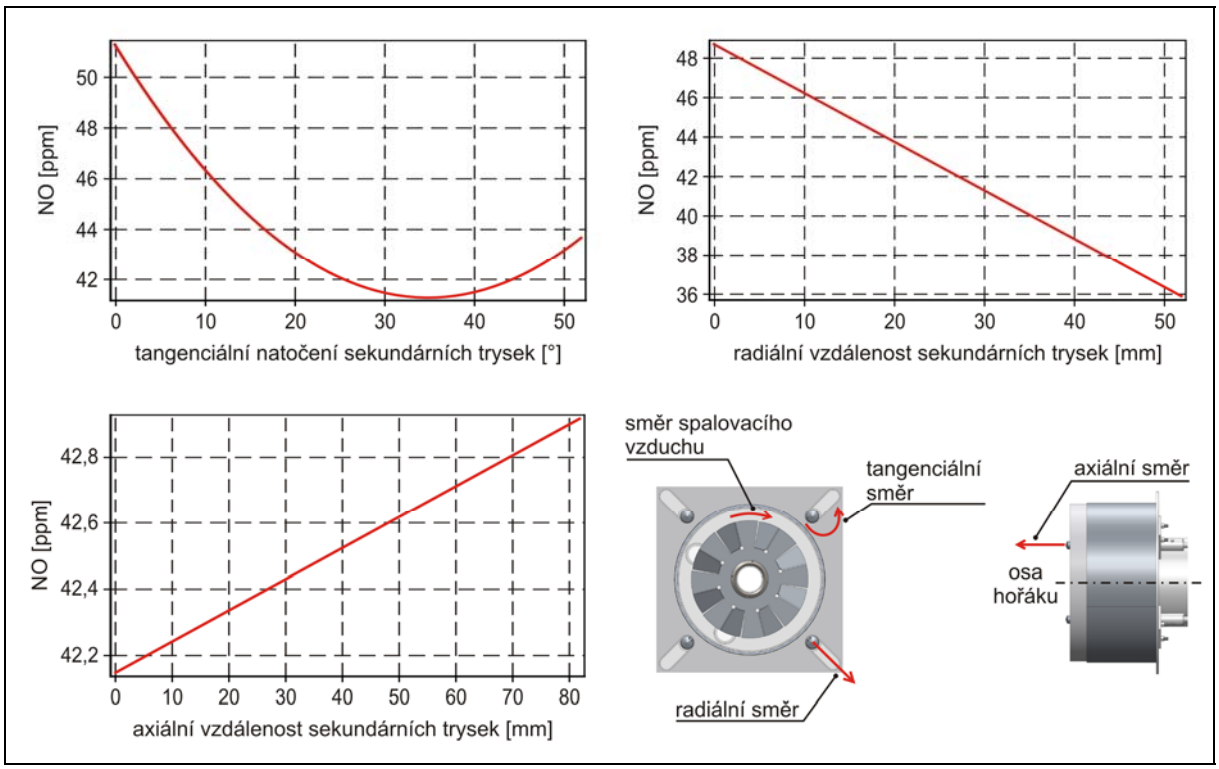
### *Poloha sekundárních trysek*

Poloha sekundárních trysek ovlivňuje nejen množství vzniklých NO, ale i průměr a délku viditelné části plamene. V průběhu experimentu byly nalezeny nastavení polohy sekundárních trysek, při kterých je možné pozorovat „ostrý“ plamen, ale i nastavení, u kterých lze plamen popsat jako „hořící mlhu“. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 5-19.

Při experimentu byly sekundární trysky otáčeny po směru hodinových ručiček, tj. ve směru rotace spalovacího vzduchu. Při referenčním natočení sekundárních trysek (trysky natočeny směrem do axiální osy hořáku, čemuž odpovídá úhel natočení 0°) dosahuje tvorba NO maxima (pro sledovaný rozsah faktoru), a s rostoucím úhlem natočení se tvorba NO snižuje. Pokles tvorby NO lze vysvětlit opět na základě způsobu distribuce paliva. Při referenčním natočení trysek směřuje proud sekundárního paliva přímo do jádra plamene, což má za následek růst teplotních špiček a tím i růst NO. Avšak s rostoucím úhlem natočení trysek je proud sekundárního paliva přiveden mimo hlavní oblast plamene, kde se spalování dokončí, ale za snížených teplot. Tvorba NO dosahuje své minimální hodnoty při natočení trysek o úhel 35°, pak opět tvorba začíná růst. Lze se domnívat, že růst může být opět vysvětlen tvorbou promptních NO, neboť při velkém natočení trysek může docházet k nedokonalému promíchání sekundárního paliva s proudem spalovacího vzduchu a k vytvoření oblastí bohatých na palivo.

Zvětšení radiální vzdálenosti sekundárních trysek od osy hořáku má pozitivní vliv na tvorbu NO. Je to způsobeno tím, že se prodloužila doba vyhoření primárního paliva a s tím zároveň poklesly teplotní špičky. Avšak při posunutí sekundárních trysek do polohy 50 mm od referenční pozice (tj. přibližně 230 mm od osy hořáku) se výrazně zvětšil objem plamene a plamen se začal dotýkat stěn spalovací komory, což je z konstrukčního hlediska spalovací komory nepřípustné. Aby bylo možné „roztáhnout“ sekundární trysky směrem od osy hořáku, je nutné disponovat spalovací komorou o větším průměru.

Při změně axiální vzdálenosti sekundárních trysek je změna tvorby NO minimální, a proto lze vliv tohoto faktoru zanedbat. Mimoto v reálných zařízení by vysunutí trysek do prostoru spalovací komory znamenalo výrazné zkrácení jejich životnosti v důsledku vysokých teplot.




**Obr. 5-19:** Vliv polohy sekundárních trysek na tvorbu NO.

### *5.6.3 Optimální nastavení vstupních faktorů*

K nalezení optimální kombinace nastavení vstupních faktorů (pro zkoumaný rozsah), při kterém je množství vzniklých NO minimální, byl použit nástroj *Response optimizer*. Při optimálním nastavení faktorů, které je uvedeno v tab. 5-5, model predikuje tvorbu 24 ppm NO. Pokud by se zvýšil výkon hořáku, pak by množství NO vzrostlo na 29 ppm.

| $X_1$ [kW] | $X_2$ [mm] | $X_3$ [°] | $X_4$ [mm] | $X_5$ [-] | $X_6$ [°] | $X_7$ [°] | $X_8$ [mm] | $X_9$ [mm] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 745 | 240 | 48 | 5,5 | 1,2 | 20 | 30 | 50 | 0 |

**Tab. 5-5:** Optimální nastavení vstupních faktorů.

Následně bylo provedeno experimentální měření pro toto nastavení faktorů s cílem porovnat predikovanou a naměřenou koncentraci NO, a zjistit informace o stabilitě a tvaru plamene. Koncentrace určená experimentem byla 22 ppm, čímž byla potvrzena spolehlivost modelu. Při optimálním nastavení faktorů byl pozorován stabilní plamen ve formě hořící mlhy, která se místy dotýkala stěn spalovací komory. Při změně natočení sekundárních trysek do polohy 20° vzhledem k referenční pozici se plamen zúžil a zostřil, avšak za současného růstu NO na 35 ppm.

## *5.7 Zhodnocení výsledků*

Úkolem této části práce bylo kvantifikovat vliv geometrie stupňovitého rozdělení paliva a provozních podmínek hořáku na tvorbu NO. K řešení této problematiky byl proveden detailní experiment respektující požadavky teorie plánování experimentu. Vliv parametrů spalování na tvorbu NO byl poté kvantifikován matematickým modelem určeným na základě experimentálních dat.

Nevýhodou odvozeného matematického modelu je jeho omezená oblast použití, neboť model může být aplikován pouze na tento konkrétní typ hořáku. Avšak obdržené křivky závislosti NO na faktorech mají z kvalitativního hlediska obecnou platnost. Zároveň uvedená metodologie pro plánování detailních experimentů může být použita na zkoušky všech druhů hořáků.

Model také umožňuje najít optimální nastavení konstrukčních a provozních parametrů hořáku, při kterém je dosaženo minimální hodnoty NO. Avšak přitom model neposkytuje žádnou informaci o tvaru a stabilitě plamene, což představuje další jeho nevýhodu. Z tohoto důvodu je vždy kladen požadavek na experimentální odzkoušení nalezené kombinace faktorů.

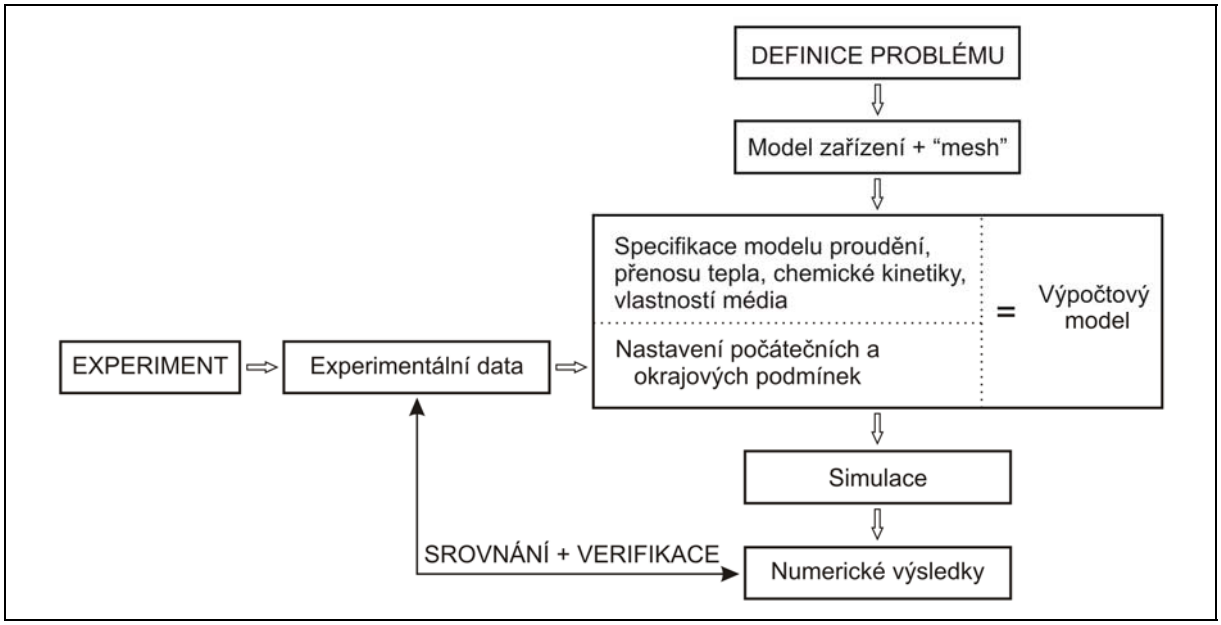
Z údajů získaných z empirického modelu (uvedeného v kap. 5.5.2) lze říci, že faktory $X_1$ až $X_8$ (viz tab. 5-1) mají významný vliv na tvorbu NO. Vliv faktoru $X_9$ na tvorbu NO byl shledán jako zanedbatelný. Zkoumané faktory společně ovlivňují oblast, ve které dochází k intenzivnímu promíchávání primárního paliva se spalovacím vzduchem, s čímž úzce souvisí i rychlost vlastního promíchávání, dále ovlivňují rozdělení paliva na primární a sekundární stupeň a v neposlední řadě i distribuci sekundárního paliva do prostoru spalovací komory.

Můžeme s jistotou říci, že použití stupňovitého spalovaní je opodstatněné a pro snížení tvorby oxidů dusíku je doporučit. Navíc stupňovitým spalováním lze ovlivnit i tvar, délku a průměr plamene podle požadavků konkrétního zařízení, na kterém má být hořák instalován.

# 6 Modelování založené na metodách CFD

V případě řešení dalšího klíčového parametru spalování se jedná o simulaci procesu spalování užitím metod CFD. Simulace byla zaměřena na predikci tepelných toků do stěny spalovací komory. Tato problematika přitahuje pozornost konstruktérů kvůli důsledkům vysokého tepelného zatížení stěn na konstrukci spalovacích komor, kotlů a dalších podobných spalovacích zařízení. Podobně jako v případě modelování založeného na statistickém zpracování dat je v úvodu věnována pozornost popisu matematického modelování proudění tekutin a popisu modelovaného hořáku. V dalších kapitolách pak následuje analýza experimentálních dat z dlouhodobé zkoušky modelovaného hořáku včetně provedené chybové analýzy, výklad postupu při simulaci spalování a na závěr jsou srovnány numerické výsledky s experimentálními daty.

Přístup aplikovaný v této kapitole zahrnuje několik kroků, od samotné přípravy výpočtového modelu až po interpretaci výsledků. Pro přehlednost je koncepce CFD simulace znázorněna diagramem na obr. 6-1. Diagram zároveň naznačuje strukturu této kapitoly.




**Obr. 6-1:** Koncepce CFD simulace.

## *6.1 Matematické modelování proudění tekutin*

Matematické modelování proudění tekutin užitím CFD umožňuje vývoj nových technologií a geometrií hořáku včetně jejich rychlého odzkoušení ve srovnání se stavbou prototypu hořáku či celého spalovacího zařízení. Modelování také může výrazně ušetřit čas i náklady na vývoj prototypu eliminací nevhodných geometrií v počáteční fázi návrhu bez nutnosti zkoušek. Avšak v mnoha případech vlastní zkoušky hořáků zůstanou nenahraditelnými ještě dlouhou dobu, především z důvodů nejistoty a omezení spojených s počítačovým modelováním.

Základem všech výpočtů proudění tekutin jsou rovnice, které vyjadřují základní fyzikální zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie [5].

- *Zákon zachování hmotnosti* je vyjádřen rovnicí kontinuity, která říká, že celkový hmotností tok stěnou uvažovaného objemu je roven rychlosti změny hmotnosti tekutiny obsažené v tomto objemu.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \tag{6.1}$$

- *Zákon zachování hybnosti* vyjadřuje rovnováhu sil působících na médium. Celková změna hybnosti tekutiny v uvažovaném objemu za jednotku času je rovna součtu všech vnějších sil (objemových i plošných), které na tento objem působí. Systém rovnic (6.2) je znám rovněž jako Navier-Stokesovy rovnice.

$$\frac{\partial (\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \rho f_i \tag{6.2}$$

- *Zákon zachování energie* je vyjádřen prvním termodynamickým zákonem. Celkový přírůstek energie v určitém objemu tekutiny se rovná tepelnému toku do objemu tekutiny a práci vnějších sil vykonané na objemu tekutiny.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j h) = \frac{\partial p}{\partial t} + \rho u_j f_j + \frac{\partial (\tau_{jl} u_j)}{\partial x_l} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left( \lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \tag{6.3}$$

### *6.1.1 Modelování turbulence*

Při řešení turbulentního proudění se vzhledem ke své složité a ne dosud plně objasněné fyzikální podstatě turbulence používají zjednodušené modely. Zatím neexistuje obecně platný model, naopak, modely turbulence jsou závislé i na konkrétních podmínkách, geometrii řešené oblasti apod. Přímé řešení Navier-Stokesových rovnic by při turbulentním proudění vyžadovalo výpočtovou síť s kontrolními objemy rozměrově odpovídajícími rozměrům nejmenších vírů. Proto se ve většině inženýrských úloh turbulentního proudění využívají statistické modely turbulence, které jsou založeny na metodě časového průměrování veličin turbulentního proudění a bilančních rovnic, označované jako RANS (*Reynolds-averaged Navier-Stokes equations*) modely ([51], [52]). V těchto modelech jsou okamžité hodnoty veličin popisujících turbulentní proudění rozloženy na část časově průměrovanou (střední hodnota veličiny) a fluktuační složku.

$$f = \overline{f} \pm f' \,, \tag{6.4}$$

což se ve výsledných pohybových rovnicích projeví přídavnými členy reprezentujícími účinek turbulence na deformaci objemu, tzv. Reynoldsova (turbulentní) napětí. Reynoldsova napětí jsou modelována doplňkovými diferenciálními rovnicemi, které společně s pohybovými rovnicemi tvoří řešitelný systém rovnic. Níže uvedené modely využívají (s jednou výjimkou) Boussinesqovy hypotézy o turbulentní viskozitě [53], která předpokládá, že turbulentní napětí jsou úměrná gradientu střední rychlosti, teploty, koncentrace apod. Turbulentní viskozita není fyzikální vlastností tekutiny, ale charakterizuje proudění. Nevýhodou tohoto přístupu je předpoklad o tom, že turbulentní viskozita je izotropní, což není striktně pravda.

Modely RANS jsou v praxi používány především kvůli svým nízkým nárokům na výpočtový čas. Na druhou stranu ale závěry učiněné mezinárodní výzkumnou nadací plamene IFRF (*International Flame Research Foundation*) na základě výzkumu vířivých hořáků na práškové uhlí [54], dále v oblasti studií hořáků na kapalná paliva [55] a znovu nedávno pro hořáky na plynná paliva [56] uvádějí, že predikce vířivých difúzních plamenů užitím RANS je značně problematická a nepříliš spolehlivá. Důvody nedostatků predikce vířivých plamenů užitím RANS nejsou zatím zcela jasné, obzvláště když predikce nevířivých plamenů jsou vcelku spolehlivé [57].

### *6.1.2 Klasifikace modelů turbulence*

Z hlediska modelování turbulentní viskozity lze rozdělit modely turbulence do několika skupin, z nichž základní jsou (nazvané podle počtu doplňkových diferenciálních rovnic pro Reynoldsova napětí): nularovnicové, jednorovnicové a dvourovnicové modely.

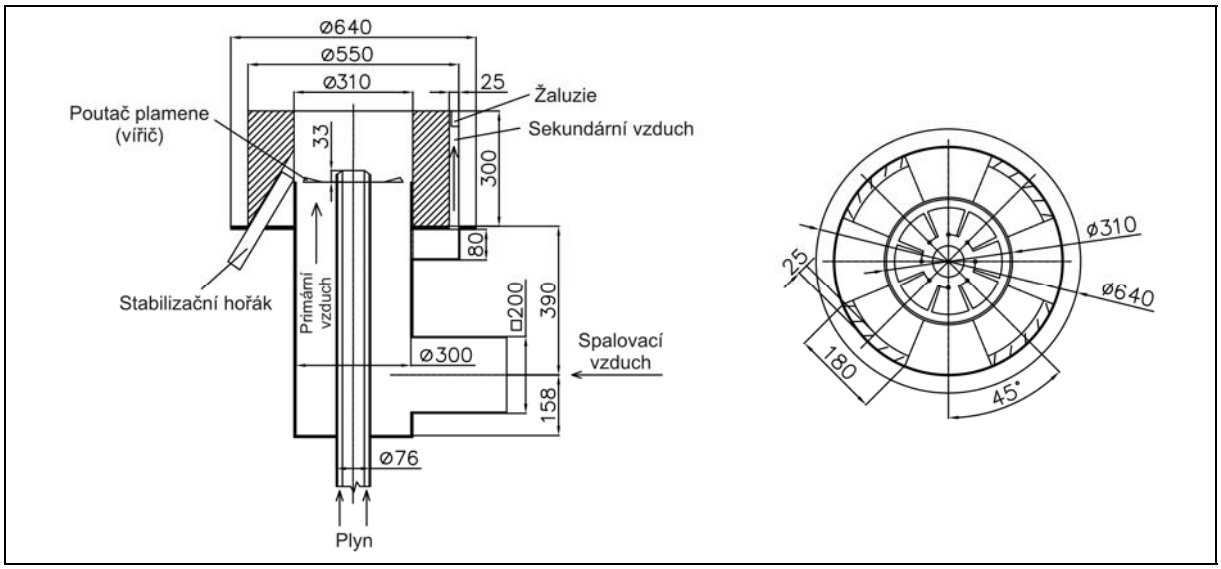
- *Nularovnicové modely* (model směšovací délky) – turbulentní viskozita je vyjádřena v závislosti na střední hodnotě rychlosti a směšovací délce. Tento model je vhodný pro modelování proudění v tenké smykové vrstvě, naopak nevhodný pro modelování proudění s turbulencí.
- *Jednorovnicové modely* – model používá jednu doplňkovou parciální diferenciální rovnici pro výpočet turbulentní viskozity. Není vhodný pro složitější případy proudění.
- *Dvourovnicové modely* – skupina modelů turbulence využívající dvě doplňkové pohybové rovnice. Mezi nejpoužívanější dnes patří $k$-$\varepsilon$ model, resp. $k$-$\omega$ model. První z doplňkových rovnic je řešena pro kinetickou energii turbulence $(k)$ a druhá rovnice je pro rychlost disipace kinetické energie turbulence $(\varepsilon)$, resp. pro měrnou rychlost disipace kinetické energie turbulence $(\omega = \varepsilon / k)$.
- *LES* (*Large Eddy Simulation*) – při turbulentním proudění vznikají víry o různé velikosti, přičemž velké víry přímo ovlivňují charakter proudění a malé víry jsou zodpovědné za disipaci kinetické turbulentní energie v důsledku viskozity. Princip simulace velkých vírů spočívá v tom, že velké víry jsou řešeny přímo a malé víry jsou modelovány tzv. „subgridními“ modely.
- *DNS* (*Direct Numerical Simulation*) - v metodě přímé numerické simulace nejsou učiněny žádné zjednodušující předpoklady týkající se turbulence proudění. Řešená oblast musí být pokryta velmi jemnou výpočtovou sítí. Buňky musí být tak malé, aby bylo možné na nich řešit i ty nejmenší víry. Tyto víry mohou existovat např. jen několik tisícin vteřiny a proto je nutné počítat nestacionární proudění s velmi krátkým časovým krokem. Při stávající výpočetní technice není možné tuto metodu použít při řešení problematiky spalování.

Další model již není založen na Boussinesqově turbulentní viskozitě:

- *RSM model* (*Reynolds Stress Model*) – řeší šest diferenciálních rovnic pro výpočet tenzoru Reynoldsových napětí. Vypočtená Reynoldsova napětí jsou posléze dosazována do rovnice pro přenos hybnosti. Sedmá rovnice popisuje disipaci kinetické energie turbulence. Nasazení modelu RSM je nutné zejména v situacích se silnou rotací proudící tekutiny (např. v cyklónech, v mnoha typech hořáků atd.). Model dosahuje lepších výsledků než dvourovnicové modely, ale za cenu zvýšení výpočetních nároků.

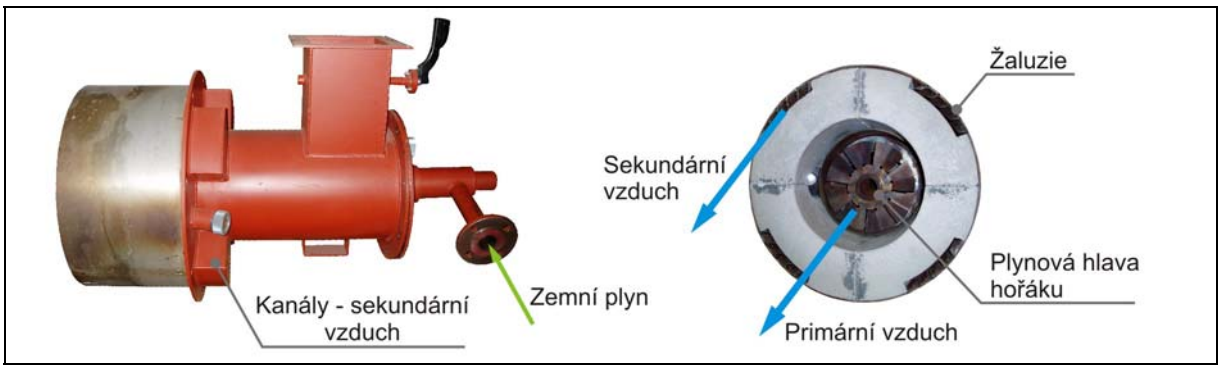
## 6.2 Popis modelovaného hořáku

Jedná se opět o hořák s potlačenou tvorbou oxidů dusíku, v tomto případě o hořák s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu a jednostupňovým přívodem zemního plynu. Jde opět o difúzní typ hořáku s nuceným přívodem vzduchu. Zjednodušené schéma hořáku je znázorněno na obr. 6-2, fotografie hořáku jsou zobrazeny na obr. 6-3.




**Obr. 6-2:** Schéma hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu.

Spalovací vzduch je přiváděn do prostoru hořáku vzduchotechnickým potrubím o čtvercovém průřezu. Proud spalovacího vzduchu je rozdělen na primární a sekundární stupeň až uvnitř samotného hořáku v místě před hořákovým kamenem (viz obr. 6-2). Rozdělení vzduchu je tedy řízeno pouze geometrií hořáku. Primární vzduch vstupuje do prostoru spalovací komory centrální trubkou. Sekundární přívod vystupuje z hořáku čtyřmi vzduchovými kanály, v jejichž ústí jsou pod úhlem přibližně 30° přivařeny žaluzie, které udělují sekundárnímu proudu vzduchu tangenciální složku rychlosti, aby byla podpořena rotace plamene, což vede k jeho stabilizaci.




**Obr. 6-3:** Fotografie hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu.

Zemní plyn je přiváděn centrální nosnou trubkou, která je totožná jako v případě hořáku se stupňovitým přívodem paliva. Hořák je opět vybaven vířičem upevněným na centrální nosné trubce a umístěným blízko pod tryskami zemního plynu.

## *6.3 Řešení distribuce spalovacího vzduchu v těle hořáku do primárního a sekundárního stupně*

Jak bylo výše uvedeno, přivedený spalovací vzduch je rozdělen na primární a sekundární stupeň pouze vlastní geometrií hořáku. Neexistují žádné regulační orgány, které by regulovaly průtok spalovacího vzduchu jednotlivými stupni. Geometrie hořáku ani neumožňovala provést jakékoliv měření průtoku spalovacího vzduchu v jednotlivých stupních během předběžných zkoušek, byl znám pouze celkový průtok spalovacího vzduchu. Z tohoto důvodu bylo rozhodnuto provést před samotnou dlouhodobou zkouškou hořáku numerickou simulaci proudění vzduchu uvnitř hořáku za účelem zjistit, jaký je poměr sekundární vzduch/celkové množství přivedeného spalovacího vzduchu. (Problematiku distribuce spalovacího vzduchu mezi jednotlivé stupně u dvoupalivového hořáku se stupňovitým přívodem vzduchu řešila např. práce [58]).

### *6.3.1 Původní stav*

Předběžné zkoušky hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu byly provedeny za účelem zjistit, jaká je stabilita a tvar plamene při různých výkonech, přebytcích spalovacího vzduchu a geometriích vířiče. Při těchto zkouškách byla ale pozorována vysoká koncentrace oxidu dusnatého při kterémkoliv nastavení hořáku. Výsledky z části měření jsou uvedeny v tab. 6-1.

Naměřené hodnoty z tab. 6-1 byly porovnány s hodnotami koncentrace NO naměřenými při zkouškách hořáku se stupňovitým přívodem zemního plynu. Při těchto zkouškách byla naměřena minimální hodnota rovna 30 ppm NO při výkonu 745 kW a přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1{,}2$, a maximální hodnota rovna 71 ppm NO při výkonu 1120 kW a přebytku spalovacího vzduchu $\alpha = 1{,}2$. Z tohoto srovnání hodnot ze zkoušek hořáků a s přihlédnutím k výsledkům uvedených v publikaci [19] bylo vyvozeno, že metoda stupňovitého přívodu spalovacího vzduchu není při této geometrii hořáku efektivně využita a nevede k výraznému snížení tvorby oxidů dusíku. Proto bylo rozhodnuto, že je nutné provést simulaci proudění spalovacího vzduchu v těle hořáku s cílem zjistit, v jakém poměru je přivedený spalovací vzduch reálně rozdělován do primárního a sekundárního stupně.

| Výkon [kW] | Přebytek spalovacího vzduchu [-] | Průměr vířiče [mm] | Úhel natočení lopatek vířiče [°] | NO [ppm] |
|---|---|---|---|---|
| 800 | 1,15 | 240 | 35 | 81 |
| 800 | 1,15 | 240 | 55 | 87 |
| 930 | 1,15 | 260 | 45 | 82 |
| 930 | 1,15 | 290 | 45 | 87 |

**Tab. 6-1:** Naměřené hodnoty NO při předběžných zkouškách hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu.

Pro určení tohoto poměru byl vytvořen 3D model celého spalovacího zařízení zahrnující přívodní vzduchotechnické potrubí spalovacího vzduchu, vlastní hořák, vířič, spalovací komoru a část kouřovodu. Model i výpočetní síť (grafická příloha III-1) byly vytvořeny v programu GAMBIT 2.3 16 [59]. Celá geometrie byla modelována s maximální pozorností na detaily. Pouze takové detaily, jako jsou inspekční otvory v plášti spalovací komory a meziplášťový prostor vyplněný chladicí vodou, jsou považovány za nedůležité a proto byly v geometrii zanedbány. I když by pro simulaci proudění spalovacího vzduchu postačil značně

zjednodušený model geometrie (bez modelování geometrie plynových trysek), takto detailní model spalovacího zařízení byl vytvořen s ohledem na to, že bude dále využit při plánované simulaci spalování. Po vytvoření geometrie a sítě se musí nastavit okrajové podmínky.

***Provozní podmínky***

Předpokládají se: provozní tlak $p_{op}$ = 99 kPa a gravitační zrychlení g = –9,81 m·s$^{-2}$ (kladná osa *y* má opačný směr než gravitační zrychlení, proto je před hodnotou gravitačního zrychlení záporné znaménko).

***Podmínky na vstupu***

Určeny hmotnostním průtokem spalovacího vzduchu potřebného ke spálení potřebného množství zemního plynu k dosažení výkonu hořáku 750 kW s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha = 1{,}1$ (simulace proudění vzduchu provedena pro předpokládané provozní parametry hořáku při dlouhodobé zkoušce). Jednotlivé kroky nutné k určení hmotnostního průtoku vzduchu jsou popsány níže.

1. Jako první krok je nutné vypočítat průtok plynu plynoměrem potřebný k dosažení výkonu 750 kW. Výhřevnost zemního plynu byla stanovena na základě jeho chemického složení a výhřevností jednotlivých obsažených uhlovodíků uvedených v tab. 6-2. Pak celková výhřevnost zemního plynu byla určena podle vztahu:

$$LHV = \sum_i \frac{x_i}{100} \cdot LHV_i \ . \tag{6.5}$$

Průtok plynu vztažený k normálním podmínkám ($p_0$ = 101,325 kPa, $T_0$ = 273,15 K) je pak určen podle vztahu:

$$V_{\text{plyn},0} = 3600 \cdot \frac{P_{\text{hořák}}}{LHV} \ , \tag{6.6}$$

$$\underline{\underline{V_{\text{plyn},0} = 75{,}4 \ \text{m}_\text{N}^3/\text{h}}} \ .$$

| Složka | Koncentrace [obj. %] | Výhřevnost složky $LHV_i$ [kJ/m$_N^3$] | Příspěvek složky [kJ/m$_N^3$] |
|---|---|---|---|
| $CH_4$ | 98,24 | 35781,00 | 35151,25 |
| $C_2H_6$ | 0,59 | 63687,00 | 375,75 |
| $C_3H_8$ | 0,17 | 91176,00 | 155,00 |
| $C_4H_{10}$ | 0,07 | 118279,00 | 82,80 |
| $C_5H_{12}$ | 0,02 | 145957,39 | 29,19 |
| $C_6H_{14}$ | 0,01 | 173458,00 | 17,35 |
| $N_2$ | 0,83 | 0,00 | 0,00 |
| $CO_2$ | 0,07 | 0,00 | 0,00 |
| Suma | 100 | **Výhřevnost paliva LHV [kJ/m$_N^3$]** | **35811,34** |

**Tab. 6-2:** Chemické složení zemního plynu, výhřevnosti obsažených uhlovodíků a celková výhřevnost zemního plynu.

2. Jako druhý krok je nezbytný přepočet složení suchého vzduchu na vlhký vzduch. Maximální množství vody, která může být v nasávaném vzduchu obsažena, je závislé na teplotě okolí a barometrickém tlaku v dané lokalitě. Nejdříve je třeba zjistit tlak nasycených par vody. Ten lze vypočítat např. pomocí Antoineovy rovnice [60]:

$$\log p^0 = A - \frac{B}{C+t} \ , \tag{6.7}$$

kde $p^0$ je tlak nasycených par [kPa], $t$ je teplota [°C], $A$, $B$, $C$ jsou pro danou látku experimentálně zjištěné konstanty. V tab. 6-3 jsou uvedeny hodnoty konstant pro vodu v plynném stavu.

| Teplotní interval | 1 až 100°C | 100 až 265°C |
|---|---|---|
| A | 7,19621 | 7,14258 |
| B | 1730,63 | 1715,7 |
| C | 233,426 | 234,268 |

**Tab. 6-3:** Konstanty Antoineovy rovnice pro vodu (převzato z [60]).

Pro další výpočty budou uvažovány následující podmínky:

- Teplota okolí $t$ 10°C
- Barometrický tlak $p_{bar}$ 99 kPa
- Relativní vlhkost $RV$ 60%

Po dosazení do rovnice (6.7) vychází pro vodu při výše uvedených podmínkách tlak nasycených par $p^0$ = 1,22 kPa. Koncentrace vody [-] ve vzduchu pro požadovanou teplotu, barometrický tlak a relativní vlhkost se vypočítá podle vztahu:

$$c_{H_2O} = \frac{p^0}{p_{bar}} \cdot \frac{RV}{100} \ , \tag{6.8}$$

$$\underline{\underline{c_{H_2O} = 0,0072}} \ .$$

Koncentrace zbývajících složek vlhkého vzduchu [-] se dopočítá podle vztahu:

$$c_{N_2,O_2,Ar,CO_2,vv} = \frac{c_{N_2,O_2,Ar,CO_2,sv}}{100} \cdot \left(1 - c_{H_2O}\right) \ . \tag{6.9}$$

| Složka | Suchý vzduch - koncentrace [obj. %] | Vlhký vzduch - koncentrace [obj. %] |
|---|---|---|
| $N_2$ | 78,03 | 77,47 |
| $O_2$ | 20,99 | 20,84 |
| Ar | 0,95 | 0,94 |
| $CO_2$ | 0,03 | 0,03 |
| $H_2O$ | 0,00 | 0,72 |
| Suma | 100 | 100 |

**Tab. 6-4:** Složení suchého a vlhkého vzduchu.

3. Poslední krok spočívá ve výpočtu skutečné spotřeby spalovacího vzduchu. Pro spálení paliva, jehož složkami jsou čisté uhlovodíky $C_XH_Y$, platí následující rovnice pro výpočet potřebného množství kyslíku:

$$C_X H_Y + \left( X + \frac{Y}{4} \right) \cdot O_2 = X \cdot CO_2 + \frac{Y}{2} \cdot H_2O \qquad (6.10)$$

Z tab. 6-5 vyplývá, že při koncentraci kyslíku 20,84 objemových % ve vlhkém vzduchu je zapotřebí pro stechiometrické spálení 1 $m_N^3$ zemního plynu 9,603 $m_N^3$ vlhkého vzduchu. Koeficient přebytku vzduchu pak udává násobek teoretické spotřeby vzduchu. Tedy ve skutečnosti je zapotřebí 796,5 $m_N^3$ vzduchu ke spálení 75,4 $m_N^3$ zemního plynu.

| Zemní plyn | | Koeficient spotřeby kyslíku [kmol/kmol složky] | Spotřeba kyslíku [$m_N^3/m_N^3$ směsi] |
|---|---|---|---|
| Složka | Koncentrace [obj. %] | | |
| $CH_4$ | 98,24 | 2,0 | 1,9648 |
| $C_2H_6$ | 0,59 | 3,5 | 0,0207 |
| $C_3H_8$ | 0,17 | 5,0 | 0,0085 |
| $C_4H_{10}$ | 0,07 | 6,5 | 0,0046 |
| $C_5H_{12}$ | 0,02 | 8,0 | 0,0016 |
| $C_6H_{14}$ | 0,01 | 9,5 | 0,0010 |
| $N_2$ | 0,83 | 0,0 | 0,0 |
| $CO_2$ | 0,07 | 0,0 | 0,0 |
| Suma | 100 | **Celkem** | **2,0012** |

**Tab. 6-5:** Teoretická spotřeba kyslíku ke spálení 1$m_N^3$ zemního plynu.

Nakonec je třeba provést přepočet průtoku vzduchu vzhledem k provozním podmínkám pomocí stavové rovnice ideálního plynu ve tvaru:

$$V_{\text{vzduch}} = \frac{p_0 \cdot V_{\text{vzduch},0} \cdot T_{\text{vzduch}}}{T_0 \cdot p_{\text{op}}} , \qquad (6.11)$$

$$V_{\text{vzduch}} = 825,7 \text{ m}^3/\text{h} ,$$

$$\underline{\underline{m_{\text{vzduch}} = 0,281 \text{ kg/s}}} .$$

***Okrajová podmínka stěna (wall)***
Nastavena na několika plochách geometrie. Jsou to: vnější stěny modelu, vířič, vzduchové kanály pro sekundární vzduch a centrální nosná trubka. Podmínky na těchto stěnách jsou určeny nulovým tepelným tokem.

***Podmínky na výstupu***
Určeny podtlakem $p_g$ = -100 Pa a teplotou spalovacího vzduchu $T_{\text{vzduch}}$ = 283 K. Podtlak $p_g$ je vztažen k provoznímu tlaku $p_{\text{op}}$ = 99 kPa (odpovídá tlaku okolí) a v provozu je zajišťován ejektorem integrovaným do komína.

