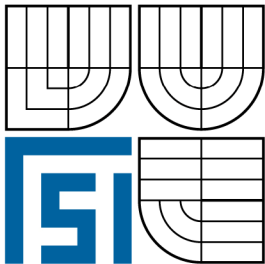


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV PROCESNÍHO A EKOLOGICKÉHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF PROCESS AND ENVIRONMENTAL ENGINEERING

Modelování zanášení a jeho vlivu na technicko-ekonomické
charakteristiky trubkových zařízení na výměnu tepla v linkách
termického zneškodňování odpadů

Modelling of fouling and its influence on technical-economic characteristics of
tubular heat transfer equipment in units for thermal processing of wastes

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Michal Keliš

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D

BRNO 2008

Anotace

Hlavní náplní této práce je zvýšení vypovídající schopnosti existujícího matematického modelu pro výpočet tzv. mezní rychlosti spalin s ohledem na zanášení ploch výměny tepla trubkových výměníků instalovaných na linkách termického zneškodňování odpadů a také technicko – ekonomická analýza vlivu zanášení. Zvýšení vypovídající schopnosti existujícího matematického modelu spočívá mimo jiné v zohlednění dalších sil (elektrostatických, kapilárních aj.), které působí na částice obsažené ve spalinách při kontaktu s povrchem trubek výměníku či při vzájemném kontaktu částic při sedimentačním usazování a které stávající matematický model neuvažuje. Model je tak více přiblížen reálnému procesu. Výsledky jsou použity pro technicko – ekonomickou analýzu za účelem identifikace optimálního uspořádání konkrétního v praxi realizovaného výměníku s ohledem na probíhající proces zanášení. V práci je popsán algoritmus této analýzy, základní mechanismy zanášení a způsoby čištění ploch výměny tepla stejně jako základní poznatky pro případnou predikci součinitele zanášení, přičemž pozornost je soustředěna na trubková zařízení na výměnu tepla instalovaná na linkách pro termické zpracování odpadů.

Annotation

The main subject of this study is the improvement of predicative ability of previously developed mathematical model for prediction of so-called “fouling critical velocity”. Attention is devoted especially to the flue gas side fouling process on active heat transfer surfaces in tubular heat exchange tube banks installed in waste incineration process plants and also a technical – economic analysis based on obtained results. The model improvement consists among others in taking into account another forces (electrostatic, capillary etc.) haven't yet been considered, which influence the mutual contact between flue gas particles in case of sedimentation fouling or the contact between particles and heat exchanger tube walls respectively. The improved model has therefore more predicative ability to the reality of fouling process. The results are used for technical – economic analysis, which determines an optimal heat exchanger design with respect to fouling. Furthermore, the algorithm of this analysis, essential fouling mechanisms, fouled heat exchanger surface cleaning methods as well as fundamental knowledge of fouling coefficient prediction are presented, whereas the emphasis is placed on industrial tubular heat exchange equipment installed in waste incineration process plants.

Klíčová slova

Zanášení, nános, přestup tepla, výměník tepla, termické zneškodňování odpadů, mezní rychlost proudění

Keywords

Fouling, deposit, heat transfer, heat exchanger, thermal processing of wastes, critical flow velocity

Bibliografická citace

Keliš, M.: *Modelování zanášení a jeho vlivu na technicko-ekonomické charakteristiky trubkových zařízení na výměnu tepla v linkách termického zneškodňování odpadů*. Brno 2008. 100 s., 40 s. příloh. Diplomová práce na FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla Ph. D.

Prohlášení o původnosti

Tímto prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením mého vedoucího diplomové práce doc. Ing. Zdeňka Jegli, Ph.D a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Brně dne 20. května 2008.

.....

Michal Keliš

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Zdeňku Jeglovi, Ph.D za vstřícnost, ochotu a trpělivost, kterou mi věnoval v průběhu zpracovávání a konzultací. Dále bych rád poděkoval rodičům za to, že mě během celé doby studia v mém úsilí významně podporovali.

Obsah

Obsah	- 7 -
Seznam použitých symbolů	- 10 -
1 Úvod	- 13 -
2 Zanášení teplosměnných ploch ve výměnících tepla	- 14 -
2.1 Obecně k zanášení	- 14 -
2.2 Druhy zanášení	- 15 -
2.2.1 Sedimentační zanášení.....	- 15 -
2.2.2 Zanášení způsobené chemickou reakcí.....	- 15 -
2.2.3 Krystalizační zanášení	- 16 -
2.2.4 Zanášení vymrazováním.....	- 16 -
2.2.5 Korozní zanášení	- 17 -
2.2.6 Biologické zanášení.....	- 17 -
2.2.7 Kombinované zanášení.....	- 18 -
2.3 Dominantní způsoby zanášení v zařízeních na výměnu tepla instalovaných na linkách termického zneškodňování odpadů.....	- 18 -
2.4 Součinitel zanášení	- 19 -
3 Analýza zanášení ve spalovnách odpadů	- 22 -
3.1 Praktický příklad spalovny	- 22 -
3.2 Zanášení ve spalovnách odpadů	- 23 -
3.3 Součinitel zanášení spalin vzniklých spalováním odpadů.....	- 24 -
4 Čištění pracovních ploch	- 26 -
4.1 Popis <i>on-line</i> metod čištění.....	- 26 -
4.1.1 Ofukovač sazí	- 26 -
4.1.2 Vodní tryska	- 27 -
4.1.3 Sprchový čisticí systém	- 27 -
4.1.4 Vodní hadice s rotační tryskou	- 28 -
4.1.5 Zvukové čištění.....	- 28 -
4.1.6 Oklepávací systém.....	- 28 -
4.1.7 Brokový čistící systém	- 29 -

4.1.8	Čištění výbuchem	- 29 -
4.2	Popis <i>off-line</i> metod čištění	- 30 -
4.2.1	Manuální mechanické čištění	- 30 -
4.2.2	Čištění pískem	- 30 -
4.2.3	Čištění vodou.....	- 30 -
4.2.4	Čištění suchým ledem.....	- 30 -
5	Popis výpočtového modelu.....	- 31 -
5.1	Popis původního modelu	- 31 -
5.2	Vylepšení původního modelu.....	- 33 -
5.3	Silová a momentová rovnováha	- 34 -
6	Popis jednotlivých přidaných sil	- 35 -
6.1	Elektrostatická síla způsobená klasickou coulombickou přitažlivostí F_{eli}	- 35 -
6.2	Elektrostatická síla při existenci elektrického napětí mezi povrchy F_{elU}	- 35 -
6.3	Kapilární síla F_{kap}	- 36 -
6.4	Porovnání působících sil.....	- 36 -
7	Porovnání výsledků experimentálního pokusu a matematického modelu.....	- 38 -
7.1	Popis experimentálního pokusu.....	- 38 -
7.2	Výsledky pokusů	- 39 -
7.3	Výsledky matematického modelu	- 41 -
7.4	Porovnání experimentu s matematickým modelem.....	- 42 -
8	Výsledky modelu pro spaliny a návrh výměníku	- 43 -
8.1	Vlastnosti proudu spalin	- 43 -
8.2	Výsledky výpočtu pro teploty 200 °C a 340 °C	- 43 -
8.3	Návrh trubkového svazku ekonomizéru v <i>software</i> HTRI.....	- 46 -
9	Technicko – ekonomická analýza.....	- 50 -
9.1	Investiční náklady.....	- 50 -
9.1.1	Požizovací náklady výměníku tepla.....	- 50 -
9.1.2	Požizovací náklady čerpadla, resp. ventilátoru.....	- 51 -
9.1.3	Celkové pořizovací náklady	- 51 -
9.2	Provozní náklady	- 51 -

9.2.1	Náklady na energii.....	- 51 -
9.2.2	Náklady na údržbu.....	- 52 -
9.3	Převedené náklady a souhrnná rovnice ročních nákladů.....	- 52 -
9.3.1	Vliv úročení a odepisování na roční náklady	- 52 -
9.3.2	Vliv počtu provozních hodin	- 53 -
9.3.3	Souhrnná rovnice ročních nákladů	- 53 -
9.4	Praktické použití technicko-ekonomické analýzy	- 53 -
10	Závěr.....	- 56 -
	Seznam použité literatury	- 57 -
	Přílohy	- 59 -

Seznam použitých symbolů

Symbol	Význam	Jednotka
a	Poloměr stykové plochy částice při kontaktu s povrchem	m
a _E	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů výměníku tepla	-
a _{CP}	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů ventilátoru, resp. čerpadla	-
a _f	Anuitní faktor	-
A	Hamakerova konstanta	J
A ₀	Celková teplosměnná plocha	m ²
b _E	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů výměníku tepla	-
b _{CP}	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů ventilátoru, resp. čerpadla	-
c _E	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů výměníku tepla	-
c _{CP}	Koeficient pro výpočet pořizovacích nákladů ventilátoru, resp. čerpadla	-
C	Elektrická kapacita	F
C _d	Třecí součinitel	-
d	Průměr stykové plochy částice při kontaktu s povrchem	m
d _p	Průměr částice	m
D _t	Vnější průměr trubky výměníku	m
e ₀	Dielektrická konstanta prostředí mezi částicí a povrchem	-
E	Permitivita vakua	F.m ⁻¹
f ₀	Třecí součinitel	-
F	Korekční faktor	-
F _a	Síla van der Waalsova	N
F _b	Síla vztlaková	N
F _D	Síla třecí	N
F _{eli}	Síla elektrostatická coulombická	N
F _{elU}	Síla elektrostatická dvojvrstvá	N
F _g	Síla gravitační	N
F _{kap}	Síla kapilární	N
F _l	Síla vznosná	N
g	Tíhové zrychlení gravitačního pole	m.s ⁻²
h	Lifshitz – van der Waalsova konstanta	eV
k _E	Cena jednotkového množství elektrické energie	Kč/Wh
K _A	Celkové pořizovací náklady systému výměny tepla	Kč

Symbol	Význam	Jednotka
K_{ACP}	Pořizovací náklady ventilátoru, resp. čerpadla	Kč
K_{AE}	Pořizovací náklady výměníku tepla	Kč
K_B	Provozní náklady na elektrickou energii	Kč/hod
K_G	Celkové náklady převedené na jeden rok	Kč/rok
K_V	Variabilní náklady	Kč/rok
K_W	Provozní náklady na údržbu	Kč
l	Vzdálenost mezi centry nábojů	m
LMTD	Logaritmický teplotní rozdíl	K
m	Koeficient pro výpočet nákladů na údržbu	-
n	Doba životnosti zařízení	rok
OD	Overdesign	%
OS	Navýšení plochy výměny tepla z důvodu zanášení	%
OS_{celkem}	Celkové navýšení plochy výměny tepla	%
p	Tlak	Pa
p_u	Úroková míra	-
P_c	Příkon ventilátoru, resp. čerpadla	W
q	Elektrický náboj	C
Q	Tepelný výkon výměníku	W
R	Specifická plynová konstanta	J/(kg.K)
R_f	Součinitel zanášení	$m^2.K/W$
$R_{f,as}$	Asymptotická hodnota součinitele zanášení	$m^2.K/W$
R_1	Poloměr částice	m
Re_D	Reynoldsovo číslo pro proudění v potrubí	-
Re_G	Reynoldsovo číslo pro proudění spalin v laminární podvrstvě	-
Re_p	Reynoldsovo číslo pro částici	-
RM	Valivý moment	-
SpC	Cena za kilogram materiálu	Kč/kg
t	Čas	s
t_{vzduch}	Teplota vzduchu	°C
u	Mezní rychlost proudění spalin mezi trubkami výměníku	m/s
u_c	Rychlost proudění spalin ve vzdálenosti R_1 od povrchu trubky	m/s
U	Elektrické napětí	V
U_0	Součinitel prostupu tepla	$W/(m^2.K)$
$U_{0,c}$	Součinitel prostupu tepla v případě čistých ploch	$W/(m^2.K)$
U_{req}	Požadovaný součinitel prostupu tepla pro daný tepelný výkon	$W/(m^2.K)$
\dot{V}	Objemové průtočné množství	m^3/s

Symbol	Význam	Jednotka
W_E	Celková hmotnost výměníku	kg
z_0	Vzdálenost částice od povrchu	m
α	Deformační poloměr částice	m
γ_0	Povrchové napětí vody	mN/m
δ_g	Tloušťka laminární podvrstvy	m
Δp	Tlaková ztráta	Pa
ε	Relativní drsnost materiálu trubek	m^{-1}
η	Celková účinnost ventilátoru, resp. čerpadla	%
η_g	Dynamická viskozita spalin	Pa.s
η_{vzduch}	Dynamická viskozita vzduchu	Pa.s
κ	Časová konstanta	-
λ_D	Třecí součinitel	-
ξ	Součinitel spolehlivosti	-
ρ_g	Hustota proudu spalin	kg/m^3
ρ_{vzduch}	Hustota vzduchu	kg/m^3
ρ_c	Hustota částice	kg/m^3
τ_B	Počet provozních hodin za rok	hod/rok

1 Úvod

Jedním z hlavních problémů současné doby je vysoká produkce domácích i průmyslových odpadů a nakládání s nimi. Této problematice se věnuje zvláštní obor, tzv. odpadové hospodářství, které řídí sběr, třídění, zneškodňování či další využití (recyklaci) odpadů. Nakládání s odpady je řízeno zákony a směrnicemi, jejichž porušení je trestné. Velká pozornost je této oblasti věnována především z důvodu negativních dopadů na životní prostředí i lidské zdraví v případě nesprávného nakládání se vzniklými odpady.

Jelikož produkované množství odpadů se v nejbližší době nesníží, spíše naopak ještě vzroste, je nutno se zabývat otázkou, jak nejlépe s nepotřebným a velmi často také nebezpečným materiálem naložit. Vedle skládkování, kompostování či recyklace je jedním z nejrozšířenějších způsobů likvidace odpadů jejich termické zneškodňování. Tento termín zahrnuje kromě klasického spalování odpadů ve spalovnách i dosud méně používané metody (např. pyrolýzu, zplyňování odpadů, atd.).

Spalování odpadů ve spalovnách má oproti jiným konvenčním metodám mnoho výhod. V závislosti na složení a povaze spalovaného odpadu dochází až k 95% redukci původního objemu, což je především v hustě osídlených oblastech s nedostatkem plošné kapacity pro skládkování velká výhoda. Spalování také řeší problém patogenních a toxických látek obsažených v nemocničních příp. jiných nebezpečných odpadech, protože působením vysokých teplot dochází ke zničení těchto látek. Tato metoda zneškodňování odpadů má samozřejmě také nevýhody. Spaliny vzniklé spalováním odpadu obsahují nebezpečné látky, jako jsou dioxiny, furany, těžké kovy či prachové částice, se spalováním souvisí i vysoká produkce CO₂. Nicméně, dostupné technologie čištění a filtrace spalin obsah většiny látek snižují na zákony stanovená minima, samozřejmě za cenu zvýšených nákladů.

Mezi největší klady termického zneškodňování odpadů patří bezesporu možnost využití vzniklého tepla, např. na výrobu elektrické energie. Teplo obsažené ve spalinách se používá na výrobu přehřáté páry, která pohání turbínu generátoru elektrického proudu. K výměně tepla mezi spalinami a vodou (párou) dochází ve výměnících instalovaných ve spalinovém kanálu, příp. prostřednictvím membránových stěn přímo ve spalovací komoře. Vzhledem k vysokým teplotám a rozmanitosti druhu a povahy spalovaného odpadu jsou všechna zařízení instalovaná na procesní lince ve spalovně odpadů vystavena ideálním podmínkám pro různé druhy zanášení.

Vytváření nánosu na teplosměnných plochách výměníků je nepříjemný průvodní jev mnoha procesních linek. Studium tohoto procesu a hledání technických řešení pro minimalizaci příp. úplné odstranění zanášení je velmi důležité pro možnost návrhu efektivnějších a ekonomicky výhodnějších zařízení.

Tato diplomová práce čerpá převážně z cizojazyčných odborných článků a navazuje na práci J. Krále [1].

2 Zanášení teplosměnných ploch ve výměnících tepla

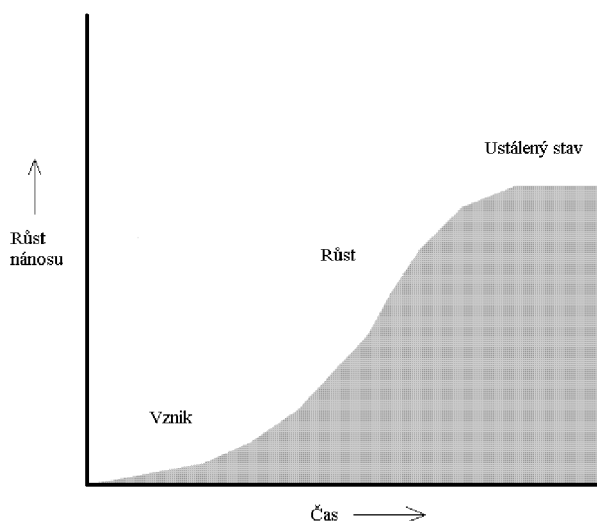
2.1 Obecně k zanášení

Zanášení ve výměnících tepla je definováno jako ukládání materiálu na ploše výměny tepla v průběhu provozu tepelného výměníku. Jedná se o problém, který zasahuje do mnoha průmyslových odvětví (zpracování odpadů, potravinářství, chemický průmysl, výroba léků, atd.). Zanášení má za následek snížení účinnosti přenosu tepla, vznik koroze na teplosměnných plochách či zvýšení tlakových ztrát proudícího média. Všechny tyto jevy doprovázející zanášení jsou negativní, a tudíž je snaha předejít tomuto problému již ve fázi návrhu zařízení. Nicméně i při velmi důkladně zvoleném uspořádání tepelného výměníku bude v průběhu provozu k určitému zanášení docházet, což je nutno mít na vědomí. Výjimkou jsou pracovní látky uvedené v odstavci 2.4. I vhodná volba metody čištění má velký význam na zanášení a celkový výkon výměníku. Existují různé metody čištění výměníků tepla, některé budou uvedeny v následující kapitole.

Pro porozumění procesu zanášení je nutno se seznámit se základními mechanizmy zanášení a parametry, které výrazně zanášení ovlivňují. Tyto parametry jsou především:

- geometrie plochy pro výměnu tepla
- povrch materiálu
- teplota povrchu plochy pro výměnu tepla (ukládací teplota)
- rychlost toku pracovní látky
- vlastnosti pracovní látky (viskozita, hustota, atd.)

Časový průběh zanášení je znázorněn na obr. 1. Je zřejmé, že při dosažení ustáleného stavu již k dalšímu usazování nedochází, nicméně provoz zařízení je v tomto stavu velmi neefektivní a je nutno teplosměnné plochy vyčistit.



Obr. 1 Průběh zanášení v čase [5]

Zanášení zařízení na výměnu tepla samozřejmě způsobuje i růst provozních nákladů. Snížení průtoku pracovní látky, zvýšená spotřeba elektrické energie pro čerpací zařízení v důsledku vyšších tlakových ztrát, přidávání chemických aditiv do proudícího média, náhrada či čištění zanesených výměníků a s tím související odstavení linky, to vše vede ke zvyšování nákladů. Nelze opomenout ani bezpečnostní rizika, neboť usazené nánosy mohou v prostředí vysokých teplot způsobit vznik požáru. Z výše uvedeného je zřejmé, že studium vzniku, průběhu a především prevence zanášení je velmi důležité pro průmyslovou praxi.

2.2 Druhy zanášení

V tomto odstavci jsou vyjmenovány nejobvyklejší mechanismy zanášení, které se objevují v praxi. V pokročilejším stádiu zanášení může docházet ke kombinování těchto typů až ke konečnému zničení zařízení.

2.2.1 Sedimentační zanášení

Velká většina pracovních látek obsahuje částice, které se usazují na teplosměnnou plochu. Následným nabalováním dalších částic vzniká vrstva nánosů. Někdy může docházet i k připečení usazených částic, což komplikuje čištění. Hlavními parametry jsou velikost a distribuce částic (tzn. kolik částic dané velikosti je obsaženo v proudu pracovní látky) a rychlost proudění pracovní látky. Tento mechanismus zanášení se ve velké míře objevuje i v zařízeních instalovaných ve spalovnách odpadů a je předmětem výpočtů uvedených v této práci. Deskový výměník tepla zanesený usazenými částicemi je zobrazen na obr. 2.



Obr. 2 Zanesený deskový výměník tepla [23]

2.2.2 Zanášení způsobené chemickou reakcí

Chemické reakce, které probíhají v blízkosti horkých stěn trubek, způsobují uhelnatění některých složek proudícího média. Na teplosměnné ploše se ukládají pevné částice, které svým charakterem připomínají koks příp. velmi viskózní tér. Vrstvy velmi pevného a houževnatého nánosů mohou vznikat i polymerizací, taktéž z důvodu vysoké teploty u stěny trubek.

2.2.3 Krystalizační zanášení

Většina solí je v kapalině s rostoucí teplotou lépe rozpustná. Nicméně existují výjimky (např. síran vápenatý, uhličitán vápenatý, atd.). Tyto soli začnou při překročení saturační teploty vytvářet velmi pevné a přilnavé šupinky, které se ukládají na teplosměnné ploše a vytvářejí tvrdé nánosy (viz obr. 3). Krystalizace začíná nukleací na škrábancích či nerovnostech povrchu trubek a pokračuje růstem krystalu. Krystalizační zanášení lze redukovat volbou vyšší rychlosti proudění pracovní látky, čímž budou zárodky krystalů z plochy výměny tepla strhávány proudem.



Obr. 3 Tvrdé nánosy na vnitřním povrchu trubky [23]

2.2.4 Zanášení vymrazováním

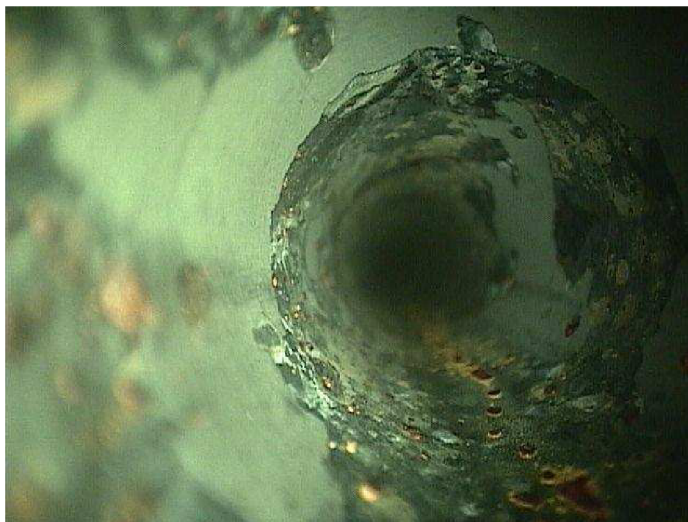
Vymrazování nastává v trubkách kondenzátorů či chladičů. Kapalně médium, příp. některé jeho složky s vyšším bodem tuhnutí, zamrzají na podchlazené ploše výměny tepla a vytváří vrstvu ledu (viz obr. 4), která snižuje účinnost zařízení.



Obr. 4 Vnitřní povrch trubky kondenzátoru zanesený vrstvou ledu [23]

2.2.5 Korozní zanášení

Korozní zanášení (obr. 5) je velmi nežádoucí proces, neboť při něm dochází kromě vytváření nánosů na ploše výměny tepla také k poškozování materiálu, což může vést až k úplnému zničení zařízení. Korozie vzniká oxidací kovu, kyslík potřebný k tomuto ději je často rozpuštěn v pracovní látce. Chemická korozie může vzniknout i působením různých kyselých sloučenin na povrchu trubek. Kvůli vysokému obsahu sirných sloučenin ve spalinách při spalování některých druhů odpadů je korozní zanášení častým jevem také v zařízeních na výměnu tepla ve spalovnách odpadů.



Obr. 5 Korozní zanášení na vnitřní stěně trubky [23]

2.2.6 Biologické zanášení

V zařízeních na výměnu tepla využívajících vodu jako chladicí médium může docházet k biologickému zanášení. Mikroorganismy, řasy nebo různé mlžové se usazují na teplosměnné ploše a vytváří kalovou vrstvu (viz obr. 6), která silně redukuje přenos tepla. Navíc se stává živnou půdou pro anaerobní bakterie, které svojí činností mohou způsobovat korozi materiálu.



Obr. 6 Odstraňování biologického nánosů [23]

Tradiční způsob předcházení biologickému zanášení je chlorování vody, a to průběžně nebo krátkodobě vysokou koncentrací. Působením chloru dojde k usmrcení veškerého života ve vodě, přičemž musí být zohledněny ekologické aspekty tohoto postupu. Další možnost prevence je užití slitiny mědi a niklu (vysoký podíl mědi), čímž se z velké míry zabrání uchycování mikroorganismů na teplosměnné ploše.

2.2.7 *Kombinované zanášení*

Kombinované zanášení je výsledkem současného působení dvou nebo více výše uvedených mechanismů. Typickým příkladem je kombinace sedimentačního a krystalizačního zanášení v proudě chladicí vody. Největší problémy ovšem způsobuje zanášení, ať už sedimentační, krystalizační či biologické, v kombinaci s korozí (obr. 7).



Obr. 7 Sedimentační nános a koroze na povrchu trubek [23]

2.3 Dominantní způsoby zanášení v zařízeních na výměnu tepla instalovaných na linkách termického zneškodňování odpadů

Tepelná energie spalin vzniklých spalováním odpadů je dále využívána na ohřev jiných pracovních látek. K tomuto účelu slouží výměníky tepla, které jsou většinou provedené jako svazek trubek umístěný v kanálu pro proudění spalin. Povrch těchto trubek je vystaven působení různých vlivů, přičemž dominantní z uvedených mechanismů zanášení jsou sedimentační, korozní a zanášení způsobené chemickou reakcí.

