



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

# VYHODNOCOVÁNÍ A MODELOVÁNÍ ZANÁŠIVÉHO PROCESU VE VÝMĚNÍKU TEPLA

EVALUATING AND MODELING OF FOULING PROCESS IN HEAT EXCHANGER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN ČIRKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. ZDENĚK JEGLA, Ph.D.

BRNO 2016

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství  
Student: **Bc. Martin Čírka**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Procesní inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.**  
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Vyhodnocování a modelování zanášivého procesu ve výměníku tepla

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Práce je zaměřena na problematiku vyhodnocování informací o zanášivém procesu v průmyslovém výměníku tepla z dostupných provozních záznamů výměníku a související výpočtové modelování a predikci zanášení teplosměnných ploch předmětného výměníku tepla produkty spalování při změně provozního režimu.

#### Cíle diplomové práce:

1. Seznámit se s procesy a mechanismy zanášení průmyslových výměníků tepla se zaměřením na zanášení teplosměnných ploch produkty spalování a možnostmi jejich zohlednění resp. modelování a výpočtové predikce.
2. Pro vyhodnocovaný typ výměníku tepla se seznámit s dostupnými metodami jeho tepelně-hydraulického výpočtu se zaměřením na stranu spalin jako dominantní pracovní látky a strany přenosu tepla.
3. Na základě dostupných provozních záznamů vyhodnocovaného průmyslového výměníku tepla zpracovat výpočtovou techniku pro výpočtové nalezení resp. predikci změny součinitele zanášení v průběhu provozu výměníku.
4. Diskutovat vlastnosti a možnosti použité výpočtové techniky pro aplikaci na komplexnější případy provozních záznamů a možnosti aplikace výpočtové techniky pro predikci procesu zanášení při změně provozního režimu výměníku tepla.

#### Seznam literatury:

Hewitt G. (Ed.) (1998): Heat Exchanger Design Handbook, Begell House, Inc., Redding, CT, USA.

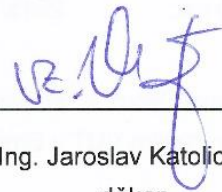
VDI-Gessellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Ed. (2010), VDI Heat Atlas, Second Edition, Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16.

V Brně, dne 1. 12. 2015



prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.  
ředitel ústavu



doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan



# Abstrakt

V tejto diplomovej práci sa pojednáva o procesoch a mechanizmoch zanášania priemyslových výmenníkov tepla so zameraním na zanášanie teplovýmenných plôch produktami spaľovania a možnosťami ich zohľadnenia, resp. modelovania a výpočtovej predikcie. Výpočet tepelne-hydraulického správania výmenníka je zameraný na stranu spalín, ako dominantnej pracovnej látky a strany prenosu tepla. Na základe dostupných prevádzkových záznamov vyhodnocovaného priemyslového výmenníka tepla je spracovaný špecifický postup pre výpočtové zistenie, resp. tzv. predikovanie zmeny súčiniteľa zanášania v priebehu prevádzky výmenníka. Na záver práce sú diskutované vlastnosti a možnosti použitej výpočtovej techniky pre aplikáciu na komplexnejšie prípady prevádzkových záznamov a možnosti aplikovania výpočtovej techniky na predikciu procesu zanášania pri zmene prevádzkového režimu výmenníka tepla.

# Abstract

This diploma thesis discusses fouling processes and mechanisms of industrial heat exchangers, with focus on shell side fouling of heat transfer area by flue gases, and eventually taking fouling into account, or more precisely its modeling and predicting by calculation. Thermal-hydraulic design of heat exchanger is focused mainly on shell side, as flue gases are dominant process medium in terms of fouling and heat transfer. Based on available operational data of evaluated industrial heat exchanger, specific process has been developed to determine by calculation, or more precisely predict change of fouling factor throughout operational period of heat exchanger. Usage and various options of this specific calculation technique are being discussed in conclusion, whether there is a potential to use this technique regarding more complex operational inputs or prediction of fouling process for different operational regime of heat exchanger.

## Klíčové slová

Výmenník tepla, zanášanie, súčiniteľ zanášania, hrúbka nánosu, tepelný odpor, spaliny, tepelný výkon, tlaková strata, výměna tepla, rýchlosť prúdenia

## Keywords

Heat exchanger, fouling, fouling factor, fouling layer thickness, heat resistance, flue gas, heat duty, pressure drop, heat transfer, flow velocity

## Bibliografická citácia

ČIRKA, M. *Vyhodnocování a modelování zanášivého procesu ve výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 92 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Zdeněk Jegla, Ph.D.

# Prehlásenie

Prehlasujem že som diplomovú prácu na tému Vyhodnocování a modelování zanášivého procesu ve výměníku tepla vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

V Brne dňa 20.05.2016

.....  
Martin Čirka

# Pod'akovanie

Ďakujem týmto doc. Ing. Zdeňkovi Jeglovi, Ph.D. za mimoriadnu ochotu a cenné pripomienky a rady pri vypracovaní tejto diplomovej práce.





## OBSAH

<b>1. ÚVOD .....</b>	<b>10</b>
<b>1.1. Úvod do procesu zanášania.....</b>	<b>11</b>
<b>1.2. Mechanizmy zanášania priemyselných výmenníkov tepla .....</b>	<b>12</b>
<b>1.3. Fázy zanášania priemyselných výmenníkov tepla .....</b>	<b>16</b>
<b>1.4. Zohľadnenie zanášania v tepelnom výpočte .....</b>	<b>18</b>
<b>1.5. Modelovanie zanášania teplovýmenných plôch produktami spaľovania..</b>	<b>20</b>
1.5.1. Vplyv zanášania na tepelný výkon výmenníka .....	21
1.5.2. Princípy modelovania zanášania plôch produktami spaľovania .....	23
<b>2. RIEŠENÝ TYP TRUBKOVÉHO VÝMENNÍKA TEPLA .....</b>	<b>26</b>
<b>2.1. Predstavenie riešeného trubkového výmenníka tepla .....</b>	<b>27</b>
<b>2.2. Metódy výpočtu prenosu tepla a tlakových strát na strane spalín .....</b>	<b>28</b>
<b>3. VÝPOČTOVÁ PREDIKCIA SÚČiniteľa ZANÁŠANIA.....</b>	<b>35</b>
<b>3.1. Predpoklady pre modelovanie tepelne-hydraulického správania výparníka v priebehu zanášavého procesu .....</b>	<b>35</b>
3.1.1. Výpočet v HTRI Xchanger Suite .....	35
<b>3.2. Dostupné prevádzkové záznamy o výparníku .....</b>	<b>36</b>
<b>3.3. Výpočtový model výparníka využívajúci prevádzkové dáta .....</b>	<b>38</b>
3.3.1. Výpočet pomocou programu MAPLE .....	38
3.3.2. Výpočtový model .....	38
<b>3.4. Aplikácia výpočtového modelu.....</b>	<b>42</b>
3.4.1. Asymptotický model využívajúci výsledky merania .....	45
<b>3.5. Vývojový diagram .....</b>	<b>50</b>

<b>4. ZÁVER .....</b>	<b>52</b>
<b>5. ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY .....</b>	<b>53</b>
<b>6. ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV.....</b>	<b>55</b>
<b>7. ZOZNAM PRÍLOH .....</b>	<b>58</b>

# 1. ÚVOD

Zanášanie plôch výmenníka tepla je jeden z najvýznamnejších problémov zariadení na prenos tepla. Je všeobecne definované ako nahromadenie a formovanie nechcených materiálov na povrchu procesného zariadenia. Tento veľmi komplexný jav môže byť charakterizovaný ako kombinovaný, nestály stav pohybu hmoty a tepla v sprievode s chemickými, rozpustnými, koróznymi a biologickými procesmi. Môže vážne znížiť, dokonca až znemožniť funkčnosť zariadenia, na ktoré je zostrojené a tou je schopnosť povrchu zariadenia prenášať teplo pri teplotných rozdieloch procesných prúdov. Zanášanie môže vzniknúť na ktoromkoľvek rozhraní pevnej a tekutej fázy a okrem zníženia prenosu tepla má aj iné škodlivé následky. Je to problém ako návrhu, tak aj prevádzky zariadenia, pričom prevádzku zariadenia ovplyvňuje dvomi faktormi. Prvým je, že vrstva nánosu má nízku tepelnú vodivosť, čo zvyšuje odpor pri prenose tepla a znižuje efektivitu výmenníka tepla. Druhý faktor ktorý ovplyvňuje prevádzku je zmenšenie priestoru na prúdenie procesného média vnútri výmenníka pri náraste nánosu, čo zvyšuje tlakovú stratu naprieč celým zariadením.

V priemysle sa o zanášaní hovorilo vždy, no obvykle s nízkym pochopením podstaty problému. Zanášanie povrchov výmenníkov tepla sa vyskytuje najčastejšie v chemickom a procesnom priemysle. Mnohí označujú zanášanie ako najmenej vyjasnený faktor ovplyvňujúci návrh zariadenia na výmenu tepla aj napriek dlhoročne získavaným skúsenostiam, z ktorých vzišlo veľa literatúry venujúcej sa tejto problematike. Dá sa povedať, že tento nedostatok pochopenia plyní zo širokej komplexnosti problémov zanášania. Preto individuálne riešenie problému zanášania je omnoho efektívnejšie, než všeobecný postup, ktorý neberie do úvahy špecifické podmienky daného zariadenia na výmenu tepla. Táto diplomová práca pojednáva o zanášaní v trubkovom výmenníku tepla spôsobovaného produktami spaľovania (tj. tuhými časticami obsiahnutými v spalínach). Cieľom bolo namodelovať tepelne-hydraulické správanie výmenníka počas špecifického zanášavého procesu, s ohľadom na málo dostupných prevádzkových údajov a meniaci sa súčiniteľ zanášania v priebehu prevádzky výmenníka tepla. Výsledky diplomovej práce by mali slúžiť okrem hlbšieho pochopenia tohto špecifického zanášavého procesu, na zefektívnenie prevádzky a zvýšenie účinnosti kotlového výmenníka tepla, v ktorom figurujú spaliny biologického materiálu ako procesné médium. V rámci úvodu do problematiky je ale najprv nutné rozumieť, čo to vlastne proces zanášania je, a aké faktory ho spôsobujú.

## 1.1. Úvod do procesu zanášania

Proces zanášania častíc na strane spalín vo výmenníku tepla je častý priemyselný problém, ktorého výskyt výrazne znižuje tepelné a hydraulické vlastnosti výmenníka tepla. Zanášanie je definované ako nahromadenie nechceného pevného materiálu na rozhraní fáz alebo aj ako funkcia závislá na rôznych premenných zahŕňajúcich [1]:

- Geometriu plochy prestupu tepla
- Materiál povrchu
- Teplotu zariadenia
- Teplotu sedimentu
- Rýchlosť voľného prúdu
- Charakteristiky procesného prúdu

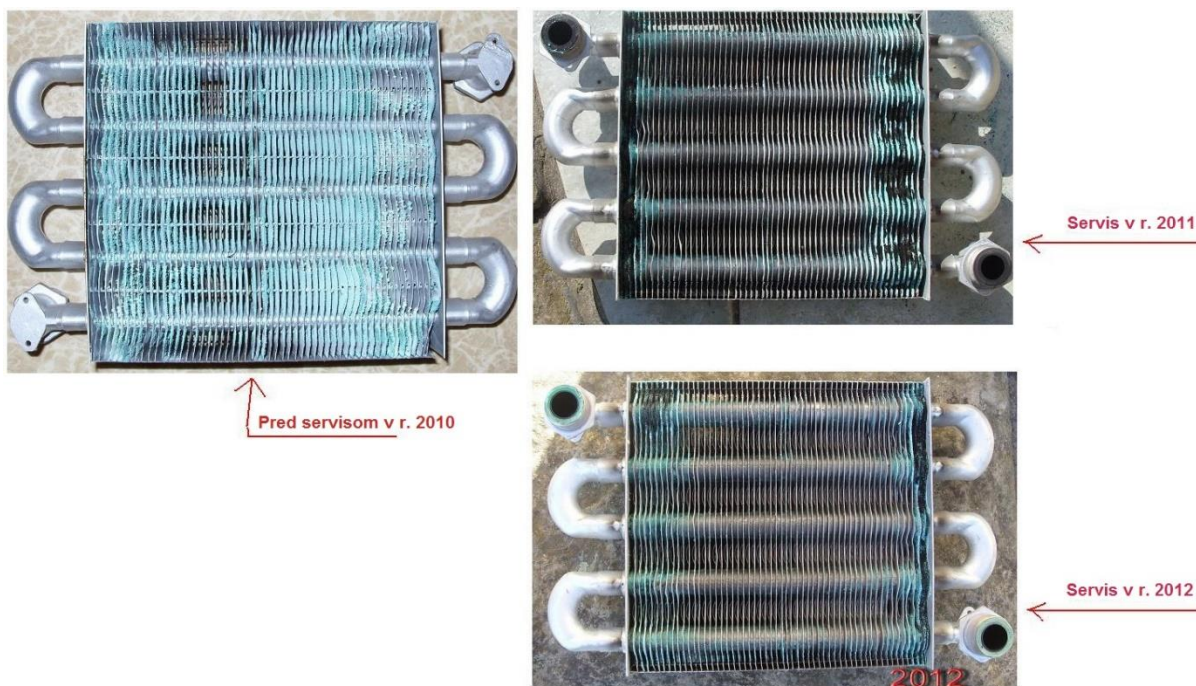
Zanášanie je ekonomicky nákladné a ovplyvňuje široké priemyselné spektrum. V odbornej literatúre je možno nájsť nespočetne veľa štúdií, ktoré sa zaoberajú tepelným a hydraulickým dopadom zanášania v priemyselných zariadeniach, akými sú napr. kotly, systémy kúrenia, ventilácie a klimatizácie atď.[1][2]

Silné stupne znečistenia drasticky redukujú tepelný a hydraulický výkon zariadenia. V priebehu zanášania a rastu nánosu sa vytvára odpor voči procesnému prúdu, čo zvyšuje tlakovú stratu v celom systéme. Na elimináciu tohto efektu sa zvyšuje príkon ventilátorov, resp. púmp (čo je ekonomicky nákladné) aby sa rýchlosť procesného prúdu nemenila.[3] Zanášanie tiež vytvára dodatočnú bariéru prenosu tepla medzi procesnými prúdmi (nízka tepelná vodivosť), znižujúc celkový koeficient prestupu tepla a výkon výmenníka.[1]

Známe návrhové techniky za účelom zmenšenia zanášania zahŕňajú:

- a) Zvýšenie rýchlosti procesného prúdu
- b) Vkládanie prepážok medzi alebo do trubiek
- c) Neštandardné geometrie trubiek (napr. eliptické trubky)
- d) Neštandardné geometrie rebrovania
- e) Povrchové úpravy s nízkymi súčiniteľmi trenia

Vo vyššie uvedených prípadoch je zanášanie redukované zvýšenou turbulenciou a šmykovým napätím nad povrchom trubiek výmenníka. Tieto techniky je možné aj kombinovať, nakoľko sa v zariadení môžu vyskytovať a prelínať rôzne mechanizmy zanášania súčasne. Dôraz je pritom kladený na čo najmenšie časové a finančné náklady.