***Specifikace média***
Dalším krokem ve vytváření modelu je specifikace média, které zde má proudit. Jedná se o atmosférický vzduch, jehož standardní složení je již specifikováno v databázi materiálů programu FLUENT a byly pro něj zavedeny následující závislosti:

- Hustota $\rho_{\text{vzduch}}$ je počítána ze stavové rovnice ideálního plynu pro stlačitelné proudění

$$\rho_{\text{vzduch}} = \frac{p \cdot MW}{R_m \cdot T} \ . \tag{6.12}$$

- Měrná tepelná kapacita $c_{p,\text{vzduch}}$ je počítána z polynomiální závislosti na teplotě, kterou nabízí databáze programu FLUENT.
- Dynamická viskozita $\eta_{\text{vzduch}}$ je definována jako konstanta, pro vzduch $\eta_{\text{vzduch}} = 1,7894 \cdot 10^{-5}$ Pa·s.

Nyní má již model všechny náležitosti potřebné ke spuštění iteračního výpočtu. Řešení bylo hledáno pro časově ustálené proudění. Byl použit *realizovatelný* $k-\varepsilon$ model turbulence. U hodnot relaxačních faktorů a limitních hodnot řešení byly ponechány výchozí hodnoty, které jsou automaticky nastaveny při spuštění programu FLUENT 6.3.26 [36]. Pro zvýšení přesnosti výpočtu bylo pro tlak, hustotu a hybnost použito diskretizační schéma druhého řádu, pro ostatní veličiny bylo dostačující diskretizační schéma prvního řádu. Konvergence řešení bylo dosaženo po 570 iteracích.

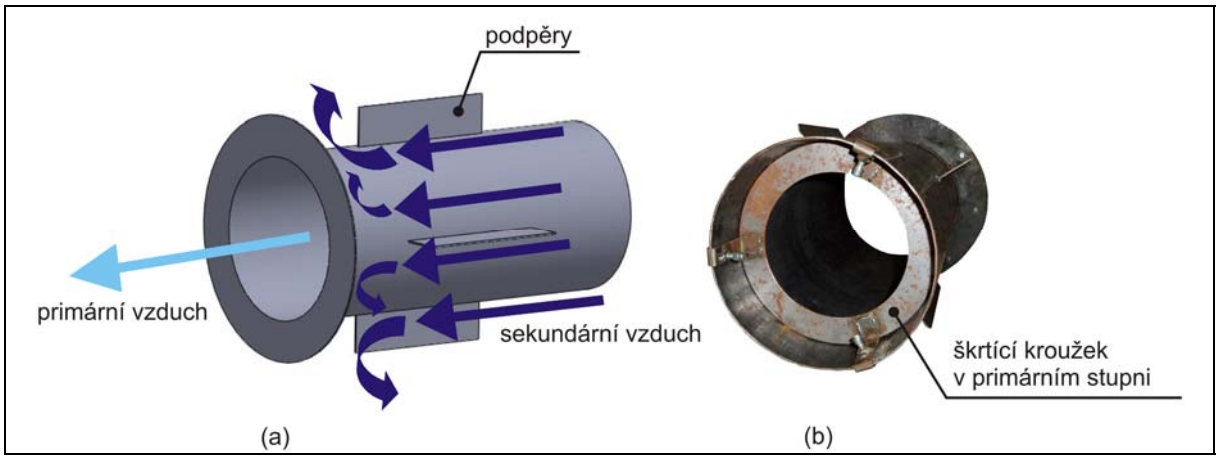
Výsledkem iteračního výpočtu je řešení představující rozložení fyzikálních veličin v prostoru modelu. Výstupem může být grafické zobrazení vrstevnic nebo vektorů daných veličin, nebo numerické vyjádření dané veličiny. Je též možné odečíst hodnotu požadované veličiny ve kterémkoliv místě prostoru modelu. V tomto případě bylo stěžejní monitorování hmotnostních průtoků spalovacího vzduchu primárním a sekundárním stupněm následně přepočítané na procenta. Simulací bylo zjištěno, že 77% z celkového množství přivedeného vzduchu proudí primárním stupněm a pouze 23% proudí sekundárním stupněm.

Výstupy ze CFD potvrdily pochybnosti o nedostatečném rozdělení spalovacího vzduchu a z tohoto důvodu bylo rozhodnuto navrhnout úpravu vnitřní geometrie hořáku tak, aby bylo možné regulovat množství spalovacího vzduchu v primárním a sekundárním stupni a tím lépe vyšetřit vliv stupňovitého přívodu spalovacího vzduchu do prostoru spalovací komory na tvorbu oxidů dusíku.

### *6.3.2 Distribuce spalovacího vzduchu užitím válcové vestavby*

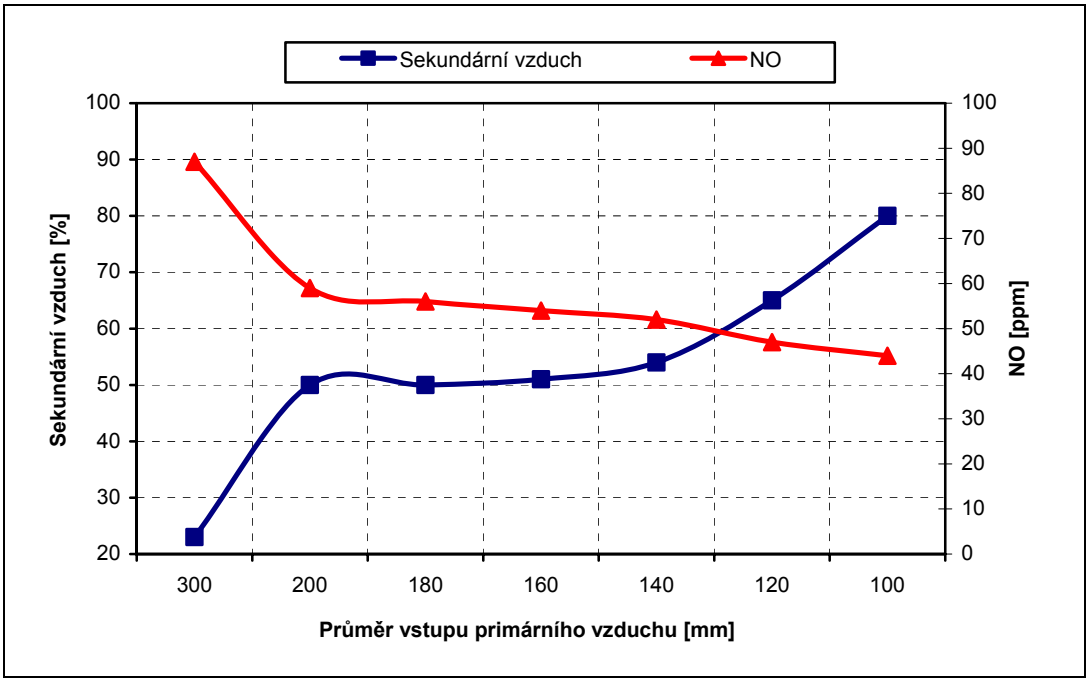
Jako úprava vnitřní geometrie hořáku byla navrhnuta válcová vestavba o průměru 200 mm, která je vsazena do těla hořáku a tvoří překážku přiváděnému spalovacímu vzduchu, model viz obr. 6-4a. O tuto vestavbu se pak přivedený spalovací vzduch rozráží, část vzduchu pak proudí vnitřní částí vestavby jako primární vzduch a zbylá část vzduchu vestavbu obtéká až narazí na rozšířenou část vestavby (průměr 300 mm) a následně vstupuje do sekundárních vzduchových kanálů. Poměr rozdělení spalovacího vzduchu je dále možné regulovat zmenšením průměru vestavby v místě vstupu primárního vzduchu instalací škrtících kroužků (viz obr. 6-4b). Zmenšení průměru primárního vstupu má za následek zvýšení tlakové ztráty v primárním stupni a z tohoto důvodu má tendenci vyšší množství vzduchu proudit sekundárním stupněm.

Pro výpočet byl současný 3D model spalovacího zařízení upraven o válcovou vestavbu s možností modifikovat průměr na vstupu primárního vzduchu. Pro vestavbu a instalované škrtící kroužky byla nastavena okrajová podmínka *wall*. Ostatní okrajové podmínky zůstaly stejné jako v předchozím případě.



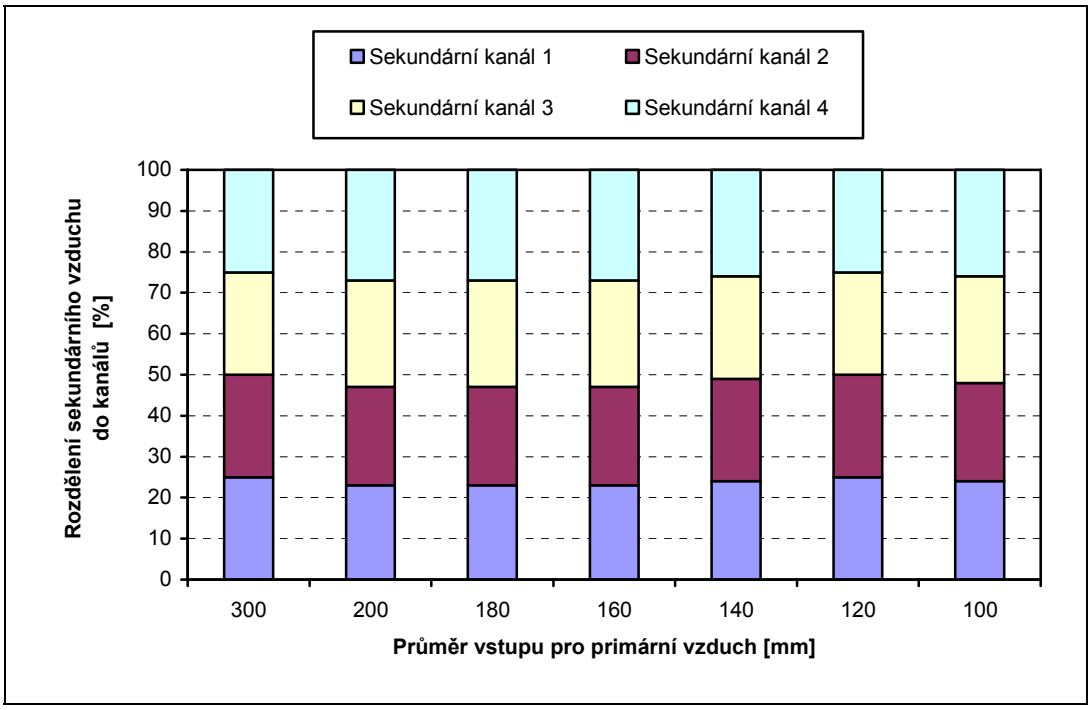

**Obr. 6-4:** Válcová vestavba. (a) Model válcové vestavby. (b) Reálná konstrukce vestavby s nainstalovaným škrtícím kroužkem.

Výsledky simulace zobrazené graficky na obr. 6-5 (modrá křivka) jasně poukazují na příznivý vliv instalace válcové vestavby na distribuci spalovacího vzduchu. V grafu jsou dále znázorněny naměřené hodnoty NO (červená křivka) z nových zkoušek hořáku (při výkonu 700 kW a přebytku vzduchu $\alpha$ = 1,15). Z grafu je zřejmé, že již instalace samotné vestavby bez dalšího zmenšení vstupního průměru kroužkem vykazuje značné zlepšení v distribuci vzduchu a zároveň výrazné snížení tvorby NO (z 87 ppm na 59 ppm). Postupným zmenšováním vstupního průměru primárního stupně lze docílit různých poměrů rozdělení „primární-sekundární vzduch“ a tím i dalšího snížení NO ve spalinách.




**Obr. 6-5:** Procentuální vyjádření množství sekundárního vzduchu z celkového přivedeného vzduchu (modrá křivka) a experimentálně zjištěné hodnoty NO (červená křivka) v závislosti na vstupním průměru pro primární vzduch.

Dalším výsledkem simulace byl parametr rovnoměrnosti rozdělení sekundárního vzduchu mezi jednotlivé kanály. Podle grafu na obr. 6-6 lze konstatovat, že sekundární vzduch je za přítomnosti válcové vestavby mezi kanály přerozdělován rovnoměrně.




**Obr. 6-6:** Rovnoměrnost rozdělení sekundárního vzduchu do jednotlivých přívodních kanálů v závislosti na vstupním průměru pro primární vzduch.

## *6.4 Předchozí práce*

Publikací, které jsou přímo zaměřeny na vyhodnocení odvodu tepla do stěn spalovací komory je velice málo, např. publikace [61]. Autoři zde experimentálně zkoumali přestup tepla do stěn trubkovité spalovací komory při spalování bio-nafty a motorové nafty. Komora byla kalorimetrického typu, rozdělená do dvanácti samostatných sekcí, kde každá sekce byla vybavená samostatným vstupem a výstupem chladicí vody. Vyhodnocením naměřených dat bylo zjištěno, že při spalování motorové nafty je odvedeno více tepla do vody a teplota plamene je vyšší než při spalování bio-nafty za stejného tlaku vstřiku paliva. Toto bylo vysvětleno vyšší hodnotou spalného tepla motorové nafty a nižším obsahem sazí v plameni u spalování bio-nafty.

Většina publikací zabývajících se CFD modelováním turbulentního plamene je ale zaměřena na predikci charakteru toku uvnitř spalovací komory zahrnující predikci axiální a tangenciální složky rychlosti, vírového čísla (*swirl number*), teploty plamene, teploty výstupních spalin, koncentrace kyslíku, složek paliva a emisí (např. NO) a další. Modelováním vířivého plamene se zabývala např. publikace [56]. Predikce turbulentního proudění byly provedeny užitím modelů $k$-$\varepsilon$ a RSM spadající mezi momentové metody uzavření, pro modelování nepředmíseného spalování byl zvolen „*eddy-dissipation model*“. Výsledky simulací byly porovnány s experimentálními daty obdrženými při zkoušce hořáku o výkonu 400 kW. Bylo zjištěno, že predikce obdržené oběma modely turbulence jsou v rozumné shodě s experimentálními daty. Avšak některé charakteristiky, zejména intenzita turbulence, teploty ve spalovací komoře a koncentrace kyslíku v recirkulační zóně, jsou lépe predikovány modelem RSM.

## *6.5 Dlouhodobá zkouška*

Cílem dlouhodobé zkoušky hořáku bylo získat experimentální data, ze kterých pak bylo možné vypočítat velikosti hustot tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory.

Jednalo se tedy o data zahrnující vstupní teplotu chladicí vody, výstupní teploty chladicí vody z jednotlivých sekcí a průtoky chladicí vody jednotlivými sekcemi komory. Vypočtené hustoty tepelných toků byly později použity k porovnání s výsledky obdrženými ze simulace spalování zkoumaným hořákem. Dlouhodobá zkouška hořáku zde znamená, že počátek ustáleného stavu neodpovídá ustálení teploty spalin (tj. u kovových vodou chlazených spalovacích komor změna teploty spalin nejvýše o 5°C za 30 minut) jak uvádí norma ČSN 07 5806 (Hořáky na plynná paliva - zkoušení) [62], ale odpovídá ustálení výstupních teplot chladicí vody z jednotlivých sekcí komory.

### *6.5.1 Experimentální data*

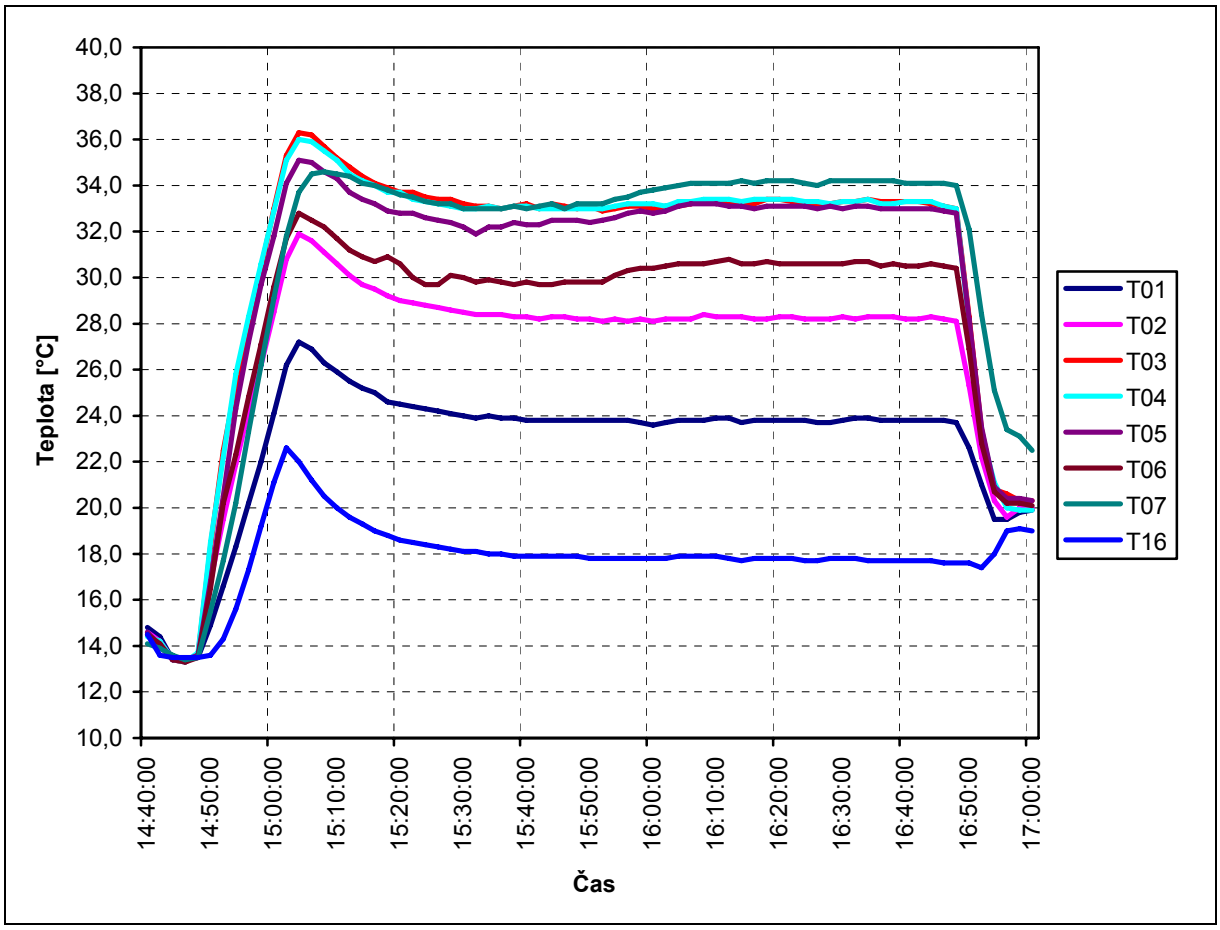
Dlouhodobá zkouška byla provedena pro jedno konkrétní nastavení provozních podmínek hořáku, které bylo vybráno na základě subjektivního pozorování viditelného plamene operátorem během předběžných zkoušek. Toto nastavení je charakterizováno „pěkným“ přímým plamenem o odhadnutých rozměrech: průměr přibližně 0,6 m a délka přibližně 3 m. Provozní podmínky hořáku při experimentu jsou uvedeny v tab. 6-6. Tyto podmínky byly pak nastaveny i v modelu pro simulaci spalování.

| | | |
|---|---|---|
| Výkon | [kW] | 750 |
| Přebytek spalovacího vzduchu | [-] | 1,1 |
| Poměr sekundárního vzduchu | [%] | 50 |
| Průměr vířiče | [mm] | 260 |
| Úhel natočení lopatek vířiče | [°] | 35 |

**Tab. 6-6:** Provozní podmínky hořáku.

Data byla zaznamenávána po dvou minutách pro celý průběh zkoušky (od spuštění okruhu s chladicí vodou, přes zažehnutí hořáku až po jeho zhasnutí), aby pak bylo možné zpětně v grafech sledovat trend vstupní teploty a výstupních teplot chladicí vody v závislosti na době zahřívání stěn komory. Tento trend lze také zobrazit přímo na ovládacím panelu a stanovit tak stav ustálení. Ze souboru dvouminutových dat byl vytvořen graf s průběhem vstupní teploty a výstupních teplot. Tento graf je zobrazen na obr. 6-7. Z tohoto obrázku jsou zřejmé veškeré kroky provedené při najíždění hořáku na požadovaný výkon a přebytek spalovacího vzduchu.

V čase 14:40:00 bylo spuštěno čerpadlo chladicí vody, poté ventilátor spalovacího vzduchu a ventilátor pro ejektor. Po sepnutí čerpadla byla chladicí voda dále ochlazována cirkulací přes chladicí věž, kde se navíc smíchala se zbytkovou studenou vodou, což vysvětluje na začátku grafu pokles její teploty. Ke strmému nárůstu teploty vody došlo po otevření přívodu paliva, následném zažehnutí hořáku a nastavení jeho výkonu na 750 kW. K mírnému poklesu teploty vody v čase 15:04:00 došlo v důsledku sepnutí ventilátoru chladicí věže poté, co čidlo detekovalo, že teplota vody proudící na věž přesáhla 30°C (voda se po výstupu z jednotlivých sekcí komory smíchá v jeden proud, který dále směřuje na věž). V čase 15:50:00 byl nastaven přebytek spalovacího vzduchu z hodnoty $\alpha$ = 1,2 na požadovanou hodnotu $\alpha$ = 1,1. Důsledkem toho vstupovalo do spalovacího prostoru méně balastního spalovacího vzduchu; reakcí na to bylo zvýšení teploty plamene a tím mírné zvýšení teploty chladicí vody. Podle grafu byl stanoven čas dosažení ustáleného stavu na 16:10:00 a trval do 16:40:00. Data získaná v tomto časovém rozmezí jsou uvedena v tab. 6-7, označení měřených veličin dle PID schématu zkušebny je podrobně vysvětleno v příloze I-2. Dlouhodobá zkouška byla ukončena v čase 16:48:00 zhasnutím hořáku, což se projevilo prudkým poklesem teploty vody na výstupu ze sekcí.




**Obr. 6-7:** Průběh výstupních teplot chladicí vody ze sekcí 1 až 7 (T01 až T07) a průběh vstupní teploty chladicí vody (T16).

Z naměřených dat byly vypočteny hustoty tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí komory. Výpočet vycházel ze základního tvaru bilanční rovnice pro tepelný tok $\dot{Q}_i$ [W]:

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{\text{voda},i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta t_i \qquad \text{pro } i = 1,2,\ldots,7. \tag{6.13}$$

Po úpravách má bilanční rovnice pro výpočet hustoty tepelného toku do stěny *i*-té sekce $\dot{q}_i$ [kW/m$^2$] tvar:

$$\dot{q}_i = \frac{1}{1000} \cdot m_{\text{voda},i} \cdot c_{p,i} \cdot \Delta t_i / A_i \qquad \text{pro } i = 1,2,\ldots,7\ , \tag{6.14}$$

$$\dot{q}_i = \frac{1}{1000} \cdot \frac{V_{\text{voda},i}}{3600} \cdot \rho_i \cdot c_{p,i} \cdot (t_{OUT,\,i} - t_{\text{IN}}) / \pi \cdot L_i \qquad \text{pro } i = 1,2,\ldots,7\ , \tag{6.15}$$

kde $\dot{q}_i$ je hustota tepelného tok do stěny *i*-té sekce [kW/m$^2$],
$m_{\text{voda},i}$ hmotnostní průtok chladicí vody *i*-tou sekcí [kg/s],
$V_{\text{voda},i}$ objemový průtok chladicí vody *i*-tou sekcí [m$^3$/h],
$c_{p,i}$ měrná tepelná kapacita chladicí vody v *i*-té sekci [J/kg·K],
$\rho_i$ hustota chladicí vody v *i*-té sekci [kg/m$^3$],

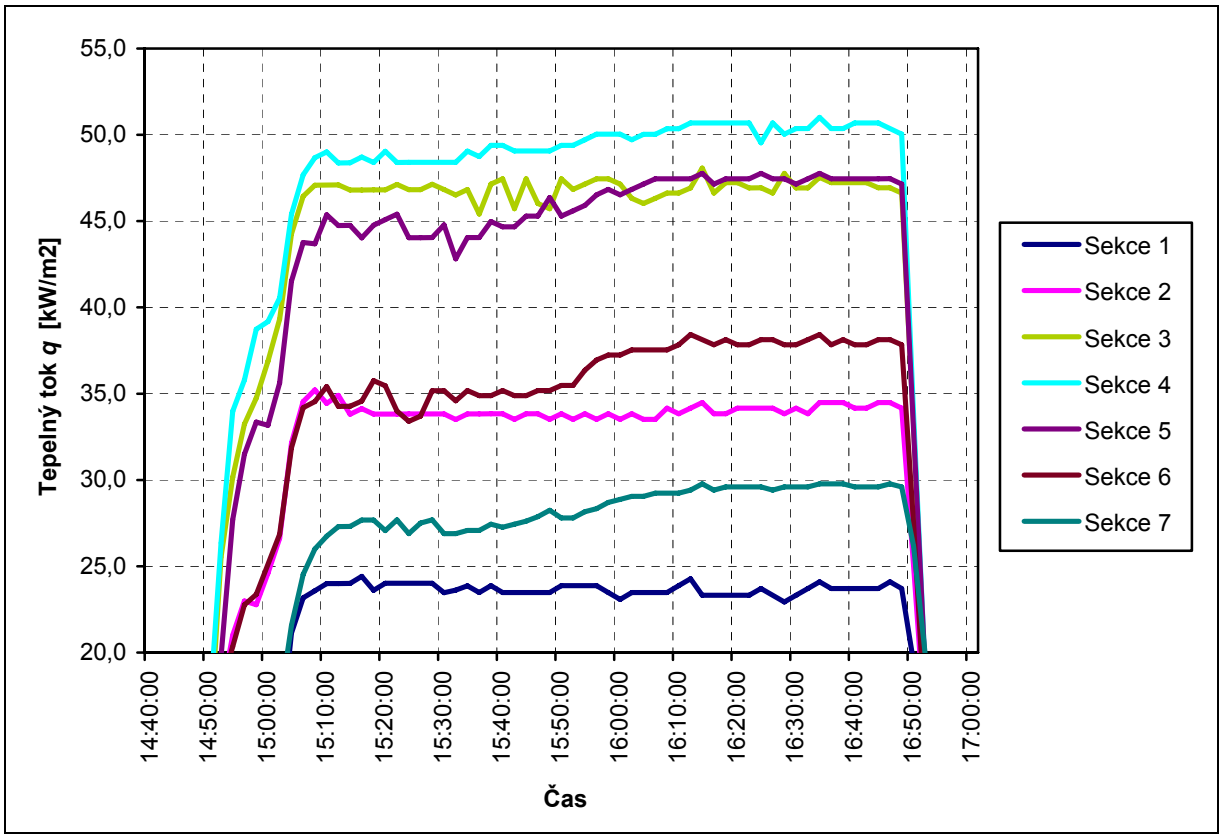
$\Delta t_i$ teplotní rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou chladicí vody v *i*-té sekci [°C],
$t_{\mathrm{OUT},\,i}$ výstupní teplota chladicí vody z *i*-té sekce [°C],
$t_{\mathrm{IN}}$ vstupní teplota chladicí vody [°C],
$A_i$ plocha *i*-té sekce [m$^2$],
$L_i$ délka *i*-té sekce [m].

Při výpočtu hustoty tepelných toků bylo předpokládáno, že hustota a měrná tepelná kapacita chladicí vody jsou v celém objemu jedné sekce konstantní. Pro jejich výpočet byly použity následující aproximační vztahy [63], kde $\hat{t}_i = t_{\mathrm{IN}} + t_{\mathrm{OUT},\,i}$ :

$$\rho_i = 1006 - 0{,}26 \cdot \frac{\hat{t}_i}{2} - 0{,}0022 \cdot \left(\frac{\hat{t}_i}{2}\right)^2 \quad \text{pro } i = 1, 2, \ldots, 7\ , \tag{6.16}$$

$$c_{p,i} = 4210 - 1{,}363 \cdot \frac{\hat{t}_i}{2} + 0{,}014 \cdot \left(\frac{\hat{t}_i}{2}\right)^2 \quad \text{pro } i = 1, 2, \ldots, 7\ . \tag{6.17}$$

Křivky průběhů hustot tepelných toků do stěn sekcí 1 až 7 jsou zobrazeny na obr. 6-8. Z grafu je zřejmé, že pro všechny sekce se objevují stejné trendy a pro dosažení ustáleného stavu ve spalovacím prostoru, tj. k vyhřátí stěn spalovací komory, je zapotřebí dostatečně dlouhé doby. V dalším textu jsou hustoty tepelných toků pro jednoduchost označovány stručně jako tepelné toky.




**Obr. 6-8:** Průběh hustot tepelných toků do stěn sekcí 1 až 7 spalovací komory.

| Senzor dle PID | F52 [m³/h] | F53 [m³/h] | F54 [m³/h] | F55 [m³/h] | F56 [m³/h] | F57 [m³/h] | F58 [m³/h] | F60 [m³/h] | F61 [m³/h] | T01 [°C] | T02 [°C] | T03 [°C] | T04 [°C] | T05 [°C] |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| ČAS | Sekce1 | Sekce2 | Sekce3 | Sekce4 | Sekce5 | Sekce6 | Sekce7 | Plyn | Vzduch | Sekce1 | Sekce2 | Sekce3 | Sekce4 | Sekce5 |
| 16:10:00 | 4,3 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 921,2 | 23,9 | 28,3 | 33,3 | 33,4 | 33,2 |
| 16:12:00 | 4,3 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 919,0 | 23,9 | 28,3 | 33,3 | 33,4 | 33,1 |
| 16:14:00 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 923,5 | 23,7 | 28,3 | 33,2 | 33,3 | 33,1 |
| 16:16:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,4 | 931,5 | 23,8 | 28,2 | 33,2 | 33,4 | 33,0 |
| 16:18:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,4 | 921,7 | 23,8 | 28,2 | 33,4 | 33,4 | 33,1 |
| 16:20:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 924,6 | 23,8 | 28,3 | 33,4 | 33,4 | 33,1 |
| 16:22:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 916,5 | 23,8 | 28,3 | 33,3 | 33,4 | 33,1 |
| 16:24:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,3 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 930,6 | 23,8 | 28,2 | 33,2 | 33,3 | 33,1 |
| 16:26:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 936,2 | 23,7 | 28,2 | 33,1 | 33,3 | 33,0 |
| 16:28:00 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 916,0 | 23,7 | 28,2 | 33,2 | 33,2 | 33,1 |
| 16:30:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 925,9 | 23,8 | 28,3 | 33,3 | 33,3 | 33,0 |
| 16:32:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 935,3 | 23,9 | 28,2 | 33,3 | 33,3 | 33,1 |
| 16:34:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 917,9 | 23,9 | 28,3 | 33,4 | 33,4 | 33,1 |
| 16:36:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,4 | 917,8 | 23,8 | 28,3 | 33,3 | 33,2 | 33,0 |
| 16:38:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,3 | 911,1 | 23,8 | 28,3 | 33,3 | 33,2 | 33,0 |
| 16:40:00 | 4,2 | 4,4 | 4,1 | 4,4 | 4,2 | 4,0 | 4,4 | 40,2 | 933,7 | 23,8 | 28,2 | 33,3 | 33,3 | 33,0 |
| **Průměr** | **4,21** | **4,40** | **4,11** | **4,39** | **4,20** | **4,00** | **4,40** | **40,28** | **923,91** | **23,81** | **28,26** | **33,28** | **33,33** | **33,07** |

**Tab. 6-7:** Naměřená data z dlouhodobé zkoušky hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu.

| Senzor dle PID<br>ČAS | T06<br>[°C]<br>Sekce6 | T07<br>[°C]<br>Sekce7 | T08<br>[°C]<br>Voda věž | T09<br>[°C]<br>Testo | T10<br>[°C]<br>Keramika | T11<br>[°C]<br>Komín | T12<br>[°C]<br>Plyn | T15<br>[°C]<br>Vzduch | T16<br>[°C]<br>Voda vstup | P39<br>[Pa]<br>Přetlak hořák | P47<br>[Pa]<br>Podtlak komora | P48<br>[Pa]<br>Přetlak vzduch | Q92<br>[%ss]<br>$O_2$ | Q93<br>[ppm]<br>CO |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| 16:10:00 | 30,7 | 34,1 | 31,0 | 781,5 | 773,0 | 204,7 | 14,2 | 7,2 | 17,9 | 73,2 | -116,3 | 13,3 | 2,0 | 4,3 |
| 16:12:00 | 30,8 | 34,1 | 31,0 | 785,8 | 774,4 | 204,8 | 14,2 | 7,1 | 17,8 | 73,1 | -135,8 | 14,5 | 2,2 | 0,0 |
| 16:14:00 | 30,6 | 34,2 | 30,9 | 783,5 | 775,8 | 204,8 | 14,2 | 7,2 | 17,7 | 73,0 | -98,3 | 15,6 | 2,1 | 1,4 |
| 16:16:00 | 30,6 | 34,1 | 30,9 | 778,3 | 773,6 | 204,8 | 14,2 | 7,2 | 17,8 | 73,2 | -119,8 | 16,2 | 2,1 | 2,9 |
| 16:18:00 | 30,7 | 34,2 | 30,9 | 781,1 | 775,8 | 205,0 | 14,2 | 7,2 | 17,8 | 73,2 | -100,9 | 20,9 | 1,9 | 2,9 |
| 16:20:00 | 30,6 | 34,2 | 30,9 | 782,0 | 775,2 | 205,1 | 14,2 | 7,2 | 17,8 | 73,0 | -121,9 | 8,7 | 2,1 | 2,9 |
| 16:22:00 | 30,6 | 34,2 | 30,9 | 781,8 | 775,8 | 204,9 | 14,2 | 7,1 | 17,8 | 73,0 | -123,7 | 8,7 | 2,1 | 2,9 |
| 16:24:00 | 30,6 | 34,1 | 30,9 | 787,1 | 777,6 | 205,2 | 14,2 | 7,2 | 17,7 | 73,1 | -130,5 | 11,0 | 2,0 | 1,4 |
| 16:26:00 | 30,6 | 34,0 | 30,8 | 787,5 | 777,3 | 205,4 | 14,2 | 7,3 | 17,7 | 73,2 | -100,9 | 12,2 | 2,1 | 4,3 |
| 16:28:00 | 30,6 | 34,2 | 30,8 | 789,4 | 777,9 | 205,7 | 14,2 | 7,3 | 17,8 | 73,1 | -122,8 | 16,2 | 2,2 | 0,0 |
| 16:30:00 | 30,6 | 34,2 | 30,9 | 784,7 | 778,2 | 205,9 | 14,2 | 7,1 | 17,8 | 73,1 | -115,2 | 25,5 | 2,1 | 2,9 |
| 16:32:00 | 30,7 | 34,2 | 30,9 | 780,2 | 776,6 | 205,8 | 14,2 | 7,0 | 17,8 | 73,1 | -100,9 | 20,9 | 2,3 | 2,9 |
| 16:34:00 | 30,7 | 34,2 | 31,0 | 785,0 | 777,3 | 205,8 | 14,2 | 7,0 | 17,7 | 73,2 | -136,5 | 19,1 | 2,0 | 0,0 |
| 16:36:00 | 30,5 | 34,2 | 30,9 | 786,0 | 780,1 | 205,9 | 14,2 | 7,0 | 17,7 | 73,3 | -104,9 | 16,8 | 2,0 | 1,4 |
| 16:38:00 | 30,6 | 34,2 | 30,9 | 779,8 | 778,4 | 206,0 | 14,2 | 7,0 | 17,7 | 73,3 | -105,3 | 18,0 | 2,2 | 4,3 |
| 16:40:00 | 30,5 | 34,1 | 30,9 | 782,4 | 776,9 | 205,8 | 14,2 | 6,7 | 17,7 | 73,2 | -124,2 | 20,9 | 2,2 | 2,9 |
| **Průměr** | **30,63** | **34,16** | **30,91** | **783,51** | **776,49** | **205,35** | **14,20** | **7,11** | **17,76** | **73,14** | **-116,12** | **16,16** | **2,10** | **2,34** |

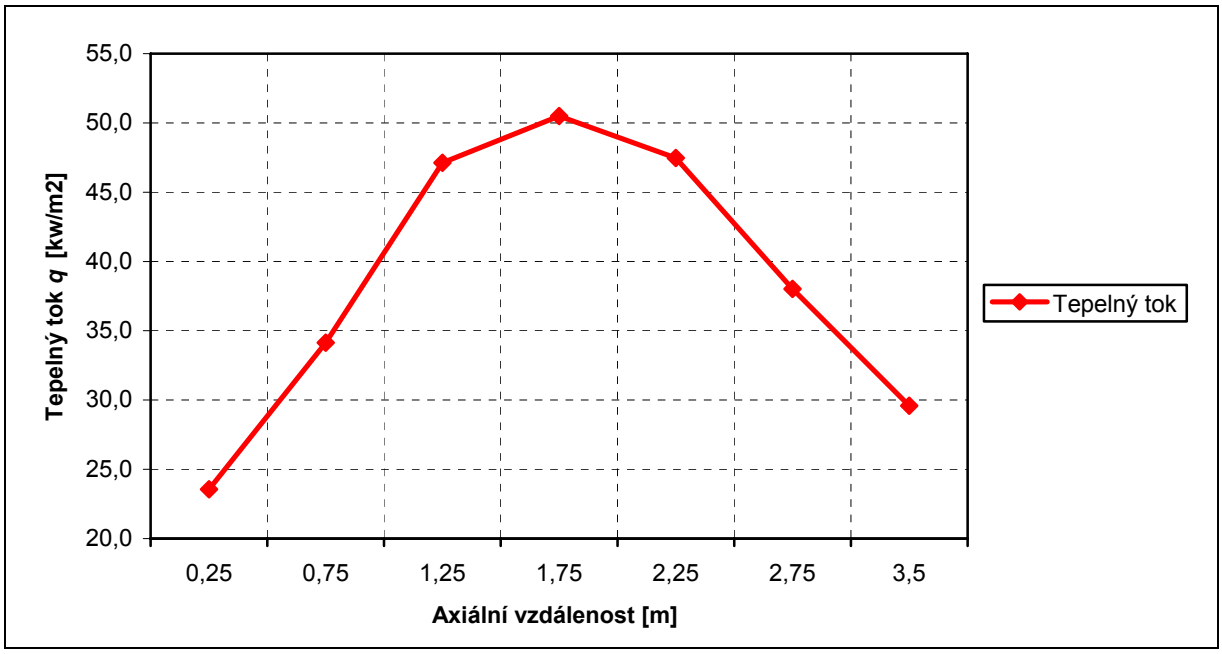
**Tab. 6-7 (pokračování):** Naměřená data z dlouhodobé zkoušky hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu.

| Senzor dle PID | Q94 | Q95 | Q91 | Tepelné toky do stěn | | | | | | | Výkon | Účinnost |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | [ppm] | [ppm] | [kW] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW/m$^2$] | [kW] | [%] |
| ČAS | NO | $NO_2$ | Výkon | Sekce1 | Sekce2 | Sekce3 | Sekce4 | Sekce5 | Sekce6 | Sekce7 | Suma | |
| 16:10:00 | 53,0 | 2,0 | 749,6 | 23,873 | 33,834 | 46,622 | 50,357 | 47,450 | 37,832 | 29,234 | 452,1 | 60,3 |
| 16:12:00 | 54,3 | 1,8 | 751,2 | 24,271 | 34,160 | 46,926 | 50,683 | 47,453 | 38,423 | 29,415 | 455,5 | 60,6 |
| 16:14:00 | 53,2 | 2,0 | 749,6 | 23,320 | 34,486 | 48,073 | 50,686 | 47,764 | 38,130 | 29,776 | 457,7 | 61,1 |
| 16:16:00 | 53,0 | 2,5 | 753,2 | 23,319 | 33,835 | 46,624 | 50,683 | 47,144 | 37,834 | 29,415 | 452,0 | 60,0 |
| 16:18:00 | 52,8 | 2,3 | 752,7 | 23,319 | 33,835 | 47,228 | 50,683 | 47,453 | 38,128 | 29,595 | 454,4 | 60,4 |
| 16:20:00 | 53,2 | 2,5 | 750,3 | 23,319 | 34,160 | 47,228 | 50,683 | 47,453 | 37,834 | 29,595 | 454,4 | 60,6 |
| 16:22:00 | 51,2 | 1,1 | 749,0 | 23,319 | 34,160 | 46,926 | 50,683 | 47,453 | 37,834 | 29,595 | 453,9 | 60,6 |
| 16:24:00 | 51,8 | 1,5 | 751,5 | 23,708 | 34,162 | 46,928 | 49,534 | 47,764 | 38,130 | 29,597 | 453,6 | 60,4 |
| 16:26:00 | 52,8 | 1,5 | 751,8 | 23,320 | 34,162 | 46,627 | 50,686 | 47,455 | 38,130 | 29,417 | 453,4 | 60,3 |
| 16:28:00 | 54,0 | 2,0 | 748,8 | 22,931 | 33,835 | 47,762 | 50,036 | 47,453 | 37,834 | 29,595 | 453,2 | 60,5 |
| 16:30:00 | 53,4 | 2,0 | 749,0 | 23,319 | 34,160 | 46,926 | 50,360 | 47,144 | 37,834 | 29,595 | 452,9 | 60,5 |
| 16:32:00 | 53,8 | 1,8 | 750,0 | 23,707 | 33,835 | 46,926 | 50,360 | 47,453 | 38,128 | 29,595 | 453,9 | 60,5 |
| 16:34:00 | 51,5 | 2,0 | 749,7 | 24,096 | 34,486 | 47,532 | 51,009 | 47,764 | 38,425 | 29,776 | 458,8 | 61,2 |
| 16:36:00 | 51,8 | 1,7 | 753,0 | 23,708 | 34,486 | 47,230 | 50,362 | 47,455 | 37,836 | 29,776 | 455,4 | 60,5 |
| 16:38:00 | 52,2 | 1,9 | 751,5 | 23,708 | 34,486 | 47,230 | 50,362 | 47,455 | 38,130 | 29,776 | 455,9 | 60,7 |
| 16:40:00 | 52,8 | 2,0 | 749,4 | 23,708 | 34,162 | 47,230 | 50,686 | 47,455 | 37,836 | 29,597 | 454,9 | 60,7 |
| **Průměr** | **52,80** | **1,91** | **750,64** | **23,559** | **34,140** | **47,126** | **50,491** | **47,473** | **38,019** | **29,584** | **454,507** | **60,55** |

**Tab. 6-7 (pokračování):** Naměřená data z dlouhodobé zkoušky hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu a vypočtené tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory.