Sedimentační zanášení je způsobeno usazováním popelových částic obsažených ve spalinách. Při spalování různých druhů odpadů vznikají spaliny obsahující částice rozmanitých vlastností a velikostí. Tyto částice vytvářejí na teplosměnné ploše vrstvu s nízkou hodnotou součinitele tepelné vodivosti, z důvodu působení vysokých teplot dochází také k zanášení v důsledku chemických reakcí. Jak je dále popsáno v podkapitole 3.2, teplota má významný vliv na charakter usazené vrstvy.

Zařízení na lince termického zneškodňování odpadů jsou vystavena kromě teplotních také chemickým vlivům. Z části mají tyto složky původ v nedokonalém spalování odpadů, ale především v obsahu agresivních látek ve spalovaném odpadu – sloučenin síry, chloru, dusíku a jiných. Dlouhodobým působením těchto složek na povrch zařízení dochází ke korozi, která vede v kombinaci se sedimentací a vysokými teplotami k poškození teplosměnné plochy a výraznému snížení výkonu výměníku.

2.4 Součinitel zanášení

Při návrhu zařízení na výměnu tepla je zanášení ve výpočtech zohledněno pomocí tzv. součinitele zanášení R_f . Tento součinitel je zahrnut ve vztahu pro výpočet tepelného výkonu výměníku Q (2.1).

$$Q = U_0 \cdot A_0 \cdot F \cdot LMTD \quad (2.1)$$

V tomto vztahu je zanášení obsaženo ve členu U_0 , což je součinitel prostupu tepla. Závislost mezi R_f a U_0 popisuje rovnice (2.2.). A_0 je celková plocha výměny tepla, $LMTD$ je logaritmický rozdíl teplot a pro korekci neideálního souproutředého či protiproutředého uspořádání výměníku je přidán korekční faktor F .

$$R_f = \frac{1}{U_0} - \frac{1}{U_{0,c}} \quad (2.2)$$

Součinitel zanášení tedy snižuje součinitel prostupu tepla v případě čistého výměníku $U_{0,c}$, což vede k předimenzování plochy výměny tepla pro daný tepelný výkon. Součinitel zanášení je uvažován na každé procesní straně, kde se očekává zanášení. Určení tohoto součinitele tak, aby přibližně odpovídal reálnému průběhu, je velmi obtížné, neboť se jedná o statickou veličinu, zatímco některé zanášecí mechanismy jsou dynamické děje. Hodnoty součinitele zanášení jsou pro většinu běžných průmyslových pracovních látek tabelovány, např. ve standardech TEMA [9]. Nicméně uvedené hodnoty nevystihují vždy realitu, pro některé děje jsou vysoké a naopak pro jiné operace velmi nízké. Je to způsobeno tím, že prezentované hodnoty jen do určité míry zohledňují některé parametry, které proces zanášení významně ovlivňují (např. teplota, rychlost proudění látek, atd.). Číselné hodnoty součinitele zanášení taktéž nezahrnují časově proměnný charakter zanášení. Vzhledem k těmto nepřesnostem bývá v praxi často při návrhu tepelných výměníků ještě navyšována plocha výměny tepla, což vede samozřejmě k vyšším nákladům. Dle studie [8] pojednávající o úspornějším návrhu výměníků tepla není nutné uvažovat zanášení v každé pracovní látce, jak bylo v minulosti mylně prováděno. V tab. 1 jsou uvedena pracovní média, která dle [8] obvykle vůbec nezanáší a naopak ta, která jsou k zanášení náchylná.

Pracovní látky, které prakticky nezanáší
Chladicí látky
Demineralizovaná voda
Nepolymeryzující kondenzující plyny
Zkapalněný zemní plyn
Pracovní látky, které jsou velmi náchylné k zanášení
Ropa
Hlavové produkty destilace ropy
Aminy
Fluorovodík
Nesprávně udržovaná chladicí voda

Tab. 1 Náchylnost pracovních látek k zanášení

Obdobným vyjádřením rovnice (2.2) je vztah (2.3), který udává procentuální navýšení plochy výměny tepla z důvodu zanášení OS .

$$OS = 100 \cdot \left(\frac{U_{0,c}}{U_0} - 1 \right) \quad (2.3)$$

Aktuální součinitel prostupu tepla bývá vždy větší než součinitel prostupu tepla potřebný pro přenesení specifikovaného tepelného výkonu pro danou operaci U_{req} . Vztah (2.4) vyjadřuje tzv. *overdesign*.

$$OD = 100 \cdot \left(\frac{U_0}{U_{req}} - 1 \right) \quad (2.4)$$

Potom tedy celková plocha instalovaná ve výměníku převyšuje požadovanou plochu pro přenesení potřebného tepelného výkonu o mnoho procent, což lze vyjádřit vztahem:

$$OS_{celkem} = 100 \cdot \left(\frac{U_{0,c}}{U_{req}} - 1 \right) \quad (2.5)$$

Toto předdimenzování plochy má celou řadu důvodů. Kromě zanášení a nepřesností při určení součinitele zanášení je nutno zahrnout i nepřesnosti při určování vlastností pracovní látky, nepřesnosti použité metody pro určení součinitele prostupu tepla, variabilní procesní podmínky či proměnlivost okolních podmínek, je-li alespoň jeden z procesních proudů na okolních podmínkách závislý (např. vzduchové chladiče). Dále nelze opomenout zkušenosti z praxe, nicméně předdimenzování plochy výměníku pouze s ohledem na již existující zařízení není vždy to nejlepší řešení. Poslední z důvodů je pokrytí všech možných rizik, která mohou v průběhu technického života zařízení v daném procesu nastat.

Předdimenzování plochy pro výměnu tepla má však i své nevýhody. Kromě rostoucích pořizovacích nákladů jsou to především velikost a hmotnost zařízení. Tyto aspekty jsou podstatné např. pro procesní linky instalované na pobřeží. Nejhorší ze všeho je fakt, že nadměrné navýšení plochy výměníku může vést i ke zrychlení procesu zanášení. Navýšení plochy se totiž většinou v praxi provádí zvětšením průměru pláště výměníku, což vede ke zvětšení prostoru pro křížové proudění, a tedy ke snížení rychlosti proudění média v plášti. Toto opatření souvisí s nárůstem počtu trubek a následně nižší rychlostí proudění v trubkách. Nižší rychlosti proudění jak známo zvyšují náchylnost k zanášení.

Ve studii [8] je uveden příklad v praxi instalovaného výměníku tepla typu svazek trubek v plášti. Tento výměník je instalován v procesní lince na kompresi plynu, pracovními látkami jsou mořská voda upravená chlorováním a methan v superkritickém stavu. Ze zkušenosti je známo, že obě pracovní látky za normálních provozních podmínek daného procesu nezanášejí. Instalovaný výměník byl nicméně navržen i se započítáním součinitele zanášení. Toto vedlo mimo jiné k velkým rozměrům a nízké rychlosti proudění chladicí vody v plášti. Proto bylo hledáno úspornější řešení.

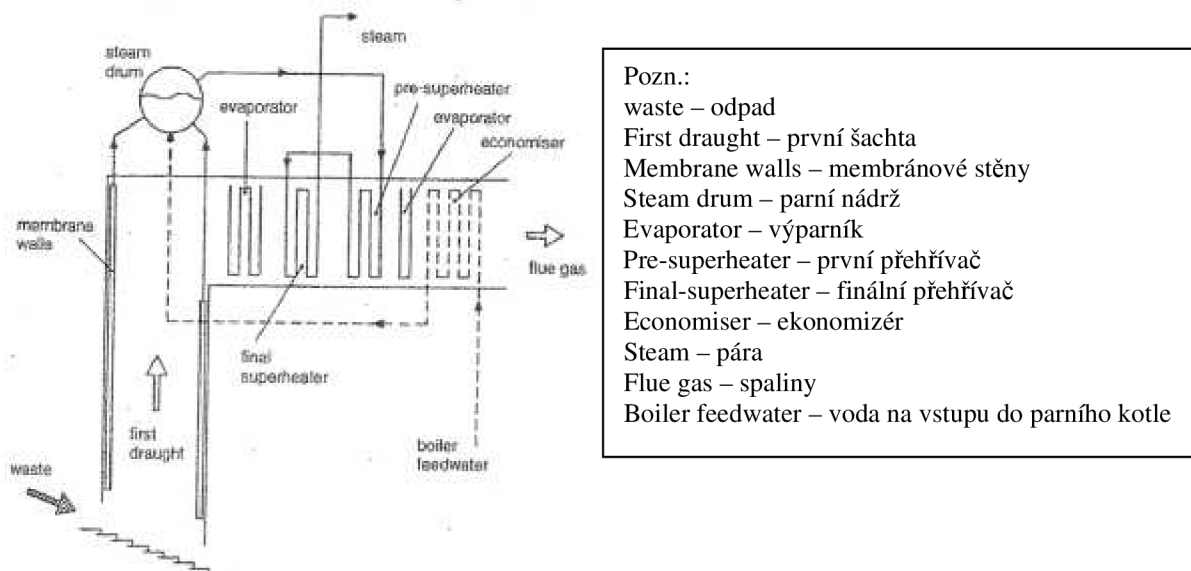
Ve výpočtech byl i nadále uvažován stejný součinitel zanášení, nicméně bylo navrženo jiné geometrické uspořádání s cílem snížení hmotnosti a nižších nároků na zastavěnou plochu, což bylo dosaženo zvýšením efektivního teplotního rozdílu. Jelikož média nezanáší, a tudíž není potřebný snadný přístup pro čištění trubkového svazku, bylo použito levnějšího typu přední hlavy výměníku. Tato opatření snížila požadovanou plochu výměny tepla o 18 %, přičemž náklady na výměník se také snížily. Hodnota OS_{celkem} ovšem zůstala poměrně vysoká, proto byla provedena další opatření pro ještě úspornější návrh výměníku.

Geometrické uspořádání výměníku zůstalo stejné, udržení podobného *overdesignu* bylo dosaženo zkrácením trubek. Regulování délky trubek je nejekonomičtější postup pro seřízení velikosti plochy výměny tepla. Neuvažování součinitele zanášení ve výpočtech vedlo k dalšímu snížení teplosměnné plochy při zachování ostatních veličin (tepelný výkon, rychlost proudění, atd.). Vypočtený výměník je menší, lehčí i levnější a bezpečně uspokojí potřeby procesu. Tento příklad dokládá nutnost pečlivého zvážení pravděpodobnosti zanášení v procesu a jeho zohlednění ve výpočtu prostřednictvím součinitele zanášení.

3 Analýza zanášení ve spalovnách odpadů

3.1 Praktický příklad spalovny

Ve studii [7] je zkoumáno zanášení ploch výměníku tepla na výrobu přehřáté páry, který je instalován ve spalovnách odpadů ve městech Alkmaar a Moerdijk v Nizozemí. Tyto spalovny spalují odpad komunální i průmyslový a generují elektrickou energii až pro 200 000 domácností. Uspořádání tohoto parního kotle je znázorněno na obr. 8.



Obr. 8 Schematické znázornění části procesní linky spalovny odpadů v Alkmaaru [7]

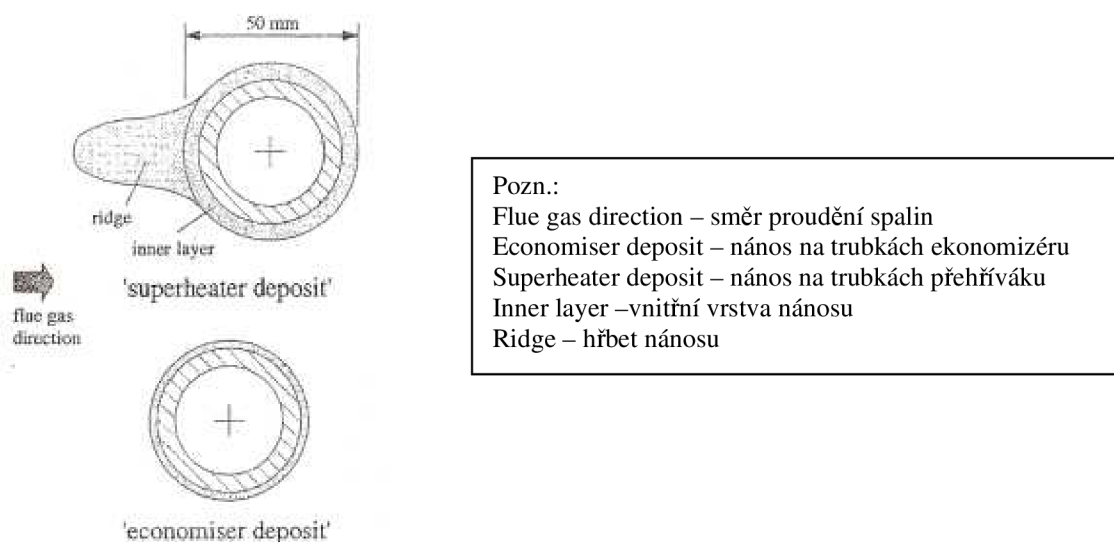
Spaliny jsou odváděny ze spalovací komory vertikální šachtou, která je po obvodu vybavena membránovou stěnou, kde proudí voda. V následující horizontální šachtě jsou umístěny svazky trubek výparníku, přehříváku a ekonomizéru. Přiváděný proud vody je nejdříve ohříván v ekonomizéru a poté odveden do nádrže. Předehřátá voda je z nádrže vedena do výparníku, kde vzniká pára, která je následně přehřívána na požadovanou teplotu v přehříváku. Některé procesní specifikace jsou uvedeny v tab. 2.

Teplota spalin	
konec vertikální šachty	830 °C
před finálním přehřívákem	580 °C
před ekonomizérem	340 °C
výstup z výměníku	200 °C
Teplota vody/páry	
vstupní proud	140 °C
výstup z ekonomizéru	212 °C
vstup do finálního přehříváku	335 °C
Rychlost proudění spalin	5 m/s

Tab. 2 Procesní specifikace parního kotle ve spalovně v Alkmaaru [7]

3.2 Zanášení ve spalovnách odpadů

Zanášení na procesní lince ve spalovně odpadů lze rozdělit na dva způsoby v závislosti na charakteru přenosu tepla. V blízkosti spalovací komory a na prvních řadách trubek přehříváku dominuje radiační přenos tepla. V této oblasti mají spaliny vysokou teplotu a zanášení teplosměnné plochy probíhá především v důsledku chemických reakcí v blízkosti zanášeného povrchu. Anglicky je tento způsob označován jako *slagging*, což lze přeložit jako „škvárovatění“. V zadní části přehříváku, ve výparníku a ekonomizéru je teplo přenášeno především prouděním neboli konvekcí. Teplota spalin je nižší, hlavní mechanismus zanášení je sedimentace. Teplota spalin výrazně ovlivňuje chemické složení a konzistenci nanesené vrstvy. Vzorčky odebrané z různých oblastí boileru to potvrzují. Zatímco vrstvy nanesené na prvních řadách trubek přehříváku jsou silné a tvrdé, nánosy na trubkách ekonomizéru jsou tenké a práškové. Tvrdost vrstev je způsobena kondenzací alkalických solí a následným připékáním v důsledku vysokých teplot. Jak je vidět na obr. 9, na trubkách přehříváku se vytvoří vyvýšenina, kterou lze však snadno odstranit.



Obr. 9 Nanesené vrstvy na trubkách ekonomizéru a přehříváku [7]

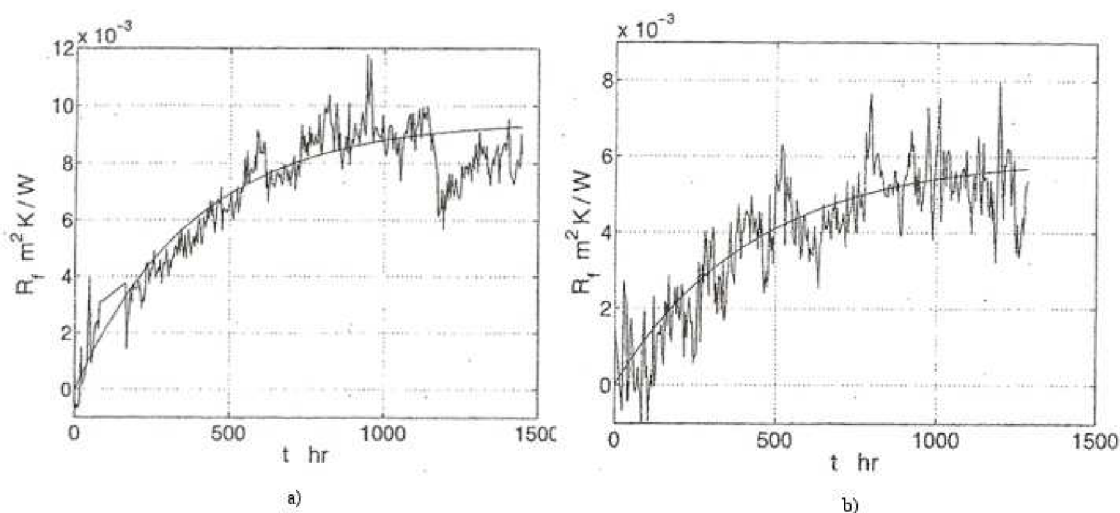
Proces zanášení zařízení ve spalovnách odpadů ovlivňují kromě parametrů uvedených v odstavci 2.1 také další provozní charakteristiky, a sice:

- složení odpadu a paliva, především obsah chloru a síry
- geometrie a velikost spalovací komory
- dostupnost čistících metod (*on-line* i periodicky *off-line*)
- použití přísad pro prevenci zanášení

3.3 Součinitel zanášení spalin vzniklých spalováním odpadů

V první kapitole je součinitel zanášení obecně popsán a na příkladu z praxe je ukázána důležitost jeho správné volby pro návrh zařízení. Reálné hodnoty součinitele zanášení lze získat experimentálním měřením průběhu zanášení na již instalovaných výměnících a tyto hodnoty pak použít pro návrh obdobných výměníků.

Obecně může mít závislost součinitele zanášení na čase různý průběh (lineární, padající, asymptotický, obecný). Měření na výměnících instalovaných ve spalovnách odpadů prezentovaných ve studii [7] ukázala, že průběh součinitele zanášení v závislosti na čase má asymptotický charakter. Tento průběh je způsoben mechanismem usazování a odstraňováním již naneseného materiálu erozí a smykovým napětím proudících spalin, k čemuž dojde při dosažení mezní hodnoty koeficientu zanášení $R_{f,as}$. Dále může mít vliv měnící se teplota povrchu příp. pokles koncentrace popelových částic ve spalinách. Změna součinitele zanášení v závislosti na čase je zobrazena na obr. 10 a) pro ekonomizér a na obr. 10 b) pro přehřívák.



Obr. 10 Grafická závislost součinitele zanášení na čase naměřená na výměníku v Alkmaaru [7]
a) na povrchu trubek ekonomizéru b) na povrchu trubek finálního přehříváku

Aproximované křivky lze matematicky popsat rovnicí:

$$R_f = R_{f,as} \cdot (1 - e^{-t/\kappa}) \quad (3.1)$$

kde t je čas [s] a κ je časová konstanta definovaná vztahem:

$$\kappa = \frac{R_{f,as}}{\left(\frac{dR_f}{dt}\right)_{t=0}} \quad (3.2)$$

Hodnota $R_{f,as}$ může být v tomto případě vypočtena z rovnice (2.2) po dosažení naměřené hodnoty aktuálního součinitele prostupu tepla při zaneseném povrchu za U_0 , příp. odečtena z grafu. Hodnota časové konstanty je vypočtena po aproximaci naměřeného průběhu součinitele zanášení a odečtení potřebných údajů z grafu.

Naměřené a vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tab. 3, a to jak pro ekonomizér, tak pro přehřívák.

Trubkový svazek	$U_{0,c}$	U_0	$R_{f,as}$	κ
	[W/m ² .K]	[W/ m ² .K]	[m ² .K /W]	[h]
Ekonomizér	41 ± 5	30 ± 5	0,009 ± 0,001	380 ± 10
Přehřívák	65 ± 5	45 ± 5	0,006 ± 0,001	430 ± 10

Tab. 3 Naměřené a vypočtené hodnoty na boileru ve spalovně v Alkmaaru [7]

Z uvedených hodnot je zřejmé, že součinitel prostupu tepla poklesne v důsledku zanášení asi o 30 %, a to u obou trubkových svazků, ačkoliv charakter uloženého nánosů je rozdílný. Vrstva nanesená na trubkách přehříváku je tvrdá a připečená, zatímco na trubkách ekonomizéru je vrstva tenká a prášková. Relativně stejný vliv na součinitel prostupu tepla je způsoben rozdílem v tepelné vodivosti těchto vrstev, přičemž tepelná vodivost práškové vrstvy je mnohem menší než tepelná vodivost připečené vrstvy.

4 Čištění pracovních ploch

Je-li výměník tepla instalován na procesní lince, na které se předpokládá zanášení, je nutno se zamyslet i nad optimální metodou čištění zanesených ploch. Tomuto tématu bylo v minulosti v přístupné literatuře věnováno jen málo prostoru, při volbě metody čištění se často postupuje individuálně a většinou na základě praktických zkušeností. Blíže se tomuto tématu věnuje literatura [13], základní poznatky a druhy *on-line* i *off-line* metod čištění používaných v praxi ve spalovnách jsou uvedeny v této kapitole.

Způsob čištění zanesených ploch zařízení na výměnu tepla má významný vliv na průběh a následky zanášení. Volba správné metody čištění snižuje energetické požadavky procesu a také náklady na údržbu zařízení, použitím vhodných *on-line* metod lze zvýšit dobu mezi odstávkami výroby.

4.1 Popis *on-line* metod čištění

4.1.1 *Ofukovač sazí*

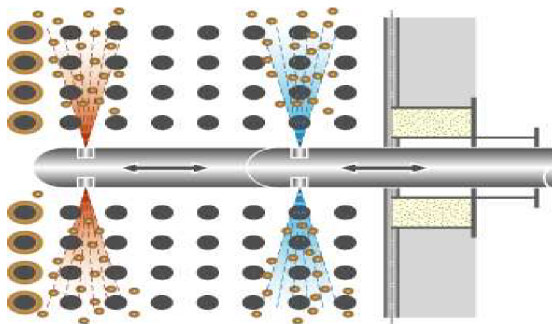
Ofukovač sazí je trubka (viz obr. 11) zasunutá do oblasti pece či kotle vybavená tryskami, kterými směřuje proud čistícího média na zanesenou plochu. Čistící médium naráží na nanesenou vrstvu vysokou rychlostí a odstraňuje ji působením smykového napětí. Efektivita této metody je závislá na geometrii trysek a tlaku čistícího média. Nejčastěji se používá pára nebo vzduch, někdy obohaceny antikorozními a protizanášivými činidly. Ofukovače sazí lze použít na různých místech procesní linky spalovny odpadů. Ofukovače stěn jsou vhodné pro odstranění škvárovitého nánosu na stěnách spalovací komory, vyjímatelné ofukovače jsou používány na čištění trubek přehříváku. Trubkový svazek ekonomizéru lze čistit rotačními ofukovači, které mohou být vzhledem k nízkým teplotám v této oblasti instalovány napevno.

- frekvence používání

Ofukovače lze používat *on-line* i *off-line*, frekvence musí být kompromisem následujících faktorů: možné poškození trubek ofukováním, náklady na čistící médium či zvýšení účinnosti přenosu tepla čistými plochami výměny tepla.

- výhody a nevýhody

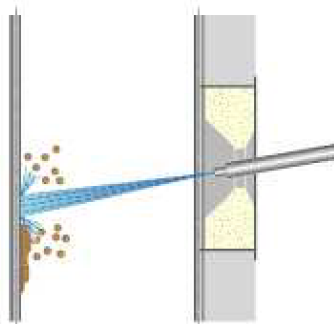
Tento druh čištění může způsobit erozi materiálu trubek a vede ke snížení účinnosti kotle kvůli užití páry na čištění. Výhodou je cena čistícího média.



Obr. 11 Zásuvný ofukovač sazí [24]

4.1.2 Vodní tryska

Čištění pracovních ploch vodním paprskem (viz obr. 12) funguje na stejném principu jako ofukovač. Užívá se tam, kde jsou např. vlivem jiných charakteristik paliva vytvořeny tvrdší nánosy, které nelze odstranit vzduchem či párou. Hlavní oblast uplatnění tohoto druhu čištění jsou spalovací komory, na jejichž stěnách vznikají velmi odolné nánosy. Nutno počítat s poklesem teploty spalin.



Obr. 12 Odstraňování nánosu vodní tryskou [24]

4.1.3 Sprchový čisticí systém

Sprchový čisticí systém (obr. 13) byl vynalezen v devadesátých letech minulého století a poprvé zaveden do praxe v roce 1997. Skládá se z hadice, která je vedena do prostoru spalovací komory či kotle z vrchu a na konci je opatřena tryskou. Čisticím médiem je v tomto případě nízkotlaká voda, která proniká do pórů v usazené vrstvě. Při vypařování dochází ke změně objemu a následnému praskání nánosu. Tento systém se používá převážně v oblastech s radiačním přenosem tepla.

- frekvence používání

Rozmezí mezi jednotlivými čisticími cykly jsou dny, příp. týdny, rozhodujícím parametrem může být teplota spalin.

- výhody a nevýhody

Jedná se o efektivní metodu s nízkými náklady. Díky nízkým požadavkům na prostor se hodí i k čištění úzkých oblastí. Tento systém lze také využít pro seřízení teploty spalin vstupujících do konvektivní části kotle.



Obr. 13 Ukázka sprchového čisticího systému [24]

4.1.4 Vodní hadice s rotační tryskou

Tato metoda je principiálně podobná metodě sprchového čištění s tím rozdílem, že hadice je na konci opatřena rotační tryskou. Mechanismem čištění je opět změna objemu vody v pórech nanesené vrstvy. Frekvence používání i výhody a nevýhody tohoto systému jsou shodné se sprchovým čištěním.

