

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

**Ing. Roman Štulíř**

**ZAŘÍZENÍ PRO TERMICKÉ ZNEŠKODŇOVÁNÍ ODPADŮ  
ŘEŠENÍ VÝMĚNÍKU TEPLA**

**EQUIPMENT FOR THERMAL TREATMENT OF WASTES  
HEAT EXCHANGER**

ZKRÁCENÁ VERZE PHD THESIS

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství

Školitel: Prof. Ing. Petr Stehlík, CSc.

Oponenti: Prof. Ing. Josef Kohoutek, CSc.

Doc. Rudolf Žitný, CSc.

RNDr. Petr Žaloudík, CSc.

Datum obhajoby: 28. 2. 2002

## **Klíčová slova**

termické zneškodňování odpadů, spalování VOC, matematické modelování výměníků tepla, experimentální měření výměníku tepla, zpracování naměřených dat

## **KEYWORDS**

thermal treatment of wastes, incineration of VOC, mathematical modeling of heat exchangers, experimental measurements of heat exchanger, measured data processing

Originál disertační práce je uložen na adrese:

VUT-FSI Brno, ÚPEI  
Technická 2  
616 69 Brno  
Tel.: +420541142372

© Roman Štulíř, 2002  
ISBN 80-214-2225-4  
ISSN 1213-4198

# OBSAH

1	TÉMATICKÉ ZAMĚŘENÍ PRÁCE .....	5
2	SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY .....	6
3	CÍL DISERTAČNÍ PRÁCE.....	7
4	POPIS JEDNOTKY PRO TERMICKÉ ZNEŠKODŇOVÁNÍ ODPADŮ.....	7
5	PRVOTNÍ MATEMATICKÝ MODEL ZAŘÍZENÍ.....	9
5.1	VÝMĚNÍKOVÁ ČÁST .....	9
5.2	SPALOVACÍ KOMORA.....	11
5.3	MEZIPROSTOR .....	12
5.4	CELKOVÝ MATEMATICKÝ MODEL .....	13
6	NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ.....	14
7	EXPERIMENTÁLNÍ OKRUH.....	14
8	MĚŘENÍ A ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT .....	17
9	KOREKCE MATEMATICKÉHO MODELU .....	18
9	ZÁVĚR .....	21
9.1	SHRNUTÍ VÝSLEDKŮ DISERTAČNÍ PRÁCE .....	21
9.2	DALŠÍ VÝZKUM A VÝVOJ .....	22
10	ABSTRACT.....	23
	SEZNAM LITERATURY .....	25
	CURRICULUM VITAE .....	26



# 1 TÉMATICKÉ ZAMĚŘENÍ PRÁCE

Disertační práce se zabývá především sestavením matematického modelu pro výpočet výměňkové části nově vyvinutého zařízení určeného k termickému zneškodňování plyných odpadů. Práce potřebné pro vytvoření takového výpočtového modelu byly přímo spojené s vlastními výzkumnými a vývojovými činnostmi prováděnými při návrhu a realizaci zkušebního zařízení, proto je podstatná část disertační práce věnována i této problematice.

Vývoj spalovacího zařízení byl iniciován požadavky průmyslové praxe a jeho uplatnění se předpokládá zejména při zpracování vzduchu odsávaného z lakoven, chemických čistíren, odmašťovacích zařízení, od potiskovacích strojů, z chemických výroby, odpadních plynů ze zpracování ropy, plastů, odpadních plynů z farmaceutického průmyslu, potravinářského průmyslu, laboratoří a podobně. Kompaktní řešení umožňuje stavbu zařízení od velmi malých výkonů pro jinak obtížně řešitelné malé zdroje znečištění až po zařízení s velkým zpracovatelským výkonem.

Při výzkumu a vývoji této spalovací jednotky bylo postupováno dle následujících kroků:

- prvotní ideový návrh
- tvorba prvotního matematického modelu zařízení pro termické zneškodňování plyných odpadů
- výpočet zkušebního zařízení na základě sestaveného matematického modelu, celkový návrh zařízení, zpracování výkresové dokumentace a výroba experimentálního zařízení
- návrh a realizace experimentálního okruhu
- experimentální práce na zkušebním zařízení – zkoušky vhodnosti a funkčnosti navržené konstrukce, sběr dat nutných pro ověření teoreticky odvozeného výpočtového modelu
- zpracování naměřených údajů a korekce matematického modelu
- modelování spalovacího zařízení pomocí softwarového systému FLUENT využívajícího metodiku CFD (Computational Fluid Dynamics)
- návrh alternativních uspořádání předmětné jednotky
- závěrečné zhodnocení dosažených výsledků a zpracování konečného know-how potřebného z hlediska budoucích návrhů vyvinutého zařízení pro průmyslovou praxi

Většina uvedených etap vývoje je v disertační práci blíže popsána, přičemž důraz je kladen především na práce přímo související s tvorbou matematického modelu výměňkové části spalovací jednotky.

## 2 SOUČASNÝ STAV ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Pro zpracování plynných odpadů lze použít řadu metod. K nejčastěji používaným technologiím patří pro svoji jednoduchost a definitivní řešení problému termický způsob zneškodňování. Je založen na oxidaci hořlavých znečišťujících složek vzdušným kyslíkem při zvýšených teplotách za vzniku inertních (neškodných) plynů, jako je  $\text{CO}_2$  a  $\text{H}_2\text{O}$ , a uvolňování tepla. S tím je spojena vysoká teplota spalin vystupujících ze zařízení. Nejčastějším požadavkem je využití tepelné energie vystupujících spalin ve vlastním procesu pro předehřev vstupujícího proudu znečištěného média na co nejvyšší teplotní úroveň blízkou k zápalné teplotě znečišťujících složek v této látce obsažených. Tím se významně snižuje spotřeba externě dodávaného tepla.

K předehřevu znečištěného média slouží rekuperační popřípadě regenerační výměníky tepla. Výměník tepla bývá nejčastěji samostatný aparát spojený potrubím se spalovacím zařízením. Používaná konstrukce výměníků je různá - od klasických trubkových aparátů až po moderní výměníky deskové resp. kompaktní. Technologické zařízení pak představuje dispozičně náročnou sestavu aparátů - vyzdřená spalovací jednotka, výměník tepla (často dosti rozměrný), spojovací potrubí s prvky umožňujícími teplotní dilatace aparátů, vše opatřené silnými izolačními vrstvami.

Existují i konstrukce, kdy je spalovací komora vestavěna do vnitřního prostoru výměníku. Dosud známé aplikace jsou však realizovány s klasickými trubkovými plochami výměny tepla a přepážkami. Při tomto řešení sice odpadá část potrubí, ale použitý typ trubkové teplosměnné plochy způsobuje řadu konstrukčních a provozních problémů, jako jsou např. teplotní dilatace. Pro dosažení uspokojivé výměny tepla vychází výměník rozměrný, těžký a výrobně složitý.

Hlavním rysem nově vyvinutého zařízení je integrace výše uvedené soustavy aparátů do jednoho celku. Předehřev odpadního plynu zde zajišťuje speciální výměník složený ze soustředných válcových ploch, ve kterém proudí obě pracovní látky (spaliny a znečištěné médium) protiproudem v takto vzniklých mezikruhových prostorech. Válcová spalovací komora, v níž probíhá vlastní proces termického zneškodňování, je umístěna ve vnitřní části výměníku tepla v jeho axiální ose. Zařízení se tím stává velmi kompaktní. V malém objemu je obsažena spalovací komora potřebných parametrů a bezprostředně navazující rekuperační výměník s velkou a účinnou teplosměnnou plochou. Výhody takového zařízení jsou zřejmé – minimální ztráty tepla do okolí při velmi malém objemu izolací, tenká vyzdívka spalovací komory (tepelné ztráty z komory jsou využity pro sekundární předehřev zpracovávané látky), není třeba propojovacího potrubí s dilatačními členy, malý zastavěný prostor. Tyto skutečnosti se promítají ve snížení investičních nákladů, v malé spotřebě externě dodávaného paliva (v mnohých případech je možné dosáhnout autotermního procesu, kdy spotřeba tohoto paliva je minimální) a ve snadné umístitelnosti spalovací jednotky v rámci stávajících provozů.

### 3 CÍL DISERTAČNÍ PRÁCE

Cílem disertační práce je především vytvoření a ověření matematického modelu výměňkové části spalovacího zařízení a návržení propojení s průběžně vytvářeným výpočtovým modelem spalovací komory. Na základě matematického modelu daného zařízení je třeba vytvořit programový systém umožňující navrhnout optimální konstrukci spalovací jednotky s ohledem na požadavky daného procesu. Takto vytvořený softwarový produkt lze potom použít nejen pro vlastní konstrukční návrh budoucí jednotky, ale i pro predikci požadovaných provozních režimů, simulaci modifikovaných zařízení apod.

