

VĚDECKÉ SPISY VYSOKÉHO UČENÍ TECHNICKÉHO V BRNĚ

Edice PhD Thesis, sv. 459

ISSN 1213-4198

thesis IS

Ing. Martin Piskovský

**Modelování zařízení
využívaných v systémech spalování
a čištění spalin v jednotkách
pro termické zpracování odpadů**

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
Fakulta strojního inženýrství
Ústav procesního a ekologického inženýrství

Ing. Martin Piskovský

**MODELOVÁNÍ ZAŘÍZENÍ VYUŽÍVANÝCH V SYSTÉMECH
SPALOVÁNÍ A ČIŠTĚNÍ SPALIN V JEDNOTKÁCH PRO
TERMICKÉ ZPRACOVÁNÍ ODPADŮ**

**MODELLING OF EQUIPMENT USED IN WASTE COMBUSTION
AND OFF-GAS CLEANING SYSTEMS**

Zkrácená verze Ph.D. Thesis

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství
Školitel: Prof. Ing. Petr STEHLÍK, CSc.
Oponenti: Prof. Ing. Josef KOHOUTEK, CSc.
Doc. Dr. Ing. Tadeáš OCHODEK
Doc. Ing. Jiří POSPÍŠIL, Ph.D.
Datum obhajoby: 29. 2. 2008

Klíčová slova

CFD, čištění spalin, rukávcový filtr, neustálené proudění, Venturiho dýza, jednofázové proudění, dvoufázové proudění, tlaková ztráta, mokré praní spalin, Venturiho pračka, O-element, tepelný výměník, přenos tepla, kal, matematický model.

Keywords

Two-phase flow, pressure drop, wet scrubbing, Venturi wet scrubber, O-element, heat exchanger, heat transfer, sludge, mathematical model.

Místo uložení práce

Ústav procesního a ekologického inženýrství, FSI, VUT v Brně

Obsah

1 ÚVOD.....	5
2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY	5
3 CÍL PRÁCE.....	6
4 VOLBA OBJEKTŮ ZÁJMU	6
5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE	7
5.1 Rukávcový tkaninový filtr pro čištění spalin	7
5.1.1 Stanovení součinitele tlakových ztrát Venturiho dýzy.....	7
5.1.2 Model nestacionárního proudění při tlakovém čištění filtru	9
5.2 Zařízení pro mokrou vypírku spalin – Venturiho pračka.....	11
5.2.1 Experimentální zařízení	11
5.2.2 Výpočtový model	12
5.2.3 Srovnání měření, simulace a analytických výpočtů	13
5.2.4 Sledování závislosti výpočtů na velikosti kapek.....	13
5.2.5 Zhodnocení výsledků.....	14
5.3 Zařízení pro mokrou vypírku spalin – O-Element	14
5.3.1 Vstupní předpoklady	14
5.3.2 Srovnání měření a simulace.....	15
5.3.3 Zhodnocení výsledků.....	16
5.4 Šroubovicový výměník tepla „voda-kal“	16
5.4.1 Výpočetní síť a modely turbulence.....	16
5.4.2 Porovnání analytického výpočtu a CFD simulace.....	19
6 ZÁVĚR.....	19
LITERATURA	21
ABSTRAKT	22
ABSTRACT	22
ŽIVOTOPIS.....	23

1 ÚVOD

Téměř veškerá lidská činnost jak civilní, tak průmyslová je spojena s produkcí odpadu. Existují různé snahy, jak tuto produkci snižovat ať už efektivnějším využíváním primárních surovin, nebo recyklací, ale přesto se bohužel nevyhneme konečnému odpadu, se kterým je nutné smysluplně nakládat a hospodařit. Jednou z rozsáhlých oblastí využití odpadu je jeho termické zpracování.

Termické zpracování odpadu nabízí nejen výraznou redukci jeho objemu, ale rovněž nezanedbatelného množství energie, kterou lze z tohoto procesu získat. Záleží ovšem na charakteru odpadu, jakou má výhřevnost a zda je nutno ho nějak upravovat před vlastním spalováním. To pak dále ovlivňuje ekonomičnost provozu. Hoření je samozřejmě spojeno s produkcí plynných produktů a popílku. Tyto nežádoucí produkty mají často nebezpečný charakter z pohledu účinků na životní prostředí a zdraví člověka. Proto je bezpodmínečně nutné jejich množství vypouštěné do ovzduší co možná redukovat a z hlediska legislativy splňovat platné emisní limity.

Za účelem případné úpravy odpadu před jeho spalováním a nebo následného čištění spalin byly vyvinuty technologie, jejichž provoz je účelné dále zefektivňovat a vyvíjet technologie nové. Zefektivněním stávajících technologií se ale nerozumí jen optimalizace ve smyslu nalezení extrému vybraných účelových funkcí (např. minimální náklady a minimální hmotnost zařízení), ale také nalezení podmínek proudění, které dále podpoří nebo sníží fyzikální či fyzikálně chemické procesy probíhající v zařízeních resp. ovlivní tlakové ztráty, které se přímo promítají do provozních nákladů.

2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Řada zařízení používaných v oblasti termického zpracování odpadu a čištění spalin nemá jednoduchou geometrii a proudění v nich má tak komplexní charakter, že analytickými výpočty jsme schopni předpovídat, pokud vůbec, pouze bilanční poměry, určující stav před a za objektem, případně obecný charakter proudění. To přitom vyžaduje širokou empirickou základnu v dané oblasti, pokud tato není, pak takovýchto predikcí nejsme schopni. Přitom ale na charakteru proudění závisí například rychlost výměny tepla, výše tlakových ztrát, velikost mezifázové plochy atd.

Abychom se mohli pokusit postihnout proudění v těchto zařízeních, musíme použít metody simulace CFD (Computational Fluid Dynamics – matematické modelování a numerické řešení úloh proudění tekutin) založené na diskretizaci řešené úlohy. Software pro tuto problematiku je většinou založený na metodě konečných objemů a je již poměrně dost rozšířený. Jedná se o komerční kódy jako CFX, FLUENT, STAR CD, FIDAP, POLYFLOW či volně šiřitelný OPEN FOAM. Základ těchto programů tvoří řešič transportních diferenciálních rovnic pro popis proudění, vyjadřujících základní fyzikální zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Tyto diferenciální rovnice jsou pak diskretizovány a po definování

počátečních a okrajových podmínek řešeny na síti výpočetní oblasti představující geometrii sledovaného zařízení. Jedná se tedy vždy o numerické řešení úlohy pro různé kombinace vstupů a dalších okrajových podmínek, pro různá geometrická uspořádání.

Zmíněné programy v sobě obsahují různé modely pro řešení laminárního i turbulentního proudění s přenosem tepla vedením, konvekcí i radiací, nabízejí možnost modelovat proudění vícefázového toku i zahrnout do výpočtu nejrůznější chemické reakce. Platnost jednotlivých modelů je ale omezena, ať už tím, že byly vyvíjeny pro jisté specifické podmínky, nebo tím, že při jejich definici byla zavedena nějaká zjednodušení. Takže tyto modely nemají univerzální platnost a pro každou konkrétní řešenou problematiku mohou být více nebo méně vhodné.

Dalším úskalím je výpočetní síť, na které jsou rovnice těchto modelů řešeny. Hustota výpočetní sítě totiž může ovlivnit výsledky výpočtu v tom ohledu, že pokud není síť dostatečně jemná, jsou na ní výsledky závislé. Naopak se zvyšující se hustotou síť roste i výpočetní čas a úloha se pro dostupné výpočetní kapacity může stát neúnosnou. Nízká kvalita sítě (tvar buněk) se pak negativně projevuje na chybách vyplývajících z odchylek od tvaru buněk, který je ideální pro numerický výpočet.

Je proto nutné mezi dostupnými modely již podle jejich specifikace rozumně volit, tyto pak mezi sebou porovnávat, ověřovat závislost výpočtů na hustotě sítě a zkoumat citlivost na parametrech zadávaných v okrajových podmínkách. Pokud je to možné, je též vhodné srovnávat výpočty s výsledky a závěry publikovanými v literatuře, ověřovat bilančními analytickými výpočty a je-li to možné, i verifikovat experimentem.

3 CÍL PRÁCE

Cílem práce bylo posoudit vhodnost a možnosti nasazení CFD simulací v oblasti určené tématem disertace.