4.1.5 Zvukové čištění

Metoda zvukového čištění využívá zvukové vlny k vytvoření turbulencí v proudícím médiu. Tyto turbulence způsobují uvolnění nanesených vrstev, příp. zabraňují usazování. Používají se slyšitelné (frekvence kolem 75 Hz) nebo infrazvukové (10 – 35 Hz) vlny. Infrazvukové vlny vyvolávají vyšší turbulenci, což vede k vyšším čisticím účinkům, ale zvyšuje se riziko konstrukčních poškození. Z dosavadní praxe se zdá, že nejlepší oblastí pro použití této metody je ekonomizér, především z důvodu nízkých teplot.

- frekvence používání

Zvukové čištění je přímá metoda s optimálním rozmezím několika minut mezi čistícími cykly. Její uplatnění je spíše v prevenci zanášení než v odstraňování již nanesených vrstev, nejlepší je kombinace s jinou metodou čištění.

- výhody a nevýhody

Hlavní výhodou je absence ofukovacího média a s tím související nízké provozní i udržovací náklady. Nevýhodou je velký hluk a nemožnost čistit těžce přístupné plochy. Zvukové čištění nelze aplikovat v procesních proudech s vysokou vlhkostí média.

4.1.6 Oklepávací systém

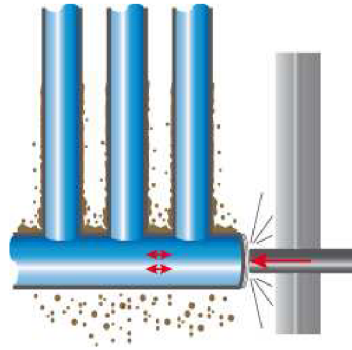
Oklepávací čistící metoda využívá nárazové energie vyvolané působením mechanických kladiv nebo pneumatických válců na trubkové svazky v horizontální části procesní linky spaloven odpadů, tedy v oblasti přehříváku, výparníku a ekonomizéru. Nárazy způsobí vibrace trubkového svazku a opadávání nánosů (viz obr. 14). Kromě nárazové energie má na výsledek čištění velký vliv také frekvence nárazů a charakter nanesené vrstvy.

- frekvence používání

Oklepávací čištění lze používat v různých intervalech, nejčastěji po několika hodinách.

- výhody a nevýhody

Nevýhoda tohoto systému je možnost mechanického poškození trubkových svazků a také omezená účinnost u velmi konzistentních a pevných nánosů. Zváženo musí být také vibrační chování trubkového svazku. Výhodou je provoz bez nutnosti užití ofukovacího média.



Obr. 14 Znárodnění funkce oklepávacího systému [24]

4.1.7 Brokový čistící systém

U tohoto čistícího systému jsou pneumaticky přiváděny malé ocelové kuličky do vrchní části kotle a působením gravitačního pole padají dolů. Při průchodu přes trubkový svazek se nahodile odrážejí od trubek a těmito nárazy odstraňují nanášené vrstvy po celém obvodu trubek. V dolní části kotle dochází k separaci kuliček od odstraněných popelovin většinou pomocí síť. Tyto kuličky lze poté opět použít pro čištění. Tato metoda je používána pro odstraňování nánosů na trůbkách ekonomizéru.

- frekvence používání

Doba oběhu kuliček a frekvence jednotlivých cyklů je závislá především na stupni zanášení procesní linky. Moderní kontrolní přístroje zaručují bezproblémový chod nenáročný na údržbu.

- výhody a nevýhody

Výhodou je možnost využití jediného čistícího systému pro několik trubkových svazků v jednom spalínovém kanálu a také ekologické čištění bez produkce toxických odpadních látek. Tento systém je aplikovatelný pro provozní teploty až 1000 °C. Nevýhodou je především velký hluk a porušení ochranných vrstev na povrchu trubek.

4.1.8 Čištění výbuchem

Tato metoda je založena na výbuchu malých náloží, které jsou dopraveny na místo nánosů teleskopickým nástrojem. Vhodné místo pro uložení náloží je vybíráno dle několika faktorů (např. velikost, charakter či teplota nánosů). Uvolněná energie způsobí popraskání tvrdých nánosů aniž by došlo k narušení celistvosti kotle nebo spalovací komory. Tato metoda je vhodná i pro *off-line* čištění a lze ji použít pro čištění zanesených ploch spalovací komory či v prostoru kotle.

- frekvence používání

Při *on-line* čištění lze tuto metodu aplikovat v delších intervalech (několik týdnů).

- výhody a nevýhody

Čištění výbuchem je mnohem rychlejší než mechanické čištění či jiné tradiční metody. Velkou nevýhodou je však problém bezpečnosti. Některé pojišťovny zakazují tento druh čištění používat.

4.2 Popis *off-line* metod čištění

Není-li z různých důvodů možno použít některou z *on-line* metod čištění, je nutno zařízení odstavit a zanesené povrchy vyčistit *off-line*. Zde jsou uvedeny základní druhy *off-line* metod čištění.

4.2.1 Manuální mechanické čištění

Nánosy jsou odstraňovány pomocí kartáčů, škrabek, mechanických kladiv či vibrátorů. Manuální mechanické čištění je časově náročné a většinou nebývá dosaženo požadované čistoty ploch. Proto často následuje některá z dalších důkladnějších metod.

4.2.2 Čištění pískem

Plochy určené k čištění jsou vystaveny působení vysokotlakého proudu speciálního písku. Tato metoda může být úspěšně použita k čištění všech částí procesní linky spalovny. Směs písku a odstraněného nánosu je speciální odpad, který vyžaduje zvláštní zacházení. Nevýhodou této metody je nebezpečí erozivního poškození materiálu trubek.

4.2.3 Čištění vodou

Manuální čištění vysokotlakým proudem vody může být využito k odstranění nánosů v celém parním kotli s výjimkou žáruvzdorných povrchů.

4.2.4 Čištění suchým ledem

Princip je podobný jako u čištění pískem. Broky suchého ledu (zmrzlý CO₂) jsou nastřelovány vysokou rychlostí (viz obr. 15) proudem stlačeného vzduchu na zanesený povrch. Suchý led téměř okamžitě sublimuje, a tudíž poškození povrchu je menší než při použití písku. Při přeměně skupenství dochází k tepelnému šoku a vzniku smykových napětí, což vede k odstraňování nečistot. Vznikající plyn je odsáván, nedoporučuje se používat ve stísněných uzavřených prostorech kvůli možnosti vzniku plynného CO.



Před

Po

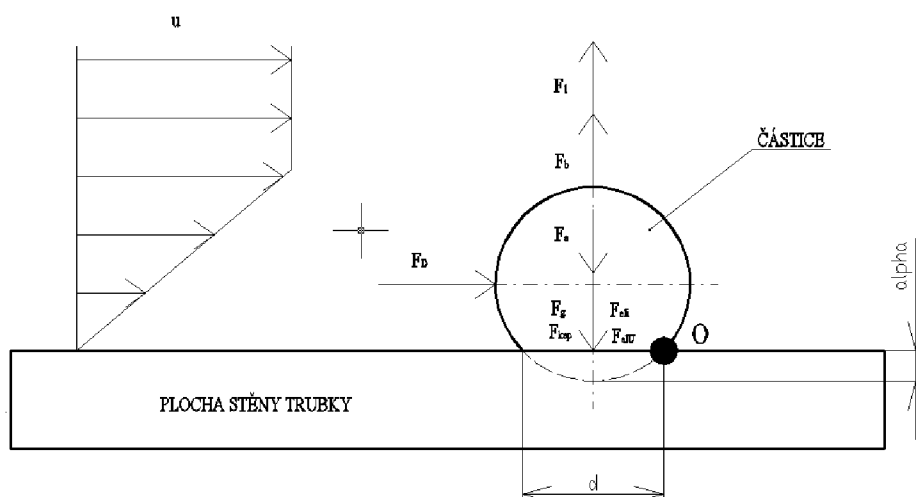
Obr. 15 Znečištěné žebrované trubky výměníku před a po čištění suchým ledem [25]

5 Popis výpočtového modelu

5.1 Popis původního modelu

V průběhu procesu zanášení dochází ke dvěma základním jevům, a sice usazování částic na teplosměnné ploše a zároveň odpadávání již usazených částíček. Tyto jevy probíhají současně a kontinuálně, přičemž rozdíl v množství usazujících se a odpadávajících částíček udává celkové zanášení. Odstraňování částíček z usazené vrstvy probíhá dvěma mechanismy, a sice pomocí smykového napětí proudícího média, příp. narážením usazujících se částic. Každý z těchto dvou mechanismů se výrazněji uplatňuje v různých oblastech v okolí obtékané trubky. Matematický model prezentovaný v této práci počítá mezní rychlost proudění spalin, při které bude pro dané parametry (hustota spalin, viskozita, materiál a velikost částic,...) docházet k odpadávání již usazených částíček. Budou-li spalin v potrubí proudit větší než mezní rychlostí, množství odpadávajících částíček bude větší, a tudíž celkové zanášení nižší. Model je idealizován na situaci kulové částice na vodorovné ploše, přičemž tato idealizace je oprávněná vzhledem k rozměrům trubek a usazovaných částíček.

Pro nalezení mezní rychlosti proudění spalin je použita rovnováha sil a momentů. Všechny síly působící na částici jsou znázorněny na obr. 16.



Obr. 16 Síly působící na částici v toku spalin

Je-li R_1 poloměr částice a d průměr stykové plochy částice, potom deformační poloměr α se vypočte dle vztahu:

$$\alpha = R_1 - \sqrt{\left[R_1^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right]} \quad (5.1)$$

Vztahy pro výpočet gravitační a vztlačové síly jsou:

$$F_g = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_1^3 \cdot \rho_c \cdot g \quad (5.2)$$

$$F_b = \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot R_1^3 \cdot \rho_g \cdot g \quad (5.3)$$

Třecí síla působí na částici ve směru proudění spalin a lze ji určit dle:

$$F_D = C_d \cdot \frac{1}{2} \cdot \pi \cdot R_1^2 \cdot \rho_g \cdot u_c^2 \quad (5.4)$$

Parametr C_d (třecí součinitel) závisí na hodnotě Reynoldsova čísla pro částici. Závislost je následující:

$$C_d = \begin{cases} 1.22 & 20 < \text{Re}_p < 400 \\ 24/\text{Re}_p & 4 < \text{Re}_p < 20 \end{cases} \quad (5.5)$$

přičemž

$$\text{Re}_p = \frac{2 \cdot R_1 \cdot u_c \cdot \rho_g}{\eta_g} \quad (5.6)$$

Zmíněná třecí síla F_D tak umožňuje zohlednění teploty proudících spalin v modelu, neboť ve vzorci pro výpočet Re_p vystupuje viskozita spalin.

Dále je zahrnuta vznosná síla, která působí na částici na ploše v důsledku proudění spalin křížovým proudem. Dle literatury [2] lze tuto sílu stanovit ze vztahu:

$$F_1 = 0,076 \cdot \eta_g \cdot 2 \cdot R_1 \cdot u_c \cdot \sqrt{\text{Re}_G} \quad (5.7)$$

kde Re_G je Reynoldsovo číslo pro proudění spalin v laminární podvrstvě, což je tenká vrstva na povrchu obtékané trubky. Toto Reynoldsovo číslo je za předpokladu lineárního rozložení rychlosti proudění v laminární podvrstvě závislé mimo jiné na mezní rychlosti proudu spalin u a na tloušťce podvrstvy δ_g . Tuto situaci schematicky znázorňuje obr. 16 a lze ji matematicky vyjádřit takto:

$$\frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta_g} \quad (5.8)$$

$$\text{Re}_G = \frac{(2 \cdot R_1)^2 \cdot \rho_g \cdot u}{\eta_g \cdot \delta_g} \quad (5.9)$$

Pro výpočet δ_g lze dle [2] použít Reynoldsovo číslo pro proudění v potrubí Re_D a také koeficient tření λ_D , který lze určit z Moodyho diagramu, příp. ze vztahu (5.11.).

$$\text{Re}_D = \frac{u \cdot D_t \cdot \rho_g}{\eta_g} \quad (5.10)$$

K určení λ_D je nutno znát relativní drsnost materiálu trubek ε . Pro doplnění je uveden vztah mezi mezní rychlostí proudu spalin u a rychlostí spalin ve vzdálenosti od povrchu trubek rovné poloměru částice u_c .

$$f_0 = \frac{\lambda_D}{4} = \frac{1}{4} \cdot \left[\frac{1}{-2 \cdot \log \cdot \left[\left(\frac{6,81}{\text{Re}_D} \right)^{0,9} + \frac{\varepsilon}{3,7 \cdot D_t} \right]} \right]^2 \quad (5.11)$$

$$\delta_g = \frac{D_t}{\text{Re}_D \cdot \left(\frac{f_0}{2} \right)} \quad (5.12)$$

$$u_c = \frac{u \cdot R_1}{\delta_g} \quad (5.13)$$

Ve spalinách jsou obsaženy částice různých velikostí, a to v řádu několika mm až desetin μm . Vzhledem k tak malým velikostem nelze v modelu opomenout ani van der Waalsovou sílu pro deformovanou částici. Je to přitažlivá síla, která vzniká časovou fluktuací dipólů v materiálu. Důležitým parametrem pro výpočet této síly je vzdálenost částice od povrchu z_0 . Pro kulovité částice je experimentálně prokázáno [12], že největších hodnot nabývá van der Waalsova síla pro z_0 v rozmezí 0,4 až 2 nm, přičemž maximum dosahuje při $z_0 = 0,4$ nm. Na základě zpracování dat ze spalovny odpadů byla v práci [1] vytvořena rovnice pro výpočet hodnoty z_0 , ve které je zohledněna závislost na poloměru částice.

$$z_0 = \left(\frac{65 \cdot 10^{-4}}{20} \right) \cdot R_1 + 130,75 \cdot 10^{-10} \quad (5.14)$$

Pro výpočet van der Waalsovy síly je použito vztahu z literatury [12]. Hodnota Hamakerovy konstanty A je dle téhož zdroje pro vzduch šestkrát větší než pro vodu, z čehož vyplývá i poměr van der Waalsových sil působících na stejně velkou částici v těchto dvou různých prostředích. Jiný způsob výpočtu van der Waalsovy síly je např. pomocí Lifshitz - van der Waalsovy konstanty h . Člen v závorce v rovnici (5.15) zohledňuje deformaci částice při kontaktu s povrchem, a je poloměr stykové plochy.

$$F_a = \frac{A \cdot R_1}{6 \cdot z_0^2} \cdot \left(1 + \frac{a^2}{R_1 \cdot z_0} \right) \quad (5.15)$$

5.2 Vylepšení původního modelu

Původní model pro výpočet mezní rychlosti prezentovaný v práci [1] a popsáný v předchozím odstavci byl vylepšen přidáním dalších sil, které částečně zohledňují kromě vzájemného působení dvojice částice – povrch trubky také vzájemnou interakci mezi částicemi. Tato interakce významně ovlivňuje celý proces zanášení, začlenění těchto sil tedy povede k výsledkům, které jsou blíže reálnému dění ve výměníku. Jedná se o síly elektrostatické (klasická coulombická přitažlivost a síla při existenci napětí mezi dvěma povrchy) a sílu kapilární. Popis jednotlivých sil bude proveden v následující kapitole. Vztahy pro jejich výpočet prezentované v literatuře [3] následují dále.

Rovnice byly upraveny pouze pro jednu proměnnou, a sice poloměr ulpívající částice R_1 , přičemž úpravy doprovázely zjednodušující a idealizující předpoklady. Výsledné vztahy ovšem plně postačují pro potřeby tohoto výpočtového modelu.

$$F_{eli} = 1200 \cdot R_1^2 \quad (5.16)$$

$$F_{elU} = 0,08 \cdot R_1 \cdot U^2 \quad (5.17)$$

$$F_{kap} = 4 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \gamma_0 \quad (5.18)$$

Kromě několika dalších drobných úprav modelu je nutno zmínit zavedení Newtonovy iterační metody pro výpočet mezní rychlosti proudění, což původní model zjednodušuje a zároveň zpřehledňuje.

5.3 Silová a momentová rovnováha

Proudící spaliny působí na usazenou částici smykovým napětím, přičemž k odstranění částice z teplosměnné plochy může dojít dvěma způsoby, smýkáním (třením) nebo valením. Při odstraňování částice smýkáním musí platit silová rovnováha (5.19) ve směru proudění spalin.

$$F_D \geq f_0 \cdot (F_a + F_g + F_{eli} + F_{elU} + F_{kap} - F_b - F_1) \quad (5.19)$$

Nicméně jak dokazují výsledky výpočtů uvedené v literatuře [2], rozhodující mechanismus je v tomto případě valení. Při odvalování usazené částice platí momentová rovnováha k bodu O (viz obr. 16), která je vytvořena ze dvou působících momentů. Jedná se o hydrodynamický valivý moment a adhezní klidový moment. Hydrodynamický valivý moment se snaží otočit částicí okolo bodu O ve směru proudu. Pro jeho výpočet je použit faktor 1,399, který dle [4] zahrnuje nahrazení posuvné síly a hydrodynamického tlaku na částici v blízkosti stěny trubky efektivní silou působící ve vzdálenosti $1,399 \cdot R_1$ od povrchu. Adhezní klidový moment se snaží udržet částici na povrchu. Poměr těchto dvou momentů se nazývá valivý moment, je označen RM (z anglického *rolling moment*) a udává, zda-li se částice odtrhne od povrchu či nikoliv. Valení nastává, je-li výsledná hodnota RM větší nebo rovna 1.

$$RM = \frac{\text{Hydrodynamický valivý moment}}{\text{Adhezní klidový moment}} = \frac{F_D \cdot (1,399 \cdot R_1 - \alpha)}{(F_a + F_g + F_{eli} + F_{elU} + F_{kap} - F_b - F_1) \cdot a} \quad (5.20)$$

Ve výpočtovém modelu aplikovaném na výpočet mezní rychlosti proudu spalin je tedy jako kritérium použita momentová rovnováha (5.20). Hodnota RM je položena rovno 1, což je mezní případ, kdy už dochází k odvalování částice.

Do získané rovnice jsou dosazeny vztahy pro výpočet jednotlivých sil, rovnice je zjednodušena, upravena na tvar $f(x)=0$ a následně derivována. Po dosazení známých parametrů je provedena Newtonova iterační metoda, jejímž výsledkem je mezní rychlost proudu spalin ve výměníku tepla s ohledem na zanášení teplosměnných ploch, přičemž výpočet je proveden pro různé hodnoty poloměru částice R_1 .

6 Popis jednotlivých přidaných sil

6.1 Elektrostatická síla způsobená klasickou coulombickou přitažlivostí F_{eli}

První ze dvou elektrostatických sil působících při ulpívání částice na teplosměnné ploše je síla způsobená klasickou coulombickou přitažlivostí F_{eli} . Tato síla vzniká díky přítomnosti přebytečných elektrických nábojů na povrchu trubky, příp. i na povrchu částice, čímž je vytvořena vzájemná přitažlivost. Výpočet této síly vychází dle [3] ze vzorce:

$$F_{eli} = \frac{q^2}{4 \cdot \pi \cdot E \cdot e_0 \cdot l^2} \quad (6.1)$$

V tomto vztahu je zahrnuta dielektrická konstanta média mezi částicí a povrchem e_0 , permitivita vakua E , elektrický náboj q a vzdálenost mezi centry nábojů l . Vzdálenost l lze v tomto případě uvažovat přibližně rovnu $2R_1$ a náboj q lze vyjádřit jako funkci poloměru částice:

$$q = C \cdot U = 4 \cdot \pi \cdot E \cdot R_1 \cdot U \quad (6.2)$$

kde C je kapacita a U rozdíl potenciálů elektrického pole. Kapacita je vyjádřena v závislosti na poloměru částice užitím aproximace Eulerova vztahu. Při předpokladu hustoty náboje $10 \text{ e}/\mu\text{m}^2$ [3] lze výsledný vztah pro výpočet elektrostatické coulombické síly vyjádřit pouze v závislosti na poloměru částice R_1 takto:

$$F_{eli} = 1200 \cdot R_1^2 \quad (6.3)$$

Tato síla je významná v případě nevodivých materiálů. U vodičů je nižší v důsledku toku elektrického náboje.

6.2 Elektrostatická síla při existenci elektrického napětí mezi povrchy F_{elU}

Tato síla je také nazývána „dvojvrstvá“ elektrostatická síla. U některých pevných těles je kinetická energie atomů u povrchu materiálu větší než práce potřebná k opuštění tělesa. Elektrony opouštějící těleso vytváří v okolí povrchu elektronová mračna, čímž vzniká rozdíl potenciálů mezi povrchem a elektronovým oblakem (tedy elektrické napětí), v jehož důsledku jsou elektrony přitahovány zpět do tělesa. Mezi elektrony opouštějícími těleso a elektrony, které se do tělesa vrací, se ustavuje dynamická rovnováha. Jsou-li dvě pevná tělesa v kontaktu, příp. v minimální vzdálenosti z_0 , nastává na základě výše popsaného principu výměna elektronů. Těleso s vyšší hodnotou práce pro uvolnění elektronů z povrchu je tzv. příjemce elektronů. Vzniká dvojité vrstvy s různým nábojem a s ní také kontaktní elektrické napětí U , které postupně omezuje další přestup elektronů. Rozmezí hodnot kontaktního napětí je obvykle od 0 do 0,5 V. Oblast dvojité vrstvy je různě velká v závislosti na vodivosti materiálů. Při kontaktu dvou vodičů je tato oblast omezena pouze na povrchovou vrstvu těles, zatímco u polovodičů či izolátorů může zasahovat do hloubky $1 \mu\text{m}$ nebo více.

Pro případ částice na ploše lze dle [3] použít vztah (6.4) pro výpočet této síly.

$$F_{elU} = \frac{\pi \cdot E \cdot R_1 \cdot U^2}{z_0} \quad (6.4)$$

Zjednodušením tohoto vztahu dle [3] lze získat rovnici:

$$F_{elU} = 0,08 \cdot R_1 \cdot U^2 \quad (6.5)$$

Elektrostatická síla F_{elU} významně přispívá k celkové adhezní síle především u nízkovodivých materiálů a izolátorů.

6.3 Kapilární síla F_{kap}

Je-li prostor mezi částicí a povrchem vyplněn kapalinou, velký příspěvek k adhezní síle může činit i kapilární síla F_{kap} . Kapalina se do prostoru mezi částicí a povrchem může dostat např. kondenzací z vysoké vlhkosti prostředí. V případě spalovny odpadů lze jako zdroj kapaliny považovat vodu obsaženou ve spalovaném odpadu. Dle literatury [3] je známo, že kapilární síly vystupují i v případech, kdy je systém částice – povrch vystaven teplotám vyšším než bod varu dané kapaliny, a to až po dobu 24 hodin. Navíc, obsahuje-li kapalina krystalizující látky, může dojít po vypaření k tvorbě krystalizačních mŕstvků, které také přispívají k vyšší adhezní síle. Vztah pro výpočet kapilární síly je dle [3]:

$$F_{kap} = 4 \cdot \pi \cdot R_1 \cdot \gamma_0 \quad (6.6)$$

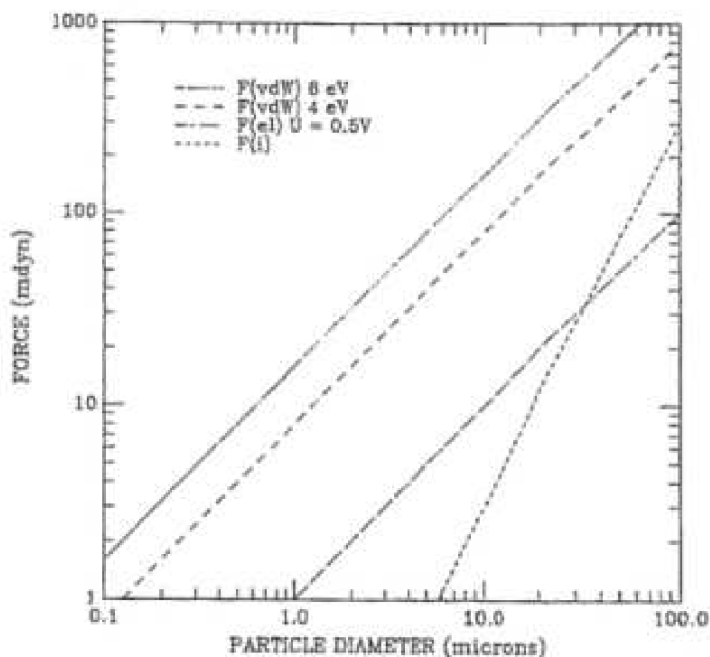
Ze vztahu (6.6) je zřejmé, že velikost kapilární síly je závislá pouze na poloměru částice R_1 a povrchovém napětí kapaliny γ_0 vyplňující prostor mezi částicí a ulpívajícím povrchem. Dle [6] je hodnota γ_0 pro vodu za atmosférického tlaku o teplotě 340 °C 5,59 mN/m.

Pro velmi malé částice o velikosti do 10 μm je příspěvek kapilární síly k celkové adhezní síle velmi významný.

6.4 Porovnání působících sil

Pro porovnání vlivu jednotlivých sil na celkovou adhezní sílu, která působí na ulpívající částici, jsou uvedeny dva grafy, na kterých je znázorněna závislost velikosti působících sil na velikosti částice.

