

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Ing. Petr Čížek

**MODEL SPALOVÁNÍ KAPALNÉHO PALIVA
VE SPALOVACÍ KOMOŘE TURBINY SAFÍR**

**SIMULATION OF THE LIQUID FUEL COMBUSTION
IN THE COMBUSTOR OF THE TURBINE SAFÍR**

ZKRÁCENÁ VERZE PHD THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc.

Oponenti: Prof. Ing. Karol Fil'akovský, CSc.
Doc. Ing. Petr Kmoč, CSc.
Ing. Stanislav Veselý, CSc.

Datum obhajoby: 10. ledna 2002

KLÍČOVÁ SLOVA

proudění, spalování, spalovací komora, rozprašování kapalin, chemická termodynamika, CFD

KEYWORDS

fluid flow, combustion, combustion chamber, atomisation, chemical thermodynamics, CFD

Práce je uložena na Oddělení vědy a výzkumu Fakulty strojního inženýrství na Vysokém učení technickém v Brně.

© Petr Čížek, 2002
ISBN 80-214-2085-5
ISSN 1213-4198

OBSAH

1	CÍLE A VÝCHODISKA DISERTAČNÍ PRÁCE	5
1.1	Cíle disertační práce	5
1.2	Východisková báze znalostí	5
2	SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉHO PROBLÉMU	6
3	ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ	7
3.1	Model hoření	7
3.2	Model diskretní fáze	7
3.3	PPDF model spalování	10
4	HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	11
4.1	Model stávající podoby spalovacího procesu v komoře Safír	11
4.1.1	<i>Základní model spalovací komory</i>	11
4.1.2	<i>Zjednodušený model spalovací komory</i>	15
4.2	Studie možných modifikací spalovací komory Safír	16
4.2.1	<i>Vliv změn přívodů primárního vzduchu</i>	16
4.2.2	<i>Vliv orientace spreje a polohy vstřikovacího bodu</i>	16
4.2.3	<i>Vliv vrcholovém úhlu spreje</i>	17
4.2.4	<i>Vliv vstupního úhlu proudu vzduchu do komory</i>	18
4.2.5	<i>Model dřívější konstrukce plamence</i>	19
4.3	Závěrečný model	19
5	ZÁVĚR	21
	LITERATURA	22
	AUTOROVY PUBLIKACE	23
	SUMMARY	23
	AUTOROVO CURRICULUM VITAE	25

1 CÍLE A VÝCHODISKA DISERTAČNÍ PRÁCE

1.1 Cíle disertační práce

Disertační práce má následující cíle

- věrné modelování spalovacího procesu uvnitř spalovací komory,
- prověření tendencí chování spalovacího procesu (jak je závislá jeho podoba na změně některých parametrů),
- návrh úprav konstrukčního nebo procesního charakteru, které povedou ke zlepšení práce komory.

Základním účelem této činnosti je snížení emisí pomocné elektrické jednotky SAFÍR, které mají samozřejmě svůj původ ve spalovacím procesu. Bylo nutné najít příčinu vzniku emisí a navrhnout konstrukční změny k jejich snížení.

1.2 Východisková báze znalostí

Praktické modelování vychází z následující báze znalostí:

aerodynamika – která popisuje chování tekutin, jež jsou prakticky nosičem prostředí, kde spalování probíhá,

fyzika – která popisuje na základní úrovni jevy, které proces spalování řídí. Tím je např. difúze. Přináší také informace o **vlastnostech látek**,

termodynamika – která váží spalovací proces energeticky a hledá pomocí své druhé věty podmínku rovnováhy. Aplikací obecných zákonů termodynamiky na chemickou přeměnu vzniká **chemická termodynamika**,

chemie – která popisuje pravidla chemické látkové přeměny, jakož i **chemickou kinetiku**, zabývající se jejím vývojem v čase,

teorie spalování – zabývající se kinematikou procesu, tedy kde v proudu reaktantů vzniká oblast hoření, totiž plamen,

numerická matematika – jež je základ pro obor označovaný jako **CFD**. V jeho rozsahu je **modelování turbulence**, které se snaží postihnout jev, jež není doposud exaktně řešitelný. Proto se musí modelovat na základě empirických vztahů.

matematická statistika – popisuje vazbu mezi nahodilostí, vycházející z turbulentní povahy proudu a spalováním, probíhajícím na molekulární úrovni,

teorie diskrétní fáze – popisující tvar a odpařování spreje kapalného paliva,

projektování spalovacích komor – dávající povědomí o současném stavu konstrukčních zvyklostí a nabízející náměty ke zdokonalení studovaného problému.

Z analýzy vyplývá, že proces je z hlediska aerodynamiky *stacionární nestlačitelné proudění s plně vyvinutou turbulencí*, z hlediska termodynamiky *proces isobarický a adiabatický* a z hlediska teorie spalování *difúzní plamen kapek kapalného paliva*. Tato klasifikace je oprávněna jen pro podmínky, které jsou ve spalovací komoře turbin.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉHO PROBLÉMU

Řešená spalovací komora je protiproudého prstencového typu. Ve vrcholu dómu, jehož šířka je asi 35 mm, je osm palivových trysek, rovnoběžných s osou stroje. Vzduch se dostává dovnitř plamence třemi typy průstupů. První cestou je mezera mezi tělesem každé z palivových trysek a jejím pláštěm. Tento vzduch má chladit trysku. Druhou cestou jsou tři řady děr $\varnothing 4$ a $\varnothing 5$, za nimiž následuje usměrňovací plech, který směřuje proud podél stěn plamence směrem k dómu. Dvě řady jsou na vnější (označujeme je A a C) a jedna na vnitřní stěně plamence (B). Tento vzduch zajišťuje ochlazování plamence a dopravuje do prostoru hoření primární vzduch. Podle předpokladů ústavu DERA (Tilston, 1999) vzniknou v dómu dva protiběžné toroidální víry, na jejichž hranici se proudy obrátí a středem budou postupovat od trysek. Třetím typem průstupu jsou dvě řady děr po šestnácti o průměrech $\varnothing 23$ a $\varnothing 10$ pro přívod zředovacího vzduchu, který snižuje teplotu horkých spalin.

Jako palivová tryska je použit atomizér s vířivou komůrkou a s regulací v odpadní větvi (spill return atomizer) s výstupním otvorem $\varnothing 0,56$ mm. Její rozbor a experimentální výzkum, včetně charakteristik spreje, je v (Jícha, 2001). Atomizér vytváří tzv. dutý sprej (hollow spray). Změřené charakteristiky ukazují, že rychlosti kapek i jejich střední průměr *SMD* mají v ose minimum. Vrcholový úhel spreje je 76° při maximálním průtoku a 94° při 58% průtoku.

Tlak za kompresorem je 301953 Pa a teplota $162,5^\circ\text{C}$. Do komory teče 2846 kg vzduchu za hodinu. Množství paliva je 55,3 kg/h. Komora ohřívá vzduch na $848,6^\circ\text{C}$.

Při použití turbíny SAFÍR v dlouhodobém provozu bude nutné plnit limity na obsah znečišťujících látek podle opatření č. 42/92 Federálního výboru pro životní prostředí k zákonu č. 309 z roku 1991 o ochraně ovzduší. Tyto limity říkají, že pro stroje s objemovým tokem menším než 60 000 m³/h je povolené množství oxidu uhelnatého menší než 100 mg/m³. Pro oxidy dusíku je limitní hodnota 350 mg/m³ (přesné znění viz. Opatření č. 42, 1992). Naměřené hodnoty emisí jsou v Tab.2.1. Je vidět že obsah CO je výrazně nad limity a proto je právě tím, na co je nutné se zaměřit. Je nutné si také všimnout, že jeho obsah s poklesem výkonu stoupá.

Tab.2.1 Výsledky měření složení emisí za spalovací turbínou SAFÍR v závislosti na výkonu ve vzdálenosti 10 mm od osy výstupního hrdla

Výkon	O ₂	NO _{15%O₂}	CO _{15%O₂}	CO ₂	SO ₂
[kW]	[%]	[mg.m ⁻³]	[mg.m ⁻³]	[%]	[ppm]
0	18,5	19,7	3 975	1,8	23
40	16,1	55,2	1 749	3,5	7
60	15,1	87,6	1 424	4,3	0

3 ZVOLENÉ METODY ZPRACOVÁNÍ

Potřebné znalosti a metody zpracování jsou je probrány v Edukační části disertační práce. Obsahuje stať o proudění, kde je rozebrána 3D formulace rovnic dynamiky tekutin, stať o hoření s popisech chemické látkové přeměny, chemické rovnováhy a teorie plamene, stať o šíření diskrétní fáze a hoření kapiček kapalného paliva, stať o numerickém modelování proudění a spalování a konečně stať o projektování a konstruování spalovacích komor turbin. V dalších odstavcích budou probrány nejdůležitější poznatky.

3.1 Model hoření

Průběh spalování v čase je určován rychlostí odpařování kapiček, rychlostí míchání reaktantů a rychlostí samotné kinetiky chemických reakcí. Vzhledem k tomu, že chemická kinetika má v porovnání s ostatními ději nesrovnatelně větší rychlost, je oprávněn předpoklad, že směs chemických látek bude vždy ve stavu své chemické rovnováhy. Proto můžeme aktuálnímu směšovacímu zlomku směsi přiřadit dopředu její chemické složení, teplotu a měrnou hmotnost.