Z grafu na obr. 6-8 lze také vypozorovat, jak se mění velikost tepelných toků v délce komory v důsledku snížení přebytku spalovacího vzduchu na hodnotu $\alpha = 1{,}1$. Snížení hodnoty přebytku spalovacího vzduchu má nejenom vliv na teplotu plamene, ale i na délku plamene, konkrétně plamen prodlužuje. Důsledkem prodloužení plamene je zvýšení odvodu tepla do stěn sekcí více vzdálených od ústí hořáku, což se v grafu projevilo viditelným nárůstem u sekcí 4 až 7 (viz obr. 6-8).

V tab. 6-7 jsou vedle naměřených dat při ustáleném stavu dále uvedeny vypočítané tepelné toky pro jednotlivé dvouminutové záznamy, ze kterých byly určeny průměrné hodnoty tepelných toků při ustáleném stavu. Průměrné hodnoty byly vyneseny do grafu (viz obr. 6-9), který zobrazuje profil tepelného toku do stěny spalovací komory od ústí hořáku po zadní čelo komory. Z grafu je zřejmé, že maxima tepelného toku je dosaženo kolem čtvrté sekce.




**Obr. 6-9:** Profil tepelného toku do stěny spalovací komory po celé její délce.

Dále byla určena tepelná účinnost tohoto nastavení. Teplo odvedené do stěny spalovací komory činilo 455 kW. Z toho vyplývá, že cca 60% z přivedeného tepla (750 kW) bylo odvedeno do chladicí vody a 40% bylo odvedeno spalinami do atmosféry.

### *6.5.2 Chybová analýza experimentálních dat*

Všechna experimentální data vždycky obsahují nějaké systematické či náhodné chyby nejčastěji vyplývající z nedokonalosti měřících zařízení. Předpokládá se, že všechny chyby jsou v mezích intervalu přesnosti, který je definován přímo výrobcem příslušného zařízení. Obvykle je absolutní chyba vyjádřena směrodatnou odchylkou $\sigma$ měřené veličiny, která je rovna kladné části druhé odmocniny z rozptylu $\sigma^2$.

Vstupní teplota i výstupní teploty chladicí vody byly měřeny odporovými teploměry s hlavicí a s převodníkem 4-20 mA, typ PTP50J s měřícím rozsahem 0…+100°C. Přesnost teplotního čidla je dle výrobce ±0,5% z rozsahu (max. ±0,25°C). Průtoky chladicí vody jednotlivými sekcemi byly měřeny vodoměry typu XN-RK 04 L300 G2 Q10-BH E K10 vybavené impulsním výstupem 10 litrů/puls. Vodoměry se vyznačují největší dovolenou chybou ±2% z naměřené hodnoty, pokud jsou instalovány v horizontální poloze, pro kterou jsou určeny.

Za účelem zjistit absolutní chybu tepelných toků na základě známých chyb teplot a průtoků byl aplikován pojem ze statistiky, a to „zákon šíření chyby“ (*propagation of error*) nebo také „zákon šíření nejistoty“ (*propagation of uncertainty*) [64], [65]. Síření chyby je v podstatě efekt nejistot (chyb) měřených veličin na celkové nejistotě funkce těchto veličin.

Rovnice (6.15) obecně představuje funkci dvou proměnných *A*, *B*, se směrodatnými odchylkami $\sigma_A, \sigma_B$, korelačním koeficientem $\rho_{AB}$ a známou reálnou konstantou *a*.

$$f = aAB \ . \tag{6.18}$$

Rozptyl, resp. směrodatná odchylka, výše definované funkce je definován vztahem:

$$\left(\frac{\sigma_f}{f}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_A}{A}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_B}{B}\right)^2 + 2\frac{\sigma_A}{A}\frac{\sigma_B}{B}\rho_{AB} \ . \tag{6.19}$$

Pokud budeme předpokládat, že hustota a měrná tepelná kapacita chladicí vody jsou konstantní pro jednotlivé sekce (dohromady tedy tvoří konstantu *a*), pak proměnná *A* představuje objemový průtok chladicí vody $V_i$ a proměnná *B* představuje teplotní rozdíl mezi vstupní a výstupní teplotou chladicí vody $\Delta t_i$. Pak rozptyl, resp. směrodatná odchylka, tepelného toku do stěny *i*-té sekce se vypočítá podle rovnice:

$$\left(\frac{\sigma_{\dot{q}_i}}{\dot{q}_i}\right)^2 = \left(\frac{\sigma_{V_i}}{V_i}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\Delta t_i}}{\Delta t_i}\right)^2 + 2\frac{\sigma_{V_i}}{V_i}\frac{\sigma_{\Delta t_i}}{\Delta t_i}\rho_{V_i \Delta t_i} \ . \tag{6.20}$$

Dříve než byl proveden výpočet rozptylu (resp. směrodatné odchylky) tepelného toku, bylo zapotřebí určit rozptyl, resp. směrodatnou odchylku, teplotního rozdílu $\Delta t_i$, který je samostatnou funkcí vstupní a výstupní teploty. Funkce teplotního rozdílu odpovídá funkci zapsané v obecném tvaru:

$$f = aA \pm bB \ , \tag{6.21}$$

kde *a*, *b* jsou známé reálné konstanty. Rozptyl funkce definované vztahem (6.21) se vypočítá podle vztahu:

$$\sigma_f^2 = a^2\sigma_A^2 + b^2\sigma_B^2 \pm 2ab\,\mathrm{cov}_{AB} \ . \tag{6.22}$$

Tedy rozptyl teplotního rozdílu pro *i*-tou sekci je dle (6.22) definován vztahem:

$$\sigma_{\Delta t_i}^2 = \sigma_{t_{\mathrm{OUT},\,i}}^2 + \sigma_{t_{\mathrm{IN}}}^2 - 2\,\mathrm{cov}_{t_{\mathrm{OUT},\,i},\,t_{\mathrm{IN}}} \ . \tag{6.23}$$

Směrodatné odchylky vstupní a výstupní teploty pro i-tou sekci jsou rovny krajní hodnotě intervalu přesnosti definovanému výše pro termočlánek. Tato krajní hodnota byla vypočítána pro průměrnou teplotu z dat pro ustálený stav. Kovariance ve vztahu (6.23) vyjadřuje míru toho, jak se obě proměnné vzájemně ovlivňují. Po dosazení do vztahu (6.23) byly obdrženy směrodatné odchylky teplotního rozdílu pro každou sekci. V tab. 6-8 jsou uvedeny odchylky jak ve tvaru absolutní chyby, tak jsou přepočteny i na relativní chybu. Z hodnot relativních chyb je zřejmé, že čím je teplotní rozdíl nižší, tím je relativní chyba vyšší.

| | | Chladicí voda | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | Vstup | Sekce1 | Sekce2 | Sekce3 | Sekce4 | Sekce5 | Sekce6 | Sekce7 |
| Průměr | [°C] | 17,8 | 23,8 | 28,3 | 33,3 | 33,3 | 33,1 | 30,6 | 34,2 |
| Interval přesnosti ± | [°C] | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 | 0,25 |
| Absolutní chyba $\pm\Delta t_i$ | [°C] | | **0,35** | **0,35** | **0,36** | **0,36** | **0,37** | **0,38** | **0,40** |
| Relativní chyba $\Delta t_i/t$ | [%] | | 5,82 | 3,36 | 2,32 | 2,33 | 2,44 | 2,99 | 2,41 |

**Tab. 6-8:** Směrodatné odchylky teplotních rozdílů.

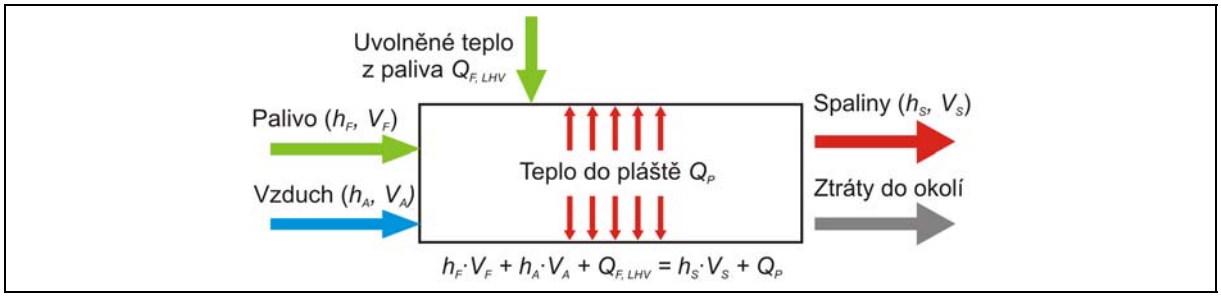
Nyní, když je určena směrodatná odchylka teplotního rozdílu pro *i*-tou sekci a směrodatná odchylka průtoku vody *i*-tou sekcí je rovna krajní hodnotě intervalu přesnosti, tj. 2% z průměrné hodnoty průtoku vody *i*-tou sekcí, stačí dosadit do vztahu (6.20). Ve vztahu se objevuje Pearsonův korelační koeficient, který vyjadřuje vzájemný lineární vztah mezi oběma veličinami. Záporná hodnota koeficientu (viz tab. 6-9) znamená, že mezi veličinami existuje nepřímá závislost, tzn. čím více se sníží průtok vody sekcí, tím více se zvýší teplotní rozdíl. V tab. 6-9 jsou shrnuty absolutní a relativní chyby měření pro každou sekci. Lze konstatovat, že vypočítané tepelné toky z naměřených dat zahrnují přiměřeně velkou chybu (do 5%), přičemž maximální chyba je rovna 4,87% z vypočítané hodnoty tepelného toku (1. sekce).

| | | Sekce1 | Sekce2 | Sekce3 | Sekce4 | Sekce5 | Sekce6 | Sekce7 |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| Průměrný tepelný tok $\dot{q}_i$ | [kW/m$^2$] | 23,56 | 34,14 | 47,13 | 50,49 | 47,47 | 38,02 | 29,58 |
| Korelační koeficient $\rho_{V_i,\Delta t_i}$ | [-] | -0,6 | 0,0 | -0,4 | -0,2 | -0,3 | -0,3 | -0,5 |
| Absolutní chyba $\Delta\dot{q}_i$ | [kW/m$^2$] | **1,15** | **1,33** | **1,13** | **1,40** | **1,28** | **1,15** | **0,69** |
| Relativní chyba $\Delta\dot{q}_i / \dot{q}_i$ | [%] | 4,87 | 3,91 | 2,40 | 2,78 | 2,69 | 3,03 | 2,32 |

**Tab. 6-9:** Směrodatné odchylky tepelných toků.

### *6.5.3 Ověření tepelné bilance experimentu*

Na závěr byl proveden za účelem ověření správnosti výsledků obdržených z experimentálních dat teoretický výpočet tepelné bilance zkoušky hořáku. Cílem tohoto bilančního výpočtu bylo určit množství odvedeného tepla do pláště spalovací komory, když jsou známy entalpie vstupních proudů (vzduch, zemní plyn, uvolněné teplo z paliva) a entalpie výstupního proudu (spaliny), a porovnat s výpočtem podle rovnice (6.15). Tepelná bilance spalování je zobrazena na obr. 6-10.




**Obr. 6-10:** Tepelná bilance spalování.

Vstupní údaje pro bilanční výpočet byly převzaty z naměřených hodnot při zkoušce hořáku. Údaje zahrnují vlastnosti paliva (složení, výhřevnost, teplota, průtok), spalovacího vzduchu (složení, teplota, přebytek) a teplotu spalin (viz tab. 6-10).

| | |
|---|---|
| Složení paliva | viz tab. 6-2 |
| Výhřevnost paliva | $LHV = 35811{,}34$ kJ/m$^3_N$ |
| Teplota paliva | $T_F = 287{,}35$ K |
| Průtok paliva | $V_F = 75{,}5$ m$^3_N$/h |
| Složení spalovacího vzduchu | viz tab. 6-4 |
| Teplota spalovacího vzduchu | $T_A = 280{,}26$ K |
| Přebytek spalovacího vzduchu | $\alpha = 1{,}1$ |
| Teplota spalin | $T_S = 1056{,}65$ K |

**Tab. 6-10:** Vstupní údaje pro bilanční výpočet.

Na základě uvedených údajů byl proveden bilanční výpočet. Výpočet se sestával z několika mezikroků: výpočet spotřeby vzduchu na spálení 1 m$_N^3$ paliva, určení množství spalin vzniklých spálením 1 m$_N^3$ paliva, výpočet entalpie paliva, entalpie vzduchu a entalpie spalin. V tab. 6-11 jsou uvedeny dílčí mezivýsledky výpočtu.

| | | |
|---|---|---|
| Stechiometrická spotřeba kyslíku na spálení 1 m$^3_N$ paliva | | $V_{O_2,\,stech.} = 2{,}001$ m$^3_N$ |
| Koncentrace $O_2$ v 1 m$^3_N$ vzduchu | | $x_i = 20{,}9\%$ |
| Teoretická spotřeba vlhkého vzduchu na spálení 1 m$^3_N$ paliva | | $V_{A,\,teor.} = \frac{V_{O_2,\,stech.}}{x_i/100} = 9{,}59$ m$^3_N$ |
| Skutečná spotřeba vzduchu na spálení 1 m$^3_N$ paliva při přebytku spalovacího vzduchu 1,1 | | $V_{A,\,skut.} = \frac{V_{A,\,teoret.}}{\alpha} = 10{,}55$ m$^3_N$ |
| Množství spalin vzniklých spálením 1 m$^3_N$ paliva s přebytkem spalovacího vzduchu 1,1 | | $V_S' = 11{,}557$ m$^3_N$ |
| Průtok spalin | | $V_S = 872{,}56$ m$^3_N$/h |
| Entalpie paliva vztažená k referenční teplotě 0°C<br>$h_F = \sum_i x_i \cdot h_i =$<br>$= \sum_i x_i \cdot \left( A_i \cdot t_0 + B_i \cdot t_1 + C_i \cdot t_2 + D_i \cdot t_3 - \left( \frac{E_i}{T} - \frac{E_i}{273{,}15} \right) \right) \cdot \frac{1}{V_m}$ | | $h_F = 21{,}809$ kJ/m$^3_N$ |
| Entalpie spalovacího vzduchu vztažená k referenční teplotě 0°C | | $h_A = 9{,}217$ kJ/m$^3_N$ |
| Entalpie spalin vztažená k referenční teplotě 0°C | | $h_S = 1164{,}992$ kJ/m$^3_N$ |
| Vstupní proudy | Teplo vnesené palivem | $Q_F = h_F \cdot V_F = 1646{,}6$ kJ/h |
| | Teplo vnesené spalovacím vzduchem | $Q_A = h_A \cdot V_A = 7341{,}9$ kJ/h |
| | Uvolněné teplo spálením paliva | $Q_{F,LHV} = LHV \cdot V_F =$<br>$= 2703756$ kJ/h |
| Výstupní | Teplo odvedené spalinami | $Q_S = h_S \cdot V_S = 1016529{,}1$ kJ/h |

| | | |
|---|---|---|
| proudy | Teplo odvedené do pláště komory<br>$Q_P = Q_{\text{vstup}} - Q_S$ | $Q_P = (Q_F + Q_A + Q_{F,LHV}) - Q_S =$<br>$= 1696215{,}5 \text{ kJ/h} =$<br>$= \mathbf{471\ kW}$ |

**Tab. 6-11:** Bilanční výpočet.

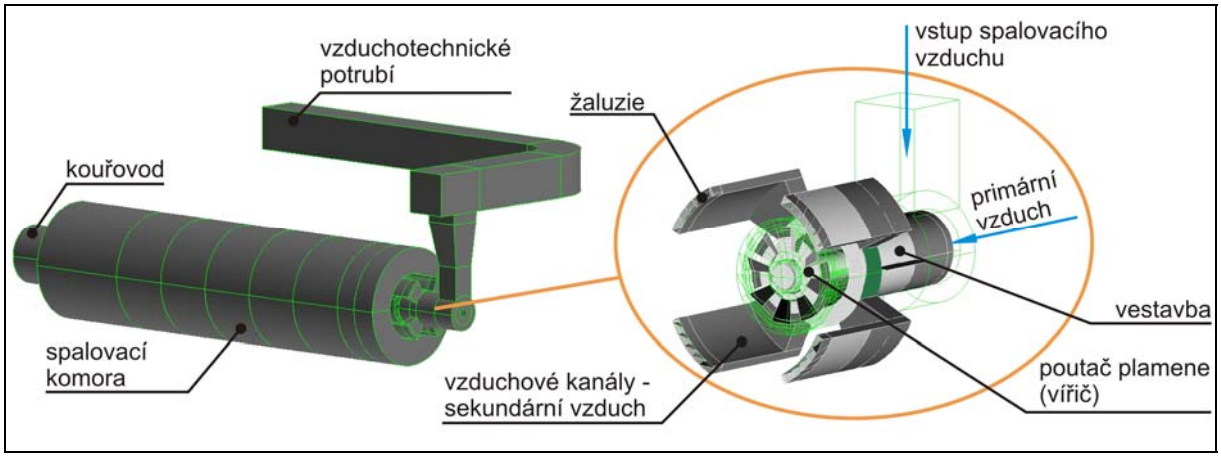
Teplo určené bilančním výpočtem je o 15 kW vyšší než teplo určené na základě rovnice (6.15). Důvodem je, že při bilančním výpočtu nebyly brány do úvahy tepelné ztráty směřující do okolí přes izolovaná čela komory a hořák, a dále tepelné ztráty vnějším válcovým pláštěm komory. V případě uvažování tepelných ztrát do okolí 2 až 3% by došlo k vyrovnání hodnot odvedeného tepla u obou postupů. Lze tedy konstatovat, že vypočítané tepelné toky do pláště komory odpovídají reálné hodnotě a mohou být použity k ověření správnosti výsledků numerické simulace spalování (dle diagramu na obr. 6-1).

## 6.6 Modelování vířivého hořáku pomocí CFD

Stěžejní částí této kapitoly bylo provést modelování vířivého plamene pomocí CFD metod v hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu. K modelování turbulentního charakteru proudění bylo postupně použito několik modelů turbulence a chemická kinetika spalování byla popsána dvěma různými modely. K numerickým simulacím byl použit výpočtový program FLUENT 6.3.26. Cílem těchto simulací je určit tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí komory. Výsledky jsou pak porovnány s tepelnými toky určenými z experimentálních dat. Srovnání výsledků pak pomůže určit, který model je vhodné použít pro simulaci vířivého plamene.

### 6.6.1 Geometrie hořáku a výpočtová síť

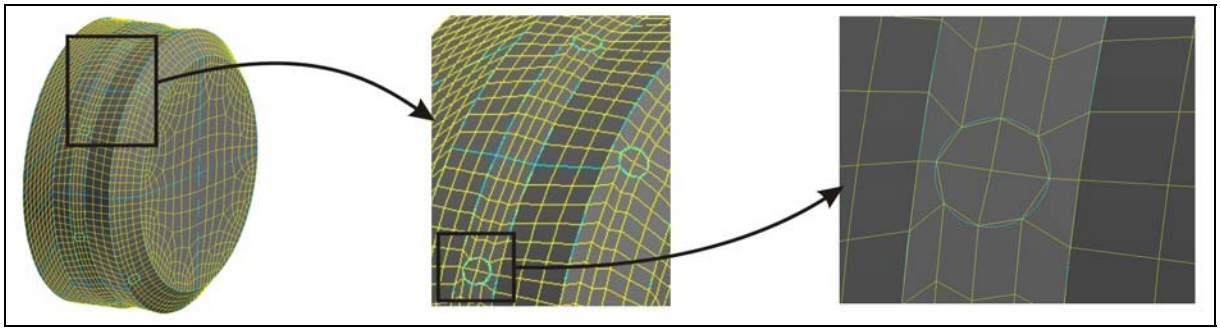
K výpočtu byl použit model s výpočtovou sítí již vytvořený pro řešení problému s rozdělením spalovacího vzduchu uvnitř hořáku. 3D model spalovacího zařízení je na obr. 6-11.




**Obr. 6-11:** Spalovací zařízení a detail hořáku.

Celý model spalovacího zařízení je pokryt šestistěnnými buňkami o celkovém počtu cca 1,7 milionu. Výhodou šestistěnných buněk je možnost jejich uspořádání ve směru hlavního proudu. Jelikož se při simulacích předpokládá, že tok je kolmý ke stěně buňky, uspořádání buněk ve směru proudu tak minimalizuje chybu způsobenou tímto předpokladem. Výpočtová síť kolem trysek plynu včetně oblasti plamene je jemnější, protože se zde očekávají velké gradienty jednotlivých veličin. Průměry trysek jsou upraveny tak, aby došlo ke kompenzaci neideální aproximace ústí trysky způsobené výpočtovou sítí. Každá tryska je pokryta čtyřmi

deformovanými čtyřhrannými buňkami, tedy obvod ústí je aproximován osmi hranami. Výpočtová síť hlavy hořáku a detail sítě trysky a jejího okolí jsou zobrazeny na obr. 6-12.



**Obr. 6-12:** Výpočtová síť hlavy hořáku a detail sítě u ústí trysky.

Aproximace kruhového ústí trysky osmiúhelníkem vede ke zmenšení plochy ústí trysky zhruba o 10%. Tento jev je eliminován zvětšením průměru každé z trysek tak, aby plocha aproximovaná čtyřmi buňkami měla stejnou plochu jako je původní plocha ústí trysky. Plocha vepsaného pravidelného mnohoúhelníku se vypočítá dle vztahu:

$$P = \frac{1}{2} n r^2 \sin\alpha \ , \tag{6.24}$$

kde $n$ je počet stran, $r$ poloměr vepsané kružnice a $\alpha$ středový úhel ($\alpha = 360° / n$). Výpočet nového průměru trysky je shrnut v tab. 6-12 (tryska 1 je označena indexem 1, tryska 2 indexem 2).

| | Tryska 1 | Tryska 2 |
|---|---|---|
| Původní poloměr trysky [mm] | $r_1 = 1{,}3$ mm | $r_2 = 1{,}5$ mm |
| Původní plocha trysky [mm$^2$]<br>$P_0 = \pi r^2$ | $P_{01} = 5{,}3094$ mm$^2$ | $P_{02} = 7{,}0686$ mm$^2$ |
| Plocha vepsaného osmiúhelníku | $P_1 = 4{,}78$ mm$^2$ | $P_2 = 6{,}364$ mm$^2$ |
| Zmenšení plochy ústí trysky [%]<br>$\Delta_1 = 100 \cdot (P_{01} - P_1) / P_{01}$<br>$\Delta_2 = 100 \cdot (P_{02} - P_2) / P_{02}$ | $\Delta_1 = 9{,}97\%$ | $\Delta_2 = 9{,}96\%$ |
| Nový poloměr trysky [mm]<br>$P_{01} = P_1, P_{02} = P_2$<br>$r_1 = \sqrt{\frac{2P_{01}}{n \cdot \sin\alpha}}, r_2 = \sqrt{\frac{2P_{02}}{n \cdot \sin\alpha}}$ | $r_1 = \mathbf{1{,}37\ mm}$ | $r_2 = \mathbf{1{,}58\ mm}$ |

**Tab. 6-12:** Výpočet poloměru trysky.

Na druhou stranu, „*mesh*“ ve zbývající části spalovací komory je hrubší, protože se zde velké gradienty veličin neočekávají. Aby bylo dosaženo rozumného výpočtového času, je nutné provést výpočty paralelně. K tomuto účelu je k dispozici cluster s 30 CPU (*Central Processing Unit*), 2GB operační paměti na jednotku CPU a rychlým propojením typu *Myrinet*.

### *6.6.2 Specifikace média*

V modelu byly specifikovány tři typy média – typu tekutina (*fluid)*, pevná látka (*solid)* a směs (*mixture)*. Z důvodů výpočtové náročnosti úlohy byly při specifikaci zavedeny zjednodušující

předpoklady, a to zjednodušené složení spalovacího vzduchu a nahrazení zemního plynu metanem. Složení spalovacího vzduchu, vstupujícího paliva a spalin na výstupu je definováno v okrajových podmínkách.

***Fluid***

1. *Spalovací vzduch – atmosférický vzduch*:
   - Hustota vzduchu je počítána ze stavové rovnice ideálního plynu pro stlačitelné proudění, viz rovnice (6.12).
   - Měrná tepelná kapacita vzduchu je definována jako polynomiální funkce teploty (převzata z databáze programu FLUENT).
   - Tepelná vodivost je definována jako konstanta, $\lambda_{\text{vzduch}} = 0,0242\ \text{W/m}\cdot\text{K}$.
   - Dynamická viskozita je počítána jako mocninná funkce se třemi koeficienty [36]:

$$\eta_{\text{vzduch}} = \eta_0 \left( \frac{T}{T_0} \right)^n \tag{6.25}$$

     kde $\eta_0$ je referenční hodnota viskozity ($\eta_0 = 1,716 \cdot 10^{-5}\ \text{Pa}\cdot\text{s}$), $T$ je statická teplota [K], $T_0$ je referenční teplota ($T_0 = 273\ \text{K}$), a $n = 2/3$.
   - Pro ostatní materiálové vlastnosti vzduchu jsou ponechány výchozí hodnoty.

2. *Palivo – metan*:
   - Měrná tepelná kapacita metanu je definována jako polynomiální funkce teploty (převzata z databáze programu FLUENT).
   - Pro ostatní materiálové vlastnosti metanu jsou ponechány výchozí hodnoty.

3. *Složky směsi „metan-vzduch“* ($O_2$, $N_2$, CO, $CO_2$, $H_2O$):
   - Měrná tepelná kapacita složek směsi je definována jako polynomiální funkce teploty (převzaty z databáze programu FLUENT).
   - Pro ostatní materiálové vlastnosti složek směsi jsou ponechány výchozí hodnoty.

***Solid***

Plášť spalovací komory byl zhotoven z oceli 11 416 (ČSN 41416 [66]), která se vyznačuje tepelnou vodivostí v rozmezí 40 až 50 W/m·K v závislosti na teplotě. Pro výpočet je tepelná vodivost nastavena na hodnotu $\lambda_{\text{ocel}} = 45\ \text{W/m}\cdot\text{K}$.

***Mixture***

Materiálové vlastnosti směsi „metan-vzduch“ byly definovány následovně:

- Hustota směsi je počítána ze stavové rovnice ideálního plynu pro stlačitelné proudění.
- Měrná tepelná kapacita směsi je závislá na složení směsi. Kapacita směsi je počítána jako molově vážený průměr z jednotlivých složek (*mixing-law*) [36]:

$$c_{p,\,\text{směs}} = \sum_i Y_i \cdot c_{p,i} \tag{6.26}$$

- Tepelná vodivost a dynamická viskozita jsou počítány podle zákona mísení jednotlivých složek pro ideální plyn (*ideal-gas-mixing-law*) [36].

- Celková emisivita směsi plynů je vyjádřena jako suma šedých plynů (WSGGM). Tento model je podrobně vysvětlen v kap. 3.2.2. Střední délka paprsku je počítána metodou „*wsggm-cell-based*“ [36].

### 6.6.3 Okrajové podmínky

Okrajové podmínky jsou důležitým faktorem při nastavení modelu. Většinu podmínek bylo možné lehce nastavit díky naměřeným datům, např. průtok a teplota paliva, teplota spalovacího vzduchu. Na druhé straně některé okrajové podmínky bylo velmi obtížné přesně vyhodnotit a tyto podmínky jsou tak považovány za hlavní příčinu pozorovaných odchylek simulací od naměřených hodnot. V modelu bylo nastaveno pět okrajových podmínek:

- Vstup paliva (*mass-flow inlet*),
- Vstup spalovacího vzduchu (*mass-flow inlet*),
- Výstup spalin (*pressure outlet*),
- Konstantní teplota chlazeného vnějšího povrchu stěny spalovací komory, tj. na straně vody (*wall*),
- Adiabatická podmínka pro ostatní stěny (*wall*).

***Okrajová podmínka na vstupu (mass-flow inlet)***

1. *Palivo*:
   - Hmotnostní průtok [kg/s] metanu tryskami 1 (4x3 mm) a 2 (8x2,6 mm) byl určen na základě změřeného objemového průtoku [$m_N^3/h$] zemního plynu.

| **Zemní plyn** | | **Náhrada čistým metanem** | |
|---|---|---|---|
| Složení | viz tab. 6-2 | $CH_4$ | 100% obj. |
| Výhřevnost | 35811,34 kJ/$m_N^3$<br>49121,02 kJ/kg | Výhřevnost (FLUENT) | 50145 kJ/kg |
| Molární hmotnost | 16,34 kg/kmol | Molární hmotnost | 16,043 kg/kmol |
| Hustota | 0,729 kg/$m_N^3$ | Hustota | 0,711 kg/$m_N^3$ |
| Objemový průtok | 75,494 $m_N^3$/h | Ekvivalentní hmotnostní průtok | 53,911 kg/h<br>**0,0149753 kg/s** |
| Hmotnostní průtok | 55,035 kg/h | | |

| **Průtok metanu podle plochy trysky** | | | |
|---|---|---|---|
| | Plocha [$mm^2$] | Podíl [kg/kg] | Celý hořák [kg/s] |
| Trysky 1 4x3 mm | 28,274 | 0,3996 | **0,005985** |
| Trysky 2 8x2,6 mm | 42,474 | 0,6004 | **0,008991** |
| Suma | 70,749 | 1,0000 | 0,0149753 |

**Tab. 6-13:** Přepočet objemového průtoku zemního plynu na hmotnostní průtok metanu jednotlivými tryskami.

- Parametry modelu turbulence na vstupu jsou specifikovány intenzitou turbulence a hydraulickým průměrem na vstupu.
- Teplota paliva je definovaná teplotou zemního plynu změřené při dlouhodobé zkoušce, $T_{plyn} = 287,35$ K.

2. *Spalovací vzduch*:
   - Hmotnostní průtok spalovacího vzduchu nebyl přepočten z naměřené hodnoty objemového průtoku vzduchu při zkoušce, ale byl určen teoretickým výpočtem spalování metanu s přebytkem spalovacího vzduchu 1,1 užitím programu WTE (*Waste-to-Energy*), který byl vyvinut na pracovišti ÚPEI. Výpočet byl proveden za předpokladu o zjednodušeném složení spalovacího vzduchu (hmotnostní podíl argonu ve vzduchu byl zahrnut do hmotnostního podílu dusíku). Tab. 6-14 shrnuje pouze výsledky z výpočtu. Detaily nastavení výpočtu pak lze nalézt v souboru *Spalovani_metanu.dta* a výsledky v souboru *Spalovani_metanu.out* na přiloženém CD.
   - Parametry modelu turbulence jsou specifikovány intenzitou turbulence a hydraulickým průměrem na vstupu.
   - Teplota spalovacího vzduchu je definovaná teplotou spalovacího vzduchu během dlouhodobé zkoušky, $T_{\text{vzduch}} = 280,26$ K.

| Složení vlhkého vzduchu | | Molární hmotnost | Hmotnost na 1 mol vzduchu | Hmotnostní. zlomky | Zjednodušené složení vzduchu | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| [% obj.] | | [kg/mol] | [kg/mol vzduchu] | [kg/kg] | [kg/kg] | [mol/mol] |
| $N_2$ | 77,47 | 28,0134 | 21,701981 | 0,7512 | **0,7642** | **0,78496** |
| Ar | 0,94 | 39,948 | 0,3755112 | 0,0130 | | |
| $CO_2$ | 0,03 | 44,009 | 0,0132027 | 0,0005 | **0,0005** | **0,00030** |
| $O_2$ | 20,84 | 31,998 | 6,6683832 | 0,2308 | **0,2308** | **0,20757** |
| $H_2O$ | 0,72 | 18,015 | 0,129708 | 0,0045 | **0,0045** | **0,00717** |
| Suma | 100 | | 28,888786 | 1,0000 | **1,0000** | **1,00000** |

| Složení vzduchu | | Průtok spalovacího vzduchu | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| [% obj.] | | [$m_N^3$/h] | [kmol/h] | [kg/h] | [kg/s] |
| $N_2$ | 78,5 | 628,574 | 28,044 | 785,620 | 0,21823 |
| $CO_2$ | 0,03 | 0,240 | 0,011 | 0,472 | 0,00028 |
| $O_2$ | 20,76 | 166,232 | 7,416 | 237,317 | 0,06592 |
| $H_2O$ | 0,71 | 5,685 | 0,254 | 4,570 | 0,00127 |
| Suma | 100 | 800,732 | 35,725 | 1027,979 | **0,28569** |

**Tab. 6-14:** Výpočet složení a hmotnostního průtoku spalovacího vzduchu.

***Okrajová podmínka na výstupu (pressure outlet)***

- Tlak spalin je roven tlaku naměřenému v komoře užitím kapalinového manometru se šikmým ramenem (tzv. mikromanometr), $p_{\text{spaliny}} = -115$ Pa.
- Parametry modelu turbulence pro zpětný tok na výstupu jsou specifikovány intenzitou turbulence a hydraulickým průměrem.
- Teplota na výstupu ze spalovací komory je rovna teplotě spalin během dlouhodobé zkoušky, $T_{\text{spaliny}} = 1053,15$ K.
- Složení vzniklých spalin ($N_2$, $CO_2$, $O_2$, $H_2O$) bylo určeno při předcházejícím výpočtu hmotnostního průtoku spalovacího vzduchu v programu WTE. Program vypisuje výsledky složení spalin v objemových procentech, které je ještě zapotřebí přepočítat na hmotnostní procenta, neboť koncentrace prvků se v programu

FLUENT zadávají v hmotnostních procentech. Složení vlhkých spalin je uvedeno v tab. 6-15.

| Složka spalin | Suché spaliny [% obj.] | Vlhké spaliny [% obj.] | Molární hmotnost [kg/mol] | Hmotnost na 1 mol vlhkých spalin [kg/mol vlhkých spalin] | Vlhké spaliny [% hm.] |
|---|---|---|---|---|---|
| $N_2$ | 87,36 | 71,73 | 28,013 | 20,094 | **72,60** |
| $CO_2$ | 10,54 | 8,65 | 44,009 | 3,807 | **13,76** |
| $O_2$ | 2,10 | 1,72 | 31,998 | 0,550 | **1,99** |
| $H_2O$ | 0,00 | 17,90 | 18,015 | 3,225 | **11,65** |
| Suma | 100,00 | 100,00 | | 27,676 | 100,00 |

**Tab. 6-15:** Složení spalin na výstupu ze spalovací komory.

***Okrajová podmínka na stěnách (wall)***

Při řešení rovnice energie je vždy nutné nadefinovat (tepelné) okrajové podmínky na stěnách modelu.