Z obr. 17 je zřejmé, že van der Waalovy síly dosahují pro částice menší než 100 μm vyšších hodnot, než obě zmiňované síly elektrostatické. Nutno podotknout, že se jedná o ideální případ, neboť van der Waalovy síly výrazně závisí na vzdálenosti mezi částicí a povrchem, tudíž i malé nerovnosti povrchu mají na její velikost významný vliv. Naproti tomu, pokles hodnot elektrostatických sil se zvětšující se vzdáleností není tak strmý, a tedy v některých případech mohou elektrostatické síly převyšovat nad silami van der Waalovými.

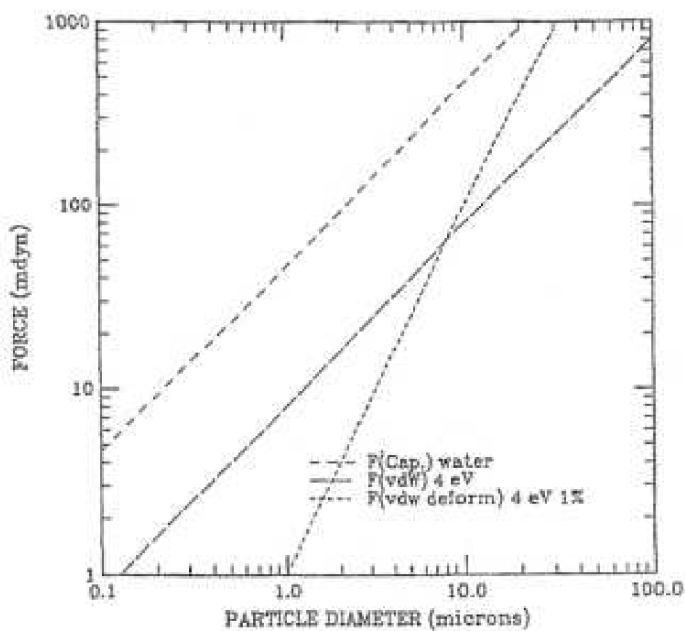


Pozn.:
 Force – síla [mdyn]
 Particle diameter – průměr částice [μm]

$F(\text{vdW})$ – van der Waalsova síla
 $F(\text{el})$ – elektrostatická dvojvrstvá síla
 $F(i)$ – elektrostatická coulombická síla

Obr. 17 Závislost elektrostatických a van der Waalsových sil na velikosti částice [3]

Obr. 18 potvrzuje, že vliv kapilárních sil je především u malých částic podstatný.



Pozn.:
 Force – síla [mdyn]
 Particle diameter – průměr částice [μm]

$F(\text{Cap.})$ – kapilární síla
 $F(\text{vdW})$ – van der Waalsova síla
 $F(\text{vdw deform})$ – van der Waalsova síla včetně deformace částice o 1%

Obr. 18 Závislost kapilárních a van der Waalsových sil na velikosti částice [3]

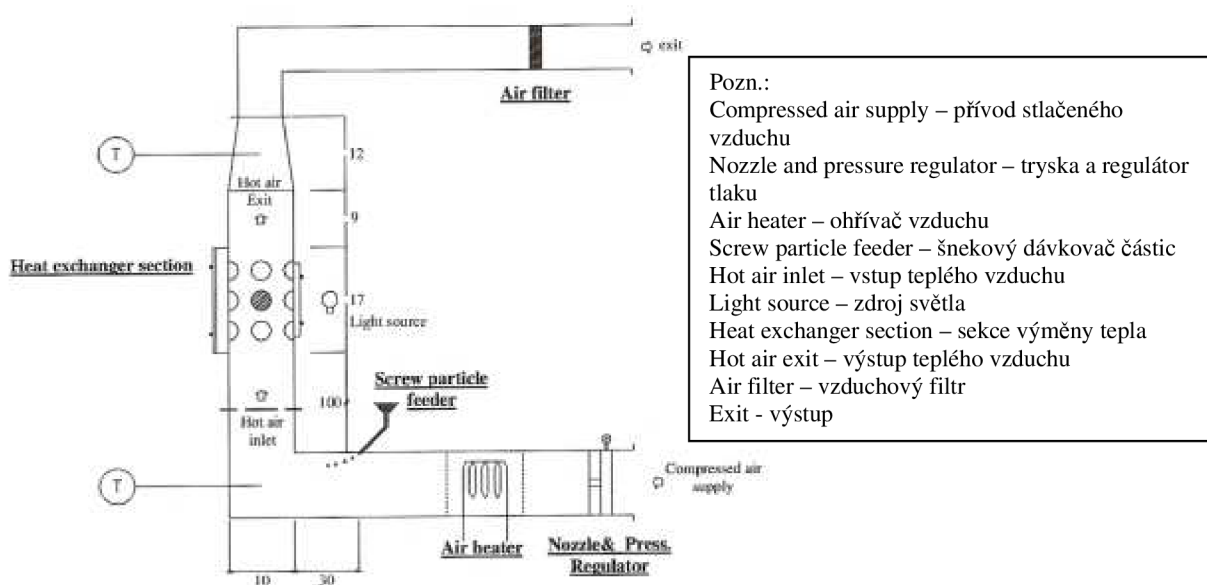
Závěrem této kapitoly lze říci, že malé částice jsou udržovány na suchém povrchu převážně působením van der Waalsových sil, nicméně příspěvek elektrostatických sil je značný. Zohlednění kapilární síly ještě zvýší celkovou velikost adhezní síly, tato je pak o mnoho řádů vyšší než gravitační síla působící na částici. Tento fakt potvrzuje nutnost prevence problému zanášení, neboť odstraňování již usazených částic je velmi obtížné.

7 Porovnání výsledků experimentálního pokusu a matematického modelu

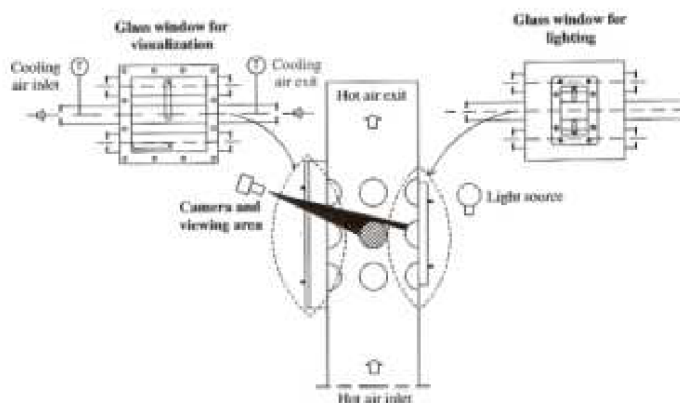
7.1 Popis experimentálního pokusu

Vhodný experiment procesu zanášení pro určení mezní rychlosti proudění plynného média znečištěného částicemi je prezentován v literatuře [11]. Schematické znázornění pokusného zařízení je ukázáno na obr. 19. Systém se skládá z dávkovače částic a z kanálu, ve kterém je umístěn vzduchový ohřívač, sekce výměny tepla a vzduchový filtr. Vzduch je stlačen na tlak 0,5 MPa a veden přes vzduchový ohřívač do tepelného výměníku. Průtok vzduchu je regulován vstupní tryskou a regulátorem tlaku. Teplota vzduchu je řízena vzduchovým ohřívačem, který je schopen vzduch ohřát z pokojové teploty na 500 °C při maximálním průtoku 0,05 m³/s. Částice známé velikosti se do proudícího vzduchu přidávají před vstupem do výměníku. Pokus byl proveden pro tři druhy kulovitých částic: skleněné (s průměrnou velikostí 21 μm), bronzové (55 μm) a měděné (10 μm). Množství přidaných částic je kontrolováno pomocí otáčivé rychlosti dávkovacího šneku. Sekce výměny tepla je modelována třemi trubkami a šesti polovičními trubkami z nerezové oceli s vnějším průměrem 31,6 mm, které jsou uspořádány dle obr. 19. Pouze prostřední trubka je chlazena vzduchem o pokojové teplotě, zbývajícími trubkami neproudí žádné médium. Průtok chladícího vzduchu je taktéž řízen vstupní tryskou a regulátorem tlaku. Zanášení je monitorováno pomocí digitální kamery, uspořádání je zobrazeno na obr. 20. Měřeny jsou teploty teplého i studeného proudu vzduchu před i za sekci výměny tepla a rychlost teplého proudu vzduchu za výměníkem. Vzduch je na výstupu filtrován a poté vypuštěn do atmosféry. Každý pokus je proveden stejným postupem. Nejdříve se nastaví průtoky teplého a studeného proudu vzduchu, poté se vzduchovým ohřívačem ohřeje hlavní proud na stanovenou teplotu. Jakmile je dosaženo stabilního stavu, přidají se částice daného množství a zkoumá se proces zanášení.

Pokusy jsou provedeny k porozumění vlivu rychlosti proudění na růst nanosené vrstvy a k určení mezní rychlosti proudění plynné pracovní látky obsahující rozptýlené částice.



Obr. 19 Schéma pokusného zařízení [11]



Pozn.:

- Hot air inlet – vstup teplého vzduchu
- Light source – zdroj světla
- Hot air exit – výstup teplého vzduchu
- Camera and viewing area – Fotoaparát a snímaná plocha
- Cooling air inlet – vstup chladicího vzduchu
- Cooling air exit – výstup chladicího vzduchu
- Glass window for visualization – skleněné okýnko pro snímání
- Glass window for lighting – skleněné okýnko pro osvětlení

Obr. 20 Uspořádání snímacího zařízení [11]

7.2 Výsledky pokusů

První experiment byl dle [11] proveden pro skleněné částice. Tyto částice byly přidávány do proudu teplého vzduchu, jehož rychlost mezi trubkami svazku byla měněna ze 2,7 m/s na 3,8 m/s a následně 5 m/s. Doba trvání experimentu byla pro každou rychlost 9 hodin, teplota vzduchu na vstupu do výměníku 200 °C. Z výsledků (tab. 4) je patrné, že vyšší rychlost proudění má za následek tenčí vrstvu nánosu i menší zanesenou plochu. To dokumentují i fotografie na obr. 21.

Průměrná rychlost proudění vzduchu mezi trubkami výměníku [m/s]	2,7	3,8	5
Tloušťka nanosené vrstvy po 9 hodinách [mm]	1	0,75	0,3

Tab. 4 Porovnání tloušťky nanosené vrstvy pro různé rychlosti proudění – skleněné částice

(a) Rear end of the HE tube. (b)

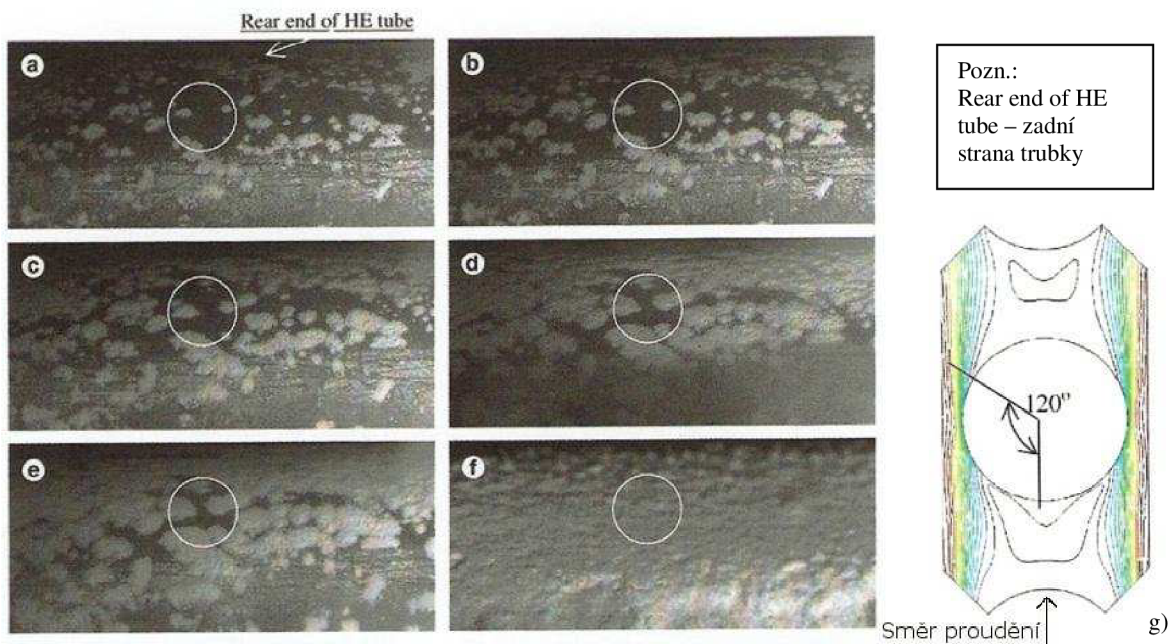
(c)



Pozn.:
Rear end of the HE tube – zadní strana trubky

Obr. 21 Vrstva nánosu pro rychlosti proudění vzduchu: a) 2,7 m/s b) 3,8 m/s c) 5 m/s

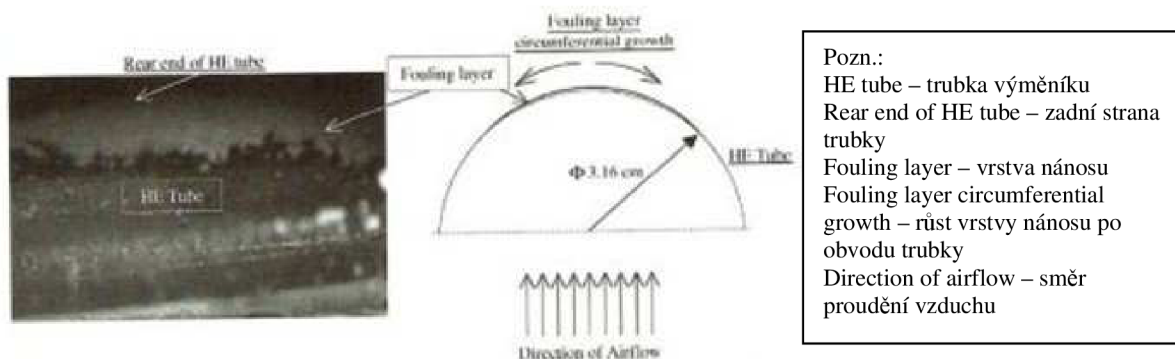
V jednotlivých případech byl zaznamenán i jiný průběh usazování. Zatímco pro rychlost 2,7 m/s narůstala vrstva nánosu od počátku až do konce (a to po obvodu i radiálně), v dalších dvou případech byl zaznamenán zpočátku rychlý nárůst a po třech hodinách náhlý pokles zanášení téměř do situace, kdy již růst vrstvy ani v radiálním, ani v obvodovém směru neprobíhal. Z fotografií (obr. 22) je zřejmé, že na počátku procesu zanášení se částice zachycují na různých místech povrchu trubky. Tyto počáteční body rostou s časem radiálně i po obvodu, až dojde k vytvoření souvislé vrstvy. Jako první se na povrchu trubky zachycují nejmenší částice obsažené v proudu vzduchu, což je potvrzeno teorií shrnutou v literatuře [10]. Tato teorie vychází z energetické bilance nárazu kulovité částice na vodorovnou plochu, z čehož lze určit rychlost, při které částice dané velikosti ulpí na povrchu. Teorie prokazuje, že větší částice musí narazit menší rychlostí, aby nedošlo k odrazu částice.



Obr. 22 Postupný růst vrstvy nánosu na vnějším povrchu trubky výměníku (a až f) a úhel oddělení proudícího média od stěny trubky (g) [11]

Počáteční body jsou tedy tvořeny nejmenšími částicemi. V případě dostatečně vysoké rychlosti proudění se větší částice po kontaktu s trubicí nepřilepí, ale odvalují se působením smykového napětí proudícího média dále po povrchu trubky, až narazí na usazenou vyvýšeninu. Tím lze vysvětlit růst nánosu po obvodu trubky (viz obr. 23). Z toho vyplývá, že-li rychlost proudění média dostatečně vysoká, aby docházelo k pohybu po obvodu trubky i těch nejmenších v proudu obsažených částic, k zanášení nebude vůbec docházet. Toto je podstatou prezentovaného matematického modelu.

Další důležitý výsledek provedeného pokusu je zjištění, že nejvíce počátečních bodů zanášení se vytváří na zadní straně obtékané trubky, což má i své teoretické vysvětlení. Povrch na zadní straně trubky je vystaven nejmenším smykovým napětím v důsledku oddělení proudění od povrchu trubky. Jak dokládá i obr. 22 g) generovaný z matematického modelu proudění, k oddělení proudícího média od povrchu trubky dochází pod úhlem 120°. Numerické výsledky dle [11] taktéž dokazují větší cirkulaci vzduchu v oblasti před zkoumanou trubicí.



Obr. 23 Znárodnění vzniku a růstu vrstvy nánosu po obvodu trubky [11]

Zatímco v prvním experimentu byl zkoumán vliv rychlosti na růst nánosu, další dva experimenty byly provedeny s ohledem na určení mezní rychlosti proudění vzduchu mezi trubkami výměníku, při které k zanášení nedochází. Pro tento pokus byly použity měděné a bronzové částice, přidávané do proudu vzduchu o teplotě 20 °C. Koncentrace částic byla 2 g/m³ a doba trvání experimentu 8 hodin. Výsledky pokusu jsou shrnuty v tab. 5.

Podmínky pro zanášení	ANO	ANO	NE
Druh částic			
Bronzové částice (55 μm)	2 m/s	4,5 m/s	5,5 m/s
Měděné částice (10 μm)	2,7 m/s	7,5 m/s	9,5 m/s

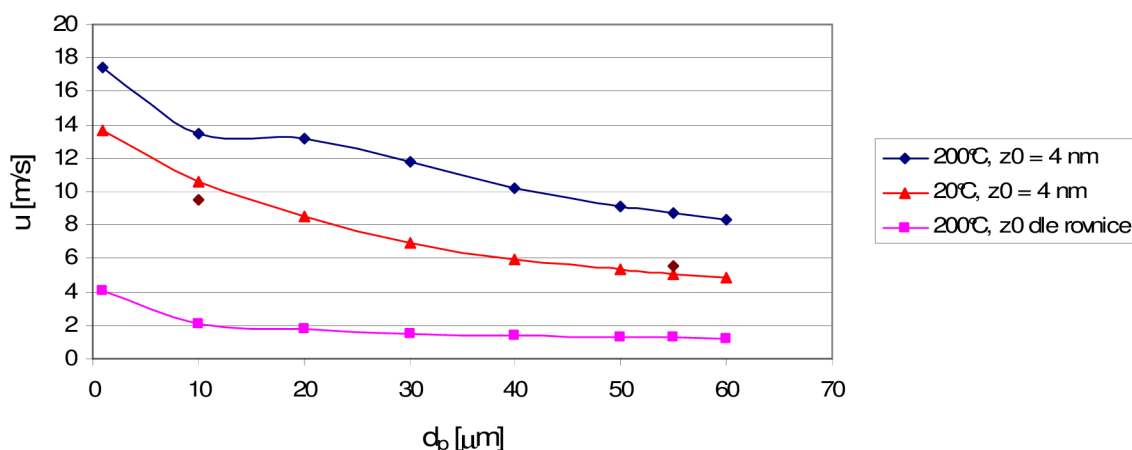
Tab. 5 Hodnoty rychlosti proudění vzduchu mezi trubkami výměníku a výskyt zanášení

7.3 Výsledky matematického modelu

Analytický model prezentovaný v této práci byl vyvinut pro výpočet mezní rychlosti proudění spalin, nicméně lze jej aplikovat i na výpočet této rychlosti pro proud vzduchu, jaký byl použit v experimentu v [11]. Hustota vzduchu se získá výpočtem ze vzorce:

$$\rho_{vzduch} = \frac{p}{R \cdot (273,15 + t_{vzduch})} \quad (7.1)$$

Rovnice platí pro výpočet hustoty suchého vzduchu, což je pro potřeby orientačního výpočtu postačující. R značí specifickou plynovou konstantu, která má pro suchý vzduch hodnotu 287,05 J/(kg.K), p je tlak [Pa] a t_{vzduch} je teplota vzduchu [°C]. Pro tlak 0,5 MPa a teplotu 20 °C, tedy pro podmínky, při kterých byl experiment proveden, vyjde hustota vzduchu 5,94 kg/m³. Dalším parametrem, který charakterizuje proudící médium, je dynamická viskozita. Její hodnota je pro vzduch při daných podmínkách $1,837 \cdot 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$. Jelikož hustoty bronzu a mědi jsou podobné, výpočet byl proveden pouze pro měděné částice s hustotou 8960 kg/m³. Výsledná mezní rychlost proudění s ohledem na zanášení je graficky znázorněna na obr. 24.



Obr. 24 Závislost mezní rychlosti proudění na velikosti částice dle matematického modelu

7.4 Porovnání experimentu s matematickým modelem

Mezní rychlost proudění vzduchu znázorněná na obr. 24 byla vypočítána původním nerozšířeným modelem, tedy bez působení kapilárních a elektrostatických sil. Toto odpovídá předpokladům uvedeným v literatuře [11], neboť v experimentu byly použity částice bez elektrického náboje. Výsledky významně ovlivňuje hodnota vzdálenosti částice od povrchu trubky z_0 . V modelu je pro výpočet této hodnoty použit vztah (5.14), který je odvozen z hodnot naměřených v praxi při spalování odpadu. Nicméně pro kulovité měděné či bronzové částice použité v experimentu je tento vztah nevhodný, neboť uvedené částice jsou svým tvarem a povrchem mnohem blíže ideální hladké částici přesně kulovitého tvaru než částice obsažené ve spalinách. Proto tedy i hodnota z_0 bude nižší než v případě spalin. Bohužel v [11] není tato hodnota uvedena, proto byl pro výpočet použit odhad $z_0 = 4$ nm. Průběh závislosti mezní rychlosti proudění vzduchu na velikosti částice (viz obr. 24) pro podmínky experimentu a odhadnutou velikost z_0 téměř odpovídá naměřeným hodnotám. Ty jsou v grafu zobrazeny bodovými značkami pro velikost částice 10 resp. 55 μm .

Pro možnost srovnání jsou v grafu vyneseny další dva průběhy. Mezní rychlost proudění vzduchu byla počítána pro teplotu běžnou v oblasti ekonomizéru (200 °C), jinak byly uvažovány stejné podmínky jako při experimentu včetně materiálu částic (měď). V prvním případě byla volena vzdálenost částice od povrchu 4 nm. Tvar výsledné křivky je podobný jako průběh křivky mezní rychlosti pro vzduch o teplotě 20 °C, nicméně hodnoty mezní rychlosti proudění jsou vzhledem k jiným vlastnostem vzduchu vyšší. Podobnost tvarů křivek mezní rychlosti proudění pro různé teploty potvrzují i grafy v literatuře [2].

Při použití vztahu (5.14) pro výpočet hodnoty z_0 dojde k výraznému poklesu výsledné mezní rychlosti proudění. Je to logický výsledek, neboť větší vzdálenost částice od povrchu sníží působící adhezní síly a k odstranění částice z povrchu trubky postačuje nižší rychlost proudění vzduchu.

Na závěr lze říci, že konstantní volba hodnoty z_0 není zcela přesná, neboť menší částice se jsou schopny více přiblížit povrchu trubky než částice větších rozměrů. Potvrzuje to odchylka při porovnání tvaru křivek získaných výpočtem (obr. 24) a křivek prezentovaných v literatuře [2], [11] pro částice menší než 10 μm . Pro větší částice je však průběh podobný, vliv poloměru částice je menší.

Uvedené porovnání výsledků experimentu s výpočty matematickým modelem je uspokojivé a dokazuje správnou funkčnost tohoto modelu.

8 Výsledky modelu pro spaliny a návrh výměníku

V předchozí kapitole bylo prokázáno správné chování analytického modelu při porovnání vypočtených hodnot mezní rychlosti proudění s naměřenými hodnotami z experimentu. V této kapitole bude provedeno vyhodnocení výsledků matematického modelu pro podmínky, které panují na linkách ve spalovnách odpadů. Současně bude demonstrován příspěvek jednotlivých přidaných sil a pomocí specializovaného *software* bude proveden zjednodušený návrh trubkového svazku s ohledem na výsledky získané analytickým modelem.

8.1 Vlastnosti proudu spalin

Spaliny jsou v modelu zjednodušeně uvažovány jako proud teplého vzduchu obsahující rozptýlené popelové částice. Výpočty jsou provedeny pro teploty, při kterých je reálně ekonomizér provozován (viz kapitola 3), tedy 200 a 340 °C. Důležité charakteristiky pro uvedené teploty jsou shrnuty v tab. 6.