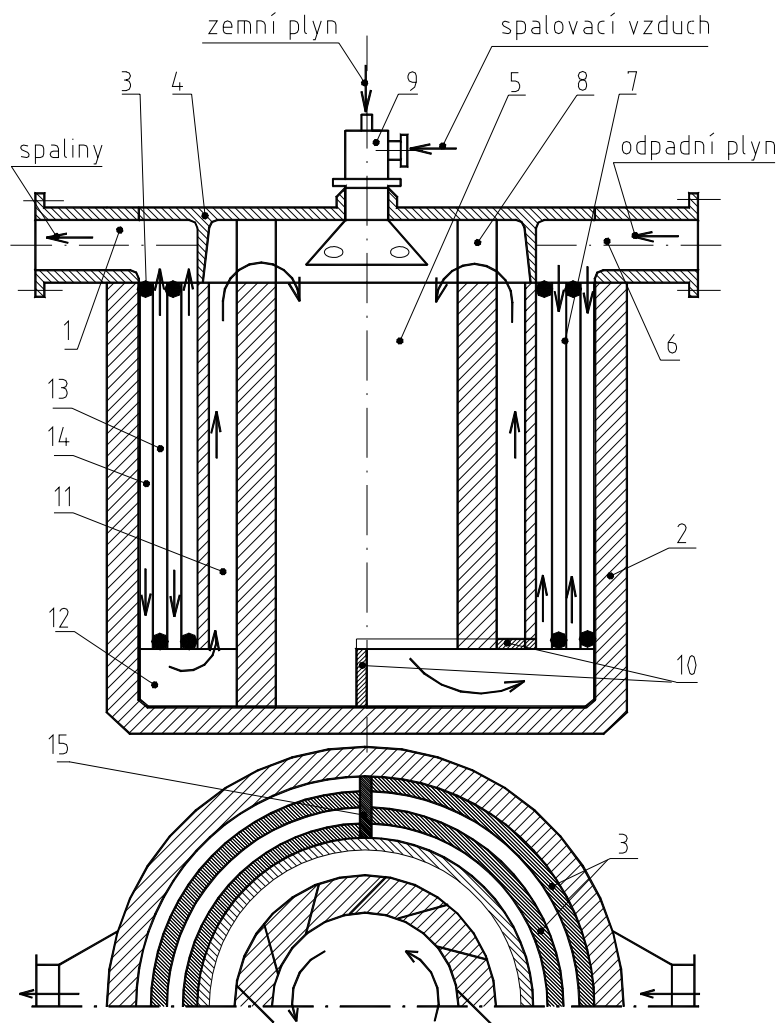
Matematický model výměníku tepla se skládá ze vztahů potřebných pro tepelný a hydraulický výpočet a z rovnic definujících geometrii výměníku. Pro tepelný a hydraulický výpočet zde jsou použity vztahy obecně užívané při výpočtech výměníků tepla založené na bilančních rovnicích obou pracovních látek a rovnici přenosu tepla. Specifičnost dané konstrukce je skryta ve výpočtu součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  a součinitelů tření  $\lambda$ , jejichž správné určení je z hlediska tepelného a hydraulického výpočtu stěžejní. Vzhledem k tomu, že pro navrhovaný typ výměníku dosud takové rovnice neexistují, je třeba je odvodit pomocí regresní analýzy na základě experimentálně zjištěných dat. Pro tento účel je nutné získat rozsáhlou databázi všech potřebných hodnot v co nejširším rozsahu technologických podmínek tak, aby získané rovnice byly korektní a měly pro daný typ výměníku obecnou platnost.

I když tvorba matematického modelu spalovací komory není předmětem disertační práce, pro lepší představu o celém výpočtovém modelu spalovacího zařízení jsou alespoň naznačeny jeho základní charakteristiky.

### 4 POPIS JEDNOTKY PRO TERMICKÉ ZNEŠKODŇOVÁNÍ ODPADŮ

Geometrie vyvinuté spalovací jednotky a proudové poměry v ní jsou znázorněny na obr. 1. Zpracovávaná látka (odpadní plyn) vstupuje přes vstupní hrdlo do vstupní rozdělovací komory **6**. Z rozdělovací komory je studený odpadní plyn veden do tzv. koaxiálního výměníku tepla. Teplosměnná plocha se u tohoto výměníku skládá z několika sousých plechových válců **7**. Na vnějším povrchu každého z válců jsou vytvořena žebra ve tvaru šroubovice s výškou odpovídající mezeře mezi dvěma sousedními válci. Po nasunutí takto upravených válců na sebe vzniknou mezi nimi šroubovicově vinuté kanály **13**, **14** obdélníkového průřezu ( $B \times H$ , kde  $B$  je mezera mezi dvěma sousedními válci,  $H$  je stoupání šroubovice). Konstrukcí víka **4** je zajištěno, aby vstupující zpracovávaná látka nevnikla přímo do spalovací komory, popř. aby se nesmísila s odcházejícími spaliny.

Správné funkce výměníku je dosaženo tím, že ohříváný odpadní plyn proudí každým druhým meziválcovým prostorem (šroubovicově vinutým kanálem)



Obr. 1 Schéma spalovacího zařízení

a v sousedních kanálech proudí opačným směrem ohřevné medium (horké spaliny). To, že vstupující odpadní plyn proudí pouze do jemu určených meziválcových prostorů, zajišťují půlkruhové ucpávky **3**. Tyto ucpávky jsou rozmístěny na všech čtyřech půlkruhových čelech vždy tak, aby spolu s horními hradicemi přepážkami **15** vymeziply vstupujícímu nebo vystupujícímu proudu správný meziválcový prostor a zabránily tak smísení obou proudů.

Průchodem přes výměník je zpracovávané médium před vstupem do spalovací komory predehřáto až na teploty blízké teplotě samovznícení hořlavých složek v něm obsažených. Z tohoto důvodu je k jejich zapálení v prostoru spalovací komory zapotřebí pouze minimální dodávka tepla od hořáku a spotřeba stabilizačního přídavného paliva (zemního plynu) je tedy velice nízká.

Ohřátý odpadní plyn vystupuje ze spodní části výměníku do dolní obratové komory **12** a vnitřní vestavbou **10** je usměrněn tak, že stoupá tzv. meziprostorem (tj. prostorem vytvořeným mezi vnitřním pláštěm výměníku a vnějším pláštěm spalovací komory) nahoru směrem k ústí do spalovací komory. Vstupní část spalovací komory je opatřena lopatkami vířiče **8**, které usměrňují ohřátý odpadní plyn vstupující do spalovacího prostoru v oblasti plamene hořáku.



Hořlavé složky jsou spalovány ve válcové spalovací komoře **5**, která je umístěna uvnitř výměníku. Zdrojem tepla pro zapálení hořlavých složek je plynový hořák **9**. Ze spalovací komory vystupují spaliny v její spodní části průduchem ve tvaru půlkruhové výseče do rozdělovací komory spalin. Odtud pak spaliny proudí směrem vzhůru do koaxiálního výměníku, kde předávají své teplo ohřivanému odpadnímu plynu a tím se ochlazují. Ochlazené spaliny, zbavené znečišťujících spalitelných látek, odcházejí ze zařízení přes horní výstupní komoru a výstupní hrdlo spalin **1**.

## 5 PRVOTNÍ MATEMATICKÝ MODEL ZAŘÍZENÍ

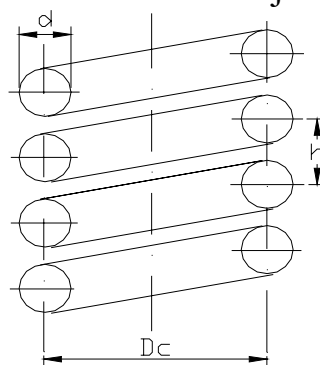
Pro návrh zkušebního zařízení, na němž bude možné provést experimentální měření nutná pro sestavení dostatečně přesného matematického modelu, je třeba vytvořit prvotní matematický model.

Matematickým modelem se zde rozumí soustava všech rovnic potřebných ke kompletnímu návrhu celého zařízení včetně výpočtu požadovaných vlastností obou médií účastnících se přenosových dějů uvnitř výměníku tepla a spalovací komory. Prvotní matematický model se vyznačuje především tím, že rovnice pro výpočet součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  a součinitele tření  $\lambda$  potřebné pro návrh výměníkové části zařízení jsou pouze předběžné, zvolené na základě výběru vhodných výpočtových vztahů určených pro systémy, u nichž je zřejmá geometrická a hydraulická podobnost s daným výměníkem a je znám popis konvektivního přenosu tepla.