1. *Vnější strana pláště spalovací komory:*
   - Pro vnější stranu pláště komory je nastavena okrajová podmínka konstantní teploty. Tato okrajová podmínka patřila k nejhůře určitelným podmínkám. Přenos tepla skrz vodou chlazené stěny totiž závisí jednak na vlastnostech horkých spalin (podíl přenosu tepla radiací na celkovém přenosu tepla je při spalování kolem 90%) a je také ovlivněn součinitelem přestupu tepla vody a teplotou stěny komory na straně vody. Jelikož se jedná o vodou chlazenou spalovací komoru, bylo potřeba se ujistit, zda dojde k varu chladicí vody. Lokální var mohl nastat pouze v místech s velmi nízkou rychlostí vody. Jedná se o místa, ve kterých je konstrukce šroubovice spojena s boční stěnou meziplášťového prostoru a vytváří tak slepé rameno, které zamezuje intenzivnímu proudění. Na druhou stranu přítomnost šroubovice (viz obr. 4-2) usměrňující proudění vody minimalizuje vznik takovýchto mrtvých zón.

     Teplotu bodu varu chladicí vody v systému lze určit z Antoineovy rovnice vyjádřením teploty $t$ [°C]:

     $$t = -\frac{B}{\log p - A} - C \,, \tag{6.27}$$

     kde $p$ [kPa] je pracovní tlak v systému. Po dosazení za konstanty $A$, $B$, $C$ a absolutní tlak $p = 200$ kPa, vychází teplota bodu varu chladicí vody $t = 120$°C.

     Pro určení konstantní teploty povrchu stěny spalovací komory na straně vody byl vytvořen model geometrie meziplášťového prostoru jedné sekce komory. Model je omezený tím, že nepředpokládá žádný var v celém objemu vody a tepelný tok do stěny sekce ze strany plamene je rovnoměrný. Výpočet přestupu tepla do vody byl modelován pouze pro sekce o délce 0,5 m. Teplota stěny poslední sekce, jejíž délka je 1 m, byla odhadnuta (důvodem, proč nebyl vytvořen model i pro poslední sekci byla vysoká náročnost spojená s jeho tvorbou). Cílem výpočtu bylo určit nejenom teplotu stěny, ale i získat informace o rozložení rychlostí proudění vody v meziplášťovém prostoru. V tab. 6-16 jsou uvedeny minimální a maximální rychlosti vody v celém objemu geometrie, objemově vážený průměr velikosti

rychlosti (*volume-weighted average*) [36], minimální a maximální teploty stěn sekcí, a plošně vážený průměr teploty stěny (*area-weighted average*) [36].

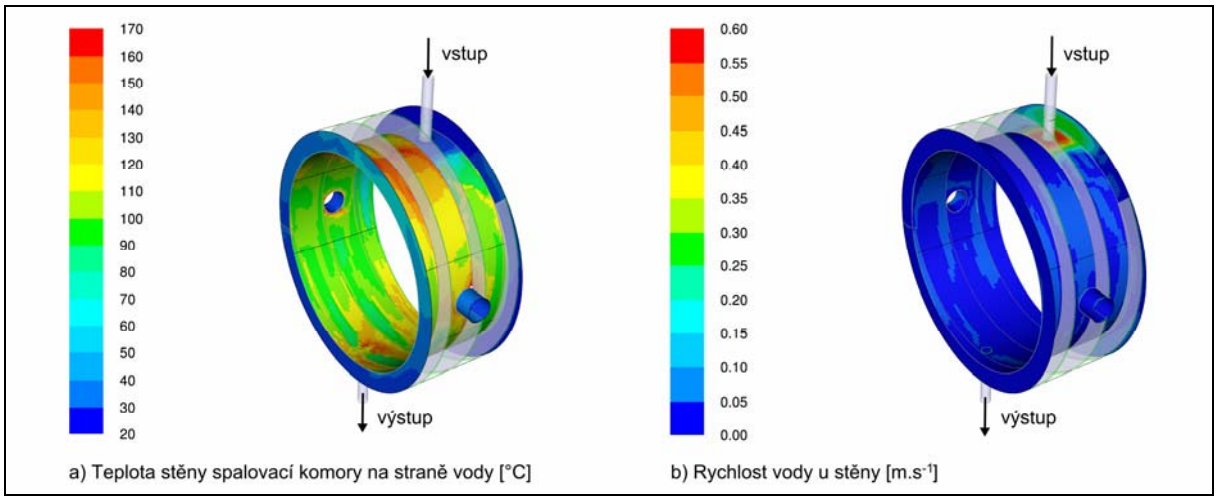
| | Minimální rychlost | Maximální rychlost | Objemově vážený průměr rychlosti | Minimální teplota stěny | Maximální teplota stěny | Plošně vážený průměr teploty stěny |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | [m·s$^{-1}$] | [m·s$^{-1}$] | [m·s$^{-1}$] | [°C] | [°C] | [°C] |
| Sekce1 | $4{,}46\cdot10^{-5}$ | 0,83 | 0,041 | 22,2 | 91,5 | **65,0** |
| Sekce2 | $1{,}38\cdot10^{-5}$ | 0,87 | 0,045 | 23,9 | 131,2 | **80,9** |
| Sekce3 | $5{,}13\cdot10^{-5}$ | 0,82 | 0,047 | 26,9 | 158,0 | **103,0** |
| Sekce4 | $6{,}89\cdot10^{-5}$ | 0,87 | 0,049 | 27,1 | 161,3 | **106,0** |
| Sekce5 | $2{,}67\cdot10^{-5}$ | 0,84 | 0,048 | 26,8 | 160,3 | **102,5** |
| Sekce6 | $9{,}00\cdot10^{-5}$ | 0,79 | 0,044 | 25,3 | 137,8 | **89,9** |
| Sekce7 | - | - | - | - | - | **70,0** (odhad) |

**Tab. 6-16:** Rychlosti vody a teploty stěny spalovací komory na straně chladicí vody.

Avšak maximální teploty stěn přesahující teplotu bodu varu vody v systému (120°C) jsou nesprávné. Příčinou je chybějící model varu. Proto tyto teploty slouží pouze k identifikaci míst, ve kterých dochází k lokálnímu varu. Reálné hodnoty teplot stěn leží mezi minimální teplotou a teplotou bodu varu, neboť var má za následek zvýšení součinitele přestupu tepla. Reálnější význam mají pro zadání okrajové podmínky jako konstantní teploty vnějšího povrchu pláště komory plošně vážené průměry teplot, které se vypočítají podle rovnice [36]:

$$\frac{1}{A}\int TdA = \frac{1}{A}\sum_{i=1}^{n} T_i \left|A_i\right| . \tag{6.28}$$

Obr. 6-13 znázorňuje průběhy veličin zobrazených na vnější straně pláště spalovací komory pro třetí sekci. Nejvyšší teplota stěny se vyskytuje kolem nejvyššího bodu sekce a v poslední otáčce šroubovice, kde se vytváří slepé rameno. Vysokým teplotám v těchto místech odpovídá téměř nulová rychlost vody při stěně.




**Obr. 6-13:** Průběhy zobrazených veličin – sekce 3.

Pro stěny spalovací komory jsou dále nastaveny podmínky emisivity $\varepsilon$ = 0,9 a tloušťka stěn 0,01 m.

2. *Ostatní stěny:*
   - Pro ostatní stěny modelu je nastavena adiabatická podmínka a emisivita $\varepsilon$ = 1,0.

#### 6.6.4 Modely turbulence

V silně vířivém proudění, kterým je i studovaný problém, lze očekávat anizotropní turbulentní efekty. V takovém případě je vhodné použít model turbulence s vyšším stupněm komplexnosti, jako je LES model ([67], [68]). Ačkoliv modely LES jsou již dnes reálně použitelné při řešení některých 2D úloh, použití v tomto případě by znamenalo velmi vysoké požadavky na výpočtový čas.

Z tohoto důvodu byly při modelování turbulentního proudění aplikovány modely RANS, které předpokládají homogenní izotropní vlastnosti turbulentní viskozity. Simulace turbulence byly provedeny s následujícími modely:

1. *„Realizovatelný“ $k$-$\varepsilon$ model* (*Realizable $k$-$\varepsilon$ model*) [69] - modifikace standardního $k$-$\varepsilon$ modelu. Výraz „realizovatelný“ znamená, že model navíc splňuje určitá matematická omezení týkajících se Reynoldsových napětí, která jsou v souladu s fyzikální podstatou turbulentního proudění. V porovnání se standardním $k$-$\varepsilon$ modelem vykazuje realizovatelný $k$-$\varepsilon$ model podstatné zlepšení v predikci proudění se silnou vířivostí a rotací. První zlepšení se vyznačuje tím, že v rovnici pro výpočet turbulentní viskozity není člen $C_\mu$ konstantní [70], ale je funkcí průměrného napětí a rychlostí rotace, úhlové rychlosti systému rotace, a charakteristik turbulence ($k$ a $\varepsilon$) [36]. Druhé zlepšení spočívá v novém modelu pro výpočet disipace kinetické energie turbulence [36], který lépe reprezentuje přenos energie a disipační člen se nevyznačuje singularitou.

2. *SST $k$-$\omega$ model* (*Shear-Stress Transport*) [71] – variace standardního $k$-$\omega$ modelu. Tento model spojuje silné stránky standardního modelu $k$-$\varepsilon$ (tzn. nezávislost na vlivu stěn v jádru proudu) a silné stránky standardního modelu $k$-$\omega$ (tzn. přesnost predikcí v blízkosti stěn). Dosahuje toho tím, že v mezních vrstvách aktivuje model $k$-$\omega$, kdežto dál od stěn postupně přepíná na model $k$-$\varepsilon$.

#### 6.6.5 Modely chemické kinetiky

Chemické reakce pro spalování metanu byly pro porovnání simulovány dvěma modely, a to jednokrokovým a dvoukrokovým modelem.

$$\text{jednokrokový model: } CH_4 + 2O_2 \rightarrow CO_2 + 2H_2O\,, \tag{6.29}$$

$$\begin{aligned}\text{dvoukrokový model: } & CH_4 + 1.5O_2 \rightarrow CO + 2H_2O \\ & CO + 0.5O_2 \rightarrow CO_2\end{aligned} \tag{6.30}$$

Chemická kinetika těchto reakcí byla řízena užitím známého „*eddy-dissipation model*“ (EDM) [72]. V tomto modelu, který předpokládá, že rychlost reakcí je vysoká a jejich rychlost je limitována turbulentním promícháváním, je rychlost reakcí počítána z lokálních vlastností turbulence. Základním předpokladem tohoto modelu je, že turbulentní víry jsou homogenně vyplněny jedním reaktantem. Proto k reakci může dojít pouze tehdy, pokud se

dva víry, z nichž jeden obsahuje metan a druhý vzduch, rozpadnou a oba reaktanty se promíchají. Průměrná rychlost tvorby prvku *i* podle reakce *r* je podle EDM dána nižší hodnotou z následujících dvou rovnic:

$$R_{i,r} = \nu'_{i,r} M_{w,i} A \rho \frac{\varepsilon}{k} \min_R \left( \frac{Y_R}{\nu'_{R,r} M_{w,R}} \right), \tag{6.31}$$

$$R_{i,r} = \nu'_{i,r} M_{w,i} A B \rho \frac{\varepsilon}{k} \frac{\sum_P Y_P}{\sum_j^N \nu''_{j,r} M_{w,j}}, \tag{6.32}$$

ve kterých je význam symbolů následující:

| | |
|---|---|
| $R_{i,r}$ | rychlost tvorby prvku *i* následkem reakce *r* [kmol/m$^3$·s], |
| $\nu'_{i,r}$ | stechiometrický koeficient produktu *i* v reakci *r* [-], |
| $\nu'_{R,r}$ | stechiometrický koeficient reaktantu *R* v reakci *r* [-], |
| $\nu''_{j,r}$ | stechiometrický koeficient prvku *j* v reakci *r* [-], |
| $M_{w,i}$ | molární hmotnost prvku *i* [kg/mol], |
| $M_{w,j}$ | molární hmotnost prvku *j* [kg/mol], |
| $Y_P$ | hmotnostní zlomek produktu *P* [-], |
| $Y_R$ | hmotnostní zlomek konkrétního reaktantu *R* [-], |
| $\rho$ | hustota [kg/m$^3$], |
| $\varepsilon / k$ | měrná rychlost disipace kinetické energie turbulence [s$^{-1}$], |
| $N$ | celkový počet chemických prvků, |
| $A$ | empirická konstanta modelu, $A = 4$ [-], |
| $B$ | empirická konstanta modelu, $B = 0,5$ [-], |

V rovnicích (6.31) a (6.32) je rychlost reakcí řízena časovým měřítkem velkých vírů, $k / \varepsilon$. Spalování se tak uskuteční kdykoliv je přítomna turbulence $(k / \varepsilon > 0)$ a není tak požadována přítomnost zdroje zapálení ke spuštění spalování. Ačkoliv tento model představuje zjednodušený způsob modelování spalování, model se vyznačuje stabilním chováním a výpočtovou nenáročností.

### *6.6.6 Model přenosu tepla radiací*

Přenos tepla radiací byl modelován užitím modelu diskrétních směrů. Výběr tohoto modelu byl založen na faktu, že optická tloušťka u studované aplikace není příliš velká. Při spalování je tepelné záření emitováno nejen stěnami spalovací komory, ale také horkými plyny - spalinami ($CO_2$, $H_2O$). Proto celková emisivita spalin je nenulová a závisí na teplotě, tlaku a lokálním složení směsi. K výpočtu celkové emisivity spalin byl aplikován model WSGGM, který vyjadřuje zářivost reálné směsi plynů ve tvaru součtu příspěvků šedých plynů a jedné diatermní složky o různých absorpčních koeficientech, z nichž každému je přiřazen určitý váhový faktor. Model předpokládá, že lokální absorpční a emisní koeficienty závisí na teplotě a koncentracích $CO_2$ a $H_2O$.

### *6.6.7 Postup během simulačních výpočtů*

Metody řešení jednotlivých rovnic (diskretizační schéma) a hodnoty relaxačních parametrů byly nastaveny dle manuálu „*Best Practice for Gas Combustion in FLUENT*“ [73]. Zde je nutné zdůraznit, že i přes návod doporučovaný přímo vývojáři softwaru FLUENT je vždy zapotřebí každý výpočet průběžně kontrolovat a reagovat na případně vzniklé problémy (např. nestabilita výpočtu).

Při simulačních výpočtech byl řešen plný systém pěti Navier-Stokesových rovnic (rovnice kontinuity, tři rovnice hybnosti, rovnice energie) společně se dvěmi doplňkovými rovnicemi pro Reynoldsova napětí, se čtyřmi (pro jednokrokový EDM), resp. s pěti (pro dvoukrokový EDM), rovnicemi pro přenos prvků (*species transport*) pro pět, resp. šest, přítomných chemických látek ($CH_4$, $N_2$, $O_2$, $CO_2$, $H_2O$ a CO) a s rovnicí přenosu tepla radiací.

Jako metoda pro určování gradientů proměnných byla zvolena metoda vycházející z hodnot v uzlech dané sítě (*Node-Based*). Provázanost rovnic pro rychlost a tlak byla řešena metodou SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent*), kde pro řešení tlakového pole bylo použito schéma „PRESTO“, které je dle manuálu v [36] vhodné, jedná-li se o proudění s vysokou vířivostí.

Na začátku výpočtů byly všechny zbývající rovnice (tj. rovnice hustoty, rychlosti, turbulence, chemie, energie a přenosu tepla radiací) diskretizovány schématem prvního řádu (*First Order Upwind*) a proudění bylo uvažováno jako stacionární („*steady*“ výpočet). Výpočty byly spuštěny jako izotermní proudění, tj. s vypnutou rovnicí radiace. Poté byla složitost a přesnost modelu stupňována - zaprvé přidáním rovnice pro přenos tepla radiací (výpočet přenosu tepla radiací probíhal každých pět iterací) a nakonec přepnutím na vyšší řád diskretizace (QUICK). Avšak zvýšení řádu diskretizace pro rychlost vedlo ke ztrátě stability výpočtů. Toto řešení navíc nevykazovalo žádné zpřesnění výsledků ve srovnání s původním řešením. Proto bylo upuštěno od dalšího zpřesňování tímto způsobem. Nakonec byl výpočet přepnut do nestacionárního režimu proudění („*unsteady*“ výpočet). Pro tento režim proudění byla frekvence výpočtu rovnice radiace nastavena na každé dvě iterace.

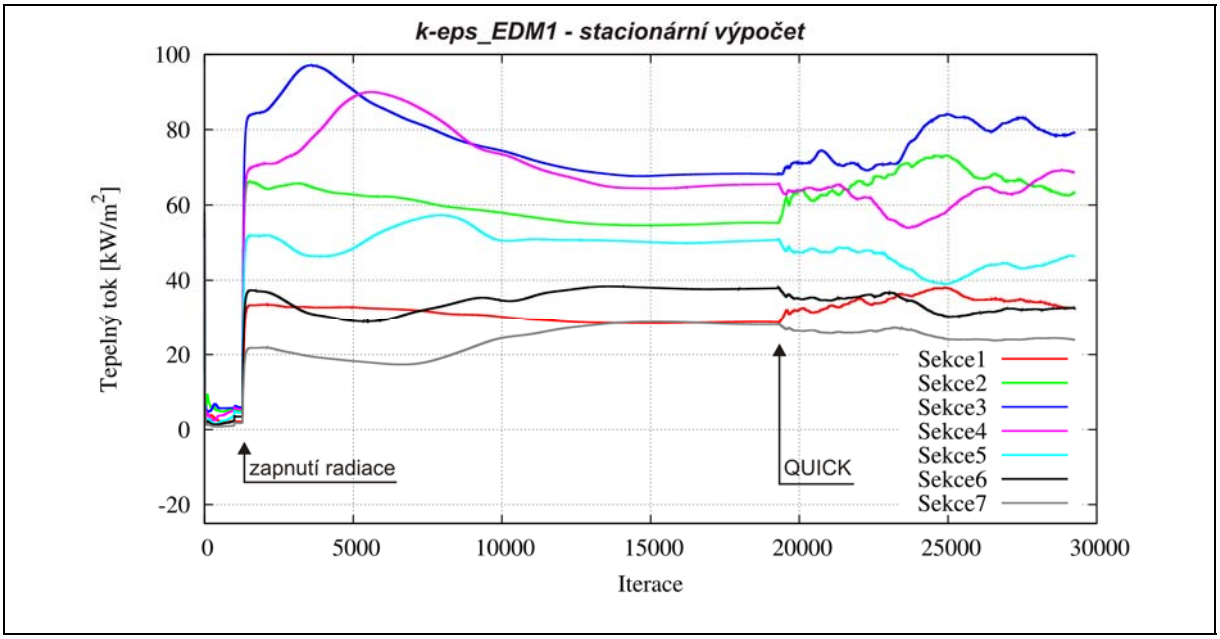
V dalším bylo pro přehlednost zavedeno následující označení zkoumaných kombinací modelů turbulence a chemické kinetiky:

- ***k-eps_EDM1*** – *realizovatelný* $k$-$\varepsilon$ model turbulence v kombinaci s jednokrokovým EDM modelem
- ***k-eps_EDM2*** – *realizovatelný* $k$-$\varepsilon$ model turbulence v kombinaci s dvoukrokovým EDM modelem
- ***k-omega_EDM1*** – *SST* $k$-$\omega$ model turbulence v kombinaci s jednokrokovým EDM modelem
- ***k-omega_EDM2*** – *SST* $k$-$\omega$ model turbulence v kombinaci s dvoukrokovým EDM modelem

### *6.6.8 Stabilita výpočtů*

Jedním z největších problémů numerických simulací je udržení stability výpočtu a obdržení konvergentního řešení. V tomto případě byla sledována stabilizace tepelných toků v závislosti na změně nastavení řádu diskretizace řešených rovnic. Na obr. 6-14 je znázorněna historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (stacionární výpočet), konkrétně při simulaci za použití modelu

*k-eps_EDM1*. Na grafu lze zřetelně rozeznat dvě místa s ostrou změnou průběhu tepelných toků. První změna charakterizovaná výrazným nárůstem velikosti tepelných toků nastala v okamžiku zapnutí rovnice radiace po 1000 iteracích výpočtu. Poté následoval potřebný počet iterací pro ustálení velikosti tepelných toků. Druhá viditelná změna průběhu tepelných toků nastala po aplikaci třetího řádu diskretizace (QUICK) na rovnici hybnosti a hustoty (cca po 19000 iteracích). Výpočet tepelných toků se stal ale silně nestabilní, přičemž amplituda fluktuace tepelných toků dosahovala hodnoty přibližně 20 kW/m$^2$.



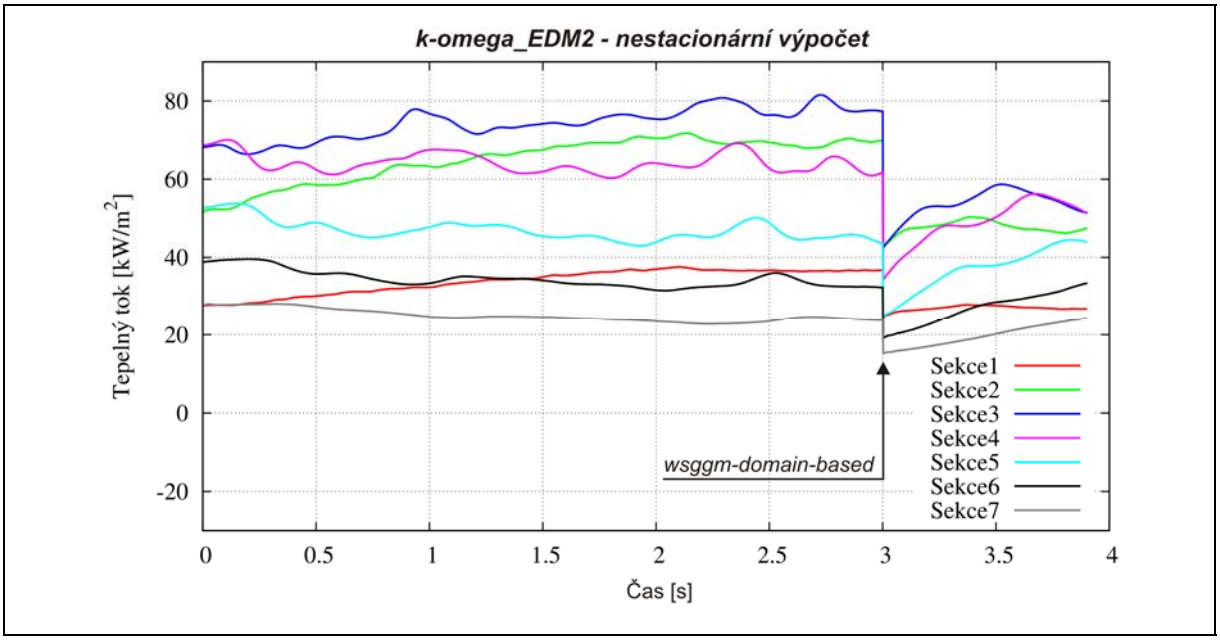

**Obr. 6-14:** Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při stacionárním výpočtu spalování užitím modelu *k-eps_EDM1*.

Příčinu pozorované nestability je třeba hledat ve fyzikální podstatě proudění a spalování. Publikace [74] vysvětluje, že při vířivém spalování jsou přítomny některé typy fluktuací, konkrétně „třepotající“ charakter plamene. Nestabilitu tepelných toků do stěn sekcí spalovací komory lze pozorovat i na obr. 6-8, na kterém jsou zobrazeny experimentálně určené tepelné toky. Je nutné poznamenat, že RANS modely nedokážou patřičně počítat tyto fluktuace. Důvod jejich použití byl ale již vysvětlen v kap. 6.6.4.

Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory pro další stacionární výpočty užitím modelů *k-eps_EDM2*, *k-omega_EDM1* a *k-omega_EDM2* jsou znázorněny v přílohách III-2, III-3 a III-4. Pro všechny modely má průběh tepelných toků v závislosti na počtu provedených iterací stejné rysy. Avšak aplikace třetího řádu diskretizace na rovnici hybnosti u modelů *k-omega_EDM1* a *k-omega_EDM2* nezpůsobila tak silnou nestabilitu výpočtu ve srovnání s modely *k-eps_EDM1* a *k-eps_EDM2*; amplituda fluktuace tepelných toků dosahovala hodnoty přibližně 10 až 15 kW/m$^2$.

V dalším kroku byl výpočet přepnut do nestacionárního režimu proudění. Nestacionární výpočet byl z důvodu vysoké výpočtové náročnosti simulací proveden jen s modelem *k-omega_EDM2*, který se vyznačoval největší stabilitou během stacionárního výpočtu. Řídící rovnice byly diskretizovány schématem druhého řádu (*Second Order Upwind*) a velikost časového kroku byla nastavena na $t$ = 0,002 s. Na obr. 6-15 je znázorněn průběh tepelných toků při nestacionárním výpočtu v závislosti na čase. Lze konstatovat, že nestabilita tepelných toků přetrvává i při nestacionárním výpočtu. Pro první tři vteřiny simulace byla střední délka

paprsku počítána užitím metody „*wsggm-cell-based*“. Poté v čase $t$ = 3 s byla metoda výpočtu střední délky paprsku nastavena na „*wsggm-domain-based*“ [36], což se projevilo skokovou změnou v průběhu tepelných toků. Důvod, který vedl ke změně metody výpočtu délky paprsku, bylo zjištění, že metoda „*wsggm-domain-based*“ poskytuje přesnější výsledky v případech, ve kterých je cílem určit tepelné toky do stěn geometrie [75]. Z důvodu časové náročnosti nestacionárního výpočtu nebyla simulace před termínem odevzdání práce kompletně dokončena, a proto jsou na obr. 6-15 uvedeny průběhy tepelných toků pouze pro 4 s výpočtu. Simulace bude dokončena v rámci pokračujícího výzkumu.




**Obr. 6-15:** Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při nestacionárním výpočtu spalování užitím modelu *k-omega_EDM2*.

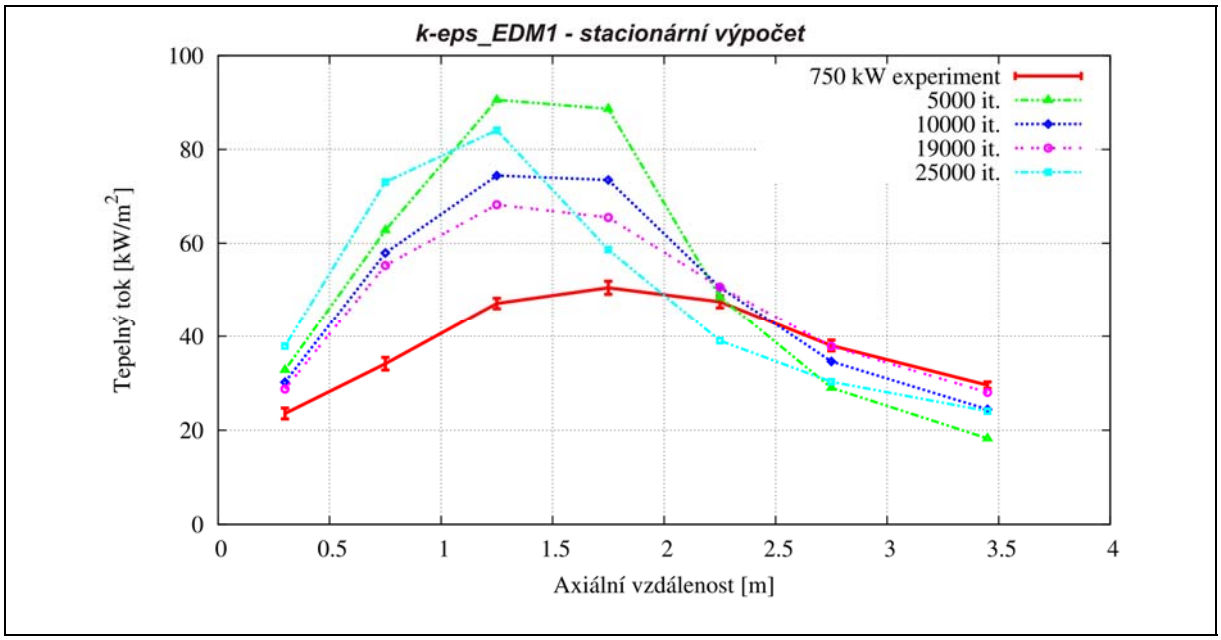
## 6.7 Výsledky simulací a srovnání s naměřenými daty

Předmětem zájmu bylo především vyhodnocení tepelného zatížení stěny spalovací komory a srovnání numerických výsledků s naměřenými daty. Kromě tepelných toků bylo zjištěno rozložení teplot a rychlostí v rovině symetrie spalovací komory, rozložení teploty spalin na výstupu z kouřovodu a přibližný tvar plamene. Výsledky predikcí tepelných toků a teplot spalin na výstupu z kouřovodu jsou prezentovány pro stacionární i nestacionární výpočet. Zbývající výsledky jsou prezentovány jen pro stacionární výpočet.

### 6.7.1 Tepelné toky do stěny spalovací komory

***A. Stacionární výpočet***

Obr. 6-16 znázorňuje profily tepelného zatížení stěny spalovací komory po její délce od ústí hořáku ke vstupu do kouřovodu. Zobrazené profily představují výsledky stacionárního výpočtu spalování užitím kombinace *k-eps_EDM1*. Profily byly sestaveny z hodnot tepelných toků vypočítaných v různém stádiu výpočtu, a to po 5000, 10000, 19000 a 25000 iteracích. Profily pro první tři zmíněná stádia výpočtu byly určeny během simulace s prvním řádem diskretizace řídících rovnic. Poslední profil odpovídá simulaci s třetím řádem diskretizace rovnice hybnosti. Na obr. 6-16 lze jasně pozorovat, jak se v průběhu výpočtu numerický profil přibližuje k profilu určenému experimentálně při dlouhodobé zkoušce. Avšak aplikace třetího řádu diskretizace (profil při 25000 iteracích) měla za následek výrazné odchýlení od naměřeného profilu v důsledku nestability výpočtu.




**Obr. 6-16:** Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet).

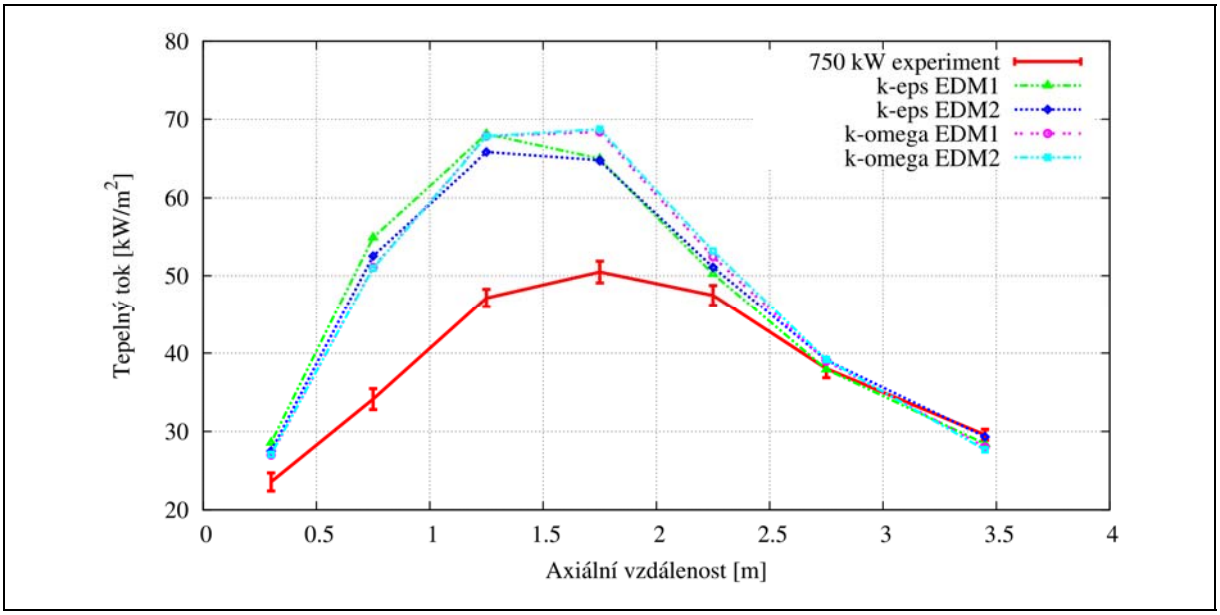
Větší vypovídací hodnotu než jsou „okamžité“ hodnoty tepelných toků po určitém počtu provedených iterací, mají tepelné toky vypočítané jako průměr přes určitý interval iterací. V tab. 6-17 jsou uvedeny hodnoty tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí představujících průměrnou hodnotu tepelných toků přes interval 6000 iterací. Na obr. 6-17 jsou pak graficky porovnány zprůměrované predikované profily tepelného zatížení s naměřeným profilem.

Můžeme vidět, že CFD simulace nepodávají přesné kvantitativní predikce. Lze konstatovat, že všechny modely rozumně predikují tepelný tok do stěny sekce1, sekce5, sekce6 a sekce7. Odchylka vypočítané a naměřené hodnoty pro zmíněné sekce se pohybuje od 1 do 15%, což lze považovat za akceptovatelné z důvodu komplexnosti řešeného problému. Naproti tomu simulace výrazně nadhodnocují tepelné toky do stěn sekce2, sekce3 a sekce4, kde se odchylka pohybuje v rozmezí 20 až 35%. Celková průměrná odchylka simulací od experimentu činí přibližně 17% pro všechny modely (viz tab. 6-18). Z toho zároveň vyplývá, že simulace silně nadhodnocují celkové teplo odvedené do stěny spalovací komory, a to o přibližně 100 kW ve všech případech.

| | Naměřené hodnoty | Průměrný vypočítaný tepelný tok [kW/m$^2$] | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | [kW/m$^2$] | *k-eps_EDM1* | *k-eps_EDM2* | *k-omega_EDM1* | *k-omega_EDM2* |
| Sekce1 | 23,559 | 28,574 | 27,516 | 26,994 | 27,091 |
| Sekce2 | 34,140 | 54,902 | 52,542 | 51,083 | 50,984 |
| Sekce3 | 47,126 | 68,100 | 65,806 | 67,821 | 67,817 |
| Sekce4 | 50,491 | 64,938 | 64,739 | 68,374 | 68,709 |
| Sekce5 | 47,473 | 50,252 | 51,106 | 52,458 | 53,190 |
| Sekce6 | 38,019 | 37,919 | 39,120 | 38,978 | 39,200 |
| Sekce7 | 29,584 | 28,434 | 29,315 | 28,004 | 27,668 |
| Výkon [kW] | **455** | **550** | **547** | **551** | **552** |

**Tab. 6-17:** Průměrné vypočítané tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory.

Z hlediska kvality trendu profilu tepelného zatížení, ve všech případech simulace relativně spolehlivě sledují trend naměřeného profilu. Lze konstatovat, že model *SST k-ω* lépe predikuje polohu vrcholu tepelného zatížení než *realizovatelný k-ε* model. Mimo jiné bylo zjištěno, že typ použitého EDM modelu nemá na výpočet zásadní vliv.