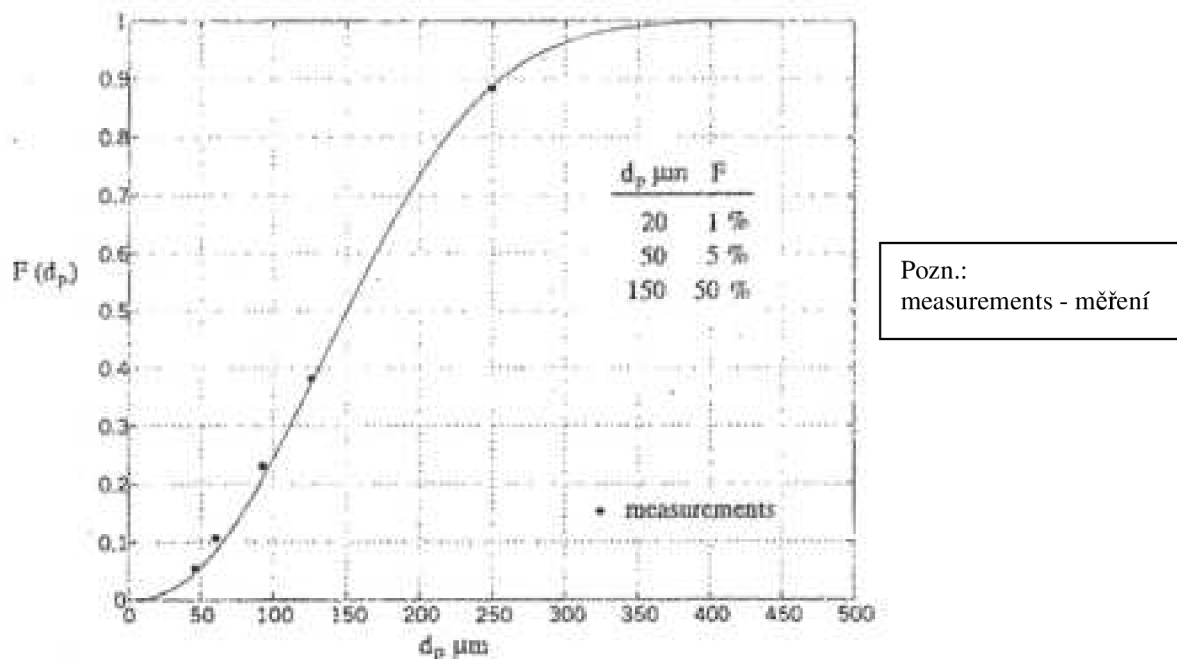
	200 °C	340 °C
Hustota vzduchu [kg/m ³]	0,731	0,564
Viskozita vzduchu [Pa.s]	26,24.10 ⁻⁶	31,32.10 ⁻⁶
Povrchové napětí pro vodu [N/m]	37,69.10 ⁻³	5,59.10 ⁻³
Hustota popelových částic [kg/m ³]	208	
Tlak vzduchu [kPa]	99,325	

Tab. 6 Důležité veličiny modelu pro teploty 200 a 340 °C

Hustota vzduchu je vypočítána ze vztahu (7.1), hodnoty viskozity vzduchu a povrchového napětí vody jsou z literatury [6] a zbývající data jsou získána z experimentálního měření ve spalovně.

8.2 Výsledky výpočtu pro teploty 200 °C a 340 °C

Hodnoty mezní rychlosti proudění spalin s ohledem na zanášení jsou počítány pro různé velikosti částic. Rozpětí hodnot průměru částice bylo voleno s ohledem na naměřenou distribuční funkci částic vyskytujících se v proudu spalin v parním kotli prezentovaném v [7] a popsáném v kapitole 3. Tato distribuční funkce je ukázána na obr. 25. Pro zajímavost jsou v některých případech provedeny i výpočty pro částice rozměrů větších než 0,5 mm, které se také mohou občas v proudu spalin vyskytnout. Nutno opět připomenout, že pro výpočet vzdálenosti částice od povrchu trubky byl použit vztah (5.14), který byl odvozen z naměřených hodnot ve spalovně odpadů a zohledňuje vliv poloměru částice na tuto vzdálenost.



Obr. 25 Distribuční funkce velikosti částic obsažených ve spalinách [7]

První výpočty byly provedeny původním nerozšířeným modelem, který je uveden jako příloha č. 1 této práce. Výsledné hodnoty mezní rychlosti proudění spalin v prostoru mezi trubkami jsou shrnuty v tab. 7. Je zřejmé, že tyto hodnoty neodpovídají reálnému dění, neboť z uvedených výsledků vyplývá, že odstranění částice o velikosti 1 μm je velmi snadné. Dosažení rychlosti proudění 9,15 m/s, resp. 10,4 m/s v oblasti mezi trubkami ekonomizéru je poměrně běžné, přesto v praxi dochází k usazování i řádově větších částic, což potvrzují i dále uvedené výsledky. Jak je zřejmé i z obr. 25, částice o velikosti 1 – 10 μm jsou ve spalinách obsaženy v minimální míře.

Velikost částic [mm]	0,5	0,3	0,1	0,01	0,001
Mezní rychlost proudění spalin (200 °C) [m/s]	0,72	0,69	1,47	4,61	9,15
Mezní rychlost proudění spalin (340 °C) [m/s]	0,8	0,76	1,64	5,22	10,4

Tab. 7 Mezní rychlost proudění spalin dle původního nerozšířeného modelu

Pro zvýšení vypovídající hodnoty modelu byly zahrnuty síly popsané v kapitole 6. Pro možnost pozorování vlivu jednotlivých sil na celkovou adhezní sílu a tedy i výslednou mezní rychlost proudění byly jednotlivé síly přidávány postupně. Všechny výsledky jsou shrnuty v tab. 8. Původní model byl postupně rozšířen o elektrostatickou „dvojvrstvou“ sílu F_{elU} (tab. 8a), kapilární sílu F_{kap} (tab. 8b) a elektrostatickou „coulombickou“ sílu F_{eli} , což je kompletní podoba modelu (tab. 8c). Každý model je uveden v příloze této práce (přílohy č. 2 - 4).

a) Model rozšířen o elektrostatickou „dvojvrstvou“ sílu F_{elU}

Velikost částic [mm]	2	1	0,5	0,3	0,1	0,01	0,001
Mezní rychlost proudění spalin (200 °C) [m/s]	1,41	2,27	3,8	5,59	10,3	32,9	104
Mezní rychlost proudění spalin (340 °C) [m/s]	1,86	2,99	4,25	6,70	11,7	37,4	118

b) Model rozšířen o kapilární sílu F_{kap} a sílu F_{elU}

Velikost částic [mm]	2	1	0,5	0,3	0,1	0,01	0,001
Mezní rychlost proudění spalin (200 °C) [m/s]	2,97	5,03	8,51	12,5	28,7	162	513
Mezní rychlost proudění spalin (340 °C) [m/s]	2,57	4,33	7,33	10,8	24,9	79,0	250

c) Model rozšířen o elektrostatickou „coulombickou“ sílu F_{eli} , síly F_{kap} a F_{elU} – model v kompletní podobě

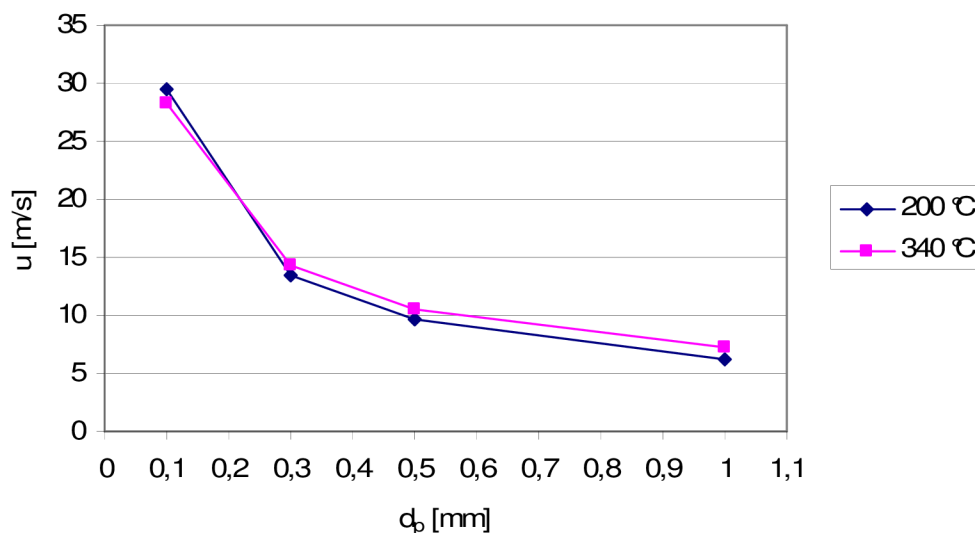
Velikost částic [mm]	2	1	0,5	0,3	0,1	0,01	0,001
Mezní rychlost proudění spalin (200 °C) [m/s]	4,06	6,15	9,59	13,5	29,5	162	513
Mezní rychlost proudění spalin (340 °C) [m/s]	5,01	7,25	10,6	14,3	28,2	81,6	251

Tab. 8 Mezní rychlost proudění spalin po rozšíření modelu o uvedenou sílu

Rozšířením původního modelu o sílu F_{elU} dojde k nárůstu mezní rychlosti proudění spalin, který je pro částice menší než 10 μm velmi výrazný. Tento výsledek potvrzuje teorii, podle které je příspěvek této síly k celkové adhezni síle velmi významný v případě malých částic. Další nárůst hodnot rychlosti proudění spalin potřebné k odstranění usazené částice daného rozměru způsobí rozšíření modelu o sílu F_{kap} . Rapidní zvýšení adhezni síly v případě malých částic (do 10 μm) opět potvrzuje teoretické předpoklady, dle kterých je pro tyto částice kapilární síla dokonce vyšší než deformační van der Waalsova síla (viz podkapitola 6.4). Nicméně i pro větší částice je příspěvek kapilární významný. Výsledky kompletního modelu dokazují, že rozšíření modelu o sílu F_{eli} významněji změní hodnoty mezní rychlosti proudění spalin pro částice větších rozměrů než pro malé částice, opět ve shodě s očekáváním.

Zajímavé je také srovnání vlivu teploty, a tedy změny vlastností proudícího média, na výsledné hodnoty. Je zřejmé, že změna viskozity a hustoty spalin se projeví výrazněji pouze u malých částic (do 10 μm), u větších částic jsou výsledky podobné. Obrovský rozdíl hodnot mezní rychlosti pro malé částice po přidání kapilární síly je způsoben značně rozdílnými hodnotami povrchového napětí vody pro teploty 200 °C, resp. 340 °C.

Z výsledků v tab. 8 c) a z grafu na obr. 25 lze usoudit, že vhodným uspořádáním výměníku a tedy vhodnou volbou rychlosti proudění spalin mezi trubkami ekonomizéru lze při ulpívání na teplosměnném povrchu odstranit až 80 % z celkového množství částic obsažených ve spalinách, neboť dosažení rychlostí kolem 30 m/s je v oblasti trubkového svazku reálné. Toto bude ukázáno v dalším odstavci. Výsledky kompletního modelu jsou pro názornost vyneseny do grafu (viz obr. 26). Pro vyšší vypovídající hodnotu křivek nejsou v grafu zahrnuty výsledné mezní rychlosti pro příliš malé (menší než 100 μm) ani příliš velké částice (2 mm).



Obr. 26 Grafická závislost mezní rychlosti proudění spalin v závislosti na velikosti částice – výpočet proveden kompletním modelem

Jak je však uvedeno v kapitole 7, tvorbu zárodků a tedy iniciaci zanášení na povrchu trubek způsobují nejmenší částice obsažené v proudu spalin. Experiment popsany v téže kapitole zkoumá možnost odstranění částic o velikosti desítek μm pomocí smykového napětí (tedy vhodnou rychlostí proudění) proudícího média. Jak však ukazují výsledky v tab. 8, zabránit usazování popelových částic takových rozměrů je při zahrnutí všech působících adhezních sil v reálném proudu spalin prakticky nemožné. Na prezentované výsledky analytického modelu je potřeba nahlížet s vědomím, že ne všechny v modelu zahrnuté síly působí na každou částici v proudu obsaženou. Uvedené hodnoty mezní rychlosti vypočítané kompletním modelem (tab. 8 c) jsou maximální a v praxi proto bude velmi pravděpodobně pro odstranění částice dané velikosti postačovat nižší rychlost proudění spalin v oblasti mezi trubkami ekonomizéru.

8.3 Návrh trubkového svazku ekonomizéru v software HTRI

Na základě výsledků analytického modelu byl proveden zjednodušený návrh ekonomizéru, k čemuž byl použit specializovaný program HTRI [26] ve verzi *Exchanger Suite Educational*, licence ÚPEI. Ekonomizér je představován jako svazek trubek (obr. 27), kterými protéká chladicí voda, uspořádaný v zákrytu ve spalinovém kanálu. Základní geometrické rozměry navrhovaného výměníku jsou přizpůsobeny údajům prezentovaným v použitých podkladech. Rozměry spalinového kanálu jsou voleny tak, aby bylo dosaženo rychlosti proudění daného množství spalin kolem 5 m/s [7]. Rozměr trubek ekonomizéru je shodný s rozměrem trubek užitých v experimentu [11]. Všechna data použitá jako zadané hodnoty pro návrh ekonomizéru jsou shrnuta v tab. 9.

a) geometrické parametry navrhovaného ekonomizéru

Šířka spalinového kanálu [mm]	1784
Výška spalinového kanálu [mm] (tj. délka trubek)	1396
Vnější průměr trubek [mm]	31,6
Tloušťka stěny trubek [mm]	2,5
Rozteč trubek za sebou [mm]	63,2
Materiál trubek	Nerezová ocel

b) charakteristiky proudu spalin

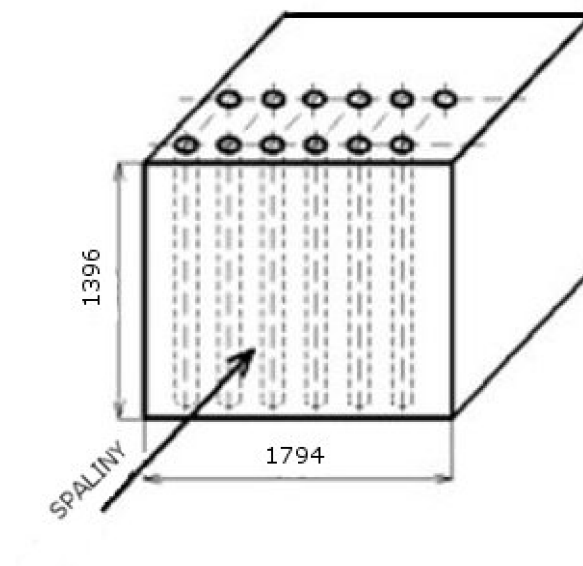
Tlak [kPa]	99,325
Teplota na vstupu do ekonomizéru [°C]	340
Teplota na výstupu z ekonomizéru [°C]	200
Průtok [kg/s]	5,8

c) charakteristiky proudu chladicí vody

Tlak [kPa]	900
Teplota na vstupu do ekonomizéru [°C]	140
Průtok [kg/s]	100

Tab. 9 Zadané hodnoty pro návrh ekonomizéru

Uvedené rozměry spalinového kanálu a hodnota průtoku spalin vedou k rychlosti proudění spalin v kanálu 4,13 m/s. Teplota vody na výstupu z ekonomizéru je dána tepelným výkonem výměníku, který je přímo určen teplotami, průtokem a tepelnou kapacitou spalin. Spaliny jsou v návrhu stejně jako v experimentu v kapitole 7 modelovány proudem teplého vzduchu. Pro jednoduchost není při návrhu zahrnut součinitel zanášení ani na jedné procesní straně.



Obr. 27 Uspořádání trubkového svazku ve spalinovém kanálu

Rychlost proudění spalin v oblasti mezi trubkami je dána roztečí trubek umístěných vedle sebe. Zmenšením rozteče dojde ke zvýšení počtu trubek v jedné řadě a ke zmenšení prostoru pro průtok spalin, s čímž souvisí vyšší rychlost proudění. Při návrhu byla tedy hlavní proměnnou hodnota rozteče trubek, která logicky vede také ke změně počtu řad trubek. Další ovlivněné parametry jsou velikost celkové plochy výměny tepla, tlakové ztráty na obou stranách a velikost celkového součinitele prostupu tepla. Pro možnost srovnání jednotlivých návrhů ekonomizéru se vypočítaná hodnota *overdesignu* pohybuje ve všech případech kolem 5 %.

Případ	A	B	C	D	E	F	G	H	I
Rozteč trubek [mm]	90,0	63,2	56,2	51,2	45,5	45,5	41,1	38,6	38,6
Mezera mezi trubkami [mm]	58,4	31,6	24,6	19,6	13,9	13,9	9,5	7	7
Počet trubek v řadě [-]	20	28	31	34	39	39	43	45	45
Počet řad [-]	62	33	26	21	15	15	11	9	9
Plocha výměny tepla [m ²]	143	106	93	82	71	71	59	51	51
Součinitel prostupu tepla [W/m ² .K]	53,96	72,79	83,37	93,62	108,7	108,3	130,5	151,3	149,8
Overdesign [%]	5,25	5,78	5,69	5,14	5,46	5,07	5,56	5,87	4,74
Výkon výměníku [kW]	849	849	849	849	849	849	849	849	849
Počet chodů v TP [-]	6	6	6	6	6	4	4	4	2
Δp spalin [Pa]	116	187	236	284	320	320	421	581	581
Rychlost vody [m/s]	0,97	1,39	1,57	1,91	2,49	1,66	2,26	2,16	0,86
Δp chladicí vody [kPa]	11,07	18,21	22,53	30,41	48,44	15,35	24,79	25,20	5,39
Rychlost proudění spalin mezi trubkami [m/s]	7,58	10,00	11,61	13,28	15,48	15,48	19,93	25,58	25,58

Tab. 10 Porovnání různých návrhů ekonomizéru s ohledem na rychlost proudění mezi trubkami

Celkově bylo pro dané podmínky provedeno 9 návrhů, jejichž hlavní charakteristiky jsou přehledně uspořádány v tab. 10. Z uvedených výsledků lze vyvodit více závěrů. Velká hodnota rozteče trubek (případ A) je nevhodná z několika důvodů. Trubky musí být umístěny ve více řadách, a tudíž dramaticky vzrůstá velikost výměníku a s tím související plocha výměny tepla. Velkou nevýhodou je malá hodnota rychlosti proudění mezi trubkami. Postupným snižováním rozteče trubek klesá počet řad trubek a také celková plocha výměny tepla. Při zachování stejného tepelného výkonu výměníku a teplotního rozdílu však musí narůstat hodnota součinitele prostupu tepla (viz rovnice (2.1)). Současně také dochází ke zvyšování hodnot rychlosti proudění mezi trubkami, což je vzhledem k zanášení velmi žádané. Jedinou nevýhodou jsou rostoucí tlakové ztráty na obou procesních stranách, což vede k růstu provozních nákladů (viz další kapitola). Růst tlakových ztrát na straně vody, související se zvyšující se rychlostí proudění vody, a také snižující se počet řad trubek mají za následek snížení počtu chodů v trubkovém prostoru. Jak ukazuje porovnání případů E – F a H – I, snížení počtu chodů je výhodné, jsou-li splněna technologická kritéria (např. minimální rychlost proudění vody v trubkovém svazku).

Snižování hodnoty rozteče trubek je limitováno velikostí mezery mezi trubkami postačující pro bezproblémový chod zařízení. Výsledná mezní rychlost v případech H a I je sice z hlediska zanášení velmi výhodná, avšak minimální vzdálenost trubek a s tím související obrovské tlakové ztráty na straně spalin vylučují možnost praktického provedení těchto návrhů. Z hlediska zanášení a z konstrukčně – technologického hlediska se jako optimální jeví případy F nebo G, nicméně velký vliv na konečný výběr má ekonomická analýza. Jednoduchá ekonomická analýza uvažující investiční, provozní a převedené náklady je popsána v následující kapitole.

Na závěr této kapitoly je nutno srovnat výsledky kompletního matematického modelu prezentované v tab. 8 c) s reálně dosažitelnými rychlostmi proudění spalin mezi trubkami ekonomizéru (tab. 10) pro dané geometrické upořádání a procesní parametry. Z výsledků je zřejmé, že při provedení ekonomizéru dle návrhu G dojde k odstranění naprosté většiny ulpívajících částic o velikosti větší než 200 μm (viz obr. 26). Lepšího výsledku by mohlo být dosaženo např. zvýšením průtoku spalin a s tím souvisejícím zvýšením rychlosti proudění v prázdném spalinovém kanálu.

9 Technicko – ekonomická analýza

Pro výběr vhodného typu výměníku z několika reálných návrhů by měla být použita technicko – ekonomická analýza, neboť důležitým faktorem výběru zařízení pro výměnu tepla jsou vedle jeho konstrukčně – technologických charakteristik také investiční (pořizovací) a provozní náklady. Tyto investiční a provozní náklady se počítají nejen pro samotný výměník, nýbrž pro celý systém výměny tepla včetně zařízení na dopravu procesních proudů. Pro lepší vypovídající hodnotu se tyto náklady převádí na časový úsek, většinou na dobu jednoho roku provozu zařízení. Při volbě mezi více možnými typy výměníků se nejčastěji volí ten, který se jeví z ekonomického hlediska jako optimální.

V této kapitole jsou uvedeny vztahy pro výpočet investičních, provozních a převedených nákladů na jeden rok dle [14] a [19]. Dále je také popsáno, na čem jednotlivé složky nákladů závisí a z čeho se skládají. Na závěr kapitoly je uveden příklad použití technicko – ekonomické analýzy při výběru optimálního uspořádání ekonomizéru z návrhů prezentovaných v předchozí kapitole.

9.1 Investiční náklady

V investičních nákladech jsou zohledněny zejména ceny materiálů, upevňovací konstrukce, nátěry, ceny za montáž resp. instalaci zařízení na procesní linku a také ceny za projekční a konstrukční práce. Pořizovací náklady se obvykle počítají užitím vztahů daných dřívějšími zkušenostmi. Tyto náklady závisí na typických parametrech zařízení jako plocha výměny tepla, celková hmotnost nebo výkon zařízení.

Investiční náklady systému výměny tepla se skládají z ceny výměníku a příslušných dopravních strojů (ventilátory, čerpadla).

9.1.1 Pořizovací náklady výměníku tepla

Pro stanovení pořizovacích nákladů na výměník tepla lze použít např. exponenciální model [15] [16], který je vyjádřen vztahem:

$$K_{AE} = a_E + b_E \cdot A_0^{C_E} \quad (9.1)$$

kde A_0 [m²] je velikost celkové teplosměnné plochy a zbývající členy jsou koeficienty, jejichž hodnoty pro různé typy výměníků lze najít v literatuře [17] [18].

Další možností jak spočítat pořizovací náklady na výměník je vynásobením ceny materiálu celkovou hmotností výměníku.

$$K_{AE} = W_E \cdot SpC \quad (9.2)$$

kde W_E značí celkovou hmotnost výměníku [kg] a člen SpC označuje cenu za kilogram materiálu [Kč/kg] včetně práce spojené s konstrukcí výměníku. Aktuální cenové rozpětí základních druhů ocelí je uvedeno v tab. 11.

Druh oceli	SpC [Kč/kg]
Uhlíková ocel	50 - 120
Nerezová ocel	180 – 220

Tab. 11 Cenové rozpětí za 1 kg materiálu [22]

9.1.2 Pořizovací náklady čerpadla, resp. ventilátoru

Pořizovací náklady na zařízení zajišťující dopravu procesního média lze stanovit např. dle [15] [16] ze vztahu:

$$K_{ACP} = a_{CP} + b_{CP} \cdot (\dot{V} \cdot \Delta p)^{c_{CP}} \quad (9.3)$$

kde \dot{V} [m³/s] je objemové průtočné množství dopravované pracovní látky, Δp [Pa] je celková tlaková ztráta média a a_{CP} , b_{CP} a c_{CP} jsou koeficienty zohledňující aktuální cenu zařízení. Hodnoty těchto koeficientů lze vypočítat nebo vyhledat v odborné literatuře [14]. Pro výpočet pořizovacích nákladů na ventilátory a čerpadla v této práci jsou použity aktuální hodnoty koeficientů pro rok 2008 uvedené v tabulce níže.

	a _{CP}	b _{CP}	c _{CP}
Hodnoty koeficientů pro ventilátory	0	79,55	0,883
Hodnoty koeficientů pro čerpadla	50435	166	0,68

Tab. 12 Hodnoty koeficientů pro stanovení pořizovacích nákladů zařízení

9.1.3 Celkové pořizovací náklady

Celkové pořizovací náklady systému výměny tepla jsou dány součtem pořizovacích nákladů všech zařízení (výměník, ventilátory, čerpadla), tedy:

$$K_A = K_{AE} + K_{ACP,vent} + K_{ACP,čerp} \quad (9.4)$$

9.2 Provozní náklady

Provozní náklady jsou spojené s přímým provozem daného výměníku tepla, tj. s dopravou příslušného média a s údržbou daného zařízení. Jde především o ceny za energii nezbytnou k získání potřebného tlakového spádu.

9.2.1 Náklady na energii

Provozní náklady na elektrickou energii K_B [Kč/hod] jsou závislé na objemovém průtočném množství, tlakových ztrátách a účinnosti daného zařízení na dopravu média. Tyto náklady lze dle [15] [16] stanovit ze vztahu (9.5).

$$K_B = k_E \cdot P_C \quad (9.5)$$

kde k_E [Kč/Wh] je cena jednotkového množství elektrické energie a P_C [W] je celkový příkon od všech zařízení v systému. Pro výpočet příkonu zařízení lze použít známého vztahu:

$$P_C = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta} \quad (9.6)$$

Celková účinnost η [-] je závislá na typu ventilátoru, resp. čerpadla. Tlaková ztráta ve vztahu (9.6) zahrnuje všechny tlakové ztráty v systému pro daný procesní proud.

9.2.2 Náklady na údržbu

Náklady na údržbu K_W [Kč] jsou částí provozních nákladů a zahrnují pravidelné roční revize a prohlídky, plánované údržby, opravy, příp. výměny některých poškozených částí zařízení. K poruchám správné funkce výměníků dochází v důsledku znečištění teplosměnných ploch, působení agresivních médií, teplotních dilatací apod. Pravidelná kontrola, údržba a čištění mohou výrazně prodloužit dobu technického života výměníku. Dle [20] lze tyto náklady vypočítat násobením celkových pořizovacích nákladů koeficientem m [-], tedy:

$$K_W = m \cdot K_A \quad (9.7)$$

Koeficient m (viz tab. 13) zohledňuje provozní podmínky, náchylnost k zanášení, aplikované metody čištění apod.