Při spalování probíhá míchání dvou zcela definovaných směsí s daným chemickým složením a entalpickým obsahem. V prostoru spalování pak dochází k jejich míchání na různý poměr paliva a vzduchu. Ten je popsán hodnotou směšovacího zlomku ξ , která udává jaký díl hmoty směsi pochází z paliva. Pro daný směšovací zlomek proto máme jednoznačně daný obsah jednotlivých prvků a i množství entalpie, kterou do směsi látky přinesly. Při chemické látkové přeměně dochází k přeskupování prvků do jiných sloučenin a uvolňování reakční vazebné energie. Při vyšetřování spalování postupujeme tak, že vytipujeme soubor látek, který je v okruhu našeho zájmu, a pak dopočítáváme parametry směsi produktů při rovnovážném stavu, tedy s minimem Gibbsovy volné entalpie, za podmínky adiabatického procesu. Bližší popis dává kapitola 3 disertační práce.

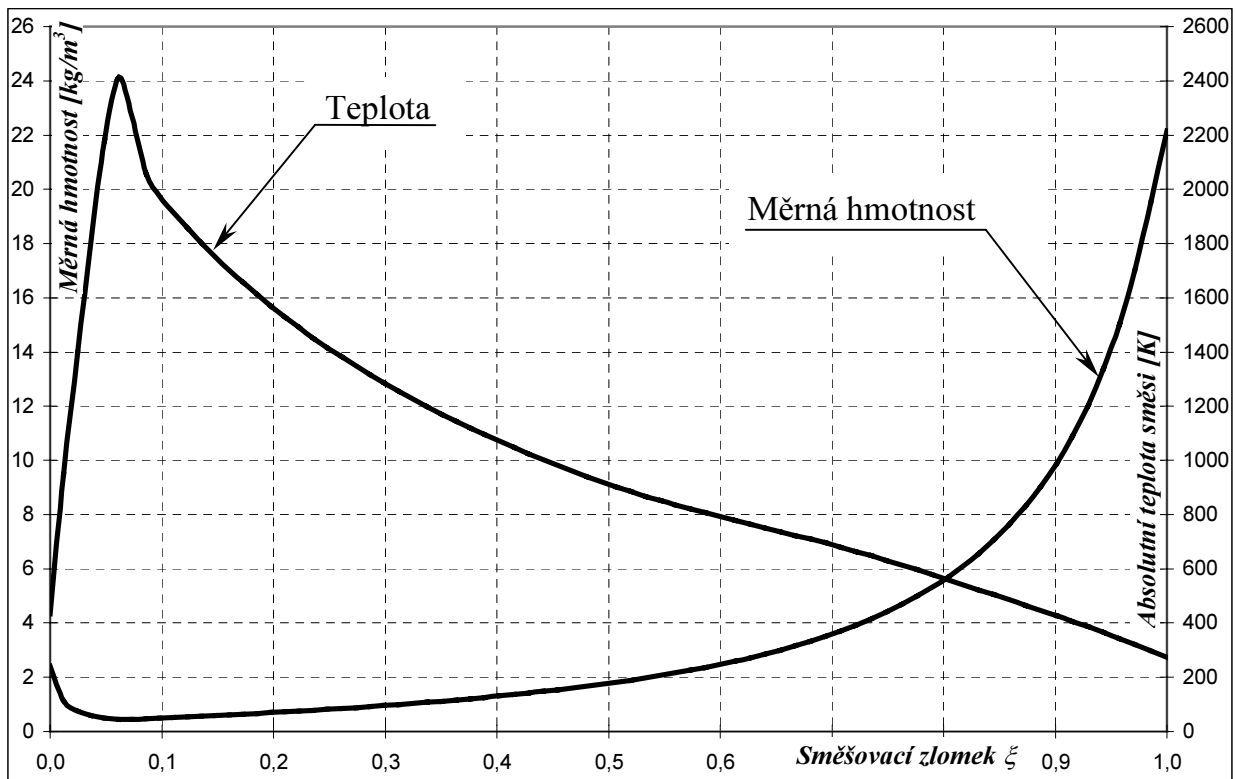
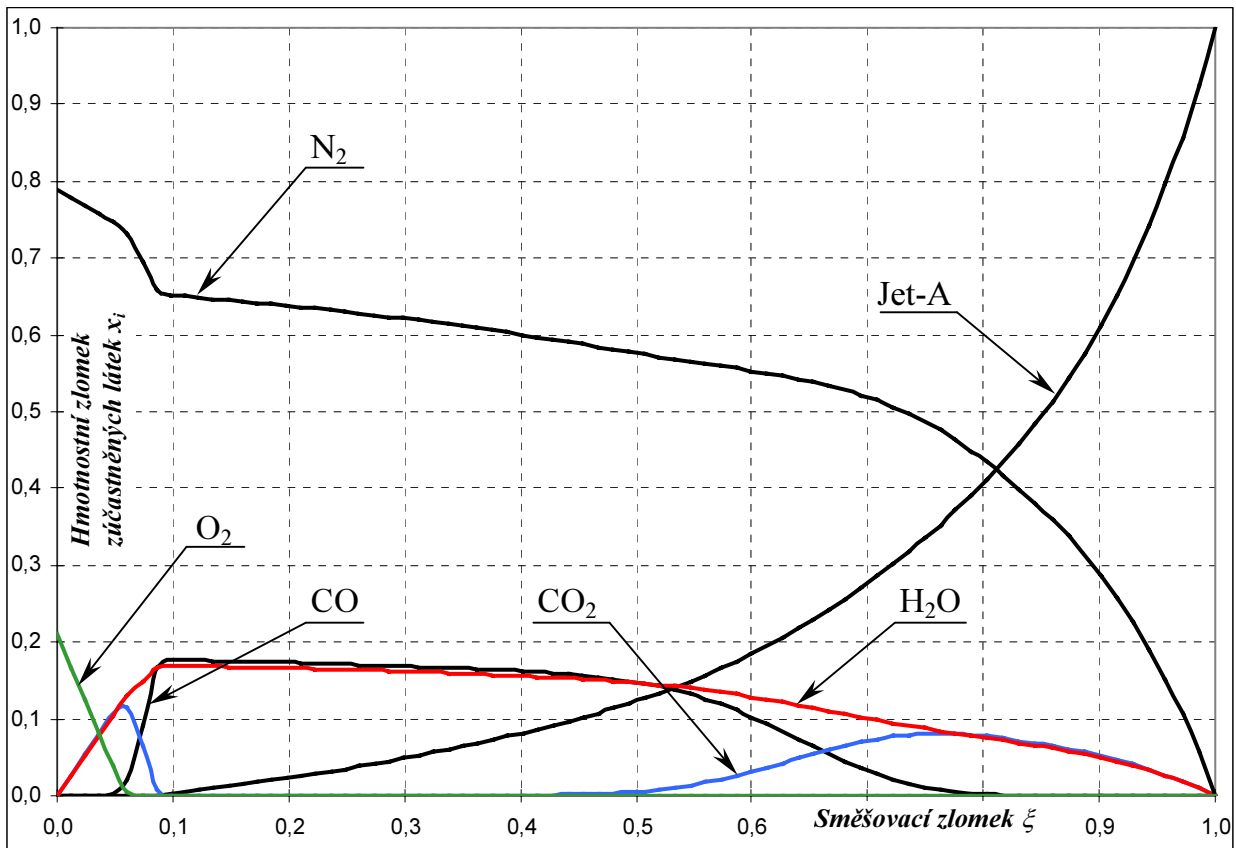
Výsledkem je soubor hmotnostních zlomků látek ve směsi produktů, její teplota a měrná hmotnost. Tento výpočet provedeme pro různé hodnoty směšovacích zlomků a tak dostaneme *charakteristiky equilibria*, viz. Obr.3.1. Jsou to křivky, ze kterých můžeme za předpokladu nekonečně rychlé chemie odečíst pro místní hodnotu směšovacího zlomku v proudovém poli parametry směsi produktů. A to je výstup, který chceme z popisu hoření dosáhnout.

3.2 Model diskrétní fáze

Dynamika letu kapiček se řeší jako dynamika hmotného bodu. Pro jejich pohyb platí II. Newtonův pohybový zákon, který rozepíšeme na

$$m \cdot \vec{a} = \vec{F}_D + \vec{F}_g + \vec{F}_p + \vec{F}_{VM} + \vec{F}_S + \vec{F}_B + \vec{F}_M, \quad (3.1.)$$

kde F_D je síla aerodynamického odpor,



Obr.3.1 Tvary charakteristik equilibria

- F_g – gravitační síla,
- F_p – síla od tlakového gradientu,
- F_{VM} – síla od zrychlení spojitě fáze,
- F_S – Saffmanova síla,
- F_M – Magnusonova síla,
- F_B – síla hydrostatického vztlaku.

Při odvozování vztahů pro výpočet těchto sil vycházíme z důležitého předpokladu, že kapička má kulový tvar. Ten je oprávněn pro malé kapičky, u kterých převládají síly povrchového napětí nad tlakovými silami na povrchu od obtékání plynem. Síly povrchového napětí formují kapičku tak, aby měla pro daný objem minimální plochu, čemuž odpovídá minimum povrchové energie. Kapička v klidu má tedy tvar kulový.