Obr. č. 1 – Plánované čistenie výmenníka tepla [12]

## 1.2. Mechanizmy zanášania priemyselných výmenníkov tepla

Rôzne mechanizmy zanášania závisia od typológie plochy prestupu tepla, druhu procesnej kvapaliny a taktiež od účelu použitia výmenníka tepla. Väčšinou sa jedná o špecifický druh zanášania, vzťahujúci sa iba na konkrétnu aplikáciu, ktorú nie je možné zovšeobecniť [2]. Napriek tomu sa zanášania klasifikujú do nasledujúcich všeobecných kategórií podľa základného charakteru zanášania [4]:

- a) Zhlukovanie častíc
- b) Precipitácia
- c) Korózia
- d) Chemická reakcia
- e) Tuhnutie a vymrazovanie
- f) Biozanášanie

V priemyselných podmienkach dochádza vo väčšine prípadov k viacerým mechanizmom zanášania súčasne. Nánosy sú zriedkavo homogénne, skôr sa jedná o kombináciu biofilmu, vodného kameňa a produktov korózie.[3] Chemické a biochemické reakcie v procesnom roztoku alebo v nánose môžu výrazne prispievať k akumulácii vrstvy nánosu, teda rast zanášania má exponenciálny charakter. Evidentné sú tiež rozdiely v nánosoch, ktoré sú podobného charakteru, no vznikli v inom čase a na odlišných plochách.[1]

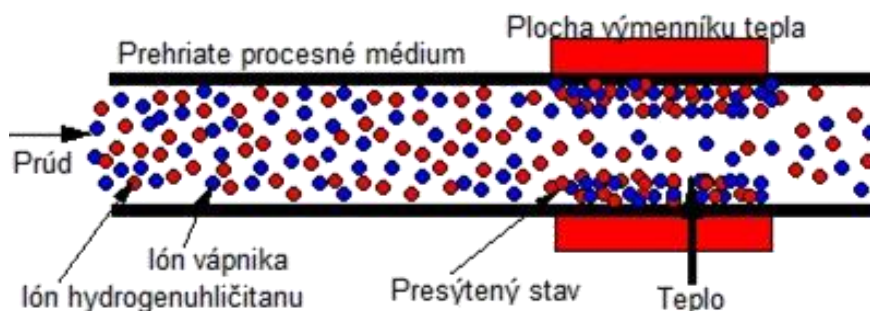
**Zhlukovanie častíc**, resp. sedimentácia vzniká akumuláciou tuhých častíc suspendovaných v procesnom prúde na ploche prestupu tepla. Teda zhlukovanie môže byť definované ako nahromadenie častíc od procesnej tekutiny (kvapaliny a plynné suspenzie) na plochu prestupu tepla. Ťažšie častice sa usádzajú na horizontálnych plochách v dôsledku gravitácie, pričom ľahšie častice sa usádzajú na plochách s rôznymi sklonmi. Môže to byť

výsledok kombinácie viacerých prerušovaných transportných procesov a mechanizmov.[3] Tieto procesy sú vo veľkej miere závislé na dobe odozvy bezrozmernej častice ( $t^+$ ), čo predstavuje funkciu hustoty a priemeru častice, hustoty procesnej tekutiny, jej viskozity a šmykového napätia.[1] Doba odozvy častice predstavuje časový úsek, počas ktorého častice zareagujú na zmeny v rýchlosti sklzu. Zvyčajne sú rozlišované 3 transportné režimy:

- 1.) Turbulentná difúzia ( $t^+ < 1 \mu\text{m}$ )
- 2.) Zotrvačnosť častíc ( $1 < t^+ < 10 \mu\text{m}$ )
- 3.) Turbulentné difúzne zrážky vírov častíc ( $t^+ > 10 \mu\text{m}$ )

V režime turbulentnej difúzie je sedimentácia charakterizovaná pomocou Fickovho zákona ako problém prenosu hmoty. Druhý režim je tzv. prechodný, nakoľko častice, ktoré prejdú do režimu zotrvačnosti reagujú pomaly na zmeny rýchlosti procesného prúdu, čo indikuje vysoké  $t^+$ . Prechodný režim je dôležitý, pretože určuje v akom rozsahu dôjde k sedimentácii. Odhadom je možné predpovedať, že pre sedimentáciu biologického materiálu vo výmenníku tepla je režim zotrvačnosti častíc dominantný. Ako príklad zhlukovania môže byť nespálené palivo, resp. popolček usadený na kotlových trubkách, alebo usadený prach na vzduchom chladenom výparníku.[2]

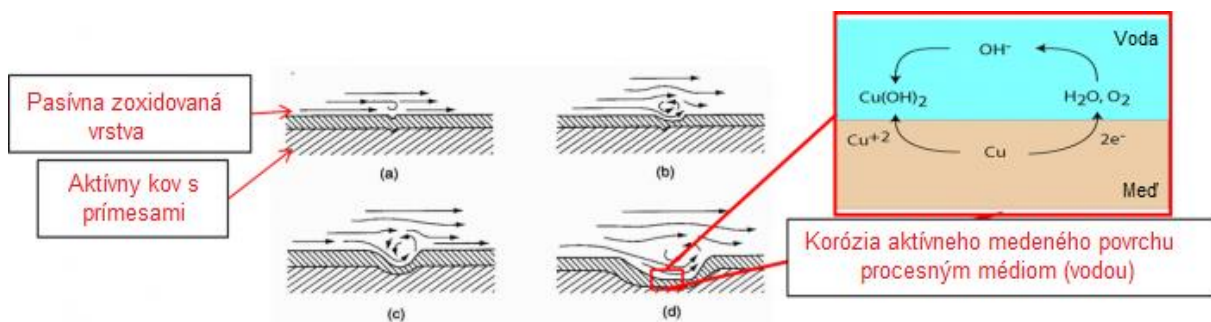
**Precipitácia** je tiež často označovaná ako kryštalizačné zanášanie. V procesnom prúde vo výmenníku tepla sa bežne nachádzajú rozpustené anorganické látky. V saturovanom stave je procesný prúd nasýtený takýmito rozpustenými látkami. Počas zahrievania alebo chladenia môže nastať tzv. presýtený stav, kedy látky ako napr. vápnik, síran horečnatý, hydrogenuhličitan, kremičitany atď., majú menšiu rozpustnosť v teplom prúde, než v studenom.



Obr. č. 2 – Precipitačné zanášanie [7]

Takáto situácia môže nastať v prípade, že podmienky pre procesný prúd sú iné na vstupe a iné vnútri výmenníka tepla. Na stenách výmenníka vznikne teplota, ktorá je vyššia než saturačná teplota rozpustených látok, čo vytvára podmienky na formovanie kryštálov na povrchu. Kryštalizácia začína v aktívnych (nukleačných) miestach, ako sú napr. trhliny a škrabance na povrchu, no keď zárodoky začnú rásť, kryštalizované látky pokrývajú celý povrch.[2]

**Korózne zanášanie** je síce spôsobené chemickým procesom, no ten je odlišný od chemického zanášania. V tomto prípade je zanášanie reaktantom, ktorý je spotrebovaný, resp. povrch výmenníka tepla reaguje s prúdiacim médiom čo vyvoláva následné rozrušenie povrchových vrstiev (koróziu).



Obr. č. 3 – Proces korózie [8]

Častice, ktoré boli oddelené z povrchových plôch výmenníka tepla sú následne unášané procesným médiom a taktiež spôsobujú zanášanie, nakoľko sa po sformovaní v prúdiacom roztoku nerozpustia. V tomto prípade je jedným z kontrolovaných parametrov hodnota pH roztoku. Korózia sa najčastejšie vyskytuje na strane výmenníka, kde je prúdiacim médiom kvapalina. V niektorých prípadoch sú produkty korózie unášané až za výmenník tepla do ďalších technologických častí, kde sa usadia a spôsobujú problémy.[2]

Zanášanie **chemickou reakciou** vzniká vtedy, keď sa usadeniny na ploche prestupu tepla zväčšujú ako výsledok jednej, resp. viac chemických reakcií medzi reaktantmi v procesnom prúde, pričom povrch plochy prestupu tepla sa nijak na týchto chemických reakciách nezúčastňuje. Napriek tomu môže plocha prestupu tepla slúžiť ako katalyzátor či už svojimi trhlami, polymerizáciou alebo autooxidáciou. Teplotné nestability rôznych chemických látok, akými sú napr. asfaltény a bielkoviny v procesnom prúde, môžu taktiež signalizovať zanášanie. Takéto zanášanie sa odohráva vo veľkom teplotnom rozmedzí (od izbovej teploty až po 1000°C), no pri vyšších teplotách je výraznejšie. Mechanizmus tohto typu zanášania je dôsledok nechcenej a neriadenej chemickej reakcie, ktorá sa odohráva počas procesu výmeny tepla. Napríklad uhlíkový materiál sa usádza na strane horúceho procesného média v dôsledku rastúcej teploty jednotlivých komponentov výmenníka tepla. Takéto zanášanie sa zvyčajne tuho drží na ploche výmenníka, takže potrebuje špeciálny prístup pri odstraňovaní, aby nedošlo k poškodeniu výmenníka tepla.[2] Zanášanie chemickou reakciou sa vyskytuje v celej škále priemyselných odvetví, no najmä v petrochemickom priemysle, pri rafinácii ropy, pyrolýze výparnej fázy, chladení plynov a olejov alebo polymerizácii procesných monomérov. Zanášanie plochy výmeny tepla od biologických roztokov môže zahŕňať komplexné heterogénne chemické reakcie a fyzikálochemické procesy. Pokiaľ nie sú plochy výmeny tepla opatrené ochrannou zoxidovanou vrstvou, zanášaním chemickou reakciou môže dôjsť ku korózii.[2][3]

**Tuhnutie a vymrazovanie** je proces zanášania, kedy na chladných plochách prestupu tepla dochádza k primfzaniu procesnej kvapaliny, alebo látok obsiahnutých v kvapaline, ktoré majú vyšší bod tuhnutia. Ako príklady tuhnutia môžu byť spomenuté separácia voskov z horúcich prúdov pri kontakte s chladenými povrchmi, formovanie ľadu na ploche prestupu tepla počas tvorby chladenej vody alebo vlhkého vzduchu, usadeniny vytvorené vo fenolových chladičoch a usadeniny vzniknuté chladením zmesí látok akými sú napr. parafíny.[3]





Obr. č. 4 – Zanášanie vymrazovaním [11]

Tento mechanizmus zanášania vzniká pri nízkych teplotách, zvyčajne izbových a nižších v závislosti na lokálnych tlakových podmienkach. Hlavné faktory ovplyvňujúce vznik tuhnutia sú hmotnostný tok procesného prúdu, teplota a kryštalizačné podmienky, podmienky na povrchu plochy prestupu tepla a koncentrácia tuhých prekursorov (prekursor – látka, z ktorej vzniká chemickou premenou výsledný produkt) v tekutine.[3]

Biovrstvy sú súčasťou nášho každodenného života, a zohrávajú dôležitú úlohu v prírode. Prvé známky života na zemi, boli nájdené vo forme skamenelých biovrstiev v stomatolitoch. Stomatolity vznikajú z mineralizovania biovrstiev, ktoré rástli jedna na druhej po milióny rokov, čo je tiež možné považovať za proces zanášania. **Biozanášanie a biokorózia**, sú naviazané na prítomnosť organických látok v procesnom prúde. Tento typ zanášania je analogicky podobný s predchádzajúcimi spomenutými typmi. Organické mikroskopické (baktérie, pliesne, kvasienky, atď.) a makroskopické (chaluhy, mäkyše a rôzna vegetácia) organizmy obsiahnuté v procesnom prúde sa naviažu na vnútorný povrch výmenníka a začnú postupne rásť (v procesnom prúde sú obsiahnuté živiny, napr. chaluhy), čoho výsledkom je biozanášanie. Biozanášanie predstavuje vážny problém, ktorý vyžaduje špeciálne opatrenia, či už sa jedná o zanášanie výmenníkov tepla a znižovanie ich výkonu alebo zvyšovanie nákladov na prevádzku zariadenia a na implementáciu kompenzácií.[5]



Obr. č. 5 – Biozanášanie v trubkovom výmenníku tepla [6]

Zbaviť výmenník tepla nánosu biomateriálu môžeme mechanicky alebo chemicky. Pri mikroorganizmoch žijúcich a rastúcich priamo na plochách výmeny tepla je možné použiť buď chemické postupné chlórovanie alebo jednorazové vyčistenie chlórovým koncentrátom. Pokiaľ sa na zanášanie myslí už pri návrhu zariadenia, je vhodné použiť na výrobu trubiek materiály s prísadami ako je napr. meď, ktorá pôsobí na organizmy ako jed.[5]

