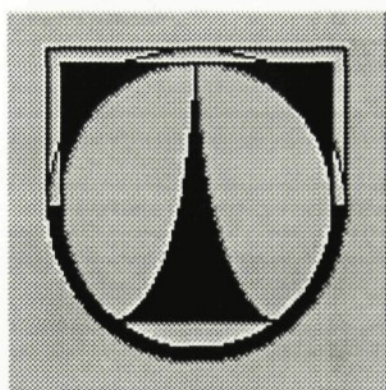


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA ENERGETICKÝCH ZAŘÍZENÍ



DIPLOMOVÁ PRÁCE.

**Numerická simulace modelu kotle NEL s radiačními
trubkami.**

1998

THE UNIVERSITY OF GLASGOW

FACULTY OF ENGINEERING

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING



FINAL YEAR PROJECT

Validation of the NEL furnace model with radiant tubes.

1998

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

Fakulta strojní
Katedra: energetických zařízení

Školní rok: 1997/98

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

pro: Ondřej Chalupka

obor: 23-17-8 Konstrukce strojů a zařízení
zaměření: Tepelná technika

Vedoucí katedry Vám ve smyslu zákona č. 172/1990 Sb. o vysokých školách určuje tuto diplomovou práci.

Název tématu: Numerická simulace modelu kotle NEL
s radiačními trubkami.

Zásady pro vypracování:

1. Provedte analýzu tepelných a chemických procesů pro kotel s výměníkem tepla se sálavými trubkami.
2. Užitím metody konečných diferencí vyřešte proudění, spalování a přenos tepla ve spalovací komoře pro různé rotační počáteční podmínky.
3. Provedte analýzu distribuce tepelného toku do trubkového výměníku, analýzu distribuce koncentrací CO , CO_2 a O_2 .
4. Porovnejte predikční simulační hodnoty s experimentem provedeným v National Engineering Laboratory.
5. Pomocí programových souborů CFX modelujte proudění, spalování a přenos tepla u pece NEL; použijte experimentálně získaná data pro tři podmínky rotace plamenu v hořáku.

V 18/99 S

KEZ/TT
64 s., 15 s. příl.

Autor:

Ondrej Chalupka

Vedoucí diplomové práce:

Dr. S. A. Beltagui

Konzultant:

Elmedhem Bashir

Stránek: - hlavní zpráva 59
- přílohy 15

Doba vypracování: 10. Říjen 1997 - 20. Březen 1998

Abstract.

The main idea considered in this project is predicting the effect of swirl on heat transfer distribution along the tubes and to compare data obtained from computer simulation with measurement derived from experiment. The computer models includes the predictions of the flow, combustion, turbulence and heat transfer, upon which the prediction of heat transfer into the tube are based and have been calculated with Computational Fluid Dynamic package *CFX* - *F3D* and solution of the radiative heat transfer are based on *CFX* - *RADIATION* program as part of *CFX* package. The prediction are valid by comparison with experimental data obtained for a 400 kW natural gas fired furnace with 5% excess air.



THE INSTITUTION OF
MECHANICAL ENGINEERS

*The
Institution Project Prize*

was awarded to

Ondrej Chalupka

in 1998

at

University of Glasgow

Poděkování.

Touto cestou děkuji doktoru S. A. Beltaguimu, za pomoc při vedení této diplomové práce. Dále děkuji doktorantovi E. Bashirovi, za neocenitelné rady při pronikání do použitého programu. Mé vřelé poděkování patří také prof. Kratochvílovi a prof. Exnerovi, bez jejichž pozbuzení a lidské pomoci by tato práce nespátřila světlo světa.

Prohlášení

Místopřísežně prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury.

.....
V Liberci, dne 31. 8. 1998

Obsah.

1. Úvod.....	9
1.1 Cíl zprávy.....	9
1.2 Předmluva.....	9
1.3 Navrhování kotle.....	10
1.4 Numerický výpočet dynamiky plynů.....	10
1.5 Stručný přehled práce.....	12
2. Ohřívací kotle a kotel NEL.....	13
2.1 Úvod do kapitoly.....	13
2.2 Druhy ohřívacích kotlů.....	13
2.3 Teplotní přenos.....	15
2.4 Teplotní rovnováha v kotli.....	15
2.5 Propad tepla.....	16
2.6 Rotační proudění.....	18
2.7 Kotel NEL s radiačními trubkami.....	19
3. Teorie, modely, rovnice.....	21
3.1 Úvod do kapitoly.....	21
3.2 Všeobecná rovnice přenosu.....	21
3.3 Zákon zachování hmoty: Rovnice kontinuity.....	22
3.4 Zákon zachování hybnosti: Navier-Stokesovy rovnice.....	23
3.5 Model turbulence $k - \varepsilon$	24
3.6 Zákon zachování energie: První zákon termodynamiky.....	26
3.7 Spalování jako zdroj tepla.....	26
3.7.1 Stochiometrická reakce.....	27
3.7.2 Chemická kinetika.....	27
3.7.3 Turbulentní spalování.....	29
3.7.4 Model pro spalování plynu (eddy - break - up).....	31
3.8 Radiace.....	33
4. Numerické modelování kotle NEL s radiačními trubkami.....	34
4.1 Úvod do kapitoly.....	34
4.2 Výpočtový model kotle NEL s radiačními trubkami.....	34
4.3 Generace sítě pro metodu konečných diferencí.....	35
4.4 Umístění okrajových podmínek - patch-ů.....	37
4.5 Výpočetní strategie.....	39
4.5.1 Výsledky různých konfigurací diferenčních schémat.....	41
4.5.2 Výsledky různých konfigurací řešičů rovnic a relaxačního faktoru.....	42
4.5.3 Výsledky různých konfigurací turbulentního modelu a spalovacího eddy - break - up modelu.....	43
4.6 Strategické techniky výpočtu pro provedenou simulaci.....	44

5. Platnost modelu kotle NEL.....	45
5.1 Úvod do kapitoly.....	45
5.2 Obrazec proudění.....	46
5.2.1 Profily axiální rychlosti.....	47
5.2.2 Profily radiální rychlosti.....	49
5.2.3 Profily tangenciální rychlosti.....	50
5.3 Obrazec spalování.....	51
5.3.1 Distribuce teploty.....	51
5.3.2 Distribuce koncentrace chemických částic.....	55
5.4 Teplotní přenos podél trubek.....	57
6. Závěr.....	59
Použité symboly.....	61
Použitá literatura.....	63
PŘÍLOHA I.	65
PŘÍLOHA II.	70
PŘÍLOHA III.	72

KAPITOLA 1.

ÚVOD.

1.1 Cíl zprávy.

Tato práce představuje numericko - modelovou simulaci proudění a spalování ve spalovacím kotli (kotel *NEL*) s trubkami pro radiační přenos tepla (dále radiační trubky) jako tepelný výměník. Práce je součástí spolupráce mezi University of Glasgow a National Engineering Laboratory (*NEL*), East Kilbride, Glasgow, pro určení platnosti teoretických modelů spalovacích procesů a přenosu tepla v kotlích. Numerické simulace jsou důležitou částí výzkumu pro pochopení procesů vzniku tepla a jeho přenosu, spalování a vzniku exhalací v kotli. Údaje získané z počítačového modelování, pokrývající různé rotační počáteční podmínky reprezentované takzvaným rotačním číslem, jsou porovnávány s experimentálním měřením provedeným v laboratořích *NEL*. Toto porovnání bude taky nápomocno při vývoji dalších modelů turbulentního proudění a tepelného přenosu při modelaci komplexních geometrií, které budou dále použity v průmyslových aplikacích. Tyto dva druhy analýzy, experimentální měření a numerická simulace kotle, nám dává dostatečně ucelený obraz o procesech uvnitř kotle.

Kotel *NEL*, který může být použit jako dobrý příklad středně velkého průmyslového spalovacího kotle, je model válcového kotle spalujícího zemní plyn. Komora válce je v průměru 1 m široká a 3 m vysoká. Hlavní teplosměnné plochy jsou tvořeny skupinou 24 vodou chlazených trubek lemujících vnitřní obvod válce. Úplný popis kotelního systému je vyobrazen v Kapitole 2. Hořák, jako nejdůležitější část kotle, sestává z 16 radiálních otvorů vstřikujících jenom zemní plyn, který se následně smíchá s proudem oxidantu. Než se oxidant dostane do tělesa hořáku, je mu udělena tangenciální hybnost v rotačním generátoru. Úplný výklad a základní skica hořáku je také dána v Kapitole 2.

1.2 Předmluva.

Spalování, jako jev spojování chemických částí se současnou generací tepla, je velmi komplikovaný předmět studia a lidstvo potřebovalo hodně času k pochopení jeho chování. Všude v dnešním světě spalování stále poskytuje víc než 90 % spotřebované energie (Simonson, 1975) a, navzdory pokračujícímu výzkumu alternativních zdrojů energie, nepochybně spalování zůstane důležité i pro příští období. Proto pro dnešní a následující generace je potřebné pochopit kroky, které vedou od smíšení plynu a oxidantu po jeho spalování a využití z maximální účinnosti.

Plamen, jako protagonista spalování, je výsledkem komplexního propojení mezi fyzikálními a chemickými procesy, jehož studium slučuje ne jenom různé odvětví vědy jako je termodynamika, chemická kinetika, dynamika tekutin a pod., ale také matematiku a v neposlední řadě také vědu o výpočetních systémech - informatiku. Spalování je ve všeobecných termínech exotermická oxidační reakce, fyzikální proces s přenosem energie, hmoty a hybnosti. Hodně vědců se snažilo rozvíjet rovnice a zákony, které popisují spalování a přenos

tepla a hybnosti, ale hodně z těchto prací mělo pouze teoretický základ a bylo nemožné řešit tyto rovnice analyticky. Se startem počítačové éry se objevil nový druh analýzy těchto dějů: numerické modelování a řešení rovnic.

1.3 Navrhování kotle.

Kotle si osvojily důležitou roli v moderní společnosti a jejich účinnost a exhalanční charakteristika má dalekosáhlé důsledky. Hlavní problémy, které spotřebovávají mnoho času a peněz pro řešení jsou: stabilizace plamene, vývin plamene a navíc základní aspekty vícefázové turbulentní reakce s rotací a recirkulací. Kontrolování tvaru plamene má základní důležitost v distribuování radiačního a konvektivního přenosu tepla, dokončení spalování, omezení hluku a vibrací. Existuje mnoho druhů kotlů - například varný kotel pro elektrárny má jinou konstrukci než kotle pro metalurgický zpracovatelský průmysl. Navzdory tomu že existuje mnoho rozdílných druhů kotlů, všechny obsahují několik společných prvků jejich řešení je možno rozdělit do tří základních skupin:

1. *Fyzikální procesy* - proudění, turbulence, přenos tepla, radiace, spalování
2. *Výpočetní programy* - 1, 2, 3 - D přiblížení v stacionárních nebo nestacionárních případech
3. *Neřešené problémy* - efekt rotace, turbulentní přiblížení u stěny

Hlavní cíl většiny výzkumů je zaměřen na poskytnutí informací, které jsou použitelné pro konstruktéry pro vývoj určitých charakteristik. Tento výzkum může být teoretický nebo praktický, tyto dvě přiblížení se problému se navzájem doplňují. Donedávna konstruktéři používali v drtivé většině experimentálního popisu problému. Matematické modelování, zavedeno poměrně nedávno, se ukázalo jako velmi výhodné a je používáno v čím dál větší míře jako doplněk který by případně mohl nastoupit hlavní roli při dalším vývoji.

Hodně plamenům tvořeným v kotli je udělován takzvaný *stupeň rotace*, který slouží pro zvýšení stability. Další kotle, jako například tangenciální spalovací varník, má vstupní proud nasměrován tak, že proud jenž je směřován tangenciálně k centru komory produkuje slabý cyklónový vírový efekt kolem geometrické osy zařízení. Tento proces zapříčiňuje částečné zvýšení teploty, tepelného toku do stěn a spalovací účinnosti. Tyto efekty jsou také spojeny s produkcí exhalátů jako je popílek, nespálené částičky paliva, polycyklických aromatických oxidů uhlíku, hluku a oxidů dusíku a síry. Konstruktor a operátor zařízení proto potřebuje vědět jak tyto faktory závisí na druhu paliva, rychlosti a úhlu vstřikujícího paliva, teploty přehřátého vzduchu a v neposlední řadě tvaru spalovací komory.

1.4 Numerický výpočet dynamiky tekutin

Numerický výpočet dynamiky tekutin (Computational Fluid Dynamics - *CFD*), jako část numerické analýzy, hraje klíčovou roli jako nástroj pro získání informací bez zbytečných výdajů peněz pro stavění drahých a složitých experimentálních zařízení. *CFX - F3D* je soubor programů modelujících proudění pro laminární nebo turbulentní stav s generací a distribucí tepla.

Protože programy pro *CFD* analýzu závisí na kvalitě a rychlosti výpočetní techniky, celý soubor programů *CFX* sestává z několika modulů jejíž role v analýze proudění může být popsána následovně:

Moduly pre - processingu (Geometrie, Generace sítě, Transport sítě)

Generátory geometrie a sítě jsou použity pro definování geometrického tvaru a definování sítě pro metodu konečných diferencí. Tyto generátory mohou být také použity pro určení topologických rysů jako je definování umístění okrajových podmínek nebo určení rozložení bloků pro multiblokový systém generace. Další úkol pre - processingových modulů (*CFX - MESHIMPORT*) je vytvoření kontrolních oblastí pro použití *CFX - RADIATION* programu pro výpočet sálání.

Modul pro definování souvislosti

Tento modul definuje vstupní parametry problému a převádí je z formy vhodné pro uživatele do formy použité počítačem pro efektivní použití. Tento problém je řešen použitím jednoho datového souboru používajícího příkazový jazyk, který obsahuje příkazy, podpříkazy a přidružená klíčová slova

Výpočetní modul CFX - F3D

Výpočetní modul má za úkol řešit daný problém.

Modul post - processingu (Grafika)

Modul post - processingu vytváří grafický výstup pro analýzu výsledků výpočtu

Všechny programy *CFD*, včetně *CFX - F3D* a *CFX - RADIATION*, jsou založeny na řešení různých transportních rovnic a modelů popisujících určitý děj. V této části jsou stručně představeny základní rovnice použité v této simulaci. Větší rozbor těchto rovnic je proveden v Kapitole 3. této práce.

Proudění tekutin

- Výpočet proudění je založen na řešení Navier - Stokesových rovnic

Turbulentní modely

- Turbulentní komponent proudění je počítáný použitím *RNG k - ε* turbulentního modelu. V tomto programu je také možno použít modely pro nižší Reynoldsova čísla, modely využívající výpočet Reynoldových napětí a pod.

Přenos tepla

- Proudění s přenosem tepla je počítáno řešením rovnice entalpie popisující zákon zachování energie.

Spalovací modely

- Spalování plynu je počítáno užitím eddy - break - up modelu. Pro uživatele jsou tady také připraveny modely pro spalování hořlavých tekutin nebo uhlí.

Přenos tepla radiací

- Radiační přenos tepla je založen na řešení chlazení radiačních zón pro šedý plyn

1.5 Stručný přehled práce.

Táto práce předkládá studii o použitelnosti trojrozměrného modelu pro výpočet generace tepla a jeho přenosu v kotli spalujícím zemní plyn s radiačními trubkami jako tepelný výměník. Stručný přehled této práce je následující:

- Kapitola 2. (*Ohřívací kotle a kotel NEL*) Představuje přiblížení do problematiky stavby kotlů, popisuje tepelný přenos a teplotní rovnováhu ve spalovací komoře a efekt rotace plamene na distribuci rychlostí, teploty a pod.
- Kapitola 3. (*Teorie, rovnice, modely*) Dává informace o matematických rovnicích použitých pro CFD řešení, založené na Navier - Stokesových rovnicích, rovnici přenosu tepla, rovnicích popisujících radiaci atd., a matematických modelech popisujících turbulenci a procesy spalování v kotli. Tato kapitola také popisuje chemické procesy a chemickou kinetiku mezi palivem a oxidantem a poskytuje stručné přiblížení do turbulentního spalování.
- Kapitola 4. (*Numerické modelování kotle NEL z radiačními trubkami*) Popisuje kotel NEL s radiačními trubkami a počítačový model tohoto kotle se skupinou okrajových podmínek pro simulaci v programu CFX - F3D (proudění, spalování, konvektivní vedení tepla atd.) a skupinou pro přidružený program CFX - RADIATION (sálání). Druhá část této kapitoly byla věnována popisu výpočetní strategie použité pro CFD výpočet.
- Kapitola 5. (*Platnost modelu kotle*) Představuje výsledky získané ze simulace a porovnání s experimentálními údaji. Tato kapitola také poskytuje diskusi o platnosti vypočtených dat.
- Kapitola 6. (*Závěr*) Popisuje úvahy a závěry, které byly vytvořeny z porovnávacích grafů výsledků CFD analýzy a experimentálních dat.

KAPITOLA 2.

OHŘÍVACÍ KOTLE A KOTEL NEL.

2.1 Úvod do kapitoly.

Většina chemických a fyzikálních procesů závisí na dodaném teple. Pro výrobu tepla jsou všude v průmyslovém světě používány kotle, využívající spalování paliv a to buď plynných, pevných nebo kapalných. Tyto kotle mají společné charakteristické rysy, pro přenos tepla z horkých plynů do studeného propadu. Kotle všeobecně sestávají z izolované žáruvzdorné stěny lemující spalovací komoru, trubek sloužících pro proudění kapaliny odvádějící teplo a zařízení pro míchání a spalování paliva a vzduchu pro produkci teplých plynů.

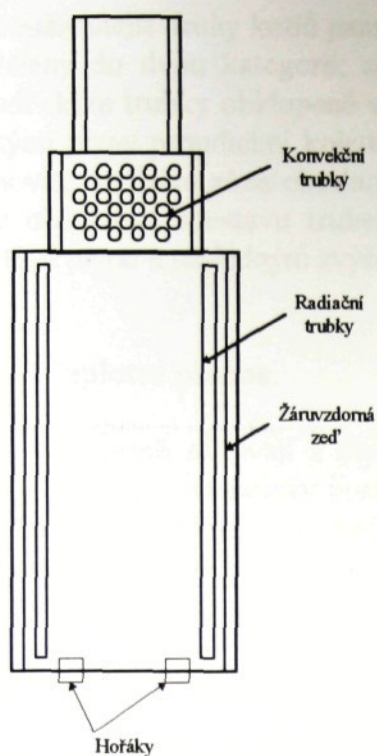
Tato kapitola představuje přehled typů kotlů používaných v chemickém a zpracujícím průmyslu, následovaný obecným popisem procesů přenosu tepla konvekcí a radiací. Kapitola končí teoretickým popisem vlivu zviřeného proudu na přenos tepla a detailně představuje objekt zkoumání - kotel *NEL*.

2.2 Druhy ohřívacích kotlů.

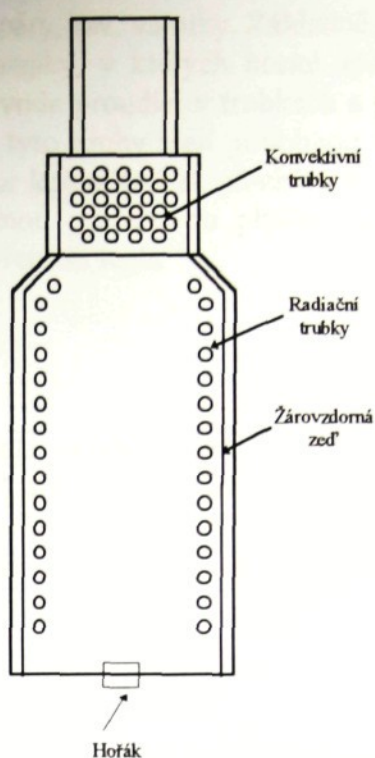
Kotel, všeobecně, je spalovací komora, do které je palivo a oxidant vstřikovaný nebo jinak dopravovaný, míchaný a kde reaktanty jsou nuceny dokonale hořet s čistým, stabilním plamenem. Ohřívací kotle jsou vyráběné v mnoha tvarech a velikostech. Obrázky 2.2.a, 2.2.b a 2.2.c předvádění jejich typické uspořádání (Hewitt, 1993).

Obrázek 2.2.a ukazuje vertikální válcový spalovací kotel ze skupinou vertikálních trubek v radiační zóně a skupinou horizontálních trubek na výstupu z komory, které přijímají teplo hlavně konvektivním přenosem. Horizontální (konvektivní) trubky mohou být opatřeny žebry pro zvýšení tepelného přenosu kromě prvních pár řad, které jsou přímo ozařovány. Hořáky jsou umístěny na základně kotle a plameny jsou vertikálně orientovány. Podobná sestava je ukázána na Obrázku 2.2.b, kde trubky jsou horizontálně uspořádány ne jenom na vertikálních zdech kotle ale taky na svažujícím se stropu komory. Méně obvyklá konstrukce, pro menší tepelné výkony, je zobrazena na Obrázku 2.2.c, kde jednoduchá centrální zeď horizontálních trubek je ohřívána po stranách dvěma hořáky umístěnými na základně komory.

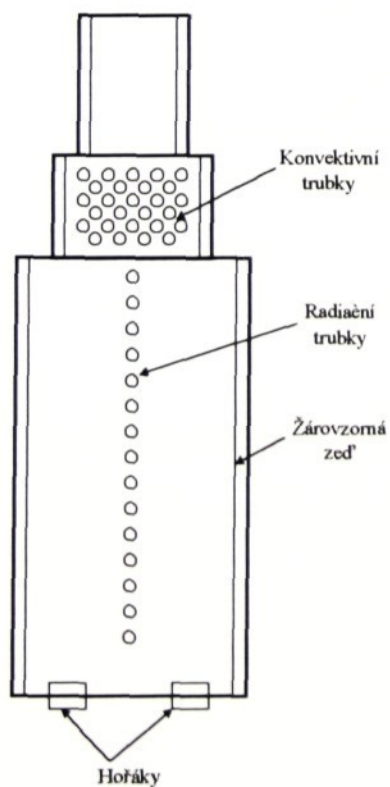
Pro větší kotle produkující víc než 50 MW tepelných, hlavně pro výrobu přehřáté páry průmyslového využití (pro výrobu elektrické energie apod.), je použita jiná konstrukce. Jako je ukázáno na Obrázku 2.2.d, těleso kotle je rozděleno do dvou částí. Jedna část je použita jako spalovací komora s radiačním tepelným přenosem do trubek pro ohřev vody, vypařování a výrobu přehřáté páry a druhá část kotle je použita pro konvektivní tepelný přenos do trubek pro ohřátí vzduchu pro spalování. Úprava přehřátí vstupujícího vzduchu nám pomáhá zvýšit konečnou účinnost kotle. Pás na spodní straně komory je používán pro spalování pevného paliva (uhlí), a slouží pro vývoz horkého popela z kotle.