Průlet kapičky prostředím s menším parciálním tlakem par kapaliny než na jejím povrch způsobuje odpařování. To probíhá ve dvou fázích. V první neustálené fázi odpařování je energetická bilance podle (Lefebvre, 1989)

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_T - \dot{Q}_E = \dot{m}_F l_{23} \cdot \left(\frac{B_T}{B_M} - 1 \right), \quad (3.2.)$$

kde \dot{Q}_H je tepelný tok, který se využívá na ohřev kapaliny v kapičce,

\dot{Q}_T – tepelný tok, tekoucí do kapičky,

\dot{Q}_E – tepelný tok, který se využívá na odpaření kapaliny z kapičky

\dot{m}_F – hmotnostní tok odpařovaného paliva,

l_{23} – měrné skupenské teplot kapaliny,

B_T, B_M – heat transfer number, mass transfer number.

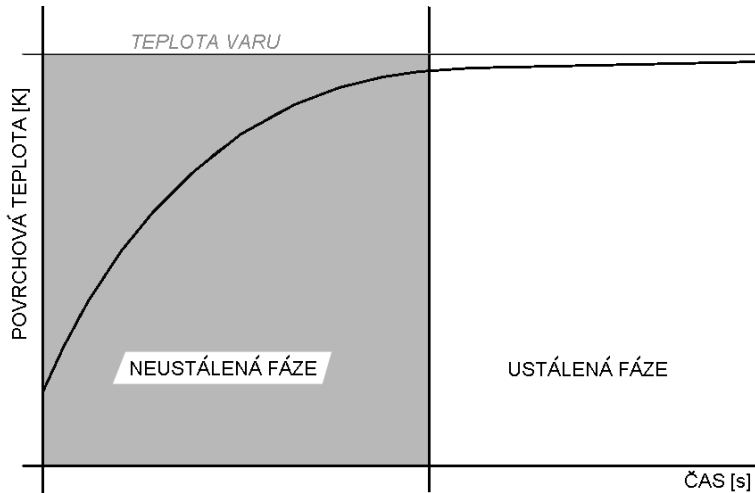
Veličiny B_M a B_T vyjadřují míru spádu, který je hybnou silou pro teplotní a látkovou difúzi. Druhá fáze je ustálená a platí při ní $B_M = B_T$. Ohřev kapaliny v kapičce již nenastává. K tomuto stavu se kapička asymptoticky přibližuje. Řešení průběhu velikosti kapičky D_d v čase vede k diferenciální rovnici

$$\frac{dD_d}{dt} = \frac{4 \cdot \lambda_g \cdot \ln(1 + B_M)}{\rho_L \cdot c_{pg} \cdot D_d} \quad (3.3.)$$

Její řešení je ukázáno na Obr.3.2. Je vidět, že teplota kapičky postupně stoupá a blíží se teplotě varu. Teplota varu je přitom taková teplota, pro kterou je tlak sytých par roven celkovému tlaku okolního prostředí. Při zvyšování teploty stoupá množství odpařených par a tím se spotřebovává více přivedeného tepla. Zvyšování teploty kapičky se zpomalí a asymptoticky se bude blížit teplotě varu. Prakticky je teplota kapičky v ustálené fázi odpařování konstantní a blízká teplotě varu.

Z hlediska spalování v komoře můžeme tedy rozdělit prostor, kde se vyskytují kapičky kapalného paliva na část jejich ohřevu a část intenzivního odparu. V první části se kapičky spreje hlavně ohřívají a jejich odpar postupně stoupá. Délka této oblasti ve směru letu kapiček se dá snížit předehřevem paliva. Koncentrace par v prostoru mezi

kapičkami bude nízká, zápalná směs bude chudá. V druhé části bude teplota kapiček téměř konstantní a odpar bude intenzivní. V této oblasti bude probíhat hlavní část hoření. Podstatné je pro tuto oblast, že kapičky nedosáhnou teploty varu a proto jejich odpařování probíhá postupně.



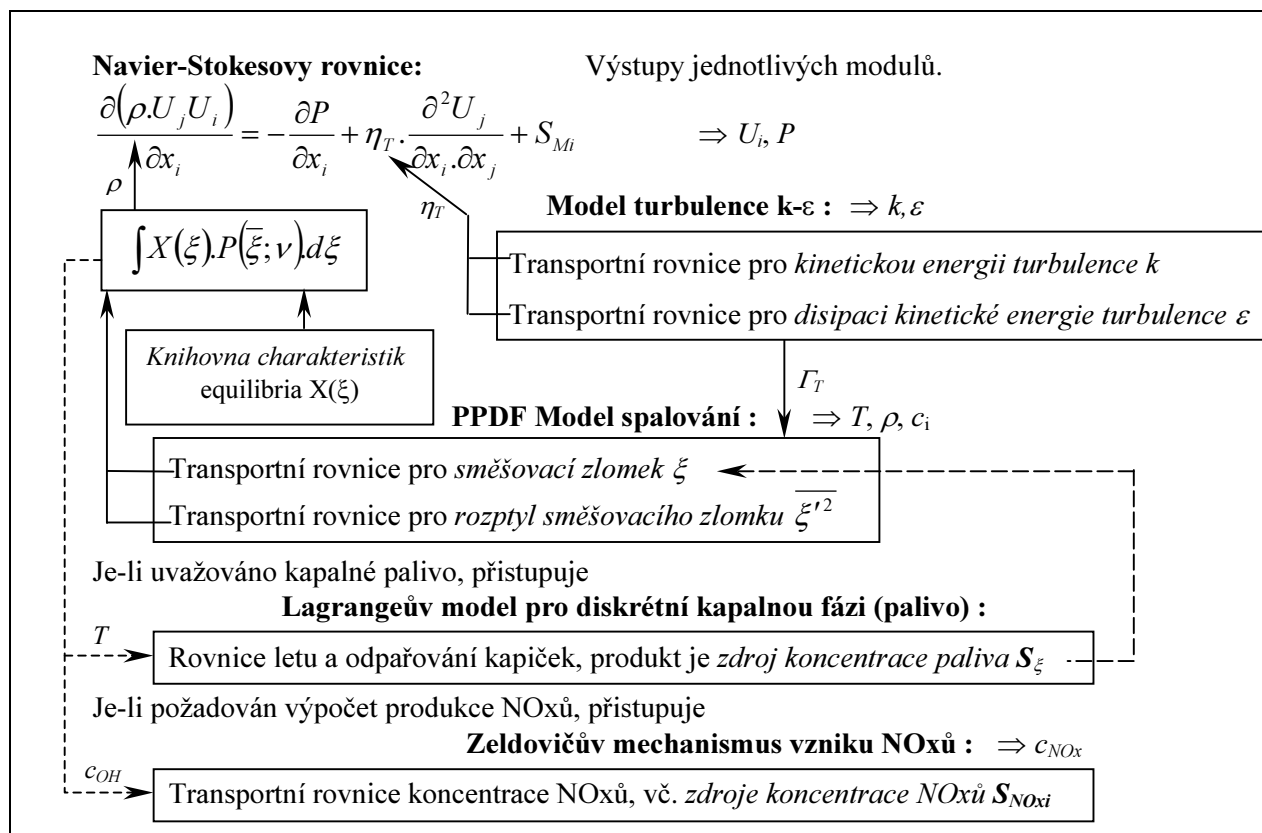
Obr.3.2 Průběh povrchové teploty kapičky paliva v čase při ohřevu v prostředí s velmi vysokou teplotou

3.3 PPDF model spalování

Pro modelování turbulentního difúzního hoření byl vyvinut PPDF model spalování (Richardson, 1953). Jeho schéma je na Obr.3.3. Model řeší pole směšovacího zlomku ξ a jeho rozptylu ν . Tyto hodnoty jsou řešené pomocí transportních rovnic na pozadí turbulentního proudového pole, řešeného Navier-Stokesovými rovnicemi a $k-\varepsilon$ modelem turbulence. Směšovací zlomek ξ reprezentuje bohatost směsi v daném místě, jeho rozptylu představuje stav promíchání na molekulární úrovni. Z charakteristik equilibria, souhrnně označených $X(\xi)$, odečítáme parametry směsi produktů. Díky turbulenci je z počátku však směs tvořena jemnou strukturou shluků bohatší a chudší směsi. Protože je však ξ nahodilá, musíme tedy parametry přepočítat s ohledem na rozdělení pravděpodobnosti P s rozptylem ν . Jako rozdělení P se používá β -funkce. Pak pro střední hodnotu parametrů směsi produktů vychází vztah (3.4.)

$$\bar{X} = \int X(\xi).P(\bar{\xi};\nu)d\xi$$

Střední hodnoty charakteristických vlastností proudící směsi \bar{X} samozřejmě opět zpátky ovlivňují tvar proudového pole, především přes měrnou hmotnost. Po ukončení iteračního výpočtu jsou však výstupem z celého modelu spalování.