Pri mechanizmoch zanášania je dôležité spomenúť aj to, že tam, kde sa súčasne vyskytuje viac než jeden mechanizmus zanášania, dochádza so synergickým efektom k zvýšeniu komplexnosti problému zanášania. Je preto zrejmé, že nie je možné hovoriť len

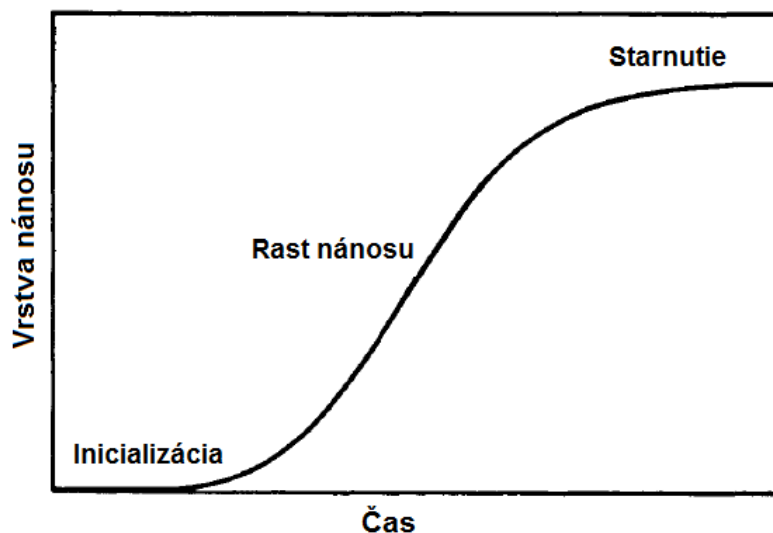
o jednej, unifikovanej teórii, ktorá modeluje proces zanášania, kde je identifikovaných vyššie šesť spomenutých mechanizmov, ale v mnohých procesoch existuje viac než jeden zanášací mechanizmus so synergickými efektami.[3]

Zanášanie nie je skokový jav, teda nedochádza k náhlemu zaneseniu plochy výmeny tepla istým mechanizmom zanášania. Tento jav by sa dal skôr prirovnať k efektu valiacej sa snehovej gule, keď sa z malej bezvýznamnej gule padajúcej dolu svahom časom nabalí veľká a nebezpečná snehová guľa, ktorá sa buď v dôsledku prostredia a svojich rozmerov zastaví, alebo narazí do objektu a spôsobí škody. To isté platí pre zanášanie. Buď dospeje do štádia, kedy je výmenník tepla zanesený natoľko, že samotný procesný prúd strháva svojou rýchlosťou z trúbiek nános, alebo je nános natoľko tuhý, že dôjde k mechanickému porušeniu výmenníka tepla. Druhá možnosť je omnoho nákladnejšia, nakoľko je nutné zastaviť celý proces, ale aj investovať do prípadných opráv zariadenia.

### 1.3. Fázy zanášania priemyselných výmenníkov tepla

Medzi hlavné fázy zanášania sa obvykle zaraďujú nasledovné [9]:

1. Inicializácia, resp. doba oneskorenia.
2. Tvorba a formovanie častíc, agregátov a flokúl.
3. Prenos hmoty a prichytávanie nečistôt na plochy výmenníka.
4. Oddelenie jednotlivých fáz v dôsledku usadzovania nečistôt, zahrňujúc tvorbu (nukleáciu) nánosov na zanesených plochách.
5. Rast, starnutie, vytvrdzovanie a nárast silnej vrstvy nánosov, resp. spomalenie prenosu tepla.
6. Autodegradácia procesu a erózia vrstvy, resp. samočistenie

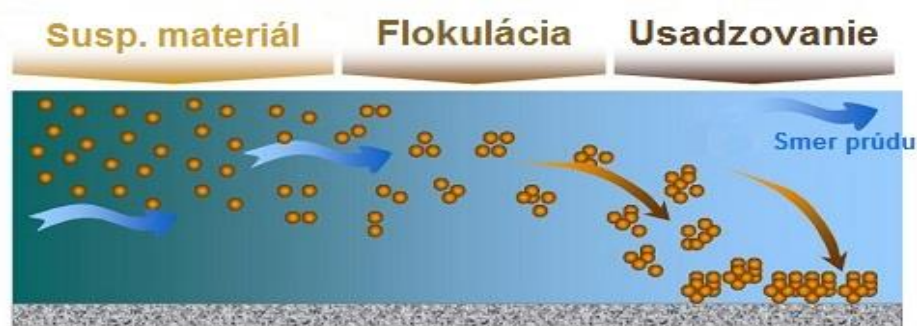


Obr. č. 5 – Graficky znázornené fázy zanášania [12]

**Inicializáciou** sa rozumie doba, kedy sú plochy vo výmenníku čisté, než dôjde k nahromadeniu nečistôt. Akumulácia relatívne malého množstva usadenín môže dokonca viesť k zlepšeniu prenosových vlastností výmenníka vzhľadom na čistý povrch, a tak sa môže hodnota zanášania javiť ako negatívna.[5] Dĺžka doby oneskorenia závisí na teplote povrchu

výmenníka, materiáli, povrchovej úprave, drsnosti a ochrannom nátere. V závislosti na rastúcej teplote povrchu plochy prenosu tepla a rastúcom presýtení procesného média sa doba oneskorenia skraca.[9]

**Agregáty** vznikajú najmä v nerastných surovinách, kde sa v tekutej olejovej fáze sformujú väčšie častice. Tieto agregáty potom môžu zotrvať v procesnom médiu (oleji) pomocou rozpúšťadiel, ako sú napr. živice, ktoré sa adsorbujú na povrch agregátov a udržia ich vo vznose, no stabilita takýchto priestorových koloidov závisí od koncentrácie rozpúšťacích činidiel v roztoku. Keď táto koncentrácia klesne na bod, kedy jej adsorbované množstvo nie je dostatočné aby pokrylo celý povrch agregátov, tieto agregáty sa spájajú, rastú a vytvárajú flokuly. **Flokulácia** asfalténov v parafinových procesných olejoch je známa svojou nezvratnosťou. V dôsledku veľkých rozmerov častíc a adsorbčnej afinity na pevných povrchoch môžu spôsobiť nenávratné zanesenie.[9]



Obr. č. 6 – Proces flokulácie [10]

**Prenos hmoty** a prichytávanie nečistôt na plochy výmenníka začína na úrovni mikroskopických častíc, pričom s narastajúcou veľkosťou častíc prevládajú tri mechanizmy prenosu v turbulentnom režime prúdenia. Ako bolo už v úvode spomenuté, tieto mechanizmy sú *difúzia*, *zotrvačnosť* a *zrážka* (v tomto poradí).[9]

V *difúznom režime* platí, že čím sú častice menšie, tým viac sú náchylnejšie na zanesenie. Paradoxne sa jedná o najmenšie častice, ktoré je zložité odstrániť aj pomocou filtrácie, resp. iným spôsobom, čo má za následok zanesenie povrchu výmenníka. Tieto častice, ktoré sa nachádzajú v koloidnom roztoku, sú menšie než 1  $\mu\text{m}$ .[9]

K prechodu z difúzneho režimu do *režimu zotrvačnosti* dochádza pri časticiach o veľkosti 1-2  $\mu\text{m}$ . V režime zotrvačnosti sú častice dostatočne veľké na to, aby im turbulentné víry odovzdali priečnu (pádovú) rýchlosť, ktorá sa naprieč viskóznymi subvrstvami nezníži, resp. určitá časť sa zachová. Takto rozbehnuté častice majú potom dostatočný moment hybnosti na narazenie do plochy výmeny tepla (steny trubky). Rýchlosť niektorých častíc sa pred nárazom na povrch dokonca zväčšuje, pretože sa pohybujú v smere znižujúceho sa gradientu turbulencie. Režim zotrvačnosti je teda lepšia situácia než difúzny režim, nakoľko sa v ňom usádzajú väčšie častice, ktoré je možné relatívne jednoduchšie odstrániť.[9][13]

*Režim zrážky* začína pre častice o veľkosti 10-20  $\mu\text{m}$ , kedy sa rýchlosť častice smerujúcej na plochu blíži rýchlosti trenia (závislej od šmykového napätia a hustoty procesného média) a brzdná dráha častice je analogická s priemerom trubky. Odozva týchto väčších častíc na zmeny v turbulentom prúdení je obmedzená, čo spôsobuje zvýšenie hodnoty súčiniteľa

zanášania. Ako sa častice postupne zväčšujú, ich odozva na turbulentné víry začne byť ešte pomalšia, čoho výsledkom je prudký nárast hodnoty súčiniteľa zanášania.[13]

Existujú experimentálne podložené záznamy, ktoré dokazujú, že drsnosť povrchu plochy výmeny tepla prispieva k zvýšeniu prúdenia častíc smerom k ploche, a tým aj väčšiemu zanášaniam. K zvýšenému prúdeniu dochádza vplyvom zníženia hrúbky viskózne podvrstvy (teda aj následným zvýšením turbulentného prúdenia nad zdrsnenými elementami) v dôsledku nižšej rýchlosti potrebnej na zastavenie častice na zdrsnenom povrchu.[13]

Na druhej strane sa môže turbulentný prenos častíc (zanášanie) spomaliť ako dôsledok usadenia veľmi jemných častíc na zdrsnenom povrchu, ktoré majú tendenciu drsnú plochu vyhladiť. Bohužiaľ spomalenie zanášania je oveľa menej obvyklé než urýchľovanie zanášania zdrsneným povrchom. Z toho vyplýva, že je veľmi dôležité aby plochy výmeny tepla boli čo najhladšie, resp. dostatočne vyleštené.

## 1.4. Zohľadnenie zanášania v tepelnom výpočte

Na zanášanie je nutné myslieť už vo fáze návrhu zariadenia, aby sa dalo čo najefektívnejšie zohľadniť, prípadne eliminovať. Opatrenia na zníženie zanášania vedú k zväčšeniu plochy prechodu tepla. Zvyčajne sa navrhuje odolnosť proti zanášaniam na oboch stranách plochy prechodu tepla, no väčší dôraz sa kladie tam, kde sa predpokladá najväčšie zanášanie, čo má za následok nižšiu tepelnú vodivosť a zmenu súčiniteľa prechodu tepla. Ten sa vo výpočte vyskytuje v prenosovej rovnici výmeny tepla, ktorá popisuje celkový prenos tepelného výkonu výmenníka a je v tvare:

$$\dot{Q} = A \cdot k \cdot \Delta\bar{T} \quad (1)$$

kde  $A$  je plocha výmeny tepla,  $k$  súčiniteľ prechodu tepla a  $\Delta\bar{T}$  stredný teplotný rozdiel medzi chladnejším a teplejším pracovným médiom.[15]

Súčiniteľ prechodu tepla trubkového výmenníka s hladkými trúbkami sa vypočíta ako:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_2}{2\lambda_t} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2)$$

kde  $d_2$  a  $d_1$  sú vonkajší a vnútorný priemer trubky,  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$  súčinitele prestupu tepla v trubkovom a medzitrubkovom priestore a  $\lambda_t$  súčiniteľ tepelnej vodivosti.

Bohužiaľ pre väčšinu prípadov je veľmi náročné predpovedať špecifické správanie zanášania, nakoľko premenné, ktoré ovplyvňujú proces, môžu meniť typ a rýchlosť zanášania.[5] Najjednoduchšia cesta ako zahrnúť dôsledky zanášania do návrhu zariadenia je využitie tzv. súčiniteľa zanášania. Tento súčiniteľ je približne odhadnuté číslo, ktoré vyjadruje mieru zanášania výmenníka tepla pri použití konkrétneho pracovného média. Súčiniteľ zanášania je zahrnutý v rovnici popisujúcej výmenu tepla, v ktorej vystupuje ako parameter na výpočet súčiniteľa prechodu tepla. Ak sa teda uvažuje so zanášaním, bude pre súčiniteľ prechodu tepla trubkového výmenníka platiť vzťah:

$$k = \frac{1}{\frac{d_2}{d_1} \left( \frac{1}{\alpha_1} + R_{z1} \right) + \frac{d_2}{2\lambda_t} \ln \frac{d_2}{d_1} + \left( \frac{1}{\alpha_2} + R_{z2} \right)} \quad (3)$$

kde  $R_{z1}$  je súčiniteľ zanášania v trubkovom priestore a  $R_{z2}$  je súčiniteľ zanášania v medzitrubkovom priestore.[15]

Neexistuje jednotný a priamy spôsob výpočtu vhodného súčiniteľa zanášania pre konkrétne procesné médium a špecifické zariadenie. Napriek tomu existujú normy, ktoré výrazne uľahčujú určenie približne vhodného súčiniteľa zanášania. Norma, v ktorej sú zhrnuté špecifické súčinitele zanášania pre rôzne procesné tekutiny sa nazýva TEMA (ang. Tubular Exchanger Manufacturers Association). Súčinitele v tejto norme nie sú celkom presne vyjadrené, nakoľko nezohľadňujú časovú závislosť zanášania a sú vymedzené len na určité druhy tekutín.[5] Nasledujúca tabuľka z TEMA je príklad špecifických súčiniteľov zanášania pre rôzne druhy vôd:

Teplota horúceho média Teplota vody Rýchlosť vody (m/s)	do 115°C 50°C		od 115°C do 205°C nad 50°C	
	< 0,9	> 0,9	< 0,9	> 0,9
Morská voda	0,000088	0,000088	0,000176	0,000176
Poloslaná voda	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
Veže a nádrže na chladiacu vodu:				
chem. upravená voda	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
chem. neupravená voda	0,000528	0,000528	0,000881	0,000705
Studničná voda	0,000176	0,000176	0,000352	0,000352
Riečna voda				
malý tok	0,000352	0,000176	0,000528	0,000352
veľký tok	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Bahnitá a náplavová voda	0,000528	0,000352	0,000705	0,000528
Ťažká voda	0,000528	0,000528	0,000881	0,000881
Voda z chladiča motora	0,000176	0,000176	0,000176	0,000176
Destilovaná a obehová voda				
kondenzát	0,000088	0,000088	0,000088	0,000088
upravená voda z napájania kotla	0,000176	0,000088	0,000176	0,000176
odkal z kotla	0,000352	0,000352	0,000352	0,000352

Tab. č. 1 – Súčinitele zanášania pre vodu z TEMA (1988) [5]

V tabuľke je ilustračne vypísaných niekoľko doporučených súčiniteľov zanášania pre vodu, ako procesné médium za rôznej teploty a rýchlosti prúdenia. Z tabuľky a hodnôt, ktoré sú v nej uvedené by mohlo analogicky vyplývať, že z dôvodu dobrej prípravy a precízneho návrhu zariadenia je výhodnejšie zvoliť vo výpočtoch vyšší súčiniteľ zanášania. Naddimenzovalo by sa tým zariadenie a vo veľkej miere by k zanášaniamu nedošlo, no bohužiaľ takto to nefunguje. Zohľadňovať zanášanie vo výpočtoch je samozrejme účinné, no výrazne naddimenzovať zariadenie môže znamenať, že tým väčšmi sa tvorba nánosov intenzifikuje. Výpočet s veľkým súčiniteľom zanášania často vyúsťuje vo výsledku do veľkého prietokového profilu zariadenia, v ktorom sú nižšie rýchlosti prúdenia a tým väčšia šanca tvorby nánosov. Ďalšie riziko môže spočívať v tom, že nadmerne veľký prietokový profil spôsobí nadmerný výkon výmenníka, v dôsledku čoho obsluha zníži prietok média, čím sa zníži rýchlosť a znovu to vyúsťi do potenciálneho zanášania. Súčiniteľ zanášania je teda veľmi dôležitý prvok výpočtu výmenníka, nakoľko je dôležité aby zariadenie pracovalo čo najbližšie optimálnych podmienok, na ktoré bolo navrhnuté.[16] V priebehu procesu výmeny tepla sa súčiniteľ

zanášania mení vzhľadom k narastajúcej vrstve nánosu, preto je nutné modelovať špeciálne postupy „šité na mieru“, ktoré tento jav zohľadňujú.