4 VOLBA OBJEKTŮ ZÁJMU

Již podle názvu prezentované práce je zřejmé, že oblast jejího zaměření je velmi široká. Zařízení, která bychom do ní mohli zařadit, je nespočetná řada. Proto bylo prvním úkolem provést logický a smysluplný výběr objektů, kterým bude posléze věnována naše další pozornost.

V době, kdy autor začínal s doktorským studiem na Ústavu procesního a ekologického inženýrství Vysokého učení technického v Brně (dále jen ÚPEI), započalo na témže ústavu řešení výzkumného záměru Ministerstva školství *Ekologicky a energeticky řízené soustavy zpracování odpadů a biomasy*. Volba zkoumaných zařízení proto vycházela z potřeb výzkumného záměru. Výhodou takového výběru sledovaných objektů je, že se nebude jednat o samostatně stojící, vysoce specializované studie na teoretizující bázi. Pokud na problematice spolupracuje více lidí, kteří daná zařízení sledují z různých úhlů, mohou se

v poznatcích vzájemně podporovat a obohacovat. Práce jednotlivce se tak stává součástí komplexnějšího celku, kterému podává oporu ze strany své specializace.

U aparátů, které jsou předmětem zájmu tohoto výzkumného záměru, byly totiž k dispozici buďto provozní parametry, experimentální data z měření nebo alespoň analytické výpočty, se kterými bylo možné simulační výpočty porovnávat.

Z potřeb výzkumného záměru vyplynula volba řešení následujících tří druhů zařízení:

- Rukávcový tkaninový filtr pro čištění spalin – simulace jednofázového stacionárního i nestacionárního proudění v rukávcovém filtru.
- Zařízení pro mokrou vypírku spalin - simulace dvoufázového toku „plyn-kapalina“ ve dvou zařízeních pro mokré praní plynu (Venturiho pračka a O-element).
- Šroubovicový výměník tepla „voda-kal“ - simulace laminárního a turbulentního toku s výměnou tepla ve jmenovaném výměníku.

5 HLAVNÍ VÝSLEDKY PRÁCE

5.1 RUKÁVCOVÝ TKANINOVÝ FILTR PRO ČIŠTĚNÍ SPALIN

Výsledkem této práce je porovnání čištění s použitím a bez použití dýzy. Dále je také určeno zvýšení tlakové ztráty způsobené umístěním Venturiho dýzy, která představuje místní odpor při normálním provozu filtru.

5.1.1 Stanovení součinitele tlakových ztrát Venturiho dýzy

Venturiho dýza používaná ve výstupní části tkaninového rukávce představuje při normálním provozu filtru místní odpor, který způsobuje odpovídající místní tlakovou ztrátu.

Odhad součinitele z tabelovaných hodnot a analytických výpočtů

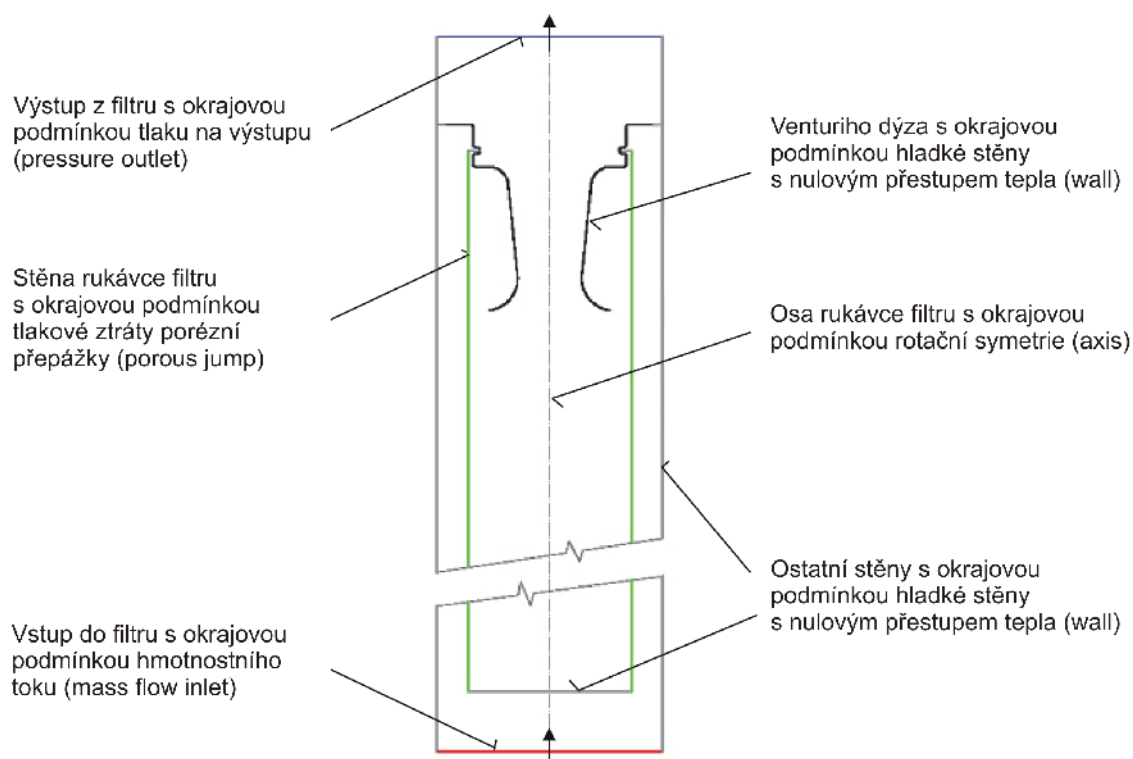
Jelikož nebyla nalezena tabelovaná data přímo pro sledovanou geometrii, byl přijat předpoklad, že dýza se dá rozdělit na několik nezávislých úseků, pro něž se určí parciální součinitele ξ_i a celkový součinitel ξ je dán prostým součtem parciálních součinitelů [1].

$$\xi = 0,44$$

Toto zjednodušení zanedbává ovlivňování jednotlivých úseků mezi sebou navzájem a nepostihuje zcela vliv okolního prostředí na místní odpory. Předem se nedá zjistit, jak závažný vliv budou mít tato zjednodušení na přesnost odhadu součinitele tlakových ztrát. Tento odhad bude proto v dalším odstavci srovnán s výsledky výpočtů metodami CFD.

Určení součinitele tlakových ztrát využitím metod CFD

Pro určení součinitele tlakových ztrát je nutno vytvořit model proudění při normálním provozu filtru. Zde byl vytvořen osově symetrický 2D model.



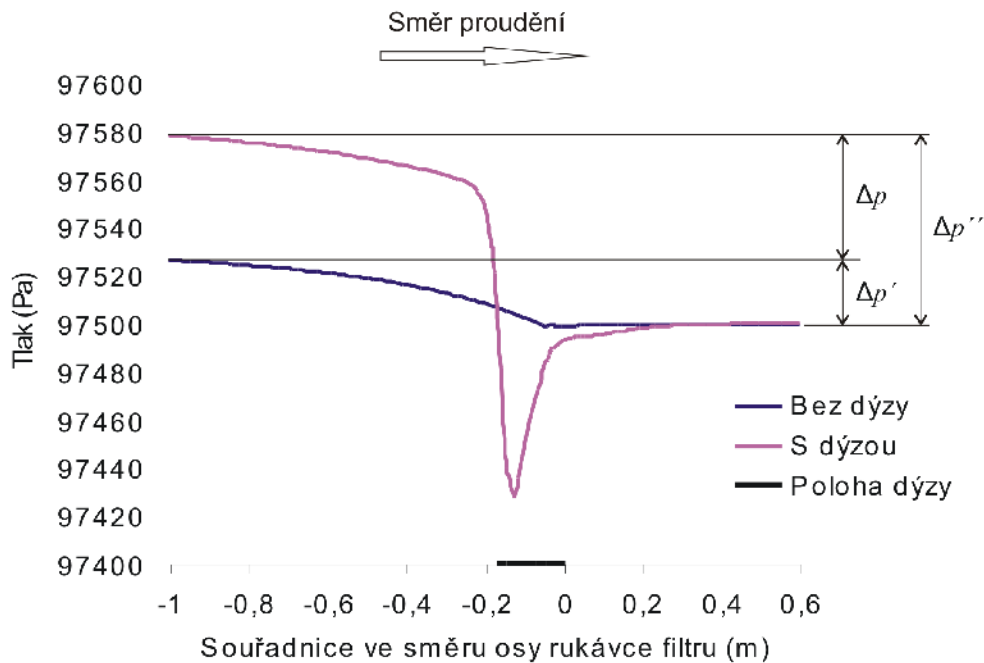
Obr. 1 Schéma 2D modelu pro normální provoz filtru

Řešení bylo hledáno pro časově ustálené proudění. Byl použit RNG k- ϵ model turbulence. Výsledkem iteračního výpočtu je řešení představující rozložení fyzikálních veličin v prostoru modelu. Výstupem může být grafické zobrazení vrstevnic nebo vektorů daných veličin. Je též možné odečíst hodnotu požadované veličiny ve kterémkoli místě prostoru modelu. Byl vytvořen ještě jeden model filtru, takřka totožný s předchozím. Jediným rozdílem je, že ve druhém modelu není Venturiho dýza.