Obr.3.3 Schéma uspořádání vazeb mezi jednotlivými částmi PPDF modelu spalování

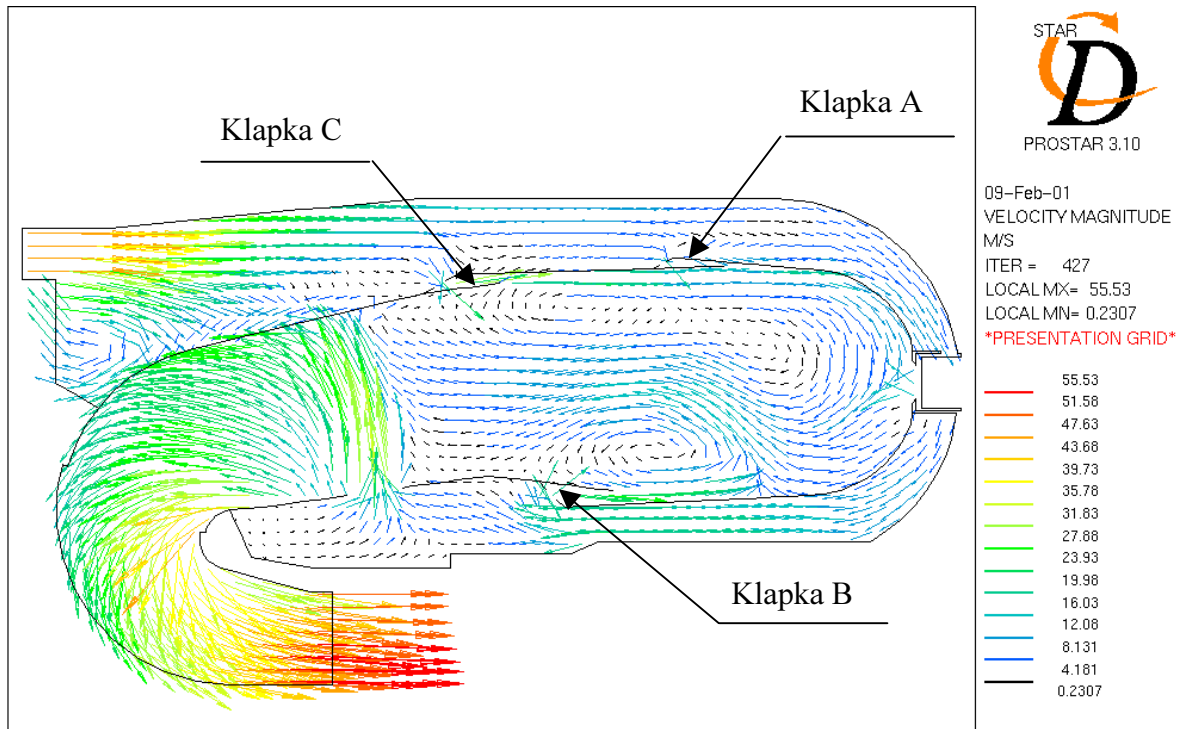
4 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

4.1 Model stávající podoby spalovacího procesu v komoře Safír

4.1.1 Základní model spalovací komory

Analýza současného stavu komory SAFÍR byla provedena z isothermického výpočtu (měrná hmotnost byla $2,415\text{kg/m}^3$), a výpočtu se vstříkem kapalného paliva a spalováním. Hlavním výstupem isothermického modelu je rychlostní pole, viz Obr.4.1. Primární zóna je zásobovaná vzduchem z chladících klapek na vnější a vnitřní stěně plamence, orientovaných protiproudě. V dómu plamence vzniká pouze jeden toroidní vír, který je zásobován z klapky A. Před tryskou tedy proudí vzduch směrem k ose stroje. Nad klapkou B i C vzniká podstatně menší vír. Proud na výstupu z primární zóny je souměrný s nižšími rychlostmi po stranách. Toto snížení je ale spíše vyvolané rozevřením proudnic za víry u klapky B a C než vlivem brzdících třecích sil. U studií jiných komor, (Fuller, 1993) nebo (Di Martino, 1994), se setkáváme s výraznějším

zpětným prouděním zpět do dómu, které zajišťuje ohřev primární zóny a tím stimuluje hoření. Zde je rychlostní pole z primární zóny velmi otevřené.



Obr.4.1 Vektorové zobrazení rychlostního pole v meridiálním řezu komorou, který je veden přes palivovou trysku

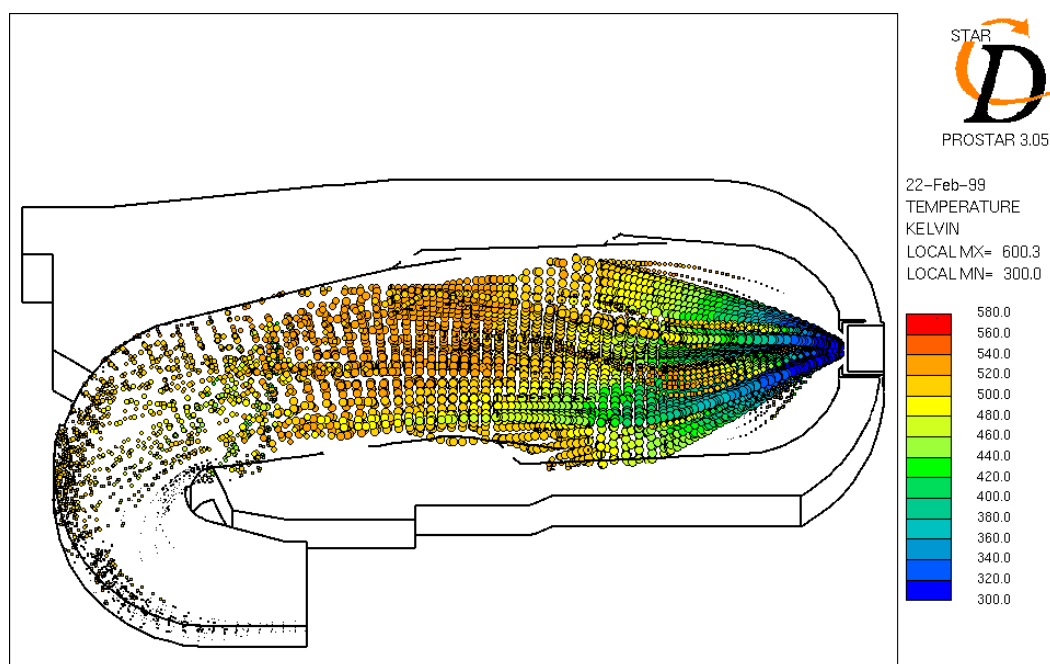
Činnost chladičích klapek se jeví jako účinná. Klapky dodávají ve směru své orientace poměrně dostatečné množství vzduchu. Poznámku si zaslouží jen poloha bodu odtržení před klapkou B, která je poměrně blízko klapky. Chladičí vzduch z klapky A už může být zahřátý, protože při hoření bude postupovat okolo horké primární zóny. Za chladičími klapkami B a C ovšem úplně chybí koncept chlazení. Přímo na stěnu přiléhá proud, jež se zcela určitě bude účastnit spalování.

Zředovací zóna má zajistit pokud možno rovnoměrné promíchání spalin s chladným vzduchem. Proud z otvoru $\varnothing 10$ dosahuje až na protější stěnu a podél ní pokračuje až na výstup z komory. I proud z otvoru $\varnothing 23$ je nadměru mohutný a naráží na protější stěnu. Dá se očekávat, že se tento proud nesmísí s horkými spalinami dokonale a bude vytvářet nerovnoměrnosti teplotního pole na výstupu. Navíc protější stěna otvor zacpává. Vzhledem k tomu, že tímto otvorem proudí největší množství vzduchu, bude to mít jistě nemalý vliv na tlakovou ztrátu komory. Konstrukce zředovací zóny se jeví jako nedokonalá. Na obou stranách by měly být menší otvory stejného průměru pochopitelně v náležitém počtu.

Tab.4.1 Plán průtoků

MÍSTO	PLOCHA x10 ⁻⁴ m ²	PRŮTOK x10 ⁻³ kg/s	POMĚR. TOK %	HUSTOTA PR. kg/s/m ²	Střední rychl. m/s
VSTUP	9,10186	98,914	100,00%	108,674	45,00
DÍRY Ø23	8,18288	59,655	60,31%	72,902	30,19
CHLAZENÍ A	1,39878	7,7057	7,79%	55,089	22,81
CHLAZENÍ B	1,78338	9,3773	9,48%	52,582	21,77
CHLAZENÍ C	2,19976	11,35	11,47%	51,597	21,37
TRYSKA	0,373096	0,57198	0,58%	15,331	6,35
DÍRY Ø10	1,50058	10,255	10,37%	68,340	28,30
VÝSTUP	7,59889	98,914	100,00%	130,169	53,90

Pro lepší pochopení práce komory byl sestaven *plán průtoků*, Tab.4.1. Zde jsou uvedené především geometrické průtočné plochy průstupů, hmotnostní průtok a procentuální poměr z celkového průtoku komorou. Z plánu průtoků vyplývá, že asi 72% proudí přes zředovací zónu. To odpovídá součiniteli přebytku vzduchu za primární zónou $\alpha_p = 1,03$, což je méně než se doporučuje (Pčelkin, 1973).



Obr.4.2 Tvar spreje kapalného paliva

V příčném řezu je na poli směšovacího zlomku při spalování patrné nerovnoměrné zásobování v tangenciálním směru. Hodně nevyužitého vzduchu po stranách spreje

ovšem způsobuje, že v ose trysky vzniká příliš bohatá směs. Podle doporučení v (Pčelkin, 1973) je vhodný počet trysek v prstencové komoře takový, kolik se podaří vepsat mezi stěny plamence kružnic. Safír by musel mít 16 palivových trysek, tedy dvojnásobek. Současným trendem je chudá primární zóna (Feitelberg, 2000). Bohatou oblast je třeba rozřezávat proudy vzduchu. Podobně jako v (Veselý, 2000).