Náklady na údržbu	m [-]
Nízké	0,01 – 0,02
Střední	0,02 -0, 05
Vysoké	0,05 -0,10

Tab. 13 Hodnoty koeficientu m pro různé provozní podmínky

Náklady na údržbu jsou nízké v případech, kdy hrozí minimální nebezpečí znečištění nebo koroze teplosměnných ploch a výměník je opatřen automatickými čistícími systémy. Střední náklady na údržbu nastanou v případech, kde se očekává určitá úroveň zanášení a koroze, nicméně jsou plánovány pravidelné intervaly údržby a čištění. Hrozí-li nekontrolované příp. rychlé znečištění a silné opotřebení teplosměnných ploch náklady na údržbu budou vysoké. Totéž lze říci v případě zanedbání pravidelných prohlídek a čištění teplosměnných ploch.

9.3 **Převedené náklady a souhrnná rovnice ročních nákladů**

9.3.1 Vliv úročení a odepisování na roční náklady

Pro lepší možnost porovnání jednotlivých nákladů jsou všechny náklady převedeny na jednotku času, většinou na rok. K převedení celkových pořizovacích nákladů K_A a nákladů na údržbu K_W na roční výdaje je použit tzv. „anuitní“ faktor, kterým se uvedené druhy nákladů vynásobí. Tento faktor lze také chápat jako míru pro dobu odepisování zařízení.

Během doby provozu zařízení dochází k jeho opotřebování a stárnutí a tím také ke snížení jeho hodnoty, což se také projeví v celkových nákladech. S ohledem na úročení investičních nákladů lze vypočítat anuitní faktor dle [21] rovnicí:

$$a_f = \frac{p_u \cdot (1 + p_u)^n}{(1 + p_u)^n - 1} \quad (9.8)$$

kde p_u [-] je úroková míra poskytnutého úvěru a n [rok] doba splácení úvěru, která je obvykle stejná jako očekávaná doba technického života zařízení.

9.3.2 Vliv počtu provozních hodin

Provozní náklady na energii K_B se převedou na období jednoho roku (variabilní náklady K_V) vynásobením ročním ekvivalentem plného počtu hodin fondu pracovní doby τ_B [h/rok].

$$K_V = \tau_B \cdot K_B \quad (9.9)$$

Skutečný počet provozních hodin za rok se získá z počtu hodin maximálního ročního provozu ($\tau_{B,max} = 8760$ h) po odečtení počtu hodin, kdy zařízení stálo, bylo opravováno, čištěno atd. Obecně výměníky tepla nepracují během ročního provozu stále na plný výkon, ale jejich provoz je převážně nestabilní podle podmínek výroby. Obvyklá hodnota τ_B používaná pro výpočet variabilních nákladů je dle charakteru daného provozu 8000 nebo 5000 h/rok.

9.3.3 Souhrnná rovnice ročních nákladů

Celkové roční náklady K_G [Kč/rok] jsou tedy součet všech investičních a provozních nákladů převedených na jeden rok. Rovnici lze napsat např. ve tvaru:

$$K_G = \frac{1}{\xi} \cdot [a_f \cdot (K_A + K_W) + K_V] \quad (9.10)$$

kde ξ je součinitel spolehlivosti zařízení. Tento součinitel ($\xi \leq 1$) udává míru přídavných nákladů nezbytných k zajištění spolehlivého provozu zařízení mimo nákladů na běžnou údržbu.

9.4 Praktické použití technicko-ekonomické analýzy

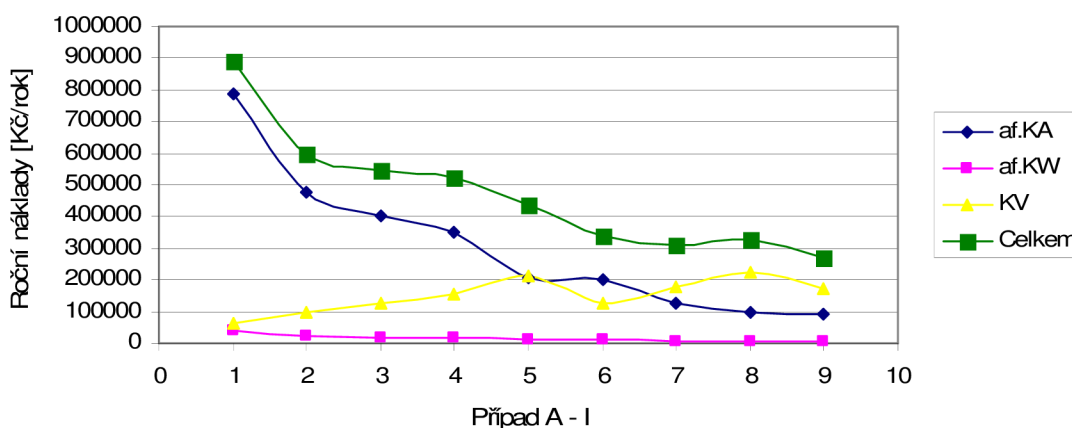
Aplikace technicko – ekonomické analýzy popsané v předchozích odstavcích bude provedena na příkladu ekonomizéru navrhovaného v předchozí kapitole. Cílem je najít optimální návrh výměníku z ekonomického hlediska.

Při výpočtu investičních nákladů na výměník bylo použito vztahu (9.2). Cena materiálu byla při uvažování nerezové oceli volena v souladu s tab. 11 180 Kč/kg. Objemový průtok byl vypočítán z hodnot hmotnostních průtoků (tab. 9) a hustoty dané pracovní látky. Hustota spalin (teplého vzduchu) byla uvažována na vstupu do ekonomizéru, tedy $\rho_g = 0,564$ kg/m³. Hodnota hustoty vody byla vypočítána pro provozní podmínky $\rho_{voda} = 926,4$ kg/m³. Výsledné hodnoty objemového průtoku jsou pro spaliny 10,28 m³/s a pro vodu 0,108 m³/s.

Při výpočtu provozních nákladů na energii byla uvažována účinnost 55 % u ventilátoru spalín a 60 % u čerpadla chladicí vody. Cena jednotky elektrické energie 1,83 Kč/kWh byla převzata z [27]. Koeficient m pro výpočet provozních nákladů na údržbu byl volen 0,05 dle tab. 12 s ohledem na předpokládané zanášení a především nasazení účinných čistících systémů.

Výsledné náklady byly převedeny na dobu jednoho roku pomocí anuitního faktoru a předpokládaného počtu provozních hodin $\tau_B = 8000$ h/rok. Uvažovaná úroková míra je 10 % a očekávaná doba životnosti zařízení 20 let. Součinitel spolehlivosti $\xi = 1$.

Jednotlivé členy rovnice (9.10) i celkové roční náklady jsou pro případy A – I z tab. 10 názorně graficky zobrazeny na obr. 28.



Obr. 28 Graf ročních nákladů jednotlivých návrhů ekonomizéru

Křivka pořizovacích nákladů má klesající tendenci, neboť celková plocha výměny tepla, a tedy i celková hmotnost výměníku, která tyto náklady nejvíce ovlivňuje, pro dané případy A – I také klesá. Tvar křivky provozních nákladů na energii určuje především příkon čerpadla chladicí vody. Patrný pokles v jinak rostoucím průběhu této křivky lze vysvětlit snížením počtu chodů v trubkovém prostoru (případy F a I), s čímž souvisí pokles tlakových ztrát na straně chladicí vody. Průběh křivky ročních nákladů na údržbu ukazuje malý vliv těchto nákladů na celkové náklady systému, avšak v případech, kdy se problém zanášení při návrhu neuvažuje, mohou tyto náklady tvořit významnou část celkových nákladů.

Z ekonomického hlediska se tedy jako optimální návrh ekonomizéru pro dané provozní podmínky jeví případ I, kde má křivka celkových ročních nákladů globální minimum. Nicméně, jak je uvedeno v předchozí kapitole, praktické provedení tohoto návrhu není vhodné z konstrukčně – technologických důvodů. Uspořádání, které nejlépe vyhovuje jak technickým, tak i ekonomickým požadavkům, je představováno návrhem G. Z hlediska technického je přijatelná úroveň tlakových ztrát na straně spalín i rozteč trubek. Hodnota maximální rychlosti proudění spalín mezi trubkami 19,93 m/s je s ohledem na zanášení a výsledky prezentované v podkapitole 8.2 taktéž uspokojivá. Křivka celkových ročních nákladů má v tomto případě své lokální minimum, což potvrzuje vhodnost tohoto návrhu i z ekonomického hlediska.

Zajímavé je také srovnání s výsledky programu HTRI, které jsou uvedeny pro všechny případy návrhu ekonomizéru jako příloha č.5 této práce. Tento program počítá pro každý návrh také relativní faktor nákladů (anglicky *cost factor*), který zohledňuje velikost celkové plochy výměny tepla, náklady na materiál trubek, výpočtový tlak a délku trubek. Dle tohoto

relativního faktoru se jako optimální návrh uspořádání ekonomizéru z ekonomického hlediska jeví případ C s maximální rychlostí proudění spalin 11,61 m/s. Nicméně vzhledem k nízké hodnotě této rychlosti, a tudíž vyšší úrovně zanášení v průběhu provozu ekonomizéru, není jeho praktické provedení na lince ve spalovně odpadů výhodné.

10 Závěr

Zanášení zařízení na výměnu tepla na linkách ve spalovnách odpadů je komplexní problém, který ovlivňuje mnoho parametrů, které spolu často úzce souvisí. Rozšíření matematického modelu na výpočet mezní rychlosti proudění spalin mezi trubkami výměníku o elektrostatické a kapilární síly působící při kontaktu částice s povrchem trubky přibližuje dosažené výsledky reálným hodnotám z praxe. Nicméně uvedený model neuvažuje další parametry, které mají na zanášení ve spalovnách významný vliv, a mohou tedy výslednou hodnotu mezní rychlosti proudění spalin pro potřeby prevence zanášení snížit nebo zvýšit. Jsou to např. rozdělení (distribuce) velikosti popelových částic obsažených ve spalinách, složení odpadu a použitého paliva, obsah přísad proti zanášení ve spalinovém proudu či použité metody čištění. Především distribuce částic je velmi důležitý faktor. Hodnoty potřebné mezní rychlosti budou určitě odlišné v případě, kdy 80 % všech částic bude menší než 100 μm , než v případě např. 30 % obsahu částic této velikosti ve spalinovém proudu. Vliv tohoto faktoru stejně jako možnost odstraňování již usazených malých částic nárazem částic větších rozměrů je nutno dále zkoumat, což je zdůrazněno i v literatuře [11].

I tak lze však výsledky modelu použít jako vodítko pro efektivnější návrh zařízení na výměnu tepla, neboť správnou funkci modelu dokazuje srovnání výsledků s experimentálně získanými údaji v kapitole 7.

Jako příklad použití modelu v praxi je uveden zjednodušený návrh optimálního uspořádání trubkového svazku ekonomizéru. Většina použitých procesních parametrů (teploty, tlaky, geometrie, aj.) vychází z údajů ze spaloven odpadů. Několik možných návrhů uspořádání výměníku získaných výpočtem v programu HTRI je porovnáno s výsledky modelu, na jejichž základě lze zvolit nejlepší řešení z hlediska zanášení. Je-li známa průměrná velikost popelovin ve spalinách (např. z měření na již instalovaných podobných zařízeních), je možno předpovědět očekávanou úroveň zanášení a tuto zohlednit při volbě součinitele zanášení na straně spalin.

Výhodná řešení ekonomizéru z hlediska zanášení je nutno porovnat z ekonomického hlediska. Ekonomická analýza prezentovaná v této práci je založena na převedení všech druhů nákladů na jeden rok provozu zařízení, což vede k možnosti přehledného srovnání jednotlivých návrhů. Následně je zvoleno to uspořádání výměníku, které je vhodné nejen z technologicky – konstrukčního, ale také z ekonomického hlediska.

Závěrem lze tedy říci, že všech hlavních cílů bylo dosaženo a výsledky této práce lze dále použít ve vývoji modelů predikce průběhu zanášení zařízení na výměnu tepla instalovaných na linkách ve spalovnách odpadů, který by měl směřovat v zahrnutí výše uvedených parametrů do analytického modelu.

Seznam použité literatury

- [1] Král, J. *Konstrukčně-provozní prevence zanášení trubkových zařízení na výměnu tepla na linkách termického zneškodňování odpadů*. Brno 2007. 70 s. Diplomová práce na FSI VUT v Brně. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.
- [2] Abd-Elhady, M. S., Rindt, C. C. M., Wijers, J. G., van Steenhoven, A. A.: Removal of particles from powdery fouled surfaces. In *Proceedings of the Twelfth International Heat Transfer Conference*, Grenoble, France, 2002. vol. 2, pp. 687 – 692.
- [3] Bowling, R. A.: A theoretical review of particle adhesion. In *Particles on Surfaces 1: Detection, Adhesion and Removal*. New York: Mittal, K. L., Plenum Press, 1988. pp. 129 – 142.
- [4] Sharma, M. M., Chamoun, H., Sarma, D., Schechter, R.: Factors controlling the hydrodynamic detachment of particles from surfaces. *Journal of Colloid interface Science*, 1992, vol. 149, pp. 121 – 134.
- [5] Kukulka, D. J., Baier, R. E., Mollendorf, J. C.: Factors Associated with Fouling in the Process Industry. *Heat Transfer Engineering*, 2004, vol. 25, no. 5, pp. 23 – 29.
- [6] Šesták, J. a kol.: *Transportní a termodynamická data pro výpočet aparátů a strojního zařízení*. Praha: Ediční středisko ČVUT Praha, 1981.
- [7] van Beek, M. C., Rindt, C. C. M., Wijers, J. G., van Steenhoven, A. A.: Analysis of Fouling in Refuse Waste Incinerators. *Heat Transfer Engineering*, 2001, vol. 22, pp. 22 – 31.
- [8] Bennett, C. A., Kistler, R. S., Lestina, T. G., King, D. C.: Improving Heat Exchanger Designs. *Chemical Engineering Progress*, 2007, vol. 4, pp. 40 – 45.
- [9] Tubular Exchanger Manufacturers Association: *Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association*. 8th ed. New York: TEMA. 1999.
- [10] Rogers, L. N., Reed, J.: The adhesion of particles undergoing an elastic – plastic impact with a surface. In *Appl. Phys.*. UK: J. Phys. D, 1984. vol. 17, pp. 677 – 689.
- [11] Abd-Elhady, M. S., Rindt, C. C. M., Wijers, J. G., van Steenhoven, A. A., Bramer, E. A., van der Meer, T. H.: Minimum gas speed in heat exchangers to avoid particulate fouling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2004, vol. 47, pp. 3943 – 3955.
- [12] Zhang, F., Busnaina, A. A., Fury, M. A., Wang, S.: The Removal of Deformed Submicron Particles from Silicon Wafers by Spin Rinse and Megasonics. *Journal of Electronic Materials*, 2000, vol. 29, no. 2, pp. 199 – 204.
- [13] PREWIN Technical Document: *WI plant component cleaning to reduce corrosion and maximize energy efficiency*. Termizo a.s., 2005. 18 p.
- [14] Jegla, Z.: *Integrace pecí do procesů za účelem redukce spotřeby energie*. Brno 1999. Disertační práce na FSI VUT v Brně.
- [15] Jegede, F. O., Polley, G. T.: Optimum Heat Exchanger Design. *Trans IChemE*, 1992, vol. 70, part A, pp. 133 – 141.

- [16] Reppich, M.: *Optimale Auslegung von Rohrbündelwärmeübertragern mit Umlenksegmenten*. Brno 1993. Disertační práce na FSI VUT v Brně.
- [17] Hall, S. G., Ahmad, S., Smith, R.: Capital Cost Targets for Heat Exchanger Networks Comprising Mixed Materials of Construction, Pressure, Ratings and Exchanger Types. *Computers and Chemical Engineering*, 1990, vol. 14, no. 3, pp. 319 – 335.
- [18] Purohit, G. P.: Estimating costs of shell-and-tube heat exchangers. *Chemical Engineering*, 1983, vol. 95, no. 22, pp. 56 – 67.
- [19] Jegla, Z., Stehlík, P., Kohoutek, J.: Alternative Approach in Optimization of Plate Type Heat Exchangers. *Heat Transfer Engineering*, 2004, vol. 25, pp. 6 – 15.
- [20] Schnell, H.: Technisch-wirtschaftliche Optimierung von Wärmeaustauschern. In *Handbuch Wärmeübertragung*. Essen: Vulkan-Verlag, 1991.
- [21] Peters, M. S., Timmerhaus, K. D.: *Plant Design and Economics for Chemical Engineers*. 3rd ed., New York: McDraw-Hill, 1981.
- [22] Interní sdělení: Strojírny a opravny Milenov spol. s r.o., Hranice, 2008.
- [23] Maverick Inspection Ltd., Canada [online], last modified: 04/2007. [cit. 20. dubna 2008]. Dostupné z <http://www.maverickinspection.com/>.
- [24] Clyde Bergemann GmbH, Wesel, Germany [online], last modified: 04/2008 [cit. 20. dubna 2008]. Dostupné z http://www.clydebergemann.de/content_manager/go/ID/18982.
- [25] In-Con Service Co., LTD., Bangkok, Thailand [online], last modified: 05/2008 [cit. 10. května 2008] Dostupné z <http://www.in-congroup.com/en/service-dryice.html>.
- [26] Heat Transfer Research, Inc., Venture Drive, College Station, Texas, USA [online], last modified: 18th of March, 2008 [cit. 15. května 2008] Dostupné z <http://www.htri-net.com/index.html>.
- [27] TZB-info, Topinfo s. r. o., Praha, ČR [online]. Zveřejněno dne 16. 8. 2007. [cit. 15. května 2008] Dostupné z <http://www.tzb-info.cz/t.py?t=2&i=4299&h=3>.

Přílohy

Příloha č. 1 – Původní matematický model v nerozšířeném tvaru

Příloha č. 2 – Matematický model rozšířený o elektrostatickou „dvojvrstvou“ sílu F_{elU}

Příloha č. 3 – Matematický model rozšířen o kapilární sílu F_{kap} a sílu F_{elU}

Příloha č. 4 – Matematický model rozšířen o elektrostatickou „coulombickou“ sílu F_{eli} , síly F_{kap} a F_{elU} – model v kompletní podobě

Příloha č. 5 – Tabulky s výsledky programu HTRI pro jednotlivé návrhy ekonomizéru

Příloha č. 6 – CD se zdrojovými daty

Příloha č. 1 – Původní matematický model v nerozšířeném tvaru

> restart;

Deformační polomer:

> r1:=alpha=R[1]-((R[1]^2)-(d/2)^2)^0.5;

$$r1 := \alpha = R_1 - \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5}$$

R1...polomer castice [m]

d...stykový průměr castice [m]

alfa...deformační polomer [m]

Gravitační síla:

> r2:=F[g]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[c]*g;

$$r2 := F_g = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g$$

Fg...gravitační síla [N]

rhoc...hustota castice [kg/m³]

g...gravitační zrychlení [m/s²]

Vztlaková síla:

> r3:=F[b]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[g]*g;

$$r3 := F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Fb...vztlaková síla [N]

rhog...hustota spalin [kg/m³]

Rozdíl gravitační a vztlakové síly:

> r3a:=r2-r3;

$$r3a := F_g - F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Treci sila:

$$> r4 := F[D] = C[d] * 1/2 * \rho[g] * (u[c])^2 * \text{Pi} * (R[1])^2;$$

$$r4 := F_D = \frac{1}{2} C_d \rho_g u_c^2 \pi R_1^2$$

FD...treci sila [N]

Cd...parametr zavisly na Re [-]

uc...rychlost proudu spalín ve vzdalenosti od povrchu trubek rovne polomeru castice [m/s]

Reynoldsovo cislo pro castici:

$$> r5 := R[eP] = 2 * R[1] * u[c] * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r5 := R_{eP} = \frac{2 R_1 u_c \rho_g}{\eta_g}$$

ReP...Reynoldsovo cislo pro castici [-]

etag...Dynamicka viskozita spalín [Pa.s]

Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubí:

$$> r6 := R[eD] = u * Dt * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r6 := R_{eD} = \frac{u Dt \rho_g}{\eta_g}$$

ReD...Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubí [-]

u...mezni rychlost spalín [m/s]

Dt...prumer potrubí [m]

Vyjadreni soucinitele treni lambda:

$$> r7 := 4 * f[o] = \lambda;$$

$$r7 := 4 f_o = \lambda$$

fo...soucinitel treni [-]

lambda...soucinitel treni [-]

> r8:=f[o]=solve(r7, f[o]);

$$r8 := f_o = \frac{1}{4} \lambda$$

Tloustka podvrstvy:

> r9:=delta[g]=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));

$$r9 := \delta_g = \frac{2 Dt}{R_e D f_o}$$

deltag...tloustka podvrstvy [m]

Vztah mezi rychlosti spalin ve vzdalenosti R1 od povrchu trubek a mezni rychlosti spalin:

> r10:=u[c]=(u*R[1])/delta[g];

$$r10 := u_c = \frac{u R_1}{\delta_g}$$

Vznosna sila:

> r11:=F[1]=0.076*eta[g]*2*R[1]*u[c]*(R[eG])^0.5;

$$r11 := F_1 = 0.152 \eta_g R_1 u_c R_{eG}^{0.5}$$

F1...vznosna sila [N]

ReG...Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve [-]

Predpoklad linearniho profilu rychlosti v laminarni podvrstve:

> r12:=du/dy=u/delta[g];

$$r12 := \frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta_g}$$

> r13:=u/delta[g];

$$r13 := \frac{u}{\delta_g}$$

Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve:

$$> r14 := R[eG] = (((2 * R[1])^2) * \rho[g]) / \eta[g] * (u / \delta[g]);$$

$$r14 := R_{eG} = \frac{4 R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}$$

Van der Waalsova sila:

$$> r16 := F[\text{vdW}] = (A * R[1] / (6 * z[0]^2)) * (1 + (a^2) / (R[1] * z[0]));$$

$$r16 := F_{\text{vdW}} = \frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2}$$

FvdW...van der Waalsova sila pro castici i se zohlednenim deformace castice [N]

A...Hamakerova konstanta [kg.m²/s²]

a...polomer stykove plochy castice [m]

z0...vzdalenost mezi castici a povrchem [m]

Elektrostaticka pritazлива sila:

$$> r17 := F[\text{eli}] = 0;$$

$$r17 := F_{\text{el}} = 0$$

Feli...elektrostaticka pritazлива sila [N]

R1...polomer castice [m]

Elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem:

$$> r18 := F[\text{elU}] = 0;$$

$$r18 := F_{\text{elU}} = 0$$

FelU...elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem [N]

R1...polomer castice [m]

U...elektricke napeti [V]

Kapilarni pritazliva sila:

> r19:=F[kap]=0;

$$r19 := F_{kap} = 0$$

Fkap...kapilarni pritazliva sila [N]

R1...polimer castice [m]

Pomer hydrodynamickeho treciho momentu a rovnovazneho (klidoveho) momentu:

> r20:=RM='((1.399*R[1]-alpha)*F[D])/((F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a)';

$$r20 := RM = \frac{(1.399 R_1 - \alpha) F_D}{(F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a}$$

Podminka RM=1, potom:

> r21:=(F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a=(1.399*R[1]-alpha)*F[D]';

$$r21 := (F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a = (1.399 R_1 - \alpha) F_D$$

> r22:=subs(r1,r2,r3,r4,r5,r6,r8,r9,r10,r11,r12,r14,r16,r17,r18,r19,r21);

$$r22 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - 0.3040000000 \eta_g R_1 u_c \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r23:=subs(r10,r22);

$$r23 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - \frac{0.3040000000 \eta_g R_1^2 u \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5}}{\delta_g} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r24:=simplify(r23);

$$r24 := \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} z_0^3} \right) a}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

Prevod rozepsane rovnice r24 na tvar f(x)=0:

> rFX:=lhs(r24)-rhs(r24);

$$rFX := \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} z_0^3} \right) a}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

> drFX:=diff(rFX,u);

$$drFX := \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} z_0^3} + \frac{5.700000000 \cdot 10^7 R_1^4 u z_0^3 \rho_g}{\sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \delta_g}} \right) a}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.003141592654 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u R_1^4}{\delta_g^2}$$

> Dt:=31.6e-3; # prumer trubky vymeniku[m]
rho[g]:=0.731; # hustota spalin [kg/m3]
eta[g]:=26.24e-6; # viskozita spalin [Pa*s]
R[1]:=1000e-6;#5e-6; # polomer castice[m]
rho[c]:=208;#8800;#8960; # hustota (spalin.,bronzove,medene) castice [kg/m3]
RelDr:=0.2e-3/Dt; # relativni drsnost
A:=12.2e-20; # Hamakerova konstanta pro spaliny [J]
z[0]:=((65e-4)/20)*R[1]+130.75e-10; # vzdalenost mezi castici a podkladem [m]
a:=0.1*R[1]; # polomer stykove plochy castice [m]
d:=2*a; # stykovy prumer castice [m]
gg:=9.81; # gravitacni zrychleni [m/s2]
U:=0.5; # Elektricke napeti (priblizna hodnota) [V]
gammavoda:=37.69e-3;#5.59e-3;#37.69e-3; # Povrchove napeti vody (pro 340°C, pro 200°C) [N/m]

$$Dt := 0.0316$$

$$\rho_g := 0.731$$

$$\eta_g := 0.00002624$$

$$R_1 := 0.001000$$

$\rho_c := 208$

$ReIDr := 0.006329113924$

$A := 1.22 \cdot 10^{-19}$

$z_0 := 3.380750000 \cdot 10^{-7}$

$a := 0.0001000$

$d := 0.0002000$

$gg := 9.81$

$U := 0.5$

$\text{gammavoda} := 0.03769$

> ux:=10.0:

u:=0.0:

it:=0:

```
>while                                abs(ux-u)>0.001                                do
it:=it+1;
u:=ux;
R[eD]:=u*Dt*rho[g]/eta[g];
f[o]:=(1/4)*(1/(-2*log10((6.81/R[eD])^0.9+(ReIDr/(3.7*Dt))))))^2;
delta[g]:=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));
uc:=(u*R[1])/delta[g];
R[eP]:=2*R[1]*uc*rho[g]/eta[g];
if      R[eP]<20      then      Cd:=24/R[eP]      else      Cd:=1.22:end      if;
Cd:=Cd;
rFX      :=-0.26666666666e-8*(-62500000.*A*delta[g]*R[1]*z[0]-62500000.*A*delta[g]*a^2-
1570796327.*R[1]^3*rho[c]*gg*z[0]^3*delta[g]+1570796327.*R[1]^3*rho[g]*gg*z[0]^3*delta[
g]+114000000.*eta[g]*R[1]^2*u*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3)*a/(z[0]^3*d
elta[g])-0.1570796327e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u^2*R[1]^4/delta[g]^2;
drFX      :=-0.26666666666e-
8*(114000000.*eta[g]*R[1]^2*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3+57000000.00*
R[1]^4*u*z[0]^3*rho[g]/((R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*delta[g]))*a/(z[0]^3*delta[g
])-0.3141592654e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u*R[1]^4/delta[g]^2;
ux:=u-rFX/drFX;
Rozdil:=abs(ux-u);
end do;
```