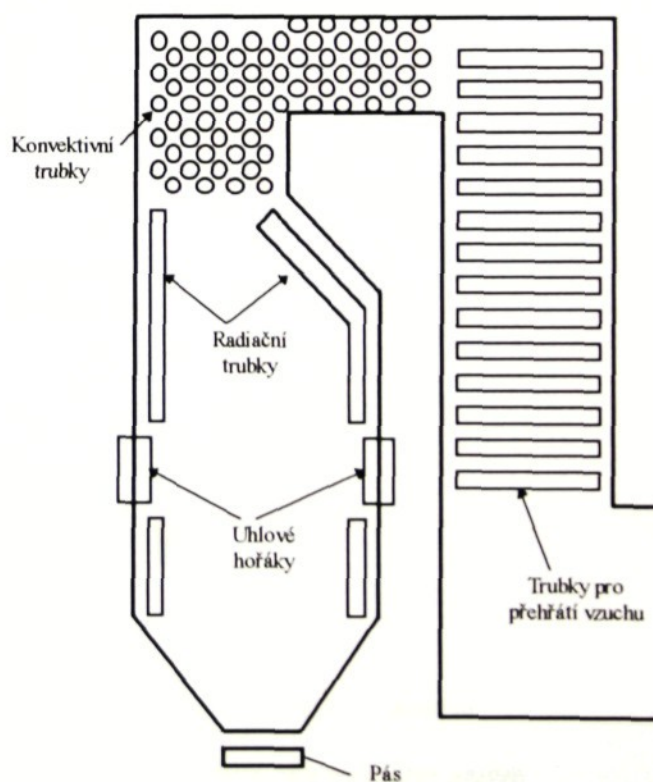
Obrázek 2.2.a
Vertikální válcový
spalovací kotel



Obrázek 2.2.b
Kotel s horizontálně
orientovanými trubkami



Obrázek 2.2.c
Kotel s centrální
trubkovou zdí



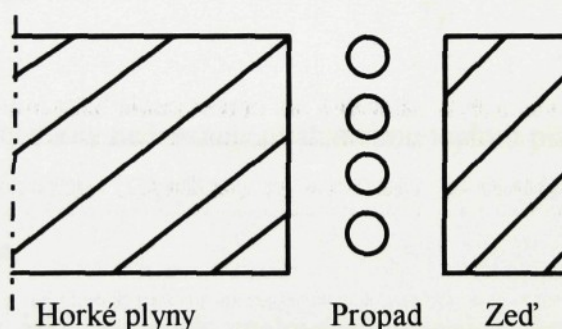
Obrázek 2.2.d
Dvoukomorový
průmyslový kotel

Nejpoužívanější druhy kotlů jsou spojeny s výrobou páry, tzv. varníky. Základně mohou být rozděleny do dvou kategorií: spalovací trubkové varníky, v kterých horké spálené plyny proudí skrz trubky obklopené vodou a varníky kde voda proudí v trubkách a je ohřívána horkými plyny proudícími kolem těchto trubek. Oba tyto druhy mají podobnou konstrukci, jmenovitě, radiační zóna obsahující větší volný prostor kolem trubek přechází do konvekční zóny obsahující soustavu trubek se zmenšenou volnou průřezovou plochou pro zvýšení rychlosti plynu a následným zvýšením konvektivního přenosu tepla.

2.3 Teplotní přenos.

Kotle všeobecně sestávají z plynného tepelného zdroje, tepelného propadu a žáruvzdorné obálky, jako je schematicky ilustrováno na Obrázku 2.4.a. Teplo, generované v plynech, je přenášeno do tepelného propadu hlavně radiací a nebo v menší míře konvekcí přímo z horkých plynů a odražením (reradiací) ze žáruvzdorné obálky - zdi. Pro vývoj jakéhokoliv modelu procesu spalování je nutno uvážit dva základní tepelné jevy:

- Teplo vyzařované z horkých plynů obsahujících spalované produkty
- Teplo absorbované trubkami, berouc na zřetel jejich geometrické uspořádání a materiálové vlastnosti.



Obrázek 2.4.a
Tepelný přenos v kotli

2.4 Teplotní rovnováha v kotli.

Teplo je uvolňováno v kotli jako výsledek spalování. Teplo uvolněné tímto procesem může být vyjádřeno rovnicí:

$$Q_f = M_f \cdot \Delta h_f$$

Q_f	- teplo vzniklé spálením
M_f	- hmota spalovaného paliva
Δh_f	- nižší spalné teplo paliva

Tepelná rovnováha pro proces proudění přes kotel může být vyjádřena jako:

$$Q_f = Q_g + Q_l + Q_p$$

Q_g	- teplo odvedené propadem (trubky)
Q_l	- teplo ztracené přes zdi kotle
Q_p	- teplo komínové ztráty

Teplo, generované spalovacími procesy, vzniká v proudu horkých plynů obsahujících kromě spálených produktů také přebytečný vzduch. Tato směs produktů a vzduchu proudí skrze kotel poměrnou hmotou M_g . Jestliže se neuvažuje teplo propadu a tepelné ztráty, všechno teplo uvolněné spalováním je uchováno v plynech, které toto teplo produkují, a které pak dosáhnou teploty T_f známou jako adiabatická teplota plamene a je vyjádřena jako

$$Q_f = M_g \cdot c_{pg} \cdot (T_f - T_0)$$

T_0	- teplota vstupu
c_{pg}	- měrná tepelná kapacita směsi od T_0 do T_f

Pro reálné kotle plyny nikdy nedosahují adiabatickou teplotu plamene.

2.5 Propad tepla.

Teplo produkované jako výsledek spalovacích procesů, které je přenášeno do vodou chlazených trubek může být rozděleno do dvou částí

<i>teplo přenášené konvekcí</i>	- závisí na teplotě obtékaného média (plynu) a přenos tepla je dán pro všechny trubky v spalovací komoře
<i>teplo přenášené radiací</i>	- je důležité pro trubky, které mají přímý (tvář v tvář) kontakt se zdrojem tepla (plamen, žárovzdorná zeď)

Konvekce.

Objem tepla přenášeného konvekcí závisí na třech proměnných.

1. teplotě horkých plynů
2. konvektivním koeficientu tepelného přenosu
3. teplosměnné ploše pro konvektivní přenos tepla

Tyto tři proměnné jsou spojeny do tzv. Newtonova zákona ve tvaru

$$Q_c = h \cdot A_c \cdot (T_g - T_l)$$

T_l	- stejnoměrná teplota propadu
h	- konvektivní koeficient přenosu tepla
A_c	- teplosměnná plocha

kde h je vyjádřeno rovnicí

$$Nu = \frac{h \cdot x}{k}$$

x	- charakteristická délka
k	- konduktivní koeficient přenosu tepla

Nuseltovo číslo (Nu) je bezrozměrné číslo které reprezentuje poměr konvektivního a konduktivního přenosu tepla nad charakteristickou délkou. Pro detailní řešení problému vedení tepla s řešením Navier - Stokesových rovnic a rovnice přenosu tepla (jak je provedeno v této zprávě v Kapitole 3.) se však tento druh bezrozměrného čísla nepoužívá.

Radiace.

Množství tepla, které je přenášeno radiací z horkých plynů do místa odvodu tepla (do trubek) je závislé ne jenom na emisivitě plynu a emisivitě plochy propadu tepla, ale taky na relativní velikosti plochy teplotního propadu k celkové ploše kotle. Tato závislost je dána proto, že žáruvzdorná vrstva pokrývající obvod kotle, odráží radiační teplo zpátky do kotle z něhož část je opět pohlcena propadem. Z tohoto důvodu je radiační distribuce rozdělena do dvou částí:

- radiace z horkých plynů (více v sekci 3.8)
- radiace se žáruvzdorné vyzdívky

Případy, kdy teplotní propad nepokrývá celý interiér kotle ale na druhé straně není velmi malý, mohou být počítány použitím jednoduché rovnice pro jednoduchý případ, kde propad má blízký kontakt s vyzdívkou. Tato rovnice je nazývána *rovnice tečkované plochy* (Simonson, 1975) a je dána tvarem:

$$Q_q = A_1 \cdot \left\{ \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_1} + C \left(\frac{1}{\varepsilon_g} - 1 \right)} \right\} \cdot \sigma \cdot (T_q^4 - T_1^4)$$

c	- poměr plochy propadu k celé ploše
σ	- Stefan - Boltzmannova konstanta

2.6 Rotační proudění.

Rotační proudy jsou používány hlavně pro kontrolu plamene ve spalovací komoře, ale také našly uplatnění v různých typech rozprašovacích sušičů a hořáků. Rotační proudění stabilizují plamen, kontrolují vibrace a spalované částičky jsou lépe promíchány, což má za následek zlepšení účinnosti. Aerodynamika rotačního turbulentního proudění kombinuje charakteristiky rotačního pohybu a jevu volné turbulence potkávajících se v proudu trysky nebo hořáku.

Rotační moment, který se přidává před vstupem proudu do hořáku, má za následek vzniku tangenciálního komponentu rychlosti k rychlosti axiální a radiální, které se objevují samostatně jen pro nerotační proudění. Rovnováha je vytvořena mezi odstředivými silami působícími na částičku směsi a tlakových sil působících na stěnách trubek. V rotačních proudech nebo plamenech je axiální tok rotačního momentu W a axiální tlaková síla G zachována (Beer, 1972). Tyto hybnostní toky mohou být vzaty do úvahy jako charakteristika aerodynamického chování jehož bezrozměrné kritérium rotační intenzity je vyjádřeno vztahem

$$S = \frac{W}{G \cdot R} = \frac{\int 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot \rho \cdot u \cdot w \cdot dr}{R \int 2 \cdot \pi \cdot r \cdot \rho \cdot u^2 \cdot dr}$$

W	- axiální tok rotačního momentu
G	- axiální tok hybnosti
R	- poloměr hořáku
r	- proměnný poloměr
ρ	- hustota
u, w	- axiální a radiální komponent rychlosti

Následující experimentální práce ukázala, že rotační číslo S je význačné kritérium pro podobnost rotačních proudů vyráběných geometricky podobných rotačních generátorů.

Metody zavedení rotace do proudu kapaliny mohou být rozděleny do tří principiálně rozličných kategorií:

- tangenciální vstup proudu kapaliny, nebo jeho části, do válcové trubky
- použití vodících lopatek v axiálním toku proudu
- mechanické rotační zařízení, které dodává rotační moment do proudu kapaliny procházející přes toto zařízení

Používání metody vodících lopatek je převážně pro laboratorní účely. Definice rotačního čísla může být zjednodušena jako funkce úhlu lopatek v generátoru rotace a to ve tvaru

$$S = \frac{2}{3} \cdot \tan \theta$$

θ - je úhel lopatek generátoru (úhel k axiálnímu směru).

2.7 Kotel NEL s radiačními trubkami.

Druhem průmyslového spalovacího kotle s jedním hořákem na dně komory je typ kotle postavený v National Engineering Laboratory (NEL) jako experimentální spalovací komora pokrytá radiačními trubkami po obvodě jako tepelný výměník (dále jenom kotel NEL). Podrobný obrázek kotle je vyobrazen na Obrázku 2.3.a. V průmyslovém spalovacím kotli teplosměnná kapalina proudí v trubkách, známých jako radiační trubky, které jsou výhodnější než přenos tepla do kapaliny proudící jenom ve zdi kotle. Nejednodušší a nejčastěji používaná je konstrukce válcového spalovacího kotle obsahující trubky zavěšené vertikálně blízko zdi. Trubky jsou pokryty žáruvzdorným materiálem pro zachování rovnoměrnějšího rozdělení přenosu tepla. Pro zkoumání charakteristik teplotního přenosu do radiačních trubek a jejich vlivu na spalování a vývoji spalin, je v kotli včleněna modifikace některých radiačních trubek. Modifikace sestává z izolaci stěny kotle keramickými vlákny a instalací 24 rovnoměrně rozdělených vertikálních trubek rozmístěných kolem obvodu kotle blízko zdi. Čtyři z těchto trubek měli nainstalované snímače pro poskytnutí informací o přenosu tepla a rozložení teploty.

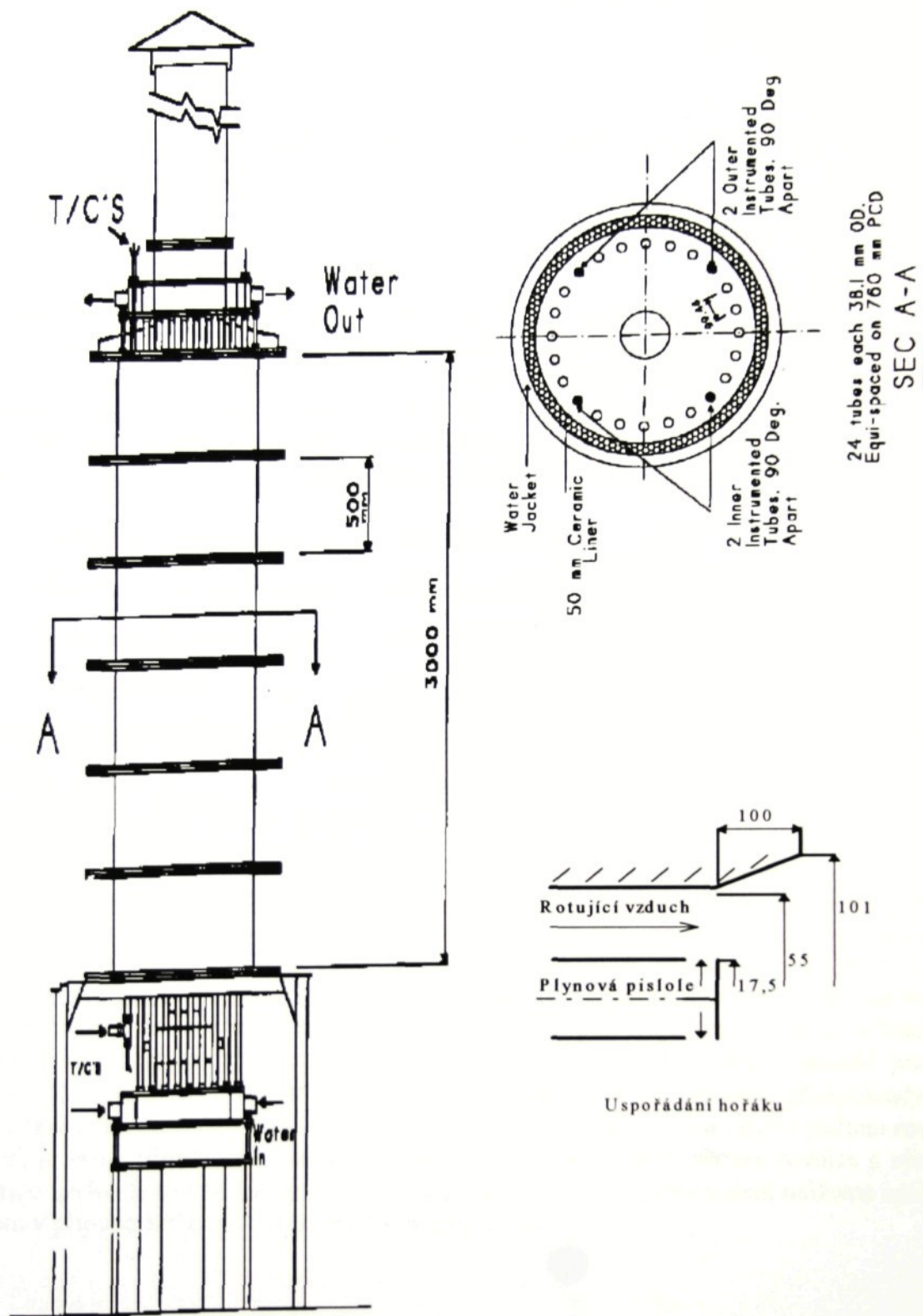
Kotel byl tvarován jako válcová spalovací komora o výšce 3 m a vnitřního průměru 0.9 m obsahující 24 vertikálních trubek, každá sloužící pro průtok vody. Žáruvzdorná zeď je 50 mm tlustá, z vysoko zhutnělé vláknité keramiky o emisivitě 0.6 a teplotní konduktivitě 0.27 W/mK. Trubky jsou vyrobeny z nerezavějící oceli vnějšího průměru 38.1 mm (1.5 palců), tloušťky 7 mm a emisivity 0.85. Pro výpočet je uzavřen předpoklad, že na straně styku s plynem nenastává zanášení trubky sazí (tloušťka a emisivita je konstantní)

Palivo je vstřikováno přes centrální pistoli radiálně prostřednictvím pistole a kolmo do axiálního proudu vzduchu. Pistole má 16 vstřikovacích otvorů pro plyn rozloženy pravidelně kolem osy pistole. Než vzduch vstoupí do vstupu hořáku, je veden přes rotující blok lopatek generátoru. Cílem rotace vzduchu a provedení přívodu vzduchu kolmo k proudu je zajistit vytvoření centrální recirkulační zóny (CRZ) a zlepšení smíchání plynu a oxydantu pro stabilizaci plamene. Tvar hořáku je taky popsán na Obrázku 2.3.a.

Plyn spalovaný v kotli je definován jako plyn Severního moře. Hodnoty konstant a použité hmotové průtoky jsou vypsány v Tabulce A.

Tabulka A.

hmotový průtok plynu [kg/h]	teplota plynu [°C]	spodní hodnota spalného tepla [MJ/kg]	měrná tepelná kapacita směsi [kJ/kg.K]	hmotový průtok směsi [kg/h]	teplota vzduchu [°C]	výkon kotle [kW]	přebytek vzduchu [%]
30	15	48	2.2	525	15	400	5



Obrázek 2.3.a
Průmyslový kotel NEL s radiačními trubkami jako tepelný výměník - popis celého kotle a hořáku

KAPITOLA 3.

TEORIE, MODEL Y, ROVNICE.

3.1 Úvod do kapitoly.

V předchozí kapitole byl podán popis spalovacího kotle *NEL* a všeobecný úvod do problematiky přenosu tepla a teplotní rovnováhy. Táto kapitola vysvětluje matematickou teorii a jevy pokrývající tento předmět výzkumu. Základem této kapitoly jsou matematické rovnice a modely použité v programech *CFX - F3D* a *CFX - RADIATION* pro výpočet problému turbulentního proudění následovaných rovnicemi pro přenos tepla v proudění a spalovacím modelem jako zdroj tepla. Hlavní rovnice mohou být rozděleny do pěti kategorií:

Zákon zachování hmoty	- rovnice kontinuity
Zákon zachování hybnosti	- Navier - Stokesove rovnice
Zákon zachování energie	- rovnice přenosu tepla
Rovnice radiace	- radiační přenos tepla
Přídavné rovnice	- rovnice vlastností látek (stavová rovnice plynu a pod.)

Matematické modely jsou používány pro popis určitých fyzikálních vlastností. Jako příklad může být použit model turbulence *RNG $k - \epsilon$* , který popisuje efekt virové (turbulentní) viskozity na proud kapaliny jako přenos a rozpad turbulentní energie. Matematické modely a rovnice jsou nejdůležitější částí simulace a porozumění všech použitých rovnic nám pomůže při řešení problému dynamiky tekutin. Správná volba matematických rovnic a hlavně modelů je důležitá pro přesnost výsledků. Například některé modely mající velmi dobrý výsledek pro jeden druh počátečních podmínek mohou mít naopak velmi chabý výsledek pro jiné podmínky, speciálně toto platí pro modely používající určité základní předpoklady. Pro komplikovanou geometrii s velkým počtem kontrolních buněk v síti a větším počtem rovnic k řešení, je velmi nápomocno zvážit, jestli není možno zjednodušit některé rovnice a ujistit se jak tato zjednodušení změni výsledné hodnoty. Všechny tyto zjednodušení můžeme aplikovat jenom v případě hlubokých vědomostí o principu rovnic.

3.2 Všeobecná rovnice přenosu.

Všeobecná rovnice přenosu (general transport equation - *GTE*) popisuje všeobecné vztahy pro přenos, která je aplikovatelná pro rovnici kontinuity, Navier - Stokesove rovnice, rovnice energie a v širším konceptu i pro rovnici difúze chemických částí a pro přenos k a ϵ v turbulentních rovnicích.

Všeobecná forma GTE je následující:

$$\underbrace{\frac{\partial(\rho \cdot \phi)}{\partial t}}_{\text{stacionarita}} + \underbrace{\text{div}(\rho \cdot u \cdot \phi)}_{\text{konvekce}} = \underbrace{\text{div}(\Gamma_\phi \cdot \text{grad } \phi)}_{\text{difúze}} + \underbrace{S_\phi}_{\text{zdroj}}$$

kde ρ je hustota, v je tenzor rychlosti a ϕ je všeobecná závislá veličina. Na levé straně první výraz GTE vyjadřuje změnu veličiny ϕ na čase (popisuje nestacionární stav) a druhý výraz konvektivní tok ϕ . První výraz na pravé straně rovnice reprezentuje všeobecnou difúzi veličiny ϕ , kde Γ_ϕ je difúzní konstanta. Poslední výraz S_ϕ vyjadřuje generaci nebo pohlcení veličiny ϕ , který může mít kladné (zdroj) nebo záporné (propad) hodnoty.