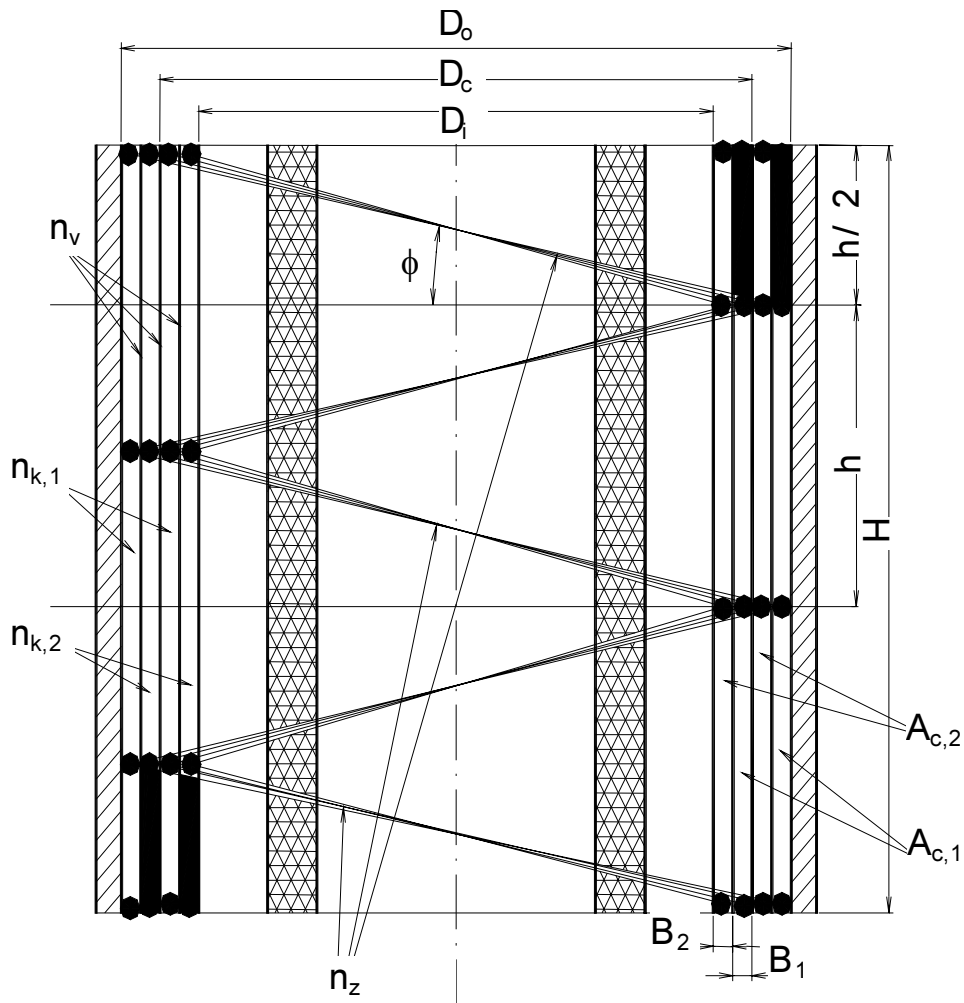
Při sestavování matematického modelu je třeba celé zařízení nejdříve rozdělit na tři dílčí části – výměníkovou část, spalovací komoru a prostor mezi výměníkem a komorou (meziprostor). Pro tyto části se sestaví dílčí matematické modely, které se prostřednictvím určitých parametrů spojí do jednoho výpočtového celku.

### 5.1 Výměníková část

Matematický model výměníku tepla se skládá ze vztahů potřebných pro tepelný a hydraulický výpočet daného výměníku a z rovnic definujících jeho geometrii. Pro tepelný a hydraulický výpočet jsou zde použity vztahy obecně užívané při výpočtech výměníků tepla založené na bilančních rovnicích obou pracovních látek a rovnici prostupu tepla (např. [1 - 4]). Specifičnost dané konstrukce zohledňuje výpočet součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  a součinitelů tření  $\lambda$ , jejichž správné určení je z hlediska tepelného a hydraulického výpočtu stěžejní. Vzhledem k tomu, že pro navrhovaný typ výměníku dosud takové rovnice neexistují, bylo třeba prvotní matematický model sestavit na základě výběru vhodných již existujících výpočtových vztahů. V odborné literatuře je uváděno mnoho vztahů pro proudění pracovních látek v různých typech kanálů.



Obr. 2 Schéma trubkového hadu



Obr. 3 Geometrické poměry řešeného výměníku

Legenda:

$h$  stoupání šroubovice

$H$  výška teplosměnných válců

$n_v$  počet teplosměnných válců

$n_z$  počet závitů šroubovice

$n_k$  počet kanálů daného proudu

$A_c$  volný průtočný průřez daného proudu

$B$  šířka kanálů daného proudu

$D_o$  průměr vnějšího válce výměníku

$D_i$  průměr vnitřního válce výměníku

$D_c$  střední průměr výměníku

indexy 1, 2 jsou značeny jednotlivé pracovní látky ve výměníku

Na tomto obrázku je:

$$n_{k,1} = 2$$

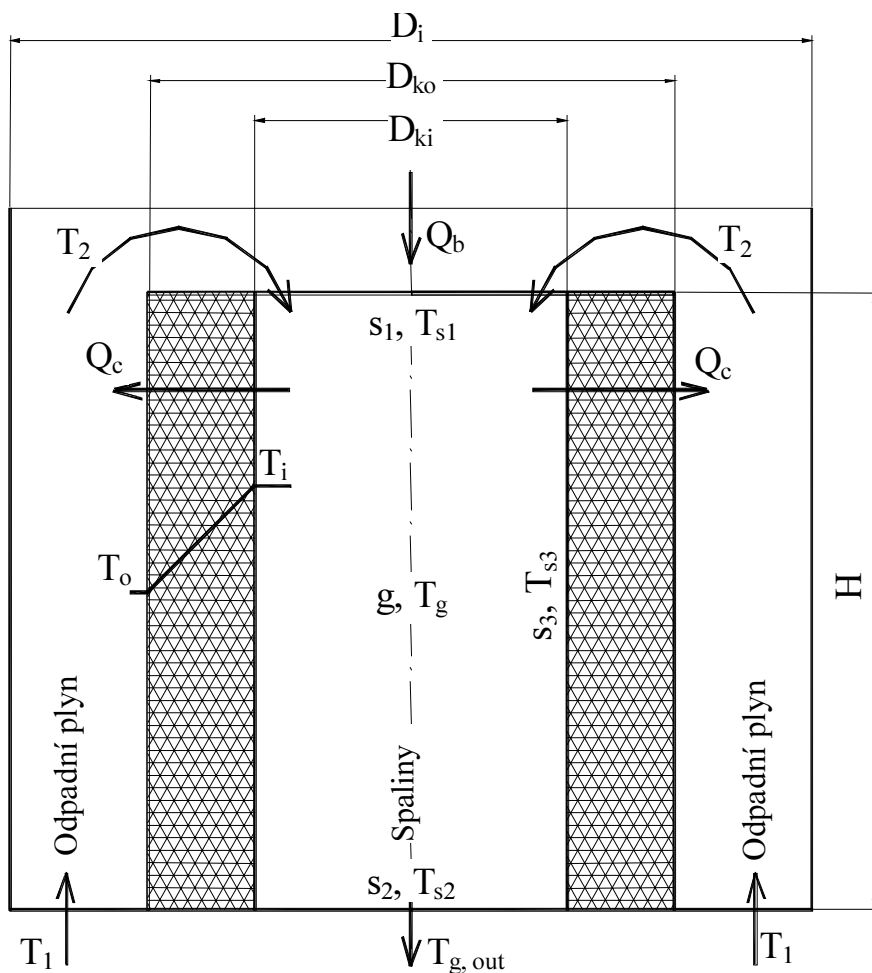
$$n_{k,2} = 2$$

$$n_v = 3$$

$$n_z = 2.5$$

Při hledání rovnic nejvhodnějších pro výpočet daného výměníku bylo podrobně analyzováno, kombinováno a následně vzájemně srovnáváno velké množství těchto vztahů. Nakonec byly vybrány rovnice určené pro výpočet spirálově vinutých trubkových hadů (např. [3, 5, 6]), jejichž geometrické uspořádání (obr. 2) se nejvíce blížilo navrhovanému výměníku (obr. 3).

## 5.2 Spalovací komora



Obr. 4 Jednoduchý model spalovací komory

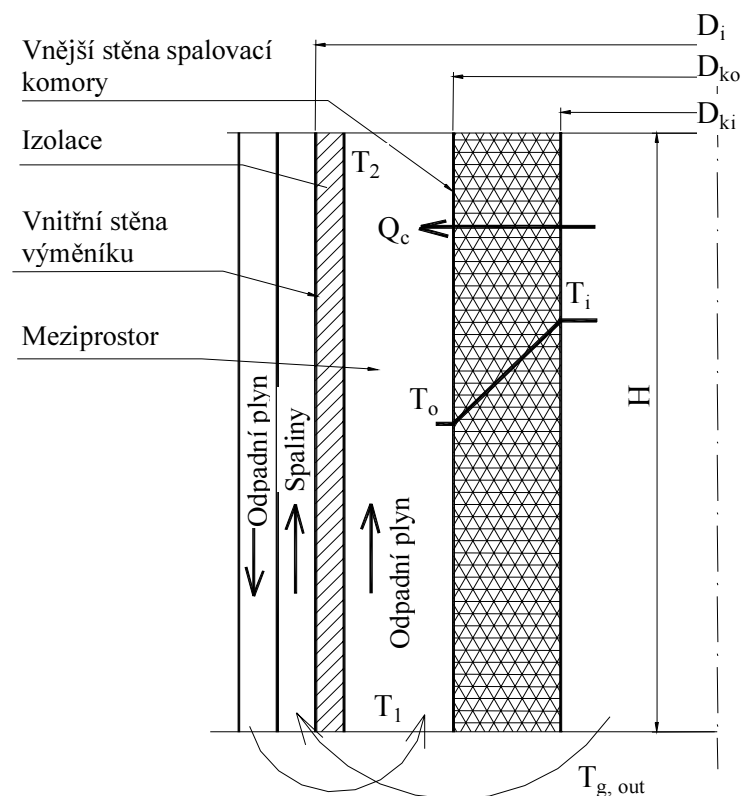
Na základě zhodnocení dostupných materiálů o prakticky použitelných výpočtových metodách se pro uvažovaný případ jeví jako nejvýhodnější zonální metoda [7], která umožňuje sestavení dostatečně přesných modelů pro vyšetřování lokálních tepelných charakteristik spalin. Zonální metoda spočívá v rozdělení uvažovaného systému na určitý počet objemových a povrchových elementů (zón). Jejich velikost a geometrický tvar se účelně volí tak, aby všechny určující veličiny (tj. teplota, zářivé charakteristiky apod.) mohly být v každé zóně považovány za konstantní. Tím se dosáhne toho, že soustavy obecně integrodiferenciálních rovnic popisujících každý konkrétní případ, lze nahradit soustavami algebraických rovnic. Jsou to vlastně rovnice tepelné bilance každé zóny, které respektují integrální povahu přenosu tepla radiací a zahrnují vzájemné ovlivňování všech zúčastněných