Pocet iteraci

> it;

46

Zjistena mezni rychlost zanaseni [m/s]

> u;

1.025645653

>

Příloha č. 2 – Matematický model rozšířený o elektrostatickou „dvojvrstvou“ sílu F_{el}

> restart;

Deformační polomer:

> r1:=alpha=R[1]-((R[1]^2)-(d/2)^2)^0.5;

$$r1 := \alpha = R_1 - \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5}$$

R1...polomer castice [m]

d...stykový průměr castice [m]

alfa...deformační polomer [m]

Gravitační síla:

> r2:=F[g]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[c]*g;

$$r2 := F_g = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g$$

Fg...gravitační síla [N]

rhoc...hustota castice [kg/m³]

g...gravitační zrychlení [m/s²]

Vztlaková síla:

> r3:=F[b]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[g]*g;

$$r3 := F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Fb...vztlaková síla [N]

rhog...hustota spalin [kg/m³]

Rozdíl gravitační a vztlakové síly:

> r3a:=r2-r3;

$$r3a := F_g - F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Treci sila:

$$> r4 := F[D] = C[d] * 1/2 * \rho[g] * (u[c])^2 * \text{Pi} * (R[1])^2;$$

$$r4 := F_D = \frac{1}{2} C_d \rho_g u_c^2 \pi R_1^2$$

FD...treci sila [N]

Cd...parametr zavisly na Re [-]

uc...rychlost proudu spalín ve vzdálenosti od povrchu trubek rovne polomeru castice [m/s]

Reynoldsovo cislo pro castici:

$$> r5 := R[eP] = 2 * R[1] * u[c] * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r5 := R_{eP} = \frac{2 R_1 u_c \rho_g}{\eta_g}$$

ReP...Reynoldsovo cislo pro castici [-]

etag...Dynamicka viskozita prouzeni [Pa.s]

Reynoldsovo cislo pro prouzeni v potrubí:

$$> r6 := R[eD] = u * Dt * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r6 := R_{eD} = \frac{u Dt \rho_g}{\eta_g}$$

ReD...Reynoldsovo cislo pro prouzeni v potrubí [-]

u...mezni rychlost spalín [m/s]

Dt...prumer potrubí [m]

Vyjadreni soucinitele treni lambda:

$$> r7 := 4 * f[o] = \lambda;$$

$$r7 := 4 f_o = \lambda$$

fo...soucinitel treni [-]

lambda...soucinitel treni [-]

> r8:=f[o]=solve(r7, f[o]);

$$r8 := f_o = \frac{1}{4} \lambda$$

Tloustka podvrstvy:

> r9:=delta[g]=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));

$$r9 := \delta_g = \frac{2 Dt}{R_e D f_o}$$

deltag...tloustka podvrstvy [m]

Vztah mezi rychlosti spalin ve vzdalenosti R1 od povrchu trubek a mezni rychlosti spalin:

> r10:=u[c]=(u*R[1])/delta[g];

$$r10 := u_c = \frac{u R_1}{\delta_g}$$

Vznosna sila:

> r11:=F[1]=0.076*eta[g]*2*R[1]*u[c]*(R[eG])^0.5;

$$r11 := F_1 = 0.152 \eta_g R_1 u_c R_{eG}^{0.5}$$

F1...vznosna sila [N]

ReG...Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve [-]

Predpoklad linearniho profilu rychlosti v laminarni podvrstve:

> r12:=du/dy=u/delta[g];

$$r12 := \frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta_g}$$

> r13:=u/delta[g];

$$r13 := \frac{u}{\delta_g}$$

Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve:

$$> r14 := R[eG] = (((2 * R[1])^2) * \rho[g]) / \eta[g] * (u / \delta[g]);$$

$$r14 := R_{eG} = \frac{4 R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}$$

Van der Waalsova sila:

$$> r16 := F[\text{vdW}] = (A * R[1] / (6 * z[0]^2)) * (1 + (a^2) / (R[1] * z[0]));$$

$$r16 := F_{\text{vdW}} = \frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2}$$

FvdW...van der Waalsova sila pro castici i se zohlednenim deformace castice [N]

A...Hamakerova konstanta [kg.m²/s²]

a...polomer stykove plochy castice [m]

z0...vzdalenost mezi castici a povrchem [m]

Elektrostaticka pritazлива sila:

$$> r17 := F[\text{eli}] = 0;$$

$$r17 := F_{\text{elU}} = 0$$

Feli...elektrostaticka pritazлива sila [N]

R1...polomer castice [m]

Elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem:

$$> r18 := F[\text{elU}] = 4 * 10^{(-5)} * 10^{(-3)} * 10^6 * 2 * R[1] * U^2;$$

$$r18 := F_{\text{elU}} = \frac{2}{25} R_1 U^2$$

FelU...elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem [N]

R1...polomer castice [m]

U...elektricke napeti [V]

Kapilarni pritazliva sila:

> r19:=F[kap]=0;

$$r19 := F_{kap} = 0$$

Fkap...kapilarni pritazliva sila [N]

R1...polomer castice [m]

Pomer hydrodynamickeho treciho momentu a rovnovazneho (klidoveho) momentu:

> r20:=RM='((1.399*R[1]-alpha)*F[D])/((F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a)';

$$r20 := RM = \frac{(1.399 R_1 - \alpha) F_D}{(F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a}$$

Podminka RM=1, potom:

> r21:=(F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a=(1.399*R[1]-alpha)*F[D]';

$$r21 := (F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a = (1.399 R_1 - \alpha) F_D$$

> r22:=subs(r1,r2,r3,r4,r5,r6,r8,r9,r10,r11,r12,r14,r16,r17,r18,r19,r21);

$$r22 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{\alpha^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + \frac{2}{25} R_1 U^2 - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - 0.3040000000 \eta_g R_1 u_c \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r23:=subs(r10,r22);

$$r23 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{\alpha^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + \frac{2}{25} R_1 U^2 - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - \frac{0.3040000000 \eta_g R_1^2 u \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5}}{\delta_g} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r24:=simplify(r23);

$$r24 = \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g - 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.1400000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) a}{\frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}}$$

Prevod rozepsane rovnice r24 na tvar f(x)=0:

> rFX:=lhs(r24)-rhs(r24);

$$rFX = \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g - 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 1.1400000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) a}{\frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}}$$

> drFX:=diff(rFX,u);

$$drFX = \frac{2.666666666 \cdot 10^{-9} \left(1.1400000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 + \frac{5.700000000 \cdot 10^7 R_1^4 u z_0^3 \rho_g}{\sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} \delta_g} \right) a}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.003141592654 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u R_1^4}{\delta_g^2}$$

> Dt:=31.6e-3; # prumer trubky vymeniku[m]
rho[g]:=0.731; # hustota spaliny [kg/m3]
eta[g]:=26.24e-6; # viskozita spaliny [Pa*s]
R[1]:=1000e-6;#5e-6; # polomer castice[m]
rho[c]:=208;#8800;#8960; # hustota (spalin.,medene,bronzove) castice [kg/m3]
RelDr:=0.2e-3/Dt; # relativni drsnost
A:=12.2e-20; # Hamakerova konstanta pro spaliny [J]
z[0]:=((65e-4)/20)*R[1]+130.75e-10; # vzdalenost mezi castici a podkladem [m]
a:=0.1*R[1]; # polomer stykove plochy castice [m]
d:=2*a; # stykovy prumer castice [m]
gg:=9.81; # gravitacni zrychleni [m/s2]
U:=0.5; # Elektricke napeti (priblizna hodnota) [V]
gammavoda:=37.69e-3;#5.59e-3;#37.69e-3; # Povrchove napeti vody (pro 340°C, pro 200°C) [N/m]

$$Dt := 0.0316$$

$$\rho_g := 0.731$$

$$\eta_g := 0.00002624$$

$$R_1 := 0.001000$$

$\rho_c := 208$

$ReIDr := 0.006329113924$

$A := 1.22 \cdot 10^{-19}$

$z_0 := 3.380750000 \cdot 10^{-7}$

$a := 0.0001000$

$d := 0.0002000$

$gg := 9.81$

$U := 0.5$

$\text{gammavoda} := 0.03769$

> ux:=10.0:

u:=0.0:

it:=0:

```
> while                                abs(ux-u)>0.001                                do
  it:=it+1;
  u:=ux;
  R[eD]:=u*Dt*rho[g]/eta[g];
  f[o]:=(1/4)*(1/(-2*log10((6.81/R[eD])^0.9+(ReIDr/(3.7*Dt))))))^2;
  delta[g]:=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));
  uc:=(u*R[1])/delta[g];
  R[eP]:=2*R[1]*uc*rho[g]/eta[g];
  if      R[eP]<20      then      Cd:=24/R[eP]      else      Cd:=1.22:end      if;
  Cd:=Cd;
  rFX                                          :=0.266666666666e-
  8*(62500000.*A*delta[g]*R[1]*z[0]+62500000.*A*delta[g]*a^2+1570796327.*R[1]^3*rh
  o[c]*gg*z[0]^3*delta[g]+30000000.*R[1]*U^2*z[0]^3*delta[g]-
  1570796327.*R[1]^3*rho[g]*gg*z[0]^3*delta[g]-
  114000000.*eta[g]*R[1]^2*u*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3)*a/(z[0]^3*
  delta[g])-0.1570796327e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
  1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u^2*R[1]^4/delta[g]^2;
  drFX                                          :=0.266666666666e-8*(-
  114000000.*eta[g]*R[1]^2*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3-
  57000000.00*R[1]^4*u*z[0]^3*rho[g]/((R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*delta[g])
  )*a/(z[0]^3*delta[g])-0.3141592654e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
  1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u*R[1]^4/delta[g]^2;
  ux:=u-rFX/drFX;
  Rozdil:=abs(ux-u);
end do:
```

Pocet iteraci

> it;

39

Zjistena mezni rychlost zanaseni [m/s]

> u;

1.411562300

>

Příloha č. 3 – Matematický model rozšířen o kapilární sílu F_{kap} a sílu F_{elU}

> restart;

Deformační polomer:

> r1:=alpha=R[1]-((R[1]^2)-(d/2)^2)^0.5;

$$r1 := \alpha = R_1 - \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5}$$

R1...polomer castice [m]

d...stykový průměr castice [m]

alfa...deformační polomer [m]

Gravitační síla:

> r2:=F[g]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[c]*g;

$$r2 := F_g = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g$$

Fg...gravitační síla [N]

rhoc...hustota castice [kg/m³]

g...gravitační zrychlení [m/s²]

Vztlaková síla:

> r3:=F[b]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[g]*g;

$$r3 := F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Fb...vztlaková síla [N]

rhog...hustota spalin [kg/m³]

Rozdíl gravitační a vztlakové síly:

> r3a:=r2-r3;

$$r3a := F_g - F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Treci sila:

$$> r4 := F[D] = C[d] * 1/2 * \rho[g] * (u[c])^2 * \text{Pi} * (R[1])^2;$$

$$r4 := F_D = \frac{1}{2} C_d \rho_g u_c^2 \pi R_1^2$$

FD...treci sila [N]

Cd...parametr zavisly na Re [-]

uc...rychlost proudu spalín ve vzdálenosti od povrchu trubek rovne polomeru castice [m/s]

Reynoldsovo cislo pro castici:

$$> r5 := R[eP] = 2 * R[1] * u[c] * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r5 := R_{eP} = \frac{2 R_1 u_c \rho_g}{\eta_g}$$

ReP...Reynoldsovo cislo pro castici [-]

etag...Dynamicka viskozita proudeni [Pa.s]

Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubí:

$$> r6 := R[eD] = u * Dt * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r6 := R_{eD} = \frac{u Dt \rho_g}{\eta_g}$$

ReD...Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubí [-]

u...mezni rychlost spalín [m/s]

Dt...prumer potrubí [m]

Vyjadreni soucinitele treni lambda:

$$> r7 := 4 * f[o] = \lambda;$$

$$r7 := 4 f_o = \lambda$$

fo...soucinitel treni [-]

lambda...soucinitel treni [-]

> r8:=f[o]=solve(r7, f[o]);

$$r8 := f_o = \frac{1}{4} \lambda$$

Tloustka podvrstvy:

> r9:=delta[g]=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));

$$r9 := \delta_g = \frac{2 Dt}{R_e D f_o}$$

deltag...tloustka podvrstvy [m]

Vztah mezi rychlosti spalin ve vzdalenosti R1 od povrchu trubek a mezni rychlosti spalin:

> r10:=u[c]=(u*R[1])/delta[g];

$$r10 := u_c = \frac{u R_1}{\delta_g}$$

Vznosna sila:

> r11:=F[1]=0.076*eta[g]*2*R[1]*u[c]*(R[eG])^0.5;

$$r11 := F_1 = 0.152 \eta_g R_1 u_c R_{eG}^{0.5}$$

F1...vznosna sila [N]

ReG...Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve [-]

Predpoklad linearniho profilu rychlosti v laminarni podvrstve:

> r12:=du/dy=u/delta[g];

$$r12 := \frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta_g}$$

> r13:=u/delta[g];

$$r13 := \frac{u}{\delta_g}$$

Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve:

$$> r14 := R[eG] = (((2 * R[1])^2) * \rho[g]) / \eta[g] * (u / \delta[g]);$$

$$r14 := R_{eG} = \frac{4 R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}$$

Van der Waalsova sila:

$$> r16 := F[\text{vdW}] = (A * R[1] / (6 * z[0]^2)) * (1 + (a^2) / (R[1] * z[0]));$$

$$r16 := F_{\text{vdW}} = \frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2}$$

FvdW...van der Waalsova sila pro castici i se zohlednenim deformace castice [N]

A...Hamakerova konstanta [kg.m2/s2]

a...polomer stykove plochy castice [m]

z0...vzdalenost mezi castici a povrchem [m]

Elektrostaticka pritazлива sila:

$$> r17 := F[\text{eli}] = 0;$$

$$r17 := F_{\text{elU}} = 0$$

Feli...elektrostaticka pritazлива sila [N]

R1...polomer castice [m]

Elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem:

$$> r18 := F[\text{elIU}] = 4 * 10^{(-5)} * 10^{(-3)} * 10^6 * 2 * R[1] * U^2;$$

$$r18 := F_{\text{elU}} = \frac{2}{25} R_1 U^2$$

FelU...elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem [N]

R1...polomer castice [m]

U...elektricke napeti [V]

Kapilarni pritazliva sila:

> r19:=F[kap]=4*Pi*R[1]*gammavoda;

$$r19 := F_{kap} = 4 \pi R_1 \text{ gammavoda}$$

Fkap...kapilarni pritazliva sila [N]

R1...polomer castice [m]

gammavoda...povrchove napeti vody [N/m]

Pomer hydrodynamickeho treciho momentu a rovnovazneho (klidoveho) momentu:

> r20:=RM='((1.399*R[1]-alpha)*F[D])/((F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a)';

$$r20 := RM = \frac{(1.399 R_1 - \alpha) F_D}{(F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a}$$

Podminka RM=1, potom:

> r21:=(F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[eIU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a=(1.399*R[1]-alpha)*F[D]';

$$r21 := (F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{eIU} + F_{kap} - F_b - F_1) a = (1.399 R_1 - \alpha) F_D$$

> r22:=subs(r1,r2,r3,r4,r5,r6,r8,r9,r10,r11,r12,r14,r16,r17,r18,r19,r21);

$$r22 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1^2 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + \frac{2}{25} R_1 U^2 + 4 \pi R_1 \text{ gammavoda} - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - 0.3040000000 \eta_g R_1 u_c \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r23:=subs(r10,r22);

$$r23 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1^2 z_0} \right)}{6 z_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + \frac{2}{25} R_1 U^2 + 4 \pi R_1 \text{ gammavoda} - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - \frac{0.3040000000 \eta_g R_1^2 u \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5}}{\delta_g} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r24:=simplify(r23);

$$r24 = \frac{1}{z_0^3 \delta_g} \left(2.666666666 \cdot 10^9 \left(6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 + 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g + 4.712388981 \cdot 10^9 R_1 \text{gammavoda} z_0^3 \delta_g - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g - 1.140000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) \alpha \right) = \frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

Prevod rozepsane rovnice r24 na tvar f(x)=0:

> rFX:=lhs(r24)-rhs(r24);

$$rFX = \frac{1}{z_0^3 \delta_g} \left(2.666666666 \cdot 10^9 \left(6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 + 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g + 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g + 4.712388981 \cdot 10^9 R_1 \text{gammavoda} z_0^3 \delta_g - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g z_0^3 \delta_g - 1.140000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) \alpha \right) - \frac{0.001570796327 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

> drFX:=diff(rFX,u);

$$drFX = \frac{2.666666666 \cdot 10^9 \left(-1.140000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 - \frac{5.700000000 \cdot 10^7 R_1^4 u z_0^3 \rho_g}{\sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} \delta_g} \right) \alpha}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.003141592654 \left(399 \cdot R_1 + 500 \cdot \sqrt{4 \cdot R_1^2 - 1 \cdot d^2} \right) C_d \rho_g u R_1^4}{\delta_g^2}$$

> Dt:=31.6e-3; # prumer trubky vymeniku[m]
rho[g]:=0.731; # hustota spalín [kg/m3]
eta[g]:=26.24e-6; # viskozita spalín [Pa*s]
R[1]:=1000e-6;#5e-6; # polomer castice[m]
rho[c]:=208;#8800;#8960; # hustota (spalín..medene,bronzove) castice [kg/m3]
RelDr:=0.2e-3/Dt; # relativni drsnost
A:=12.2e-20; # Hamakerova konstanta pro spaliny [J]
z[0]:=((65e-4)/20)*R[1]+130.75e-10; # vzdalenost mezi castici a podkladem [m]
a:=0.1*R[1]; # polomer stykove plochy castice [m]
d:=2*a; # stykovy prumer castice [m]
gg:=9.81; # gravitacni zrychleni [m/s2]
U:=0.5; # Elektricke napeti (priblizna hodnota) [V]
gammavoda:=37.69e-3;#5.59e-3;#37.69e-3; # Povrchove napeti vody (pro 340°C, pro 200°C) [N/m]

Dt := 0.0316

$\rho_g := 0.731$

$\eta_g := 0.00002624$

$R_1 := 0.001000$

$\rho_c := 208$


```
ReIDr := 0.006329113924
```

```
A := 1.22 10-19
```

```
z0 := 3.380750000 10-7
```

```
α := 0.0001000
```

```
d := 0.0002000
```

```
gg := 9.81
```

```
U := 0.5
```

```
gammavoda := 0.03769
```

```
> ux:=10.0:
```

```
u:=0.0:
```

```
it:=0:
```

```
>while                                abs(ux-u)>0.001                                do
it:=it+1;
u:=ux;
R[eD]:=u*Dt*rho[g]/eta[g];
f[o]:=(1/4)*(1/(-2*log10((6.81/R[eD])^0.9+(ReIDr/(3.7*Dt))))))^2;
delta[g]:=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));
uc:=(u*R[1])/delta[g];
R[eP]:=2*R[1]*uc*rho[g]/eta[g];
if R[eP]<20 then Cd:=24/R[eP] else Cd:=1.22:end if;
Cd:=Cd;
rFX :=0.266666666666e-8*(62500000.*A*delta[g]*R[1]*z[0]+62500000.*A*delta[g]*a^2+1570796327.*R[1]^3*rh
o[c]*gg*z[0]^3*delta[g]+30000000.*R[1]*U^2*z[0]^3*delta[g]+4712388981.*R[1]*gamm
avoda*z[0]^3*delta[g]-1570796327.*R[1]^3*rho[g]*gg*z[0]^3*delta[g]-
114000000.*eta[g]*R[1]^2*u*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3)*a/(z[0]^3*
delta[g])-0.1570796327e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u^2*R[1]^4/delta[g]^2;
drFX :=0.266666666666e-8*(-
114000000.*eta[g]*R[1]^2*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3-
57000000.00*R[1]^4*u*z[0]^3*rho[g]/((R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*delta[g])
*a/(z[0]^3*delta[g])-0.3141592654e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u*R[1]^4/delta[g]^2;
ux:=u-rFX/drFX;
Rozdil:=abs(ux-u);
end do;
```

Pocet iteraci

> it;

109

Zjistena mezni rychlost zanaseni [m/s]

> u;

2.967846155

>

Příloha č. 4 – Matematický model rozšířen o elektrostatickou „coulombickou“ sílu F_{el} , síly F_{kap} a F_{eIU} – model v kompletní podobě

> restart;

Deformační polomer:

> r1:=alpha=R[1]-((R[1]^2)-(d/2)^2)^0.5;

$$r1 := \alpha = R_1 - \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5}$$

R1...polomer castice [m]

d...stykový průměr castice [m]

alfa...deformační polomer [m]

Gravitační síla:

> r2:=F[g]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[c]*g;

$$r2 := F_g = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g$$

Fg...gravitační síla [N]

rhoc...hustota castice [kg/m³]

g...gravitační zrychlení [m/s²]

Vztlaková síla:

> r3:=F[b]=4/3*Pi*(R[1]^3)*rho[g]*g;

$$r3 := F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Fb...vztlaková síla [N]

rhog...hustota spalín [kg/m³]

Rozdíl gravitační a vztlakové síly:

> r3a:=r2-r3;

$$r3a := F_g - F_b = \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g$$

Treci sila:

$$> r4 := F[D] = C[d] * 1/2 * \rho[g] * (u[c])^2 * \text{Pi} * (R[1])^2;$$

$$r4 := F_D = \frac{1}{2} C_d \rho_g u_c^2 \pi R_1^2$$

FD...treci sila [N]

Cd...parametr zavisly na Re [-]

uc...rychlost proudu spalin ve vzdalenosti od povrchu trubek rovne polomeru castice [m/s]

Reynoldsovo cislo pro castici:

$$> r5 := R[eP] = 2 * R[1] * u[c] * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r5 := R_{eP} = \frac{2 R_1 u_c \rho_g}{\eta_g}$$

ReP...Reynoldsovo cislo pro castici [-]

etag...Dynamicka viskozita proudeni [Pa.s]

Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubu:

$$> r6 := R[eD] = u * Dt * \rho[g] / \eta[g];$$

$$r6 := R_{eD} = \frac{u Dt \rho_g}{\eta_g}$$

ReD...Reynoldsovo cislo pro proudeni v potrubu [-]

u...mezni rychlost spalin [m/s]

Dt...prumer potrubu [m]

Vyjadreni soucinitele treni lambda:

$$> r7 := 4 * f[o] = \lambda;$$

$$r7 := 4 f_o = \lambda$$

fo...soucinitel treni [-]

lambda...soucinitel treni [-]

> r8:=f[o]=solve(r7, f[o]);

$$r8 := f_o = \frac{1}{4} \lambda$$

Tloustka podvrstvy:

> r9:=delta[g]=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));

$$r9 := \delta_g = \frac{2 Dt}{R_e D f_o}$$

deltag...tloustka podvrstvy [m]

Vztah mezi rychlosti spalin ve vzdalenosti R1 od povrchu trubek a mezni rychlosti spalin:

> r10:=u[c]=(u*R[1])/delta[g];

$$r10 := u_c = \frac{u R_1}{\delta_g}$$

Vznosna sila:

> r11:=F[1]=0.076*eta[g]*2*R[1]*u[c]*(R[eG])^0.5;

$$r11 := F_1 = 0.152 \eta_g R_1 u_c R_{eG}^{0.5}$$

F1...vznosna sila [N]

ReG...Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve [-]

Predpoklad linearniho profilu rychlosti v laminarni podvrstve:

> r12:=du/dy=u/delta[g];

$$r12 := \frac{du}{dy} = \frac{u}{\delta_g}$$

> r13:=u/delta[g];

$$r13 := \frac{u}{\delta_g}$$

Reynoldsovo cislo pro proudeni spalin v podvrstve:

$$> r14 := R[eG] = (((2 * R[1])^2) * \rho[g]) / \eta[g] * (u / \delta[g]);$$

$$r14 := R_{eG} = \frac{4 R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}$$

Van der Waalsova sila:

$$> r16 := F[vdW] = (A * R[1] / (6 * z[0]^2)) * (1 + (a^2) / (R[1] * z[0]));$$

$$r16 := F_{vdW} = \frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 z_0^2}$$

FvdW...van der Waalsova sila pro castici i se zohlednenim deformace castice [N]

A...Hamakerova konstanta [kg.m2/s2]

a...polomer stykove plochy castice [m]

z0...vzdalenost mezi castici a povrchem [m]

Elektrostaticka pritazлива sila:

$$> r17 := F[eli] = 3 * 10^{(-2)} * 10^{(-5)} * 10^{(-3)} * 10^{12} * (2 * R[1])^2;$$

$$r17 := F_{eli} = 1200 R_1^2$$

Feli...elektrostaticka pritazлива sila [N]

R1...polomer castice [m]

Elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem:

$$> r18 := F[eIU] = 4 * 10^{(-5)} * 10^{(-3)} * 10^{16} * 2 * R[1] * U^2;$$

$$r18 := F_{eIU} = \frac{2}{25} R_1 U^2$$

FelU...elektrostaticka pritazлива sila pri existenci el. napeti mezi castici a povrchem [N]

R1...polomer castice [m]

U...elektricke napeti [V]

Kapilarni pritazliva sila:

> r19:=F[kap]=4*Pi*R[1]*gammavoda;

$$r19 := F_{kap} = 4 \pi R_1 \text{ gammavoda}$$

Fkap...kapilarni pritazliva sila [N]

R1...polomer castice [m]

gammavoda...povrchove napeti vody [N/m]

Pomer hydrodynamickeho treciho momentu a rovnovazneho (klidoveho) momentu:

> r20:=RM='((1.399*R[1]-alpha)*F[D])/((F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[elU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a)';

$$r20 := RM = \frac{(1.399 R_1 - \alpha) F_D}{(F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{elU} + F_{kap} - F_b - F_1) a}$$

Podminka RM=1, potom:

> r21:=(F[vdW]+F[g]+F[eli]+F[elU]+F[kap]-F[b]-F[1])*a=(1.399*R[1]-alpha)*F[D]';

$$r21 := (F_{vdW} + F_g + F_{eli} + F_{elU} + F_{kap} - F_b - F_1) a = (1.399 R_1 - \alpha) F_D$$

> r22:=subs(r1,r2,r3,r4,r5,r6,r8,r9,r10,r11,r12,r14,r16,r17,r18,r19,r21);

$$r22 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 \varepsilon_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + 1200 R_1^2 + \frac{2}{25} R_1 U^2 + 4 \pi R_1 \text{ gammavoda} - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - 0.3040000000 \eta_g R_1^2 u_c \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r23:=subs(r10,r22);

$$r23 := \left(\frac{A R_1 \left(1 + \frac{a^2}{R_1 z_0} \right)}{6 \varepsilon_0^2} + \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_c g + 1200 R_1^2 + \frac{2}{25} R_1 U^2 + 4 \pi R_1 \text{ gammavoda} - \frac{4}{3} \pi R_1^3 \rho_g g - \frac{0.3040000000 \eta_g R_1^2 u \left(\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g} \right)^{0.5}}{\delta_g} \right) a = \frac{\left(0.399 R_1 + \left(R_1^2 - \frac{1}{4} d^2 \right)^{0.5} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4 \pi}{2 \delta_g^2}$$

> r24:=simplify(r23);

$$r24 := \frac{1}{z_0^3 \delta_g} \left(2.6666666666 \cdot 10^9 \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_c g z_0^3 \delta_g - 4.500000000 \cdot 10^{11} R_1^2 z_0^3 \delta_g - 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g - 4.712388981 \cdot 10^9 R_1 \text{gammavoda} z_0^3 \delta_g \right. \right. \\ \left. \left. + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g g z_0^3 \delta_g + 1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) a \right) = \frac{0.001570796327 \left(399. R_1 + 500. \sqrt{4. R_1^2 - 1. d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

Prevod rozepsane rovnice r24 na tvar f(x)=0:

> rFX:=lhs(r24)-rhs(r24);

$$rFX := -\frac{1}{z_0^3 \delta_g} \left(2.6666666666 \cdot 10^9 \left(-6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g R_1 z_0 - 6.2500000 \cdot 10^7 A \delta_g a^2 - 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_c g z_0^3 \delta_g - 4.500000000 \cdot 10^{11} R_1^2 z_0^3 \delta_g - 3.0000000 \cdot 10^7 R_1 U^2 z_0^3 \delta_g - 4.712388981 \cdot 10^9 R_1 \text{gammavoda} z_0^3 \delta_g \right. \right. \\ \left. \left. + 1.570796327 \cdot 10^9 R_1^3 \rho_g g z_0^3 \delta_g + 1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 u \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 \right) a \right) - \frac{0.001570796327 \left(399. R_1 + 500. \sqrt{4. R_1^2 - 1. d^2} \right) C_d \rho_g u^2 R_1^4}{\delta_g^2}$$

> drFX:=diff(rFX,u);

$$drFX := -\frac{2.6666666666 \cdot 10^9 \left(1.14000000 \cdot 10^8 \eta_g R_1^2 \sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} z_0^3 + \frac{5.700000000 \cdot 10^7 R_1^4 u z_0^3 \rho_g}{\sqrt{\frac{R_1^2 \rho_g u}{\eta_g \delta_g}} \delta_g} \right) a}{z_0^3 \delta_g} - \frac{0.003141592654 \left(399. R_1 + 500. \sqrt{4. R_1^2 - 1. d^2} \right) C_d \rho_g u R_1^4}{\delta_g^2}$$

> Dt:=31.6e-3; # prumer trubky vymeniku[m]
rho[g]:=0.731; # hustota spalin [kg/m3]
eta[g]:=26.24e-6; # viskozita spalin [Pa*s]
R[1]:=1e-3;#5e-6; # polomer castice[m]
rho[c]:=208;#8800;#8960; # hustota (spalin.,medene,bronzove) castice [kg/m3]
RelDr:=0.2e-3/Dt; # relativni drsnost
A:=12.2e-20; # Hamakerova konstanta pro spaliny [J]
z[0]:=((65e-4)/20)*R[1]+130.75e-10; # vzdalenost mezi castici a podkladem [m]
a:=0.1*R[1]; # polomer stykove plochy castice [m]
d:=2*a; # stykovy prumer castice [m]
gg:=9.81; # gravitacni zrychleni [m/s2]
U:=0.5; # Elektricke napeti (priblizna hodnota) [V]
gammavoda:=37.69e-3;#5.59e-3;#37.69e-3; # Povrchove napeti vody (pro 340°C, pro 200°C) [N/m]

$$Dt := 0.0316$$

$$\rho_g := 0.731$$

$$\eta_g := 0.00002624$$

$$R_1 := 0.001$$

$$\rho_c := 208$$

$$RelDr := 0.006329113924$$


```
A := 1.22 10-19
```

```
z0 := 3.380750000 10-7
```

```
a := 0.0001
```

```
d := 0.0002
```

```
gg := 9.81
```

```
U := 0.5
```

```
gammavoda := 0.03769
```

```
> ux:=10.0:
```

```
u:=0.0:
```

```
it:=0:
```

```
>while                                abs(ux-u)>0.001                                do
it:=it+1;
u:=ux;
R[eD]:=u*Dt*rho[g]/eta[g];
f[o]:=(1/4)*(1/(-2*log10((6.81/R[eD])^0.9+(ReIDr/(3.7*Dt))))))^2;
delta[g]:=Dt/(R[eD]*(f[o]/2));
uc:=(u*R[1])/delta[g];
R[eP]:=2*R[1]*uc*rho[g]/eta[g];
if      R[eP]<20      then      Cd:=24/R[eP]      else      Cd:=1.22:end      if;
Cd:=Cd;
rFX                                          :=0.2666666666e-
8*(62500000.*A*delta[g]*R[1]*z[0]+62500000.*A*delta[g]*a^2+1570796327.*R[1]^3*rh
o[c]*gg*z[0]^3*delta[g]+0.4500000000e12*R[1]^2*z[0]^3*delta[g]+30000000.*R[1]*U^2
*z[0]^3*delta[g]+4712388981.*R[1]*gammavoda*z[0]^3*delta[g]-
1570796327.*R[1]^3*rho[g]*gg*z[0]^3*delta[g]-
114000000.*eta[g]*R[1]^2*u*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3)*a/(z[0]^3*
delta[g])-0.1570796327e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u^2*R[1]^4/delta[g]^2;
drFX                                          :=0.2666666666e-8*(-
114000000.*eta[g]*R[1]^2*(R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*z[0]^3-
57000000.00*R[1]^4*u*z[0]^3*rho[g]/((R[1]^2*rho[g]*u/(eta[g]*delta[g]))^(1/2)*delta[g])
*a/(z[0]^3*delta[g])-0.3141592654e-2*(399.*R[1]+500.*(4.*R[1]^2-
1.*d^2)^(1/2))*Cd*rho[g]*u*R[1]^4/delta[g]^2;
ux:=u-rFX/drFX;
Rozdil:=abs(ux-u);
end do;
```

Pocet iteraci

```
> it;
```

Zjistena mezni rychlost zanaseni [m/s]

> u;

4.056680542

>

Příloha č. 5 – Tabulky s výsledky programu HTRI pro jednotlivé návrhy ekonomizéru

Output Summary				Page 1		
Released to the following HTRI Member Company:						
Xace Ver. 23.4.2008 15:36 SN: 1500212291					SI Units	
Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
No Data Check Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name	Flue gas		Water			
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid		
Total flow rate	(kg/s)	5,800		100,001		
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,04	145,27	140,61	143,77	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,210	900,013	888,943	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,116	0,000	11,070	0,000	
Midpoint velocity	(m/s)		6,47		0,97	
- In/Out	(m/s)			0,81	0,97	
Heat transfer safety factor	(--)		1		1	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Outside film coef	(W/m2-K)	54,86	Actual U	(W/m2-K)	53,962	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	7128,88	Required U	(W/m2-K)	51,272	
Clean coef	(W/m2-K)	53,962	Area	(m2)	142,920	
Hot regime		Sens. Gas	Overdesign	(%)	5,25	
Cold regime		Sens. Liquid	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	115,9	Tube type		Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,849	Tube OD	(mm)	31,600	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	26,600	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	1,396	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,18797	
Extended area	(m2)	142,920	Layout		Inline	
Bare area	(m2)	142,920	Trans pitch	(mm)	90,000	
Bundle width	(m)	1,784	Long pitch	(mm)	63,200	
		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	6
Nozzle				Number of rows	(--)	62
Number	(--)	1	1	Tubecount	(--)	1240
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount Odd/Even	(--)	20 / 20
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tube material		304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Fin Geometry		
Pressure drop	(kPa)	1,943	0,974	Type		None
Fan Geometry			Fins/length	fin/meter		
No/bay	(--)		0	Fin root	mm	
Fan ring type				Height	mm	
Diameter	(m)		0,000	Base thickness	mm	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Over fin	mm	
Driver power	(kW)		0,00	Efficiency	(%)	
Tip clearance	(mm)		0,000	Area ratio (fin/bare)	(--)	
Efficiency	(%)		0	Material		
Airside Velocities		Actual	Standard	Thermal Resistance; %		
Face	(m/s)	4,13		Air	98,36	
Maximum	(m/s)	7,58		Tube	0,90	
Flow	(100 m3/min)	6,167		Fouling	0,00	
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Metal	0,74	
Bundle pressure drop	(Pa)	116,06		Bond	0,00	
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00	
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00	

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 13:44 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,36	145,79	140,78	143,78
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,139	900,013	881,803
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,187	0,000	18,211	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		8,53		1,39
- In/Out	(m/s)			0,87	1,39
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	74,25		Actual U	(W/m2-K) 72,786
Tubeside film coef	(W/m2-K)	8792,74		Required U	(W/m2-K) 68,807
Clean coef	(W/m2-K)	72,786		Area	(m2) 106,499
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,78
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	115,9		Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 26,600
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1,396
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--) 1,18797
Extended area	(m2)	106,499		Layout	Inline
Bare area	(m2)	106,499		Trans pitch	(mm) 63,200
Bundle width	(m)	1,784		Long pitch	(mm) 63,200
		Inlet	Outlet	Number of passes	(--) 6
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--) 33
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tube count	(--) 924
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tube count Odd/Even	(--) 28 / 28
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Pressure drop	(kPa)	1,935	0,967	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	None
No/bay	(--)		0	Fins/length	fin/meter
Fan ring type				Fin root	mm
Diameter	(m)		0,000	Height	mm
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm
Driver power	(kW)		0,00	Over fin	mm
Tip clearance	(mm)		0,000	Efficiency	(%)
Efficiency	(%)		0	Area ratio (fin/bare)	(--)
Airside Velocities			Actual	Standard	
Face	(m/s)		4,13		
Maximum	(m/s)		10,00		
Flow	(100 m3/min)		6,167		
Velocity pressure	(Pa)		0,00		
Bundle pressure drop	(Pa)		186,95		
Thermal Resistance; %					
				Air	98,02
				Tube	0,98
				Fouling	0,00
				Metal	0,99
				Bond	0,00
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 13:48 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,45	146,14	140,77	143,85
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,091	900,013	877,486
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,236	0,000	22,527	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		9,94		1,57
- In/Out	(m/s)			1,04	1,57
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	85,20		Actual U	(W/m2-K) 83,371
Tubeside film coef	(W/m2-K)	9868,42		Required U	(W/m2-K) 78,881
Clean coef	(W/m2-K)	83,371		Area	(m2) 92,898
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,69
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	115,9		Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 26,600
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1,396
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)
Extended area	(m2)	92,898		Layout	Inline
Bare area	(m2)	92,898		Trans pitch	(mm) 56,200
Bundle width	(m)	1,784		Long pitch	(mm) 63,200
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount	(--)
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount Odd/Even	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Pressure drop	(kPa)	1,924	0,962	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	None
No/bay	(--)		0	Fins/length	fin/meter
Fan ring type				Fin root	mm
Diameter	(m)		0,000	Height	mm
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm
Driver power	(kW)		0,00	Over fin	mm
Tip clearance	(mm)		0,000	Efficiency	(%)
Efficiency	(%)		0	Area ratio (fin/bare)	(--)
Airside Velocities			Actual	Standard	
Face	(m/s)		4,13		
Maximum	(m/s)		11,61		
Flow	(100 m3/min)		6,167		
Velocity pressure	(Pa)		0,00		
Bundle pressure drop	(Pa)		235,73		
Thermal Resistance; %					
Air				97,86	
Tube				1,00	
Fouling				0,00	
Metal				1,14	
Bond				0,00	
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 11:54 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside			
Fluid name		Flue gas		Water			
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid			
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001		
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000		
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98		
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,70	146,32	140,93	143,76		
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,043	900,013	869,605		
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,284	0,000	30,409	0,000		
Midpoint velocity	(m/s)		11,32		1,91		
- In/Out	(m/s)			0,95	1,91		
Heat transfer safety factor	(--)		1		1		
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000		
Exchanger Performance							
Outside film coef	(W/m2-K)	95,87		Actual U	(W/m2-K) 93,624		
Tubeside film coef	(W/m2-K)	10387,7		Required U	(W/m2-K) 89,047		
Clean coef	(W/m2-K)	93,624		Area	(m2) 82,294		
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,14		
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	115,9		Tube type	Plain		
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600		
Unit Geometry			Tube ID	(mm) 26,600			
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1,396		
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)		
Extended area	(m2)	82,294		Layout	Inline		
Bare area	(m2)	82,294		Trans pitch	(mm) 51,200		
Bundle width	(m)	1,784		Long pitch	(mm) 63,200		
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)		
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)		
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount	(--)		
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount Odd/Even	(--)		
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)		
Pressure drop	(kPa)	1,924	0,951	Fin Geometry			
Fan Geometry			Type	None			
No/bay	(--)	0		Fins/length	fin/meter		
Fan ring type				Fin root	mm		
Diameter	(m)	0,000		Height	mm		
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm		
Driver power	(kW)	0,00		Over fin	mm		
Tip clearance	(mm)	0,000		Efficiency	(%)		
Efficiency	(%)	0		Area ratio (fin/bare)	(--)		
Airsides Velocities			Actual	Standard	Material		
Face	(m/s)	4,13			Thermal Resistance; %		
Maximum	(m/s)	13,28		Air	97,65		
Flow	(100 m3/min)	6,167		Tube	1,07		
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Fouling	0,00		
Bundle pressure drop	(Pa)	283,69		Metal	1,28		
Bundle	100,00	Airsides Pressure Drop; %			Bond	0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Louvers	0,00		
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Hail screen	0,00		
				Steam coil	0,00		

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 14:32 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name	Flue gas		Water			
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid		
Total flow rate	(kg/s)	5,800		100,001		
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	141,99	146,48	141,08	143,60	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,007	900,013	851,578	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,320	0,000	48,435	0,000	
Midpoint velocity	(m/s)		13,24		2,49	
- In/Out	(m/s)			1,00	2,50	
Heat transfer safety factor	(--)		1		1	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Outside film coef	(W/m2-K)	111,59	Actual U	(W/m2-K)	108,677	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	11417,6	Required U	(W/m2-K)	103,051	
Clean coef	(W/m2-K)	108,677	Area	(m2)	71,114	
Hot regime		Sens. Gas	Overdesign	(%)	5,46	
Cold regime		Sens. Liquid	Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	115,8	Tube type		Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,849	Tube OD	(mm)	31,600	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	26,600	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	1,396	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,18797	
Extended area	(m2)	71,114	Layout		Inline	
Bare area	(m2)	71,114	Trans pitch	(mm)	45,500	
Bundle width	(m)	1,784	Long pitch	(mm)	63,200	
Nozzle		Inlet	Outlet			
Number	(--)	1	1	Number of passes	(--)	6
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Number of rows	(--)	15
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount	(--)	585
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tubecount Odd/Even	(--)	39 / 39
Pressure drop	(kPa)	1,914	0,922	Tube material		Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Fan Geometry			Fin Geometry			
No/bay	(--)		0	Type		None
Fan ring type				Fins/length	fin/meter	
Diameter	(m)		0,000	Fin root	mm	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Height	mm	
Driver power	(kW)		0,00	Base thickness	mm	
Tip clearance	(mm)		0,000	Over fin	mm	
Efficiency	(%)		0	Efficiency	(%)	
Airside Velocities			Thermal Resistance; %			
Face	(m/s)	Actual	Standard	Air		97,39
Maximum	(m/s)	4,13		Tube		1,13
Flow	(100 m3/min)	15,48		Fouling		0,00
Velocity pressure	(Pa)	6,167		Metal		1,48
Bundle pressure drop	(Pa)	0,00		Bond		0,00
		319,52		Airside Pressure Drop; %		
Bundle	100,00			Louvers		0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard		Hail screen		0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage		Steam coil		0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 14:38 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	142,15	147,09	141,25	144,22
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	99,007	900,013	884,666
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,320	0,000	15,347	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		13,24		1,66
- In/Out	(m/s)			0,83	1,66
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	111,59		Actual U	(W/m2-K) 108,290
Tubeside film coef	(W/m2-K)	8685,38		Required U	(W/m2-K) 103,063
Clean coef	(W/m2-K)	108,290		Area	(m2) 71,114
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,07
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	115,8		Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 26,600
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1,396
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)
Extended area	(m2)	71,114		Layout	Inline
Bare area	(m2)	71,114		Trans pitch	(mm) 45,500
Bundle width	(m)	1,784		Long pitch	(mm) 63,200
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount	(--)
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount Odd/Even	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Pressure drop	(kPa)	1,925	0,952	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	None
No/bay	(--)		0	Fins/length	fin/meter
Fan ring type				Fin root	mm
Diameter	(m)		0,000	Height	mm
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm
Driver power	(kW)		0,00	Over fin	mm
Tip clearance	(mm)		0,000	Efficiency	(%)
Efficiency	(%)		0	Area ratio (fin/bare)	(--)
Airside Velocities			Actual	Standard	
Face	(m/s)		4,13		
Maximum	(m/s)		15,48		
Flow	(100 m3/min)		6,167		
Velocity pressure	(Pa)		0,00		
Bundle pressure drop	(Pa)		319,51		
Thermal Resistance; %					
				Air	97,04
				Tube	1,48
				Fouling	0,00
				Metal	1,48
				Bond	0,00
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 14:52 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	142,45	147,65	141,38	144,12
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	98,905	900,013	875,222
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,421	0,000	24,792	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		16,98		2,26
- In/Out	(m/s)			0,90	2,26
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	135,05		Actual U	(W/m2-K) 130,500
Tubeside film coef	(W/m2-K)	9746,41		Required U	(W/m2-K) 123,627
Clean coef	(W/m2-K)	130,500		Area	(m2) 59,288
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,56
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	115,8		Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry			Tube ID	(mm) 26,600	
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 1,396
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)
Extended area	(m2)	59,288		Layout	Inline
Bare area	(m2)	59,288		Trans pitch	(mm) 41,100
Bundle width	(m)	1,784		Long pitch	(mm) 63,200
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount	(--)
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount Odd/Even	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	304 Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Pressure drop	(kPa)	1,914	0,922	Fin Geometry	
Fan Geometry			Type	None	
No/bay	(--)	0		Fins/length	fin/meter
Fan ring type				Fin root	mm
Diameter	(m)	0,000		Height	mm
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm
Driver power	(kW)	0,00		Over fin	mm
Tip clearance	(mm)	0,000		Efficiency	(%)
Efficiency	(%)	0		Area ratio (fin/bare)	(--)
Airsides Velocities		Actual	Standard	Material	
Face	(m/s)	4,13		Thermal Resistance; %	
Maximum	(m/s)	19,93		Air	96,63
Flow	(100 m3/min)	6,167		Tube	1,59
Velocity pressure	(Pa)	0,00		Fouling	0,00
Bundle pressure drop	(Pa)	421,08		Metal	1,78
				Bond	0,00
Bundle	100,00	Airsides Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 14:58 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	142,39	148,55	141,12	144,52
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	98,745	900,013	874,809
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,581	0,000	25,204	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		21,83		2,16
- In/Out	(m/s)			1,44	2,16
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)		156,86	Actual U	(W/m2-K) 151,329
Tubeside film coef	(W/m2-K)		12301,6	Required U	(W/m2-K) 142,933
Clean coef	(W/m2-K)		151,329	Area	(m2) 51,275
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 5,87
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)		115,8	Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)		0,849	Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry				Tube ID	(mm) 26,600
Bays in parallel per unit			1	Length	(m) 1,396
Bundles parallel per bay			1	Area ratio(out/in)	(--)
Extended area	(m2)		51,275	Layout	Inline
Bare area	(m2)		51,275	Trans pitch	(mm) 38,600
Bundle width	(m)		1,784	Long pitch	(mm) 63,200
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Tubecount	(--)
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount Odd/Even	(--)
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tube material	Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Pressure drop	(kPa)	1,850	0,920	Fin Geometry	
Fan Geometry				Type	None
No/bay	(--)		0	Fins/length	fin/meter
Fan ring type				Fin root	mm
Diameter	(m)		0,000	Height	mm
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Base thickness	mm
Driver power	(kW)		0,00	Over fin	mm
Tip clearance	(mm)		0,000	Efficiency	(%)
Efficiency	(%)		0	Area ratio (fin/bare)	(--)
Airside Velocities			Actual	Standard	
Face	(m/s)		4,13		
Maximum	(m/s)		25,58		
Flow	(100 m3/min)		6,167		
Velocity pressure	(Pa)		0,00		
Bundle pressure drop	(Pa)		581,36		
Thermal Resistance; %					
				Air	96,47
				Tube	1,46
				Fouling	0,00
				Metal	2,06
				Bond	0,00
Bundle	100,00	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00

Output Summary

Page 1

Released to the following HTRI Member Company:

Xace Ver. 23.4.2008 15:06 SN: 1500212291

SI Units

Rating-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

No Data Check Messages.

See Runtime Message Report for Warning Messages.

Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Water	
Fluid condition		Sens. Gas		Sens. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		5,800		100,001
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	0,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	340,00	200,00	140,00	141,98
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	142,92	150,48	141,67	146,50
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	99,326	98,745	900,013	894,628
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,581	0,000	5,385	0,000
Midpoint velocity	(m/s)		21,83		0,86
- In/Out	(m/s)			0,86	1,08
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	156,86		Actual U	(W/m2-K) 149,795
Tubeside film coef	(W/m2-K)	7234,83		Required U	(W/m2-K) 143,010
Clean coef	(W/m2-K)	149,795		Area	(m2) 51,275
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 4,74
Cold regime		Sens. Liquid		Tube Geometry	
EMTD	(Deg C)	115,8		Tube type	Plain
Duty	(MegaWatts)	0,849		Tube OD	(mm) 31,600
Unit Geometry					
Bays in parallel per unit		1		Tube ID	(mm) 26,600
Bundles parallel per bay		1		Length	(m) 1,396
Extended area	(m2)	51,275		Area ratio(out/in)	(--) 1,18797
Bare area	(m2)	51,275		Layout	Inline
Bundle width	(m)	1,784		Trans pitch	(mm) 38,600
Nozzle					
		Inlet	Outlet	Long pitch	(mm) 63,200
Number	(--)	1	1	Number of passes	(--) 2
Diameter	(mm)	258,88	258,88	Number of rows	(--) 9
Velocity	(m/s)	2,05	2,05	Tubecount	(--) 405
R-V-SQ	(kg/m-s2)	3896,18	3903,68	Tubecount Odd/Even	(--) 45 / 45
Pressure drop	(kPa)	1,913	0,962	Tube material	Stainless steel (18 Cr, 8 Ni)
Fan Geometry					
No/bay	(--)	0		Fin Geometry	
Fan ring type				Type	None
Diameter	(m)	0,000		Fins/length	fin/meter
Ratio, Fan/bundle face area	(--)			Fin root	mm
Driver power	(kW)	0,00		Height	mm
Tip clearance	(mm)	0,000		Base thickness	mm
Efficiency	(%)	0		Over fin	mm
Airside Velocities					
Face	(m/s)	Actual	Standard	Efficiency	(%)
Maximum	(m/s)	4,13		Area ratio (fin/bare)	(--)
Flow	(100 m3/min)	25,58		Material	
Velocity pressure	(Pa)	6,167		Thermal Resistance; %	
Bundle pressure drop	(Pa)	581,35		Air	95,50
Airside Pressure Drop; %					
Bundle	100,00			Tube	2,46
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Fouling	0,00
Fan ring	0,00	Fan area blockage	0,00	Metal	2,04
				Bond	0,00
				Louvers	0,00
				Hail screen	0,00
				Steam coil	0,00