**Obr. 6-17:** Srovnání predikovaných profilů tepelných toků s experimentálně získaným profilem (stacionární výpočet).

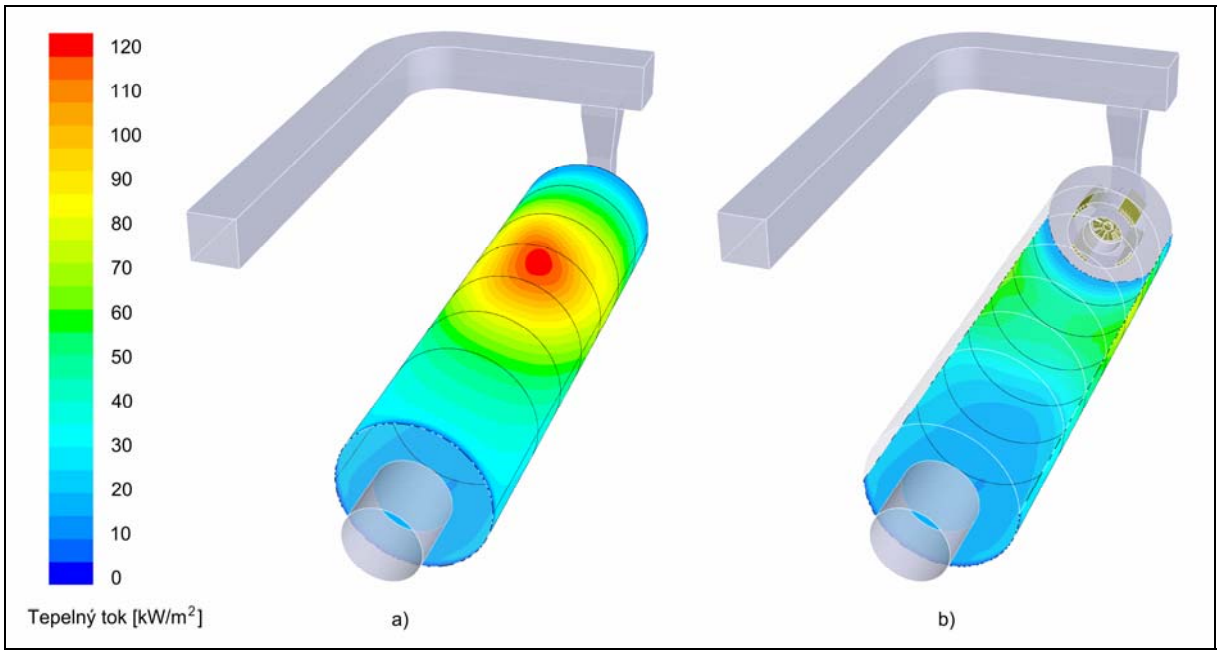
Příčiny, proč sledované modely tak výrazně nadhodnocují tepelné toky do stěn některých sekcí komory, by mohly být vysvětleny následovně:

1. (Ne)schopnost modelů RANS predikovat tak silně vířivé proudění (diskutováno již dříve) při ústí hořáku, kde vířivost je generována jak vířičem umístěným v primárním proudu spalovacího vzduchu, tak žaluziemi v přívodních kanálech sekundárního vzduchu.
2. Modelování teploty stěny spalovací komory za předpokladu, že nedochází k varu.
3. Při výpočtu nebyly uvažovány tepelné ztráty do okolí skrz inspekční otvory a obě čela spalovací komory byla považována za adiabatická.

| | Naměřené hodnoty | Relativní odchylka [%] | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| | [kW/m$^2$] | *k-eps_EDM1* | *k-eps_EDM2* | *k-omega_EDM1* | *k-omega_EDM2* |
| Sekce1 | 23,559 | 17,5 | 14,4 | 12,7 | 13,0 |
| Sekce2 | 34,140 | 37,8 | 35,0 | 33,2 | 33,0 |
| Sekce3 | 47,126 | 30,8 | 28,4 | 30,5 | 30,5 |
| Sekce4 | 50,491 | 22,2 | 22,0 | 26,2 | 26,5 |
| Sekce5 | 47,473 | 5,5 | 7,1 | 9,5 | 10,8 |
| Sekce6 | 38,019 | 0,3 | 2,8 | 2,5 | 3,0 |
| Sekce7 | 29,584 | 4,0 | 0,9 | 5,6 | 6,9 |
| Průměr | – | 16,9 | 15,8 | 17,2 | 17,7 |

**Tab. 6-18:** Relativní odchylky vypočítaných hodnot od naměřených hodnot.

Na obr. 6-18 je uvedeno grafické znázornění tepelných toků do stěny spalovací komory. Z obrázku je zřejmé, že nejvíce tepelně namáhanou částí komory je její strop v úseku 3., 4. a 5. sekce. Naopak dno komory v úseku 5., 6. a 7. sekce patří k nejméně zatížené části komory. Důvody tohoto rozložení tepelných toků jsou vysvětleny při interpretaci dalších výsledků.




**Obr. 6-18:** Průběh tepelných toků do stěny spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet). (a) Toky do horní poloviny spalovací komory. (b) Toky do spodní poloviny spalovací komory.

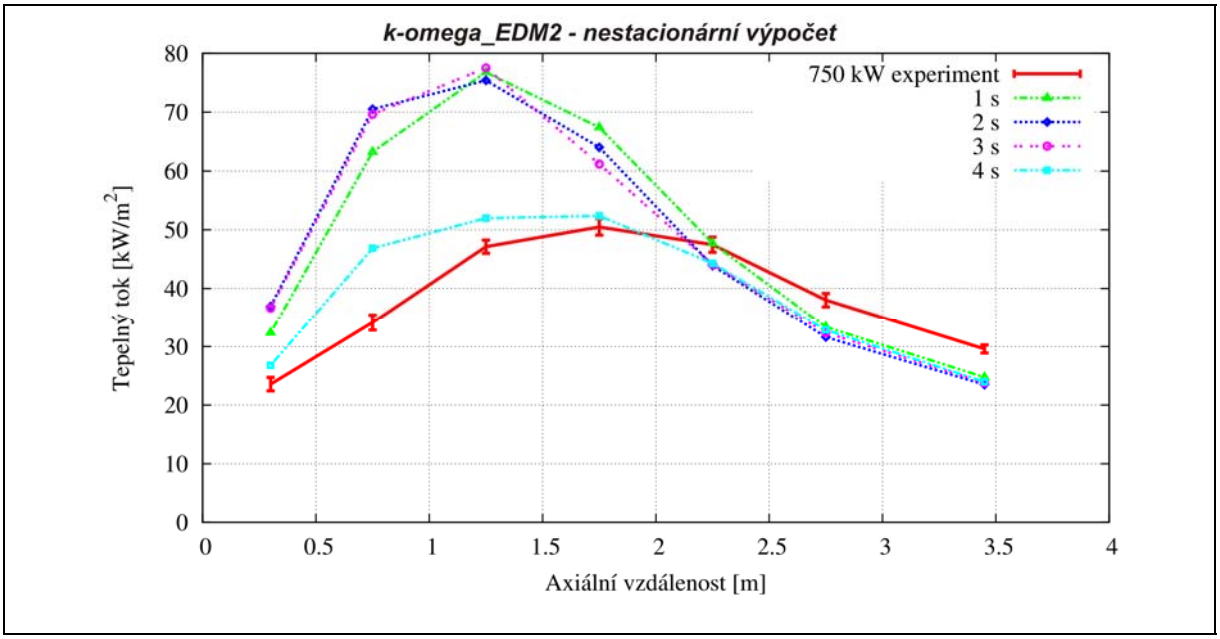
Vzhledem ke skutečnosti, že zkoumané kombinace modelů turbulence a chemické kinetiky predikují takřka identické profily tepelných toků, jsou dále v textu interpretace výsledků stacionárního výpočtu omezeny pouze na výsledky simulací modely *k-eps_EDM1* (grafické výsledky interpretovány přímo v textu) a *k-omega_EDM2* (grafické výsledky interpretovány v přílohách III-8 až III-12). Bohužel však k těmto výsledkům nejsou k dispozici příslušná experimentální data, se kterými by mohly být porovnány za účelem ověření jejich správnosti. Výsledky tak mají především význam pro kvalitativní zhodnocení průběhu sledovaných veličin.

***B. Nestacionární výpočet***

Obr. 6-19 znázorňuje profily tepelného zatížení stěny spalovací komory, na kterém zobrazené profily představují výsledky nestacionárního výpočtu spalování užitím *k-omega_EDM2* modelu. Profily byly sestaveny z hodnot tepelných toků vypočítaných po 1 s, 2 s, 3 s a 4 s simulace. Lze pozorovat, že po změně metody výpočtu střední délky paprsku se vypočítaný profil značně přiblížil k experimentálně získanému profilu. Tím se potvrdila vhodnost volby metody „*wsggm-domain-based*“ a výpočet proto bude pokračovat s tímto nastavením.

Zde je zatím zbytečné vyhodnocovat tepelné toky jako průměr přes určitý časový interval, protože výpočet stále běží a není zřejmé, jak se vyvine průběh tepelných toků, aby mohl být pro průměrování zvolen přiměřený časový interval. V tab. 6-19 jsou uvedeny hodnoty tepelných toků v čase $t = 4$ s společně s jejich odchylkami od naměřených hodnot.

Podle výsledků uvedených v tab. 6-19 a zobrazených na obr. 6-19 lze tvrdit, že CFD simulace podávají relativně přesné kvantitativní i kvalitativní predikce tepelných toků do stěn sekcí spalovací komory. Simulace mírně nadhodnocuje tepelné toky do stěn sekce1, sekce2, sekce3 a sekce4, a mírně podhodnocuje tepelné toky do stěn zbývajících sekcí. Průměrná odchylka simulace od experimentu činí přibližně 14%, přičemž maximální odchylka se vyskytuje u 2. sekce a činí 27%. Lze ale předpokládat, že se odchylky budou dále snižovat s přibývajícím časem simulace.




**Obr. 6-19:** Profily tepelného zatížení stěny spalovací komory v závislosti na čase (model *k-omega_EDM2*, nestacionární výpočet).

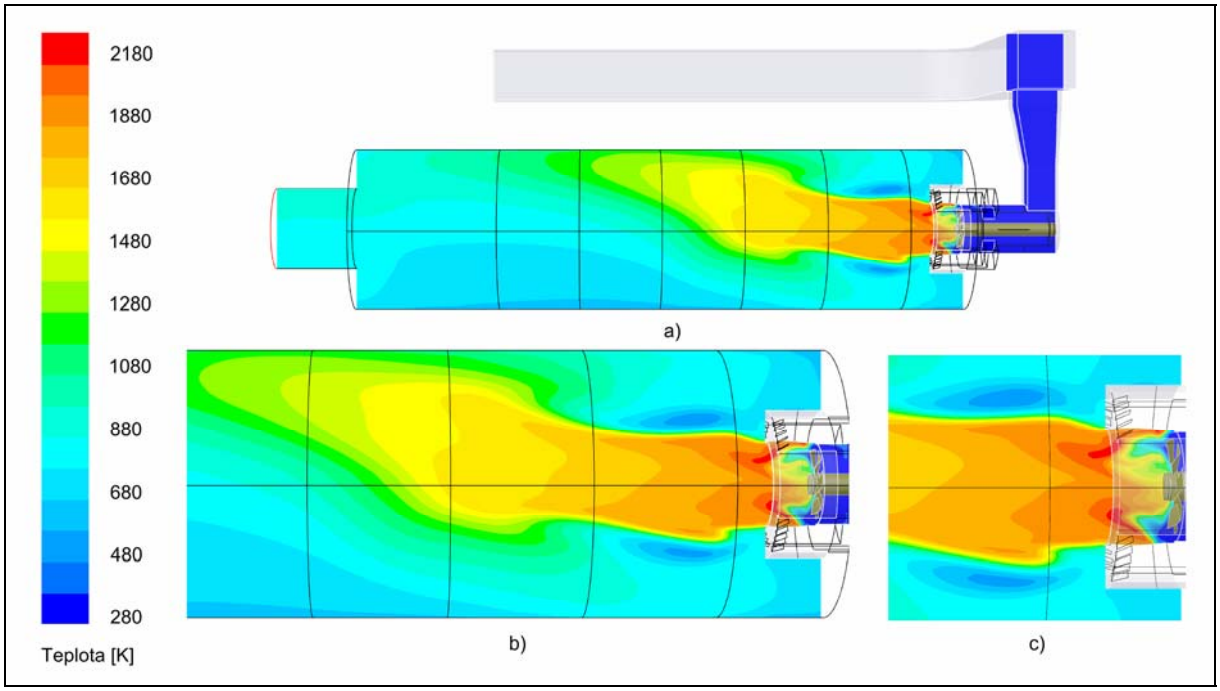
Dobré predikční schopnosti tohoto modelu také potvrzuje skutečnost, že model předpovídá přibližně stejné množství tepla odvedeného do stěny spalovací komory jaké bylo určeno během dlouhodobé zkoušky hořáku (viz kap. 6.5.1).

| | Naměřené hodnoty | Tepelný tok v čase $t$ = 4 s [kW/m$^2$] | Relativní odchylka [%] |
|---|---|---|---|
| | [kW/m$^2$] | *k-omega_EDM2* | |
| Sekce1 | 23,559 | 26,789 | 12,1 |
| Sekce2 | 34,140 | 46,863 | 27,1 |
| Sekce3 | 47,126 | 51,978 | 9,3 |
| Sekce4 | 50,491 | 52,373 | 3,6 |
| Sekce5 | 47,473 | 44,312 | 7,1 |
| Sekce6 | 38,019 | 32,840 | 15,8 |
| Sekce7 | 29,584 | 23,972 | 23,4 |
| Výkon [kW] | **455** | **459** | Průměr = 14,1 |

**Tab. 6-19:** Tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí komory v čase $t$ = 4 s a jejich relativní odchylky od naměřených hodnot.

### 6.7.2 Teploty na rovině symetrie spalovací komory

Obr. 6-20 znázorňuje rozložení vrstevnic teploty na rovině symetrie spalovací komory podle modelu *k-eps_EDM1*. Při pohledu na rozložení teplot lze vypozorovat asymetrické rozložení teplot (vyšší teploty u stropu komory), které je způsobené vlivem působení vztlakové síly. Spalovací vzduch o teplotě 280 K se ihned po vstupu do spalovací komory promíchává s metanem a dochází k intenzivnímu spalování za vysokých teplot. Z teplotního rozložení je dále zřejmé ochlazování jádra plamene proudem sekundárního vzduchu v oblasti 2.sekce komory. Jelikož simulace silně nadhodnocuje tepelné toky do stěn 2., 3. a 4. sekce, lze tvrdit, že i predikované teploty (především teplotní špičky) jsou rovněž nadhodnoceny.

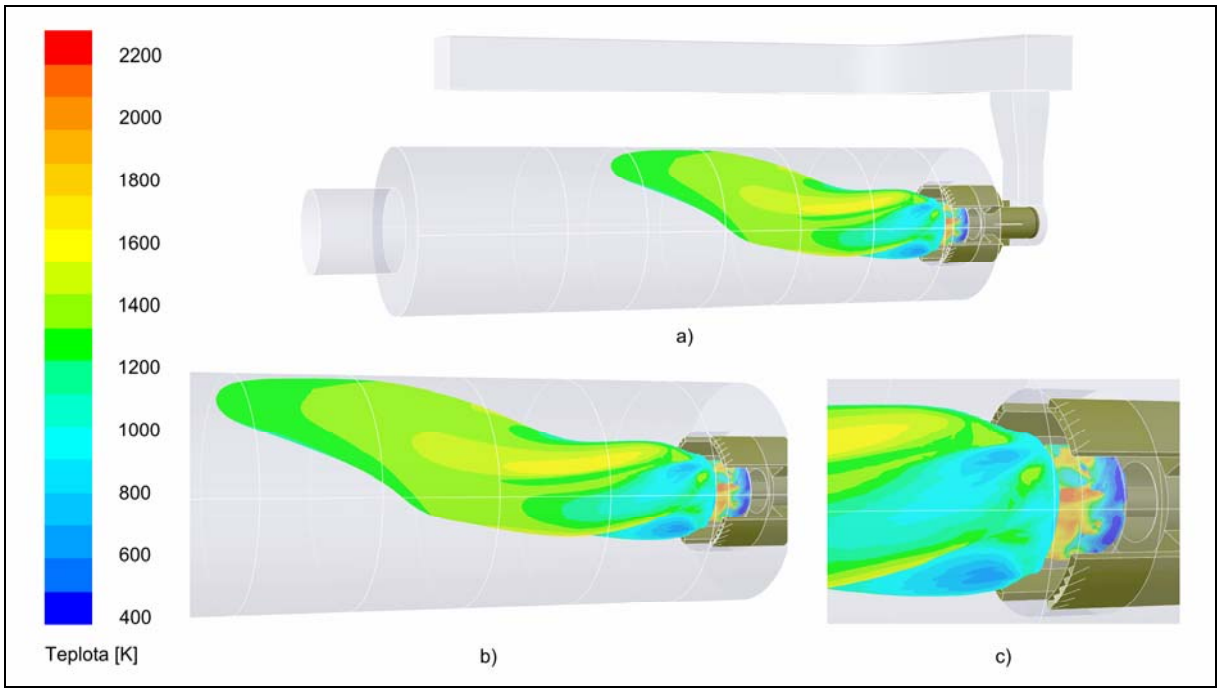



**Obr. 6-20:** Průběh teploty na rovině symetrie spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na rozložení teploty ve spalovací komoře. (b) Bližší pohled. (c) Detail oblasti teplotních špiček při ústí hořáku.

V některých případech se rozložení vrstevnic teplot používá k vizualizaci přibližného tvaru plamene, neboť vysoké teploty signalizují místa, ve kterých probíhá spalování a uvolňuje se teplo. V tomto směru je ale výhodnější a reálnější znázornit tvar plamene, přesněji jeho obálku, pomocí isoplochy, která je vytvořena z buněk, ve kterých hmotnostní zlomek paliva (v tomto případě metanu) nabývá stanovené konstantní hodnoty. Hmotnostní zlomek se volí jako velmi malý (charakterizující oblast úplného vyhoření), aby isoplocha co nejvěrohodněji zobrazovala obálku plamene.

### 6.7.3 Isoplocha metanu obarvená teplotou

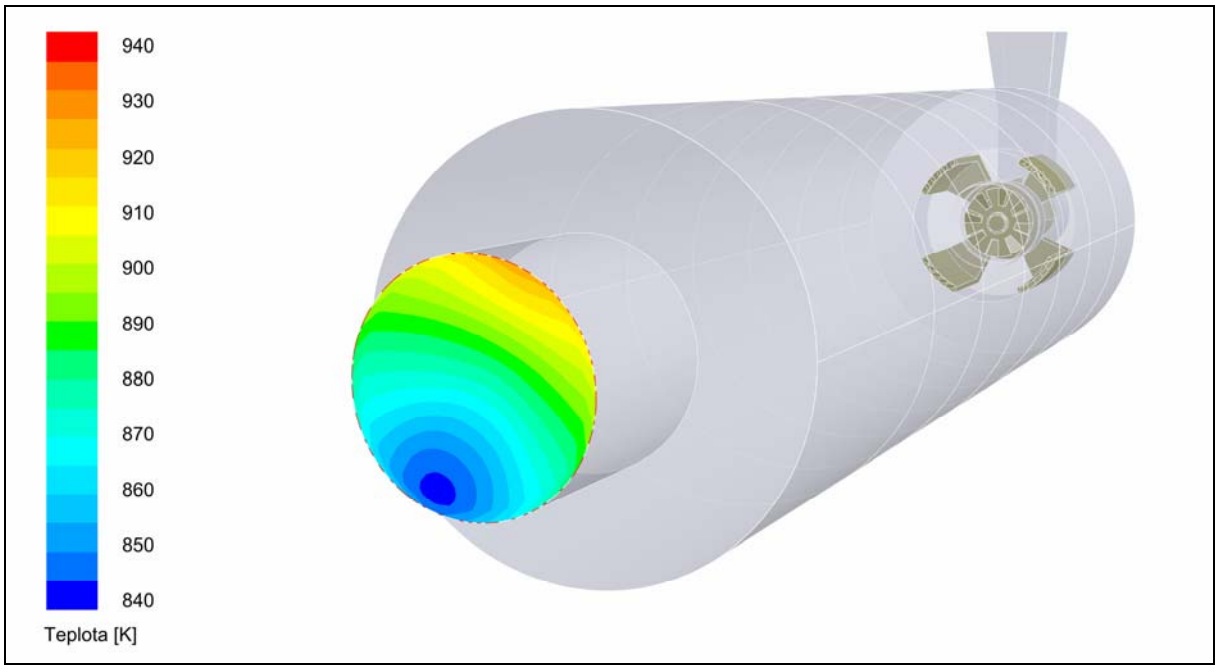
Isoplocha metanu vytvořená pro hodnotu hmotnostního zlomku $w_{CH4}$ = 0,0005 je znázorněna na obr. 6-21. Isoplocha je obarvená teplotou. Lze vidět, že plamen je mírně „ohnutý“ směrem ke stropu spalovací komory, což koresponduje s rozložením teplot na rovině symetrie komory a s rozložením tepelných toků do stěny komory. Při ústí hořáku je isoplocha nejchladnější, a to opět z důvodu ochlazení sekundárním vzduchem. Porovnáním isoploch predikovaných modely *k-eps_EDM1* a *k-omega_EDM2* lze konstatovat, že model *k-omega_EDM2* predikuje delší plamen, čemuž i odpovídá vzdálenější poloha vrcholu tepelného zatížení od ústí hořáku.




**Obr. 6-21:** Isoplocha metanu ($w_{CH4}$ = 0,0005) obarvená teplotou (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na spalovací zařízení se zobrazenou isoplochou. (b) Bližší pohled. (c) Detail isoplochy při ústí hořáku.

### *6.7.4 Teplota spalin*

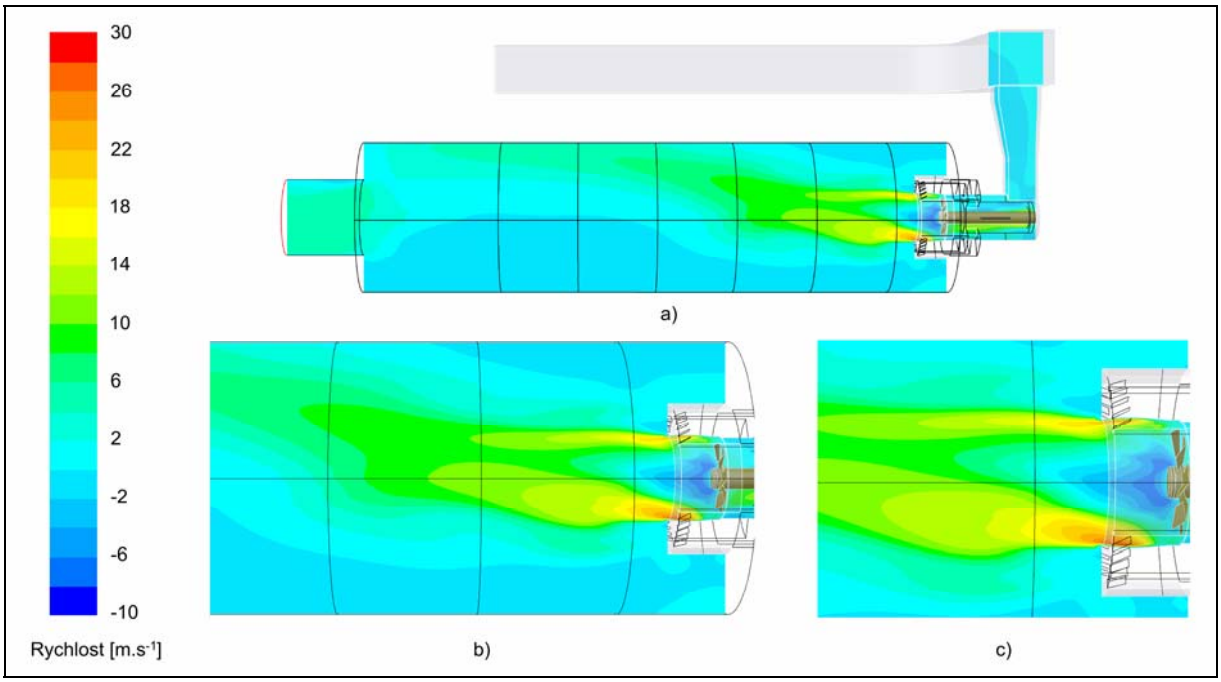
Rozložení teploty spalin na výstupu z kouřovodu je zobrazeno na obr. 6-22. Průměrná teplota spalin na výstupu je 875 K. V porovnání s naměřenou výstupní teplotou spalin (1056 K) je predikovaná teplota nižší, protože simulace při stacionárním režimu proudění predikuje více tepla odvedeného do stěny komory, než kolik bylo odvedeno při dlouhodobé zkoušce. V případě nestacionárního režimu proudění simulace predikuje průměrnou teplotu spalin na výstupu 950 K.




**Obr. 6-22:** Průběh teploty spalin na výstupu z kouřovodu (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet).

### 6.7.5 Rychlosti

Na obr. 6-23 je znázorněn průběh axiální rychlosti na rovině symetrie spalovací komory. Z rozložení vrstevnic velikosti rychlosti lze identifikovat tři cirkulační zóny ve spalovací komoře. Nejvýraznější zóna se nachází v místě za vířičem kolem hlavy s plynovými tryskami. Na tuto zónu navazuje oblast nejvyšších rychlostí. Se vzrůstající vzdáleností od ústí hořáku se axiální rychlost snižuje. Zbývající cirkulační zóny jsou podstatně slabší a nacházejí se u stropu komory v oblasti 1. a 2. sekce a ve spodní části komory po celé její délce.




**Obr. 6-23:** Průběh velikosti axiální rychlosti na rovině symetrie spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na rozložení rychlosti ve spalovací komoře. (b) Bližší pohled. (c) Detail rozložení rychlosti při ústí hořáku.

## 6.8 Zhodnocení výsledků

Srovnáním výsledků simulací s experimentálními daty byla posouzena schopnost některých modelů turbulence v kombinaci se dvěma modely chemické kinetiky predikovat vířivý plamen. Schopnost predikce byla provedena srovnáním hodnot tepelných toků do stěny spalovací komory s naměřenými daty. Toto srovnání stále ale nevypovídá nic o tom, jak jsou modely (ne)schopny správně predikovat charakter toku uvnitř spalovací komory, tj. průměrnou axiální a tangenciální složku rychlosti a intenzitu turbulence, a charakteristiky spalování, jako jsou teploty v plameni, lokální koncentrace kyslíku a jiných složek spalin. Bohužel v současné době nejsou k měření výše uvedených veličin k dispozici potřebné měřicí přístroje a není tak možné detailněji ověřit výsledky simulací.

Na základě výsledků dosažených v této práci lze usuzovat, že CFD simulace lze použít jako alternativní přístup k experimentálnímu zkoumání plamene. CFD predikce tepelných toků do stěn sekcí spalovací komory v provedených stacionárních simulacích sice nadhodnocují tepelné toky v průměru o 17%, ale výsledky jsou kvalitativně srovnatelné s experimentem. Zato CFD predikce nestacionární simulace jsou v relativně dobré kvalitativní i kvantitativní shodě s naměřenými hodnotami. V rámci „*post-processingu*“ byly rovněž analyzovány průběhy rychlostí a teplot v rovině symetrie spalovací komory, teplota spalin na výstupu z kouřovodu a přibližný tvar plamene.

# 7 Závěr

V současné době existují v podstatě dva možné způsoby, které lze použít při zkoumání plamene a spalovacího procesu obecně. Konkrétně se jedná o experimentální a simulační metody. Experimentální metody představují spolehlivou metodu výzkumu a umožňují získat detailní informace o prostorovém rozložení veličin spjatých s prouděním, jako jsou rychlost, teplota či lokální koncentrace látek uvnitř spalovací komory, a navíc umožňují zkoumat plamen i vizuálně. Naproti tomu simulační metody představují alternativu k tradičním experimentálním metodám. Simulační metody jsou snadno aplikovatelné, avšak platnost modelů, které v současné době používáme, je do značné míry omezená. Tato dizertační práce se zabývá studiem aplikace obou typů metod při určování a modelování charakteristických parametrů spalování v hořácích s potlačenou tvorbou oxidů dusíku.

Po krátkém úvodu do problematiky experimentálního výzkumu a modelování spalování byly specifikovány konkrétní parametry spalování, které jsou dále detailně zkoumány některou z metod. Jmenovitě se jedná o modelování založené na statistickém zpracování experimentálních dat a modelování založené na metodách CFD. Na počátku řešení byla vždy krátce představena strategie konkrétní metody modelování a provedena rešerše ve studované oblasti.

V případě modelování založeném na statistickém zpracování dat byl sledován vliv geometrie a provozních parametrů hořáku s dvoustupňovým přívodem zemního plynu na tvorbu oxidu dusnatého. Samotný experiment, při kterém byla naměřena data pro následnou regresní analýzu, byl proveden na základě sofistikovaného plánu, podle kterého bylo možné vynechat měření ve značném počtu měřicích bodů, aniž by byla ovlivněna objektivnost výsledků. Výsledný empirický model (viz kap. 5.5.2) byl posouzen regresní diagnostikou jako neadekvátní, avšak z důvodu komplexnosti problému a s přihlédnutím na obdržené výsledky byl model prohlášen za přípustný.

U modelování založeném na metodách CFD byla pozornost zaměřena na simulaci vířivého plamene v hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu s cílem určit tepelné zatížení stěny spalovací komory. Svým rozsahem se jednalo o velkou výpočetní oblast, proto byla velká pozornost věnována hledání vhodné výpočetní sítě modelu. Výsledky simulací byly porovnány s výsledky dlouhodobého experimentálního testování hořáku. Lze konstatovat, že výsledky stacionárních výpočtů vykazovaly dobrou kvalitativní, ale jen částečnou kvantitativní shodu s experimentem. Na druhé straně výsledky nestacionárního výpočtu, při kterém byla pro výpočet střední délky paprsku aplikována metoda „*wsggm-domain-based*“, vykazovaly velmi dobrou kvantitativní i kvalitativní shodu s experimentem. Jelikož nestacionární výpočet nebyl dokončen před odevzdáním práce, bude této problematice dále věnována pozornost v rámci pokračujícího výzkumu.

Lze tedy konstatovat, že jak experimentálně-statistická metoda tak i simulace s využitím CFD poskytly predikci důležitých parametrů spalování, a to množství vzniklého oxidu dusnatého z hlediska plnění emisních limitů a tepelného zatížení stěny spalovací komory z hlediska požadavků na její konstrukci. Přesnost určeného empirického modelu je bohužel omezena pouze na oblast, pro kterou byla experimentálně získána data. Další nevýhodou empirického modelu je, že neposkytuje žádné informace o tvaru a stabilitě plamene. Přesnost modelů použitých při CFD simulacích je těžké předem kvantifikovat, a proto se při požadavku na vyšší přesnost neobejdeme bez verifikace pomocí naměřených dat.

Přínos dizertační práce spočívá zejména v aplikaci „jiného“ přístupu (jmenovitě plánování experimentu) k provedení náročných zkoušek hořáků, pomocí jehož efektivní strategie lze snížit časovou i finanční náročnost zkoušek hořáků, a přesto získat velké množství informací o vlastnostech hořáku. Spojením experimentálních výsledků a numerických simulací pak lze obdržet model, který lze použít např. při návrhu nebo úpravách geometrie hořáku a spalovací komory.

Budoucí práce budou zaměřeny na experimentální činnost v oblasti spalování plynných paliv na dalších vyvíjených hořácích s potlačenou tvorbou oxidů dusíku (jmenovitě se jedná o hořák s kombinací vnitřní recirkulace spalin a stupňovitého přívodu paliva) a na experimentální činnost v oblasti spalování kapalných paliv z obnovitelných zdrojů a odpadů. Cílem také bude rozšířit možnosti měření dalších veličin charakterizujících proudění uvnitř spalovací komory, aby bylo možné detailně ověřovat správnost numerických výsledků.

## SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 2-1: Závislost tvorby termického NO na přebytku a teplotě spalovacího vzduchu. ..... 15
Obr. 2-2: Hořák s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu. ..... 18
Obr. 2-3: Hořák s dvoustupňovým přívodem paliva. ..... 18
Obr. 2-4: Schématické znázornění metody „*reburning*“. ..... 19
Obr. 2-5: Schéma vnitřní recirkulace spalin. ..... 19
Obr. 2-6: Schéma vnější recirkulace spalin. ..... 19
Obr. 2-7: Schéma HiTAC spalovacího zařízení a regenerátoru. ..... 20
Obr. 3-1: Kontrolní úhel. ..... 23
Obr. 4-1: Zkušebna hořáků na ÚPEI. ..... 25
Obr. 4-2: Schéma šroubovice a zkratových proudů. ..... 26
Obr. 4-3: Uživatelské rozhraní. ..... 27
Obr. 5-1: Schéma strategie efektivního experimentování. ..... 29
Obr. 5-2: Geometrické znázornění lineárního regresního modelu. ..... 34
Obr. 5-3: Schéma hořáku s dvoustupňovým přívodem zemního plynu. ..... 37
Obr. 5-4: Fotografie hořáku s dvoustupňovým přívodem zemního plynu. ..... 37
Obr. 5-5: Model hořáku se stupňovitým přívodem paliva. ..... 38
Obr. 5-6: Závislost maximálního výkonu primárního stupně hořáku na průměru omezovací clony. ..... 38
Obr. 5-7: Vývojový diagram iteračního výpočtu. ..... 43
Obr. 5-8: Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model I). ..... 45
Obr. 5-9: Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model I). ..... 46
Obr. 5-10: Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model II). ..... 49
Obr. 5-11: Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model II). ..... 49
Obr. 5-12: Rezidua versus pořadí měření (model II). ..... 50
Obr. 5-13: Histogram četnosti reziduí s křivkou normálního rozdělení (model III). ..... 51
Obr. 5-14: Pravděpodobnostní graf normálního rozdělení reziduí s 95% pásy spolehlivosti (model III). ..... 51
Obr. 5-15: Vliv výkonu hořáku a přebytku spalovacího vzduchu na tvorbu NO. ..... 52
Obr. 5-16: Vliv geometrie vířiče na tvorbu NO. ..... 53
Obr. 5-17: Vliv omezovací clony na primárním přívodu paliva na tvorbu NO. ..... 54
Obr. 5-18: Vliv geometrie sekundárních tryskových hlav na tvorbu NO. ..... 54
Obr. 5-19: Vliv polohy sekundárních trysek na tvorbu NO. ..... 55
Obr. 6-1: Koncepce CFD simulace. ..... 57
Obr. 6-2: Schéma hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu. ..... 60
Obr. 6-3: Fotografie hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu. ..... 60
Obr. 6-4: Válcová vestavba. ..... 66
Obr. 6-5: Procentuální vyjádření množství sekundárního vzduchu z celkového přivedeného vzduchu (modrá křivka) a experimentálně zjištěné hodnoty NO (červená křivka) v závislosti na vstupním průměru pro primární vzduch. ..... 66
Obr. 6-6: Rovnoměrnost rozdělení sekundárního vzduchu do jednotlivých přívodních kanálů v závislosti na vstupním průměru pro primární vzduch. ..... 67
Obr. 6-7: Průběh výstupních teplot chladicí vody ze sekcí 1 až 7 (T01 až T07) a průběh vstupní teploty chladicí vody (T16). ..... 69
Obr. 6-8: Průběh hustot tepelných toků do stěn sekcí 1 až 7 spalovací komory. ..... 70
Obr. 6-9: Profil tepelného toku do stěny spalovací komory po celé její délce. ..... 74
Obr. 6-10: Tepelná bilance spalování. ..... 76

Obr. 6-11: Spalovací zařízení a detail hořáku. ..... 78
Obr. 6-12: Výpočtová síť hlavy hořáku a detail sítě u ústí trysky..... 79
Obr. 6-13: Průběhy zobrazených veličin – sekce 3. ..... 84
Obr. 6-14: Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při stacionárním výpočtu spalování užitím modelu *k-eps_EDM1*..... 88
Obr. 6-15: Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při nestacionárním výpočtu spalování užitím modelu *k-omega_EDM2*. ..... 89
Obr. 6-16: Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet)..... 90
Obr. 6-17: Srovnání predikovaných profilů tepelných toků s experimentálně získaným profilem (stacionární výpočet). ..... 91
Obr. 6-18: Průběh tepelných toků do stěny spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet)..... 92
Obr. 6-19: Profily tepelného zatížení stěny spalovací komory v závislosti na čase (model *k-omega_EDM2*, nestacionární výpočet). ..... 93
Obr. 6-20: Průběh teploty na rovině symetrie spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet)..... 94
Obr. 6-21: Isoplocha metanu ($w_{CH4}$ = 0,0005) obarvená teplotou (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet)..... 95
Obr. 6-22: Průběh teploty spalin na výstupu z kouřovodu (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet). ..... 95
Obr. 6-23: Průběh velikosti axiální rychlosti na rovině symetrie spalovací komory (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet)..... 96

## SEZNAM TABULEK

Tab. 2-1: Vznik NO a $NO_2$ při spalování. ..... 17
Tab. 5-1: Konstrukční prvky a provozní parametry hořáku. ..... 40
Tab. 5-2: Bodové odhady regresních parametrů modelu I v kódovaných jednotkách a *P*-hodnoty pro členy modelu. ..... 44
Tab. 5-3: „*Outliers*“ a nové naměřené hodnoty v těchto bodech. ..... 47
Tab. 5-4: Bodové odhady regresních parametrů modelu II v kódovaných jednotkách a *P*-hodnoty pro členy modelu. ..... 48
Tab. 5-5: Optimální nastavení vstupních faktorů. ..... 56
Tab. 6-1: Naměřené hodnoty NO při předběžných zkouškách hořáku se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu. ..... 61
Tab. 6-2: Chemické složení zemního plynu, výhřevnosti obsažených uhlovodíků a celková výhřevnost zemního plynu. ..... 62
Tab. 6-3: Konstanty Antoineovy rovnice pro vodu. ..... 63
Tab. 6-4: Složení suchého a vlhkého vzduchu. ..... 63
Tab. 6-5: Teoretická spotřeba kyslíku ke spálení $1 m_N^3$ zemního plynu. ..... 64
Tab. 6-6: Provozní podmínky hořáku. ..... 68
Tab. 6-7: Naměřená data z dlouhodobé zkoušky hořáku s dvoustupňovým přívodem spalovacího vzduchu. ..... 71
Tab. 6-8: Směrodatné odchylky teplotních rozdílů. ..... 76
Tab. 6-9: Směrodatné odchylky tepelných toků. ..... 76
Tab. 6-10: Vstupní údaje pro bilanční výpočet. ..... 77
Tab. 6-11: Bilanční výpočet. ..... 78
Tab. 6-12: Výpočet poloměru trysky. ..... 79
Tab. 6-13: Přepočet objemového průtoku zemního plynu na hmotnostní průtok metanu jednotlivými tryskami. ..... 81
Tab. 6-14: Výpočet složení a hmotnostního průtoku spalovacího vzduchu. ..... 82
Tab. 6-15: Složení spalin na výstupu ze spalovací komory. ..... 83
Tab. 6-16: Rychlosti vody a teploty stěny spalovací komory na straně chladicí vody. ..... 84
Tab. 6-17: Průměrné vypočítané tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory. ..... 90
Tab. 6-18: Relativní odchylky vypočítaných hodnot od naměřených hodnot. ..... 91
Tab. 6-19: Tepelné toky do stěn jednotlivých sekcí komory v čase $t = 4$ s a jejich relativní odchylky od naměřených hodnot. ..... 93

## SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

| symbol | jednotka | význam |
|---|---|---|
| $A$ | [-] | konstanta Antoineovy rovnice (6.7) |
| $A$ | [-] | obecná proměnná ve funkcích (6.18), (6.21) |
| $A_i$ | $[\mathrm{m}^2]$ | plocha *i*-té sekce spalovací komory |
| $a$ | [-] | vzdálenost od středu plánu |
| $a$ | [-] | konstanta ve funkcích (6.18), (6.21) |
| $a_{\varepsilon,i}$ | [-] | emisní váhový faktor |
| $B$ | [-] | konstanta Antoineovy rovnice (6.7) |
| $B$ | [-] | obecná proměnná ve funkcích (6.18), (6.21) |
| $b$ | [-] | konstanta ve funkcích (6.18), (6.21) |
| $\boldsymbol{b}$ | [-] | odhad parametrů $\boldsymbol{\beta}$ |
| $C$ | [-] | konstanta Antoineovy rovnice (6.7) |
| $\mathrm{cov}_{t_{\mathrm{OUT},i},t_{\mathrm{IN}}}$ | [-] | kovariance mezi vstupní a výstupní teplotou z *i*-té sekce |
| $c_{H_2O}$ | [-] | koncentrace vody ve vlhkém vzduchu |
| $c_{N_2,O_2,Ar,CO_2}$ | [-] | koncentrace $\mathrm{N_2}$, $\mathrm{O_2}$, Ar, $\mathrm{CO_2}$ ve vlhkém vzduchu |
| $c_{p,\,\mathrm{vzduch}}$ | $[\mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}}]$ | měrná tepelná kapacita vzduchu |
| $c_{p,\,\mathrm{směs}}$ | $[\mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}}]$ | měrná tepelná kapacita směsi metan-vzduch |
| $c_{p,i}$ | $[\mathrm{J\cdot kg^{-1}\cdot K^{-1}}]$ | měrná tepelná kapacita chladicí vody v *i*-té sekci komory |
| $\hat{\boldsymbol{e}}$ | - | vektor reziduí |
| $f$ | [-] | obecná turbulentní veličina |
| $f$ | [-] | obecná funkce |
| $\overline{f}$ | [-] | střední hodnota obecné turbulentní veličiny |
| $f'$ | [-] | fluktuační složka obecné turbulentní veličiny |
| $f_i$ | $[\mathrm{kg\cdot m^{-2}\cdot s^{-2}}]$ | hustota objemových sil |
| $g$ | $[\mathrm{m\cdot s^{-2}}]$ | gravitační zrychlení |
| $h$ | $[\mathrm{J\cdot kg^{-1}}]$ | celková statická entalpie |
| $I$ | $[\mathrm{W\cdot m^{-2}\cdot sr^{-1}}]$ | intenzita záření |
| $k$ | $[\mathrm{m^3\cdot mol^{-1}\cdot s^{-1}\cdot K^{-1}}]$ | rychlostní konstanta reakce |
| $k$ | [-] | počet vstupních faktorů |
| $L_i$ | [m] | délka *i*-té sekce spalovací komory |
| $LHV$ | $\left[\mathrm{J\cdot m_N^{-3}}\right]$ | celková výhřevnost paliva |
| $LHV_i$ | $\left[\mathrm{J\cdot m_N^{-3}}\right]$ | výhřevnost *i*-té složky paliva |
| $m_{\mathrm{vzduch}}$ | $[\mathrm{kg\cdot s^{-1}}]$ | hmotnostní průtok spalovacího vzduchu |

| | | |
|---|---|---|
| $m_{\text{voda, }i}$ | $[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$ | hmotnostní průtok chladicí vody *i*-tou sekcí komory |
| $n$ | [-] | počet naměřených hodnot $y$ |
| $n_c$ | [-] | počet centrálních bodů plánu experimentu |
| $N$ | [-] | celkový počet měření experimentu |
| $N_0$ | [-] | počet měření plného, resp. zkráceného, faktorového experimentu |
| $P_{\text{hořák}}$ | [W] | výkon hořáku |
| $p$ | [-] | stupeň zkráceni experimentu |
| $p$ | [Pa] | absolutní tlak |
| $p$ | [Pa] | suma parciálních tlaků všech plynů obsažených ve směsi |
| $p_{bar}$ | [Pa] | barometrický tlak |
| $p_g$ | [Pa] | podtlak vztažený k provoznímu tlaku |
| $p_{\text{op}}$ | [Pa] | provozní tlak |
| $p_{\text{spaliny}}$ | [Pa] | tlak spalin na výstupu ze spalovací komory |
| $p_0$ | [Pa] | tlak za normálních podmínkách ( $p_0 = 101,325$ Pa ) |
| $p^0$ | [Pa] | tlak nasycených par |
| $\dot{Q}_i$ | [W] | tepelný tok do stěny *i*-té sekce komory |
| $\dot{q}_i$ | $[\text{W/m}^2]$ | hustota tepelného toku do stěny *i*-té sekce komory |
| **r** | [cm] | vektor pozice |
| $R_m$ | $[\text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}]$ | univerzální plynová konstanta ( $R_m = 8,31433\ \text{J}\cdot\text{K}^{-1}\cdot\text{mol}^{-1}$ ) |
| RV | [%] | relativní vlhkost |
| $R^2$ | [%] | koeficient určení |
| **s** | [m] | vektor směru záření |
| **s′** | [m] | vektor směru rozptylu |
| $s$ | [m] | střední délka paprsku |
| $s_r^2$ | - | rozptyl spojený s modelem |
| $s_e^2$ | - | rozptyl spojený s měřením |
| $T$ | [K] | termodynamická teplota |
| $T_0$ | [K] | termodynamická teplota za normálních podmínkách ( $T_0 = 273,15$ K ) |
| $t$ | [°C] | teplota |
| $t$ | [s] | čas |
| $T_{\text{plyn}}$ | [K] | termodynamická teplota paliva |
| $T_{\text{vzduch}}$ | [K] | termodynamická teplota spalovacího vzduchu |
| $T_{\text{spaliny}}$ | [K] | termodynamická teplota spalin |

| | | |
|---|---|---|
| $t_{IN}$ | [°C] | vstupní teplota chladicí vody |
| $t_{OUT,\,i}$ | [°C] | výstupní teplota chladicí vody z *i*-té sekce komory |
| $u$ | $[m \cdot s^{-1}]$ | rychlost tekutiny |
| $V_{vzduch}$ | $[m^3 / h]$ | objemový průtok spalovacího vzduchu |
| $V_{vzduch,\,0}$ | $[m_N^3 / h]$ | objemový průtok spalovacího vzduchu za normálních podmínek |
| $V_{plyn,\,0}$ | $[m_N^3 / h]$ | objemový průtok zemního plynu za normálních podmínek |
| $V_{voda,\,i}$ | $[m^3 / h]$ | objemový průtok chladicí vody *i*-tou sekcí komory |
| $X_i$ | - | vstupní faktor (nezávislá proměnná) |
| $\mathbf{X}$ | - | matice experimentu |
| $\boldsymbol{x}$ | - | vektor nezávislých proměnných |
| $x_i$ | [%] | koncentrace *i*-té složky paliva |
| $Y_i$ | [-] | hmotnostní zlomek *i*-té složky směsi metan-vzduch |
| $y$ | - | odezva (závislá proměnná) |
| $\boldsymbol{y}$ | - | vektor naměřených hodnot |
| $\hat{\boldsymbol{y}}_p$ | - | vektor predikovaných hodnot |
| $\hat{y}_i$ | - | vypočítaná hodnota na *i*-té úrovni |
| $\overline{y}_i$ | - | průměrná naměřená hodnota na *i*-té úrovni |

**Symboly použité v kap. 6.5.3 *Ověření tepelné bilance experimentu***

| symbol | jednotka | význam |
|---|---|---|
| $\alpha$ | [-] | přebytek spalovacího vzduchu |
| $A_i$ | [-] | korelace pro výpočet entalpie |
| $B_i$ | [-] | korelace pro výpočet entalpie |
| $C_i$ | [-] | korelace pro výpočet entalpie |
| $D_i$ | [-] | korelace pro výpočet entalpie |
| $E_i$ | [-] | korelace pro výpočet entalpie |
| $h_A$ | $\left[kJ/m_N^3\right]$ | entalpie spalovacího vzduchu |
| $h_F$ | $\left[kJ/m_N^3\right]$ | entalpie paliva |
| $h_S$ | $\left[kJ/m_N^3\right]$ | entalpie spalin |
| $h_i$ | $\left[kJ/m_N^3\right]$ | měrná entalpie složky |
| $Q_F$ | [kJ/h] | teplo vnesené palivem |
| $Q_{F,LHV}$ | [kJ/h] | teplo uvolněné spálením paliva |
| $Q_A$ | [kJ/h] | teplo vnesené spalovacím vzduchem |

| | | |
|---|---|---|
| $Q_P$ | [kJ/h] | teplo odvedené do pláště komory |
| $Q_S$ | [kJ/h] | teplo odvedené spalinami |
| $T$ | [K] | teplota |
| $T_F$ | [K] | teplota paliva |
| $T_A$ | [K] | teplota spalovacího vzduchu |
| $T_S$ | [K] | teplota spalin |
| $V_F$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | průtok paliva |
| $V_S$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | průtok spalin |
| $V'_S$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}]$ | množství spalin vzniklých spálením 1 $\mathrm{m}^3_\mathrm{N}$ paliva |
| $V_A$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | průtok spalovacího vzduchu |
| $V_{A,\,\mathrm{skut.}}$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | skutečná spotřeba vzduchu na spálení 1 $\mathrm{m}^3_\mathrm{N}$ paliva |
| $V_{A,\,\mathrm{teor.}}$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | teoretická spotřeba vzduchu na spálení 1 $\mathrm{m}^3_\mathrm{N}$ paliva |
| $V_{O_2,\,\mathrm{stech.}}$ | $[\mathrm{m}^3_\mathrm{N}/\mathrm{h}]$ | stechiometrická spotřeba kyslíku na spálení 1 $\mathrm{m}^3_\mathrm{N}$ paliva |
| $V_m$ | $[\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{mol}^{-1}]$ | molární objem |

**Řecká abeceda**

| symbol | jednotka | význam |
|---|---|---|
| $\Delta t_i$ | [°C] | teplotní rozdíl mezi výstupní a vstupní teplotou chladicí vody v *i*-té sekci komory |
| $\alpha$ | [-] | koeficient přebytku spalovacího vzduchu |
| $\beta_i$ | [-] | parametr regresního modelu |
| $\boldsymbol{\beta}$ | [-] | vektor parametrů regresního modelu |
| $\varepsilon$ | [-] | náhodná chyba závislé proměnné *y* |
| $\boldsymbol{\varepsilon}$ | [-] | vektor náhodných veličin |
| $\varepsilon$ | [-] | emisivita povrchu |
| $\varepsilon_g$ | [-] | celková emisivita směsi plynů |
| $\eta_{\mathrm{vzduch}}$ | $[\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{s}^{-1}]$ | dynamická viskozita |
| $\kappa$ | $[\mathrm{m}^{-1}]$ | koeficient absorpce |
| $\kappa_i$ | $[\mathrm{m}^{-1}]$ | koeficient absorpce *i*-tého plynu směsi |
| $\lambda_{\mathrm{vzduch}}$ | $[\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{K}^{-1}]$ | tepelná vodivost vzduchu |
| $\lambda_{\mathrm{ocel}}$ | $[\mathrm{W} \cdot \mathrm{m}^{-1} \cdot \mathrm{K}^{-1}]$ | tepelná vodivost oceli |
| $\omega_i$ | [sr] | kontrolní úhel |
| $\rho_{\mathrm{vzduch}}$ | $[\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-3}]$ | hustota vzduchu |
| $\rho_i$ | $[\mathrm{kg} \cdot \mathrm{m}^{-3}]$ | hustota vody v *i*-té sekci komory |
| $\rho_{V_i \Delta t_i}$ | [-] | korelační koeficient mezi průtokem vody a teplotním rozdílem pro *i*-tou sekci |

| | | |
|---|---|---|
| $\sigma$ | $[\mathrm{W \cdot m^{-2} \cdot K^{-4}}]$ | Stefan-Boltzmannova konstanta |
| $\sigma_s$ | $[\mathrm{m^{-1}}]$ | koeficient rozptylu |
| $\sigma_{\dot{q}_i}$ | $[\mathrm{kW/m^2}]$ | směrodatná odchylka tepelného toku do stěn *i*-té sekce |
| $\sigma_{V_i}$ | $[\mathrm{m^3/h}]$ | směrodatná odchylka průtoku vody *i*-tou sekcí |
| $\sigma_{t_{\mathrm{OUT},\,i}}$ | [K] | směrodatná odchylka výstupní teploty vody z *i*-té sekce |
| $\sigma_{t_{\mathrm{IN}}}$ | [K] | směrodatná odchylka vstupní teploty vody |
| $\sigma_{\Delta t_i}$ | [K] | směrodatná odchylka teplotního rozdílu pro *i*-tou sekci |
| $\hat{\sigma}^2$ | - | rozptyl měření |
| $\tau_{ij}$ | $[\mathrm{N \cdot m^{-1}}]$ | složky tenzoru napětí |
| $\Phi$ | $[\mathrm{sr^{-1}}]$ | fázová funkce rozptylu |
| $\Omega'$ | [sr] | prostorový úhel |

**SEZNAM ZKRATEK**

| | |
|---|---|
| CCD | Central Composite Design |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CPU | Central Processing Unit |
| DNS | Direct Numerical Simulation |
| DO | Discrete-Ordinates Radiation Model |
| DOE | Design of Experiments |
| EDM | Eddy-Dissipation Model |
| FLOX | Flameless Oxidation |
| HiTAC | High Temperature Air Combustion |
| IFRF | International Flame Research Foundation |
| LES | Large Eddy Simulations |
| PID | Piping and Instrumentation Diagram |
| RANS | Reynolds Averaged Navier-Stokes equations |
| RSM | Reynolds Stress Model |
| RSM | Response Surface Methodology |
| SCR | Selective Catalytic Reduction |
| SNCR | Selective Noncatalytic Reduction |
| SIMPLEC | Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations - Consistent |
| WSGGM | Weighted-Sum-of-Gray-Gases model |

## SEZNAM CHEMICKÝCH PRVKŮ A SLOUČENIN

| | |
|---|---|
| Ar | argon |
| $CH_4$ | metan |
| $C_2H_6$ | etan |
| $C_3H_8$ | propan |
| $C_4H_{10}$ | butan |
| $C_5H_{12}$ | pentan |
| $C_6H_{14}$ | hexan |
| $CH_Y$ | uhlovodíkový radikál |
| CO | oxid uhelnatý |
| $CO_2$ | oxid uhličitý |
| $HO_2$ | peroxidový radikál |
| $H_2O$ | voda, vodní pára |
| HCN | kyanovodík |
| $NH_3$ | amoniak |
| $N_2$ | dusík |
| $NO_x$ | oxidy dusíku |
| NO | oxid dusnatý |
| $NO_2$ | oxid dusičitý |
| $N_2O$ | oxid dusný |
| $N_2O_5$ | oxid dusičný |
| O | radikál kyslíku |
| $O_2$ | kyslík |
| $O_3$ | ozón |
| OH | hydroxilový radikál |
| $SO_x$ | oxidy síry |

## LITERATURA

[1] Kadrnožka J., *Globální oteplování. Příčiny, průběh, důsledky, řešení*, Česká republika, VUTIUM, 2008, ISBN 978-80-214-3498-1.

[2] Warnatz J., *Combustion: Physical and Chemical Fundamentals, Modeling and Simulation, Experiments, Pollutant Formation*, Berlin, Springer-Verlag, 1996, ISBN 3-540-60730-7.

[3] Braembussche V.D. (Ed.), *Measurement Techniques in Fluid Dynamics: An Introduction*, von Karman Institute for Fluid Dynamics, Rhode Saint Genése, 2001.

[4] Anderson J.D., *Computational Fluid Dynamics: The basics with Applications*, USA, McGraw-Hill, 1995, ISBN 0-07113210-4.

[5] Versteeg H.K., Malalasekera W., *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method, second edition*, Pearson Education, England, 2007, ISBN 978-0-13-127498-3.

[6] Zeldovich Y.B., *Acta Physicochim*, U.S.S.R., 1946; 21:577.

[7] Fenimore C.P., *Reactions of fuel-nitrogen in rich flame gases*, Combustion and Flame 1976; 26:249-256.

[8] Pershing D.W., Wendt J.O.L., Industrial Engineering Chemical Process Design and Development 1979; 18:60-67.

[9] Hill S.C., Smoot L.D., *Modelling of nitrogen oxides formation and destruction in combustion systems*, Progress in Energy and Combustion Science 2000; 26:417-458.

[10] Plynárenská příručka – 150 let plynárenství v Čechách a na Moravě, Praha, GAS s.r.o., 1997, ISBN 80-902339-6-1.

[11] Miller J.A., Bowman C.T., *Mechanism and modeling of nitrogen chemistry in combustion*, Progress in Energy and Combustion Science 1989; 15:287-338.

[12] Hayhurst A.N., Vince I.M., *Nitric oxide formation from $N_2$ in flames: The importance of „prompt" NO*, Progress in Energy and Combustion Science 1980; 6:35-51.

[13] DeSoete G.G., Fifteenth Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, 1975, p.1093.

[14] Baukal C.E., *Industrial Combustion, Pollution and Control,* USA, Marcel Dekker, 2004, ISBN 0-8247-4694-5.

[15] Baukal C.E., *Industrial Burners Handbook,* USA, CRC Press, 2004, ISBN 0-8493-1386-4.

[16] Ballester J.M., Dopazo C., Fueyo N., Hernández M., Vidal P.J., *Investigation of low-$NO_x$ strategies for natural gas combustion*, Fuel 1997; 76:435-446.

[17] Beér J.M., *Combustion technology developments in power generation in response to environmental challenges*, Progress in Energy and Combustion Science 2000; 26:301-327.

[18] Beér J.M., *Minimizing $NO_x$ emissions from stationary combustion; Reaction engineering methodology*, Chemical Engineering Science 1993; 49:4067-4083.

[19] Ballester J.M., Sanz A., González M.A., *Investigation of the characteristic and stability of air-staged flames*, Experimental Thermal and Fluid Science 2008; 32:776-790.

[20] Bébar L., Kermes V., Stehlík P., Čaněk J., Oral J., *Low $NO_x$ burners – prediction of emissions concentration based on design, measurements and modelling,* Waste Management 2002; 22:443-451.

[21] Smoot L.D., Hill S.C., Xu H., *$NO_x$ control through reburning*, Progress in Energy and Combustion Science 1998; 24:385-408.

[22] Kicherer A., Spliethoff H., Maier H., Hein K.R.G., *The effect of different reburning fuels on $NO_x$-reduction*, Fuel 1994; 73:1443-1446.

[23] Baltasar J., Carvalho M.G., Coelho P., Costa M., *Flue gas recirculation in a gas-fired laboratory furnace: measurements and modelling*, Fuel 1997; 76:919-929.

[24] Carvalho M.G., Semiao V.S., Coelho J.P., *Modelling and optimization of the NO formation in an industrial glass furnace,* ASME J. Engineering for Industry 1992; 114:514-523.

[25] Carvalho M.G., Semiao V.S., Lockwood F.C., Papadopoulus C., *Prediction of nitric oxides emissions from and industrial glass-melting furnace*, Journal of Inst. of Energy 1990; 39-47.

[26] Wünning J.A., Wünning J.G., *Flameless oxidation to reduce thermal NO-formation*, Progress in Energy and Combustion Science 1997; 23:81-94.

[27] Tsuji H., Gupta A.K., Hasewaga T., Katsuki M., Kishimoto K., Morita M., *High Temperature Air Combustion: From Energy Conservation to Pollution Reduction*, USA, CRC Press, 2003, ISBN 0-8493-1036-9.

[28] Rafidi N., Blasiak W., *Heat transfer characteristics of HiTAC heating furnace using regenerative burners*, Applied Thermal Engineering 2006; 26:2027-2034.

[29] Lille S., Blasiak W., Jewartowski M., *Experimental study of the fuel jet combustion in high temperature and low oxygen content exhaust gases*, Energy 2005; 30:373-384.

[30] Dally B.B., Riesmeier E., Peters N., *Effect of fuel mixture on moderate and intense low oxygen dilution combustion*, Combustion and Flame 2004; 137:418-431.

[31] WS Wärmeprozesstechnik GmbH. Poslední revize 20.10.2009 [cit. 2009-10-23]. Dostupné z <http://www.flox.com>.

[32] Georgiew A., Wünning J.G., Bonne U., *Regenerative burners for double P-radiant tubes in vertical galvanizing lines*, Heat Processing 2008; 6:43-46.

[33] Niessen W.R., *Combustion and Incineration Processes*, USA, Marcel Dekker, 2002, ISBN 0-8247-0629-3.

[34] Modest M.F., *Radiative Heat Transfer*, USA, McGraw-Hill, 1993, ISBN 0-07-042675-9.

[35] Hotell H.C., Sarofirm A.F., *Radiative Transfer*, USA, McGraw-Hill, 1967.

[36] FLUENT 6.3.26, *User's Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA, 2006.

[37] Coppale A., Vervisch P., *The Total Emisivities of high-Temperature Flames*, Combustion and Flame 1983; 49:101-108.

[38] Smith T.F., Shen Z.F., Friedman J.N., *Evaluation of Coefficients for Weighted Sum of Gray Gases Model*, Journal of Heat Transfer 1982; 104:602-608.

[39] Kermes V., Skryja P., Stehlík P., *Up to date experimental facility for testing low-$NO_x$ burners*, 10th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2007, Ischia Porto, Itálie, 2007, Proceeding on CD-ROM.

[40] Milton J.S., Arnold J.C., *Introduction to Probability and Statistics: Principles and Applications for Engineering and the Computing Science*, USA, McGraw-Hill, 2003, ISBN 0-07-119859-8.

[41] Mason R.L., Gunst R.F., Hess J.L., *Statistical Design and Analysis of Experiments with Applications to Engineering and Science*, USA, Wiley, 2003, ISBN 0-471-37216-1.

[42] Wu C.F.J., Hamada M., *Experiments: Planning, Analysis, and Parameter Design Optimization*, USA, Wiley, 2000, ISBN 0-471-25511-4.

[43] Montgomery D.C., *Design and Analysis of Experiments*, USA, Wiley, 1991, ISBN 0-471-52000-4.

[44] Chen X., Du W., Liu D., *Response surface optimization of biocatalytic biodiesel production with acid oil*, Biomechanical Engineering Journal 2008; 40:423-429.

[45] Yuan X., Liu J., Zeng G., Shi J., Tong J., Juany G., *Optimization of conversion of waste rapeseed oil with high FFA to biodiesel using response surface methodology*, Renewable Energy 2008; 33:1678-1684.

[46] Meloun M., Militký J., *Statistická analýza experimentálních dat*, Česká republika, Academia, 2004, ISBN 80-200-1254-0.

[47] Maroš B., *Empirické modely I: analýza inženýrského procesu*, Česká republika, CERM, 2001, ISBN 80-214-1984-9.

[48] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Design and analysis of experiments for low-$NO_x$ burners design for process industries*, INFUB 8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Vilamoura – Algarve, Portugalsko, 2008, Proceeding on CD-ROM.

[49] Habib M.A., Elshafei M. Dajani M., *Influence of combustion parameters on $NO_x$ production in an industrial boiler*, Computers and Fluids 2008; 37: 12-23.

[50] MINITAB 14.1, *User's Guide*, Minitab Inc., USA, 2003.

[51] Wilcox D.C., *Turbulence Modeling for CFD*, USA, Birmingham Press, 2006, ISBN 1-928729-08-8.

[52] Kozubková M., Drábková S., *Numerické modelování proudění: Fluent I*, Ostrava: VŠB, 2003.

[53] Menter F.R., *Two equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications*, AIAA Journal 1994; 32:1598-1605.

[54] Weber R., Peters A.A.F., Breithaupt P.P., Viser B.M., *Mathematical modeling of swirling flames of pulverized coal: what can combustion engineers expect from modeling?* Journal of Fluids Engineering 1995; 117:289-297.

[55] Barreiros A., Carvalho M.G., Costa M., Lockwood F.C., *Prediction of the near burner region and measurements of $NO_x$ and particulate emissions in heavy fuel oil spray flames*, Combustion and Flame 1993; 92:231-240.

[56] German A.E., Mahmud T., *Modeling of non-premixed swirl burner flows using a Reynolds – stress turbulence closure*, Fuel 2005; 84:583-594.

[57] Pfuderer D.G., Neuber A.A., Fruchtel G., Hassel E.P., Janicka J., *Turbulence modulation in jet diffusion flames: modeling and experiments*, Combustion and Flame 1996; 106:301-317.

[58] Brož F., *Application of CAD and CFD systems for analysis of experimental combustion equipment*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, , 2003, diplomová práce.

[59] GAMBIT 2.3.16, *User's Guide*, Fluent Inc., Lebanon, USA, 2004.

[60] Babinec F., *Aplikovaná fyzikální chemie*, VUT, Brno, 1991, ISBN 80-214-0367-5.

[61] Souza G.R., Santos A.M., Ferreira S.L., Martins K.C.R., Módolo D.L., *Evaluation of the performance of biodiesel from waste vegetable oil in a flame tube furnace*, Applied Thermal Engineering 2009; 29:2562-2566.

[62] ČSN 07 5806: *Hořáky na plynná paliva. Zkoušení*, 1985.

[63] Bašta J., *Otopné plochy*, 1. vyd. Praha: ČVUT, 2001, ISBN 80-01-02365-6.

[64] Bevington P., Robinson D.K., *Data reduction and error analysis for the physical sciences*, USA, McGraw-Hill, 2002, ISBN 0-07247227-8.

[65] Kreidl M., *Měření teploty. Senzory a měřící obvody*, Praha, BEN, 2005, ISBN 80-7300-145-4.

[66] ČSN 41 1416: *Ocel 11 416*, 1993.

[67] Janicka J., Sadiki A., *Large eddy simulation of turbulent combustion systems*, Proceedings of the Combustion Institute 2005; 30:537-547.

[68] Sadiki A., Maltsev A., Wegenr B., Flemming F., Kempf A., Janicka J., *Unsteady methods (URANS and LES) for simulation of combustion systems*, International Journal of Thermal Sciences 2006; 45:760-773.

[69] Shih T.-H., Liou W.W., Shabbir A., Yang Z., Zhu J., *A New $k-\varepsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows – Model Development and Validation*, Computers & Fluids 1995; 24:227-238.

[70] Reynolds W.C., F*undamentals of turbulence for turbulence modeling and simulation*, Lecture Notes for Von Karman Institute Agard, Report No. 755, 1987.

[71] Menter F.R., *Two-Equation eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal 1994; 32:1598-1605.

[72] Magnussen B.F., Hjertager B.H., *On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion*, 16$^{th}$ Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, 1985.

[73] Orsino S., *Best Practice for Gas Combustion in FLUENT*, ANSYS, Inc., 2006.

[74] Syred N., *A review of oscillation mechanism and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems*, Progress in energy and Combustion Science 2006; 32:93-161.

[75] Hájek J., *Computation and Optimization of Selected Processes and Equipment with Presence of Combustion*, Brno, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, PhD thesis, 2005.

## PUBLIKACE AUTORA

[1] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Design of experiments and empirical models for up to date burners for process industries*, ECCE6 – European Congress of Chemical Engineering 6, Kodaň, Dánsko, září 2007.

[2] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Komplexní přístup ke zkouškám a výzkumu hořáků pro procesní průmysl*, 54.konference chemického a procesního inženýrství, Srní, Česká republika, říjen 2007.

[3] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Design and analysis of experiments for low-$NO_x$ burners design for process industries*, INFUB 8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Vilamoura – Algarve, Portugalsko, březen 2008.

[4] Kermes V., Bělohradský P., Stehlík P., *Influence of burner geometry with staged gas supply on the formation of nitrogen oxides*, INFUB 8th European Conference on Industrial Furnaces and Boilers, Vilamoura – Algarve, Portugalsko, březen 2008.

[5] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Analysis of air-flow and its influence on the formation of nitrogen oxides in air-staged burner*, 35th International Conference of SSCHE, Tatranské Matliare, Slovensko, květen 2008.

[6] Kermes V., Bělohradský P., Stehlík P., *Influence of gas burner geometry on the formation of nitrogen oxides*, 35th International Conference of SSCHE, Tatranské Matliare, Slovensko, květen 2008.

[7] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Obstacles in modelling formation of nitrogen oxides in combustion systems*, 11th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2008, Praha, Česká republika, srpen 2008.

[8] Kermes V., Bělohradský P., Oral J., Stehlík P., *Testing of gas and liquid fuel burners for power and process industries*, Energy 2008; 33: 1551-1561.

[9] Bělohradský P., Kermes V., Stehlík P., *Computational modeling of swirling diffusion flame in air-staged burner*, Book of abstracts – 4th European Combustion Meeting, Vienna, Rakousko, duben 2009.

[10] Kermes V., Bělohradský P., *Spalování kapalných paliv z obnovitelných zdrojů a kapalných odpadů*, 56.konference chemického a procesního inženýrství, Srní, Česká republika, říjen 2009.

[11] Kermes V., Bělohradský P., Stehlík P. and Skryja P., *Power Burners*, in: Baukal C. (ed.), *Industrial Combustion Testing*, Taylor & Francis (submitted for publication).

# PŘÍLOHY

## PŘÍLOHA I – EXPERIMENTÁLNÍ ČINNOST

I-1 Hlavní technologické schéma zkušebny hořáků.
I-2 Označení senzorů dle PID schématu zkušebny hořáků.
I-3 Výkres primární hlavy hořáku.
I-4 Výkres omezovací clony na primárním stupni hořáku.
I-5 Výkres sekundární hlavy s jednou tryskou.
I-6 Výkres sekundární hlavy se dvěma tryskami.
I-7 Výkres poutače plamene.

## PŘÍLOHA II – MODELOVÁNÍ ZALOŽENÉ NA STATISTICKÉM ZPRACOVÁNÍ DAT: HOŘÁK SE STUPŇOVITÝM PŘÍVODEM PALIVA

II-1 Plán experimentu a naměřená data.
II-2 Regresní parametry modelu I v nekódovaných jednotkách.
II-3 Regresní parametry modelu II v nekódovaných jednotkách.
II-4 Regresní parametry modelu III.

## PŘÍLOHA III – MODELOVÁNÍ ZALOŽENÉ NA METODÁCH CFD: HOŘÁK SE STUPŇOVITÝM PŘÍVODEM SPALOVACÍHO VZDUCHU

III-1 Model a výpočetní síť spalovacího zařízení.
III-2 Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-eps_EDM2* (stacionární výpočet).
III-3 Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-omega_EDM1* (stacionární výpočet).
III-4 Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-omega_EDM2* (stacionární výpočet).
III-5 Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na provedeném počtu provedených iterací (model *k-eps_EDM1*, stacionární výpočet).
III-6 Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na provedeném počtu provedených iterací (model *k-omega_EDM1*, stacionární výpočet).
III-7 Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na provedeném počtu iterací (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).
III-8 Průběh tepelných toků do stěny spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).
III-9 Průběh teploty na rovině symetrie spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).
III-10 Isoplocha metanu ($w_{CH4}$ = 0,0005) obarvená teplotou (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).
III-11 Průběh teploty spalin na výstupu z kouřovodu (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).
III-12 Průběh velikosti axiální rychlosti na rovině symetrie spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).