Z datových souborů obou modelů byl odečten průběh tlaku na ose filtru a hodnoty byly zpracovány do grafu, který je na obr. 2. Tímto způsobem byla zjištěna tlaková ztráta Venturiho dýzy při normálním provozu filtru. Byla určena hodnota součinitele tlakové ztráty:

$$\xi = 0,455$$

Při srovnání hodnoty součinitele tlakové ztráty získané využitím metod CFD s hodnotou odhadu součinitele z tabelovaných hodnot a analytických výpočtů je vidět, že jsou si velmi blízké. Rozdíl činí pouze 3,3%.



Obr. 2 Průběhy tlaku na ose rukávce filtru

5.1.2 Model nestacionárního proudění při tlakovém čištění filtru

Předpokládá se, že Venturiho dýza umístěná v horní části rukávce filtru (pod otvorem v tlakovém potrubí), příznivě ovlivňuje přísávání plynu z prostoru nad rukávci. Úkolem je zjistit, jak významné je toto ovlivnění a zda je tedy použití dýzy opodstatněné.

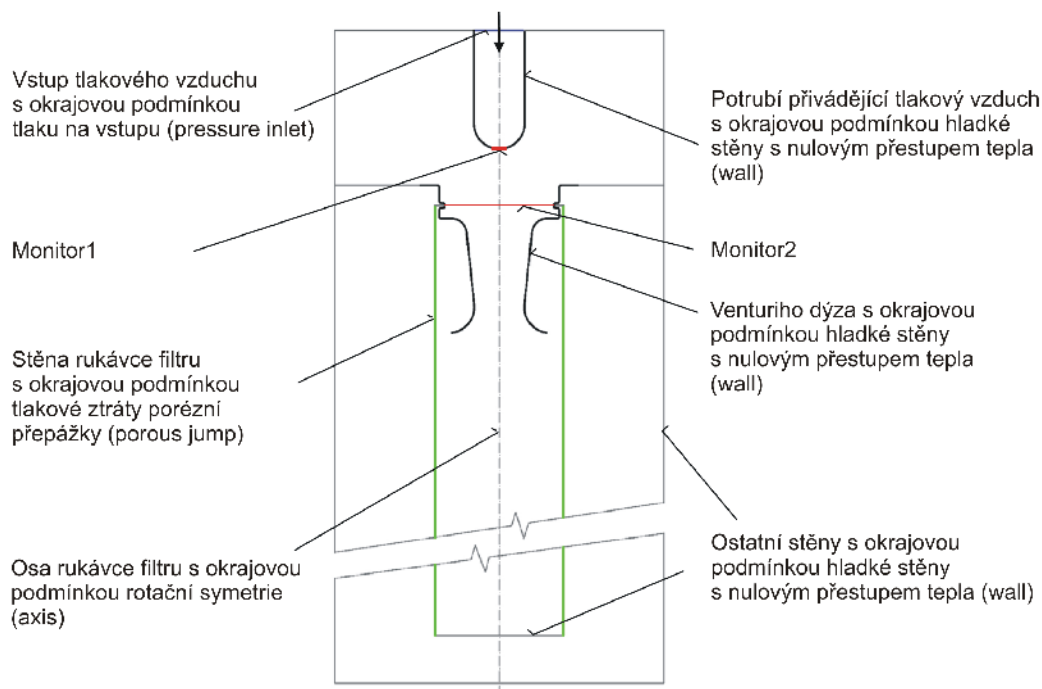
Výpočtový model

Pro simulaci nestacionárního proudění při tlakovém čištění tkaninového filtru byl opět vytvořen osově symetrický 2D model. Jelikož se jedná o modelování nestacionárního proudění, bude postup výpočtu poněkud komplikovanější než v předchozí kapitole. Tam stačilo vypočítat ustálený stav, který se s časem nemění. Zde musí být zachycen průběh tlakového čištění, jehož celý cyklus zahrnuje:

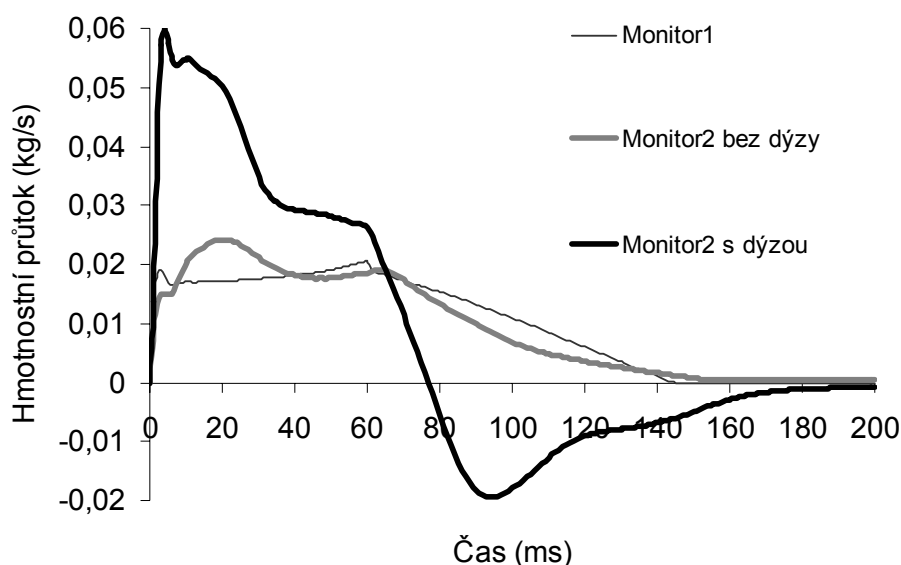
- najetí na maximální tlak na vstupu
- udržení maximálního tlaku (250kPa) na vstupu po dobu 60ms
- zastavení přívodu tlakového vzduchu
- vyrovnání tlaku v celém objemu filtru

Jak bylo zmíněno již na začátku této kapitoly, předpokládá se, že Venturiho dýza umístěná v horní části rukávce filtru příznivě ovlivňuje přísávání plynu z prostoru nad rukávci. Úkolem je zjistit, jak významné je toto ovlivnění a zda je tedy použití dýzy opodstatněné.

Za tímto účelem byl během výpočtu monitorován hmotnostní průtok proudícího plynu plochami označenými jako „Monitor1“ a „Monitor2“ viz obr. 3. „Monitor1“ je plocha umístěná v otvoru tlakového potrubí. „Monitor2“ je plocha umístěná uvnitř Venturiho dýzy. Pro srovnání byl stejný výpočet proveden pro variantu „bez dýzy“, kde je z původního modelu pouze vyjmuta Venturiho dýza. Průběh hmotnostního průtoku je zobrazen v grafu na obr. 4. Z grafu je vidět, že v prvních okamžicích tlakového čištění je u varianty „s dýzou“ průtok plochou „Monitor2“ až třikrát větší než průtok plochou „Monitor1“. U varianty bez dýzy je přísávání takřka zanedbatelné.