3.3 Zákon zachování hmoty: Rovnice kontinuity.

Zákon zachování hmoty je překvapivě jednoduchý:

$$m = \rho \cdot V = \text{const.}$$

kde V je objem elementu kapaliny. V prostředí fyziky tato rovnice znamená, že hmota která přitéká do elementu musí z tohoto elementu také odtékat, nebo jinými slovy změna hmoty za jednotku času v elementu je rovna nule.

$$\frac{Dm}{Dt} = \frac{D}{Dt}(\rho \cdot V) = \rho \cdot \frac{\partial V}{\partial t} + V \cdot \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0$$

Výraz DV/Dt můžeme vztáhnout k rychlosti kapaliny připomenutím toho, že absolutní dilatace nebo poměr normálového napětí je rovno poměru změny objemu na jednotku objemu

$$\epsilon_x + \epsilon_y + \epsilon_z = \frac{1}{V} \cdot \frac{\partial V}{\partial t}$$

napětíové poměry můžeme vyjádřit vztahem

$$\epsilon_i = \frac{\partial u_i}{\partial x}$$

načež dostaneme rovnici ve všeobecné formě tvaru (White, 1974)

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \cdot u) = 0$$

3.4 Zákon zachování hybnosti: Navier - Stokesovy rovnice.

Tyto vztahy jsou založeny na druhém Newtonově zákonu dynamiky a vyjadřuje rovnováhu mezi aktivními silami a výsledným zrychlením elementu hmoty.

$$F = m \cdot a$$

Když je zkoumaný systém element kapaliny, je výhodné hmotu rozdělit na součin hustoty a objemu, takže můžeme pracovat s hustotou místo celé hmoty. Takže můžeme psát

$$\frac{\partial \rho \cdot V}{\partial t} = f_{\text{body}} + f_{\text{surface}} = f$$

kde f je aplikovaná síla na jednotku objemu a V je celková rychlost elementu kapaliny. Síla f je také rozdělena do dvou kategorií: plošné síly a síly objemové.

Objemové síly jsou ty, jenž jsou aktivní pro celou hmotu elementu kapaliny. Tyto síly jsou obvykle vytvořeny vnějším silovým polem jako je gravitace nebo aplikovaný elektromagnetický potenciál.

$$f_{\text{body}} = B$$

Plošné síly jsou ty, jenž jsou vytvořeny vlivem vnějších napětí na stranách elementu. Veličina napětí τ je tenzor normálového a smykového napětí. Napěťový tenzor je ve tvaru

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yz} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix}$$

kde tenzor je diagonálně symetrický takže $\tau_{ij} = \tau_{ji}$. Pro rovnováhu elementu jsou síly v rovnováze tj. síly na jedné ose mají stejnou velikost ale opačné orientace. Například pro hybnostní smykové napětí ve směru x je

$$\tau_{xx, \text{front}} = \tau_{xx, \text{back}} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} \cdot dx$$

Z této rovnováhy můžeme vyvodit důsledek, že absolutní vektor plošné síly je

$$f_{\text{surface}} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} = \nabla \tau_{ij}$$

Newtonův zákon je teď ve tvaru

$$\frac{\partial \rho \cdot V}{\partial t} = B + \nabla \tau_{ij}$$

Pro odvození Navier - Stokesových rovnic je potřebné dodržet tyto předpoklady:

1. Tok kapaliny je spojitý a jeho napěťový tenzor je navíc lineární funkce poměrů deformací.
2. Kapalina je izotropická: její vlastnosti jsou nezávislé na směru a proto deformační zákon je nezávislý na koordinátách.
3. Když poměry deformací jsou nulové, deformační zákon se musí zredukovat na hydrostatický tlak.

Za těchto předpokladů můžeme napsat následující vztah pro všeobecný deformační zákon Newtonské, viskózní kapaliny

$$\tau_{ij} = -p \cdot \delta_{ij} + \mu \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \cdot \lambda \cdot \text{div} V$$

kde

$$\text{div} V = \epsilon_{11} + \epsilon_{22} + \epsilon_{33}$$

p - tlak

δ_{ij} - Kroneckerova delta funkce

$(\delta_{ij} = 1 \text{ if } i = j, \delta_{ij} = 0 \text{ if } i \neq j)$

λ - koeficient objemové viskozity

$\epsilon_{11}, \epsilon_{22}, \epsilon_{33}$ - normálové poměry deformací

Požadovaná rovnice hybnosti pro všeobecnou Newtonsky viskózní kapalinu je teď vyjádřena (White, 1974):

$$\frac{\partial \rho \cdot V}{\partial t} = B - \nabla p + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \cdot \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) + \delta_{ij} \cdot \lambda \cdot \text{div} V \right]$$

3.5 Model turbulence $k - \epsilon$.

Navier - Stokesovy rovnice popisují vztahy mezi akčními silami a zrychlením pro laminární proudění. Rozdíl mezi laminárním a turbulentním prouděním je ten, že pro turbulentní proudění je možno pozorovat dva druhy hodnot, časově zprůměrovaná část hodnoty a flukтуаční část hodnoty. Časové průměrování všech Navier - Stokesových rovnic ukázalo, že flukтуаční část má vliv jako přidavné napětí pro silovou rovnováhu. Tyto napětí jsou společně nazývány Reynoldsovy turbulentní napětí.

Standardní $k - \varepsilon$ model popisuje turbulentní charakteristiky ve všech bodech proudícího pole podél jednoduché měřicí délky, která je získaná z hypotézy izotropické struktury turbulence a vztahuje Reynoldsovo napětí k poměrné deformaci dvěma měřicími parametry: turbulentní energii k a její disipaci ε . Turbulentní kinetická energie je vyjádřena jako

$$k = \frac{1}{2} \cdot (\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2})$$

a disipace k na jednotku hmoty jako

$$\varepsilon = \nu \cdot \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \cdot \frac{\partial u'_j}{\partial x_i}$$

Přesná rovnice pro k je získaná zprůměrováním kombinace Navier - Stokesových rovnic z rovnicí k ve tvaru (Badcock, 1998)

$$\frac{\partial \rho \cdot k}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \underline{u} \cdot k) - \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla k \right) = P + G - \rho \cdot \varepsilon$$

Přesná rovnice pro ε je také odvedena z Navier - Stokesových rovnic (Badcock, 1998)

$$\frac{\partial \rho \cdot \varepsilon}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \underline{u} \cdot \varepsilon) - \nabla \left(\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \cdot \nabla \varepsilon \right) = C_1 \cdot \frac{\varepsilon}{k} (P + C_3 \cdot \max(G, 0)) - C_2 \cdot \rho \cdot \frac{\varepsilon^2}{k}$$

G - hmotová síla

C_1, C_2, C_3 - turbulentní konstanty

Dimenzionální argument pro výpočet turbulentní viskozity je potom užít

$$\mu_T = C \cdot \mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon}$$

Boussineqova aproximace aplikovaná pro tento model používá lineární vztah mezi Reynoldsovými napětími a hlavním proudícím poměrem deformací. Pro proudění s velkými změnami v hlavním proudu bylo pozorováno, že Reynoldsova napětí nereagují v lineárním vztahu k poměru deformací, například pro:

pro proud přes točitou plochu

rotační proud

3 - dimenzionální proudění

proudění s velkým adverzním tlakovým gradientem

3.6 Zákon zachování energie: První zákon termodynamiky.

První zákon termodynamiky pro systém je vyjádření faktu, že součet prací a přidané energie do systému má za následek zvýšení energie systému.

$$dE_t = dQ + dW$$

Q - dodané teplo

W - práce systému

Veličina E_t označuje absolutní energii systému, pro pohybující se element je to kinetická a potenciální energie

$$E_t = \rho \cdot \left(e + \frac{1}{2} v^2 - g \cdot r \right)$$

e - vnitřní energie na jednotku hmoty

r - posunutí elementu

Tak jako rovnice zachování hmoty a hybnosti, je rovnice zachování energie pro kapalinu psaná jako její poměrná změna podél jednotky času

$$\frac{DE_t}{Dt} = \frac{DQ}{Dt} + \frac{DW}{Dt} = \rho \cdot \left(\frac{De}{Dt} + v \cdot \frac{Dv}{Dt} - g \cdot r \right)$$

Je předpokládáno, že přenos tepla Q do elementu je popsán Furrierovým zákonem

$$q = -k \cdot \nabla T$$

a práce dodaná do elementu na jednotku plochy je vyjádřena (například pro směr x) vztahem

$$w_x = -\left(u \cdot \tau_{xx} + v \cdot \tau_{xy} + w \cdot \tau_{xz} \right)$$

Potom pro teplotní a energetickou rovnováhu na elementu je rovnice zachování energie psaná v nejvšeobecnější formě jako (Simonson, 1975)

$$\rho \cdot \frac{Dh}{Dt} = \frac{Dp}{Dt} + \text{div}(k \nabla T) + \phi$$

3.7 Spalování jako zdroj tepla

Pro řešení rovnice přenosu tepla pro spalovací komoru je důležitá část najít vztahy popisující generaci tepla jako chemickou reakci spojující palivo s oxydantem společně nazývaných spalování (exotermická chemická reakce). Všechny chemické reakce, ať se jedná o hydrolýzu, reakce kyselin nebo spalování, probíhají v místě určitého definovaného poměru reakčních

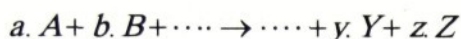
složek, závislých na podmínkách systému. Nejdůležitější parametry jsou koncentrace reaktantů, teplota, radiační efekt a přítomnost katalyzátoru nebo inhibitoru

Počet reakcí může být vyjádřen v hodnotách koncentrace jakékoliv reagující substance nebo jakéhokoliv produktu reakce: takže počet reakcí může být vyjádřen jako poměrný pokles koncentrace reaktantu nebo poměrný nárůst koncentrace produktu reakce.

Následující odstavce přibližují problém spalování, začínající se stechiometrickou reakcí, následovaných kinetickou teorií a ukončenou teorií turbulentního spalování a modely použitými pro výpočet uvedeného spalování.

3.7.1 Stechiometrická reakce.

Chemická reakce známá jako stechiometrická může být psaná ve všeobecném tvaru jako:



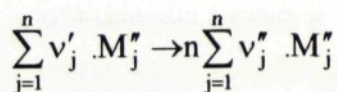
Ve výše uvedené rovnici písmenné znaky y a z reprezentují stechiometrické koeficienty pro produkty, zatímco stechiometrické koeficienty pro reaktanty jsou a a b .

Stechiometrické reakce můžou být rozděleny do dvou skupin:

- | | |
|----------------------------------|--|
| časově - nezávislá stechiometrie | - nevytvářejí se žádné přechodné formace v průběhu reakce |
| časově - závislá stechiometrie | - část produktů objevujících se v čase chodu reakce nemají souvislost se žádnou stechiometrickou rovnicí která je vytvořena pro množství reaktantů jenž už byly spotřebovány |

3.7.2 Chemická kinetika

Stechiometrický vztah popisující jedno - krokovou chemickou reakci je vyjádřen rovnicí:



kde v_j' je stechiometrický koeficient reaktantů, v_j'' je stechiometrický koeficient produktů, M je libovolná specifikace všech chemických částí a n je celkový počet obsažených komponentů. Když druhy reprezentované M_j nejsou obsaženy jako reakční produkt, tak jejich v_j je rovno nule.

V reálném reakčním systému je poměrná změna koncentrace určených částí dána vztahem (Glassman, 1977):

$$\frac{\partial(M_i)}{\partial t} = [v_i'' - v_i'] \cdot RR$$

$$RR = k \cdot \prod_{j=1}^m (M_j)^{v_j'}$$

k - specifická poměrná reakční konstanta

kde v_i'' molů M_i jsou vytvořeny pro všechny v_i' moly M_i spotřebované.

Hodně chemických reakcí je vytvořeno srážkami dvou reaktantů, které mají schopnost navzájem reagovat. Takže nejjednodušší chemickou reakcí je reakce druhého druhu. Libovolná reakce druhého druhu může být psána jako:



Pro tuto reakci je reakční poměr dán ve formě:

$$RR = -\frac{\partial A}{\partial t} = k \cdot (A)(B) = \frac{\partial C}{\partial t}$$

Specifikováním reakce tímto způsobem neurčuje, že každá srážka reaktantů A a B bude vézt k vytvoření produktu nebo způsobí vymizení částic typu A nebo B . Arrhenius proto definoval jednoduchou teorii založenou na závislosti této reakce na teplotě.

Molekuly získají nutnou přídavnou energii z nárazů s ostatními molekulami, které produkují energii větší E_A . Tato hypotéza může být psána ve tvaru:

$$RR = Z_{AB} \cdot e^{\frac{-E_A}{R \cdot T}}$$

kde Z_{AB} je frekvence nárazů a $e^{\frac{-E_A}{R \cdot T}}$ je Boltzmanův faktor. Boltzmanův faktor je odvozen z kinetické teorie, která specifikuje hmotnostní zlomky všech kolizí, které mají energii větší než E_A . Z kinetické teorie plyne

$$Z_{AB} = (A)(B) \sigma_{AB} \cdot \left[8 \cdot \pi \cdot k_B \cdot \frac{T}{\mu} \right]^{\frac{1}{2}}$$

kde σ_{AB} je kolizní průměr, k_A je Boltzmanova konstanta a μ je redukovaná hmota. Z_{AB} může být psána ve formě

$$Z_{AB} = Z'_{AB} \cdot (A)(B)$$

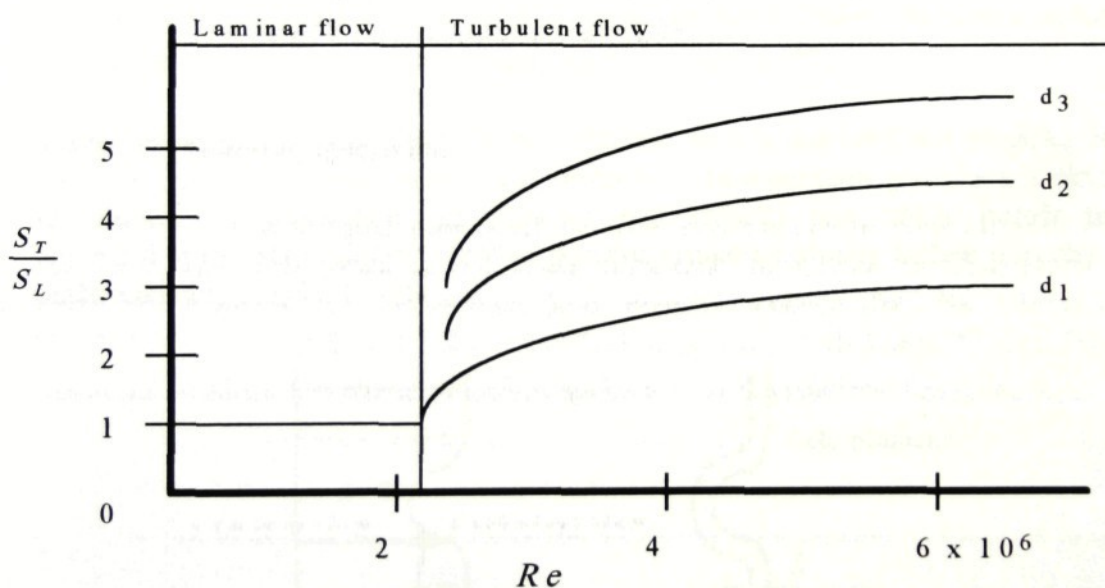
takže Arrheniova formule pro poměrnou reakci je

$$RR = Z'_{AB} \cdot (A)(B) e^{\frac{-E_A}{R \cdot T}}$$

Tato rovnice popisuje důležitý závěr, a to že reakce mezi reaktanty A a B je závislá na teplotě T , aktivační energii E_A , univerzální plynové konstanty a , samozřejmě, na reaktantech A a B (jestli jeden reaktant vymizí, nenastává spalování).

3.7.3 Turbulentní spalování.

Jeden z prvních vědců jenž publikoval výsledky svých experimentů o turbulentním spalování byl Damköhler. Jeho práce se pokoušela měřit efekt turbulence na šíření plamene a vyvinul teoretický koncept pro interpretaci jeho experimentálních dat. Na Obrázku 3.7.3.a je Damköhlerův výsledek vykreslen jako funkce poměru turbulentní (S_T) a laminární (S_L) spalovací rychlosti k rychlosti proudění spalovací směsi vyjádřené Reynoldsovým číslem Re .



Obrázek 3.7.3.a

Poměr turbulentní a laminární rychlosti jako funkce Reynoldsova čísla Re

Z obrázku může být patrné, že poměr turbulentní k laminární spalovací rychlosti vzrůstá rychle se vzrůstající hodnotou Re . Damköhler z toho logicky vyvodil dva teoretické modely pro efekt turbulence na šíření plamene.

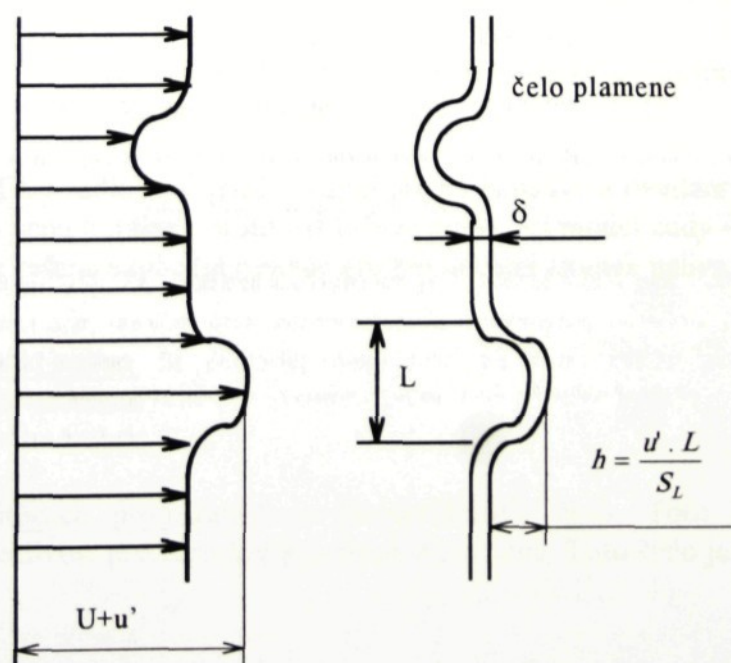
První model nese předpoklad, že velikost turbulence je velmi malá ve srovnání s čelní tloušťkou plamene, $l_I \gg \delta$, proto efekt turbulence zvyšuje teplo a aktivní částice v době spalování (Beer, 1972). Poměr rychlosti šíření plamene v turbulentním proudu k laminární rychlosti může být psán ve tvaru:

$$\frac{S_T}{S_L} = \left(\frac{\left(\frac{k}{c_p \cdot \rho} \right) + u' \cdot l_I}{\frac{k}{c_p \cdot \rho}} \right)^{\frac{1}{2}}$$

- l_I - velikost víru turbulence
- u' - fluktuace axiální rychlosti
- c_p - měrná tepelná kapacita
- ρ - hustota
- k - tepelná vodivost

kde laminární spalovací rychlost (S_L) je proporcionální k druhé odmocnině teplotní difusivity jako může být ukázáno z dimenzionální analýzy (Beer, 1972)

Druhý model předpokládá, že velikost turbulence je o hodně větší než tloušťka čela plamene. Obrázek 3.7.3.b ukazuje model čela plamene v turbulentním proudu s velkým měřítkem turbulence. Předpokládáme, že poruchy mají kónický tvar, takže poměr turbulentní k laminární spalovací rychlosti je roven poměru průměrné plochy kužele poruchy k průměrné ploše základny daného kužele.



Obrázek 3.7.3.b

Čelo plamene v turbulentním proudu z velkým měřítkem turbulence

Plocha základny je proporcionálně l^2 (l je průměr turbulentních vírů) v výška kužele je proporcionálně u' . Pak můžeme poměr vyjádřit ve tvaru

$$S_T = S_L \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot u'}{S_L} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}}$$

u' - axiální fluktuační rychlost

které se může zredukovat na $S_T \approx u'$ pro velké hodnoty $\left(\frac{u'}{S_L} \right)^2$.

Hlavní závěr může být vysloven jako následující:

- pro nízké rychlosti, S_T je odvozeno z laminární rychlosti plamene a intenzity turbulence
- pro velké rychlosti, S_T je zhruba proporcionálně rovno intenzitě turbulence

3.7.4 Model pro spalování plynu (eddy - break - up)

Pro výpočet spalování vedly dřívější studie turbulentních plamenů k vývoji dvou rozdílných modelů spalování, které oba jsou založeny na předpokladu, že proces spalování je kontrolován mícháním paliva a oxydantu. Tyto dva modely jsou

mixed - is - burnt - předpokládá, že chemické procesy spalování jsou tak rychlé, že palivo a oxydant neexistují na tom samém místě v ten samý čas.

eddy - break - up - předpokládá, že reaktanty jsou homogenně promíchány v konečném měřítku turbulentních vírů.