## **1.5. Modelovanie zanášania teplovýmenných plôch produktami spaľovania**

Zanášanie produktami spaľovania je komplexný problém, ktorý je výsledkom mnohých fyzikálno-chemických procesov. Modelovanie tohto typu zanášania má dva dôvody: objasnenie mechanizmu zanášania a stanovenie vplyvu zaneseného popolčeka na výmenu tepla. Zanášanie popolčekom zahŕňa prechod častíc z plynného (nosného) média na steny trubiek a skondenzovanie chemických komponentov výparnej fázy (napr.  $\text{SiO}_2$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CaSO}_4$  atď.) pri optimálnych podmienkach. Chemické a minerálne zloženie spalín vo vznose a nánose popolčeka na trubke je zvyčajne odlišné. Tento rozdiel je spôsobený selektívnym usadzovaním častíc len istých druhov, chemickými reakciami, aglomerovaním a inými procesmi v rámci zanesenej vrstvy. Štruktúra usadeného popolčeka je nerovnomerná, nakoľko závisí od rôznych aspektov, napríklad miesta tvorby nánosu (trubka v zákryte, vertikálna alebo horizontálna trubka atď.), chemického zloženia (usadeniny sulfátov, alkalických kovov atď.) a miery spojenia s povrchom (slabo alebo silno naviazaný nános na povrchu).[17] Na základe mechanizmov zanášania je možné klasifikovať usadeniny popolčeka do nasledujúcich skupín:

Kyprý nános vzniká pri pôsobení mechanických síl medzi tuhými časticami, ktoré sa na povrchu trubky naviažu jedna na druhú. Tento typ nánosu sa zvyčajne rýchlo stabilizuje a vytvorí útvar v súlade so smerom prúdenia média.

Spojité nános vzniká pri pôsobení chemických síl medzi povrchom a časticami a taktiež vzájomne medzi časticami. To, ako silný nános vznikne, závisí od hustoty, vlhkosti a pórovitosti usadeniny.

Spečený nános sa formuje z pevných, mäknúcich a roztavených častíc. Vlastnosti závisia od chemického zloženia popolčeka, teplotných podmienok a zloženia spalín. Zvyčajne sa však formuje v kotloch, kde je vysoká teplota na strane spalín, no nárast nánosu je veľmi rýchly.

Spojité spečený nános alebo struska, je obdobný predošlému mechanizmu zanášania, avšak tento má odlišnú hustotu, pórovitosť a nekonečný rast. Taktiež sa vyskytuje v peciach.[17]

Zanášanie produktami spaľovania je možné rozdeliť do nasledujúcich skupín: kypré, spojitú (silno alebo slabo naviazané častice), spečenú a spojitú spečenú zanášanie. Druhy a vlastnosti nánosu v priečnom prúde závisia najmä na rozložení častíc v procesnom prúde podľa veľkosti a zloženia, rýchlosti a teploty spalín.[17]

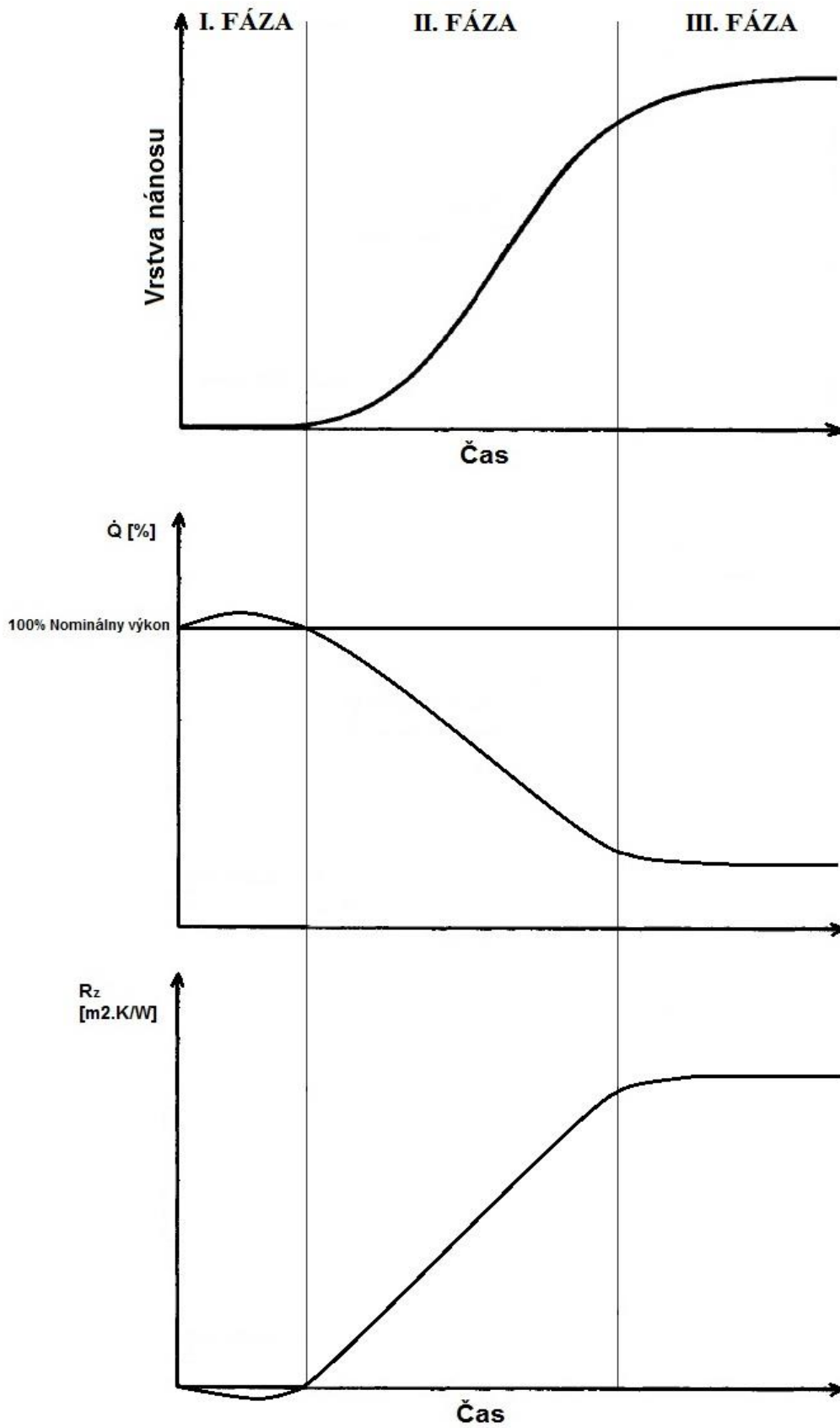


Obr. č. 7 - Spojitý nános popolčeka v dôsledku odparovania alkalických kovov [18]

### **1.5.1. Vplyv zanášania na tepelný výkon výmenníka**

V priemyselných podmienkach (často kontinuálna výroba) je neočakávaná porucha zariadenia ako je výmenník tepla významná, nakoľko pre odstránenie závady musí byť často výroba zastavená, čo vedie k nemalým finančným stratám. Aby sa takýmto nepríjemnostiam predišlo, je nutné kontinuálne vyhodnocovať charakteristiky funkčného výmenníka za účelom udržania efektivity procesu na vysokej úrovni. Štádia rastu nánosu je pre názornosť možné dať do korelácie s tepelným výkonom výmenníka a súčiniteľom zanášania, ktorý zohľadňujeme vo výpočte (Obr. č. 8).

V prvej fáze dochádza k inicializácii zanášania plôch výmenníka tepla. Keď sa na ploche nachádza tenká vrstva nánosu častíc, dochádza k zvláštnemu javu, kedy sa v počiatočnej fáze zvýši výkon výmenníka. Deje sa to v dôsledku veľmi jemných častíc, ktoré sa usadia na povrchu, ktorý zdrsni, čím zväčšia veľkosť plochy prenosu tepla a dopomôžu k zvýšeniu konvekcie medzi chladnejšou a teplejšou stranou. Tento efekt môžeme vidieť aj na súčiteľi zanášania, ktorý je vyjadrený ako pomer hrúbky nánosu s tepelnou vodivosťou steny trubky. Súčiteľ zanášania je v tomto prípade záporný. V druhej fáze začína nános spalín na stenách trubky exponenciálne narastať. Výkon začína klesať a výmenník sa dostáva pod hranicu svojho maximálneho nominálneho výkonu. Úmerne tomu rastie hodnota súčiteľa zanášania, ktorý sa zo záporných hodnôt dostáva až do fáze, kedy sa postupne začne ustáľovať. Tretia fáza vyjadruje starnutie nánosu, kedy nedochádza k navyšovaniu pevnej fáze na trubkách, nakoľko okolitý prúd je dostatočne silný, aby uvádzal častice vrchnej vrstvy do vznosu. V tejto fáze môže dokonca dôjsť k samočisteniu, no nie je to časté. Výkon výmenníka sa v tretej fáze ustáli na istej hodnote a ďalej už neklesá. Súčiteľ zanášania dosiahne hornú hranicu, nakoľko vrstva nánosu už nerastie.



Obr. č. 8 – Porovnanie narastania nánosu s výkonom a súč. zanášania v čase [12]



## 1.5.2. Princípy modelovania zanášania plôch produktami spaľovania

Pre približný výpočet súčiniteľa zanášania je možné použiť základný vzťah zohľadňujúci len hrúbku a súčiniteľ tepelnej vodivosti nánosu bez časovej závislosti:

$$R_z = \frac{\delta}{\lambda_n} \quad (4)$$

kde  $\delta$  je hrúbka vrstvy nánosu a  $\lambda_n$  je súčiniteľ tepelnej vodivosti nánosu spalín.

Súčiniteľ zanášania je tiež možné vypočítať ako rozdiel súčiniteľov prechodov tepla čistého a zaneseného výmenníka:

$$R_z = \frac{1}{k_z} - \frac{1}{k_c} \quad (5)$$

kde  $k_z$  je celkový súčiniteľ prechodu tepla zaneseného povrchu a  $k_c$  je celkový súčiniteľ prechodu tepla čistého povrchu.

### a) Základné modelovanie procesu zanášania

Počiatky modelovania dynamiky zanášania sa evidujú v roku 1959, kedy bol predstavený jeden z najjednoduchších modelov Kernom a Seatonom. Tento model hovorí o tom, že celkový rast vrstvy nánosu závisí na relatívnom podiele dvoch simultánnych a opačných procesov: zanášanie a samočistenie. Použitie tohto modelu predstavovalo pokrok v návrhu, ktorý sa sústreďuje najmä na funkčnosť a jednoduchosť pri uplatnení na praktických problémoch. Kernov a Seatonov model je najmä matematická interpretácia asymptotickej krivky zanášania. [4] Je vyjadrený vzťahom:

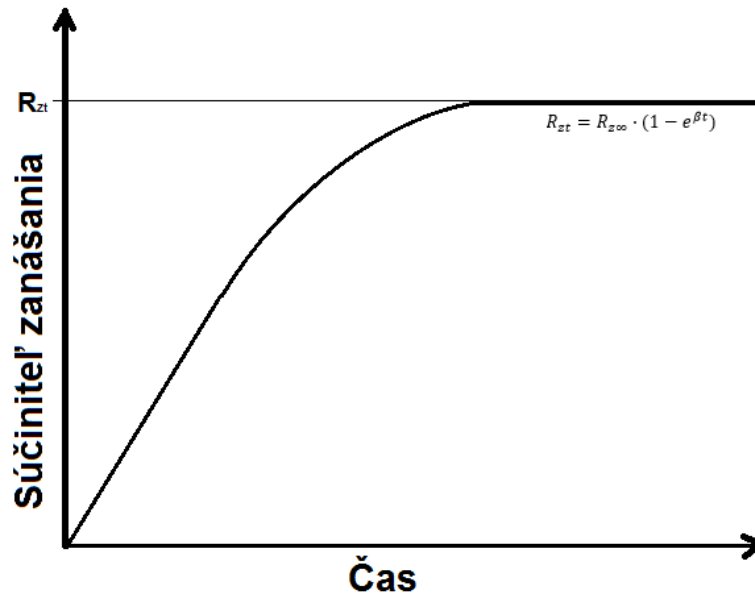
$$R_{zt} = R_{z\infty} \cdot (1 - e^{-\beta t}) \quad (6)$$

kde  $R_{zt}$  je súčiniteľ zanášania v čase  $t$

$R_{z\infty}$ , resp.  $R_{z,max}$  je súčiniteľ zanášania v čase blížiacemu sa nekonečnu (asymptota) {táto hodnota teda zodpovedá hodnote  $R_z$  z rovníc (4) a (5), resp. hodnote z kap. 1.4. dosadzovanej do rovnice (3)}

$\beta$  je konštanta v závislosti na vlastnostiach systému

Reálny priebeh zanášania má v inicializačnej fáze plynule exponenciálne rastúci charakter, no Kernov a Seatonov model ho zanedbáva. Je to idealizovaný model a pri návrhu výmenníka tepla veľmi nepomôže, pokiaľ nie sú k dispozícii špecifické hodnoty pre súčiniteľ  $R_{z\infty}$  a konštantu  $\beta$ . Totiž skutočné hodnoty týchto konstant závisia až na type zanášania a pracovných podmienkach výmenníka. Vo všeobecnosti nemá zmysel predpovedať tieto hodnoty skôr, než dôjde k ich experimentálnemu zisteniu z konkrétneho procesu. Nemá to ani zmysel z časového a ekonomického hľadiska.