Oblast největších koncentrací leží v podélném řezu nad středem primární zóny, kam je zanášena vírem před chladicí klapkou A. Podél stěn před chladicími klapkami i podél celého dómu je koncentrace paliva minimální, což zaručuje dobré chlazení stěn. Již od odtokových hran chladících klapek směrem dozadu k výstupu je koncentrace velmi vysoká a blízká stechiometrické. Na výstupu z primární zóny je v řezu přes trysku v radiálním směru téměř rovnoměrné pole směšovacího zlomku. To do značné míry zajišťují recirkulační zóny, končící na obou stranách za chladicími klapkami.

Za chladicími klapkami B a C je v důsledku recirkulačních zón příliš vysoká teplota až na stěně plamence. V některých pracích najdeme teplotu vnitřního povrchu stěny plamence 900°C (Crocker, 1999) nebo 860°C na vnějším povrchu také poměrně úzkého prstencového plamence (Carr, 1982). Podle ústní informace podané výrobcem nastává ojediněle praskání můstku mezi zřezávacími otvory Ø23. To je jediné objektivní potvrzení této skutečnosti. Velký díl práce při odladování modelu byl věnován právě hledání příčin této podoby teplotního pole. Bylo provedeno několik výpočtů s výrazně změněnými hodnotami některých veličin (Schmidtovo číslo, parametry spreje, modely turbulence), ale výsledky nepřinášely výraznou změnu tvaru teplotního pole v této oblasti. Pouze pokud docházelo k odpařování kapiček až za recirkulačními zónami u klapek, byla podél stěn chudá směs a teplota klesla. Je pravděpodobné, že ve skutečné komoře vznikají podobné bohaté recirkulační zóny. I když skutečná teplota je patrně nižší, je plamenec v těchto oblastech patrně přehříván.

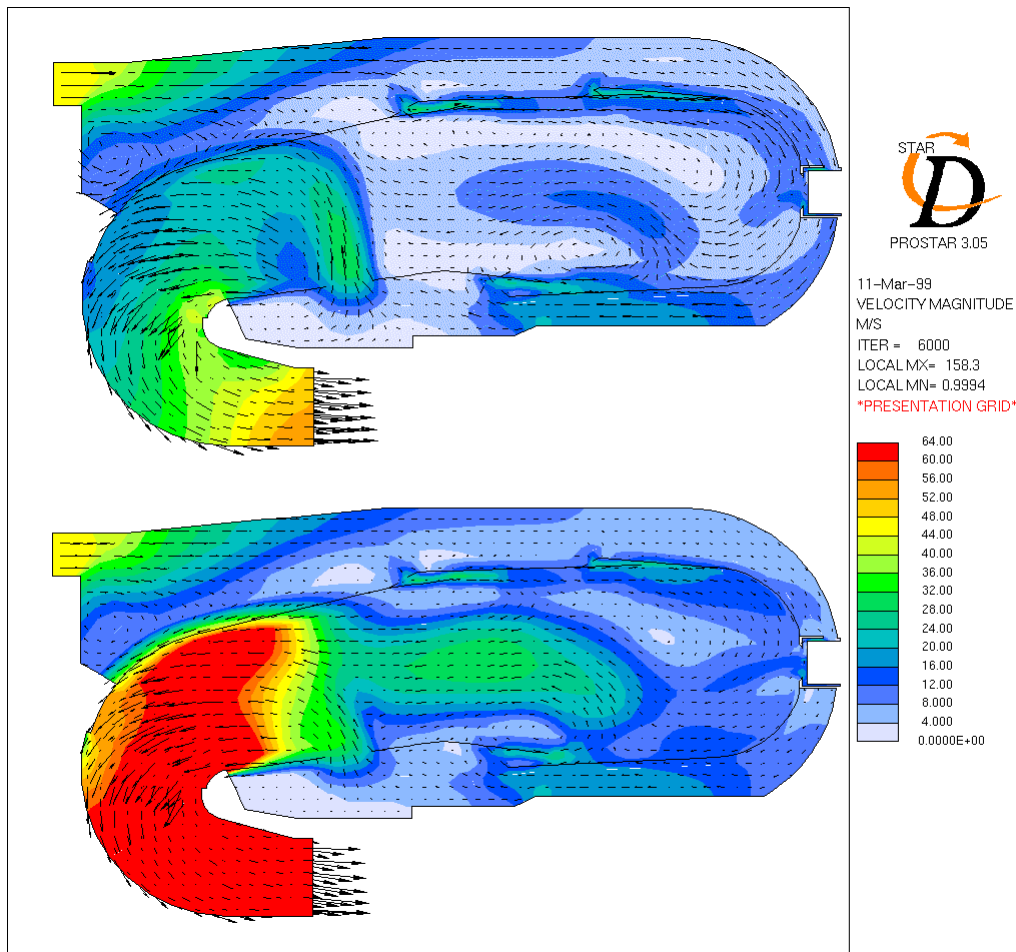
Na řešení spreje je vidět, jak se jednotlivé velikosti kapiček odpařují na různé délce. Nejmenší kapičky jsou odpařené v blízkosti vstřikového bodu, největší kapičky mají dráhu porovnatelnou s délkou komory. Délka dráhy je částečně podpořená poznatky z (Chebroudi, 1992). Tvar spreje ukazuje na to, že plamenec je příliš úzký. Na vnitřní stěně plamence dochází ke kolizi kapiček se stěnou, viz Obr.4.2. Podle vizuální kontroly končí na stěně přibližně 6% hmotnostního toku paliva. Největší část končí před chladicí klapkou B, kde je palivo ve skutečnosti patrně podchlazené a už nehoří. I na vnější stěně plamence dochází k ojedinělé kolizi kapiček. Část kapiček vylétá z primární zóny a končí svou dráhu na vnější stěně výstupního ohybu (asi 2% hmotnostního toku).

Příčina velké koncentrace CO na výstupu je spatřovaná v kolizi kapiček se stěnou plamence. Pro toto vysvětlení hovoří i skutečnost, že produkce CO stoupá s poklesem výkonu. Je to způsobeno zvětšováním úhlu spreje palivové trysky s regulací v odpadní větvi při poklesu hmotnostního toku paliva. Pravděpodobnost kolize kapiček pak

stoupá. Vypočtené hodnoty koncentrace CO jsou velmi nízké. Pro hoření paliva podél stěn však není model, a tak nelze skutečnou koncentraci CO vyčíslit.

4.1.2 Zjednodušený model spalovací komory

Zjednodušený model byl sestaven na základě poznatku, který vychází z porovnání rychlostního pole z isotermického modelu a modelu spalování. Množství uvolněného tepla uvnitř plamence nemá zásadní vliv na rozložení hmotnostních toků na průstupy, viz Obr 4.3. Tento model obsahuje pouze vnitřní prostor plamence, (Čížek, 1999). Rychlost v průstupech je nastavena podle základního modelu. Hustota buněk je větší než ve vnitřním prostoru základního modelu, což má příznivý vliv na výsledek (Crocker, 1999). Střední objem jedné buňky vychází na 5mm^3 oproti původním $14,5\text{mm}^3$. Geometrie sítě na průstupech je nyní bližší tomu, co uvádějí jiní autoři (McGuirk, 1995). Chování tohoto modelu bylo prověřováno na všech polích veličin jako se základním modelem.



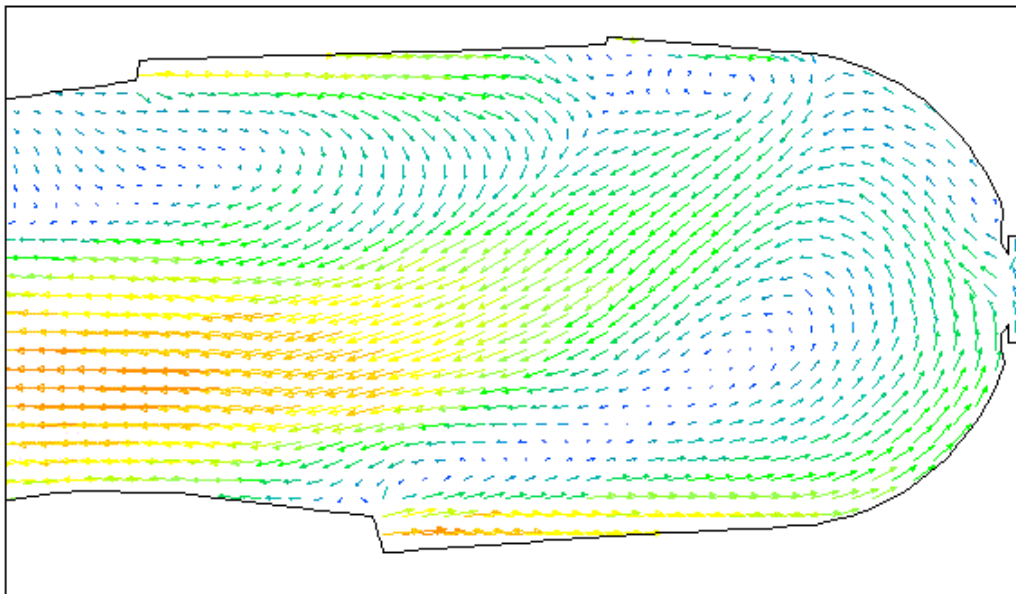
Obr.4.3 Rychlostní pole v isotermickém modelu a v modelu spalování

4.2 Studie možných modifikací spalovací komory Safír

Příčina vysoké produkce CO je v kolizi kapiček se stěnou. Cílem je navrhnout změny v konstrukčním provedení, které by vedly ke snížení emisí. V dalším budou popsány změny, jež byly v průběhu výzkumného úkolu výpočetně ověřované. Výsledky z jednotlivých návrhů budou na závěr uplatněny v závěrečném modelu.