zón, povrchových i objemových. Ke zvládnutí složitosti problému byly pro prvotní matematický model přijaty některé zjednodušující předpoklady. Z hlediska radiace je spalovací komora uvažována jako uzavřený válcový systém o rozměrech  $\phi D_{ki}$  a  $H$ . Komora je pro potřeby aplikace zonální metody rozdělena do jednotlivých zón (viz obr. 4). Povrchové zóny  $s_1$  a  $s_2$  jsou tvořeny podstavami náhradního válce a zóna  $s_3$  je tvořena vnitřním povrchem pláště komory. Celý objem spalovací komory tvoří objemovou zónu  $g$ . Teplotu v zónách uvažujeme konstantní. Výsledky z takto získaného výpočtového modelu jsou opět konfrontovány s naměřenými hodnotami a s výstupy simulačních výpočtů na bázi *CFD* (Computational Fluid Dynamics) provedených využitím programového systému *FLUENT* [8] a pomocí těchto srovnání pak prováděna zpřesnění daného modelu. Toho lze dosáhnout především rozdělením systému na více povrchových i objemových zón.

Hlavními výstupy výpočtu spalovací komory jsou pro potřeby návrhu daného zařízení tepelný tok stěnou spalovací komory  $Q_c$ , střední teplota uvnitř komory  $T_g$  a teplota její vnitřní stěny  $T_i$ .

### 5.3 Meziprostor

Výměník tepla je z hlediska prostorového uspořádání celého zařízení ohraničen vnitřním válcem o průměru  $D_i$  a vnějším válcem o průměru  $D_o$ . K výměně tepla však dochází i v prostoru mezi výměníkem a spalovací komorou, kdy zpracovávaný plyn proudí vzhůru směrem k jejímu ústí a je ohříván její stěnou. Ztrátový tepelný tok ze spalovací komory  $Q_c$  se tak velmi účelně využívá pro sekundární přehřev zpracovávaného odpadního plynu, což je jednou z hlavních předností celého

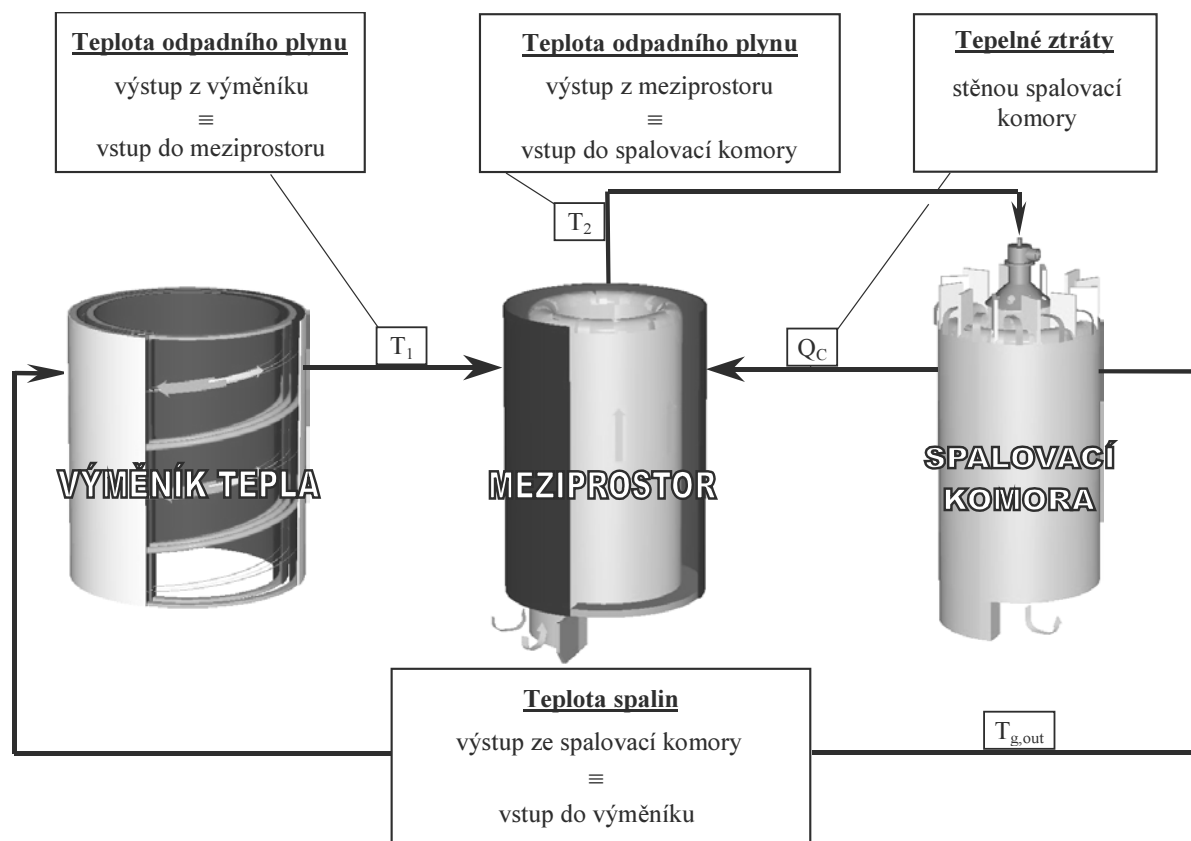


Obr. 5 Ohřev zpracovávaného plynu v meziprostoru

zařízení. Nejsou zde zapotřebí vnější izolace spalovací komory, navíc její stěna může mít poměrně velmi malou tloušťku, což značně snižuje celkovou hmotnost spalovací jednotky. Přenos tepla přes vnitřní válec výměníku o průměru  $D_i$  se z důvodu jeho zaizolování oproti meziprostoru neuskutečňuje. Celou situaci vystihuje obr. 5. Stěnou spalovací komory prostupuje ztrátový tepelný tok  $Q_c$ . Protože vnitřní válec výměníku považujeme za tepelný izolant, musí se veškeré teplo  $Q_c$ , přivedené do vyšetřovaného meziprostoru ze spalovací komory, odvést protékajícím odpadním plynem, přičemž se tento plyn ohřeje z teploty  $T_1$  na teplotu  $T_2$ . To vše samozřejmě za předpokladu, že teplota vnějšího povrchu tělesa spalovací komory  $T_o$  bude vyšší, než je teplota plynu na vstupu do meziprostoru ( $T_1$ ).

#### 5.4 Celkový matematický model

Po dokončení definitivního modelu spalovací komory, který je předmětem jiné práce, budou všechny tři dílčí výpočtové modely nakonec spojeny v jeden celek ve vytvořeném programovém systému. Schématicky toto propojení znázorňuje obr. 6. Celý výpočet probíhá iteračně tak, že se nejdříve spočítá výměníková část, teplota odpadního plynu na výstupu z výměníku  $T_1$  se následně dosadí za zatím neznámou teplotu  $T_2$ , ta se použije pro výpočet spalovací komory a výstupní veličiny z tohoto výpočtu  $Q_c$  a  $T_i$  (viz obr. 5) budou tvořit vstupy pro výpočet meziprostoru, z něhož pak bude upřesněna hodnota  $T_2$ . Výpočet bude probíhat tak dlouho, dokud rozdíl hodnot  $T_2$  z předchozího a z právě proběhlého kroku nebude roven předem zadané povolené chybě.



Obr. 6 Schéma celkového matematického modelu spalovací jednotky

## 6 NÁVRH ZKUŠEBNÍHO ZAŘÍZENÍ

Po sestavení matematického modelu zařízení a vytvoření programového systému založeného na tomto modelu již bylo možné přistoupit k návrhu zkušebního zařízení. Toto zařízení je budováno především za účelem ověření funkčnosti nově vyvinuté spalovací jednotky a naměření dat potřebných pro korekci výpočtových vztahů v matematickém modelu.

K výpočtu zkušebního zařízení byl použit programový systém vytvořený na základě prvotního matematického modelu. Geometrie spalovací komory byla volena s ohledem na potřebnou zdržnou dobu znečištěné vzdušiny v této komoře při spalování znečišťujících složek. Vstupní data pro návrh experimentálního zařízení byla formulována následovně:

*Pracovní látka č. 1 - vzduch:* vstupní teplota do výměníku  $T_{11} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ , vstupní teplota do spalovací komory neznámá, její velikost není omezena, tlak  $p_1 = 106 \text{ kPa}$ , průtočné množství  $m = 596 \text{ m}_N^3/\text{h}$

*Pracovní látka č. 2 - spaliny:* vstupní teplota do výměníku, resp. výstupní teplota ze spalovací komory  $T_{21} = 750 \text{ }^\circ\text{C}$ , výstupní teplota z výměníku  $T_{22} < 200 \text{ }^\circ\text{C}$ , tlak  $p_2 = 103 \text{ kPa}$ , průtočné množství  $m = 637.15 \text{ m}_N^3/\text{h}$

*Geometrie spalovací komory:* vnitřní průměr  $D_{ki} = 600 \text{ mm}$ , vnější průměr  $D_{ko} = 848 \text{ mm}$ , výška  $H = \text{min. } 1000 \text{ mm}$ , součinitel tepelné vodivosti vyzdívky  $\lambda = 0.53 \text{ W/m.K}$

*Požadavky na geometrii celého zařízení:* vnější průměr by, pokud možno, neměl přesáhnout 1400 mm, výška zařízení od základu po přírubu hořáku pak 2000 mm.