V případě kotle NEL s radiálními vstřikovacími otvory je palivo a oxydant už promíchán před tím než vstoupí do jícnu hořáku a proto byl vybrán spalovací model eddy - break - up (EBU). V tomto modelu je řešena explicitní rovnice pro hmotnostní zlomek paliva:

$$m_f = \frac{\text{hmota paliva}}{\text{celková hmota}}$$

Jedna z nejdůležitějších proměnných je Damköhlerovo číslo. Toto bezrozměrné číslo rozšiřuje model o citlivost pro částečně promíchané plameny. Toto číslo je definováno jako

$$D = \frac{\tau_e}{\tau_{ch}}$$

kde τ_e je měřítko difúzního času a τ_{ch} je měřítko chemického času. Tato dvě měřítka jsou

definována jako:

$$\tau_e = \frac{k}{\varepsilon}$$

$$\tau_{ch} = A_{ch} \cdot e^{\frac{T_A}{T}} \cdot (\rho \cdot m_F)^a \cdot (\rho \cdot m_{O_2})^b$$

A_{ch} - měrná konstanta

T_A - aktivační energie

a, b - exponenty pro palivo a oxydant

D_{ie} - zapalovací / zhasínací hodnota pro D

k - turbulentní kinetická energie

ε - disipační poměr

Diferenciální rovnice pro eddy - break - up model je psaná ve tvaru

$$\frac{\partial \rho \cdot m_F}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot u \cdot m_F) - \nabla \left(\left(\frac{\mu_T}{\sigma_T} + \frac{\mu_L}{\sigma_L} \right) \cdot \nabla m_F \right) = -\rho \cdot \frac{\varepsilon}{k} \cdot C_R \cdot C_A \cdot M_{LIM}$$

kde C_R , C_A a M_{LIM} mají rozdílné hodnoty v závislosti k předpokladům míchání směsi.

$$C_R = \begin{cases} 23,6 \cdot \left(\frac{\mu \cdot \varepsilon}{\rho \cdot k^2} \right)^{\frac{1}{4}} & \dots\dots\dots \text{model viskózního míchání} \\ 4,0 & \dots\dots\dots \text{model kolizního míchání} \end{cases}$$

$$C_A = \begin{cases} 1,0 & \dots\dots\dots \text{nekonečný chemický poměr} \\ 1,0 \leftrightarrow D \geq D_{ie} & \dots\dots\dots \text{konečný chemický poměr} \\ 1,0 \leftrightarrow D < D_{ie} & \dots\dots\dots \text{konečný chemický poměr} \end{cases}$$

$$M_{LIM} = \begin{cases} \min \left(m_F, \frac{m_O}{i} \right) & \dots\dots\dots \text{bez složky produktu} \\ \min \left(m_F, \frac{m_O}{i}, \frac{m_P}{(1+i)} \right) & \dots\dots\dots \text{se složkou produktu} \end{cases}$$

Ostatní proměnné jako hmotnostní zlomek oxydantu nebo hmotnostní zlomek produktu (použité pro porovnání s experimentálními údaji) jsou řešeny analyticky

3.8 Radiace

Pro řešení radiačního teplotního přenosu existují dva základní modely:

Monte Carlo

- simuluje základný proces, který řídí místo, které je fyzikálním místem vzájemného působení mezi fotony a jejich prostředím. Foton je náhodně vybrán ze zdroje fotonů a je veden skrze systém dokud jeho váha neklesne pod určité minimum u kterého nastává jeho zánik.

Diskrétní přenos (Shah)

- Tato technika závisí na diskretizaci rovnice přenosu energie podél paprsku. Dráha podél paprsku je přerušovaná použitím sekcí před změnou dráhy na hranicích kontrolních zón. Fyzikální veličiny v každé zóně jsou konstantní.

V našem případě, kde je v počítaném objemu vytvořeno velké množství elementů, byl vybrán diskrétní přenos. Radiační chlazení plamene s přenosem tepla do trubek byl založen na následující diskrétní rovnici:

$$C_{ijk} = 4 \cdot \sigma \cdot T_{ijk}^4 \cdot k_{ijk} \cdot V_{ijk}$$

σ - Stefanova konstanta

T - teplota

k_{ijk} - absorpční koeficient

V_{ijk} - objem elementu

KAPITOLA 4.

NUMERICKÉ MODELOVÁNÍ KOTLE NEL
S RADIČNÍMI TRUBKAMI

4.1 Úvod do kapitoly.

V předchozích kapitolách byla podána určitá informace o procesech uvnitř kotle a pokrytí těchto procesů matematickými rovnicemi a modely, jako je turbulentní proudění, spalování s přenosem tepla. V prezentované práci jsou všechny tyto znalosti aplikovány pro výpočet tepelného toku v kotli spalujícím zemní plyn s trubkami jako tepelný výměník. Pro kotel v National Engineering Laboratory (*NEL*) bylo vytvořeno velké množství experimentálních údajů, pokrývajících různé rotační podmínky. Tato experimentální data byla použita pro porovnání s vypočtenými hodnotami. Porovnání slouží pro určení vhodnosti daného modelování.

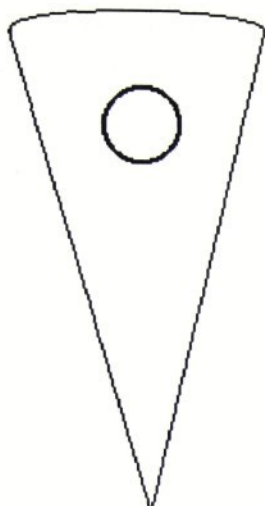
Tato kapitola představuje způsob modelování kotle *NEL*, pro proudění, spalování a přenos tepla použitím simulačních programů *CFX*, včetně generace sítě, určení okrajových podmínek. Následuje popis výpočetní strategie použité pro získání výsledků, které jsou nejlepší dosažené v daném případě.

4.2 Výpočtový model kotle *NEL* s radiálními trubkami

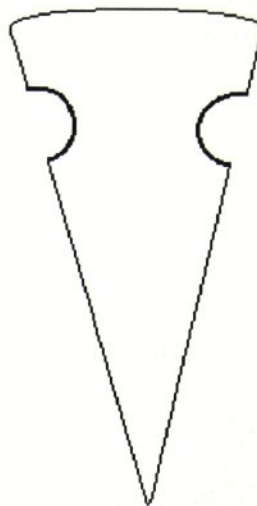
První krok pro modelování kotle *NEL* byla všeobecná úvaha pro převedení skutečnosti do světa virtuální reality s přihlédnutím k přesnosti na straně jedné a jednoduchost a rychlost výpočtu na straně druhé. Protože kotel *NEL* sestává z 24 radiálních trubek jako teplotní výměník, proto bylo rozhodnuto, že spalovací komora bude modelována použitím sekce rovné 1/24 plného válcového kotle. Pro modelování kotle bylo možno vytvořit dva druhy sekcí které vypadají následovně

- 1/24 válce s trubicí uvnitř sekce, Obrázek 4.2.a
- 1/24 válce s dvěma polovinami trubek na každé straně sekce, Obrázek 4.2.b

Pro vybrání modelu 1/24 válce s dvěma polovinami trubek na každé straně sekce byly dva hlavní motivy. Za prvé, toto simulační seskupení dává lepší pohled na rozložení rychlostí a teploty mezi trubkami, speciálně pro vysoká rotační čísla s velkou tangenciální rychlostí. Za druhé, model s trubicí ve válcovém výseku obsahuje mnoho problémů s umístěním trubky jako pevného tělesa v proudící kapalině. Pro tyto příčiny byl výběr modelu s polovinami trubek na každé straně tou nejlepší získanou alternativou.



Obrázek 4.2.a
Model celé trubky ve výseku válce



Obrázek 4.2.b
Model dvou polovin trubky na každé straně
výseku válce

4.3 Generace sítě pro metodu konečných diferencí.

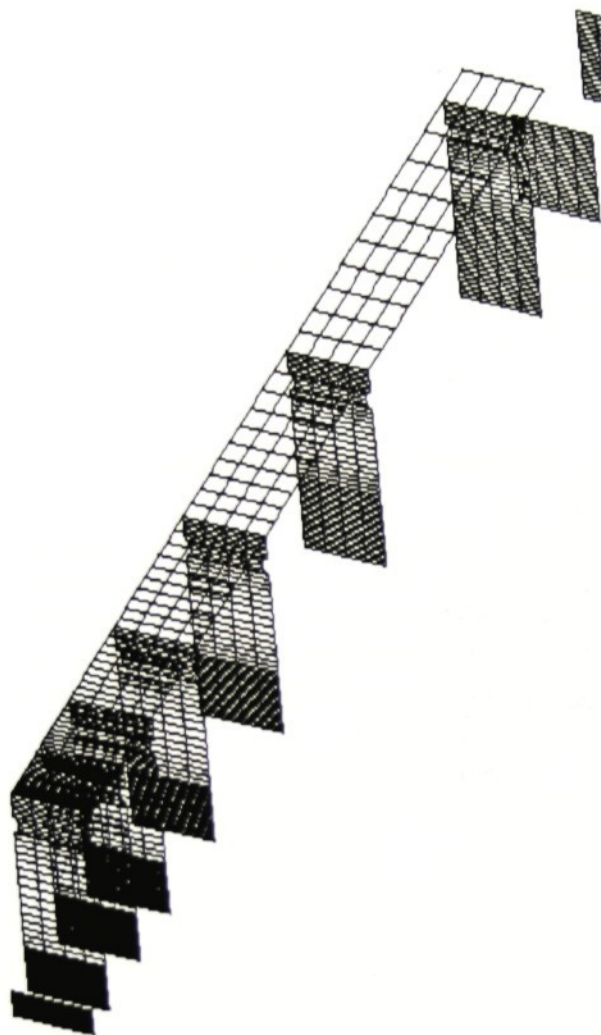
Další krok k vytvoření modelu bylo tvarování a rozdělení sítě s umístěním okrajových podmínek pro vstupy, výstup, zdi kotle a pod. Generátor sítě *CFX - F3D* je vytvořen multiblokovou strukturou. Multibloková generace sítě je tvořena vzájemným spojováním většího počtu jednoduchých, nepravidelných osmistěnů ze strukturované sítě, definovanou jeho osmi hran pro vytvoření tvaru sítě, která je komplikovanější. Nevýhodou multiblokové struktury je ta, že vytvoření místa s větší důležitostí, kde se předpokládá větší gradient změn proměnných (místo výskytu plamene nebo centrální reverzní zóny) může působit větší komplikace při tvorbě hustší sítě, protože distribuce sítě musí být strukturovaná a bloky musí navazovat jeden na druhý. Na druhé má strukturovaná síť lepší vlastnosti při výpočtu. CPU čas je menší než u nestrukturované sítě kde počítač musí řešit ne jenom proměnné ale také pozici koordinátního systému.

Další malá nevýhoda je v tom, že v multiblokovém seskupení jsou data přenášeny z jednoho bloku na další použitím meziblokových okrajových podmínek, které mohou vytvářet určité odchylky přesnosti. Tyto podmínky pracují na principu, že po každé vnější iteraci jsou hodnoty proměnných prvního bloku převedeny jako okrajové podmínky následujícího bloku. Pro nejlepší výsledek je proto nutné tvořit co nejmenší počet bloků.

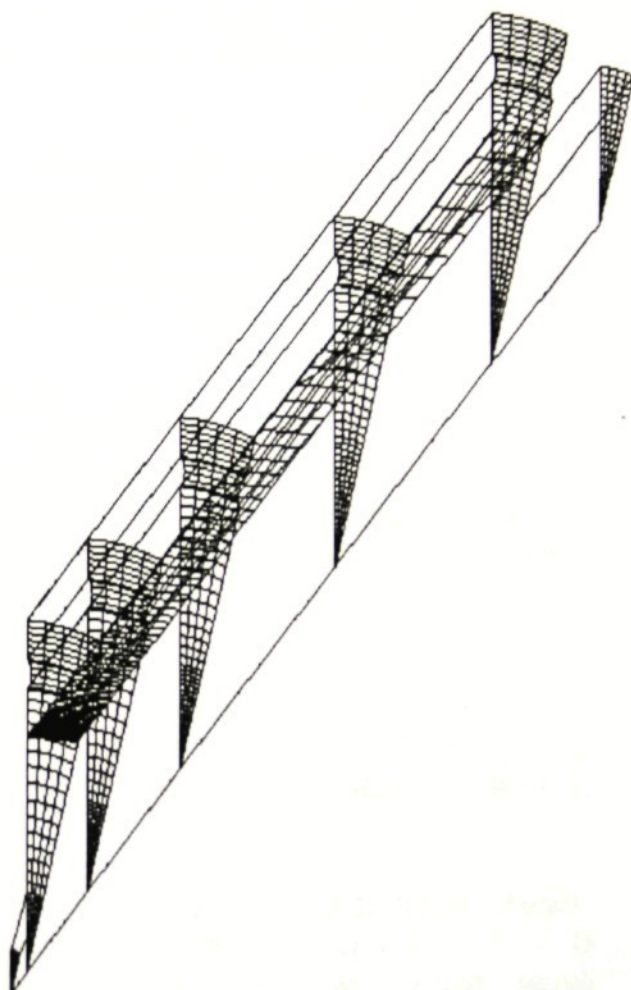
další charakteristika programu *CFX - MESHBUILD* je ta, že program vytváří model jen pro Kartézský souřadný systém pro výpočet sekce válce. Cylindrický problém může být řešen transformací Kartézského systému do válcového následovně:

$$\begin{aligned} X &\rightarrow X \\ R &\rightarrow Y \\ \theta &\rightarrow Z \end{aligned}$$

Tento přenos je proveden v programu *CFX* použitím příkazu *CYLINDRICAL COORDINATES* (bližší Příloha I.). Lepší popis tohoto přenosu je dán na Obrázku 4.3.a, který ukazuje síť vytvořenou v preprocesoru a Obrázek 4.3.b ukazuje síť pro kterou je výpočet proveden a která se také objeví v postprocesoru.



Obrázek 4.3.a
Rozložení sítě z preprocesoru
(před výpočtem)



Obrázek 4.3.b
Rozdělení sítě z postprocesoru
(po výpočtu)

Je možno vidět na Obrázku 4.3.b, že důležité části modelu, jako je umístění trubek, je síť vytvořena hustěji. Průřezová plocha obsahuje čtyři buňky v směru *K* (tangenciální směr). Celý model má přibližně patnáct tisíc buněk.

Program pro výpočet radiace *CFX - RADIATION* používá svoji vlastní síť, která není tak hustá jako síť pro program *CFX - F3D*. Existují dvě možnosti tvoření této sítě:

používání souborů *Fortranu*

- Vytváření radiačního souboru obsahuje informace o drsnosti povrchu, emisivity a příkazů pro použití programu radiace. Tato možnost je vhodná pouze pro dvou - rozměrnou simulaci nebo troj - rozměrnou simulaci plného válcového problému

použití programu *MESHIMPORT*

- je použita pro převod geometrie *CFX - F3D* na geometrii radiační. Drsnost, emisivita a příkazy pro použití radiačního programu jsou uvedeny v příkazovém souboru. Tento systém je vhodný pro všechny případy simulace

V našem případě, kdy je simulován válcový výsek kotle byla použita druhá alternativa. Geometrický soubor s nadefinovanými okrajovými podmínkami byl přetransformován tak, že každá zóna radiační geometrie obsahuje čtyři buňky geometrie *CFX - F3D* pro všechny směry.

4.4 Umístění okrajových podmínek - patch-ů.

Okrajové podmínky jsou informace, které popisují okrajové vztahy mezi proudící kapalinou a okrajovými plochami modelu anebo dává informace o počátečních podmínkách proudu (vstupy, výstup). Topologické umístění okrajových podmínek jsou určeny použitím konceptu tzv. patch-ů. Patch je definovaný jako skupina buněk, které mají předurčeny nějaké vlastnosti. V programu *CFX - F3D* existují dvě základní skupiny patch-ů.

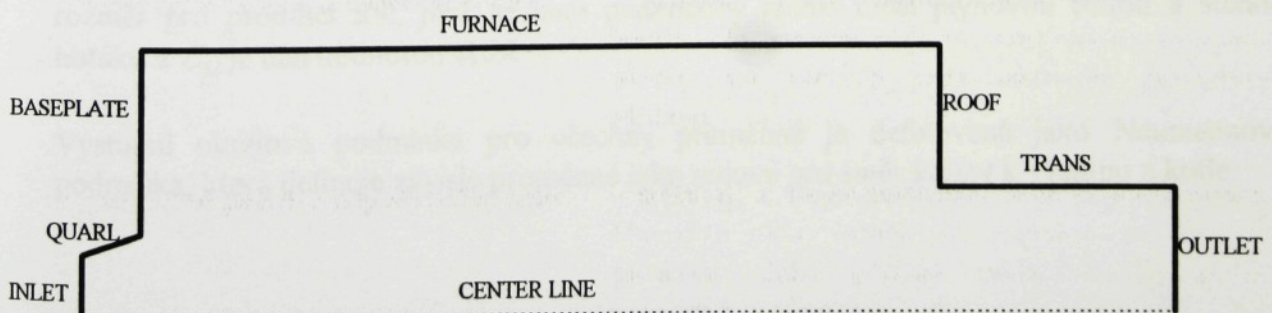
dvojrozměrné patch-e plošného typu

- sestávají z dvojrozměrného pole čel řídicích buněk. Ve většině případů jsou definovány jako plochy na kterých jsou okrajové podmínky vloženy.

trojrozměrné patch-e objemového typu

- sestávají z trojrozměrného pole řídicích buněk. Charakteristika buněk je popsána v 3 - D prostoru. Jako příklad může sloužit pevný nekonduktivní region.

V modely kotle *NEL* s radiačními trubkami byly použity pouze patch-e dvojrozměrného plošného typu. Okrajové podmínky na modelu kotle jsou zobrazeny na Obrázku 4.4.a



Obrázek 4.4.a
Určení okrajových podmínek

Pro umístění patch-ů na modely jsou dvě možnosti:

1. použití umístovacího zařízení pro patch-e v programu *CFX - MESHBUILD*, což je jednodušší cesta pro určení, kdy je předpoklad že se dále nebudou měnit.
2. určení typu patch-ů a jejich umístění v příkazovém souboru, kde výhoda leží v tom, že změna typu a umístění je jednodušší (Pro více informací o umístění patch-ů v příkazovém souboru vid' Přílohu I.)

Pro obě strany válcového výseku kotle byly pro *CFX - F3D* výpočet použity periodické okrajové podmínky, které popisují periodické vztahy tohoto výseku (tyto podmínky byly specifikovány v příkazovém souboru). Na druhé straně pro *CFX - RADIATION* byly použité okrajové podmínky symetrie.

Pro řešení proudění, spalování a přenosu tepla ve spalovací komoře je nutné uvést počáteční okrajové podmínky jako vstupy a výstupy. Vstupní okrajová podmínka je specifikovaná jako Dirichletova, která specifikuje hodnoty proměnných přímo. Pro kotel *NEL* byly specifikovány tyto proměnné:

- Tři složky rychlosti: axiální, radiální a tangenciální
- Turbulentní kinetická energie a disipace turbulentní kinetické energie
- Teplota
- Hmotnostní zlomek paliva

Hodnoty rychlostí, hmotnostních zlomků a teplot jsou založeny na experimentálním měření a byly poskytnuty *NEL* (Beltagui, 1986). Turbulentní kinetická energie k a disipace turbulentní kinetické energie ε jsou počítány jako proporcionálně časově zprůměrované hodnoty hlavního proudu:

$$k = 0.0323 \cdot (u^2 + v^2 + w^2)$$

$$\varepsilon = \frac{0.1643 \cdot k^{1.5}}{C_\mu \cdot l}$$

kde u , v a w jsou časově zprůměrované hodnoty komponentů rychlosti, l je charakteristický rozměr pro proudící tok, jenž se bere prstencový rádius mezi plynovou pistolí a stěnou hořáku a C_μ je dán hodnotou 0,09.

Výstupní okrajová podmínka pro všechny proměnné je definovaná jako Neumannova podmínka, která definuje závislé proměnné jako nulové pro směr kolmý k výstupu z kotle.

4.5 Výpočetní strategie.

Pod konceptem výpočetní strategie si můžeme představit cestu, jak z matematických modelů a z diskretizovaných rovnic pro daný model získat dostatečně přesné údaje. Výpočetní strategie je jednou z nedůležitějších částí simulace a výsledek přímo závisí na správné volbě těchto metod pro daný problém.

Pro řešení problému k nejlepší konvergenci existují dvě možné cesty: práce s vnitřními iteracemi a práce s vnějšími iteracemi. Všechny tyto výpočetní strategie mohou být aplikovány samostatně nebo s jinými, ale musí být poznamenáno, že všechny metody nějakým způsobem snižují přesnost řešení tím, že přinášejí určité předpoklady nebo zanedbávají určité části rovnic.

a) Práce s vnějšími iteracemi:

Pro kontrolu řešení vnějších iterací existují tři možnosti, které ovlivňují výsledek a byly použity pro prezentovanou práci.

I. relaxační faktor (URF)

- víc informací o *URF* je v části 4.5.2

II. rychlostně - tlakový vazebný algoritmus - patří mezi základní algoritmy pro aktualizaci tlaku a pro opravu složek rychlostí pro kontinuitu děje, který je velmi důležitý pro spalovací problémy, kde vzrůst teploty dramaticky mění tlakové a rychlostní poměry. Základní druhem je *SIMPLE* algoritmus (Patankar a Spalding, 1972).

III. diferenční schémata

- víc informací o schématech v části 4.5.1

b) Práce s vnitřními iteracemi:

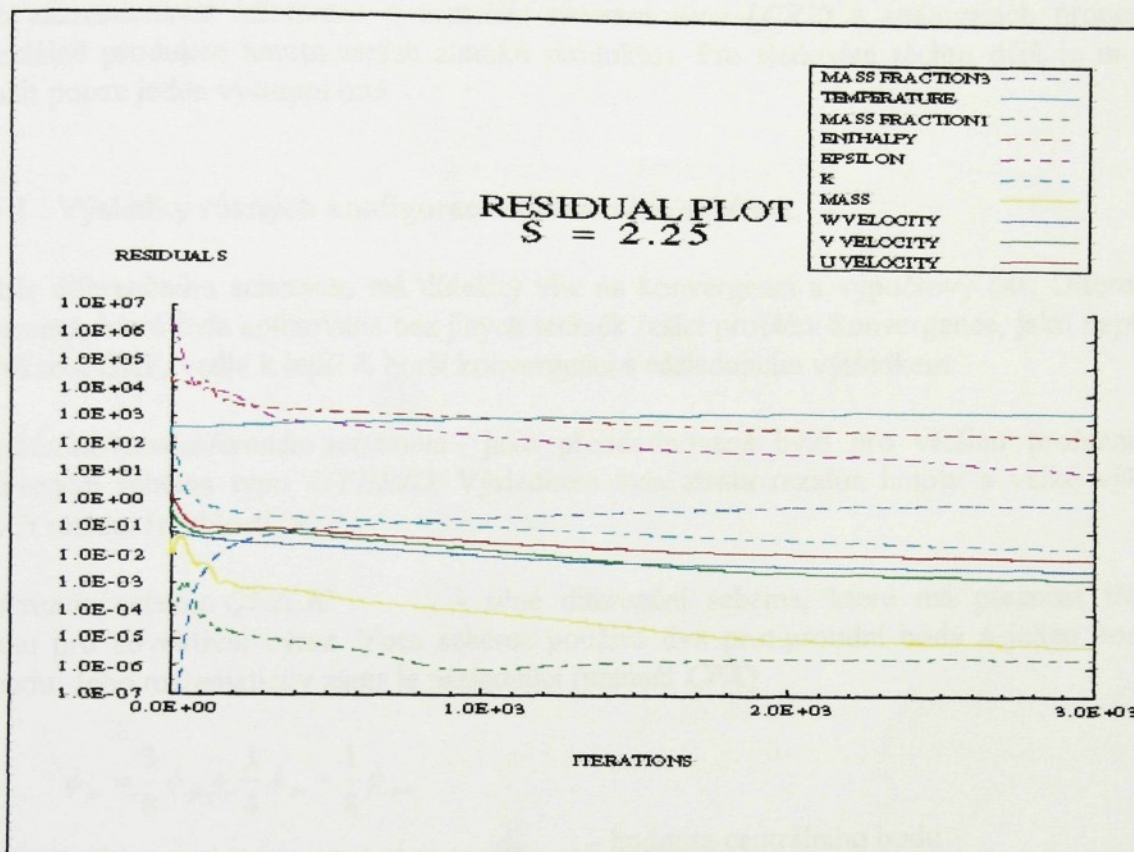
Pro kontrolu vnitřních iterací existují alternativní metody, které pro každou rovnici nebo fázi iterují použitím různých metod řešení.