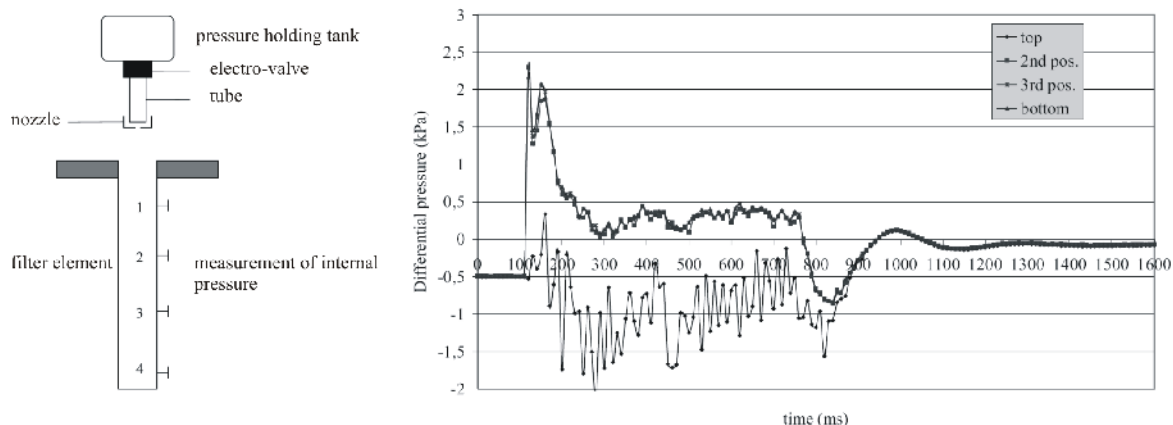


Obr. 3 Schéma 2D modelu pro tlakové čištění tkaninového filtru



Obr. 4 Monitorování hmotnostního průtoku otvorem tlakového potrubí a Venturiho dýzou

Pokud srovnáme tyto průběhy s [2] můžeme konstatovat kvalitativní shodu ve sledovaných průbězích.



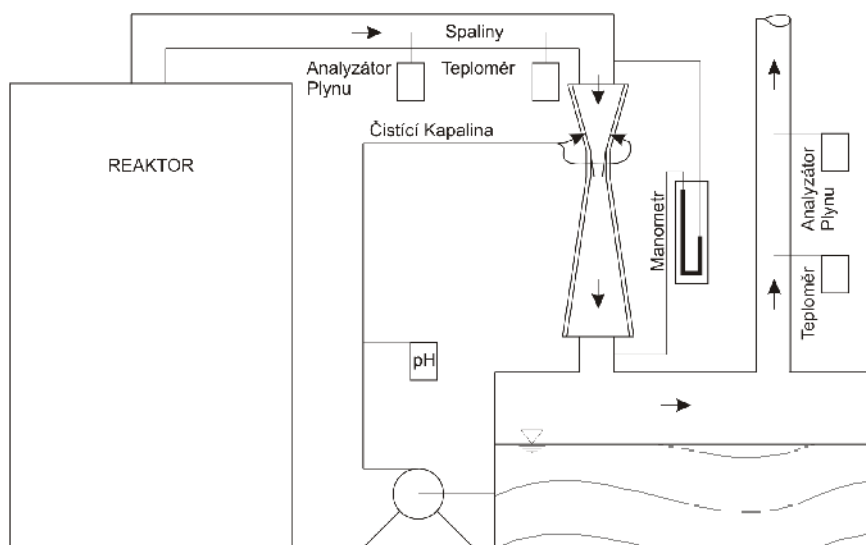
Obr. 5 Schéma zapojení experimentálního zařízení a průběhy naměřených hodnot [2]

Z údajů získaných ze CFD modelu se dá říct, že Venturiho dýza má významný vliv na kvalitu tlakového čištění filtru. Ovlivněním přísávání plynu z prostoru nad rukávci se zvyšuje průtok plynu do rukávce a to v prvních okamžicích tlakového impulsu až trojnásobně. Významně se zvětšuje intenzita probíhající tlakové vlny. Hodnoty maximálního přetlaku jsou po umístění dýzy přibližně třikrát vyšší. To je pro kvalitu čištění zásadní rozdíl.

5.2 ZAŘÍZENÍ PRO MOKROU VYPÍRKU SPALIN – VENTURIHO PRAČKA

5.2.1 Experimentální zařízení

Za účelem posouzení věrohodnosti výsledků simulací byla použita data získaná z měření na experimentálním zařízení pro čištění spalin.



Obr. 6 Experimentální zařízení na ÚPEI VUT v Brně

Měření bylo provedeno pro různé poměry průtoků plynu a kapaliny. Celkově je k dispozici čtrnáct variant rozdělených do čtyř skupin (A, B, C, D). V každé skupině je vždy konstantní průtok spalin a postupně se snižuje průtok kapaliny. Jednotlivé varianty jsou přesně specifikovány v tab. 1.

Varianta	Průtok spalin [m ³ /h]	Průtok kapaliny [m ³ /h]	Hmotnostní poměr (kapalina/plyn)	Tlaková ztráta [kPa]
A-I	1000	1,95	1,60	4,60
A-II	1000	1,50	1,23	3,85
A-III	1000	0,97	0,80	3,20
B-I	900	1,75	1,60	2,60
B-II	900	1,35	1,23	2,10
B-III	900	0,87	0,80	1,50
C-I	800	2,15	2,20	3,20
C-II	800	1,56	1,60	2,50
C-III	800	1,20	1,23	2,30
C-IV	800	0,77	0,80	2,20
D-I	700	1,89	2,20	2,00
D-II	700	1,36	1,60	1,70
D-III	700	1,05	1,23	1,55
D-IV	700	0,68	0,80	1,15

Tab. 1 Výsledky měření

5.2.2 Výpočtový model

Pro všech čtrnáct experimentálních variant různých kombinací průtoků spalin a čistící kapaliny byly vytvořeny odpovídající varianty 3D modelů Venturiho pračky, jejíž geometrie odpovídá použitému experimentálnímu zařízení.

Pro modelování dvoufázového proudění byl nasazen *Eulerův model* vícefázového proudění [3]. Je to nejobecnější model pro vícefázové proudění, který daný software nabízí. Použitelný je pro směsi plynných a kapalných fází, je možné zahrnout

i přítomnost pevných částic. Pro každou fázi se samostatně řeší rovnice zachování hybnosti. I pro řešení dalších transportních rovnic pro energii a turbulenci existuje možnost různých nastavení. Pro výpočet byl použit segregovaný řešič (*segregated solver*), který je pro vícefázové modely vyžadován [3].

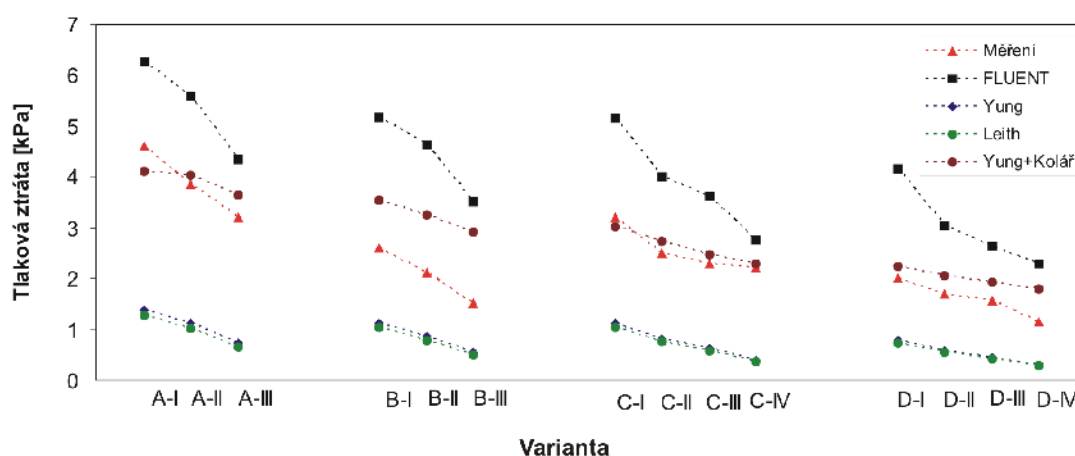
Jelikož jsou ve výpočetní síti ve značné míře tetraedrické buňky, byla zvolena metoda pro určování gradientů vycházející z hodnot v uzlech dané sítě (*Node-Based*). Tento způsob dle [3] vykazuje pro nestrukturovanou síť menší chybu při určování gradientu, než metoda používající hodnoty ve středu buněk (*Cell-Based*).

Pro výpočet turbulence byl použit realizovatelný model *k-epsilon* [4]. Přenos hybnosti charakterizuje unášecí koeficient (*drag coefficient*), pro který se osvědčil model *symmetric* [3], který je doporučován [5] pro případy, kde je sekundární fáze v jedné oblasti výpočtové domény dispergovaná, ale v jiné oblasti kontinuální. Tok energie mezi fázemi je uvažován jako funkce rozdílu teplot. Koeficient přestupu tepla je vztažen k Nusseltovu číslu, které bývá určováno z mnoha korelačních

vztahů uváděných v literatuře. V případě vícefázového proudění typu „tekutina-tekutina“, používá program FLUENT korelaci *Ranz-Marshall* [6]. Přestup hmoty mezi fázemi byl modelován jako konstantní, za předpokladu odpaření množství vody odpovídající fázové rovnováze se spalinami.