Celý výpočet probíhá tak, že pomocí programového systému jsou simulovány různé stavy, přičemž se sleduje tendence změn požadovaných hodnot. Tímto způsobem lze nalézt optimální geometrickou konfiguraci tak, aby byly splněny požadavky formulované v zadání. Všechna důležitá data jsou přehledně uspořádána v tabulce na obr. 7.

## 7 EXPERIMENTÁLNÍ OKRUH

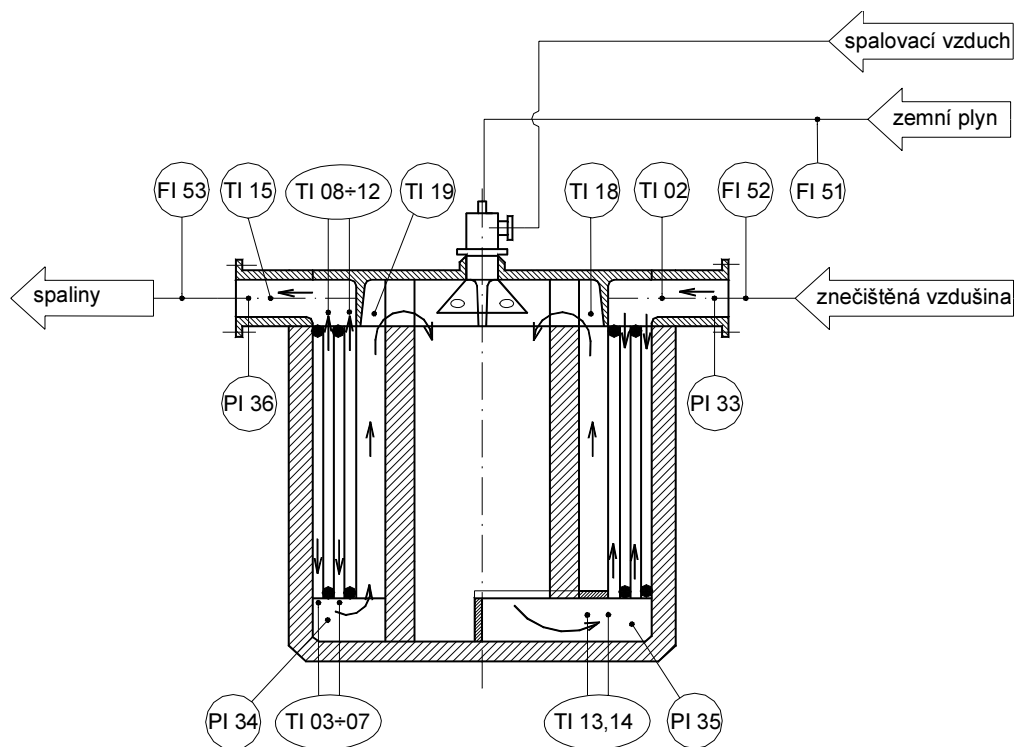
K tomu, aby bylo možné navržené zařízení vyzkoušet a proměřit v širokém rozsahu různých provozních stavů daných především průtokem zpracovávané vzdušiny a teplotními poměry uvnitř zařízení, je experimentální okruh vybaven akčními regulačními členy, umožňujícími plynule měnit technologické podmínky uvnitř tohoto zařízení, přičemž všechna měřená data jsou v reálném čase snímána a zaznamenávána pomocí připojeného počítače. Návrh měření přitom musí být koncipován tak, aby bylo zajištěno nejen požadované proměření vlastního zkušebního zařízení, ale i bezpečný průběh celého procesu.

Měření a sběr dat ze spalovacího zařízení jsou koncipovány jako otevřený stavebnicový systém, který je možné modifikovat podle potřeb technologie a poznatků ze zkušebního provozu. Při volbě instrumentace měření jednotlivých veličin byla sledována hlediska technické úrovně a ekonomického vynaložení

<b>Výměníková část</b>		
<i>Technologické parametry</i>		
	Vzduch	Spaliny
vstupní teplota [°C]	20	750
výstupní teplota [°C]	635	191
průměrná rychlost proudění [m/s]	14.1	18.9
Reynoldsovo číslo [-]	5753	5330
mezní Reynoldsovo číslo [-]	5533	5533
Prandtlovo číslo [-]	0.7	0.706
součinitel přestupu tepla [W/m.K]	48	53.6
tlaková ztráta [Pa]	1303	1443
tepelný výkon výměníku [kW]	139	
<i>Konstrukční parametry</i>		
plocha výměny tepla [m <sup>2</sup> ]	39.18	
vnější průměr výměníku [mm]	1222	
vnitřní průměr výměníku [mm]	995	
výška teplosměnných válců [mm]	1250	
počet teplosměnných válců [-]	9	
šířka kanálu pro vzduch [mm]	10	
šířka kanálu pro spaliny [mm]	10	
počet závitů šroubovice [-]	2.5	
<b>Meziprostor a spalovací komora</b>		
potřebný výkon hořáku [kW]	40	
teplota vnitřní stěny komory [°C]	733	
teplota na vstupu vzduchu do komory [°C]	647	
teplota na výstupu spalin z komory [°C]	750	
vnější průměr meziprostoru [mm]	888	
vnitřní průměr spalovací komory [mm]	600	
vnější průměr spalovací komory [mm]	848	

Obr. 7 Základní vypočtené parametry zkušebního zařízení

finančních prostředků. Zařízení je osazeno moderními přístroji vyšší střední třídy, které zajistí měření v příslušných třídách přesnosti a s požadovanou dynamikou. Přibližné rozmístění měřidel na vlastním zkušebním zařízení je vidět na obr. 8. Označení TI je zde použito pro měření teploty, PI tlaku a FI průtoku. Každé pracovní látce je ve výměňkové části zkušebního zařízení vyhrazeno pět kanálů (celkem 9 teplosměnných válců, tj. 10 kanálů, vždy po pěti pro každou pracovní látku), přičemž tyto kanály mají vždy jiný střední průměr. Z tohoto důvodu se také předpokládají mírné odlišnosti v intenzitě přenosu tepla v jednotlivých kanálech a je nutné instalovat teplotní čidla v místě výstupů ze všech pěti kanálů jak na straně výstupu vzduchu (TI 03 - TI 07) tak i na straně výstupu spalin (TI 08 - TI 12).



Obr. 8 Umístění měřidel na zkušební zařízení

Teploměrem TI 15 je měřena teplota spalin na výstupu ze zkušebního zařízení. Přístroj TI 13 snímá teplotu na vstupu spalin do výměníkové části (resp. teplotu spalin vystupujících ze spalovací komory), teploměr TI 02 pak teplotu vzduchu na vstupu do zkušebního zařízení. Teploměr TIC 14 měří stejnou teplotu jako TI 13, naměřené údaje však slouží pouze pro automatiku hořáku. Pomocí teploměrů TI 18 a TI 19 se měří teplota na vstupu vzduchu do spalovací komory.

Tlakoměr PI 34 snímá tlak na straně výstupu vzduchu z výměníkové části, tlakoměr PI 35 pak tlak na vstupu spalin do výměníku. Tlakoměry PI 33 a PI 36, měřící tlaky na vstupu vzduchu do zařízení respektive výstupu spalin ze zařízení, jsou umístěny na vstupním respektive výstupním hrdle zkušebního zařízení. Pomocí těchto čtyř tlakoměrů je možné určit zvláště tlakovou ztrátu vzduchové (rozdíl mezi PI 33 a PI 34) a zvláště spalinové strany (rozdíl mezi PI 35 a PI 36).

Průtokoměr FI 52 udává objemové množství vzdušiny protékající výměníkovou částí, přístroj FI 53 pak objemové množství spalin v tomto výměníku. Z takto naměřených hodnot se určují jak hmotnostní průtoky obou pracovních látek tak i rychlosti proudění ve zkušební zařízení. Pomocí průtokoměru FI 51 umístěného na plynové přípojce je možné posoudit spotřebu paliva spalovacího zařízení při daném provozním režimu.

Vizualizace a archivace dat na PC je realizována v programovém prostředí ControlPanel. Tento programový produkt pracuje v reálném čase a tím umožňuje sledování okamžitého stavu zařízení. Přicházející data jsou v systému filtrována a přepočtena na hodnoty příslušných veličin. Zobrazení je prováděno v grafické i tabelární podobě.



## 8 MĚŘENÍ A ZPRACOVÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT

Cílem měření je korekce prvotního matematického modelu spalovací jednotky, konkrétně vztahů pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření u výměníkové části zařízení. Na základě naměřených dat byly hledány konkrétní tvary obecných funkčních závislostí  $Nu=f(C \times K_G \times Re^a \times Pr^b)$  a  $\lambda=f(C \times K_G \times Re^a)$ . Během experimentálních zkoušek bylo spalovací zařízení proměřeno v rozsahu teplot na výstupu ze spalovací komory 600 až 800 °C a průtoků zpracovávané vzdušiny přibližně 100 až 1500 m<sub>N</sub><sup>3</sup>/h. Důležitou podmínkou v rámci korektního postupu bylo získání ustálených hodnot měřených veličin, především teplot. Z tohoto důvodu byl na každý měřený režim vyhrazen jeden celý den, přičemž ustálenost měření se hodnotila na základě údajů on-line zapisovaných po předem daných časových intervalech do databází na připojený počítač.