Obr. č. 9 – Časový vývoj súčiniteľa zanášania [19]

**b) Prepracovanejšie spôsoby modelovania procesu zanášania**

Okrem základných modelov zanášania, existujú pre ilustráciu aj prepracované modely, pomocou ktorých je zanášanie zohľadnené pri výpočte zariadenia. Tieto modely sú vlastne poznatky získané prevádzkovaním zariadení. Ide o presné a komplexné parametre, pomocou ktorých je možné výpočtom optimalizovať a znížiť zanášanie. Pri analýze zanášania vo výmenníku tepla sa zohľadňuje napríklad veľkosť a hustota častíc, ktoré sa usadili na povrch prestupu tepla, no taktiež užitočný parameter je vlhkosť častíc. Z týchto poznatkov je potom možné približne určiť, ako sa špecifické procesné médium vo výmenníku správa. Výsledky nemožno zovšeobecniť na všetky výmenníky tepla, no uľahčí to prevádzku konkrétneho výmenníka tepla. Pre ilustráciu sú uvedené tri príklady parametrov, ktoré je možné vypočítať za účelom zohľadnenia zanášania.[1] Sú to:

- a) Medzná rýchlosť častice
- b) Medzné šmykové napätie na ploche prestupu tepla
- c) Medzný uhol dopadu častice

**Medzná rýchlosť častice** je minimálna rýchlosť procesného prúdu (resp. minimálna stredná prierezová rýchlosť), pri ktorej začína dochádzať k zanášaniam. Stredná prierezová rýchlosť je zodpovedná za uvedenie zanesenej častice na plochej zanesenej strane do vzhonu. Táto podmienka je splnená, keď pomerný moment vzhonu častice je rovný súdržnosti častíc. Moment vzhonu je pomer medzi hydrodynamickým momentom vzhonu častice (spôsobený unášaním tekutinou) a zvyšným príľnavým momentom, kde rovnováha momentov je na bode kontaktu medzi časticou a povrchom.[1] Rovnica náhradného súčiniteľa zanášania sa teda dá vyjadriť ako odvalovací moment častice  $R_M$  a pre ilustráciu má nasledujúci tvar:

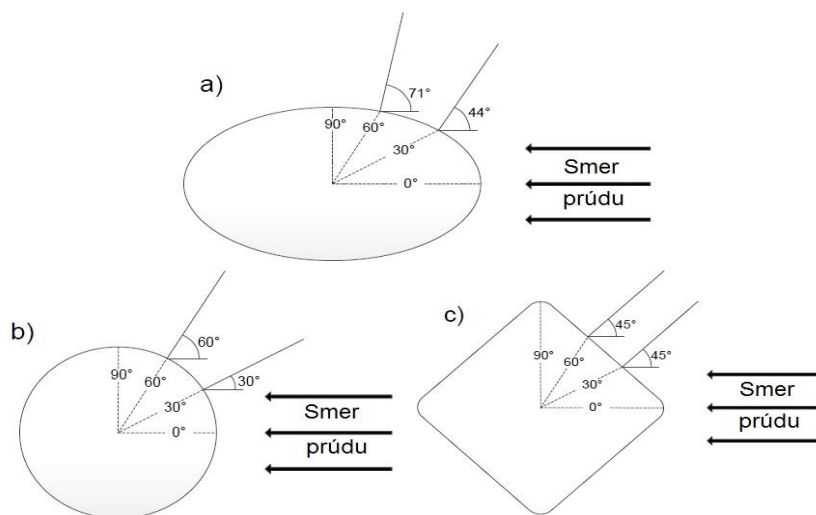
$$R_M = \frac{F_d(1,399r_p - \alpha)}{(F_a + F_g - F_b - F_L)r_p} \quad (7)$$

kde  $F_a$  vyjadruje adhéziu silu,  $F_b$  vztlakovú silu,  $F_d$  unášaciu silu,  $F_g$  gravitačnú silu,  $F_L$  silu vznosu častíc a  $r_p$  polomer častice. Rovnica (7) nie je vo výpočte tejto diplomovej práce použitá, no ukazuje aj iný spôsob ako získať súčiniteľ zanášania.

Praktické využitie tohto špecifického súčiniteľa zanášania spočíva v navrhnutí rýchlosti vyššej než je medzná prierezová rýchlosť tak, aby sa zabránilo zanášaniam. Potrebné premenné na výpočet parametra  $R_z$  sa bohužiaľ nezisťujú ľahko, čo znamená že komplexná povaha tohto princípu plne nevystihuje správanie častíc pri zanášaní. Rovnica č. (7) vyjadruje vznos častice na plochej doske, no v mnohých prípadoch sa jedná o zanášanie na trubkách s kruhovým prierezom a rôznymi inými typmi geometrií. Rozpytl síl, ktorými pôsobí každá častica na trubku, v skutočnosti závisí na konkrétnom mieste usadenia, preto sa tento spôsob výpočtu súčiniteľa zanášania môže javiť ako nepresný.[1] Napriek tomu bolo experimentálne dokázané, že s použitím tohto súčiniteľa zanášania je odhad medznej rýchlosti pre mikročastice medzi dosť presný.[14]

**Medzné šmykové napätie na ploche prestupu tepla** je o niečo presnejší parameter než medzná rýchlosť častice. Pokiaľ je meraním známe presné šmykové napätie na ploche prestupu tepla, je možné presnejšie odhadnúť kedy dôjde k vznosu častice. Medzné šmykové napätie je teda minimálna hodnota šmykového napätia, pri ktorej dôjde k zastaveniu častice na povrchu a jej následnému usadeniu. Túto minimálnu hodnotu je taktiež možné vyjadriť súčiniteľom zanášania  $R_z$ . Nakoľko sa šmykové napätie pri povrchu v protiprúdom výmenníku tepla mení v závislosti na profile a orientácii trubky, miesta so šmykovým napätím nad medznou hodnotou by mali ostať „čisté“, resp. bez zanesených častíc.[1]

**Medzný uhol dopadu častice** je minimálny uhol, pod ktorým môže častica dopadnúť na plochu prenosu tepla tak, že dôjde k minimálnemu celkovému zaneseniu plochy.

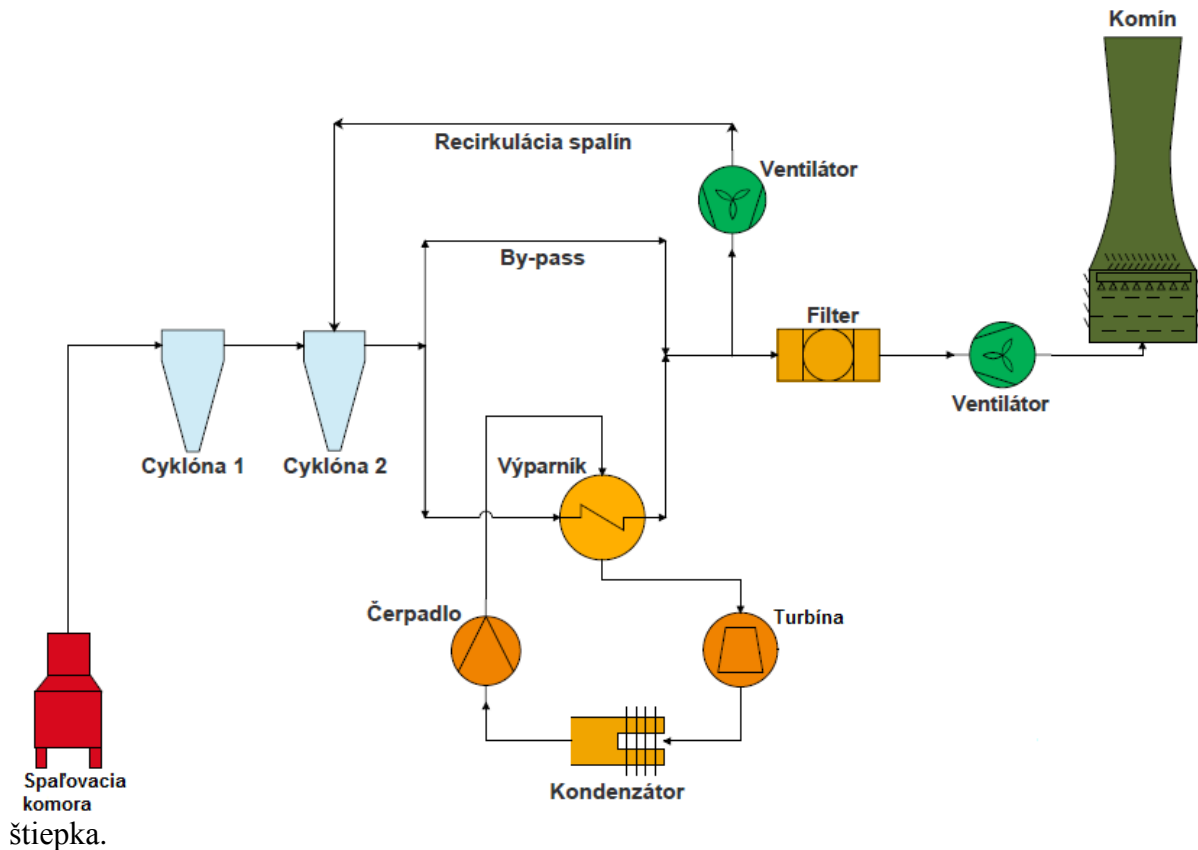


Obr. č. 10 – Teoretické medzné uhly dopadu fiktívnej častice pre rôzne prierezy trubiek a) eliptická trubka; b) kruhová trubka; c) kosoštvorcová trubka [1]

Tento koncept je založený na energetickej rovnosti medzi tangenciálnou kinetickou energiou častice pri dopade a minimálnou energiou potrebnou na prerušenie adhézných (priľnavých) síl medzi časticou a povrchom. Nakoľko adhézna energia je spojená s mierou prichytenia častice na povrchu, je možné predpovedať zmeny medzného uhla dopadu častice na základe okolitých podmienok prúdenia média.[1]

## 2. RIEŠENÝ TYP TRUBKOVÉHO VÝMENNÍKA TEPLA

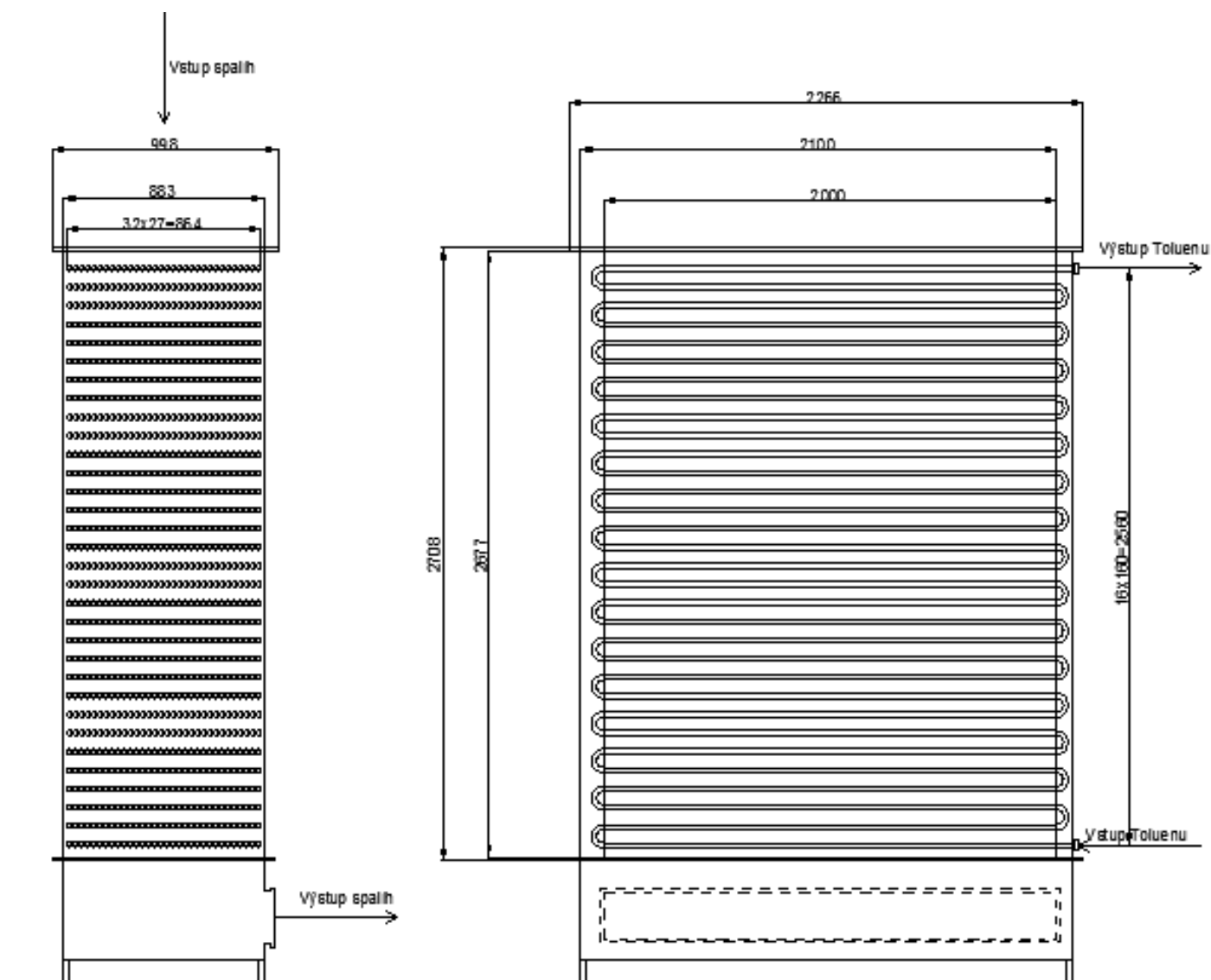
Na vyhodnocovanie zanášavého procesu bol zvolený výmenník tepla z reálnej prevádzky, tzv. výparník, ktorý prenáša teplo produktov spaľovania na pracovné médium prúdiace v trubkách. V tomto prípade je pracovným médium v trubkách toluén, z dôvodu jeho nízkej hodnoty viskozity a vysokej hodnoty tepelnej vodivosti. Produkty spaľovania pozostávajú z biomasovej zmesi, ktorej zloženie môže byť rôzne, napr. ryžové šupiny a drevená