5.2.3 Srovnání měření, simulace a analytických výpočtů

Tlaková ztráta Venturiho dýzy byla nejprve určena analytickými metodami [7] (Yung) a [8] (Leith). Dále byl proveden výpočet tlakové ztráty zúžení dle [9] (Kolář) (jedná se o zúžení na výstupu z aparátu, které má zásadní vliv na tlakovou ztrátu). Rovněž byla provedena numerická simulace za použití komerčního kódu FLUENT. Získané výsledky jsou srovnány s naměřenými daty na obr. 7.



Obr. 7 Porovnání měření a výpočtů – tlaková ztráta pro jednotlivé varianty

Při experimentech byla měřena pouze celková tlaková ztráta celého zařízení. Jelikož modely Yung a Leith podávají takřka totožné výsledky, byl pro další srovnávání vybrán jako reprezentativní model Yung. Tlaková ztráta Venturiho dýzou podle Yunga sečtená s tlakovou ztrátou zúžením podle Koláře tvoří celkovou tlakovou ztrátu zařízení určenou analytickými výpočty, která je společně s celkovou tlakovou ztrátou určenou CFD simulací a naměřenou celkovou tlakovou ztrátou zaznamenána na obr. 7.

5.2.4 Sledování závislosti výpočtů na velikosti kapek

Při analýze výsledků byl zkoumán i vliv velikosti kapky na výslednou tlakovou ztrátu sledovaného zařízení. Byl vytvořen zjednodušený 2D model sledované problematiky, abychom ve zkrácené době mohli ověřit několik variant. V modelu s jinak stálou konfigurací nastavení okrajových podmínek byla měněna velikost vstupujících kapek. Hodnoty se pohybovaly v rozmezí <1-1000> μm . Rozmezí bylo zvoleno jako množina obsahující veškeré hodnoty, které lze v zařízení reálně očekávat.

Bylo zjištěno, že od jisté hodnoty (cca 10 μm) uvedeného rozmezí se zvyšujícím se průměrem kapek se zvyšuje i tlaková ztráta, což je chování naprosto opačné, než jaké dokládá literatura (se zmenšujícím se průměrem kapek totiž očekáváme zvýšení tlakové ztráty, protože menším kapkám může plyn rychleji předávat hybnost). Proto byla zavedena korekce, za tím účelem, aby se zadávaná velikost kapek neprojevovala ve výsledcích. Pro všechny varianty byla tedy nastavena hodnota 10 μm , což je zároveň i hodnota výchozího nastavení v programu FLUENT. Celkově lze konstatovat, že změna zavedená v zadání velikosti kapek výrazně přispěla ke zpřesnění výsledků.

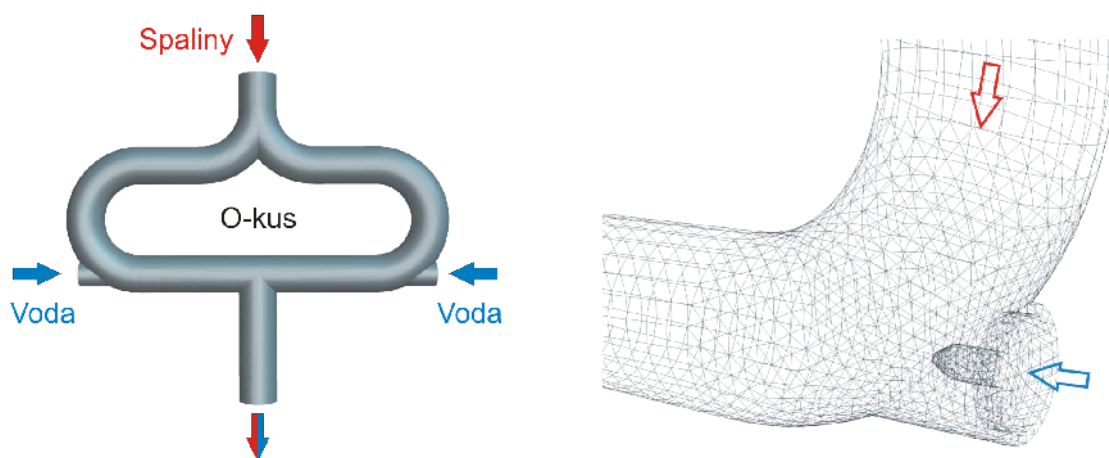
5.2.5 Zhodnocení výsledků

Pro konvenční aparát, jako je Venturiho pračka, která je hojně využívána v průmyslové praxi, existuje řada analytických metod výpočtu tlakové ztráty. Tyto metody bývají často omezeny pouze na specifické konfigurace. Na základě výsledků dosažených v této práci lze usuzovat, že CFD simulace by se mohly stát alternativním přístupem především při návrhu zařízení s obecnější geometrií. CFD predikce tlakové ztráty v provedených simulacích sice nadhodnocuje tlakovou ztrátu v průměru asi o 23% (přičemž odchylka se snižuje se zvyšujícím se průtokem), ale výsledky jsou kvalitativně srovnatelné s experimentem.

5.3 ZAŘÍZENÍ PRO MOKROU VYPÍRKU SPALIN – O-ELEMENT

5.3.1 Vstupní předpoklady

Toto zařízení je rovněž určeno k mokrému čištění spalin podobně jako Venturiho pračka. Rovněž zde dochází ke dvoufázovému proudění. Proto využijeme poznatků získaných při simulaci Venturiho pračky, abychom se pokusili predikovat tlakovou ztrátu zařízení, které nepatří ke konvenčním typům, má obecnou geometrii a nemáme pro ně k dispozici analytické výpočty.



Obr. 8 Schematické znázornění zařízení pro mokré praní spalin O-element se zobrazením výpočetní sítě

Podobně jako v případě Venturiho vypírky bylo i pro O-element měřeno čtrnáct variant různých kombinací poměrů průtoku plynné a kapalné fáze.

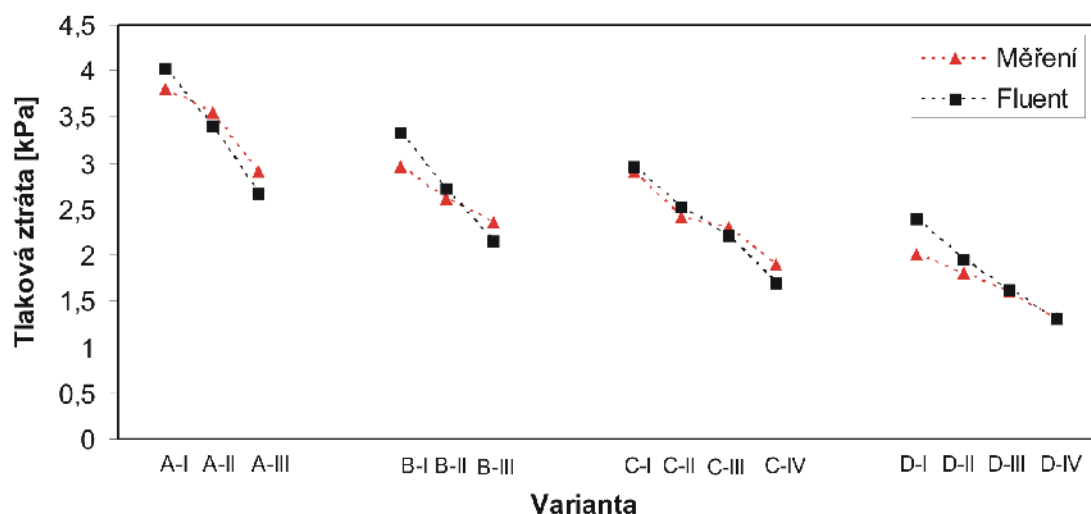
Varianta	Průtok spalin [m _N ³ /h]	Průtok kapaliny [m ³ /h]	Hmotnostní poměr (kapalina/plyn)	Tlaková ztráta [kPa]
A-I	1000	1,95	1,60	3,80
A-II	1000	1,50	1,23	3,55
A-III	1000	0,97	0,80	2,90
B-I	900	1,75	1,60	2,95
B-II	900	1,35	1,23	2,60
B-III	900	0,87	0,80	2,35
C-I	800	2,15	2,20	2,90
C-II	800	1,56	1,60	2,40
C-III	800	1,20	1,23	2,30
C-IV	800	0,77	0,80	1,90
D-I	700	1,89	2,20	2,00
D-II	700	1,36	1,60	1,80
D-III	700	1,05	1,23	1,60
D-IV	700	0,68	0,80	1,30