Z takto naměřených dat již bylo možné vypočítat pro každý měřený režim příslušné hodnoty Nusseltových čísel a součinitelů tření  $\lambda$ . Postup při takovém výpočtu byl následující:

- Z teplot T3 až T7 se vypočítá průměrná hodnota = teplota na výstupu vzduchu z výměníku.
- Z teplot T8 až T12 se vypočítá průměrná hodnota = teplota na výstupu spalin z výměníku.
- Z naměřeného průtoku zemního plynu F51 a ze známého složení vzduchu nasávaného do zařízení se určí složení spalin.
- Pro dané složení vzduchu a spalin se určí termofyzikální vlastnosti pro střední teploty obou pracovních látek.
- Z naměřených hodnot F52 a F53 se vypočtou průtoky vzduchu a spalin zařízením a odpovídající střední rychlosti proudění obou pracovních látek v kanálech.
- Z termofyzikálních vlastností, z rychlosti proudění a ze známé geometrie zkušebního zařízení se vypočte Reynoldsovo a Prandtlovo číslo.
- Z naměřených teplot (T2, T13, průměr z T3 až T7, průměr T8 až T12) se určí střední logaritmický teplotní rozdíl  $\Delta T_{ln}$
- Z bilančních rovnic se vypočtou tepelné výkony výměníku tepla na straně vzduchu ( $Q_v$ ) a na straně spalin ( $Q_s$ ). Jestliže bude platit výraz  $\left| \frac{Q_v - Q_s}{Q} \right| \leq 0.05$  kde  $Q = (Q_v + Q_s)/2$ , potom lze usuzovat, že naměřená data jsou věrohodná a vhodná k dalšímu zpracování.
- Z tepelného výkonu výměníku  $Q$  a ze známé plochy výměny tepla  $A$  se z rovnice pro přenos tepla vypočte součinitel prostupu tepla  $k$ .
- Z hodnoty  $k$  se vypočítají součinitele přestupu tepla obou proudů a z těchto pak odpovídající Nusseltova čísla.
- Z naměřených dat se určí tlakové ztráty obou proudů a z těchto hodnot se pak vypočtou součinitele tření  $\lambda$ .

Pro uvedené zpracování naměřených hodnot byl vytvořen speciální program. Tento program umožňuje počítat všechna data potřebná pro korekci matematického modelu zařízení přímo z databáze naměřených hodnot vytvořené instalovaným systémem sběru a archivace dat.

## 9 KOREKCE MATEMATICKÉHO MODELU

Při sestavování prvotního matematického modelu navrhovaného zařízení byly pro výpočet součinitelů přestupu tepla  $\alpha$  a součinitelů tření  $\lambda$  vybrány vztahy určené pro šroubovicově vinuté trubkové hady. Pomocí takového matematického modelu pak bylo navrženo zkušební zařízení. Na základě dat naměřených na tomto zařízení je nyní zapotřebí vybrané rovnice upravit, popř. odvodit rovnice nové tak, aby bylo dosaženo maximální shody mezi skutečnými sledovanými parametry získanými na základě naměřených hodnot (tj. Nusseltovým číslem  $Nu$  resp. součinitelem tření  $\lambda$ ) a funkčními hodnotami nově odvozených funkcí. Pro tento účel byl použit modul nelineární regrese obsažený v softwarovém systému ADSTAT [9]. Výsledné tvary hledaných rovnic jsou následující:

- **Výpočet Nusseltova čísla:**

Vztah určený k výpočtu trubkových hadů ve tvaru (např. [5])

$$Nu = \left( 3.66 + 0.08 \left[ 1 + 0.8 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0.9} \right] \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \right) \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0.14}$$

$$m = 0.5 + 0.2903 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0.194}$$

použitý v prvotním matematickém modelu je v konečném modelu nahrazen nově vytvořeným vztahem

$$Nu = \left( 3.66 + 0.08 \left[ 1 + 0.8 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0.9} \right] \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \right) \cdot (1 - 121 \cdot Re^{-0.739})$$

$$m = 0.5 + 0.2903 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0.194} \quad (1)$$

Tato rovnice platí pro *laminární proudění*.

Vztah vymezující hranici mezi laminární a přechodovou oblastí proudění zůstává oproti rovnici pro trubkové hady (např. [4, 5]) nezměněn a je ve tvaru

$$Re_{krit} = 2300 \left[ 1 + 8.6 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0.45} \right] \quad (2)$$

Předběžně použitý vztah pro výpočty šroubovicově vinutých trubkových hadů ve tvaru (např. [5])

$$Nu = \eta \cdot Nu_{1(Re=Re_{krit})} + (1 - \eta) \cdot Nu_{t(Re=2,2 \cdot 10^4)}, \text{ kde}$$

$$\eta = \frac{2,2 \cdot 10^4 - Re}{2,2 \cdot 10^4 - Re_{krit}}$$

$$Nu_1 = \left( 3,66 + 0,08 \left[ 1 + 0,8 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0,9} \right] \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \right) \cdot \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,14}$$

$$m = 0,5 + 0,2903 \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0,194}$$

$$Nu_t = \frac{\xi/8 \cdot Re \cdot Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\xi/8} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \left( \frac{Pr}{Pr_s} \right)^{0,14}$$

$$\xi = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} + 0,03 \cdot \left( \frac{d_h}{D} \right)^{0,5}$$

je nahrazen nově vytvořeným vztahem:

$$Nu = \left( 1 + 1,77 \frac{2d_h}{D} \right) \cdot 0,0216 \cdot Re^{0,774} \cdot Pr^{1/3} \quad (3)$$

Tato rovnice platí pro **proudění při  $Re > Re_{krit}$** , přičemž proměřená oblast končí hodnotou  $Re = 21500$ . V této oblasti je také možné doporučit uvedený vztah k použití. Průběh nově vytvořených vztahů pro výpočet Nusseltova čísla vzhledem k naměřeným hodnotám je zřejmý z grafu na obr. 9.

- **Výpočet součinitele tření:**

Vztah určený k výpočtům trubkových hadů použitý v prvotním matematickém modelu ve tvaru (např. [5])

$$\lambda = \frac{64}{Re} \left[ 1 + 0,033 \left( \log \left[ Re \sqrt{\frac{d_h}{D}} \right] \right)^4 \right]$$

je v konečném modelu nahrazen nově vytvořenou rovnicí:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \left[ 1 + 1,9 \cdot \left( \log \left\{ 0,016 \cdot Re \sqrt{\frac{d_h}{D}} \right\} \right)^2 \right] \quad (4)$$

Tato rovnice platí pro **laminární proudění**.

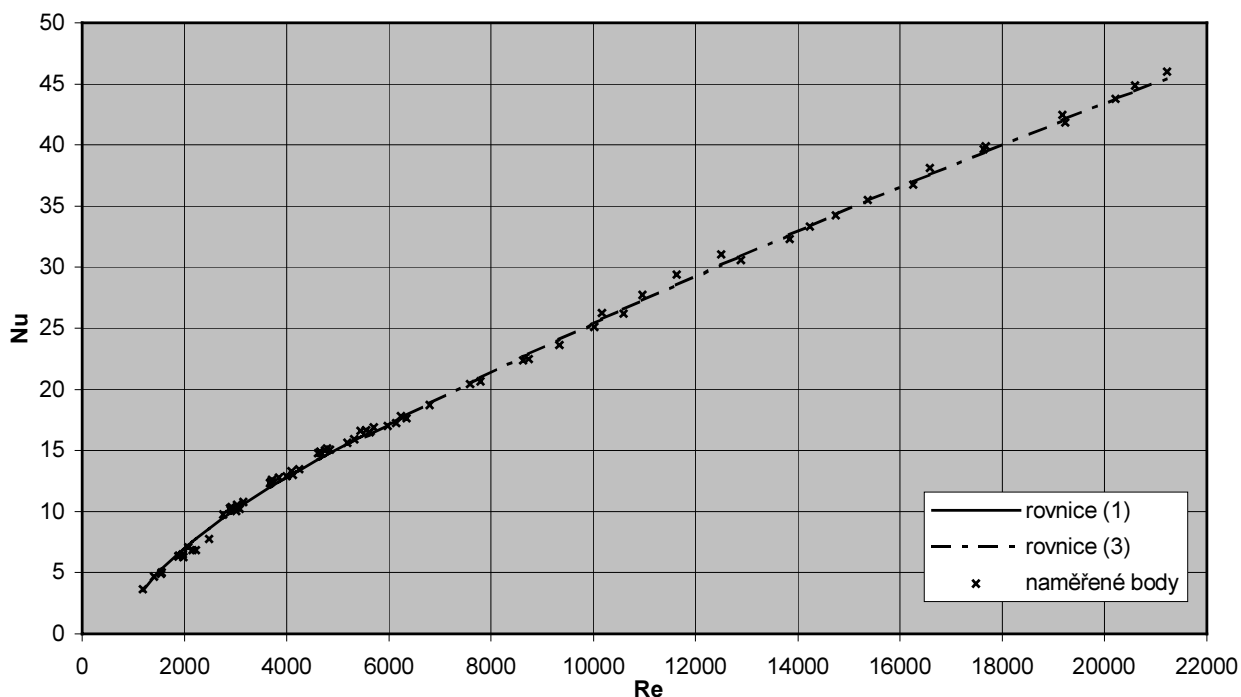
Vztah z prvotního matematického modelu ve tvaru [10]

$$\lambda = 0,28 \left( \log \frac{5,5d_h}{\varepsilon + 55 \frac{d_h}{Re}} \right)^{-2} \left[ 1 + 0,095 \sqrt{\frac{d_h}{D}} \cdot Re^{1/4} \right]$$