I. nepřímá korekce - je používána pro řešení jednoho z problémů simulace, nedostatek konvergence pro k a ε , v programu *CFX - F3D* jako daň příčné derivaci difúzních výrazů v rovnicích $k - \varepsilon$ v nepravouhlé síti. Příkazy nepřímé korekce jsou použity pro uvolnění těchto výrazů v průběhu počítání. Obvykle je použití této korekce v první polovině iterací dostačující. Avšak v mnoha případech je nutné vypustit určité výrazy v rovnici řešící ε pro úspěšné ukončení výpočtu. To je dosaženo nastavením hodnoty startu nepřímé korekce větší než maximální počet iterací a konečnou hodnoty větší než startovací hodnotu. Tato technika je nápomocná v problémech rychlé divergence turbulentních proměnných, ale je nutno podotknout, že analytické rovnice turbulence nejsou diskretizovány celé ale vynechání některých výrazů nemusí být důležité jestliže má dominantní role produkce, disipace, přímé proudění tepla nebo difúze. (Víc informací o této metodě je podáno v Příloze I.)

II. řešiče rovnic

- víc informací o řešitelích v části 4.5.2

Hledání správné skupiny technik řešení stojí nemálo času a není přesně známo, jak kterou metodu aplikovat pro různé druhy problémů. Jedna z velmi pomocných technik pro objevení problematického místa výpočtu (problém s konvergencí pro určité místa) je grafické znázornění dynamických hodnot z výpočtu do grafu. Jeden z grafů, použitých pro analýzu výpočtu je ukázán na Obrázku 4.5.a.



Obrázek 4.5.a
Dynamický výstup reziduí pro $S=2.25$

tento graf popisuje chování reziduálních zbytků každé důležité proměnné v čase počítání jako funkci počtu iterací. Grafický výstup reziduí je část programu *CFX - F3D*, který zahrnuje nejen dynamický výstup ale použitím určitých příkazů je program schopen uložení těchto hodnot jako část výstupního souboru pro pozdější analýzu.

Protože spalování popsané modelem eddy - break - up závisí přímo na turbulentních hodnotách k a ε , důležitým úkolem je udržování těchto hodnot v co nejstabilnější poloze (ideální je mírně klesající, jako znak dobré konvergence). Příliš velké potlačení hodnot k a ε vedlo k opožděnému a nedostatečnému spalování s důsledkem proudění bez generace tepla. Na druhé straně přílišná volnost těchto hodnot (špatně volený řešič rovnic, vysoká hodnota relaxační faktoru) vedla k nestabilnímu řešení, divergenci. Další důležité sledované hodnoty byly rezidua hmoty a rychlosti. Je nutné podotknout, že pro uchování stabilního rezidua hmoty (a tím správné uchování hmoty popsané rovnicí kontinuity) je nutno zrelaxovat také komponenty rychlosti. Nesprávná volba těchto faktorů pro rychlosti má stejný výsledek jako bylo popsáno pro k a ε .

Někdy hodnoty reziduální nepopisují, co se opravdu stalo v modelu kotle a jaké hodnoty reálných proměnných (rychlost, entalpie) byly v kotle před případným přerušením. Proto je možné vypsání všech hodnot všech proměnných v jednom bodě (výstupní monitorovací bod) v čase iteračních procesů, které jsou vypsány ve výstupním souboru. Výběr umístění tohoto bodu závisí na tom, kolik informací potřebujeme vědět pro určitý problematický region. V případě kotle *NEL* tento monitorovací bod byl umístěn blízko vstupu do kotle a jeho úkolem bylo zaznamenávat informace o centrální reverzní zóně (*CRZ*) a spalovacích procesech (speciálně produkce hmotnostních zlomků produktu). Pro sledování těchto dějů je možno použít pouze jeden výstupní bod.

4.5.1 Výsledky různých konfigurací diferenčních schémat.

Výběr diferenčního schématu má důležitý vliv na konvergenci a výpočtový čas. Diferenční schémata, která byla aplikována bez jiných technik řešící problém konvergence, jako nepřímá korekce a URF, vedla k lepší či horší konvergenci s následujícím výsledkem.

Předdefinovaná diferenční schémata - jako předdefinované bylo pro většinu proměnných diferenční schéma typu *HYBRID*. Výsledkem byla ztráta rezidua hmoty a velké výkyvy jiných reziduí (rychlosti, k , ε).

Diferenční schéma QUICK - silné diferenční schéma, které má přesnost třetího druhu pro advektivní výraz. Toto schéma používá dva protiproudící body a jeden bod po proudu. Jeho matematický zápis je následující (manuál *CFX*)

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_p + \frac{3}{4}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_{ww}$$

ϕ_p - hodnota centrálního bodu

ϕ_w - hodnota prvního bodu před centrálním bodem

ϕ_{ww} - hodnota druhého bodu před centrálním bodem

Toto schéma je výkonné pro konvergenci výsledku ale výpočetní čas byl přibližně dva krát delší než u jiných schémat. Výsledkem byla stabilní rezidua.

Diferenční schéma CENTRAL - je nejpřirozenější schéma pro advektivní výraz. Toto schéma je popsáno vztahem

$$\phi_w = \frac{1}{2} \cdot (\phi_w + \phi_p)$$

Toto schéma je málokdy používané protože není tak robustní a je pouze přesnosti druhého druhu. Po aplikování tohoto schématu bylo chování reziduí nejhorší ze všech schémat. Velké výkyvy proměnných a celkově nestabilní řešení.

Diferenční schéma CONDIF

- je modifikací centrálního diferenčního schématu, v kterém jsou koeficienty psané tak jako by byly diagonálně převládající. Překvapivě, diferenční schéma CONDIF mělo nejlepší výsledky s hladkým, konvergentním řešením

4.5.2 Výsledky různé konfigurace řešičů rovnic a relaxačního faktoru.

Řešiče rovnic a relaxační faktory (*URF*) jsou použity pro kontrolování procesu počítání vnitřních iterací. Nevhodná volba řešičů může vést až k nefyzikálním výsledkům (jako je negativní hodnota turbulentní kinetické energie nebo disipace turbulentní kinetické energie). Bylo vyzkoušeno mnoho dostupných řešičů s výsledkem některých, jenž je popsán následovně:

Řešiče rovnic.

Předdefinované řešiče rovnic- byly použity řešiče jenž jsou předdefinované pro každou rovnici. Výsledkem byla uspokojivá konvergence pro určité proměnné, jenom rezidua k a ε pomalu vzrůstaly bez náznaku konvergence.

Řešič rovnic LINEAR

- byl použit pro všechny rovnice. Výsledkem byly velmi velké problémy s konvergencí od začátku iteračního procesu.

Řešič rovnic BLOCK STONE

- středně veliká metoda pro řešení problému použitá pro všechny proměnné. Uspokojivá konvergence při porovnání s předešlými řešiči s malinko delším výpočetním časem.

Řešič rovnic GENERAL AMG

- aplikovaná pro všechny rovnice. Bylo zjištěno, že tento řešič rovnic je ta nejlepší alternativa pro řešení vnitřních iterací daného problému. Protože metoda *GENERAL AMG* je nejrobustnější ze všech metod definovaných v programu *CFX - F3D*, výpočetní čas byl nejdelší.

Relaxační faktory.

Relaxační faktory (*URF*) mají několik účelů v procesu výpočtu. První a principiální význam, podle kterého proměnné jsou ovlivňovány, je když jejich diskretizovaná rovnice přenosu je řešena s redukováným základem. Touto cestou jsou problémy nelinearity, mezi jinými faktory způsobeny nestabilitou, překonány. Relaxační faktor se může také považovat za formu pseudočasového vývoje s různým efektivním časovým krokem pro každou buňku. Proto malá hodnota *URF* vede k rychlejšímu řešení lineárních rovnic, protože přibližná hodnota na začátku každé iterace má lepší odhad řešení.

Bylo zjištěno, že výběr hodnot *URF* pro každou proměnnou není náhodný ale má svoje omezení. Pro rychlosti byl limit *URF* menší nebo rovno hodnotě 0.2, vyšší hodnoty vedli k divergentnímu řešení. Pro k a ε byly hraniční hodnoty od 0.3 do 0.1, v jiném případě vyšší *URF* vedl k nestabilitě řešení, nižší hodnoty *URF* měli za následek nevyvinutí spalovacích procesů. Jiné hodnoty *URF* jako pro entalpii nebo pro hmotnostní zlomek paliva měly různé

vlivy při kombinaci s předchozími *URF* (jako rychlosti, k , ε), ale všeobecně byly tyto faktory drženy kolem hodnoty 0.4.

4.5.3 Výsledky různé konfigurace turbulentních modelů a spalovacího eddy - break - up modelu.

Všechny předchozí práce s diferenčními schémata, *URF* a řešiči rovnic byly prováděny ze standardním natavením modelu turbulence $k - \varepsilon$, který byl vybrán jako jednoduchá alternativa popisu turbulence. Hledání nejlepšího popisu turbulence vedlo ke změně tohoto turbulentního modelu za přesnější i když o něco komplikovanější model *RNG* $k - \varepsilon$, kde rozdíl je v cestě jak jsou vypočítávány konstanty modelu. Pokusy byly také provedeny s použitím modelů založených na přímém výpočtu Reynoldsových napětí. Zbývající modely obsažené v programu a rovněž vyzkoušené byly: algebraický model turbulentních napětí, algebraický model toku a diferenciální model toku.

Žádný z modelů založených na bázi turbulentního napětí nebo turbulentního toku neměl uspokojivé výsledky. Příčina neúspěchu těchto modelů byla skutečnost, že tyto modely jsou založeny na řešení šesti přídavných rovnic pro fluktuativní složky rychlosti používající množství konstant, jejíž určení je velmi obtížné, speciálně pro komplikovanou geometrii.

Závěrem bylo rozhodnuto, že model *RNG* $k - \varepsilon$ je nejspokojivější alternativa pro výpočet, kde výpočetní chyba je nejmenší než u jiných modelů.

Další způsob hledání nejlepšího nastavení pro výpočet spalování byly změny v parametrech spalovacího eddy - break - up modelu. První způsob bylo nastavení modelové konfigurace, která popisuje jak kolize a tím pádem spalování závisí na turbulenci.

kolizní míchání - míra spalování nezávisí výlučně na turbulentním Re čísle

viskózní míchání - míra spalování závisí na turbulentní Re čísle

včetně výrazu produkce - míra spalování je citlivá na hmotnostní zlomek produktu spalování

Pro různé modelové konfigurace bylo zjištěno, že chování *kolizního* a *viskózního míchání* jsou stejné, jenom konfigurace včetně výrazu produkce nastávali problémy se spalováním. Závěrem bylo rozhodnuto, že bude použit tvar *kolizního míchání*.

Druhý způsob ovlivňování spalovacího modelu pro produkci nejlepšího výsledku je změna hodnoty Damköhlerova čísla, který může ležet mezi hodnotami 1 až 0.001. Byly vyzkoušeny dvě hodnoty s následujícím výsledkem

vlivy při kombinaci s předchozími *URF* (jako rychlosti, k , ε), ale všeobecně byly tyto faktory drženy kolem hodnoty 0.4.

4.5.3 Výsledky různé konfigurace turbulentních modelů a spalovacího eddy - break - up modelu.

Všechny předchozí práce s diferenčními schémata, *URF* a řešiči rovnic byly prováděny ze standardním natavením modelu turbulence $k - \varepsilon$, který byl vybrán jako jednoduchá alternativa popisu turbulence. Hledání nejlepšího popisu turbulence vedlo ke změně tohoto turbulentního modelu za přesnější i když o něco komplikovanější model *RNG* $k - \varepsilon$, kde rozdíl je v cestě jak jsou vypočítávány konstanty modelu. Pokusy byly také provedeny s použitím modelů založených na přímém výpočtu Reynoldsových napětí. Zbývající modely obsažené v programu a rovněž vyzkoušené byly: algebraický model turbulentních napětí, algebraický model toku a diferenciální model toku.

Žádný z modelů založených na bázi turbulentního napětí nebo turbulentního toku neměl uspokojivé výsledky. Příčina neúspěchu těchto modelů byla skutečnost, že tyto modely jsou založeny na řešení šesti přídavných rovnic pro fluktuativní složky rychlosti používající množství konstant, jejíž určení je velmi obtížné, speciálně pro komplikovanou geometrii.

Závěrem bylo rozhodnuto, že model *RNG* $k - \varepsilon$ je nejuspokojivější alternativa pro výpočet, kde výpočetní chyba je nejmenší než u jiných modelů.

Další způsob hledání nejlepšího nastavení pro výpočet spalování byly změny v parametrech spalovacího eddy - break - up modelu. První způsob bylo nastavení modelové konfigurace, která popisuje jak kolize a tím pádem spalování závisí na turbulenci.

kolizní míchání - míra spalování nezávisí výlučně na turbulentním Re čísle

viskózní míchání - míra spalování závisí na turbulentní Re čísle

včetně výrazu produkce - míra spalování je citlivá na hmotnostní zlomek produktu spalování

Pro různé modelové konfigurace bylo zjištěno, že chování *kolizního* a *viskózního míchání* jsou stejné, jenom konfigurace včetně výrazu produkce nastávali problémy se spalováním. Závěrem bylo rozhodnuto, že bude použit tvar *kolizního míchání*.

Druhý způsob ovlivňování spalovacího modelu pro produkci nejlepšího výsledku je změna hodnoty Damköhlerova čísla, který může ležet mezi hodnotami 1 až 0.001. Byly vyzkoušeny dvě hodnoty s následujícím výsledkem

0.1 - pro tuto hodnotu byly pozorovány problémy ze spalováním, kde sice spalovací proces začal ale po určitém počtu iterací skončil a už dál nepokračoval.

0.001 - předdefinovaná hodnota a nejlepší alternativa pro toto bezrozměrné číslo, kde spalovací procesy po startu neměly problémy se stabilizací

Je potřebné poznamenat, že odstartování, ukončení nebo vývoj spalování bylo pozorováno pomocí rezidua produktu, který byl také vyneseno v grafu reziduí (Obrázek 4.5.s). Znakem dobrého vývoje spalování byl vzrůst a stabilizace rezidua produktu z hodnoty cca 1.10^{-21} na hodnotu blízké 1. Potom bylo spalování vyvinuto v celém objemu kotle.

4.6 Strategické techniky výpočtu použité pro provedenou simulaci.

V předešlých částech byly popsány výpočetní techniky využitelné v programu *CFX - F3D* pro daný problém. Z těchto znalostí, získaných zkoušením a kombinací všech těchto technik, byla použita následovní kombinace pro konečný výpočet.

diferenční schémata	<i>CONDIF</i>	všechny rovnice
nepřímá korekce	vid' PŘÍLOHA I.	k a ε
řešiče rovnic	<i>GENERAL AMG</i>	složky rychlosti, k a ε
relaxační faktory	vid' část 4.5.2	složky rychlosti, k a ε , hustota
tlaková korekce	<i>SIMPLE</i>	tlak

KAPITOLA 5.

PLATNOST MODELU KOTLE NEL.

5.1 Úvod do kapitoly.

V této kapitole jsou prezentovány výsledky získané z programu *CFX* pro trojrozměrný model kotle *NEL* s radiačními trubkami. Výpočet proudění, spalování a přenos tepla byl proveden pro tři různé rotační čísla $S = 0.00$, 0.90 a 2.25 , které pokrývají rozsah plamene od nerotačních po silně rotační podmínky. Pro všechny tři případy bylo použito 7000 iterací pro dosažení konvergentního řešení, které si vyžádaly přibližně 30 výpočtových hodin pro každý případ. Výpočty byly získány použitím výpočetně - strategické techniky popsané v Kapitole 4. Pro všechny případy bylo nalezeno řešení, kde rezidua všech proměnných byla stabilní (žádné změny za posledních 500 iterací), což bylo znakem ustálené rovnováhy. Zvětšení počtu iterací nevedlo ke zvýšení přesnosti řešeného problému.

Jako rozhodnutí o platnosti modelu kotle *NEL* bylo vzato porovnání mezi experimentálními údaji a výpočtem. Porovnání bylo použito pro tři složky rychlosti, teplotu, hmotnostní zlomky produktu (hmotnostní zlomek CO a CO_2), hmotnostní zlomek O_2 a axiálního teplotního toku do trubek. Hodnoty pro O_2 je přímo závislé na hodnotě hmotnostního zlomku oxydantu, hodnota CO_2 je přímo závislá na hodnotě hmotnostního zlomku produktu (pro dokonalé spalování). Hodnota pro CO byla získána z následující dedukce: CO je nestabilní fáze nedokonalého spalovacího procesu a proto je možno usuzovat, že v prostoru kotle je hmotnostní zlomek paliva roven hmotnostnímu zlomku CO .

Protože experimentální údaje, pro proudící a spalovací obrazec, jsou k dispozici jen pro $S = 0.00$ a $S = 2.25$, proto v této kapitole jsou k dispozici pro porovnání jen grafy, kde byly experimentální údaje použité. Grafy pro všechna rotační čísla, pro proudící a spalovací zobrazení se nebo bez experimentálních dat pro porovnání, jsou v Příloze III. Experimentální údaje pro všechna rotační čísla jsou k dispozici pro porovnání teplotního toku a proto tyto grafy jsou zobrazeny také v této kapitole.

Táto kapitola také prezentuje barevné zobrazení teplotního rozložení pro všechna rotační čísla a pro nulové rotační číslo jsou zobrazeny rychlostní vektory při výstupu z hořáku.

Kromě rozložení teplotního toku, který ukazuje velikost toku podél výšky trubek kotle, grafy všech proměnných jsou vyneseny pro osm příčných rovin kotle. Je nutné podotknout, že profily nejsou vykresleny ve správné vzdálenosti od výstupu hořáku (rovina BASEPLATE). Rozdíly mezi rovinami blízko hořáku jsou roztáženější a dále ve směru do kotle začínají být roviny více zhuštěné.

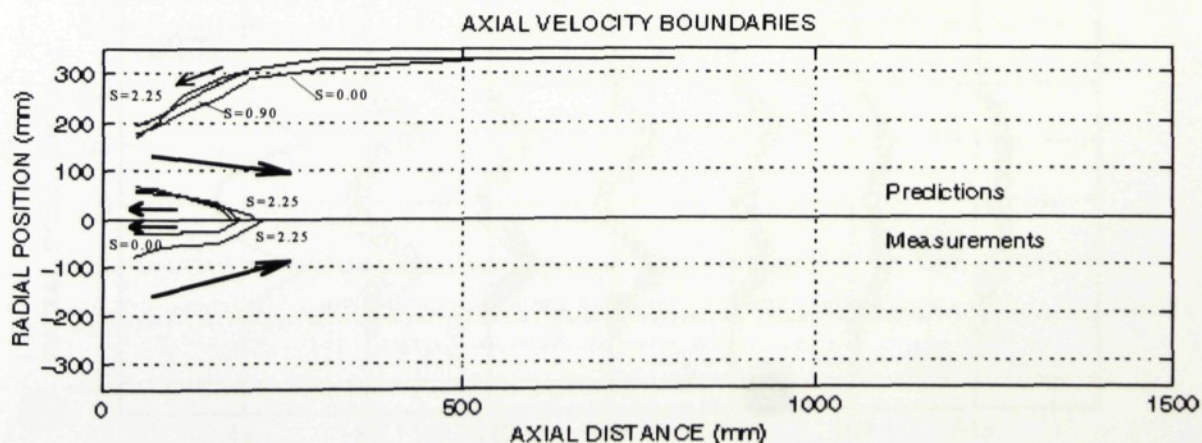
5.2 Obrazec proudění.

Studium distribuce rychlosti bylo provedeno pro všechny tři složky, které jsou axiální, radiální a tangenciální. Z distribuce axiální rychlosti bylo vytvořeno zobrazení proudění, které ilustruje dopřední a zpětné hranice proudění pro vypočtené hodnoty a experimentální údaje. Pro sestavu hořáku použitého pro kotel NEL s centrální plynovou pistolí, Obrázek 2.3.a, Kapitola 2., byly z experimentálních studií objeveny, a výpočtem potvrzeny, tři hlavní proudicí zóny.

První je tzv. centrální recirkulační zóna (CRZ), také druhá reakční zóna blízko hořáku, která je ovlivněna vstupním uspořádáním plynové pistole, tangenciální složkou rychlosti rotačního proudu a expanzí spalujících se plynů. Hlavním úkolem této zóny je recirkulace horkých plynů z větší vzdálenosti od hořáku směrem k němu, kde tyto plyny podněcují další spalování a stabilizují tím plamen, který je bez kolísání. Z experimentu (Beltagui, 1989) a numerické simulace bylo potvrzeno, že tato zóna existuje i případě nulového rotačního čísla. Zvyšování rotačního čísla (zvyšování tangenciální rychlosti) mělo za následek zvětšování centrální recirkulační zóny.