Obr. č. 10 – Umiestnenie výparníka v procese

Na obrázku je názorne vidieť, ako spaliny postupujú zo spaľovacej komory najprv do prvej cyklóny, v ktorej sa odlúčia najväčšie pevné častice a potom do druhej cyklóny na odlúčenie jemnejších častíc. Následne putujú do výparníka, kde odovzdajú teplo toluénu prúdiacemu v trubkách. Z výparníka prechádza časť spalín cez filter na komín a časť sa vracia do obehu. Toluén prúdiaci výparníkom je po odobratí tepla spalín skondenzovaný a čerpadlom vytlačovaný späť do výparníka. Aj napriek tomu, že pred výparníkom sú umiestnené 2 cyklóny na odlúčenie pevných častíc, je zrejmé, že pri vstupe spalín do výparníka obsahuje prúd množstvo jemných neodlúčených tuhých častíc, ktoré sa usádzajú na stenách trubiek a znemožňujú efektívne fungovanie výparníka.

## 2.1. Predstavenie riešeného trubkového výmenníka tepla



Obr. č. 12 – Schéma riešeného výparníka

Reálny trubkový výmenník tepla (výparník) pozostáva z 1024 hladkých trubiek usporiadaných v horizontálnych radoch nad sebou. Spojené sú trubkovými kolenami, ktoré vymedzujú konštantný rozstup medzi jednotlivými radmi trubiek na 60 mm. Rozstup trubiek v rade vedľa seba je 27 mm. Vonkajší priemer trubiek je 22 mm, vnútorný 20 mm a dĺžka 2 m. Vyrobené sú z nerezovej ocele s prímiesou chrómu (17 %) a niklu (12 %). Celkové usporiadanie a rozmery výparníka sú znázornené na obr. č. 12.

Ako bolo spomenuté vyššie, v trubkách výparníka prúdi toluén, ktorý má za úlohu odvádzať teplo spalín, ktoré sa pohybujú v trubkovom medzipriestore. Toluén vstupuje do spodnej časti výparníka v kvapalnom skupenstve pri teplote 150°C (bod varu toluénu je okolo 110°C pri NP). Ako odoberá teplo, jeho skupenstvo sa postupne mení na plynné a výparník opúšťa pri teplote 327°C a tlaku 3,26 MPa. Spaliny vstupujú do výparníka v hornej časti pri teplote 530°C a opúšťa ho pri 177°C. Celkový výkon výparníka je určený na 903 kW.

## 2.2. Metódy výpočtu prenosu tepla a tlakových strát na strane spalín

Pre vytvorenie výpočtového modelu výmenníka tepla využívajúceho prevádzkové dáta existujú vzťahy pre výpočty parciálnych súčiniteľov a parametrov v závislosti na prevádzkových hodnotách. Okrem rovnice výmeny tepla (1) z kap. 1.4 charakterizujúcej celkový prenesený tepelný výkon, v ktorej vystupuje súčiniteľ prechodu tepla  $k$  (rovnica (2) z kap. 1.4) je dôležité spomenúť aj celkovú tepelnú bilanciu výmenníka.

### **Tepelná bilancia:**

Ak sú straty tepla do okolia zohľadnené vo výpočte, je možné podľa zákona zachovania energie konštatovať, že:

$$vstup = výstup(+akumulácia) + straty \quad (8)$$

Pri výmenníkoch rekuperačného typu k akumulácii tepla nedochádza. Ak sa zanedbajú aj straty, výsledná bilancia ideálneho stavu je:

$$vstup = výstup \quad (9)$$

teda odovzdané teplo horúcim médiami je rovné prijatému teplu chladným médiami:

$$\dot{Q}_{vstup} = \dot{Q}_{výstup} \quad (10)$$

Po rozpísaní jednotlivých tepelných tokov platí:

$$m_H^* \cdot \overline{c_{pH}} \cdot (t_{Hin} - t_{Hout}) = m_C^* \cdot \overline{c_{pC}} \cdot (t_{Cin} - t_{Cout}) \quad (11)$$

kde  $m_H^*/m_C^*$  je hmotnostný prietok horúceho/chladného média,  $\overline{c_{pH}}/\overline{c_{pC}}$  stredná merná tepelná kapacita horúceho/chladného média,  $t_{Hin}/t_{Cin}$  teplota horúceho/chladného média na vstupe do výmenníka a  $t_{Hout}/t_{Cout}$  teplota horúceho/chladného média na výstupe z výmenníka.[20]

### **Súčiniteľ prestupu tepla:**

V rovnici (2) z kap. 1.4 vystupuje  $\alpha$  ako súčiniteľ prestupu tepla. Na výpočet tohto súčiniteľa sa využívajú tzv. bezrozmerné kritériá, ktoré sú štyri. Existuje niekoľko metód, ktoré zohľadňujú tieto kritériá, no o tých sa v práci pojednáva neskôr (str. 34). Pomocou týchto bezrozmerných kritérií je možné zistiť tzv. Nusseltovo číslo, z ktorého sa dá určiť súčiniteľ prestupu tepla, nakoľko platí, že  $Nu = f(Re, Gr, Pr, \dots)$ .

Medzi bezrozmerné kritériá patria:

**Reynoldsovo číslo** vyjadruje pomer zotrvačných a trecích síl v prúdiacej tekutine:

$$Re = L \cdot u \cdot \frac{\rho}{\eta} \quad (12)$$

**Nusseltovo číslo** vyjadruje podobnosť prenosu tepla konvekciou v medznej vrstve tekutiny:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (13)$$

**Prandtlovo číslo** vyjadruje súvislosť medzi hydrodyn. pomermi a podmienkami konvekcie prenosu tepla v tekutine:

$$Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (14)$$

**Grashofovo číslo** charakterizuje pomer vztlakových a trecích síl v prúdiacej tekutine:

$$Gr = L^3 \cdot \rho^2 \cdot g \cdot \beta \cdot \frac{\Delta T}{\eta^2} \quad (15)$$

kde  $L$  je charakteristický lineárny rozmer,  $u$  rýchlosť prúdenia kvapaliny,  $\rho$  hustota kvapaliny,  $\eta$  dynamická viskozita,  $\lambda$  tepelná vodivosť tekutiny,  $c_p$  merná tepelná kapacita,  $g$  gravitačné zrýchlenie,  $\beta$  súčiniteľ objemovej rozťažnosti a  $\Delta T$  teplotný rozdiel medzi plochou prestupu tepla a pracovným médium.[21]

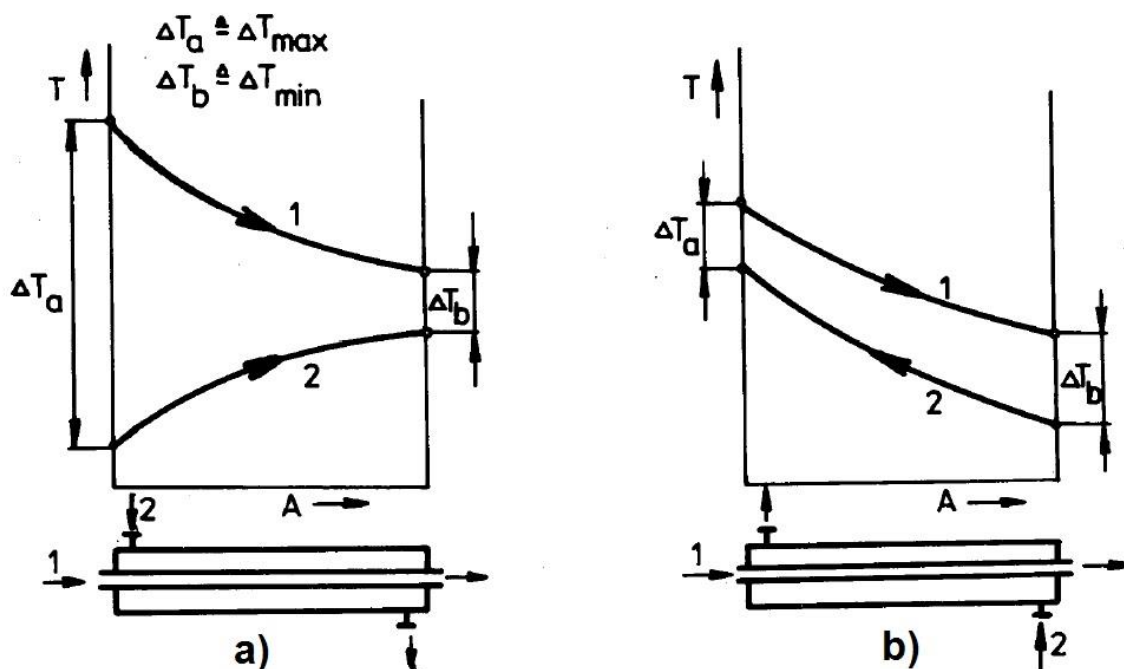
Vo všeobecnosti je možné zapísať tieto bezrozmerné čísla do rovnice na výpočet Nusseltovho čísla, z ktorého sa následne získa súčiniteľ prestupu tepla:

$$Nu = C \cdot Re^a \cdot Pr^b \cdot Gr^c \cdot K_G^d \quad (16)$$

kde  $C$  je konštanta závislá na type výmenníka,  $Re$  Reynoldsovo číslo,  $Pr$  Prandtlovo číslo,  $Gr$  Grashofovo číslo,  $K_G$  je geometrický simplex, ktorý vyjadruje vplyv geometrie plochy výmeny tepla a  $a, b, c, d$  sú exponenty závislé na type výmenníka.[23]

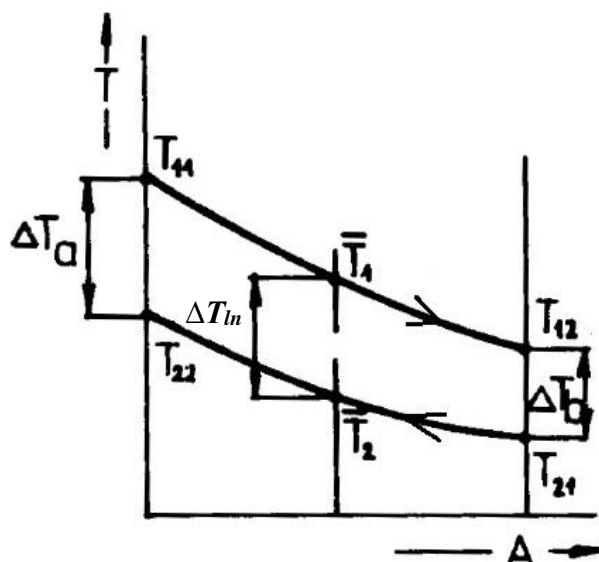
### **Stredný teplotný rozdiel:**

Pri prietoku pracovnej látky výmenníkom tepla s jedným chodom v trubkovom aj medzitrubkovom priestore dochádza k plynulej zmene jej teploty pozdĺž plochy výmeny tepla, pričom krivka tohto priebehu je v skutočnosti krivkou logaritmickou.[15]



Obr.č. 13 – Teplotné profily látok pri a) Súprúdom toku a b) Protiprúdom toku [15]

Z obrázku je jasné, že rozdiel teplôt  $\Delta T_a$  pri súprúdom toku je vždy vyšší než  $\Delta T_b$ . V tom prípade bude  $\Delta T_a$  vždy zodpovedať  $\Delta T_{max}$  a  $\Delta T_b$  analogicky  $\Delta T_{min}$ . Rozdiel medzi strednými hodnotami teplôt oboch pracovných látok vo výmenníku je možné definovať ako stredný logaritmický teplotný rozdiel  $\Delta T_{ln}$ . [15]



Obr. č. 14 – Stredný logaritmický teplotný rozdiel medzi teplotnými krivkami [15]

Nakoľko výstupná teplota chladnejšieho prúdu nie je konštantná, musí sa uvažovať s jej určitou strednou teplotou.[15] Tá je zahrnutá v tzv. opravnom súčiniteli, pričom výsledná rovnica na výpočet stredného teplotného rozdielu má tvar:

$$\Delta \bar{T} = \Delta T_{ln} \cdot \varepsilon = \frac{\Delta T_{max} - \Delta T_{min}}{\ln \frac{\Delta T_{max}}{\Delta T_{min}}} \cdot \varepsilon \quad (17)$$

kde  $\Delta T_{max}/\Delta T_{min}$  je maximálny/minimálny teplotný rozdiel teplovýmenných látok a  $\varepsilon$  je opravný súčiniteľ stredného logaritmického teplotného rozdielu (niekedy sa tiež nazýva a označuje ako korekčný faktor  $F$ ) v danom prípade na krížové prúdenie. Jeho veľkosť je možné odčítať z grafov v príslušnej odbornej literatúre (napr. *Heat Exchanger Design Handbook*).[15]