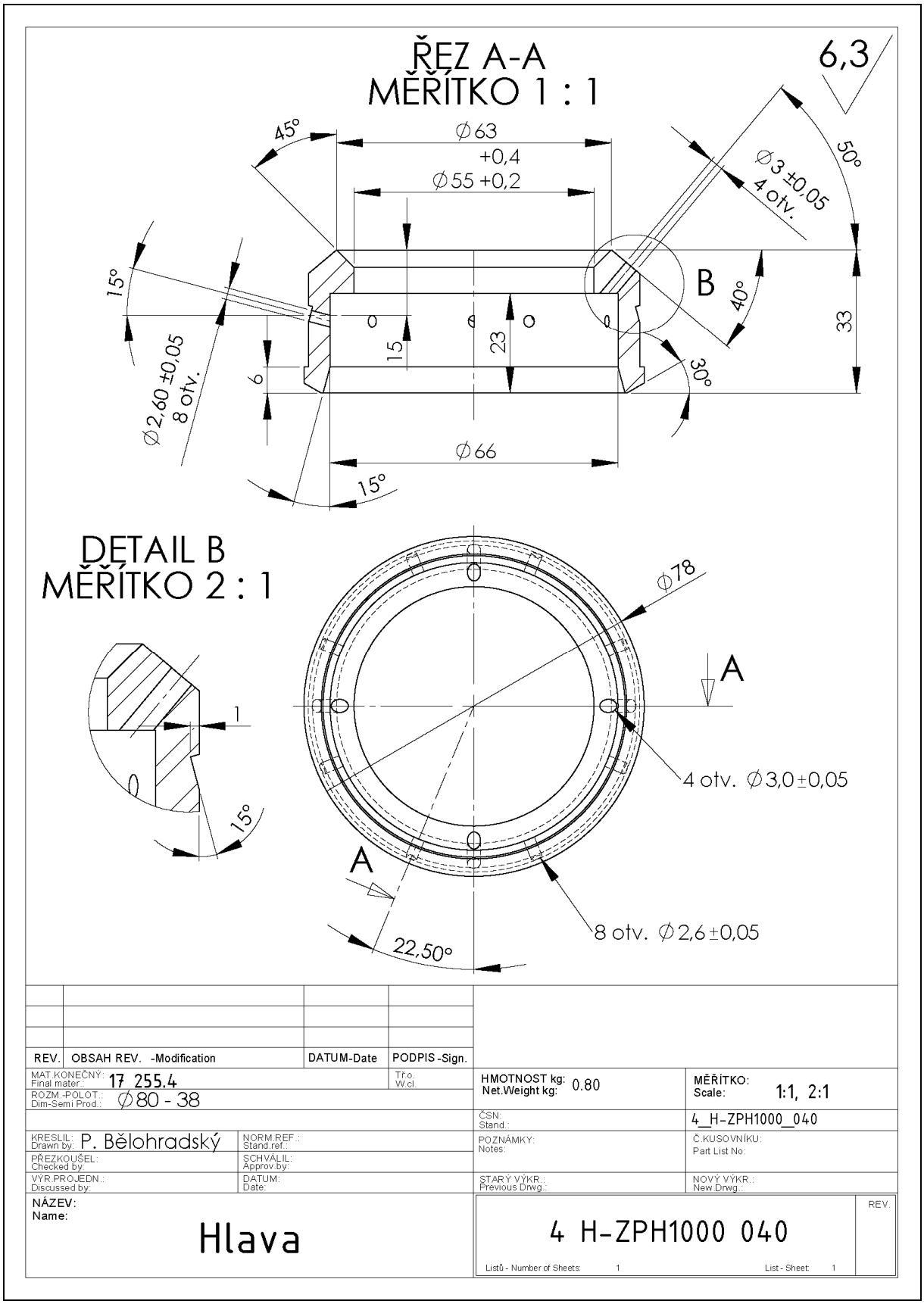
# PŘÍLOHA I

## Experimentální činnost – zkušebna hořáků

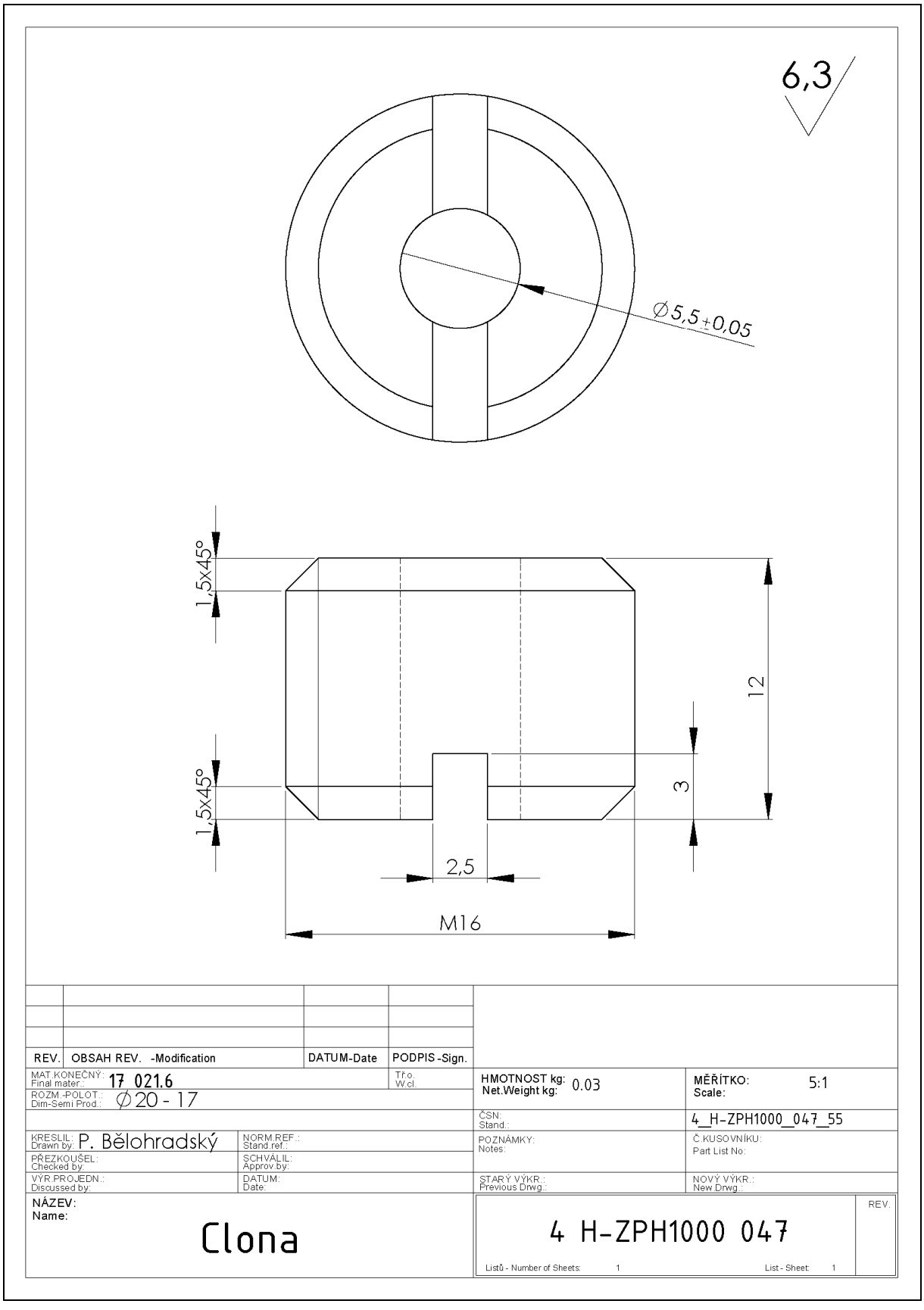
| Senzor dle PID | Jednotka | Popis |
|---|---|---|
| F52 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 1 |
| F53 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 2 |
| F54 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 3 |
| F55 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 4 |
| F56 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 5 |
| F57 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 6 |
| F58 | [$m^3$/h] | Průtok chladicí vody sekcí 7 |
| F59 | [$m^3$/h] | Celkový průtok chladicí vody spalovací komorou |
| F60 | [$m^3$/h] | Průtok zemního plynu plynoměrem |
| F61 | [$m^3$/h] | Průtok spalovacího vzduchu |
| T01 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu z 1.sekce |
| T02 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu z 2.sekce |
| T03 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu z 3.sekce |
| T04 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu ze 4.sekce |
| T05 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu z 5.sekce |
| T06 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu z 6.sekce |
| T07 | [°C] | Teplota chladicí vody na výstupu ze 7.sekce |

| Senzor dle PID | Jednotka | Popis |
|---|---|---|
| T08 | [°C] | Teplota chladicí vody před vstupem na chladicí věž |
| T09 | [°C] | Teplota spalin měřená termočlánkem TESTO |
| T10 | [°C] | Teplota spalin měřená keramickým termočlánkem |
| T11 | [°C] | Teplota spalin v komíně |
| T12 | [°C] | Teplota zemního plynu |
| T15 | [°C] | Teplota spalovacího vzduchu |
| T16 | [°C] | Teplota chladicí vody na vstupu |
| P35 | [Pa] | Absolutní tlak plynu v potrubí |
| P38 | [Pa] | Přetlak tlak vody za čerpadlem |
| P39 | [Pa] | Přetlak plynu před hořákem |
| P47 | [Pa] | Podtlak v komoře |
| P48 | [Pa] | Přetlak spalovacího vzduchu před hořákem |
| Q91 | [kW] | Výkon hořáku |
| Q92 | [% ss] | Koncentrace $O_2$ v suchých spalinách |
| Q93 | [ppm] | Koncentrace CO ve spalinách |
| Q94 | [ppm] | Koncentrace NO ve spalinách |
| Q95 | [ppm] | Koncentrace $NO_2$ ve spalinách |

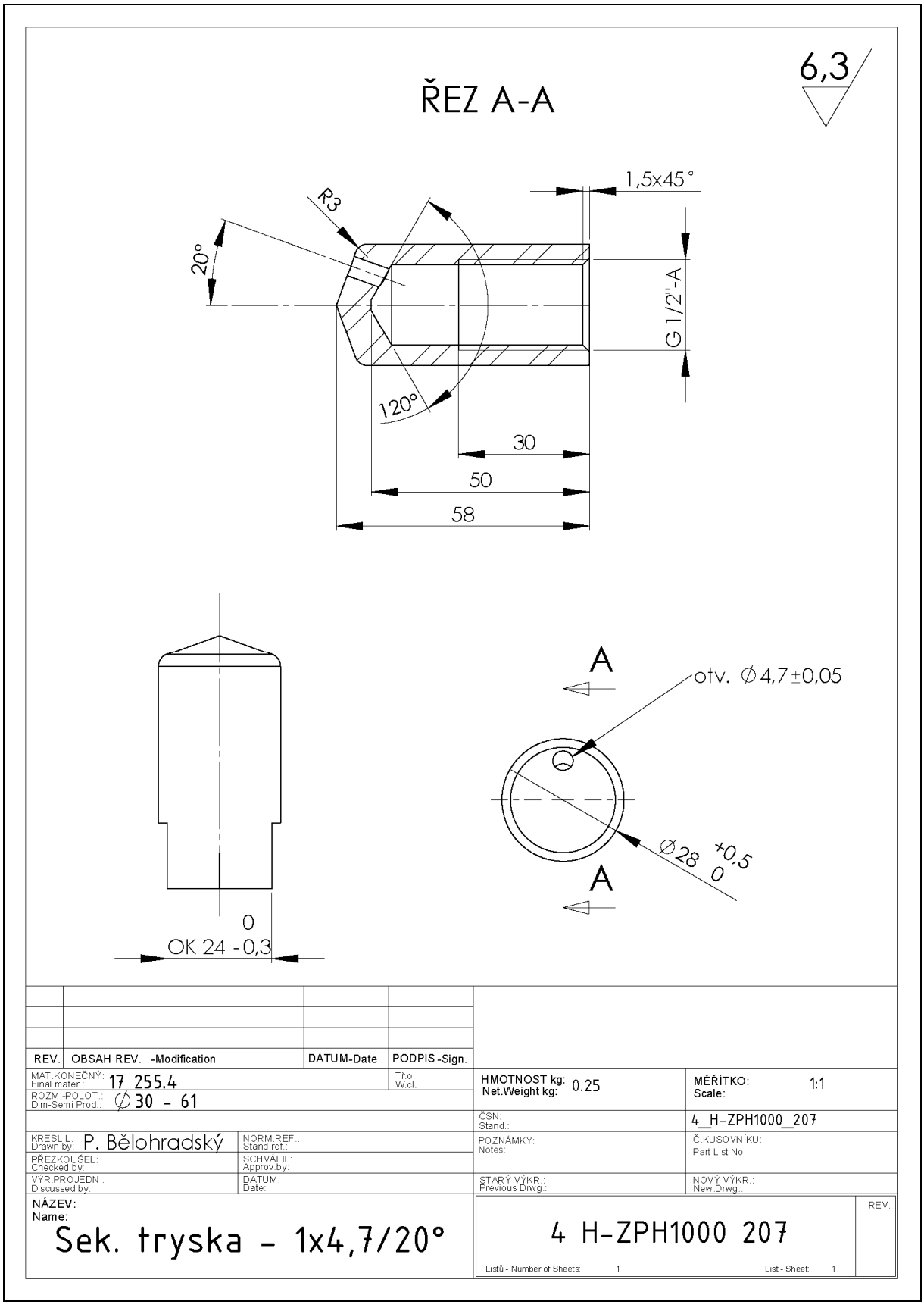
**I-2** Experimentální činnost – Označení senzorů dle PID schématu zkušebny hořáků.



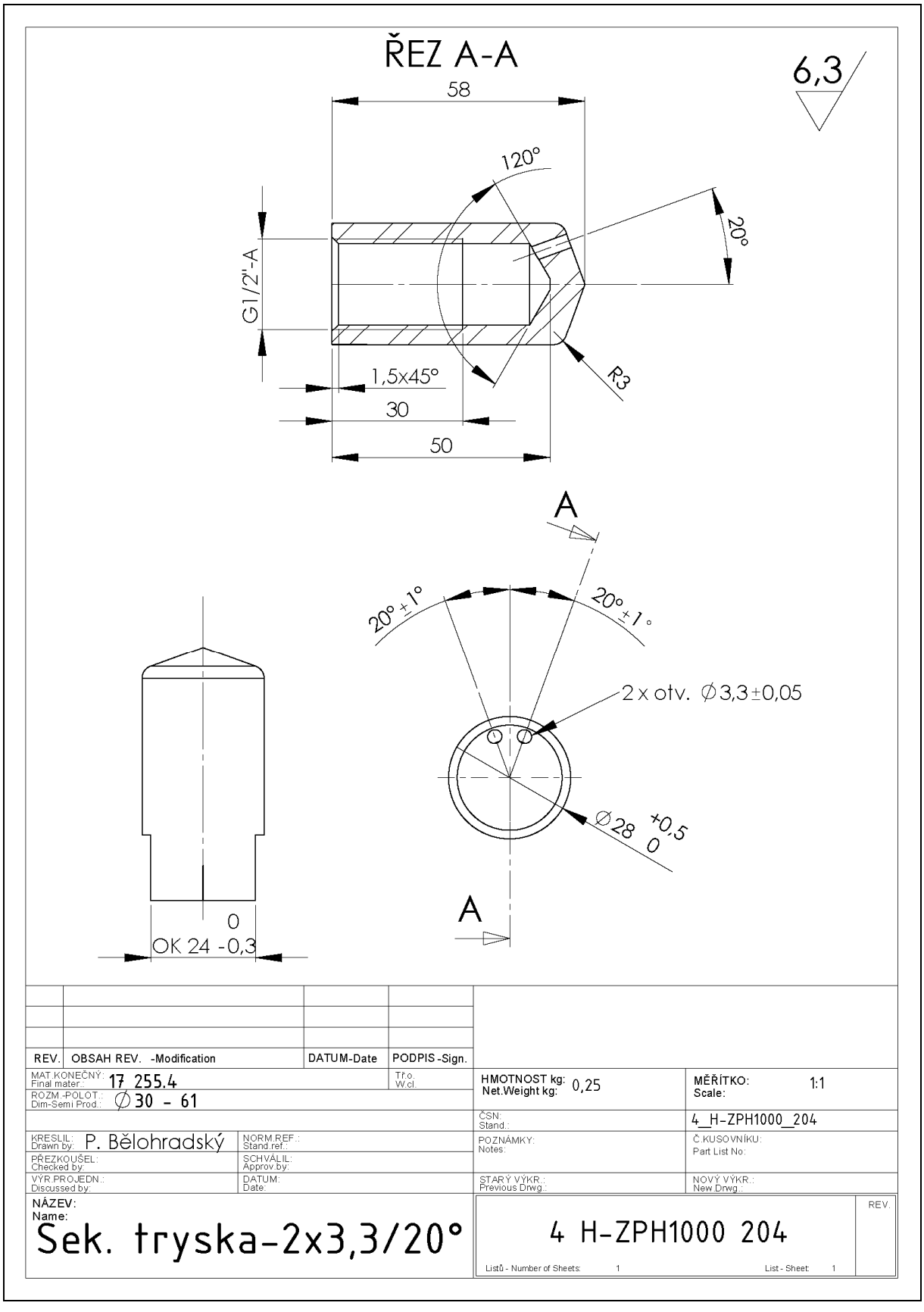

**I-3** Experimentální činnost –Výkres primární hlavy hořáku.



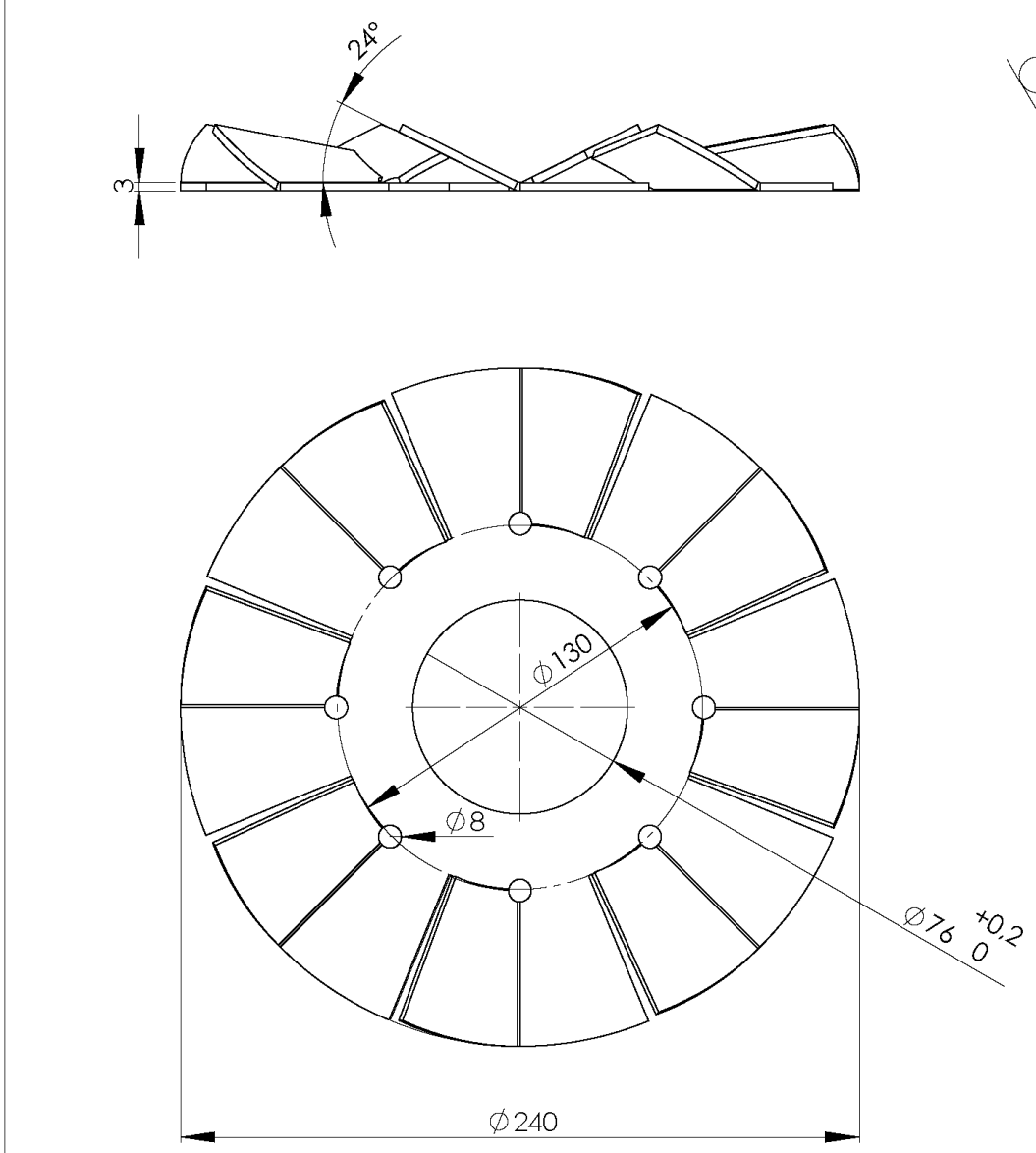

**I-4** Experimentální činnost –Výkres omezovací clony na primárním stupni hořáku.




**I-5** Experimentální činnost –Výkres sekundární hlavy s jednou tryskou.




**I-6** Experimentální činnost –Výkres sekundární hlavy se dvěma tryskami.




| | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|
| REV. | OBSAH REV. -Modification | DATUM-Date | PODPIS-Sign. | | |
| MAT.KONEČNÝ: Final mater.: 17 255.4 | | | Tř.o. W.cl. | HMOTNOST kg: Net.Weight kg: 0.9 | MĚŘÍTKO: Scale: 1:2 |
| ROZM.-POLOT.: Dim-Semi Prod.: P 3 | | | | ČSN: Stand.: | |
| KRESLIL: Drawn by: P. Bělohradský | NORM.REF.: Stand.ref.: | | | POZNÁMKY: Notes: | Č.KUSOVNÍKU: Part List No: |
| PŘEZKOUŠEL: Checked by: | SCHVÁLIL: Approv.by: | | | | |
| VÝR.PROJEDN.: Discussed by: | DATUM: Date: | | | STARÝ VÝKR.: Previous Drwg.: | NOVÝ VÝKR.: New Drwg.: |
| NÁZEV: Name: Poutač plamene | | | | 4 H-ZPH1000 041 | REV. |
| | | | | Listů - Number of Sheets: 1 | List - Sheet: 1 |

**I-7** Experimentální činnost –Výkres poutače plamene.

# PŘÍLOHA II

## Modelování založené na statistickém zpracování dat

| | $X_1$ [kW] | $X_2$ [mm] | $X_3$ [°] | $X_4$ [mm] | $X_5$ [-] | $X_6$ [°] | $X_7$ [°] | $X_8$ [mm] | $X_9$ [mm] | Experiment [ppm] | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | 1.měření | 2.měření | 3.měření |
| 1 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 0 | 55,1 | 57,8 | 55,7 |
| 2 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 0 | 35,6 | 37,7 | 34,5 |
| 3 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 80 | 53,6 | 56,8 | 55,1 |
| 4 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 80 | 44,2 | 46,3 | 42,8 |
| 5 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 80 | 39,3 | 40,1 | 36,4 |
| 6 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 80 | 54,8 | 56,5 | 63,5 |
| 7 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 0 | 34,4 | 35,5 | 32,6 |
| 8 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 0 | 54,7 | 53,0 | 52,6 |
| 9 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 0 | 40,9 | 41,8 | 37,0 |
| 10 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 0 | 57,1 | 60,2 | 55,5 |
| 11 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 80 | 35,7 | 36,5 | 35,6 |
| 12 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 80 | 63,9 | 65,4 | 62,4 |
| 13 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 80 | 53,6 | 57,0 | 51,6 |
| 14 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 80 | 44,7 | 44,7 | 42,3 |
| 15 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 0 | 0 | 58,1 | 60,8 | 57,0 |
| 16 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 0 | 50 | 0 | 39,2 | 40,7 | 35,8 |
| 17 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 80 | 54,5 | 56,8 | 51,1 |
| 18 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 80 | 36,3 | 36,9 | 33,4 |
| 19 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 0 | 51,8 | 52,2 | 49,3 |
| 20 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 0 | 44,8 | 44,7 | 42,6 |
| 21 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 0 | 36,0 | 39,3 | 34,6 |
| 22 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 0 | 54,0 | 54,7 | 52,1 |
| 23 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 80 | 32,1 | 35,9 | 33,8 |
| 24 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 80 | 55,3 | 56,5 | 51,8 |
| 25 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 80 | 41,3 | 45,3 | 37,2 |
| 26 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 80 | 52,8 | 54,6 | 52,1 |
| 27 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 0 | 45,2 | 44,8 | 43,0 |
| 28 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 0 | 61,7 | 63,9 | 58,6 |
| 29 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 0 | 52,2 | 53,2 | 51,5 |
| 30 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 0 | 39,9 | 43,0 | 41,3 |
| 31 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 0 | 80 | 54,4 | 54,2 | 52,9 |
| 32 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 0 | 50 | 80 | 38,0 | 39,8 | 34,9 |
| 33 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 80 | 46,2 | 47,4 | 45,8 |
| 34 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 80 | 68,3 | 69,1 | 65,9 |
| 35 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 0 | 44,7 | 44,0 | 42,5 |
| 36 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 0 | 51,9 | 57,8 | 54,1 |
| 37 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 0 | 60,3 | 59,8 | 57,1 |
| 38 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 0 | 48,4 | 51,2 | 46,3 |
| 39 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 80 | 59,5 | 63,3 | 56,7 |
| 40 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 80 | 53,8 | 54,2 | 47,6 |
| 41 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 80 | 68,5 | 69,5 | 66,7 |
| 42 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 80 | 58,6 | 60,4 | 57,4 |

**II-1** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Plán experimentu zapsaný v nekódovaných úrovní faktorů a naměřená data.

| | $X_1$ [kW] | $X_2$ [mm] | $X_3$ [°] | $X_4$ [mm] | $X_5$ [-] | $X_6$ [°] | $X_7$ [°] | $X_8$ [mm] | $X_9$ [mm] | Experiment | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | 1.měření | 2.měření | 3.měření |
| 43 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 0 | 64,8 | 66,2 | 59,2 |
| 44 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 0 | 56,1 | 59,1 | 56,0 |
| 45 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 0 | 50,4 | 51,8 | 51,0 |
| 46 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 0 | 63,8 | 66,0 | 64,2 |
| 47 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 50 | 80 | 52,9 | 56,4 | 51,9 |
| 48 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 0 | 0 | 80 | 67,7 | 71,4 | 69,2 |
| 49 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 0 | 40,2 | 42,0 | 37,8 |
| 50 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 0 | 65,5 | 67,5 | 65,5 |
| 51 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 80 | 44,8 | 46,1 | 42,5 |
| 52 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 80 | 62,4 | 64,8 | 63,3 |
| 53 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 80 | 58,7 | 61,6 | 58,6 |
| 54 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 80 | 50,2 | 54,2 | 49,9 |
| 55 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 0 | 62,2 | 63,3 | 61,2 |
| 56 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 0 | 44,1 | 45,7 | 41,8 |
| 57 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 0 | 68,7 | 70,6 | 66,1 |
| 58 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 0 | 47,2 | 51,3 | 47,1 |
| 59 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 80 | 63,2 | 64,5 | 64,2 |
| 60 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 80 | 56,0 | 58,3 | 54,1 |
| 61 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 80 | 46,0 | 49,6 | 44,9 |
| 62 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 80 | 68,2 | 69,3 | 65,9 |
| 63 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 50 | 0 | 46,2 | 47,7 | 45,3 |
| 64 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 0 | 0 | 0 | 71,1 | 72,1 | 68,7 |
| 65 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 80 | 30,5 | 32,5 | 29,2 |
| 66 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 80 | 40,3 | 42,0 | 38,4 |
| 67 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 0 | 33,3 | 34,2 | 29,6 |
| 68 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 0 | 54,4 | 56,6 | 54,9 |
| 69 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 0 | 31,1 | 31,8 | 30,7 |
| 70 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 0 | 35,6 | 38,8 | 36,8 |
| 71 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 80 | 45,6 | 44,2 | 43,3 |
| 72 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 80 | 42,5 | 43,8 | 43,6 |
| 73 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 80 | 38,4 | 37,9 | 35,4 |
| 74 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 80 | 38,7 | 40,4 | 38,0 |
| 75 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 0 | 51,9 | 56,0 | 52,6 |
| 76 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 0 | 45,3 | 44,6 | 43,1 |
| 77 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 0 | 37,3 | 37,5 | 34,7 |
| 78 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 0 | 37,7 | 39,4 | 35,8 |
| 79 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 50 | 80 | 34,7 | 39,4 | 37,6 |
| 80 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 20 | 45 | 0 | 80 | 51,5 | 52,2 | 48,9 |
| 81 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 0 | 31,2 | 31,7 | 30,0 |
| 82 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 0 | 37,5 | 37,7 | 35,9 |
| 83 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 80 | 44,8 | 47,8 | 42,9 |
| 84 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 80 | 57,3 | 58,1 | 56,5 |

**II-1** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Plán experimentu zapsaný v nekódovaných úrovní faktorů a naměřená data.

| | $X_1$ [kW] | $X_2$ [mm] | $X_3$ [°] | $X_4$ [mm] | $X_5$ [-] | $X_6$ [°] | $X_7$ [°] | $X_8$ [mm] | $X_9$ [mm] | Experiment | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | 1.měření | 2.měření | 3.měření |
| 85 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 80 | 33,1 | 34,0 | 32,0 |
| 86 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 80 | 33,4 | 35,4 | 32,2 |
| 87 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 0 | 42,7 | 46,4 | 40,5 |
| 88 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 0 | 40,5 | 42,7 | 42,2 |
| 89 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 0 | 37,4 | 36,7 | 35,8 |
| 90 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 0 | 42,9 | 44,5 | 40,9 |
| 91 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 80 | 56,8 | 57,9 | 55,9 |
| 92 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 80 | 54,7 | 56,1 | 52,8 |
| 93 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 80 | 31,6 | 31,3 | 31,6 |
| 94 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 80 | 33,9 | 34,1 | 31,7 |
| 95 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 50 | 0 | 35,8 | 39,8 | 34,6 |
| 96 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 20 | 45 | 0 | 0 | 45,5 | 45,3 | 42,7 |
| 97 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 0 | 51,5 | 42,6 | 53,2 |
| 98 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 0 | 44,2 | 44,9 | 41,3 |
| 99 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 80 | 23,1 | 24,7 | 21,5 |
| 100 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 80 | 44,5 | 47,7 | 43,2 |
| 101 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 80 | 34,7 | 35,3 | 32,5 |
| 102 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 80 | 46,6 | 50,2 | 46,6 |
| 103 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 0 | 34,7 | 38,3 | 34,6 |
| 104 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 0 | 55,4 | 57,5 | 53,4 |
| 105 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 0 | 36,6 | 38,4 | 34,8 |
| 106 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 0 | 56,9 | 60,6 | 61,4 |
| 107 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 80 | 44,5 | 43,8 | 43,1 |
| 108 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 80 | 47,8 | 47,8 | 45,5 |
| 109 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 80 | 46,7 | 50,3 | 43,8 |
| 110 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 80 | 30,3 | 29,7 | 33,0 |
| 111 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 0 | 0 | 59,9 | 58,2 | 56,5 |
| 112 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,1 | 40 | 45 | 50 | 0 | 50,5 | 53,8 | 52,1 |
| 113 | 745 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 80 | 49,1 | 49,9 | 45,3 |
| 114 | 1120 | 240 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 80 | 41,6 | 43,9 | 39,1 |
| 115 | 745 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 0 | 37,6 | 41,1 | 37,6 |
| 116 | 1120 | 280 | 35 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 0 | 42,8 | 45,1 | 42,5 |
| 117 | 745 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 0 | 39,2 | 41,5 | 36,3 |
| 118 | 1120 | 240 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 0 | 44,9 | 47,1 | 41,5 |
| 119 | 745 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 80 | 37,3 | 38,0 | 35,3 |
| 120 | 1120 | 280 | 55 | 5,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 80 | 49,3 | 49,5 | 45,9 |
| 121 | 745 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 80 | 43,5 | 44,3 | 44,7 |
| 122 | 1120 | 240 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 80 | 50,7 | 53,8 | 50,5 |
| 123 | 745 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 0 | 42,8 | 44,2 | 41,5 |
| 124 | 1120 | 280 | 35 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 0 | 49,8 | 51,8 | 48,1 |
| 125 | 745 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 0 | 44,6 | 46,8 | 42,8 |
| 126 | 1120 | 240 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 0 | 42,6 | 46,3 | 40,6 |

**II-1** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Plán experimentu zapsaný v nekódovaných úrovní faktorů a naměřená data.

| | $X_1$ [kW] | $X_2$ [mm] | $X_3$ [°] | $X_4$ [mm] | $X_5$ [-] | $X_6$ [°] | $X_7$ [°] | $X_8$ [mm] | $X_9$ [mm] | Experiment | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | | | | | | 1.měření | 2.měření | 3.měření |
| 127 | 745 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 0 | 80 | 50,6 | 53,4 | 53,4 |
| 128 | 1120 | 280 | 55 | 6,5 | 1,2 | 40 | 45 | 50 | 80 | 47,6 | 49,4 | 47,6 |
| 129 | 745 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 40,7 | 42,8 | 38,6 |
| 130 | 1120 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 43,0 | 43,4 | 43,2 |
| 130 | 1120 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 44,5 | 45,2 | 43,8 |
| 132 | 932,5 | 280 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 41,5 | 39,0 | 39,0 |
| 133 | 932,5 | 260 | 35 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 48,3 | 51,0 | 45,2 |
| 134 | 932,5 | 260 | 55 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 48,0 | 48,9 | 46,5 |
| 135 | 932,5 | 260 | 45 | 5,5 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 39,1 | 46,9 | 43,2 |
| 136 | 932,5 | 260 | 45 | 6,5 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 38,1 | 39,3 | 44,6 |
| 137 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,1 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 45,6 | 44,8 | 42,2 |
| 138 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,2 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 38,7 | 40,0 | 37,5 |
| 139 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 20 | 22,5 | 25 | 40 | 37,2 | 37,7 | 35,6 |
| 140 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 40 | 22,5 | 25 | 40 | 49,9 | 52,0 | 48,3 |
| 141 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 0 | 25 | 40 | 55,4 | 58,2 | 53,6 |
| 142 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 45 | 25 | 40 | 43,2 | 42,1 | 40,6 |
| 143 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 0 | 40 | 54,1 | 56,8 | 51,6 |
| 144 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 50 | 40 | 37,3 | 39,1 | 36,3 |
| 145 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 0 | 47,6 | 47,7 | 45,4 |
| 146 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 80 | 42,9 | 45,9 | 43,9 |
| 147 | 932,5 | 260 | 45 | 6 | 1,15 | 30 | 22,5 | 25 | 40 | 38,1 | 40,1 | 36,1 |

**II-1** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Plán experimentu zapsaný v nekódovaných úrovní faktorů a naměřená data.

| Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ |
|---|---|---|---|
| *Konstanta* | -1663,0161 | $x_1x_2$ | 0,0001 |
| $x_1$ | 0,0190 | $x_1x_4$ | -0,0075 |
| $x_2$ | -0,3093 | $x_2x_4$ | -0,0646 |
| $x_3$ | -1,1701 | $x_2x_6$ | -0,0070 |
| $x_4$ | -5,6012 | $x_2x_7$ | 0,0032 |
| $x_5$ | 3076,9468 | $x_3x_4$ | -0,1109 |
| $x_6$ | 0,9866 | $x_3x_5$ | -1,2240 |
| $x_7$ | -1,3087 | $x_3x_6$ | 0,0090 |
| $x_8$ | -0,3178 | $x_4x_6$ | 0,1491 |
| $x_9$ | -0,2804 | $x_5x_9$ | 0,2570 |
| $x_3^2$ | 0,0322 | $x_6x_7$ | -0,0064 |
| $x_5^2$ | -1320,1633 | $x_7x_8$ | 0,0045 |
| $x_7^2$ | 0,0081 | $x_7x_9$ | -0,0005 |

**II-2** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Regresní parametry modelu I v nekódovaných jednotkách.

| Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ |
|---|---|---|---|
| *Konstanta* | -1768,9746 | $x_1x_4$ | -0,0056 |
| $x_1$ | 0,0850 | $x_1x_5$ | -0,0403 |
| $x_2$ | 0,2131 | $x_1x_7$ | 0,0001 |
| $x_3$ | -1,7875 | $x_1x_8$ | 0,0001 |
| $x_4$ | 4,4035 | $x_2x_6$ | -0,0064 |
| $x_5$ | 3057,3195 | $x_2x_7$ | 0,0034 |
| $x_6$ | 0,8286 | $x_2x_8$ | -0,0008 |
| $x_7$ | -1,4950 | $x_3x_5$ | -1,2958 |
| $x_8$ | -0,2350 | $x_3x_6$ | 0,0093 |
| $x_9$ | 0,0544 | $x_3x_9$ | -0,0010 |
| $x_3^2$ | 0,0329 | $x_4x_6$ | 0,1501 |
| $x_5^2$ | -1291,1266 | $x_6x_7$ | -0,0056 |
| $x_7^2$ | 0,0082 | $x_7x_8$ | 0,0046 |

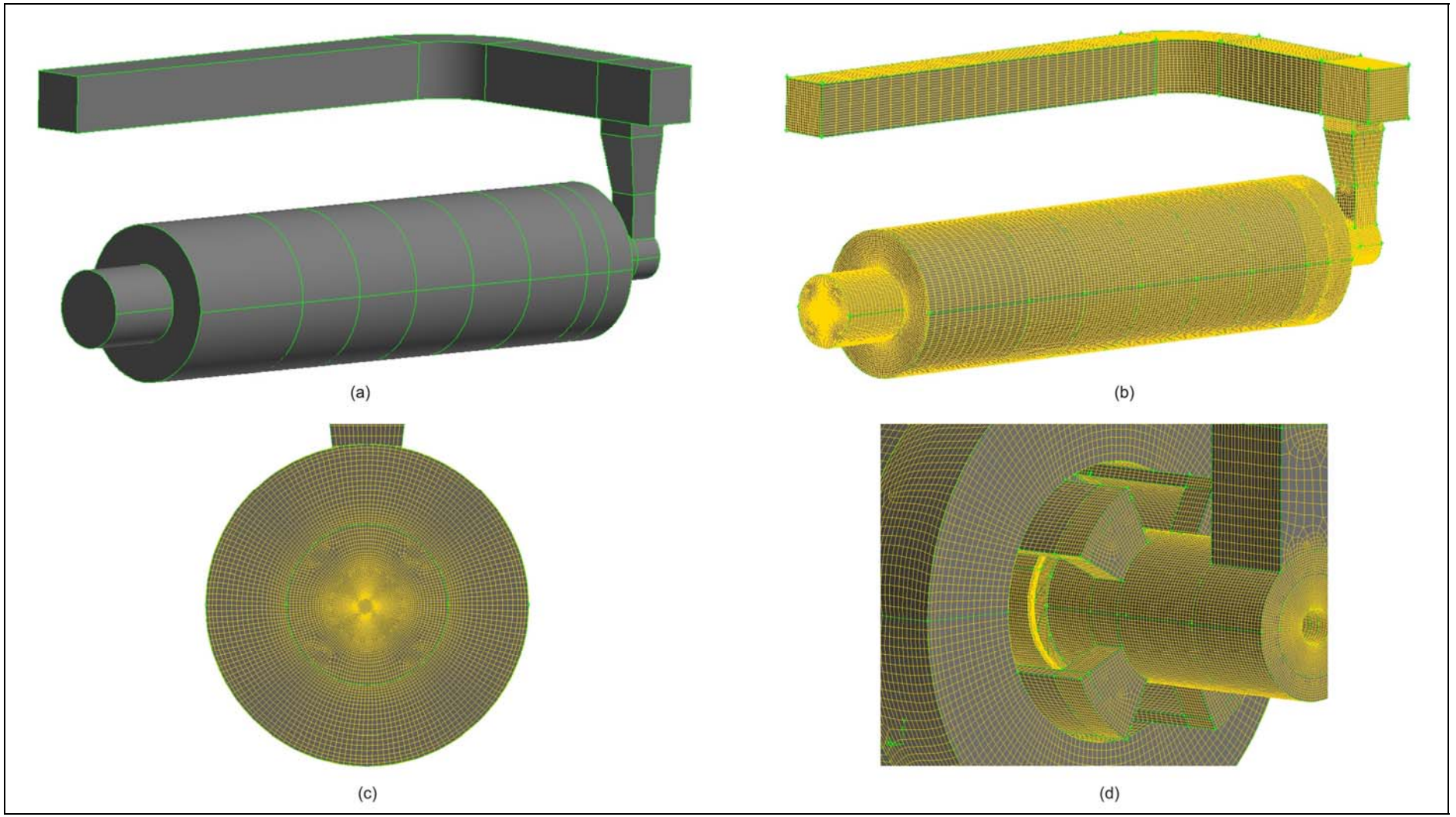
**II-3** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Regresní parametry modelu II v nekódovaných jednotkách.

| Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ | Tvar členu modelu | Parametr $b_j$ |
|---|---|---|---|
| *Konstanta* | -3550,2 | $x_7x_8$ | 0,013029 |
| $x_1$ | 6,835 | $x_1^2x_2$ | 0,00000507 |
| $x_3$ | -18,165 | $x_1^2x_4$ | 0,00017703 |
| $x_4$ | 239,46 | $x_1^2x_5$ | 0,0013425 |
| $x_5$ | 2382 | $x_1^2x_6$ | -0,00000896 |
| $x_6$ | -11,996 | $x_1^2x_7$ | 0,00000187 |
| $x_7$ | -4,4973 | $x_1^2x_8$ | 0,00000259 |
| $x_1^2$ | -0,0038886 | $x_1^2x_9$ | 0,00000171 |
| $x_3^2$ | 0,039942 | $x_1x_2x_3$ | -0,00000680 |
| $x_4^2$ | -8,490 | $x_1x_2x_4$ | -0,00010834 |
| $x_5^2$ | -1009,0 | $x_1x_2x_6$ | -0,00000763 |
| $x_7^2$ | 0,009602 | $x_1x_2x_8$ | 0,00000266 |
| $x_8^2$ | 0,003099 | $x_1x_3x_4$ | -0,0004451 |
| $x_1x_2$ | -0,008270 | $x_1x_3x_9$ | 0,00000499 |
| $x_1x_3$ | 0,004142 | $x_1x_4x_7$ | -0,00021439 |
| $x_1x_4$ | -0,2884 | $x_1x_4x_8$ | 0,00021993 |
| $x_1x_5$ | -2,469 | $x_1x_5x_7$ | -0,0017750 |
| $x_1x_6$ | 0,018819 | $x_1x_5x_9$ | -0,0008877 |
| $x_1x_8$ | -0,006771 | $x_1x_7x_8$ | 0,00000270 |
| $x_1x_9$ | -0,0022935 | $x_1x_7x_9$ | -0,00000309 |
| $x_2x_3$ | 0,05110 | $x_2x_3x_4$ | 0,0013560 |
| $x_2x_5$ | 3,9196 | $x_2x_3x_5$ | -0,05864 |
| $x_2x_7$ | 0,007967 | $x_2x_3x_6$ | 0,00061566 |
| $x_2x_9$ | 0,0025007 | $x_2x_3x_7$ | 0,00005681 |
| $x_3x_5$ | 14,502 | $x_2x_3x_8$ | -0,00017366 |
| $x_3x_6$ | -0,15073 | $x_2x_3x_9$ | -0,00001979 |
| $x_3x_7$ | -0,015661 | $x_2x_4x_6$ | 0,0023584 |
| $x_3x_8$ | 0,07070 | $x_2x_5x_6$ | -0,033578 |
| $x_4x_7$ | 0,19145 | $x_2x_6x_7$ | -0,00021665 |
| $x_4x_8$ | -0,19164 | $x_2x_6x_8$ | 0,00018395 |
| $x_4x_9$ | -0,018588 | $x_2x_6x_9$ | -0,00005737 |
| $x_5x_6$ | 11,807 | $x_2x_7x_8$ | -0,00004194 |
| $x_5x_7$ | 1,8737 | $x_2x_7x_9$ | 0,00001058 |
| $x_5x_8$ | 2,4057 | $x_3x_5x_8$ | -0,022018 |
| $x_5x_9$ | 0,9197 | $x_4x_5x_6$ | -0,4006 |
| $x_6x_7$ | 0,050746 | $x_5x_6x_8$ | -0,041919 |
| $x_6x_9$ | 0,014892 | $x_6x_8x_9$ | 0,00000880 |

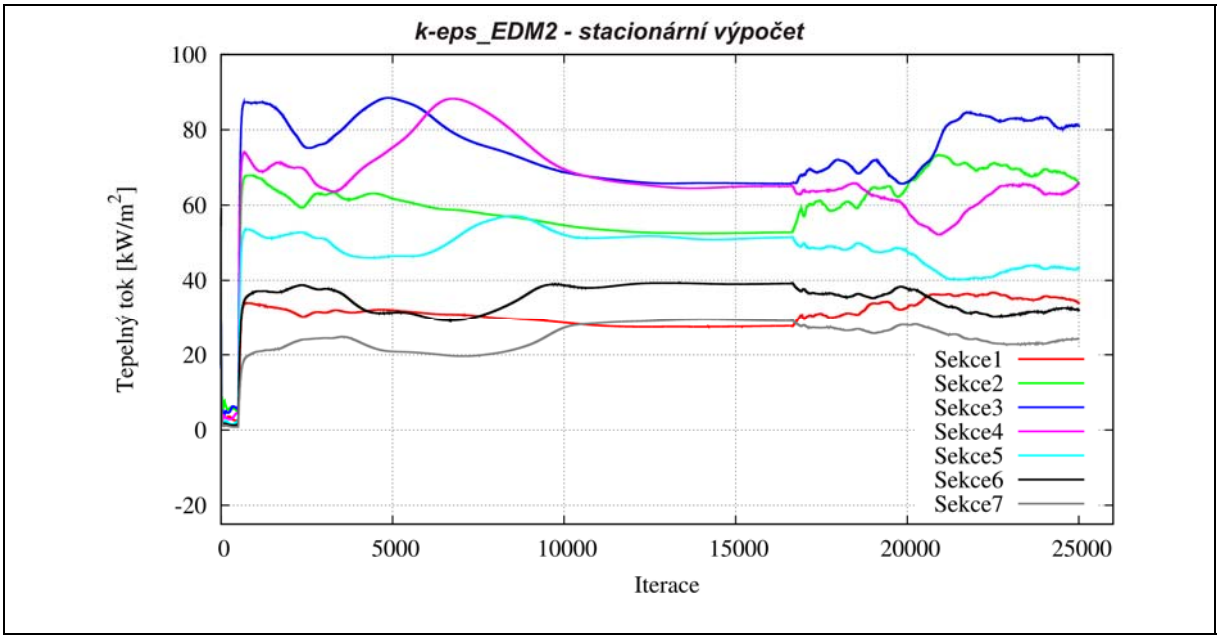
**II-4** Hořák se stupňovitým přívodem paliva – Regresní parametry modelu III.