Druhá zóna, pozorována v kotli NEL, je hlavní dopřední zóna, která unáší proud ze vstupu hořáku k výstupu. Tato zóna je také blízko hořáku nazývána hlavní reakční zóna, kde se děje nejvíce spalovacích procesů. Od výstupu z hořáku tato zóna roste na úkor CRZ. Po nějaké vzdálenosti od výstupu z hořáku, tato zóna reprezentuje plně vyvinuté turbulentní proudění přes celý průřez kotle.

Poslední zóna, která byla pozorována experimentálně a ověřena numerickou simulací, je externí reverzační zóna. Tato zóna se objevuje jako důsledek výstupu z hořáku, kde kužel hořáku je napojen k hlavnímu válci spalovací komory. V tomto místě se průměr okamžitě mění s největšího průměru kužele ($\phi 202$ mm) na průměr spalovací komory ($\phi 900$ mm) a hlavní proud pronikající do této komory generuje víry a ztrhává plyn, jenž se nachází nad tímto hlavním proudem.



Obrázek 5.2.a
Naměřené a vypočítané hranice proudů

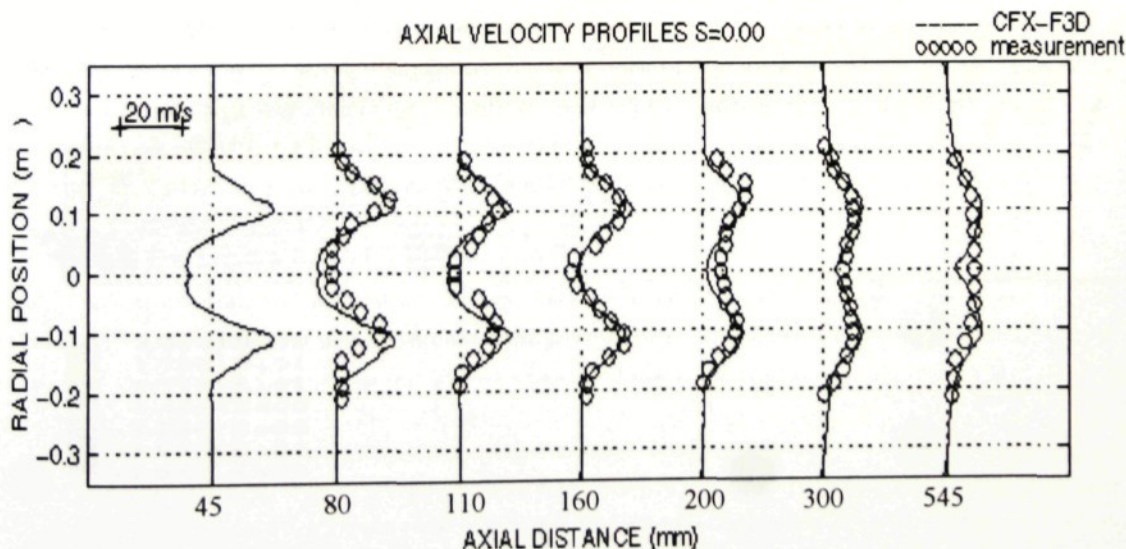
Lepší pohled na pozice všech těchto zón je na Obrázku 5.2.a. Na tomto obrázku je možno vidět rozdíly mezi hranicemi proudu jako funkci rotačního čísla. CRZ pro $S = 0.00$ je úzká a se vzrůstem rotačních podmínek se tato zóna stává větším. Obrázek také ukazuje rozdíly mezi experimentálními hranicemi a výpočtem, které však nejsou velké a mohou být ignorovány.

5.2.1 Profily axiální rychlosti.

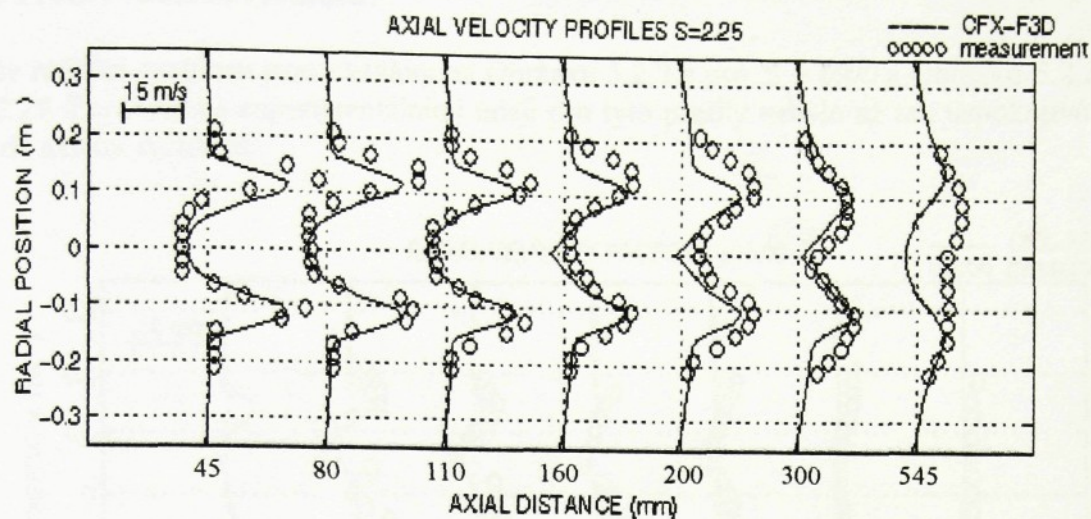
Profily axiální rychlosti vypočtené a měřené jsou vykresleny na Obrázku 5.2.1a a Obrázku 5.2.1.b pro rotační čísla $S = 0.00$ a $S = 2.25$. Profily jsou ukázány do vzdálenosti 545 mm od výstupu z hořáku, kde se dějí nejzajímavější změny v proudu. Rozdělení axiální rychlosti přímo ukazuje zóny dopředního a zpětného proudu.

Porovnání ukázalo, že blízko hořáku je rychlost vypočtena s dostatečnou přesností, kde celý profil hodnot rychlosti je v dobrém souladu s měřením. Pro $S = 0.00$ je výpočet maximální hodnoty rychlosti proveden úspěšně, malá nesrovnalost byla nalezena v pozici hrotu rychlosti v spodní části profilu (rovina 80 mm a 110 mm), což je důsledek osově symetrického předpokladu, který byl použit. Nepatrně horší výpočet byl dán pro $S = 2.25$, kde maximální hodnota hrotu axiální rychlosti je o něco málo podhodnocena, což znamená že hodnota vypočtené rychlosti je menší než hodnota experimentálního údaje. Tato nesrovnalost však dále od výstupu hořáku vymizí. Takže všeobecně je výpočet axiální rychlosti v dobré shodě s měřením, což je mnohoznačné pro kvalitní popis spalovacího obrazce.

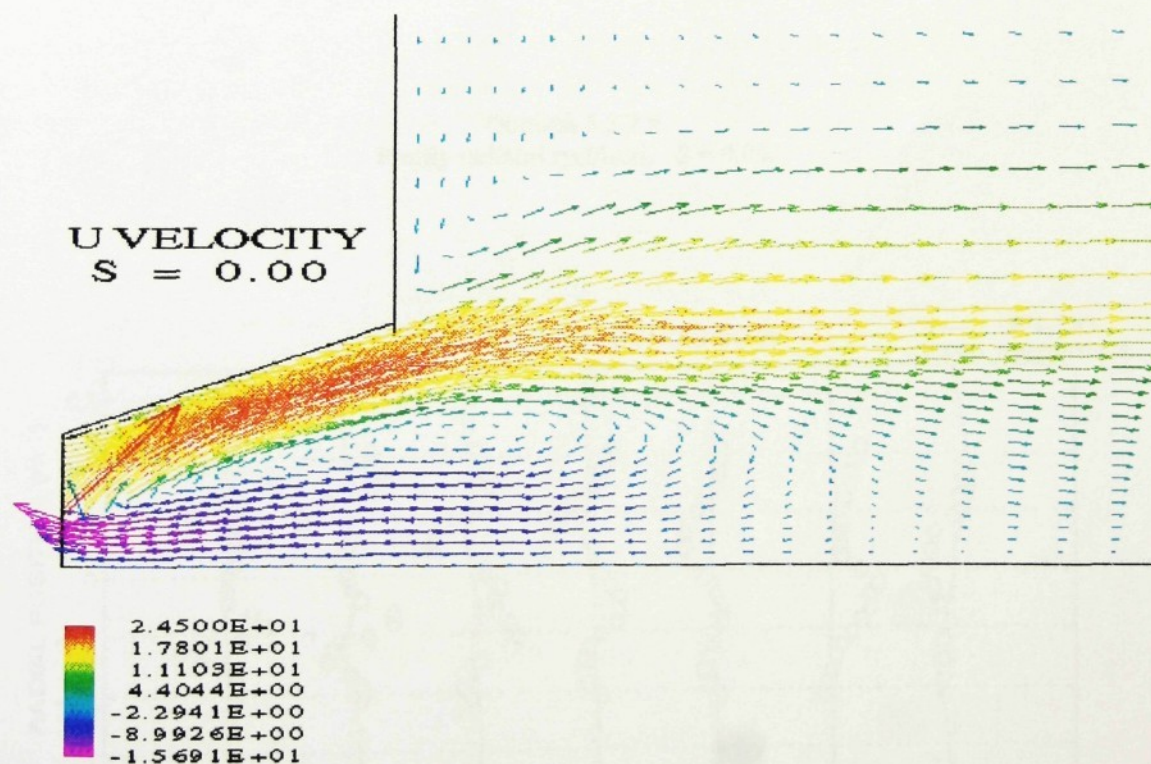
Jiný pohled na rozložení axiální rychlosti blízko hořáku je ukázán na Obrázku 5.2.1.c, kde popis vektorového pole axiální rychlosti pro podmínky $S = 0.00$. Protože je obtížné měřit tuto oblast kotle, numerický výpočet je proto dobrá cesta k objasnění chování rychlosti v kuželu hořáku.



Obrázek 5.2.1.a
Profily axiální rychlosti. $S = 0.00$



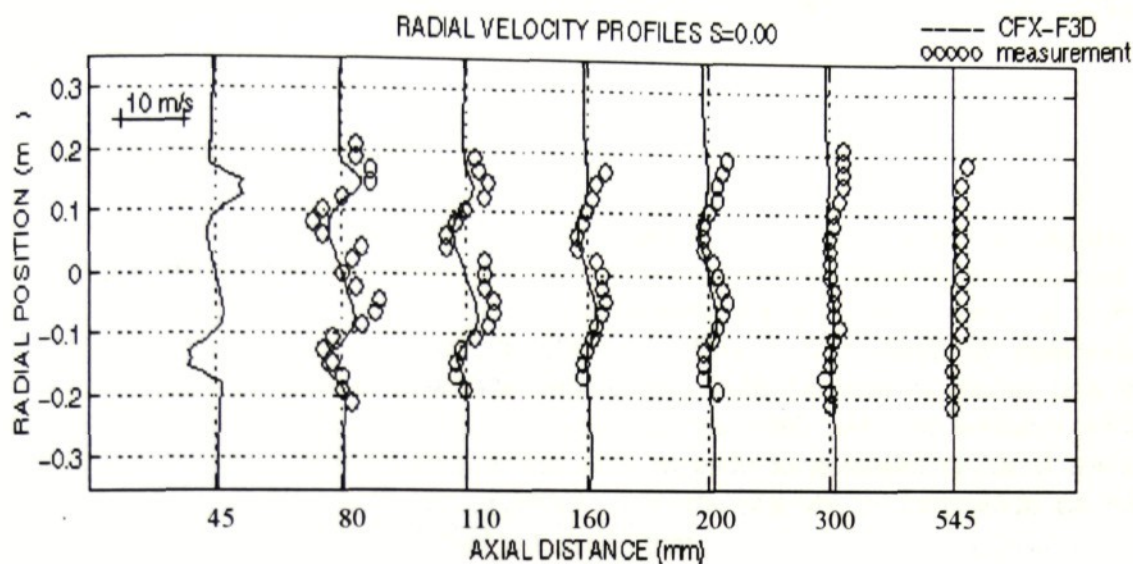
Obrázek 5.2.1.b
Profily axiální rychlosti. $S = 2.25$



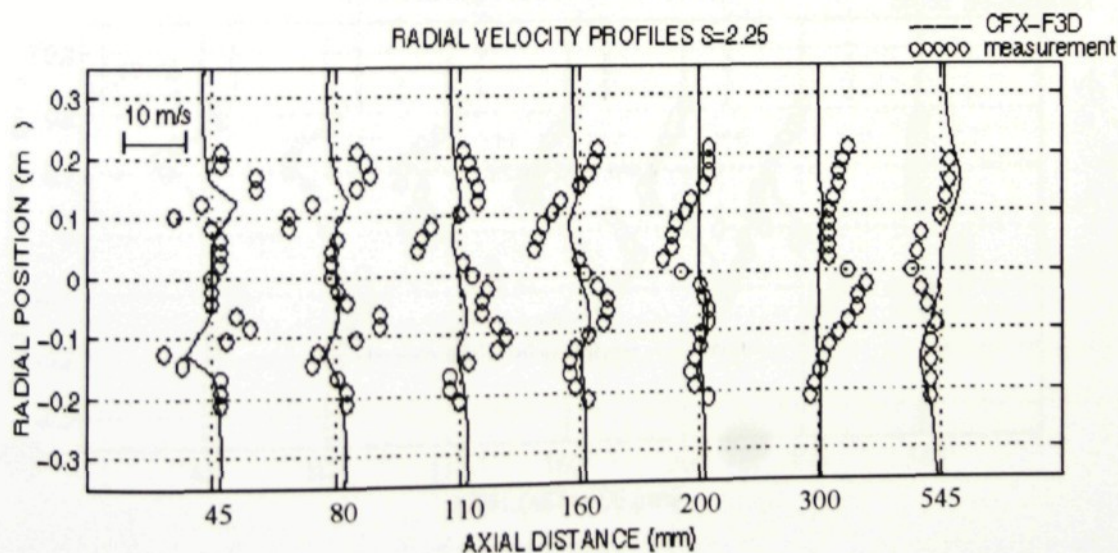
Obrázek 5.2.1.c
Vektory axiální rychlosti v blízkosti hořáku
 $S = 0.00$

5.2.2 Profily radiální rychlosti.

Profily radiální rychlosti jsou ukázány na Obrázku 5.2.2.a pro $S = 0.00$ a Obrázku 5.2.2.b pro $S = 2.25$. Porovnání s experimentálními údaji pro tyto profily nebylo až tak uspokojivé jako v případě axiální rychlosti.



Obrázek 5.2.2.a
Profily radiální rychlosti. $S = 0.00$



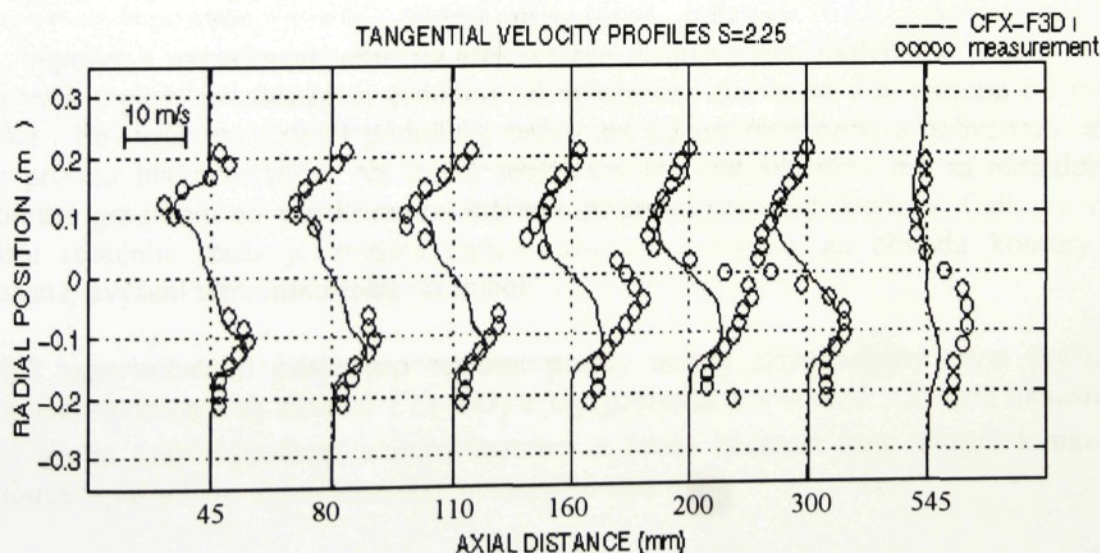
Obrázek 5.2.2.b
Profily radiální rychlosti. $S = 2.25$

Pro $S = 0.00$ tento nesouhlas není tak veliký, protože obrysy vypočtené rychlosti sledují experiment dostatečně, jenom blízko středové čáry nesrovnalost vzrůstá. Pro rotační případ $S = 2.25$ je rozpor mezi výpočtem a měřením o dost větší, než v předešlém případě. Ale po konzultaci s Dr. Beltaguim bylo poznamenáno, že tyto rozdíly mohou mít dvě hlavní příčiny: na jedné straně nepřesnost ve výpočtech a na straně druhé chyby v experimentálních údajích. S odkazem na uspokojivý výsledek pro další dva komponenty rychlosti či hmotnostního zlomku spalovaných částic, že přijatá varianta chybných experimentálních měření této složky je opodstatněnější.

5.2.3 Profily tangenciální rychlosti.

Porovnání tangenciálních profilů rychlosti mezi výpočtem a experimentem je ukázán na Obrázku 5.2.3.a pro $S = 2.25$ (protože pro $S = 0.00$ není použita tangenciální rychlost při vstupu, tato rychlost má velmi malou hodnotu skrze kotle a proto není k dispozici měření. Avšak rozložení vypočtených hodnot je ukázáno v Příloze III.). Hodnoty tangenciální rychlosti přímo závisí na použité rotační podmínce. Pro vyšší hodnoty rotačního čísla jsou tangenciální rychlosti blízko ústí hořáku přibližně dvakrát větší než pro hodnoty nižšího rotačního čísla ($S = 0.90$, Příloha III.) Avšak míra rozpadu tangenciální rychlosti roste se vzrůstajícím rotačním číslem, takže tyto rychlosti, pro oba případy, se rozpadnou na velmi nízké hodnoty přibližně ve vzdálenosti 800 mm po proudě.

Výpočet velmi dobře kopíruje experiment obzvláště blízko výstupu z hořáku, kde mohou být rozdíly mezi výpočtem a měřením zanedbatelné. Dále směrem do kotle nastává vzrůst rozdílu ale pořád výpočet drží vysoký stupeň přesnosti.



Obrázek 5.2.3.a
Profily tangenciální rychlosti. $S = 2.25$

5.3 Obrazec spalování.

Spalovací obrazec je reprezentovaný distribucí teploty a hmotnostních zlomků chemických částí. Protože tvar spalovacího obrazce je velmi silně ovlivněn stupněm rotace a pro distribuci teploty nebyly poskytnuty potřebné údaje, proto v odstavci popisujícím profily spalovacích částeczek bylo rozebráno pouze případy $S = 0.00$ a $S = 2.25$. Pro popsání závislosti teploty na rotačních podmínkách byla použita barevná prezentace pro všechny rotační případy.

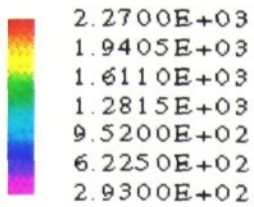
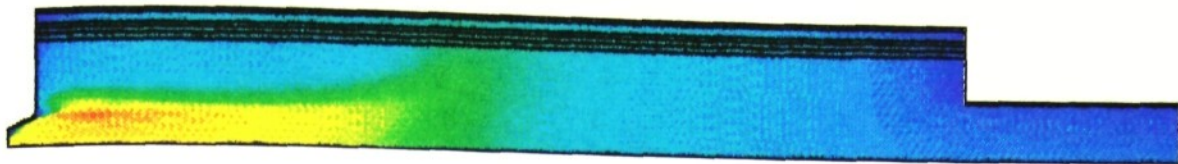
5.3.1 Distribuce teploty.

Protože, jak bylo konstatováno dříve, pro teplotní profily nebyly k dispozici experimentální hodnoty ve vyhovující formě, tak porovnání s užitím příčných rovin nebylo provedeno. Údaje byly pouze ve formě izotermického teplotního grafu a proto porovnání mezi vypočtenými a měřenými izotermami je ukázán na Obrázku 5.3.1.d, Obrázku 5.3.1.e a Obrázku 5.3.1.f (měřená teplota je ve stupních Celsia [$^{\circ}\text{C}$], vypočtená teplota je ve stupních Kelvina [K]). V této sekci je také teplota zobrazena ve formě stínové plochy pro všechna rotační čísla (Obrázek 5.3.1.a, Obrázek 5.3.1.b, Obrázek 5.3.1.c), a pro všechna rotační čísla jsou tady vyneseny popisy distribuce tepla v průřezu kotle (Obrázek 5.3.1.g, Obrázek 5.3.1.h a Obrázek 5.3.1.i), které ukazují změny teploty mezi trubkami podél kotle.

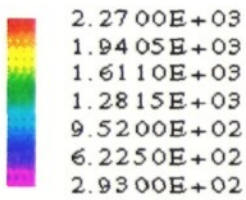
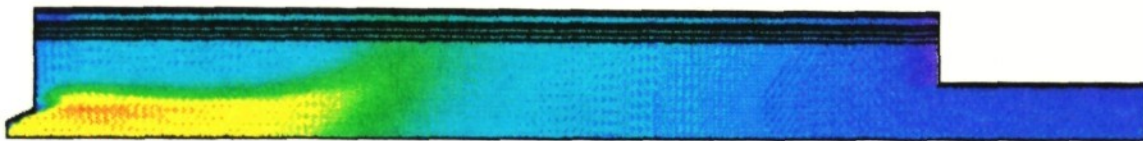
Pro všechny rotační podmínky bylo experimentálně ověřeno, že spalovací reakce začínají v místě, kde směs plynu a oxydantu opouští hořák. Uvnitř plamene je recirkulační zóna (CRZ), jejíž úkolem je recirkulovat horké plyny pro zahájení dalšího spalování. Mimo recirkulační zónu je další zóna, kde je recirkulace menší a o něco málo chladnější než v CRZ. Ve větší vzdálenosti od výstupu z hořáku (rovina 1050 mm) se gradient teploty ve směru poloměru zmenšuje a teplota začíná být konstantní v průřezu kotle. Rovnoměrná distribuce teploty a koncentrace chemických částeczek je známá jako plně vyvinutá zóna proudění.