Ak pre obr. č.14 platí  $T_{11}=T_{i,k}$ ,  $T_{12}=T_{i,k+1}$ ,  $T_{21}=T_{j,l}$ , a  $T_{22}=T_{j,l+1}$ , potom stredný logaritmický teplotný rozdiel sa okrem vzťahu (17) dá odhadnúť pomocou Patersonovej aproximácie (1978), kde  $i$  predstavuje horúci prúd a  $j$  chladný prúd. Patersonova rovnica má tvar:

$$\Delta T_{lnP} = \frac{2}{3} \cdot \sqrt{\Delta T^1 \cdot \Delta T^2} + \frac{1}{6} \cdot (\Delta T^1 + \Delta T^2) \quad (18)$$

kde:

$$\Delta T^1 = T_{i,k+1} - T_{j,l} \quad (19)$$

$$\Delta T^2 = T_{i,k} - T_{j,l+1} \quad (20)$$

pričom v obrázku č. 14 predstavuje  $\Delta T^1 = \Delta T_b$  a  $\Delta T^2 = \Delta T_a$ . Patersonova aproximácia sa používa na nelineárne optimalizačné úlohy, z dôvodu výskytu prirodzeného logaritmu, nakoľko by pre matematické programy typu Maple mohol byť výpočet stredného logaritmického teplotného rozdielu problematický.[24]

### **Tlakové straty:**

K tlakovým stratám vo výmenníku dochádza v miestach s náhlou zmenou profilu a v miestach s turbulentným prúdením. Čím väčšie sú tlakové straty, tým nižší je tepelný výkon



výmenníka. Na druhej strane turbulentné prúdenie je pre prenos tepla prínosné, nakoľko zintenzívňuje prechod tepla z teplejšej látky na chladnejšiu. Pri návrhu výmenníka je teda nutné dbať na prevádzkové náklady spojené s príkonom púmp čerpajúcich pracovné médium, a to tak, aby bol zabezpečený optimálny chod výmenníka bez výrazných tlakových strát a zároveň s ideálnym prenosom tepla.[23]

Tlakovú stratu je možné rozdeliť na stratu vplyvom trenia  $\Delta p_\lambda$  a vplyvom miestnych odporov  $\Delta p_\xi$ :

$$\Delta p = \Delta p_\lambda + \Delta p_\xi \quad (21)$$

Na výpočet tlakovej straty vplyvom trenia v rovnom úseku potrubia kruhového prierezu platí tzv. Darcy-Weisbachova rovnica v tvare:

$$\Delta p_\lambda = \lambda_D \cdot \frac{l_\lambda}{d_h} \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (22)$$

kde  $\Delta p_\lambda$  je tlaková strata vplyvom trenia,  $\lambda_D$  je Darcyho súčiniteľ trenia vnútri potrubia,  $l_\lambda$  je skutočná dĺžka potrubia,  $d_h$  hydraulický priemer potrubia a  $\rho$  hustota pracovného média.[23]

Pokiaľ je celý prierez potrubia zaplnený tekutinou, tak hydraulický priemer potrubia  $d_h$  zodpovedá vnútornému priemeru kruhového potrubia  $d_i$ . Ak pracovné médium zaplní prierez trubiek len čiastočne, poprípade prúdi nekruhovým prierezom, je hydraulický priemer určený rovnicou:

$$d_h = \frac{4 \cdot S}{O} \quad (23)$$

kde  $S$  predstavuje prietokový prierez a  $O$  zmáčaný obvod.[23]

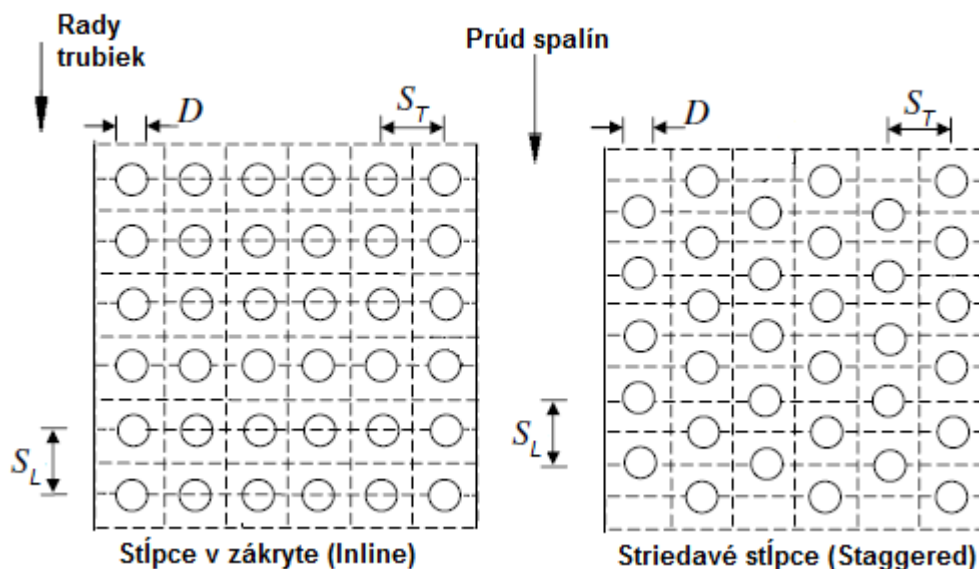
Zdrojom miestnych odporov sú napr. armatúry vložené v potrubí (ventily, klapky, kolená, oblúky atď.) alebo miestne zmeny smeru a veľkosti toku. Tlaková strata jednotlivých miestnych odporov môže byť charakterizovaná napr. súčiniteľom miestneho odporu  $\xi_i$ , ktorý je dostupný buď z literatúry, alebo od výrobcu daného komponentu. Tlaková strata vplyvom miestnych odporov je teda súčet tlakových strát všetkých miestnych odporov na uvažovanom úseku a platí pre ňu rovnica:

$$\Delta p_\xi = \sum \xi_i \cdot \frac{u^2}{2} \cdot \rho \quad (24)$$

Miestne odpory tiež môžeme vyjadriť pomocou ekvivalentnej dĺžky priameho potrubia, ktorá je pričítavaná k skutočnej dĺžke potrubia  $l_\lambda$  v rovnici (19). Medzi presnejšie metódy na určenie tlakovej straty vplyvom miestnych odporou patria napr. 2-K Hooperova metóda, 3-K Darbyho metóda alebo Blevinsova metóda. Tieto metódy zohľadňujú vo výpočte aj priemer potrubia a veľkosť Reynoldsovho čísla, no k výpočtu v tejto práci neboli použité.[23]

### **Geometria trubiek:**

Existujú dva spôsoby, akými je možné usporiadať trubky vo zväzku vnútri výmenníka. Používa sa usporiadanie za sebou v zákryte (ang. tzv. Inline) alebo striedavé usporiadanie (ang. tzv. Staggered). Trubky môžu byť hladké alebo s pridaným rebrovaním na intenzifikáciu prenosu tepla. Výparník, o ktorom sa v tejto diplomovej práci pojednáva, má usporiadanie trubiek v zákryte s hladkými trubkami bez rebrovania, nakoľko s rebrovaním je riziko zanášania väčšie.[22]



Obr. č. 13 – Rôzne usporiadania trubiek [22]

Charakter prúdenia procesného média okolo trubiek neovplyvňuje len ich usporiadanie, ale aj vzdialenosti trubiek v radoch a stĺpcoch, no taktiež samotné priemery trubiek. Vzdialenosť jednotlivých trubiek je väčšinou pre zväzok konštantná. V smere prúdenia média okolo trubiek je ich vzdialenosť označovaná ako pozdĺžna a pre kolmé usporiadanie na smer prúdenia média ako priečna. Tieto vzdialenosti sú zohľadnené vo výpočte koeficientov pomernej vzdialenosti trubiek:

$$a = \frac{S_T}{d_0}, b = \frac{S_L}{d_0} \quad (25)$$

kde  $a/b$  sú koeficienty pomernej pozdĺžnej/priečnej vzdialenosti trubiek,  $S_T/S_L$  pozdĺžna/priečna vzdialenosť trubiek a  $d_0$  vonkajší priemer trubiek. Ak je súčin koeficientov menší než 1,56 zväzok trubiek sa označuje za kompaktný, pričom pre zväzky s veľkou vzdialenosťou trubiek platí súčin koeficientov väčší než 4. [23]

Pre jednotkovú vonkajšiu plochu hladkej trubky platí vzťah:

$$A_{1,0} = \pi \cdot d_0 \quad (26)$$

Vzťah pre celkovú vonkajšiu plochu zväzku trubiek vo výmenníku tepla:

$$A_0 = A_{1,0} \cdot n_{tr} \cdot n_r \cdot l_{tr,heat} \quad (27)$$

kde  $n_{tr}$  je počet trubiek v rade,  $n_r$  počet radov v jednom chode,  $l_{tr,heat}$  ohrevná dĺžka trubiek.[23]

Rýchlosť procesného média v trubkách, potrebná na výpočet tlakovej straty sa počíta podľa rovnice:

$$u = \frac{\dot{m}}{\rho(t) \cdot S} \quad (28)$$

kde  $\dot{m}$  je hmotnostný prietok pracovného média,  $\rho(t)$  hustota média pri danej teplote a  $S$  prietokový prierez.[23]

Pre spaliny, ako pracovné médium sa uvažuje s ich maximálnou rýchlosťou prúdenia v medzitrubkovom priestore. V prípade usporiadania zväzku v zákryte je táto rýchlosť nepriamo úmerná medzerám medzi trúbkami v priečnom smere a pre rýchlosť platí rovnica:

$$u_{sp,max} = u_{sp} \cdot \frac{S_T}{S_T - d_0} \quad (29)$$

kde  $u_{sp,max}$  je maximálna rýchlosť prúdenia média v medzitrubkovom priestore a  $u_{sp}$  rýchlosť prúdenia spalín vo voľnom priereze.[23]

### Výpočet Nusseltovho čísla:

Ako bolo uvedené na začiatku kapitoly 2.2., existuje niekoľko metód na výpočet Nusseltovho čísla, pomocou ktorých je možné určiť súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín. Medzi tieto metódy patria: Colburnova (1933), Grimisonova (1937), Žukauskasove metódy (1972, 1987), ESDU (1973), Gnielinského (1979) a Hausenova metóda (1983). V tejto diplomovej práci bola vo výpočte použitá Grimisonova metóda. Vo výpočte sa zohľadňuje korekcia na počet radov trúbok vo zväzku, ktorá sa zavádza pre menej ako 10 radov a jej hodnoty sú tabuľkovo určené. Pre koeficienty pomernej vzdialenosti trúbok musí platiť  $a < 5$  a  $b < 22$ , Reynoldsovo číslo musí byť v rozmedzí 0 až 200 000 a Prandtlovo číslo 0,7 až 500. [23] Táto metóda je popísaná vzťahom:

$$Nu = 0,32 \cdot C \cdot Re_{MP,max}^{0,61} \cdot Pr^{0,31} \cdot \varepsilon \quad (30)$$

kde  $C$  je konštanta, ktorú je možné určiť podľa:

$$C = \left(a + \frac{7,17}{a} - 6,52\right) \cdot \left(\frac{0,266}{(b-0,8)^2} - 0,12\right) \cdot \sqrt{\frac{1000}{Re_{MP,max}}} \quad (31)$$

### Tlaková strata:

Rovnica pre výpočet tlakovej straty na strane spalín je obdobná s (19), no pomer skutočnej dĺžky potrubia a hydraulického priemeru je nahradený počtom radov trúbok  $n_r$  v smere prúdenia pracovného média:

$$\Delta p_{\lambda,MP} = \lambda_{MP} \cdot n_r \cdot \frac{u_{sp,max}^2}{2} \cdot \rho_{MP} \quad (32)$$

kde  $\lambda_{MP}$  je trecí súčiniteľ pre usporiadanie trúbok v medzitrubkovom priestore v zákryte, ktorý je možné dostať podľa [23] zo vzťahu:

$$\lambda_{MP} = \lambda_{lam} \cdot f_{z,l} + \lambda_{turb} \cdot f_{z,t} \cdot \left[1 - e^{\left(-\frac{Re+1000}{2000}\right)}\right] \quad (33)$$

pričom  $\lambda_{lam}$  je trecí súčiniteľ pre laminárne prúdenie:

$$\lambda_{lam} = \frac{1}{Re_{MP,max}} \cdot \frac{280 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad (34)$$

$\lambda_{turb}$  je trecí súčiniteľ pre turbulentné prúdenie:

$$\lambda_{turb} = \frac{1}{Re_{MP,max}^{0,1} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)} \cdot \left[0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}}\right] \cdot 10^{0,47 \cdot \left(\left(\frac{b}{a}\right) - 1,5\right)} + [0,03 \cdot (a - 1) \cdot (b - 1)] \quad (35)$$

a  $f_{z,l}$ ,  $f_{z,t}$  sú korekcie členov čiastkových trecích súčiniteľov, ktoré berú do úvahy vplyv zmeny fyzikálnych vlastností v tepelnej vrstve na povrchu trubky v dôsledku ohrievania, resp. chladenia procesným prúdom v medzitrubkovom priestore a platia pre nich tieto vzťahy:

$$f_{z,l} = \frac{0,57}{\left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1\right) \cdot Re_{MP,max}\right]^{0,25}} \quad (36)$$

$$f_{z,t} = 1 \quad (37)$$

### 3. VÝPOČTOVÁ PREDIKCIA SÚČINITEĽA ZANÁŠANIA

V tejto kapitole je objasnený postup, ktorým je aj pri limitovaných prevádzkových záznamoch možné zistiť zmenu súčiniteľa zanášania a hrúbky nánosu v priebehu prevádzky výparníka, teda v závislosti na čase. Ako bolo spomenuté v druhej kapitole, pri prevádzke výparníka dochádza k nahromadeniu tuhých častíc zo spalín na trubkách. Častice vykazujú pri zanesení aj známky vlhkosti, teda z trubiek ich nie je možné odstrániť napr. akustickým čistením, či iným spôsobom, pri ktorom by nebolo potrebné mechanicky zasahovať do vnútorného zväzku trubiek. Tento lepkavý nános má nízku tepelnú vodivosť a spôsobuje zvýšenie hodnoty súčiniteľa zanášania, resp. vytvára dodatočný tepelný odpor na trubkách, čoho dôsledkom je zníženie celkového súčiniteľa prechodu tepla  $k$  z rovnice (3). Znížená hodnota  $k$  vedie k redukovaniu tepelného výkonu  $Q$  výparníka, čo má za následok negatívny dopad na ekonomickú prevádzku zariadenia. Výsledok analytického výpočtu by mal slúžiť k vytvoreniu modelu, ktorý vyjadruje zanášanie reálneho zariadenia v čase, za podmienok merania a priebežného aktualizovania napr. hmotnostného prietoku a iných parametrov v priebehu procesu. Z toho potom aplikáciou vhodne vytvoreného modelu na kontrolu procesu zanášania, je možné ušetriť značné náklady. Od presnosti daného modelu potom závisí, aký zisk z danej priebežnej kontroly plyní. Pri výpočte sa vychádzalo z už spomenutých prevádzkových záznamov a taktiež z výsledkov výpočtu v počítačovom programe HTRI. Cieľom bolo nájsť zhodu medzi hodnotami teplotného výpočtu nezaneseného výparníka z HTRI a analytickým výpočtom tak, aby bolo možné namodelovať maximálny súčiniteľ zanášania. Na základe tejto hodnoty, je potom možné určiť vhodným modelom časovú závislosť.