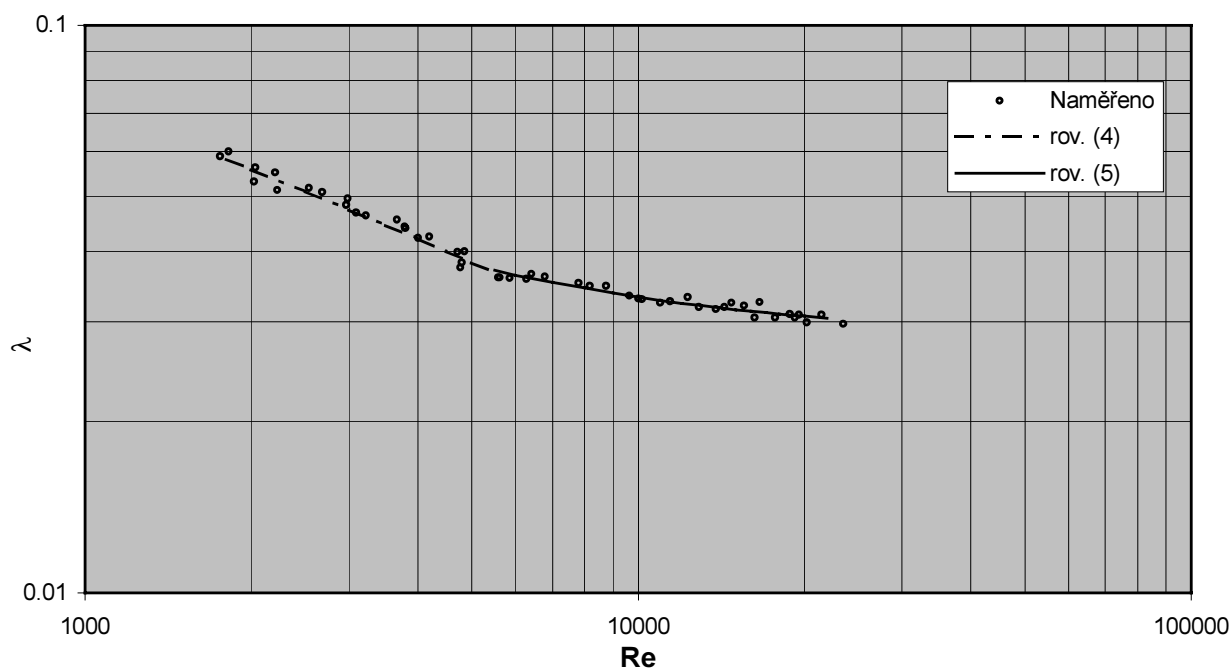
určený k výpočtům v případě trubkových hadů je v konečném modelu nahrazen rovnicí:

$$\lambda = 0.2087 \cdot \left( \log \frac{5,5d_h}{\varepsilon + 55 \frac{d_h}{Re}} \right)^{-2} \left( 1 + 0.095 \sqrt{\frac{d_h}{D}} \cdot Re^{0.361} \right) \quad (5)$$

Tato rovnice platí pro **proudění při  $Re > Re_{krit}$** , přičemž proměřená oblast končí hodnotou  $Re = 24000$ . Toto je také hranice doporučeného použití. Průběh nově vytvořených vztahů pro výpočet součinitele tření vzhledem k naměřeným hodnotám je zřejmý z grafu na obr. 10.



Obr. 9 Průběh hodnot Nusseltova čísla určených na základě nově vytvořených vztahů



Obr. 10 Průběh hodnot součinitele tření určených na základě nově vytvořených vztahů

## 9 ZÁVĚR

### 9.1 Shrnutí výsledků disertační práce

Předkládaná disertační práce obsahuje popis nejdůležitějších aktivit provedených v rámci vývoje zařízení pro termické zneškodňování plynných odpadů, přičemž důraz je kladen na kapitoly zabývající se sestavením matematického modelu výměníku tepla předmětného zařízení. V prvních dvou kapitolách je uveden především popis vyvíjené spalovací jednotky a možnosti průmyslového využití. Před vlastním sestavením matematického modelu daného zařízení jsou v kapitole třetí popsány obecné rovnice používané při tepelných a hydraulických výpočtech výměníků tepla. Dále je proveden přehled v literatuře uváděných vztahů pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření pro systémy geometricky a hydraulicky podobné s navrhovaným výměníkem. Na základě tohoto přehledu a vzájemného srovnání jednotlivých vztahů jsou v kapitole čtvrté vybrány rovnice nejvhodnější pro navrhovaný výměník. Tyto rovnice pak tvoří základ prvotního matematického modelu výměníkové části a tzv. meziprostoru. Součástí čtvrté kapitoly jsou dále základní informace o tvorbě matematického modelu spalovací komory, jeho začlenění do modelu celého zařízení a sestavení výpočtových algoritmů definujících způsob využití všech uvedených rovnic při vlastním výpočtu spalovací jednotky ve vytvořeném programovém systému. Jeho součástí je i program, který umožňuje určit pro konkrétní složení, teplotu a tlak pracovní látky všechny termofyzikální vlastnosti potřebné k výpočtu spalovacího zařízení. Manuál umožňující uživatelské zvládnutí

programového systému tvoří přílohu 2. Pomocí tohoto systému bylo navrženo zkušební zařízení. Jedná se o plně funkční jednotku zhotovenou v průmyslovém měřítku a instalovanou ve zkušebně Ústavu procesního a ekologického inženýrství. Na tomto zařízení byly úspěšně provedeny všechny potřebné testy mající za úkol ověřit funkčnost a provozní kapacitu. Návrhem zkušebního zařízení se zabývá kapitola pátá disertační práce. V kapitole šesté je popsán celý experimentální okruh vybudovaný za účelem testování zkušební spalovací jednotky. Tento okruh umožňuje nejen komplexní proměření této jednotky pro účely korekce navrženého matematického modelu, ale i další případné zkoušky potřebné pro nalezení optimálních spalovacích podmínek pro konkrétní požadavky vzešlé z průmyslové praxe. Pomocí experimentálního okruhu bylo na zkušebním zařízení provedeno měření za účelem získání dat potřebných pro korekci prvotního matematického modelu spalovací jednotky. V kapitole sedmé je proveden popis těchto prací včetně způsobu zpracování získaných dat. Obsahem osmé kapitoly je korekce navrženého výpočtového modelu na základě experimentálně získaných dat. Takto vytvořenými rovnicemi pro výpočet Nusseltova čísla a součinitele tření výměňkové části spalovací jednotky jsou nahrazeny příslušné vztahy prvotního matematického modelu a získán tak konečný výpočtový model výměňkové části nově vyvinutého zařízení.

## 9.2 Další výzkum a vývoj

V současné době se v rámci doktorského studia jiného autora dokončuje matematický model spalovací komory, který bude začleněn do vytvořeného programového systému. Prozatím tento systém pracuje tak, že je nutné odhadnout teplotu vnitřní stěny spalovací komory, na základě tohoto odhadu je spočten tepelný tok stěnou komory a odpovídající ohřev vzduchu v meziprostoru. Pomocí výpočtového modelu spalovací komory bude možné určit přímo skutečný celkový tepelný tok komorou a zařízení tak bude možné navrhovat na základě běžných vstupních údajů, tedy bez jakýchkoli více či méně přesných odhadů.

Při analýze naměřených dat bylo zjištěno, že při stávající konstrukci spalovací jednotky není optimálně využívána instalovaná plocha výměny tepla, což je zřejmě způsobeno nerovnoměrným rozložením průtoků v jednotlivých kanálech výměňkové části zařízení. Při návrzích příštích jednotek proto bude vhodné umístit do vzduchové a spalínové nátokové komory výměňkové části spalovacího zařízení rozváděcí žebra tak, aby rychlostní a tlakové pole bylo v těchto komorách rovnoměrné. Významnou pomoc může při návrhu těchto žebek přinést počítačové modelování problému pomocí *CFD*. V případě aplikace této úpravy však nebudou rovnice odvozené na základě naměřených dat (viz kapitola 9) dávat zcela přesné výsledky a bude třeba provést jejich částečnou korekci.

Při experimentálních pracích bylo dále zjištěno, že při dodržení přiměřených rychlostí pracovních látek uvnitř zařízení (a tím i tlakových ztrát) není možné dosáhnout plně turbulentního proudění. Pro lepší využití poměrně drahé výměňkové

části (vzhledem k vysokým teplotám budou teplosměnné válce většinou vyráběny z oceli tř. 17) bude vhodné instalovat do kanálů pasivní víříče, např. ve formě pletiva omotaného kolem teplosměnných válců. Konkrétní návrhy takové úpravy, vztah mezi zvýšením účinnosti výměny tepla a navýšením tlakových ztrát a úpravy matematického modelu nutné při aplikaci pasivních víříčů však bude možné posoudit až na základě dalšího výzkumu. Takový výzkum však již bude možné provádět v laboratorních podmínkách na modelovém a ne příliš drahém vybavení. Teplosměnnou plochu může např. tvořit nádoba vyrobená z tenkého ocelového plechu, kdy uvnitř nádoby bude udržována konstantní teplota vody. Kolem nádoby lze navinout šroubovici a nasadit válec z plexiskla tak, aby mezi plexisklem a nádobou vznikl kanál potřebné šířky. V kanálu se nastaví přesně definovaným způsobem průtok ohřívající se vody. Při takovém uspořádání je možné snadno měnit geometrii kanálu, pomocí nastříkovaného barviva sledovat míru turbulence v kanálu a především přesně určit součinitel přestupu tepla a tlakovou ztrátu na straně ohřívající se vody.