Oba, výpočet a experiment, objevily efekt rotace plamenu jako následující: Pro $S = 0.00$ je zóna vyšší teploty prodloužená, přibližně od vzdálenosti 0.1 m do 1 m měřeno od výstupu z hořáku. Se vzrůstem rotační podmínky tato zóna začíná zmenšovat a pohybovat ve směru proti proudu hlavního toku. Na druhé straně vzrůst rotačního čísla má za následek vzrůst teplotního gradientu od osy kotle ke vnějšímu průměru spalovací komory. Celkový výsledek vzrůstu rotačního čísla je zvýšení teploty plamene a teploty na obvodu komory a tím, přirozeně, zvýšení teplotního toku do trubek.

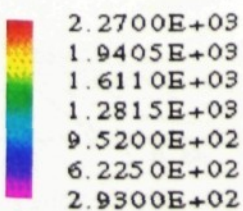
I když experimentální údaje pro teplotní profily nebyly přizpůsobeny mým potřebám, z distribuce hmotnostních zlomků CO , CO_2 a O_2 (prezentace v sekci 5.3.2) byla ukázána velmi dobrá shoda mezi výpočtem a experimentem a proto závěrem jsem dospěl k názoru, že distribuce teploty bylo vypočteno také dostatečně správně.

TEMPERATURE $S = 0.00$ 

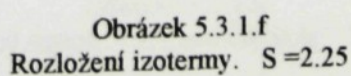
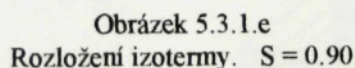
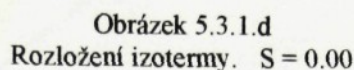
Obrázek 5.3.1.a
Distribuce teploty. $S = 0.00$

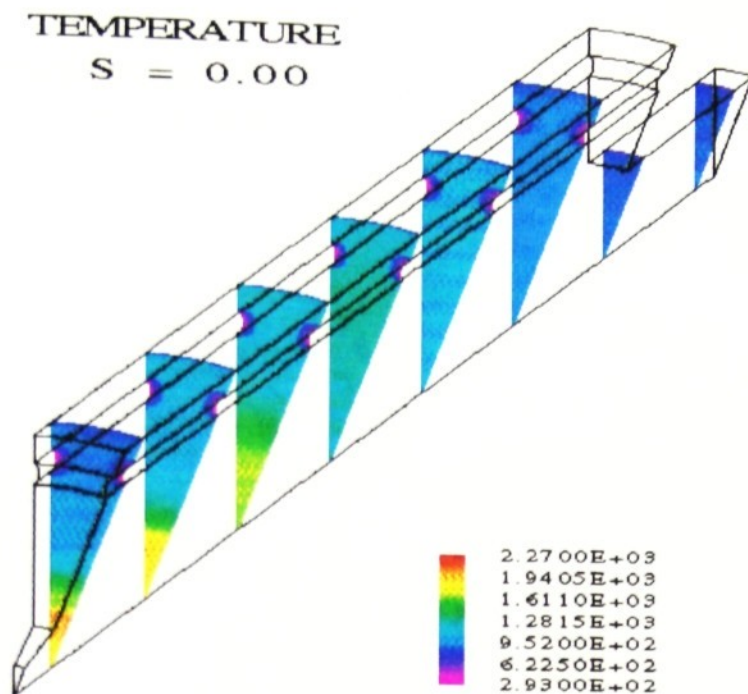
TEMPERATURE $S = 0.90$ 

Obrázek 5.3.1.b
Distribuce teploty. $S = 0.90$

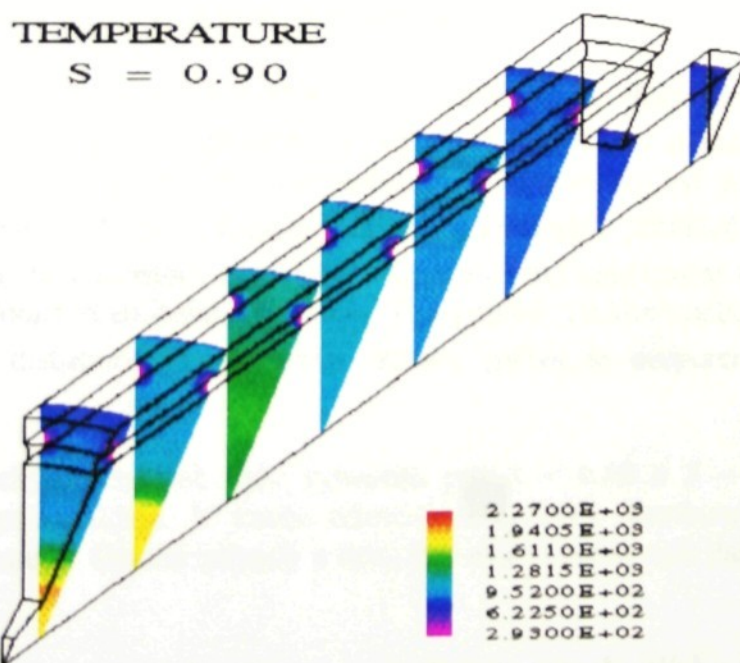
TEMPERATURE $S = 2.25$ 

Obrázek 5.3.1.c
Distribuce teploty. $S = 2.25$

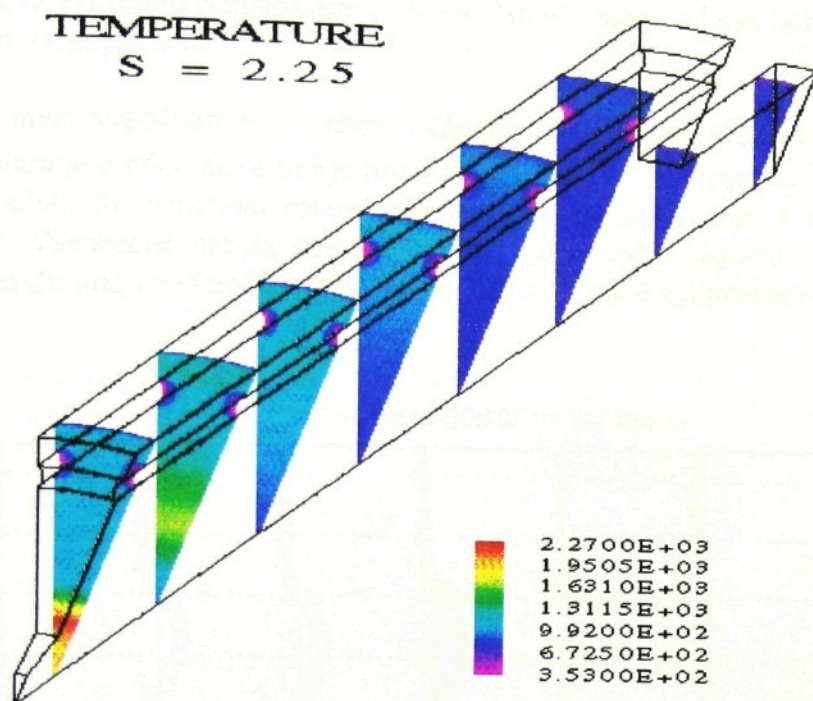




Obrázek 5.3.1.g
Rozložení teploty v příčných řezech. $S = 0.00$



Obrázek 5.3.1.h
Rozložení teploty v příčných řezech. $S = 0.90$



Obrázek 5.3.1.i
Rozložení teploty v příčných řezech. $S = 2.25$

5.3.2 Distribuce koncentrace chemických částic.

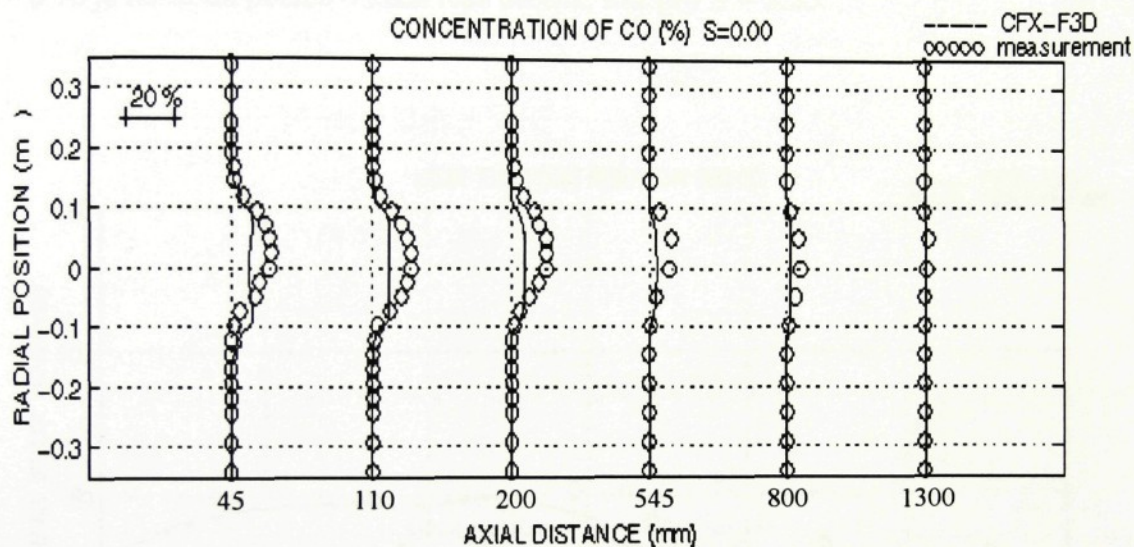
Distribuce chemických částic byla dána pro CO , CO_2 a O_2 . Spalovací model používá jenom jednu reakční rovnici pro numerický výpočet a to hmotnostní zlomek paliva. Ostatní hmotnostní zlomky jsou vypočítávány analyticky. Pro distribuci O_2 byl používán výsledek hmotnostního zlomku oxydantu, v kterém je O_2 reprezentováno přibližně 21 %. Pro CO_2 bylo předpokládáno, že v prostoru ukončeného spalování má hmotnostní zlomek produktu proporcionálně podobné rozmístění jako CO_2 . Pro prostor neukončeného spalování bylo předpokládáno, že distribuce hmotnostního zlomku paliva je proporcionálně podobně distribuci CO .

Koncentrace chemických částic bylo vyneseno pro $S = 0.00$ a $S = 2.25$, kde byly přístupné experimentální údaje. V tomto odstavci je ukázány distribuce CO jako znak popisující délku plamene. Ostatní případy s nebo bez experimentálních dat jsou k vidění v Příloze III.

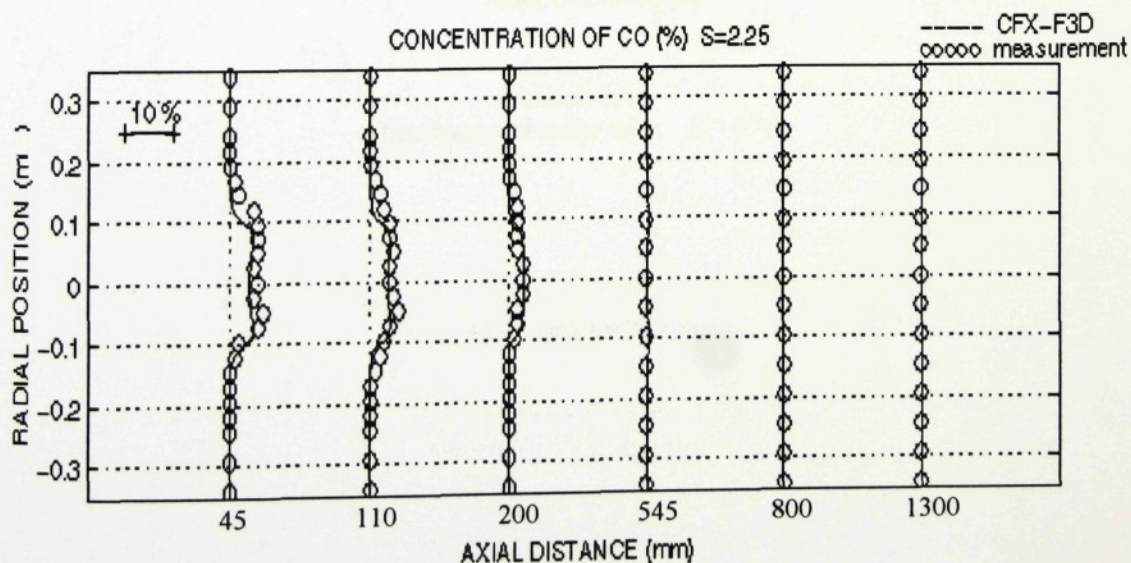
V hlavní reakční zóně, která byla nalezena v dopředním proudu blízko hořáku (Kenbar, 1994), profily CO ukazují, že nejprudší reakce vznikají v této zóně a jsou ve spojení s pozorovaným teplotním gradientem. Co profily také ukazují, že zvýšením stupně promíchání (zvyšování rotačního čísla) se zvyšuje stupeň spalování, což znamená že spalování se provádí se zvýšenou intenzitou.

Z profilů CO je také možno indikovat délku plamene, což je důležitý parametr pro hodně výpočtů teplotního přenosu. V dřívějších pracích bylo délka plamene odhadována z měření koncentrace NO_x (Kenbar, 1994). Přesnější odhad délky plamene je možno provést z distribuce CO . Při tomto předpokladu je délka plamene brána od ústí hořáku do hodnoty 0.5% CO měřeno v ose plamene.

Porovnání mezi výpočtem a měřením CO_2 ukázalo, že pro nízká rotační čísla vypočtené spalování startuje o něco dříve než je tomu tak u experimentu, proto byl blízko hořáku nalezen určitý nesoulad. Se vzrůstem rotace táto neshoda postupně mizí a výpočet dobře sleduje experiment. Všeobecně nebyla nalezena žádná velká chyba výpočtu a proto je možno tuto kapitolu uzavřít tím, že výpočet všech hmotnostních zlomků byl proveden dostatečně dobře.



Obrázek 5.3.2.a
Distribuce CO $S = 0.00$

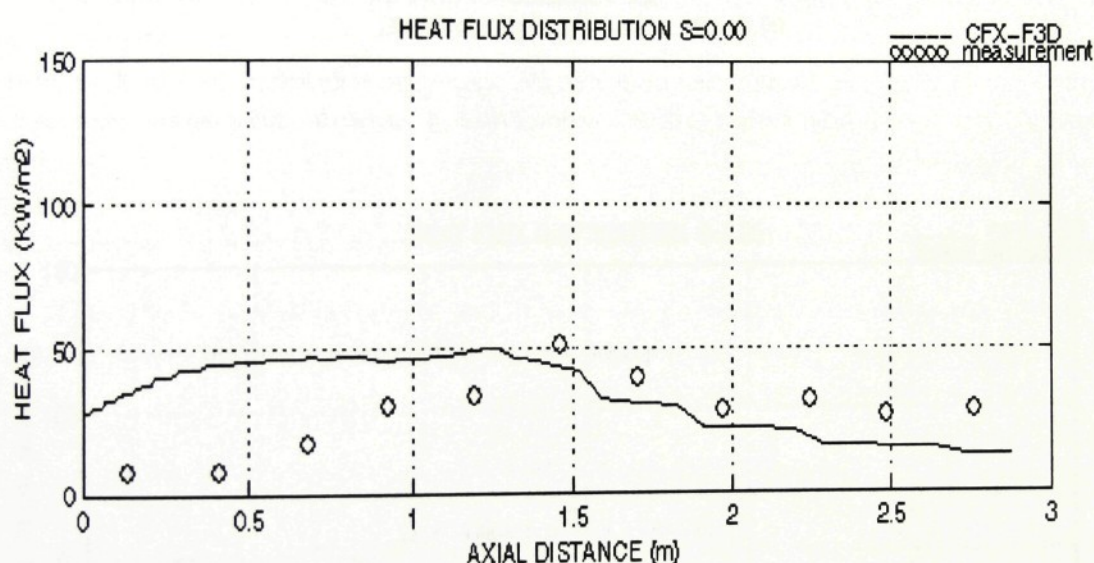


Obrázek 5.3.2.b
Distribuce CO $S = 2.25$

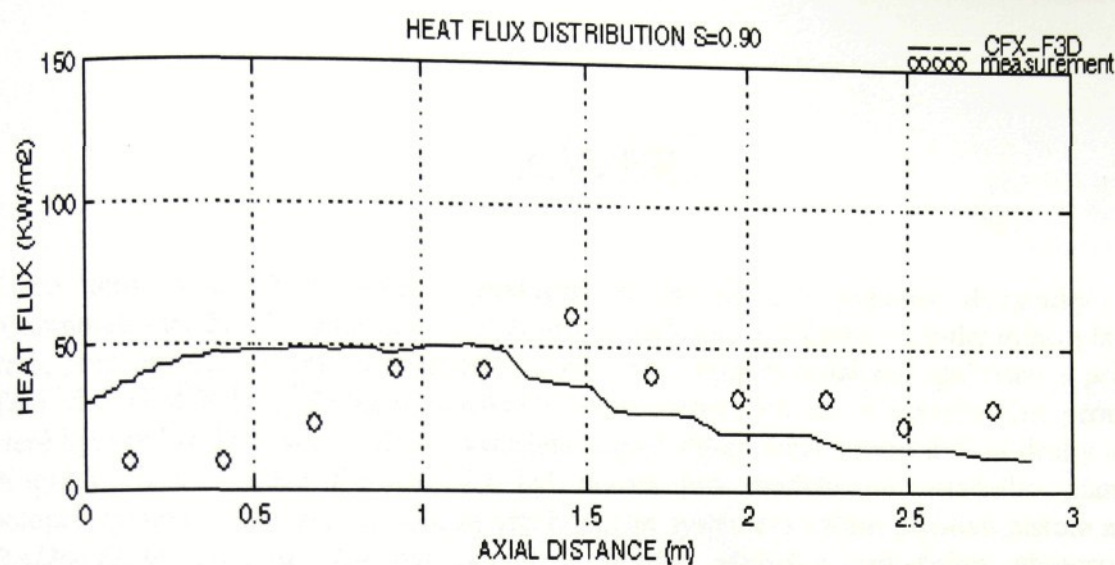
5.4 Teplotní přenos podél trubek.

Jedna z nejdůležitějších věcí, která byla zkoumána pro trubky v kotli je teplotní tok. Teplotní tok může být rozdělen do dvou kategorií: konvektivní teplotní tok a radiační teplotní tok. Konvektivní teplotní tok závisí na teplotě proudu, proudícího kolem povrchu trubek, teploty povrchu a teplotních podmínek známých jako koeficient teplotního přenosu. Radiační teplotní tok závisí na hodnotě teplotního zdroje (v případě kotle na teplotě horkých plynů - plamene), teplotě plochy teplotního přenosu a koeficientů zdroje a propadu (emisivity, absorpčního koeficientu).

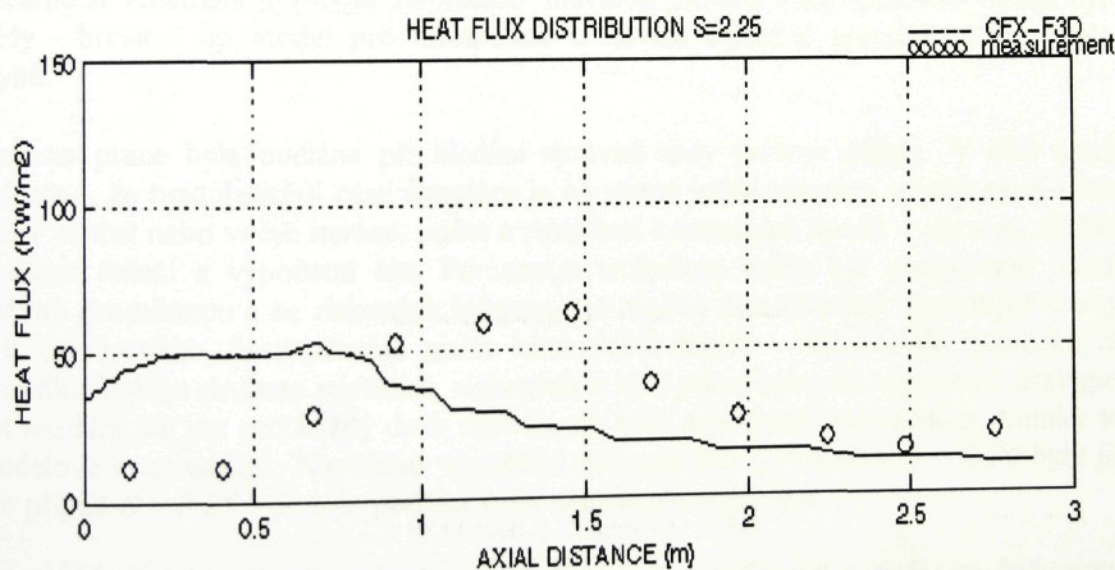
V našem případě teplotní tok přímo závisí na rotačních podmínkách kotle. Pro nižší rotační čísla má teplotní tok menší hodnoty než v případě vyšších rotačních podmínek. Hodnota teplotního toku byla dostatečně vypočtena, kromě pozice nejvyšší hodnoty toku. Pro $S = 0.00$ a $S = 0.90$ je neshoda pozice o něco lépe určená, než pro $S = 2.25$.



Obrázek 6.4.a
Distribuce teplotního toku. $S = 0.00$



Obrázek 6.4.b
Distribuce teplotního toku. $S = 0.90$



Obrázek 6.4.c
Distribuce teplotního toku. $S = 2.25$

KAPITOLA 6.