4.2.1 Vliv změn přívodů primárního vzduchu

Ve studii citlivosti na změnu geometrie chladících klapek se měnil poměr hybnosti proudů, které přicházejí k dómu podél vnější a vnitřní stěny. Výsledky této studie ukázaly, že chování rychlostního pole v primární zóně je nespojité. Když se zvětšuje hybnost proudu podél vnitřní stěny, dojde poměrně brzy k náhlému přeskoku bodu odtržení na opačnou stranu dómu plamence, viz Obr.4.4. Ukazuje se, že v dómu komory mohou být jen dva typy rychlostního pole, s bodem odtržení buď na vnitřní nebo vnější stěně. Pole jednotlivých veličin jsou závislá na poloze bodu odtržení. Původní situace s bodem odtržení na vnitřní stěně je při tom výhodnější.

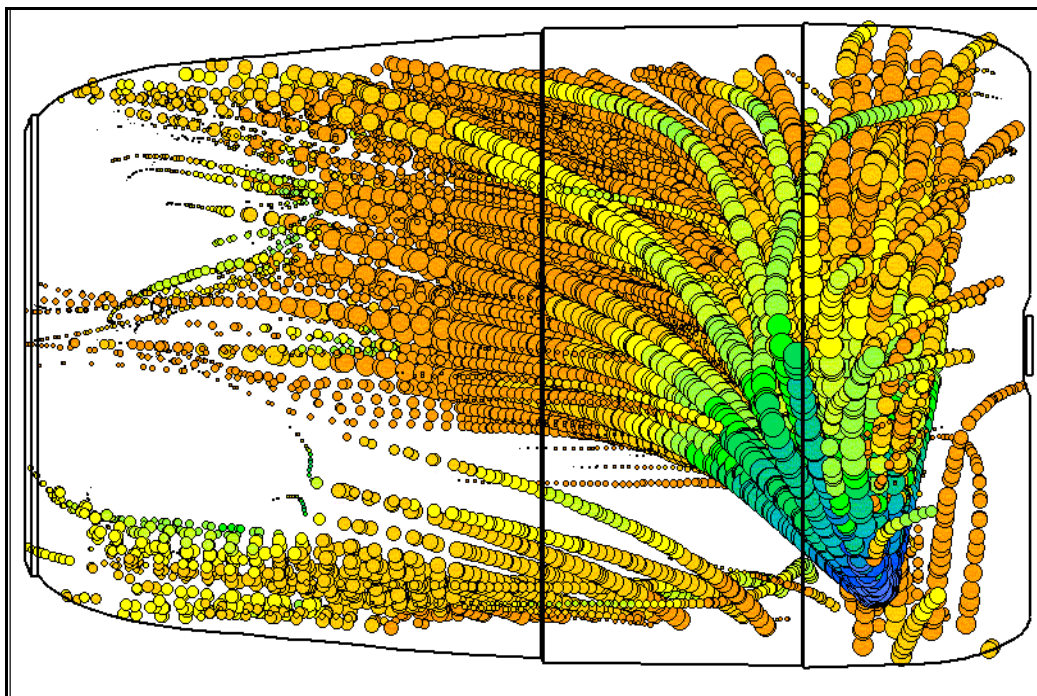


Obr.4.4 Rychlostní pole při zvýšené hybnosti vstupního proudu vzduchu podél vnitřní stěny

4.2.2 Vliv orientace spreje a polohy vstřikovacího bodu

Tato studie, publikovaná v (Čížek, 2000), se snaží o zaplnění primární zóny palivem a lepší využití vzduchu. Byla sestavená dvě uspořádání s umístěním vstřikovacího bodu na vnější stěně primární zóny a příčnou orientací spreje. První

studie (3B) má sprej orientovaný tangenciálně a částečně dostředivě, ve druhé studii (3C) je sprej vychýlen k výstupu z komory.



Obr.4.5 Tvar šikmo orientovaného spreje

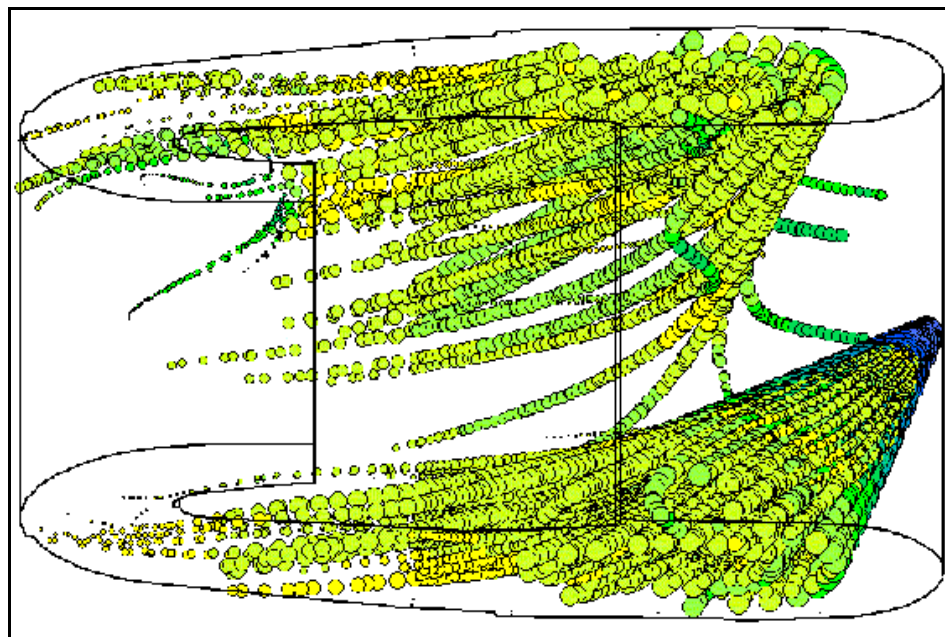
Tvar spreje v obou případech pochopitelně velmi dobře zaplní primární zónu kapičkami, viz Obr.4.5. Paprsky, které se dostávají do blízkosti stěn, jsou strhávány proudy z chladících klapek. Většinou nedochází k jejich kolizi se stěnou. Strhávání však vede k tomu, že chladící vzduch je zahříván reakčním teplem a neplní svou ochrannou funkci. Horká oblast od jednoho spreje zasahuje u studie 3B až k sousednímu a tak pomáhá odpařovat palivo. Ve studii 3C se takové ovlivňování mezi sousedními spreji neprojevuje. Proto také vylétává z primární zóny ve studii 3B jen něco kolem 0,5% paliva. Zato však ve 3C je to 2,5%.

Z těchto studií vyplývá, že tangenciální nasměrování sprejů umožňuje snížit počet kolize kapiček se stěnou, což může vést k poklesu produkce CO. Vyžaduje však zvětšení množství primárního vzduchu.

4.2.3 Vliv vrcholového úhlu spreje

Byla provedena porovnávací studie vlivu vrcholového úhlu se spreji 90° a 45°. Je ukázán negativní vliv velkého vrcholového úhlu spreje na četnost kolizí kapiček se stěnou. U širšího spreje je četnost kolizí vysoká. Na poli směšovacího zlomku je vidět, že tak široký sprej daleko lépe využívá vzduchu v primární zóně. Pro svou šířku se však do prostoru uvnitř plamence nevejde. Naopak úzký sprej se do úzkého plamence

vejde s malou četností kolizí, ale využití vzduchu mezi tryskami je malé. Hlavní myšlenkou studie je použití úzkého spreje orientovaného šikmo, viz Obr.4.6.



Obr.4.6 Tvar úzkého spreje, který je orientován šikmo k ose stroje

Při dobrém využití proudu vzduchu mezi tryskami se podařilo omezit počet kolizí na malý prostor před klapkou B, kde končí asi 2% hmotnostního toku paliva. Tento výpočet ukázal jistou možnost využít trysky s menším vrcholovým úhlem k odstranění kolizí kapiček se stěnou a šikmou orientací dosažení dobrého využití vzduchu v primární zóně.