# PŘÍLOHA III

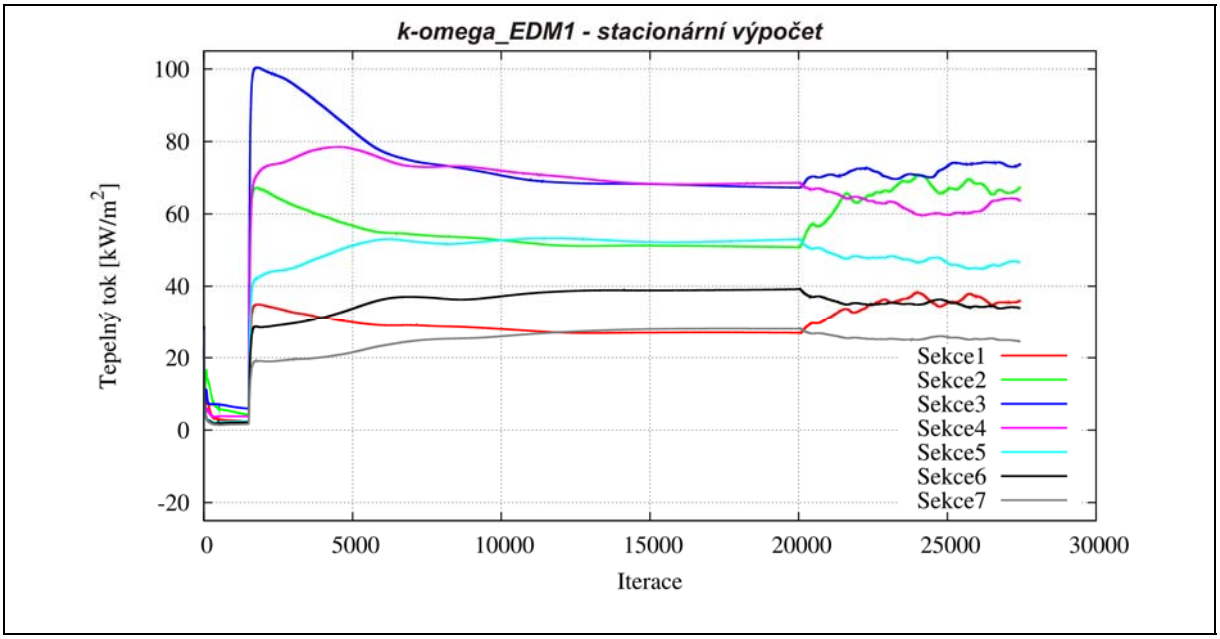
## Modelování založené na metodách CFD



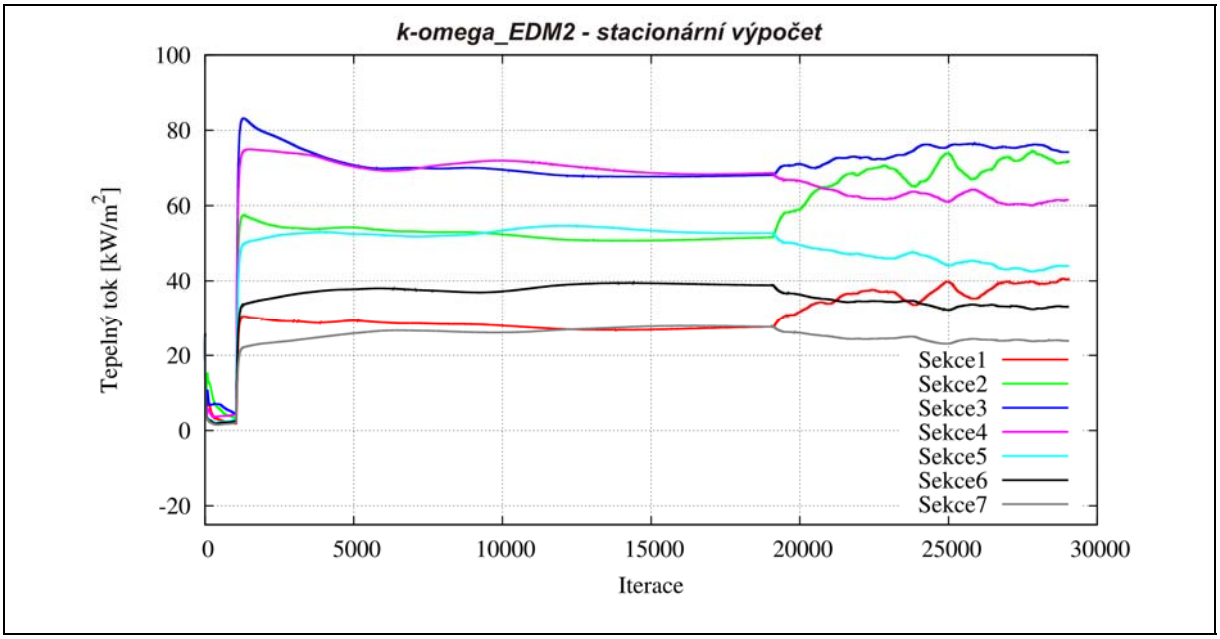

**III-1** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Model a výpočetní síť spalovacího zařízení. Obrázek (a) představuje celkový pohled na 3D model, obrázek (b) ukazuje celkovou výpočetní síť. Obrázek (c) ukazuje detail sítě v řezu spalovací komorou, obrázek (d) ukazuje detail sítě v místě rozdělení spalovacího vzduchu na primární a sekundární stupeň.



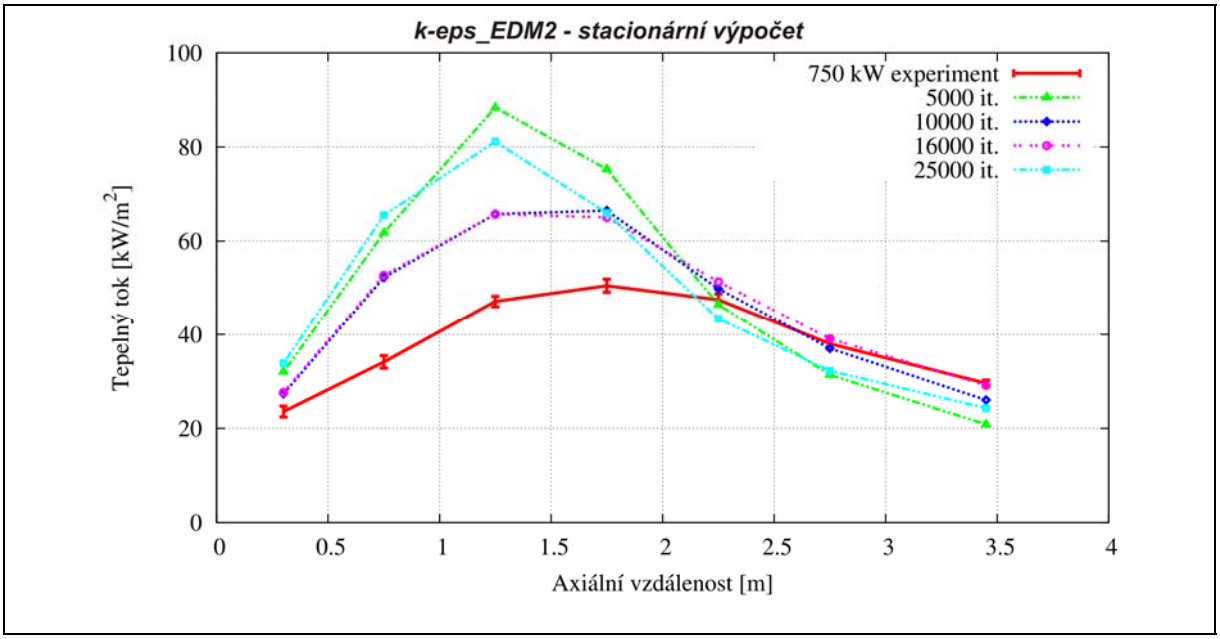

**III-2** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-eps_EDM2* (stacionární výpočet).



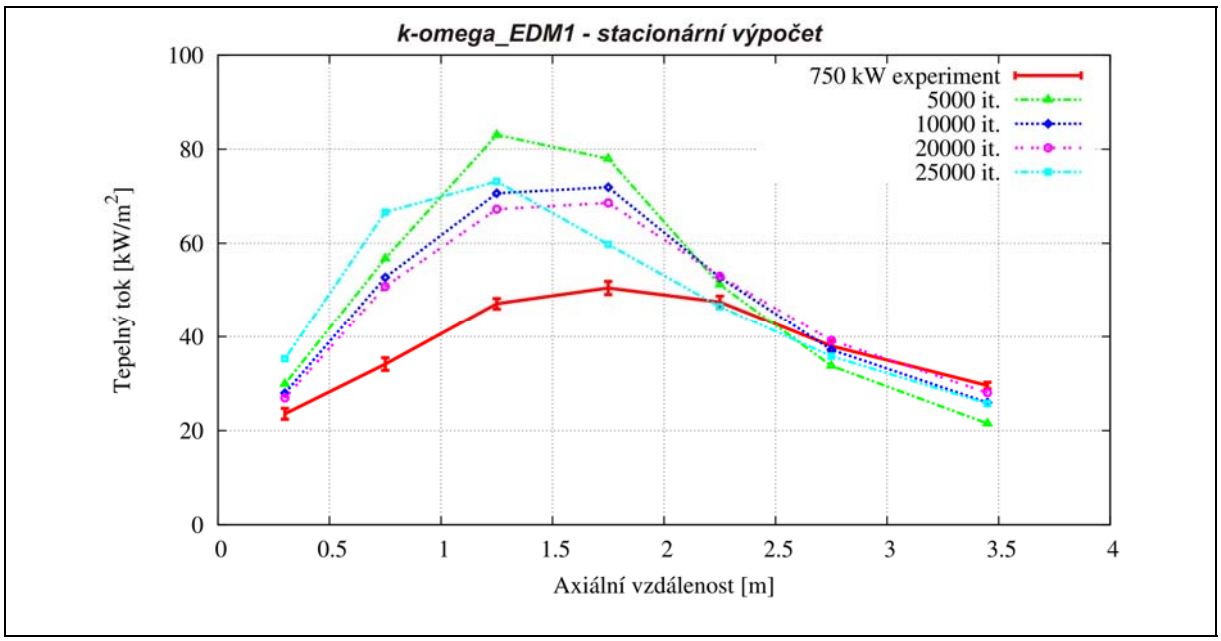

**III-3** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-omega_EDM1* (stacionární výpočet).



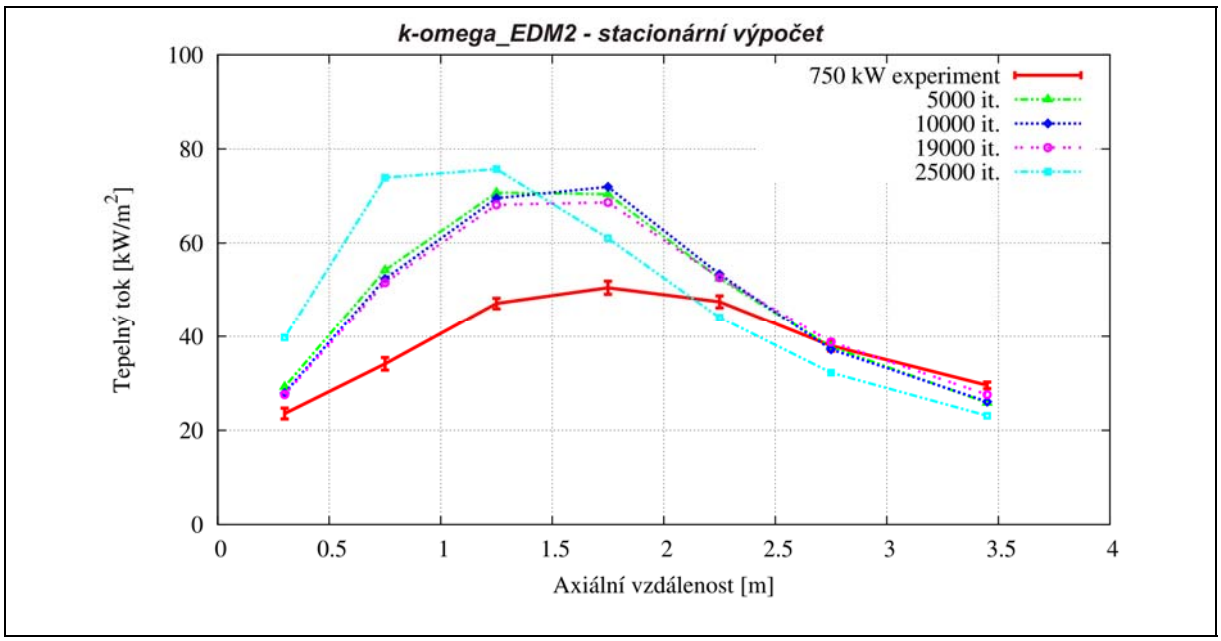

**III-4** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Historie konvergence tepelných toků do stěn jednotlivých sekcí spalovací komory při numerické simulaci spalování užitím modelu *k-omega_EDM2* (stacionární výpočet).



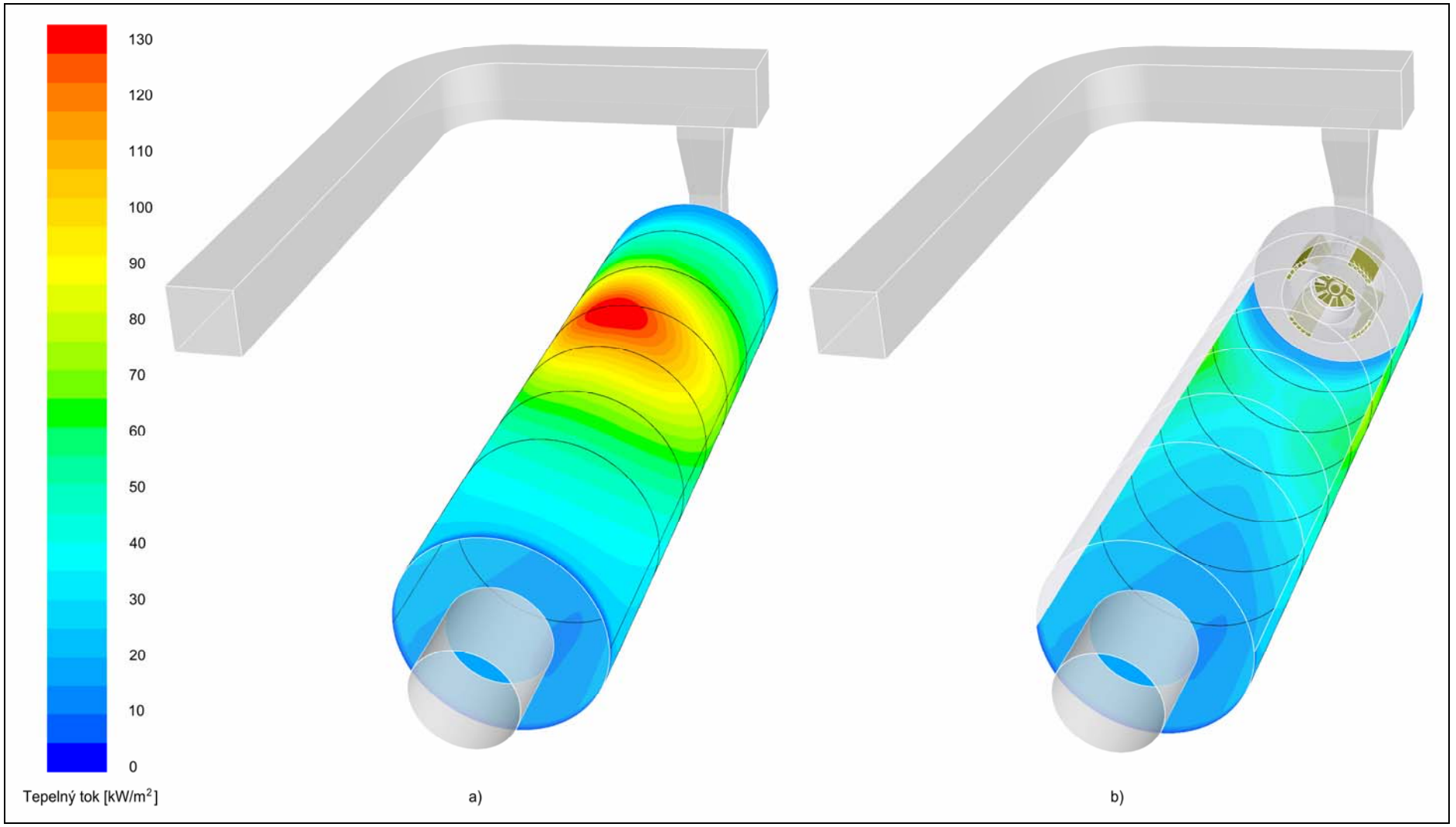

**III-5** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (model *k-eps_EDM2*, stacionární výpočet).



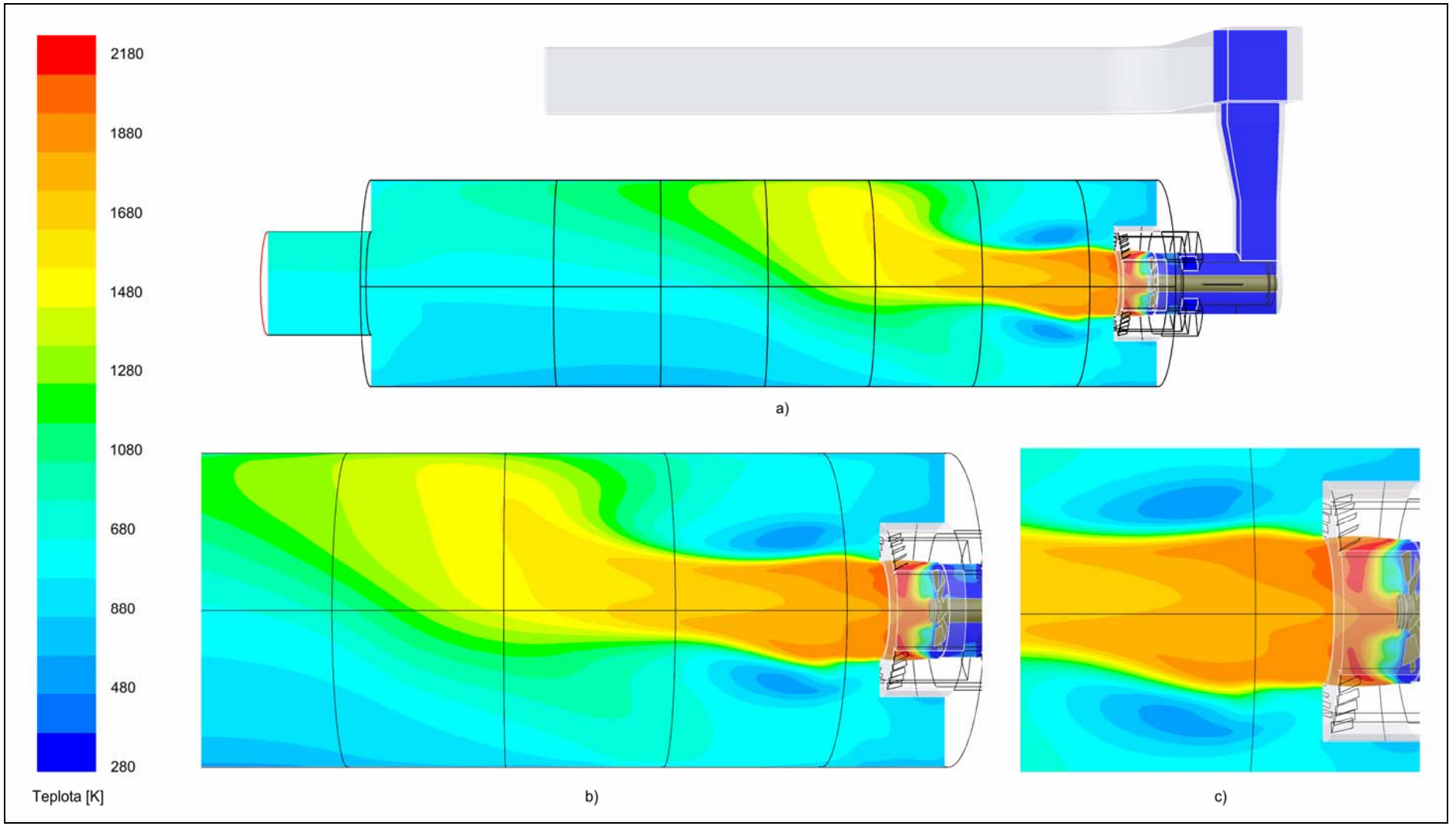

**III-6** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (model *k-omega_EDM1*, stacionární výpočet).



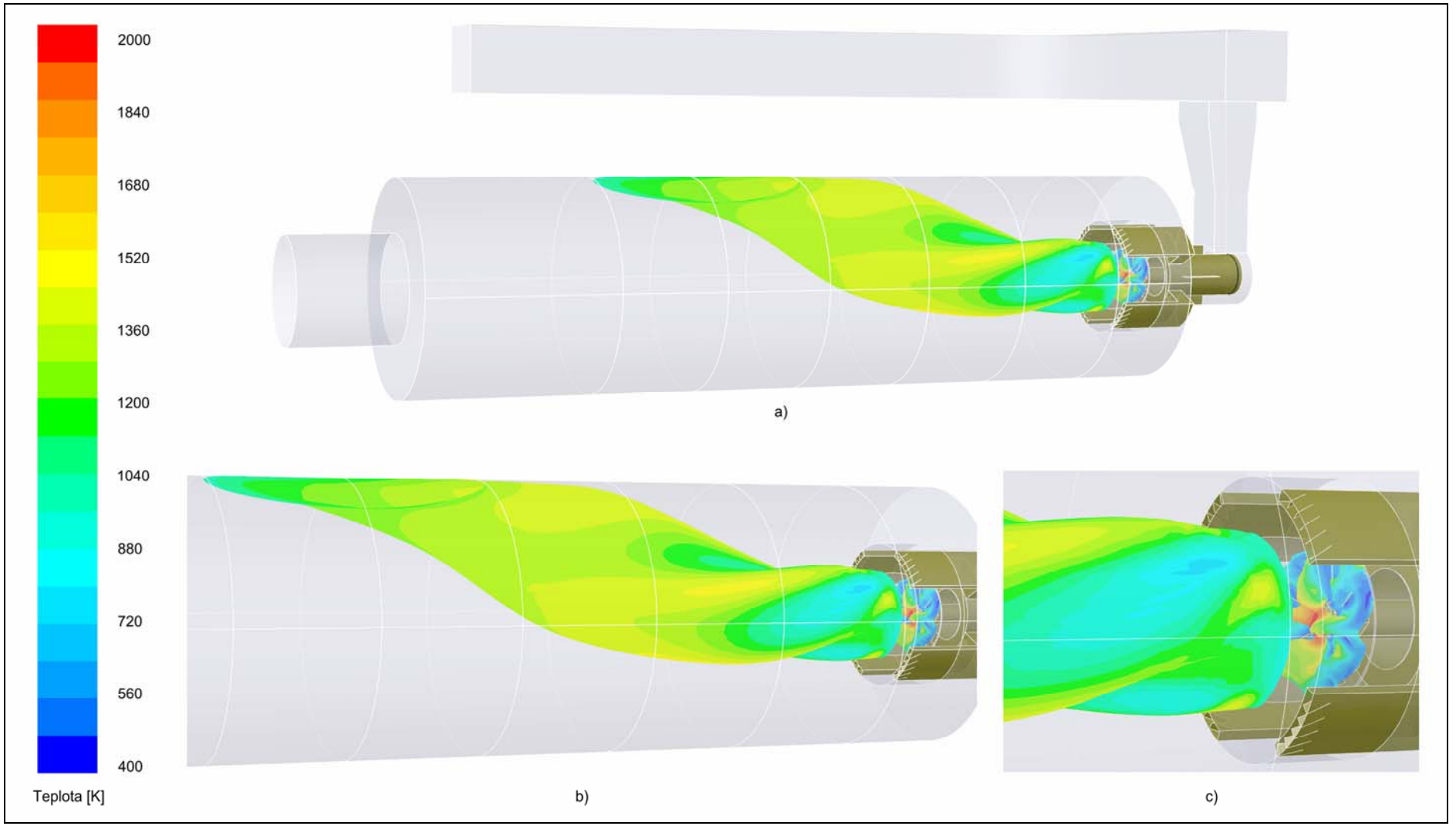

**III-7** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Profily tepelného zatížení stěny po délce spalovací komory v závislosti na počtu provedených iterací (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).



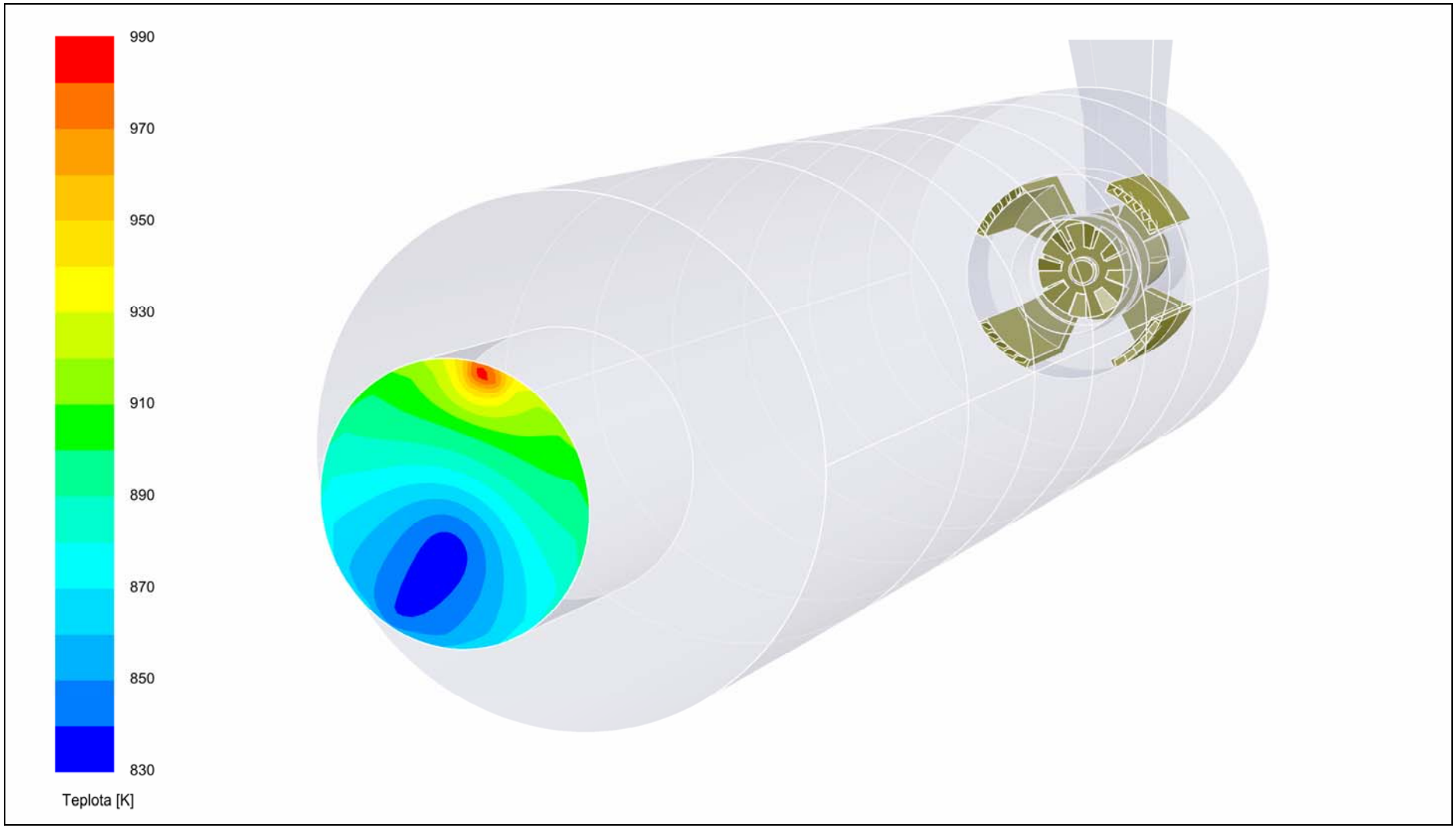

**III-8** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Průběh tepelných toků do stěny spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet). (a) Toky do horní poloviny spalovací komory. (b) Toky do spodní poloviny spalovací komory.



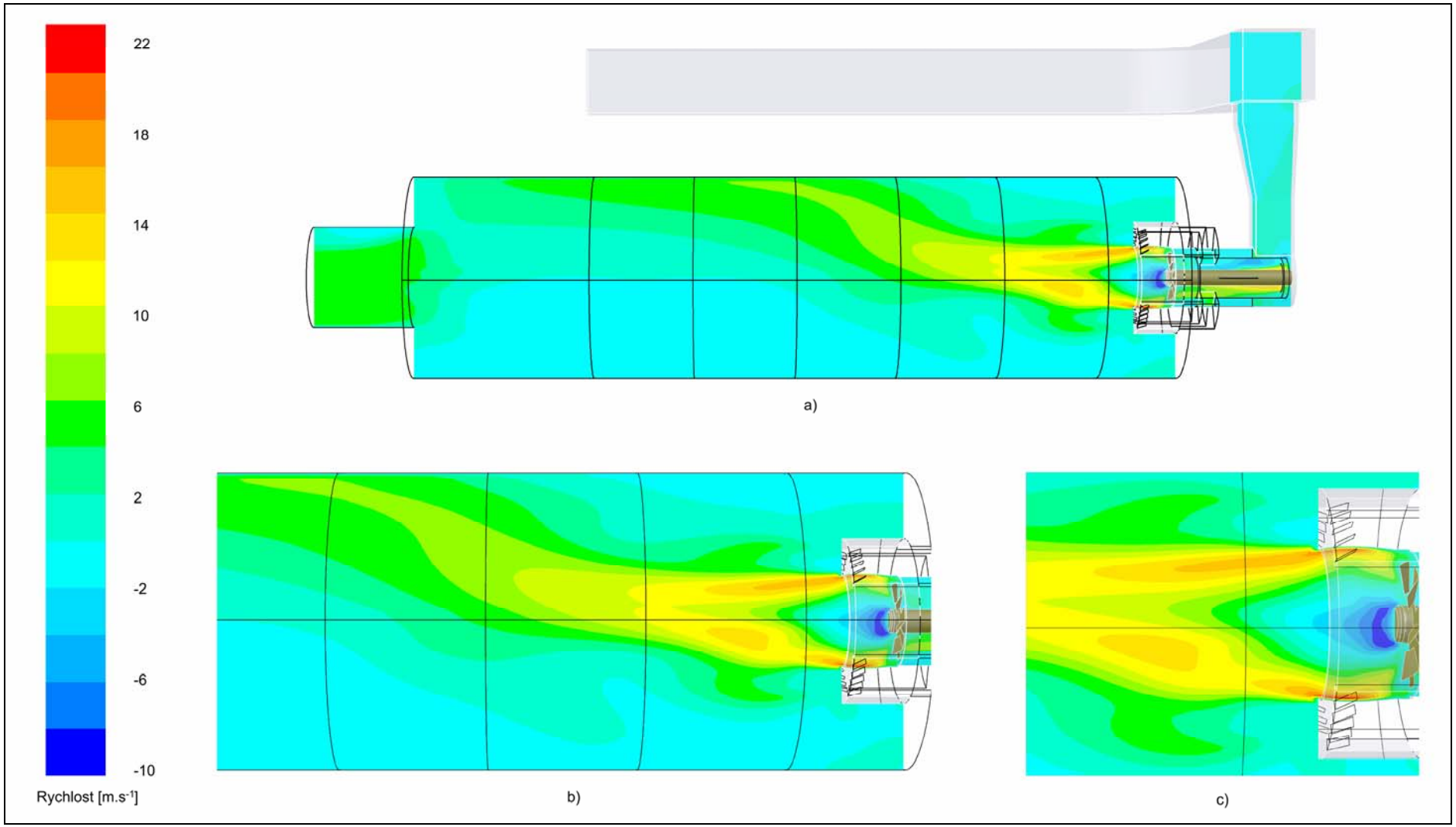

**III-9** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Průběh teploty na rovině symetrie spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na rozložení teploty ve spalovací komoře. (b) Bližší pohled. (c) Detail oblasti teplotních špiček při ústí hořáku.




**III-10** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Isoplocha metanu ($w_{CH4}$ = 0,0005) obarvená teplotou (model *k-omega-EDM2*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na spalovací zařízení se zobrazenou isoplochou. (b) Bližší pohled. (c) Detail isoplochy při ústí hořáku.




**III-11** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Průběh teploty spalin na výstupu z kouřovodu (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet).




**III-12** Hořák se stupňovitým přívodem spalovacího vzduchu – Průběh velikosti axiální rychlosti na rovině symetrie spalovací komory (model *k-omega_EDM2*, stacionární výpočet). (a) Celkový pohled na rozložení rychlosti ve spalovací komoře. (b) Bližší pohled. (c) Detail rozložení rychlosti při ústí hořáku.