V průmyslové praxi se v některých vhodných případech využívá princip katalytického spalování hořlavých plynů a par rozptýlených ve vzdušině. Výhodou tohoto způsobu spalování je ta skutečnost, že znečištěná vzdušina je ve spalovací komoře pouze předehřívána na teplotu, jež je oproti klasickému způsobu spalování mnohem nižší, a vlastní proces oxidace spalitelných látek probíhá až po tomto předehřátí na vhodném katalyzátoru. Zařízení tak může být vyrobeno z levnějších materiálů a spotřeba externě dodávaného tepla je nižší. Nevýhodou tohoto řešení je poměrně vysoká citlivost katalyzátoru na přehřátí a koncentraci znečišťujících složek. Použití tohoto způsobu spalování je proto omezeno pouze na ty případy, kdy jsou zaručeny stabilní teplotní a koncentrační podmínky.

Úprava, která umožní využít katalytického spalování v případě navržené spalovací jednotky, spočívá ve výměně současného dna zařízení za modul s náplní katalyzátoru. Modul obsahuje rošt potřebného tvaru pro uložení vhodného katalyzátoru a vestavbu, která usměrňuje tok zpracovávané vzdušiny. V současné době probíhá instalace tohoto modulu na zkušebním zařízení tak, aby bylo možné provést potřebná měření a doplnit tak výpočtový model spalovací jednotky o výpočet v případě katalytického spalování. Touto činností se zabývají studenti Ústavu procesního a ekologického inženýrství v rámci svých diplomových prací.

## 10 ABSTRACT

The submitted PhD thesis deals first of all with creating and validating mathematical model for calculation of a special heat exchanger which is a part of a new compact equipment for thermal treatment of gas wastes. The work necessary for the modelling purposes was inherently connected with research and development of this new and original equipment which is characterised by its geometry. A cylindrical combustion chamber for incineration of pollutants is placed inside the

heat exchanger for preheating e.g. air polluted by volatile organic compounds. This cylindrical preheater consists of several concentric stainless sheets. Therefore the unit is very compact and heat losses from the combustion chamber are utilised for secondary preheating polluted air.

Research and development of the device was initiated by industrial needs since it can be used in various branches of industry, i.e. for the treatment of polluted air from paint shops, chemical cleaning systems, degreasing processes, printing machines, gas wastes from various chemical processes, for the thermal treatment of off-gases originating in refineries, in production of plastics, pharmaceutical industry, food industry, laboratories etc. The above described compact arrangement enables design of this type of equipment for a wide range of capacity and with a high degree of flexibility.

The research and development can be characterised as follows:

- idea and basic design of this incineration unit (a compact equipment consisting of the combustion chamber and heat exchanger) taking into consideration industrial demands
- design of research experimental facility:
  - ⇒ using simulation for setting basic process parameters
  - ⇒ developing a computer program for thermal and hydraulic calculation of the equipment based on a tentative mathematical model using equations for similar geometrical systems
  - ⇒ design of the equipment
  - ⇒ layout of the experimental facility
- manufacturing the equipment, building the research facility
- putting into operation and testing functionality
- data acquisition for improving and validating mathematical models
- design of practical alternative arrangements following various requirements coming from industrial practice
- solving industrial cases
- industrial applications

Most of the above steps is described in details in the thesis whereas the emphasis is laid on creating, developing and validating the model for the heat exchanger calculation.

Basic equations used in the thermal and hydraulic calculations of heat exchanger are described, and those for geometrically similar systems are selected and analysed in terms of Nusselt number and friction factor. Based on the analysis and a comparison of the relations, the most convenient ones are selected for creating a tentative model of the heat exchanger. A brief description of the combustion chamber model is also given so that an overall algorithm for the equipment simulation could be explained. A software system for the equipment calculation based on this algorithm was created and further developed utilising data from



measurements on research facility for validating the mathematical model of the heat exchanger.

The research facility designed using parameters obtained from calculation based on the tentative model was designed and built. This full industrial scale unit enabled performing tests of its functionality and required capacity. Numerous data for various regimes of operation were obtained from experimental research, discussed and analysed. New equations for the thermal and hydraulic calculation based on utilising the measured data are presented in the thesis. These equations substitute the original ones from the tentative model. The user manual of the computer program is one of appendices of the thesis.

## SEZNAM LITERATURY

- [1] Mills, A.F., *Heat and Mass Transfer*, Richard D. Irwin Inc., London (1995)
- [2] Perry, R.H., *Chemical Engineers' Handbook*, McGraw-Hill Book Company, New York (1973)
- [3] Hewit G.F. (ed.), *Heat Exchanger Design Handbook 1998*, Begell House, Inc., New York (1998)
- [4] Minton P. E., Designing Spiral-Plate Heat Exchangers, *Chemical Engineering*, p.103, May (1970)
- [5] *Verein Deutscher Ingenieure, Wärmeatlas*, VDI - Verlag GmbH, Düsseldorf (1987)
- [6] Smith E. M., *Thermal Design of Heat Exchangers*, John Wiley & Sons, Chichester (1997)
- [7] Hottel H. C., Sarofim A. F., *Radiative Transfer*, McGraw-Hill, Inc., New York (1967)
- [8] *User's Guide for FLUENT 5, Volume 1 - 4.*, Fluent Inc., Lebanon (1998)
- [9] *Adstat 2.0 – User's Guide*, Trilobyte Inc., Pardubice (1992)
- [10] Štulíř R., Stehlík P., Oral J., Štrásák P., Kolář P., Výzkum a vývoj specifického zařízení pro termické zneškodňování odpadů I. – výpočtové vztahy, modelování, programový systém, *výzkumná zpráva VZ-313/05 pro řešení projektu OK 313*, VUT Brno (1998)

## CURRICULUM VITAE AUTORA

### Roman Štulíř

Narozen: 15. 3. 1973 v Přílepech u Holešova

Bydliště: Žalkovice 167, 76823 Břest

Národnost: Česká

### Vzdělání:

1998 – 2001 doktorské studium na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, obor „Konstrukční a procesní inženýrství“

1993 – 1998 studium na Fakultě strojního inženýrství Vysokého učení technického v Brně, specializace „Procesní inženýrství“

1991 – 1993 nádstavbové maturitní studium při zaměstnání na středním odborném učilišti strojírenském v Přerově.

1987 – 1990 Střední odborné učiliště strojírenské v Kutné Hoře, obor „Modelář“.

### Pracovní aktivity:

1990 – 1993 dřevomodelář a pracovník výstupní kontroly modelárny v PSP Přerov.

1998 – 2001 Therm-Centrum – pracoviště při Ústavu procesního a ekologického inženýrství FSI VUT Brno: řešení problémů přenosu tepla v průmyslových aplikacích, výzkum a vývoj nové jednotky pro termické zpracování plyných dopadů, spoluřešitelství mezinárodních projektů a národních grantů, publikační činnost

od 1/2002 EVECŮ Brno, s.r.o. – zařízení pro ekologii a energetiku

### Seznam nejdůležitějších prací autora:

Štulíř, R., Stehlík, P. and Oral, J., Compact Equipment for Thermal Treatment of Polluted Air, *International Conference on Incineration & Thermal Treatment Technologies*, Proceedings on CD ROM, Portland, Oregon, USA (May 2000)

Štulíř, R., Fabikovič, V., Oral, J. and Stehlík P., Fully Integrated Unit for Thermal Treatment of Gas Wastes, *14th International Congress of Chemical and Process Engineering CHISA 2000, 2<sup>nd</sup> Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction PRES 2000*, Proceedings on CD ROM, Prague, Czech Republic (August 2000)

Štulíř R., Stehlík P., Oral J., Fabikovič V., Fully integrated unit for thermal treatment of gas wastes, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1383-1395

Štulíř R., Oral J., Bébar L., Stehlík P., Trunda P., Integrated Unit for Thermal Processing of Polluted Gases - Alternative Arrangement, *3<sup>rd</sup> International Symposium on Incineration and Flue Gas Treatment Technologies*, Brussels, Belgium (July 2001)

Fabikovič, V., Štulíř, R., Hájek, J., Stehlík, P. and Oral, J., Design and Calculation of a New Unit for Thermal Treatment and Energy Utilization of Gas Wastes, *Euro Conference on New and Renewable Technologies for Sustainable Development*, Proceedings on CD ROM, Madeira Island, Portugal (June 2000)

Fabikovič V., Hájek J., Štulíř R., Stehlík P., Oral J., Modeling of Unit for Thermal Processing of Wastes Based on CFD, *4<sup>th</sup> Conference on Process Integration, Modelling and Optimization for Energy saving and Pollution Reduction PRES'01*, Florence, Italy (May 2001)

Stehlík P., Oral J., Štulíř R., Hajný Z., Efficient Way for Thermal Processing of Gas Wastes from Polluted Air, *6<sup>th</sup> World Congress of Chemical Engineering*, Melbourne, Australia (September 2001)