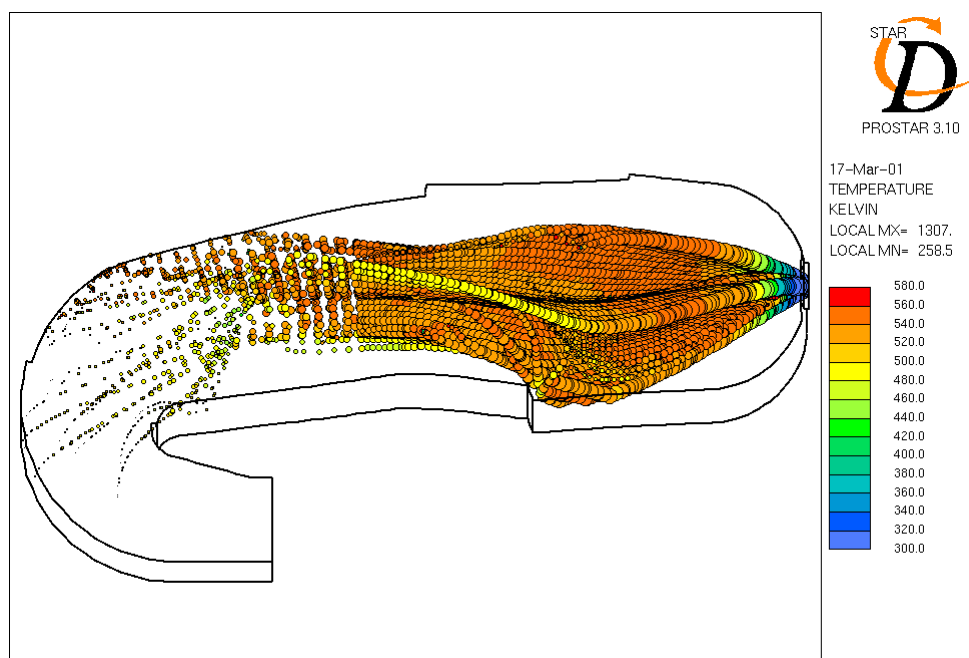
4.2.4 Vliv vstupního úhlu proudu vzduchu do komory

Jiný způsob, jak dosáhnout šikmého vývoje spreje je dosažení tangenciálního proudění uvnitř plamence šikmým vstupem vzduchu z kompresoru pod úhlem 45° . Šikmé proudění v komoře představuje samozřejmě větší rychlosti a tím i nebezpečí větší tlakové ztráty. Z výpočtů však vyplývá, že tlaková ztráta je dokonce menší. Tvar spreje se díky působení aerodynamických sil ohne k obvodovému směru.

Sousední spreje se na výstupu z primární zóny téměř dotýkají a z tohoto pohledu je toto řešení lepší, než při šikmé orientaci spreje, kde byly spreje účinkem proudu vzduchu narovnávány. Kolize kapiček s vnitřní stěnou zůstávají podle vizuální kontroly v přibližně stejném rozsahu. Na vnější stěně se však dostávají do chladících proudů z klapky A a C a jsou strhávány podél stěny plamence. Tím prakticky ruší clonící činnost chladících proudů. Takový stav je nevhodný.

4.2.5 Model dřívější konstrukce plamence

Oproti licenční dokumentaci provedli později technici PBS změny v průtočných plochách průchodů přes plamenec. U současného uspořádání je rozdělení vzduchu mezi primární a zřed'ovací zónu 30 na 70%, původně bylo přibližně 38 na 62%. Výsledky přinesly překvapivý závěr ve tvaru spreje, viz Obr.4.7. Větší mohutnost proudů z chladících klapek ovlivňuje tvar drah kapiček především v blízkosti stěn plamence. Proto nedochází ke kolizím kapiček s vnější stěnou téměř vůbec, na vnitřní stěně je jejich četnost jen velmi malá. Větší tok vzduchu do primární zóny měl příznivý vliv na udržování tvaru spreje, což mohlo příznivě ovlivnit produkci CO. Výsledek z této studie potvrzuje význam, jaký má proudění vzduchu při formování tvaru spreje.



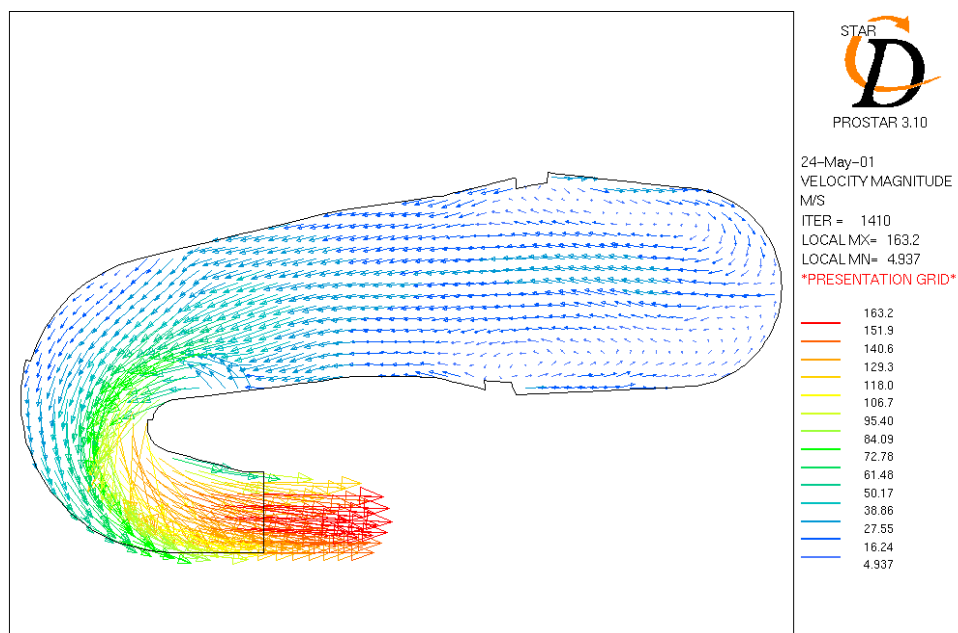
Obr.4.7 Tvar spreje v modelu původního uspořádání komory

4.3 Závěrečný model

Závěrečná úloha má ukázat možnou cestu ke zdokonalení konstrukce komory. Jejím cílem je maximalistické řešení úprav, které by ukázalo výrobcí možnosti a účinek změn. Úloha představuje komoru přepracovanou v negativních bodech. Sem patří:

- kolize kapiček spreje se stěnou plamence,
- kapičky zalétají hluboko do zřed'ovací zóny,
- nerovnoměrná bohatost směsi v primární zóně v obvodovém směru,
- chybí koncept chlazení mezi chladícími klapkami a zřed'ovacími otvory,
- příliš hrubá struktura zřed'ovací zóny.

Navržený závěrečný model využívá změny v geometrii řešené oblasti při zachování hlavních rozměrů, změny okrajových podmínek při zachování hmotnostního toku vzduchu a změny v poloze a orientování spreje při zachování počtu trysek. Pro jeho sestavení byly využity zkušenosti ze všech předešlých studií. Hlavní myšlenkou bylo udržet kapičky co nejvíce v primární zóně prouděním směrem do domu.

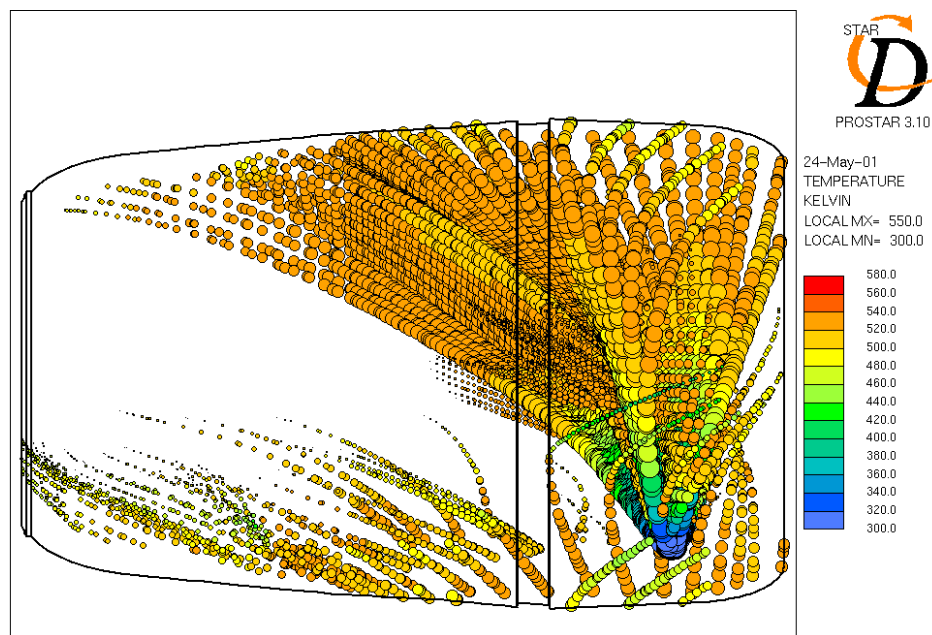


Obr.4.8 Rychlostní pole v závěrečném modelu spalovací komory

Proudové pole je velmi rovnoměrné a souměrné, viz Obr.4.8. Zřed'ovací zóna vykazuje postupné přimíchávání čerstvého vzduchu. Proudění ve výstupním koleně je podobné jako v původní komoře. Podařilo se velmi výrazně eliminovat srážku kapiček se stěnami primární zóny. Čtyři paprsky ale končí ve vrcholu domu za stabilizačním vstupem, viz Obr.4.9, což je nové kritické místo. Udržování spreje v primární zóně se podařilo, avšak stabilizační proud přece jen vynáší asi 2,2% hmotnosti vstříkovaného paliva. Toto je bezesporu nevýhoda, kterou však trpěly výsledky všech akceptovatelných studií.

V důsledku špatného promývání prostoru podél vnitřní stěny primární zóny je sem zanášeno málo kapiček a proto je tento prostor mrtvý. O to více je palivem přetížen prostor u vnější stěny, kde je příliš bohatá směs. Tato nesouměrnost je nevhodná a vyžaduje si další pozornost a optimalizaci. Jinak je vidět, že je spalovací proces skutečně soustředěn v primární zóně. Na podélném řezu je vidět oblast bohaté směsi, táhnoucí se šikmo od vstříkovacího bodu. Je vyvolaná snadným vynášením a odpařováním kapiček menších velikostních tříd. Proto jsou na vnitřní stěně plamence umístěny dva otvory na jeho rozředění. Teplotní pole podél stěny plamence ukazuje, že účinek nového konceptu chlazení je velmi dobrý a prakticky chrání celý povrch

plamence naprosto přijatelně s výjimkou oblasti ve vrcholu dómu. Na výstupní ploše je vidět celkem hladké teplotní pole. Celkově je řešení tohoto modelu daleko vhodnější než řešení modelu stávající komory.