ZÁVĚR.

Cílem této práce bylo určení vhodnosti programu pro výpočet dynamiky kapalin (Computational Fluid Dynamics - *CFD*) pro modelování rotačního turbulentního plamene v kotli, před tím než je tento druh analýzy použit pro výpočet problému spalování v průmyslu. Tato vhodnost byla výsledkem porovnání experimentálních dat s vypočteným prouděním, které bylo vykreslené společně pro vyčíslení stupně shody mezi těmito dvěma druhy analýzy. Program *CFX - F3D Release 4.1* byl použit pro modelování rotačního plamene v poloprůmyslové spalovací komoře se vstřikovacím systémem užitím plynové pistole a *CFX - RADIATION Release 1.4* byl použit k přidání výsledku radiačního přenosu tepla. Experimentální údaje pro porovnání proudění, spalování a teplotního přenosu pro tři rotační případy byly poskytnuty z National Engineering Laboratory (*NEL*) jako část spolupráce mezi University of Glasgow a *NEL*.

Pro popis turbulentních jevů byl použit model *RNG k - ϵ* jako druh modelů založených na Boussinesqově aproximaci, která předpokládá že turbulentní Reynoldsova napětí τ se mění lineárně se změnami poměrné deformace hlavního proudu. Jako spalovací model byl použit eddy - break - up model pro turbulentní spalování částečně promixovaných spalovacích plynů.

Spousta práce byla udělána při hledání správné sady technik řešení. V této studii bylo nalezeno, že nejdůležitější částí simulace je na straně jedné nalezení vztahů mezi technikami řešící vnitřní nebo vnější iterace, počet a rozdělení kontrolních buněk v síti a na druhé straně přesnost řešení a výpočetní čas. Pomocnou technikou může být pozorování reziduí pro každou proměnnou a ze získaných informací je možno determinovat následující kroky. Dále bylo pozorováno, že zvyšování počtu kontrolních buněk v síti nevede nutně ke zlepšení výsledku. Dalším druhem výsledků, získaných z této práce bylo, že výpočetní strategie může být rozdílná ne jen pro každý druh modelu ale také pro různé počáteční podmínky té samé modelové konfigurace. Například výpočetní strategie pro $S = 0.00$ a $S = 0.90$ byly jiná než pro případ $S = 2.25$, kde byla použita vyšší tangenciální rychlost.

Pro dosažení nejlepší možné shody mezi měřením a vypočteným prouděním, byly použity tři různé turbulentní modely a různá konfigurace pro eddy - break - up model spalování. Použití modelů Reynoldsova toku a napětí bylo ukázáno, že bylo nemožné stabilizovat rezidua ke konvergentnímu řešení. Proto bylo rozhodnuto, že pro výpočet bude použit model *RNG k - ϵ* , i když je o něm známo a bylo to potvrzeno i v této zprávě, že tento model má problémy s výpočtem rotačního proudění, obzvláště pro trojrozměrný problém. Změna doporučené konfigurace eddy - break - up modelu nevedla k lepšímu výsledku, takže bylo rozhodnuto použít předdefinovaných proměnných a konstant.

Další cesta pro lepší shodu mezi experimentem a výpočtem bylo použití sítě pro kopírování hranic modelu místo pravoúhlé sítě, ale nebylo pozorováno zlepšení výsledku. Výsledkem použití této sítě bylo pouze zvýšení výpočetního času a to přibližně dva krát.

Jako bylo poznamenáno na začátku této kapitoly, cílem této práce bylo nalezení informací jak dobře výpočet souhlasí s experimentálními hodnotami. V Kapitole 5. byly demonstrovány některé z nejdůležitějších grafů, jenž ukazovaly stupeň přesnosti mezi těmito dvěma druhy analýzy. Velmi dobré ohodnocení bylo dáno pro všechny proměnné. Nějaké rozdíly byly pozorovány v radiální složce rychlosti, kde výkyvy měření nesouhlasí z výpočtem. Ale jako bylo poznamenáno v příslušném odstavci o radiální rychlosti, je tady malá pochybnost o správnosti experimentálních dat pro tuto proměnnou. (po konzultaci o tomto problému s Dr. Beltaguim). Byly také pozorovány určité rozdíly mezi stupněm přesnosti pro $S = 0.00$ a $S = 2.25$. Pro $S = 2.25$ byl výpočet proveden o něco málo přesněji pro všechny proměnné, kde není k vidění žádná velká chyba než pro $S = 0.00$, kde výpočet blízko ústí hořáku byl proveden s malým nesouladem, který však po určité vzdálenosti vymizí.

Další nesoulad byl nalezen u distribuce teplotního toku podél trubek pro všechny případy. Tyto distribuce byly podvypočtené, což znamená že vrcholová hodnota výpočtu byla posunutá nalevo od experimentálních dat (avšak velikost teplotního toku odpovídá experimentální hodnotě). Tato neshoda byla výsledkem objevení druhé reverzační zóny ve vzdálenosti přibližně 1000 mm od ústí hořáku. Tato reverzační zóna posouvá konec plamene blíže k trubkám s následkem posunutí vrcholové hodnoty.

Práce, která by mohla následovat po této správě, může být rozdělena do tří skupin:

1. *použití jiných turbulentních modelů* sestává z použití přesnějšího modelu jako jsou modely Reynoldsova toku a napětí. Protože ale tento model obsahuje mnoho konstant, které charakterizují každý problém samostatně, je nutné tyto konstanty získat z proudícího experimentu modelu kotle nebo použít jako zdroj konstant podobný proudící obrazec.
2. *použití jiného spalovacího modelu* sestává z použití jiných vhodných modelů jako je Magnoosenův model sazí nebo vyvinout nějaký jiný model, který lépe postihuje povahu spalování. Tato práce by měla širší rámec. Také v této části výzkumu by bylo možno využít spalování kapalného nebo pevného paliva.
3. *použití jiného zdroje sítě* použití zdroje sítě pro nestrukturovanou distribuci elementů

Použité symboly.

A, B, C, D	chemické částčky	
A_c	plocha pro konvektivní přenos tepla	$[m^2]$
A_I	plocha pro radiační přenos tepla	$[m^2]$
c_{pg}	měrná tepelná kapacita plynu	$[J/kg \cdot K]$
D	Damkohlerovo číslo	
E_A	aktivační energie	
E_T	turbulentní spalovací rychlost	
E_L	laminární spalovací rychlost	
F	síla	$[N]$
g	gravitace	$[m/s^2]$
Δh_f	spodní kalorická hodnota paliva	$[J/kg]$
h	koeficient konvektivního přenosu tepla	$[J/K \cdot m^2]$
Q_c	teplo konvektivního přenosu	$[W]$
Q_s, Q_g	teplotní přenos do propadu	$[W]$
Q_I	teplo ztracené přes zdi kotle	$[W]$
Q_p	teplot ztracené komínem	$[W]$
Q_q	radiační přenos tepla reradiací	$[W]$
k	koeficient konduktivního přenosu tepla	$[J/K \cdot m]$
k	kinetická turbulentní energie fluktuálních rychlostí	$[m^2/s^2]$
m	hmota	$[kg/s]$
m_f, m_p, m_o	hmotnostní zlomek paliva, produktu, oxydantu	
M_f	poměrná hmota spalovaného paliva	$[kg/s]$
M_g	poměrná hmota vzduchu	$[kg/s]$
Nu	Nuseltovo číslo	
Q	teplo dodané	$[W]$
r	proměnný poloměr	$[m]$
R	poloměr hořáku	$[m]$
R	univerzální plynová konstanta	

t	čas	[s]
T_0	vstupní teplota	[K]
T_1	rovnoměrná teplota propadu	[K]
T_g	teplota horkých plynů	[K]
S	rotační číslo	
u, v, w	axiální, radiální, tangenciální rychlost	[m/s]
V	objem	[m ³]
W	práce dodaná systému	[W]
x	charakteristická délka	[m]
ε	míra rozpadu kinetické turbulentní energie	[m ² /s ²]
ε_1	emisivita žáruvzdorné zdi	
ε_2	emisivita propadu	
σ	Stefan - Boltzmannová konstanta	
ρ	hustota	[kg/ m ³]
θ	úhel lopatek	
ϕ	všeobecná závislá veličina	
λ	koeficient objemové viskozity	
μ	koeficient laminární viskozity	

Použitá literatura.

- /Beer/ *Combustion aerodynamics*
J.M. Beer, N.A. Chigier
Applied science published Ltd.
- /Bronnum/ *Prediction of NO_x formation*
A.S. Bronnum, I.A.R. Rasmussen
Institute of energy technology
January 1994
- /Bronnum/ *Modelling of furnace flow, combustion and heat transfer using CFX-FLUENT*
A.S. Bronnum, I.R. Rasmussen, S.A. Beltagui
Glasgow University; Aalborg University, Denmark
1994
- /ENVIRONMENT/ *CFX-ENVIRONMENT User Guide*
AEA Technology
Computational Fluid Dynamics Service
Harwell Laboratory, UK
1995
- /F3D/ *CFX-F3D Flow Solver*
AEA Technology
Computational Fluid Dynamics Service
Harwell Laboratory, UK
1995
- /Glassman/ *Combustion.*
I. Glassman
Academic Press
1977
- /Hewitt/ *Process heat transfer.*
G.F. Hewitt
CRC Press, Inc.
1993
- /Jayathi/ *Computation of Participating Radiation in Complex Geometries*
Jayathi Y. Murthy, Dipankar Choudhury
Fluent Inc., Lebanon, NH 03766
- /Kenbar/ *Combustion aerodynamics of a gas fired furnace with radiant tubes.*
A.M.A. Kenbar, D.B.A. Crozier and S.A. Beltagui
NEL, East Kilbride, Glasgow University
1994

- /Kenbar/ *Heat transfer and NO_x measurements in a gas fired furnace with radiant tubes.*
A.M.A. Kenbar, D.B.A. Crozier and S.A. Beltagui
NEL, East Kilbride, Glasgow University
June 1994
- /RADIATION/ *CFX-RADIATION*
AEA Technology
Computational Fluid Dynamics Service
Harwell Laboratory, UK
1995
- /Simonson/ *Engineering heat transfer.*
J.R. Simonson
The Macmillan Press Ltd.
1975
- /White/ *Viscous fluid flow*
F.M. White
Kingsport Press
1974

PŘÍLOHA I.

PŘÍKAZOVÝ SOUBOR.

Tato příloha dává informace o příkazech, podpříkazech a klíčových slovech, (příkazy vždy začínají znakem >>), použitých pro příkazový soubor pro rotační číslo $S = 0.90$ (ostatní rotační čísla mají podobný příkazový soubor s jediným rozdílem a to jsou vstupní okrajové podmínky, tj. rychlosti, hmotnostní zlomky paliva a oxydantu). Příkazový soubor specifikuje fyzikální vlastnosti, určuje rovnice pro výpočet a popisuje okrajové podmínky.

>>FLOW3D

Hlavní příkaz pro odstartování programu *CFX - F3D*.

>>SET LIMITS

Následující klíčové slova specifikují velikost problému.

TOTAL INTEGER WORK SPACE 6000000
TOTAL REAL WORK SPACE 10000000
MAXIMUM NUMBER OF BLOCKS 11
MAXIMUM NUMBER OF PATCHES 30000
MAXIMUM NUMBER OF INTER BLOCK BOUNDARIES 90

>>OPTIONS

Následující klíčové slova popisují problém a které fyzikální a matematické modely budou použity. Tento problém je definovaný jako trojdimenzionální, stacionárního stavu. Spalování je specifikováno modelem spalování a rovnicí přenosu tepla, vlastnostech proudu jako je stlačitelnost či turbulentní proudění (Navier - Stokesova rovnice)

THREE DIMENSIONAL
MASS FRACTION EQUATION 3
HEAT TRANSFER
CYLINDRICAL COORDINATES
RECTANGULAR GRIDS
STEADY STATE
COMPRESSIBLE FLOW
EDDY BREAK UP COMBUSTION MODEL
TURBULENT FLOW
AXIS INCLUDED

Souřadnicový systém je specifikován jako válcový a rychlosti jsou řešeny jako axiální, radiální a tangenciální.

>>MODEL TOPOLOGY

Následující klíčová slova specifikují, že geometrie je čtena z geometrického souboru. V *CFX - F3D* programu je možno jednoduchou geometrii definovat v příkazovém souboru. Komplikovanější geometrie, jako je například i náš případ, byla vytvořena programem *CFX - MESHBUILD* který je příslušenství celého *CFX*.

>>INPUT TOPOLOGY
READ GEOMETRY FILE

Následující klíčová slova specifikují geometrické umístění okrajových podmínek. Protože model je výsek válce, všechny bloky musí mít definované periodické okrajové podmínky. Pro spodní část modelu, která je v reálu osa symetrie, je definovaná okrajová podmínka symetrie. V příkazovém souboru jsou definovány pouze periodické okrajové podmínky, protože všechny ostatní podmínky musejí být definovány v geometrickém souboru při pohledu na fakt, že tento geometrický soubor byl použitý pro vznik radiační geometrie. V případě, že vstupní podmínka je rozdělena na 21 podpodmínek, které jsou definovány v geometrickém souboru přiřazením odpovídajících příkazů.

>>CREATE PATCH
PATCH NAME 'PERIODIC'
PATCH TYPE 'PERIODIC'
BLOCK NAME 'BLOCK-NUMBER-1'
LOW K
HIGH K

>>MODEL DATA

Tyto příkazy specifikují fyzikální vlastnosti pro matematické modely. Jako první je definovaná viskozita plynu a termální difuzivita.

>>PHYSICAL PROPERTIES
>>FLUID PARAMETERS
VISCOSITY 1.82E-5
>>SCALAR PARAMETERS
>>HEAT TRANSFER PARAMETERS
COMBUSTION THERMAL DIFFUSIVITY 2.571E-5
>>DIFFUSIVITIES
ALL USER SCALARS 2.571E-5

Následující příkazy a klíčové slova nastavují modelování spalování a jeho koeficienty. Pro nastavení spalovacích konstant bylo předpokládáno následující: Palivo obsahuje 95 % metanu, takže palivo je bráno jako čistý metan, nespalovací složky jsou zanedbatelné, takže hmotnostní zlomek paliva je bráný jako 1.0, hmotnostní zlomek oxydantu ve vzduchu je 0.22, hmotnostní zlomky produktů jsou 0.1534 pro kysličník uhličitý a 0.1224 pro vodu. Pro spalovací proces bylo předpokládáno, že spalování má kolizní míchání. Klíčové slovo INCLUDE PRODUCT TERM dělalo spalování citlivé na hmotnostní zlomek produktu a ne jenom na hmotnostní zlomky paliva a oxydantu.

Poslední hodnota, která slouží při definování Damköhlerova čísla Da byla získána po konzultaci s Dr. Beltaguim.

>>COMBUSTION PARAMETERS
>>EDDY BREAK UP
>>COMBUSTION CONSTANTS
HEAT OF FUEL 49446E3
MOLECULAR WEIGHT OF FUEL 16.86
SPECIFIC HEAT COEFFICIENTS OF FUEL 1200. 3.25 0.75E-3 -7.05E-7
STOICHIOMETRIC RATIO 16.7


```

END
>>MASS FRACTION OF FUEL
FUEL 1.0
END
>>MASS FRACTION OF OXIDANT
OXYGEN 0.22
END
>>MASS FRACTIONS OF PRODUCTS
CARBON DIOXIDE 0.1534
WATER 0.1224
END
>>MODEL CONFIGURATION
COLLISION MIXING
>>ARRHENIUS RATE PARAMETERS
RATE CONSTANT 1.1E-10
ACTIVATION TEMPERATURE 2.013E4
FUEL DENSITY EXPONENT 0.33
OXYGEN DENSITY COMPONENT -1.03
DAMKOLHER NUMBER 0.001

```

Turbulentní model byl použit *RNG k - ε* model

```

>>TURBULENCE PARAMETERS
>>TURBULENCE MODEL
TURBULENCE MODEL 'RNG K-EPSILON'

```

Pro použití radiačního programu byly aplikovány následující příkazy a klíčové slova.

```

>>RADIATION
ITERATION FREQUENCY OF RADIATION CALL 6
UNDER RELAXATION FACTOR 0.5
>>MODEL INFORMATION
PROGRAM 'SHAH'
HISTORIES 10000
RAYS 10
END
>>VOLUME INFORMATION
ALL RADIATION ZONES
ABSORPTION COEFFICIENT 0.5
END

```

>> SOLVER DATA

Jeden z cílů tohoto příkazu je specifikovat klíčové slova pro kontrolu programu. Maximální počet iterací a reziduum hmotnostního toku je použit jako kritérium pro zastavení iteračního procesu. Hodnota $1E-8$ nebyla v iteračním procesu nikdy dosažena, proto proces iterace byl zastaven tehdy, když byl dosažen maximální počet nastavených iterací. Tlakový referenční bod, ve kterém je tlak nastaven atmosférickému tlaku, byl také specifikován a umístěn na vstupu do kotle. Dále byl také umístěn výstupní monitorovací bod, jehož funkce byla popsána dříve

Další cíl tohoto příkazu je nastavení příkazů a klíčových slov specifikujících výpočetní strategii. Funkce a výsledky použití těchto příkazů byla popsána dříve.

```

>>PROGRAM CONTROL

```



```

MAXIMUM NUMBER OF ITERATIONS 6000
PRESSURE REFERENCE POINT BLOCK 'BLOCK-NUMBER-1'
PRESSURE REFERENCE POINT 1 14 1
OUTPUT MONITOR POINT 'BLOCK-NUMBER-2'
OUTPUT MONITOR POINT 7 1 1
MASS SOURCE TOLERANCE 1E-8
>>EQUATION SOLVERS
  U VELOCITY 'GENERAL AMG'
  V VELOCITY 'GENERAL AMG'
  W VELOCITY 'GENERAL AMG'
  K          'GENERAL AMG'
  EPSILON    'GENERAL AMG'
  END
>>>DEFERRED CORRECTION
  K START      7001
  EPSILON START 7001
  K STOP       7002
  EPSILON STOP  7002
  END
>>UNDER RELAXATION FACTORS
  EPSILON      0.1
  K            0.25
  U VELOCITY   0.15
  V VELOCITY   0.15
  W VELOCITY   0.15
  DENSITY      0.05
  END
>>PRESSURE CORRECTION
  SIMPLE
  END

```

>> CREATE GRID

Tento příkaz volá si' produkovanou *CFX - MESHBUILD* do příkazového souboru.

```

>>INPUT GRID
  READ GRID FILE
  END

```

>> MODEL BOUNDARY CONDITIONS

Tento Příkaz specifikuje okrajové podmínky. Vstupní okrajové podmínky jsou specifikovány pro každý se 14 vstupů. Alokace těchto podmínek byla specifikována v geometrickém souboru. Použitím volby #CALC jsou hodnoty k a ε jednoduše počítány, když jsou hodnoty složek rychlosti pro výpočet změněny. Teplota, činitel odrazu a hmotnostní zlomky paliva a oxydantu jsou taky specifikovány pro každý vstup.

```

>>SET VARIABLES
  PATCH NAME 'INLET1'
  #CALC
    UIN = 20.25;
    VIN = 26.25;
    WIN = 3.2;
    KIN = 0.0323*(UIN*UIN + VIN*VIN + WIN*WIN);
    EPSIN = 0.1643*KIN**1.5/(0.09*0.0375)
  #ENDCALC
  U VELOCITY      #UIN
  V VELOCITY      #VIN

```


W VELOCITY	#WIN
K	#KIN
EPSILON	#EPSIN
TEMPERATURE	293
MASS FRACTION1	0.07
COMBUSTION SCALAR	0.07
ALBEDO	0.8

Okrajové podmínky pro stěny jsou specifikovány následovně

```
>>WALL BOUNDARY CONDITION
PATCH NAME 'BASEPLATE'
TEMPERATURE 515
ROUGHNESS 1.0
ALBEDO 0.15
END
```

>>STOP

Závěrem je program ukončen logickou závorkou.

PŘÍLOHA II.

SLOŽENÍ

KOMPOZICE PLYNU.

Tato příloha poskytuje informace o kompozici plynu použitého pro experiment. Simulační analýza je založena na použití přírodního plynu pro experimentální spalování. Kompozice paliva je důležitá část vstupních dat, proto tyto data musejí být reálné.

Přesná kompozice přírodního plynu je dána v následující tabulce analýzy plynu provedené v NEL.

Analýza plynu.						
C _x H _y						
x	y	%	Molární váha	Kalorické hodnoty	MWt (%.MV)	CVt (%.CV)
1	4	94.81	16.04	34.0	1520.75	3223.54
2	6	3.82	30.07	60.5	114.87	231.11
3	8	0.21	44.11	86.4	9.26	18.14
4	10	0.03	58.13	112.4	1.74	3.75
5	12	0.005	72.15	138.1	0.36	0.69
6	14	0.002	86.17	164.4	0.17	0.33
7	16	0.001	100.2	190.0	0.10	0.19
8	18	0.001	114.2	216.0	0.11	0.22
9	20	0.001	128.3	242.0	0.13	0.24
CO ₂		0.45	44.01	-	19.8	-
N ₂		0.67	28.02	-	18.77	-
Součet MJ		100.00 %	16.86 kg/kmol 34.81			

Table I.
Kompozice plynu

Kalorická hodnota plynu	34.81 MJ/m ³
Plynová konstanta = 8314.33/16.86	493 J/kgK
Moly C = sum(%.x)/100	1.03261
Moly N ₂ = sum(%.y/2)/100	2.021
Stochiometrický objem vzduchu = (1.03261 + 2.021).4.76*	9.725 podle objemu 16.710 podle hmoty

* Oxydant, který je vzduch, obsahuje 21% kyslíku a 79% dusíku. Reciproká hodnota 4.76 je objem objemového zlomku kyslíku.

Table II.
Vypočet plynových konstant

PŘÍLOHA III.

**GRAFY VÝPOČTU PRO $S = 0.00$, $S = 0.90$ A $S = 2.25$
S NEBO BEZ NAMĚŘENÝCH HODNOT
PRO POROVNÁNÍ.**