Tab. 2 Výsledky měření pro O-element

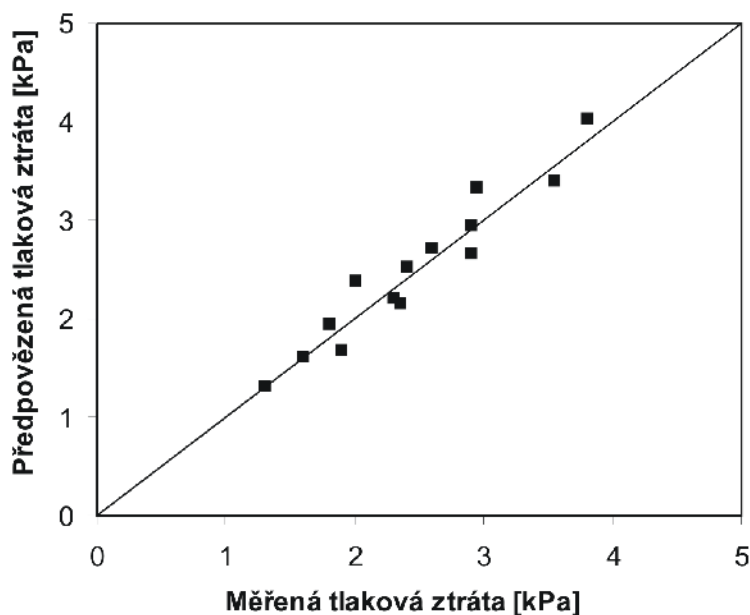
Jelikož se jedná o úlohu analogickou k výše diskutované úloze Venturiho vypírky, byly zavedeny stejné předpoklady a nastavení. Navíc poměry proudů jednotlivých variant přesně odpovídají poměrům, které byly nastaveny pro Venturiho vypírku.

5.3.2 Srovnání měření a simulace

Celková tlaková ztráta určená CFD simulací a naměřená celková tlaková ztráta a vztahy mezi nimi jsou patrné z obr. 9 a obr. 10. Z obrázků je zřejmé, že CFD simulace podávají poměrně dobré jak kvalitativní tak kvantitativní predikce tlakové ztráty.



Obr. 9 Naměřené a vypočítané hodnoty tlakové ztráty



Obr. 10 Korelace naměřených a vypočtených hodnot

Vidíme rapidní zlepšení dosažených výsledků v porovnání se simulacemi Venturiho pračky. V O-elementu totiž letí kapky zároveň s proudem, čímž je způsobeno, že relativní rychlost mezi plynem a kapalinou je mnohem nižší než u Venturiho pračky, kde je nástřik kolmo k proudu plynu (resp. v našem případě částečně proti proudu plynu) a proto se zřejmě neprojeví tak výrazně nedostatky v předpokladech modelu.

5.3.3 Zhodnocení výsledků

Pro zařízení O-element, které představuje zcela nově vyvinutý a původní aparát, nejsou k dispozici žádné empirické vztahy ani jiné analytické způsoby, jak predikovat tlakovou ztrátu tohoto zařízení. Zde provedené simulace ukazují velice dobrou shodu s experimentem a to nejen kvalitativní, ale i kvantitativní. Průměrná relativní odchylka je cca 6,5%.

5.4 ŠROUBOVICOVÝ VÝMĚNÍK TEPLA „VODA-KAL“

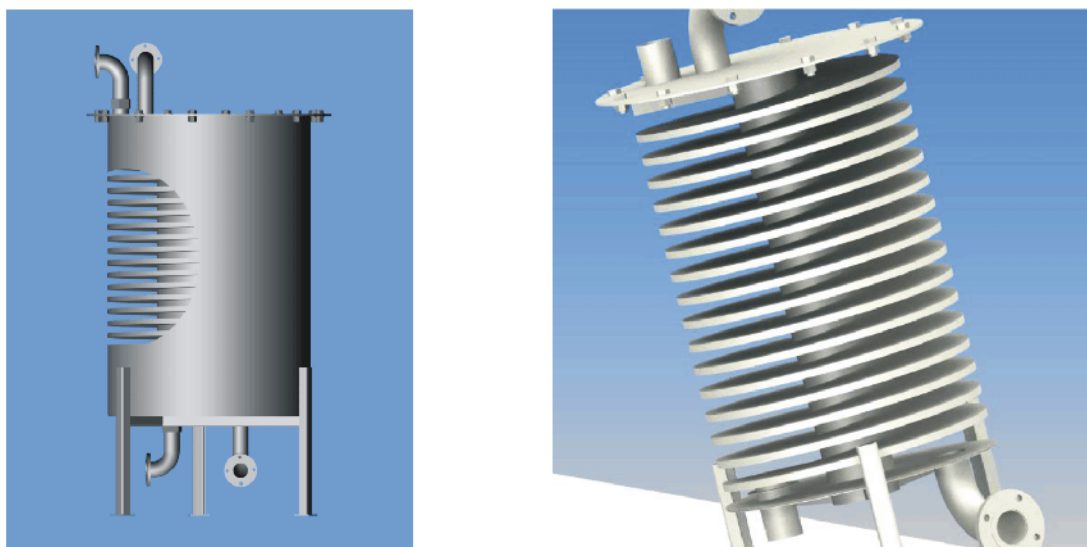
Dalším modelovaným aparátem je nově vyvíjený výměník tepla, použitý při jedné z procesních úprav kalu z čistíren odpadních vod před jeho spalováním.

Po vytvoření matematického modelu výměníku tepla a změření fyzikálních vlastností kalu byl proveden výpočet výměníku a vytvořen jeho 3D model. Na tomto modelu je provedena analýza proudění a tepelná a hydraulická analýza pomocí CFD v programu FLUENT 6.3.

5.4.1 Výpočetní síť a modely turbulence

Jelikož se jedná o již poměrně rozsáhlou výpočetní oblast, bylo nutné přizpůsobit počet buněk sítě dostupným výpočetním kapacitám a zároveň zajistit nezávislost

výsledků výpočtu na hustotě této sítě. Za tímto účelem proto byla připravena zjednodušená geometrie výměníku, která představovala omezení modelu pouze na dvě stoupání šroubovice výměníku. Na této geometrii byly provedeny výpočty pro různé hustoty sítě, která byla charakterizovaná parametry jako: počet buněk na jednotlivé kanály (pro kal i vodu), tloušťka mezní buňky (nejbližší buňka ke stěně) a počet buněk na tloušťku plechu. Sledovány pak byly globální parametry charakterizující tepelné a hydraulické poměry v modelu. Jednalo se o tlakové ztráty v obou kanálech (pro kal i vodu) a o teplotní diference, o které byla jednotlivá média ohřáta (kal) respektive ochlazena (voda).



Obr. 11 Šroubovicový výměník „voda-kal“

Kromě hustoty sítě byl rovněž sledován vliv vybraných modelů turbulence. Jako první model použitý v této studii byla tzv. realizovatelná alternativa dobře známého modelu $k-\varepsilon$ [4], který bývá při modelování výměníků tepla často nasazován [10, 11]. Další model testovaný v této studii byl rovněž dvourovnicový model, známý jako $SST k-\omega$ (shear-stress transport) [12], jehož výhodou je platnost i v mezní vrstvě, takže nepotřebuje využívat stěnové funkce. Kromě těchto dvourovnicových modelů turbulence pak byl navíc použit model Reynoldsových napětí RSM (Reynolds stress model), který má tu výhodu, že dokáže predikovat anizotropní účinky turbulence.

Bylo zkoumáno pět různých hustot sítě (v tab. 3 jsou jednotlivé varianty označeny jako I až V) a na všech těchto sítích byl testován každý z uvedených modelů turbulence. Výsledky těchto výpočtů jsou shrnuty v tab. 3.

Porovnání jednotlivých výsledků ukazuje dobrou shodu mezi všemi modely. Výjimkou je varianta s nejhrubší sítí (I) za použití RSM modelu, kde jsou teplotní diference predikovány s výraznou odchylkou od ostatních variant. Shoda všech tří modelů pro tuto výpočetní síť je vynikající. Neočekávaně dobré výsledky podávají i výpočty prováděné na síti IV.