Obr.4.9 Tvar spreje v závěrečném modelu spalovací komory

5 ZÁVĚR

Tato práce splnila svůj účel v tom, že se podařilo sestavit fungující a věrohodný model spalovacího procesu. Dává jasnou představu o práci komory, o konfliktních vlastnostech, o tendencích chování při různých změnách. Z toho vyplývá též znalost příčin vysoké produkce CO. Řada studií ukazuje možnosti počítačového modelování tak složitého procesu, jakým spalování kapalného paliva je. Aby mohl být tento výsledek uznán jako spolehlivé řešení, je zapotřebí rozsáhlé experimentální činnosti. CFD prostředky však mohou výrazně tuto činnost zlevnit a zrychlit. Přínos práce je v tom, že nabízí

- nové znalosti, které o svém výrobku neměl,
- námět k experimentální činnosti vedoucí k řešení,
- CFD jako prostředek pro řízení experimentální činnosti.

Práci je možné považovat na dané úrovni za vyčerpanou. Bylo by vhodné v ní pokračovat v součinnosti s experimentální činností. Ta by měla přinést nejdříve odpověď na otázku rozsahu faktické věrohodnosti daných závěrů. V součinnosti s uvedenými či novými studii konstrukčních úprav je pak možné dojít k návrhu finálnímu přepracování konstrukce spalovací této komory.

LITERATURA

- Cameron, C.D., J.Brouwer, C.P.Wood, G.S.Samuelson, A design characterisation of the velocity and thermal fields in a model can combustor with jet injection, ASME J. Engng. Gas Turbine Power 111, pp. 31-35, 1989
- Crocker, D.S., C. Nickolaus, C.E. Smith: CFD modeling of a gas turbine combustor from compressor exit to turbine inlet, ASME J. of engineering for gas turbines and power, Vol. 121, p.89-95, 1999
- Datta, A., S.K. Som, Combustion and emission characteristics in a gas turbine combustor an different pressure and swirl condition, Applied Thermal Engineering 19, 949-967, Pergamon, 1999
- di Martino, P., S. Colantuoni, L.Cirillo, G.Cinque, CFD modeling of an advanced 1600K reverse-flow combustor, 94-GT-468, International Gas turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, The Hague, Netherlands, ASME, 1994
- Feitelberg, A.S., V.E. Tangirala, Reduced NOx diffusion flame combustors for industrial gas turbines, 2000-GT-0085, 45th ASME Gas turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Munich, Germany, ASME, 2000
- Fuller, E.J., C.E. Smith, Integrated CFD modeling of gas turbine combustor, AIAA-93-2196, 29th Joint Propulsion Conference and Exhibition, Monterey, California, AIAA, 1993
- Chebroudi, Ghafforpour, Paper 92-GT-124, ASME Intl Gas Turbine and Aeroengine Congres, Cologne, June, 1992
- Jícha, M., J. Jedelský, J. Všetická, A. Klimánek, Experimental Investigation of Liquid Spray Characteristics and Re-design of Fuel Injector using Laser Diagnostics, Inženýrská mechanika, roč. 8, č.2, s.73-88, 2001
- Lefebdre, A.H., Atomization and spray, Hemisphere publishing corp., 1989
- McGuirk, J.J., A. Spencer, Computational methods for modelling port flows in gas-turbine combustors, 95-GT-414, International Gas turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Huston, Texas, ASME, 1995
- Opatření č. 42/92 Federálního výboru pro životní prostředí k zákonu č. 309 ze dne 9.7. 1991 o ochraně ovzduší před znečišťujícími látkami. Sb. 84 str. 2398, 1992
- Pčelkin, Ju.M.: Kamery sgoranija gazoturbinných dvigatelej, Mašinostrojenie, Moskva, 1973
- Richardson, J. M., Howard, H. C., Smith, R. W. 1953. "The relation between sampling tube measurements and concentration fluctuations in a turbulent gas jet", 4th Symp. on Combustion, p. 814.
- Veselý, S. et all., Experience of environmental update of gas-pumping units, 2000-GT-0089, 45th ASME Gas turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, Munich, Germany, ASME, 2000

Všetička, J., A.Klimánek, Jícha, M., Experimental Investigation of Liquid Spray Characteristics using Laser Diagnostics, Colloquium Fluid Dynamics '99, Praha, 1999

AUTOROVY PUBLIKACE

Čížek, P., M. Jícha, S. Alizadeh, Počítačové modelování vstříku paliva a hoření v prstencové spalovací komoře malého leteckého motoru SAFÍR, Národní konference Inženýrská mechanika '99, Svratka, 1999

Čížek, P., M. Jícha, Numerical study of reacting turbulent flow in annular combustor of auxiliary power unit, Colloquium Fluid Dynamics '99, Praha, 1999

Čížek, P., M. Jícha, Re-designing annular combustor of APU for better air management and spray development, 2000-GT-0004, 45th ASME Gas Turbine and Aeroengine Technical Congress, Munich, Germany, ASME, 2000

SUMMARY

A Computational Fluid Dynamics offers actually a wide applicability that should propagate among technicians and designers. Hence a widely framed objective was established and aimed upon an improvement of combustion process in a combustor of small gas turbine producing in PBS Velká Bíteš. One of parts of this objective was treated using STAR-CD program on Department of thermomechanics and environmental engineering, Technical university Brno. This PhD-thesis shows its running and results.

The thesis is divided into *education* and *application* part. Education part improves theoretical knowledge of a reader in the important areas of physics, numerical mathematics and design methodology. Its range covers all the width of knowledge required in application part. But no topic is explained in all details. The reader gets an explanation of the most important facts. For more details he has to look for in references.

The first topic in education part contains a dynamics on turbulent flow. The second topic attends to chemical and thermodynamical description of species transformation as well as to a flame theory. The third physical area is a discrete phase propagation in flow field, in the other words a droplets flight and evaporation. Also the theory of liquid fuel combustion as well as principal of atomisation is mentioned. The following topic aimed upon numerical mathematics introduces a finite volume method. Some practical information about nowadays combustors design and calculation principals are mentioned in the last chapter of this part.

Application part shows an original authors work. It contains models of actual combustor arrangement as well as several design adaptations. The goal is in the first

step to complete a model giving a sufficient imagination about an internal combustor work. It is used in the second step for an estimation of influence of several re-designs. The first step output should be an attestation of combustor work mechanisms, from the second step some improvement ideas are awaited.

A combustor geometry and service conditions are introduced in the first chapter of the application part. Also a measurement of the temperature field on the turbine outlet as well as of emissions is presented. A high level of CO is indicated. The second chapter shows a model mesh and flow parameters. An isothermal model without spray injection and combustion is realised like proving calculation. The third chapter introduces a liquid fuel combustion model in actual combustor arrangement. Big count of droplets collision with the liner wall is pointed out as a reason for high CO production. A simplified model of combustor, representative the inner liner volume only, is introduced here. A lot of studies are described in the next chapter. They discover combustor behaviour when some of parameters are changed. It could be a source of ideas for a following development performed also by manufacturer.

In the conclusion author evaluates a rate of accomplishment of the scheduled target. The model of this complicated process was successfully compiled. Its results are supported by macroscopic knowledge about engine behaviour. The series of several studies can be helpful for engine producer to propose re-design. Since no experimental work is included the results are not practically confirmed. Presented work makes the best from applied tools. A next single-minded continuance is possible only in cooperation with the experiment.

AUTOROVO CURRICULUM VITAE

Narozen 9. března 1971 v Třinci, okr. Frýdek-Místek. V roce 1989 složil maturitní zkoušku na Gymnáziu Petra Bezruče ve Frýdku-Místku a ve stejném roce započal studium na Fakultě strojní VUT v Brně. Státní závěrečnou zkoušku složil v roce 1994 na Katedře spalovacích motorů. Ve školním roce 1994/95 započal na této katedře externí postgraduální studium.

V létech 1994 až 1995 pracoval u firmy Zetor Brno ve vývojové konstrukci spalovacích motorů se zaměřením na 3D modelování součástí motoru v systému Pro-Engineer. Po té přestoupil k firmě ABB PBS do oddělení spalovacích turbin, kde se podílel na programu dodávek balených centrál. Od roku 1998 pracuje v oddělení vývoje parních turbin. Zde byla původním zaměřením aerodynamika profilových mříží, postupně se však zaměření rozšiřovalo.

Současné téma disertační práce vzniklo jako snaha přizpůsobit studium tématicky práci, kterou vykonával v oddělení spalovacích turbin. V roce 1997 se tak dostal pod vedení Dr. Sohaila Alizadeha a začal pracovat s CFD prostředky, jakož i studovat literaturu o spalování. Postupně tak začal rozpracovávat současné téma disertační práce, tj. počítačový model spalování v komoře turbíny Safir.

Odchodem Dr. Alizadeha v roce 1999 došlo ke změně školitele, jímž se stal Prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc. Státní doktorskou zkoušku složil v dubnu 1999.