Varianta V je charakterizována nejjemnější sítí ze všech použitých. Byl na ní aplikován přístup přímého modelování u stěny (enhanced wall treatment). Výstupem je zde vyšší tlaková ztráta na straně vody než u ostatních variant a lze předpokládat, že je rovněž nejpřesnější ze všech variant. Nicméně výpočetní síť pro celé zařízení, která by měla hustotu jako varianta V, by již byla z hlediska výpočetních kapacit, které jsou v současné době na ÚPEI k dispozici, příliš velká. Proto bylo nutné provést výpočet na hrubší sítí za použití stěnových funkcí (byla použita lepší, tzv. nerovnovážná varianta stěnových funkcí).

Model Turbulence / (Varianta)	Počet buněk na průřezu kanálu		Tloušťka mezní buňky [mm]		n^*	ΔP [kPa]		ΔT [K]	
	Kal	Voda	Kal	Voda		Kal	Voda	Kal	Voda
<i>k-ε realiz. (I)</i>	140	160	3,77	1,630	1	-3,1148	-2,7601	4,8967	-1,5416
<i>k-ε realiz. (II)</i>	300	360	1,95	0,880	1	-3,2185	-2,7236	5,2757	-1,5757
<i>k-ε realiz. (III)</i>	300	360	1,95	0,880	4	-3,2213	-2,7696	5,4131	-1,5965
<i>k-ε realiz. (IV)</i>	210	480	3,77	0,330	1	-3,1304	-2,7905	5,7423	-1,5795
<i>k-ε realiz. (V)</i>	300	900	1,95	0,024	2	-3,2260	-4,9070	5,4150	-1,6280
<i>SST k-ω (I)</i>	140	160	3,77	1,630	1	-3,1148	-2,7684	4,9083	-1,5505
<i>SST k-ω (II)</i>	300	360	1,95	0,880	1	-3,2228	-2,7214	5,3037	-1,5886
<i>SST k-ω (III)</i>	300	360	1,95	0,880	4	-3,2190	-2,7768	5,4195	-1,6046
<i>SST k-ω (IV)</i>	210	480	3,77	0,330	1	-3,1198	-2,8609	5,7491	-1,5879
<i>SST k-ω (V)</i>	300	900	1,95	0,024	2	-3,2610	-5,0970	5,6600	-1,6870
<i>RSM (I)</i>	140	160	3,77	1,630	1	-3,1170	-2,7800	16,5095	-4,3967
<i>RSM (II)</i>	300	360	1,95	0,880	1	-3,2185	-2,7267	5,4879	-1,6290
<i>RSM (III)</i>	300	360	1,95	0,880	4	-3,2189	-2,7759	5,4141	-1,5966
<i>RSM (IV)</i>	210	480	3,77	0,330	1	-3,1197	-2,6889	5,7474	-1,5796
<i>RSM (V)</i>	300	900	1,95	0,024	2	-3,2260	-4,9560	5,4140	-1,6280

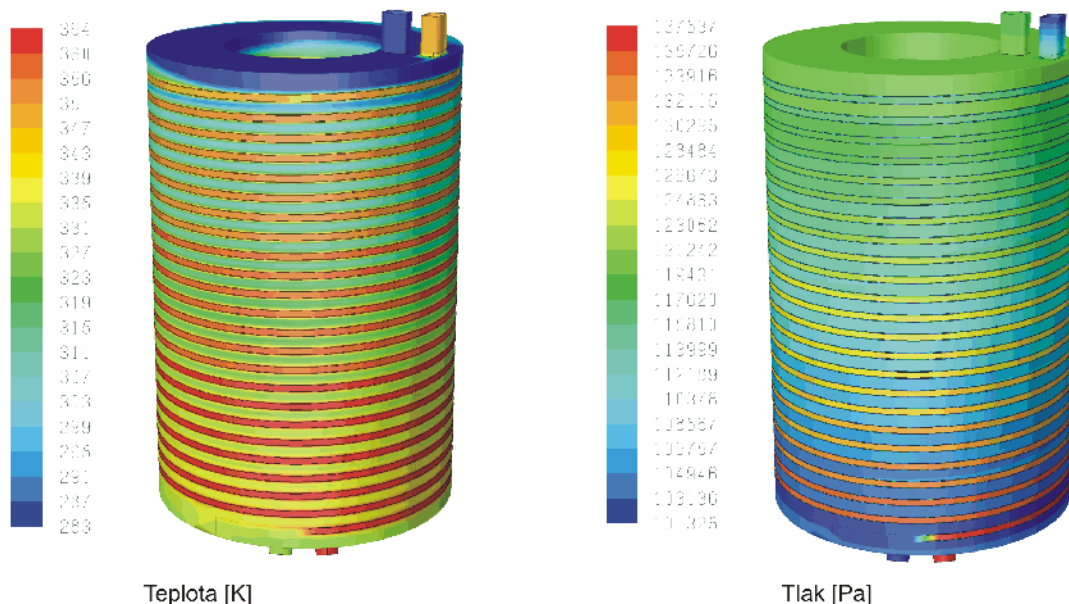
Tab. 3 Výsledky předběžných simulací závislosti výpočtů na hustotě sítě a na zvoleném modelu turbulence (n^* = počet buněk na tloušťku plechu)

Na základě získaných poznatků o závislosti výpočtů na hustotě sítě byla vytvořena geometrie a síť pro model celého sledovaného výměníku. Geometrie přírodních přírub byla přizpůsobena potřebám tvorby strukturované výpočetní mřížky, přičemž velikosti průtočných ploch byly zachovány. Celkový počet vytvořených buněk byl rovněž přizpůsoben dostupným výpočetním kapacitám a dosahuje hodnoty 1,2 milionu. Na této sítí byly provedeny simulace pro všechny tři zvolené modely turbulence. Pro všechny tři varianty se podařilo dospět ke konvergenci výpočtu. Výstupní hodnoty výpočtů a parametry charakterizující výslednou výpočetní síť jsou shrnuty v tab. 4.

Dvourovnicové modely (realizovatelný *k-ε* a *SST k-ω*) dávají velmi podobné výsledky, jak pro teplotní difference, tak pro tlakové ztráty. Model RSM dává naprosto chybné výsledky. Po bližší analýze bylo zjištěno, že použitý software má v aktuální verzi chybu. Pro RSM model není patřičně ošetřena laminární zóna, ve které se objevuje nenulová turbulentní viskozita, což je naprosto nepřipustné. Objevená chyba byla nahlášena distributorovi programu, který ji potvrdil.

Model Turbulence	Počet buněk na průřezu kanálu		Tloušťka mezní buňky [mm]		n^*	ΔP [kPa]		ΔT [K]	
	Kal	Voda	Kal	Voda		Kal	Voda	Kal	Voda
<i>k-ε realiz.</i>	225	360	1,24	0,62	2	31,5	22,3	48,3	13,1
<i>SST k-ω</i>	225	360	1,24	0,62	2	31,5	22,5	47,8	12,9
<i>RSM</i>	225	360	1,24	0,62	2	25,4	25,5	78,9	21,4

Tab. 4 Parametry výsledné sítě a výsledky CFD výpočtů (n^* = počet buněk na tloušťku plechu)



Obr. 12 Průběhy teploty a tlaku v CFD modelu

5.4.2 Porovnání analytického výpočtu a CFD simulace

Základní struktura analytického modelu [13], který byl se CFD výpočty porovnáván, vychází z běžně používaných vztahů pro výpočet výměníků tepla. Vztahy pro výpočet Nusseltova čísla Nu a součinitele tření λ byly převzaty na základě podobnosti s jinými typy výměníků tepla.

Byla konstatována poměrně dobrá shoda návrhového analytického modelu s výsledky CFD simulací. Na základě tohoto porovnání byl navržen korekční faktor pro Nusseltovo číslo na straně kalu. Z důvodu nižší důvěryhodnosti výsledků CFD simulace v oblasti tlakových ztrát (jak bylo demonstrováno na velmi jemné výpočetní mřížce), bylo upuštěno od dalších korekcí odpovídajících návrhových vztahů. Tyto vztahy budou upraveny až na základě dat získaných měření na experimentální jednotce, jejíž bude výměník součástí.

6 ZÁVĚR

Numerické simulace proudění tekutin patří mezi velmi sofistikované přístupy studia dějů, které se odehrávají uvnitř průmyslových zařízení. Tyto metody ale nejsou zcela jednoduše aplikovatelné a platnost modelů, které v současné době používáme, je do značné míry omezená. Tato disertační práce se zabývá studiem

efektivní aplikace CFD metod pro zařízení používaná v systémech spalování a čištění spalin v jednotkách tepelného zpracování odpadu.

Po krátkém úvodu do problematiky modelování metodami CFD byly specifikovány konkrétní případy, ve kterých byla modelována čtyři zařízení reprezentující tři různé technologie. Jmenovitě rukávový filtr používaný ke tkaninové filtraci spalin, Venturiho pračka a tzv. O-element jako představitelé mokrého praní spalin a konečně šroubovicový výměník tepla pro přehřev kalu z čistírny odpadních vod, jako součást jednotky tepelného zpracování tohoto kalu. Na počátku řešení jednotlivých aparátů byla vždy krátce představena daná technologie, a provedena rešerše ve studované oblasti.

V případě rukávového tkaninového filtru byla sledována tlaková ztráta Venturiho dýzy v hrdle rukávce filtru. Tyto simulace byly porovnávány s analytickým výpočtem a byla konstatována velice dobrá shoda. Dále byl pozorován průběh tlakové vlny při pulzní regeneraci filtru. Výsledky těchto simulací byly porovnávány s výsledky uváděnými v odborné literatuře, se kterými vykazovaly velmi dobrou kvalitativní shodu.

U zařízení pro mokré praní spalin byla pozornost zaměřena na simulaci dvoufázového proudění s cílem určit tlakové ztráty obou zařízení. Jak u Venturiho pračky, tak u O-elementu se jednalo o experimentální zařízení provozované na Ústavu procesního a ekologického inženýrství. Experimentální data a výsledky simulací jsou kvalitativně a v případě O-elementu i kvantitativně porovnatelné. Pro Venturiho pračku byly vedle simulačních provedeny i výpočty analytické.

Posledním modelovaným zařízením byl šroubovicový výměník tepla. V tomto případě se jednalo svým rozsahem o poměrně velkou výpočetní oblast, proto byla velká pozornost věnována hledání vhodné výpočetní sítě modelu. Na základě simulací byl stanoven korekční faktor pro Nusseltovo číslo pro analytický návrhový výpočet. Na tomto zařízení se bude v rámci výzkumu na ÚPEI dále pracovat.

Ve všech uvedených případech simulace s využitím CFD poskytly predikce mnoha důležitých parametrů, určujících pochody probíhající ve sledovaných zařízeních. Na základě toho bylo možné blíže pochopit sledované děje a předikovat provozní podmínky bez použití přímého experimentu. Výhody těchto simulačních metod jsou významné především u těch zařízení, pro které není k dispozici široká experimentální základna. Pro odhady jsou tyto metody zcela jistě užitečné. Přesnost modelů je ovšem těžké předem kvantifikovat, a proto se při požadavku na vyšší přesnost neobejdeme bez verifikace pomocí měřených dat. Jistoty při predikcích lze dosáhnout po jisté standardizaci modelování daného fyzikálního či fyzikálně-chemického procesu a po ověření přesnosti modelů v dostatečném rozsahu provozních podmínek.

LITERATURA

- [1] Medek, J.: *Hydraulické pochody*, vydání třetí, VUT, Brno 2000. ISBN 80-214-0563-5.
- [2] Schildermans I. and Baeyens J., Pulsejet cleaning of rigid sintered metal fibre filters in gas filtration, International Conference & Exhibition for Filtration and Separation Technology, FILTECH 2005, Volume II, pp. 244-252, 11.-13. October 2005, Wiesbaden, Germany.
- [3] FLUENT 6.3.26, 2006, User's Guide, Fluent Inc., Lebanon, USA.
- [4] Shih T. H., Liou W. W., Shabbir A., Yang Z. and Zhu J., 1995, A New $k-\epsilon$ Eddy-Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation, *Computers Fluids*, 24(3), pp. 227-238.
- [5] Troshko A., Mohan S.: Drag Laws 101, *Fluent News*, Vol. XIV, 2005.
- [6] Ranz W. E. and Marshall W. R., Jr.: Evaporation from Drops, Part I., *Chem. Eng. Prog.*, 48(3):141-146, March 1952.
- [7] Yung S.C., Barbarika H.F. and Calvert S.: Pressure loss in Venturi scrubbers, *Journal of the Air Control Association*, 27 (1977): 348–350.
- [8] Leith D., Cooper D.W., Rudnick S.N.: Venturi scrubbers: pressure loss and regain, *Aerosol Science and Technology* 4, (1985) 239-243.
- [9] Kolář V.: *Hydraulika, Technický průvodce - Svazek 5*, Státní nakladatelství technické literatury, Praha, 1966.
- [10] Kumar V., Saini S., Sharma M and Nigam K.D.P., 2006, Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, Volume 61, Issue 13, July 2006, Pages 4403-4416.
- [11] Galeazzo F.C.C., Miura R.Y., Gut J.A.W. and Tadini C.C., 2006, Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger, *Chemical Engineering Science*, Volume 61, Issue 21, Pages 7133-7138.
- [12] Menter F. R., 1994, Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications, *AIAA Journal*, 32(8), pp.1598-1605.
- [13] Kilkovský B., Boráň J., Straňák Z., Houdková L., Jegla Z., Stehlík P., Research and Development of Heat Exchangers "Water-Sludge", 9th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction Pres 2006, Proceedings on CD-ROM, Prague, Czech Republic, (27-31 August 2006)

ABSTRAKT

Práce se zabývá aplikacemi výpočtové dynamiky tekutin (Computational Fluid Dynamics, CFD) v oblasti procesního průmyslu, konkrétně se jedná o zařízení pro tepelné zpracování odpadu a čištění spalin. Tento přístup nabízí simulace jako: alternativu k tradičním experimentálním metodám při určování hodnot charakteristických provozních parametrů zařízení, případně analýzu proudění využívanou jako podporu při návrhu zařízení včetně možnosti výpočtů zařízení s novou originální geometrií či konfigurací, pro které nejsou k dispozici empirické vztahy.

Na třech vybraných zařízeních (látkový filtr, mokrá vypírka a výměník tepla) je aplikován tento výpočtový simulační přístup za účelem prozkoumání jejich provozních parametrů, zejména tlakových ztrát, a současného detailního posouzení proudových poměrů. Ve zkoumaných aplikacích se vyskytuje laminární i turbulentní proudění, ustálené i neustálené proudění jednofázové i proudění dvoufázové. Dále je ve většině případů součástí fyziky problémů i přenos tepla. Výsledky jsou porovnávány s experimentálně získanými daty, s výsledky uváděnými v literatuře či s empirickými korelacemi.

ABSTRACT

The present thesis is concerned with applications of computational fluid dynamics (CFD) in the area of process industries, namely in the field of thermal waste treatment and off-gas cleaning. The CFD approach offers simulations as an alternative option to traditional experimental methods for determination of characteristic operational parameters and for flow analysis in the framework of computer-aided design methodology. New designs with original geometries and configurations can also be simulated, even when empirical correlations for such solutions are not available.

The CFD approach is applied to three devices (fabric filter, wet scrubber and a heat exchanger) with the objective to analyse their operational parameters, namely pressure losses, and to perform a detailed assessment of flow conditions. The physics of the flows in the case studies are laminar and turbulent, steady and transient, as well as single-phase and two-phase. Heat transfer is part of the problem physics in most cases too. Results are compared with experimental measured data, results published in the literature and with empirical correlations.

ŽIVOTOPIS

Ing. Martin PISKOVSÝ (narozen 4. 6. 1981)

Vzdělání a akademická kvalifikace

- 1999, Reálné Gymnázium města Prostějova
- 2004, Ing., Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, obor Procesní inženýrství
- 2003 - dosud, PhD., Fakulta strojního inženýrství, VUT v Brně, obor Procesní inženýrství
- 09/2005 – 08/2006 studijní pobyt na Fachhochschule Augsburg (Německo) jako stipendiát nadace BAYHOST (Bayerisches Hochschulzentrum für Mittel- Ost- und Südosteuropa)

Přehled zaměstnání

- 2007 - dosud, průmyslový inženýr a vedoucí projektů ve firmě SIEMENS Elektromotory s.r.o. v Mohelnici

Vědeckovýzkumná činnost

- výzkum v oblasti modelování zařízení využívaných v systémech spalování a čištění spalin v jednotkách pro termické zpracování odpadů

Projekty

spolupráce při řešení projektu:

- 2005 - dosud: výzkumný záměr MŠMT č. MSM 0021630502 Ekologicky a energeticky řízené soustavy zpracování odpadů a biomasy

Členství v organizacích

- Česká společnost chemických inženýrů