#### 3.1. Predpoklady pre modelovanie tepelne-hydraulického správania výparníka v priebehu zanášavého procesu

##### 3.1.1. Výpočet v HTRI Xchanger Suite

Softvér HTRI je produktom rovnomennej spoločnosti (zal. v r. 1962) sídliacej v meste Houston v americkom Texase. Výpočtové metódy, ktoré využíva program HTRI, vychádzajú z 50-ročného vývoja a zbierania dát na priemyselne relevantných zariadeniach na výmenu tepla používaných v praxi. Tento program ponúka rôzne platformy na výpočet a dizajn výmenníkov tepla tak, aby bolo možné zohľadniť čo najviac geometrických a termofyzikálnych vlastností. V programe sú zakomponované aj všetky štandardy z TEMA normy a databáza termofyzikálnych vlastností tekutín VMGThermo™. Ovládanie programu je riešené cez intuitívne grafické rozhranie, no v prípade nejasností v postupe je možné použiť online podporu obsahujúcu vyčerpávajúce informácie o vstupoch, výstupoch, grafoch a reportoch.[26]

Výpočet pomocou programu HTRI vychádzal z hodnôt platných pre nezanesený výparník, uvedených v podkapitole 2.1.. Vstupné hodnoty sú zhrnuté v tabuľke:

Tab. č. 2 – Hodnoty čistého výparníka použité v simulačnom výpočte HTRI

	Spaliny		Toluén	
	Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
Teplota (°C)	530	-	150	326,6
Tlak (kPa)	110,002	-	-	3260
Hmotnostný prietok (kg/s)	2,35		-	

Hodnoty z tab. č. 2 boli použité v režime programu pre simuláciu ekonomizéra.

	Spaliny		Toluén	
	Vstup	Výstup	Vstup	Výstup
Teplota (°C)	530	176,62	150	326,6
Tlak (kPa)	110,002	109,37	3270	3260
Hmotnostný prietok (kg/s)	2,35		1,58	
Súčiniteľ prechodu tepla (W/m <sup>2</sup> *K)	87,8			
Plocha výmeny tepla (m <sup>2</sup> )	141,5			
Logaritmickej teplotný spád (°C)	77,1			
Výkon (MW)	958			
Hustota (kg/m <sup>3</sup> )	0,4749	0,8438	129,38	97,598
Dynamická viskozita (Pa.s)	3,56E-05	2,26E-05	1,71E-05	1,72E-05
Tepelná vodivosť (W/m*K)	0,0591	0,034	0,0443	0,0462
Merná tepelná kapacita (J/kg*K)	1205,9	1103,2	3451,5	2639,3

Tab. č. 3 – Zhrnutie dosiahnutých výsledkov výpočtu nezaneseného výparníka v HTRI

Nakoľko na strane spalín dochádza k výrazne väčšiemu zanášaniam, než na strane toluénu, a súčasne je súčiniteľ prestupu tepla spalín výrazne menší než súčiniteľ prestupu tepla na strane toluénu, je strana spalín v tepelne-hydraulickom výpočte dominantnejšou, a preto je vo výpočtovom modeli uvažované len so súčiniteľom prestupu tepla v medzitrubkovom priestore. Práve nános tuhých častíc spalín radikálne ovplyvňuje výkon výmenníka. Základné výsledky výpočtu v HTRI sú uvedené v tab. č. 3, no detailné výsledky sú priložené v prílohe k diplomovej práci.

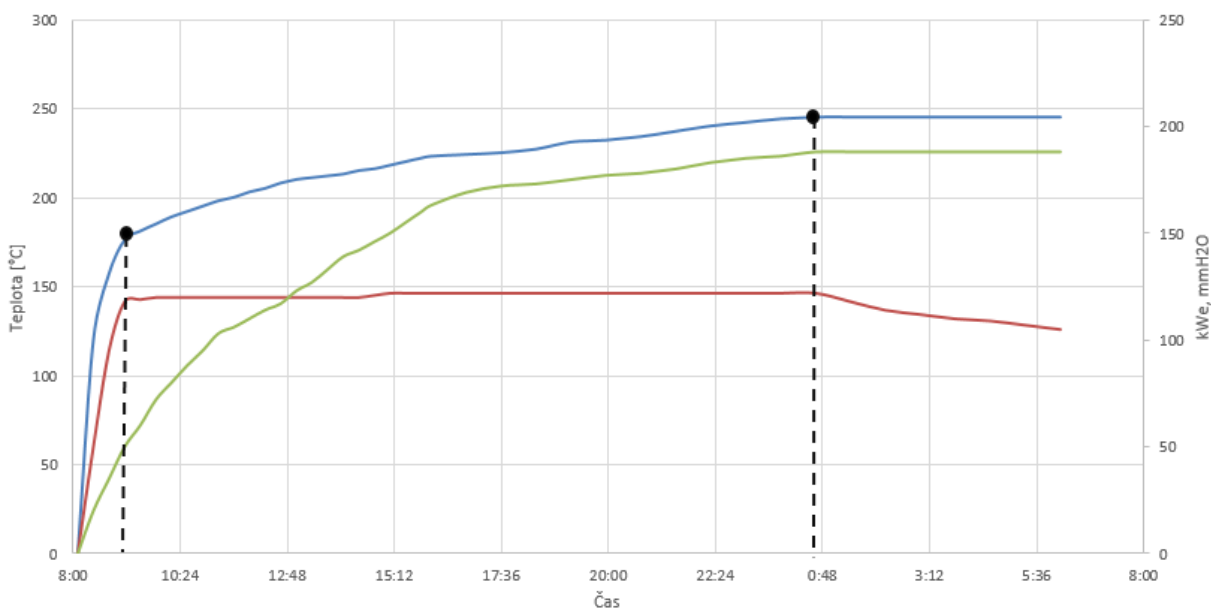
### 3.2. Dostupné prevádzkové záznamy o výparníku

K výmenníku tepla riešenom v tejto práci, bolo k dispozícii pomerne málo pracovných záznamov, z ktorých bolo možné vychádzať. Tieto záznamy vychádzajú z merania počas testovacej fázy zariadenia, ktorá prebiehala v časovom rozpätí dvoch dní od 8:00 ráno do 6:00 ráno nasledujúceho dňa. Parametre, ktoré boli počas merania sledované, sú:

- výstupná teplota spalín na výstupe výparníka,
- tlaková strata výparníka,
- elektrický výkon turbíny

Testovanie funkčnosti výparníka bolo rozdelené na dve časti, počas ktorých bol spustený akustický systém na čistenie zanesených spalín. Konkrétne v časoch od 8:00 do 17:00

bol zapnutý a od 17:00 do 6:00 nasledujúceho dňa bol akustický čistiaci systém vypnutý. Na Obr. č. 14 je prezentovaný modifikovaný záznam prevádzkových dát vo vyrovnanej (štatisticky vyhladenej) podobe, nakoľko aktuálny prevádzkový záznam prevádzkovateľa zariadenia podlieha podmienkam utajenia. Z grafu na Obr. č. 14 je jasné, že akustický systém nepriniesol žiaduci výsledok, resp. nemal na zanášanie častíc spalín absolútne žiaden vplyv. V priebehu prvej hodiny prevádzky (počas nábehu zariadenia), bol veľmi prudký trend stúpania kriviek všetkých troch sledovaných parametrov, no okolo deviatej hodiny sa rýchlosť stúpania kriviek zmenšila. Tento trend stúpania potom u tlakových strát a výstupnej teploty spalín pokračoval až do momentu, ktorý sa dá označiť ako úplné zanesenie zariadenia. Pri elektrickom výkone sústroja turbíny začína v tomto momente dochádzať k postupnému poklesu výkonu, zatiaľ čo tepelný výkon výparníka sa nemení. Dá sa predpokladať, že to súvisí s prebiehajúcou zmenou vytvorenej štruktúry spalín na trubkách, resp. so zmenou jej tepelnej vodivosti. V dôsledku tejto skutočnosti, sú preto z analytického hľadiska výpočtu dôležité namerané hodnoty v časovom rozmedzí okolo 9:00 až 00:40 nasledujúceho dňa, čo je v absolútne vyjadrenom čase okolo 15,5 hodiny.



Obr. č. 14 – Výstupný graf monitorovania teploty (modrá krivka), tlakových strát (zelená krivka) a výkonu turbín (červená krivka); vertikálne čiarkované čiary ohraničujú hodnoty od čistého až po zanesený výparník

Počas prvej časti testovania funkčnosti, kedy bol akustický systém čistenia zapnutý, narastala teplota prúdu spalín na výstupe z výparníka až kým nedosiahla teplotu 225 °C pri výkone okolo 118 kWe a tlakových stratách 1,68 kPa. Počas druhej časti testovania narastala teplota až do 245 °C, zatiaľ čo výkon ostal takmer konštantný (na grafe od 17:00 do 00:40). Po tomto bode je možné sledovať maximálne zanesenie výparníka, nakoľko výkon klesal a pokračoval týmto trendom až do šiestej hodiny ráno, zatiaľ čo teplota a tlakové straty ostali konštantné. Tabuľka s hodnotami vyrovnaných pracovných záznamov (hodnoty Obr. č. 14) je priložená v elektronickej prílohe k diplomovej práci.

### 3.3. Výpočtový model výparníka využívajúci prevádzkové dáta

#### 3.3.1. Výpočet pomocou programu MAPLE

Maple je počítačové prostredie, ktoré bolo vyvinuté na univerzite Waterloo v Kanade, pre zjednodušenie a zrýchlenie výpočtov v matematike. Systém je primárne určený pre symbolické operácie v matematike, numerické výpočty a zobrazovanie grafov. Na rozdiel od klasických programov pre numerické výpočty (napr. MATLAB – tiež obsahuje nástroj pre symbolické výpočty) modeluje matematické operácie so symbolickými výrazmi. MAPLE umožňuje vykonávať ako symbolické a numerické výpočty, tak vytvárať grafy funkcií, programovať vlastné funkcie či procedúry, ukladať dáta v niekoľkých formátoch (napr. LaTeX, HTML, RTF, MATHML,...) a dokonca vytvárať export do programovacích jazykov (napr. C, Fortran 77, ...). Funkcie implementované v Mapli pokrývajú širokú oblasť matematiky od základov lineárnej algebry, diferenciálneho a integrálneho počtu, cez diferenciálne rovnice, geometriu až k logike. Základom práce sú symbolické operácie, ktoré využívajú výhody uchovávaní čísla v presnom tvare (napr.  $1/6$ , nie ako  $0,1666\dots$ ) a preto MAPLE dáva výsledky s omnoho väčšou presnosťou než pri bežných numerických výpočtoch v pohyblivej radovej čiarky. Výsledok ale môže byť vyjadrený pomocou desatinného čísla, čo vyžaduje zaokrúhľovanie, teda chyby vo výpočte. Ak je nutné riešiť problém numericky, napr. pri pomalom symbolickom výpočte, MAPLE využíva presnosti uloženia čísel pre vyjadrenie výsledku na ľubovoľný počet číslic mantisy.[25]

#### 3.3.2. Výpočtový model

Pre zistenie korektných parametrov zaneseného výparníka a vytvorenie čo najpresnejšieho modelu, bolo najprv potrebné vykonať tepelný a hydraulický výpočet čistého výparníka. Z týchto výpočtov získané konštanty bolo potom možné využiť na zistenie súčiniteľa zanášania, tepelnej vodivosti a hrúbky nánosov zaneseného výparníka. Tieto hodnoty ďalej slúžili ako odrazový mostík pre vytvorenie tepelne-hydraulického a aproximačného asymptotického modelu. Presné hodnoty a postupy výpočtu sú uvedené v prílohách k diplomovej práci.

##### Všeobecný výpočet:

Pomocou rovníc (25) sa určia koeficienty priečnej a pozdĺžnej vzdialenosti trubiek. Vzťahom (26) bola vypočítaná jednotková vonkajšia plocha hladkej trubky, z čoho je následne možné dopočítať z (27) celkovú vonkajšiu plochu zväzku trubiek vo výparníku. Z geometrického hľadiska bolo tiež nutné určiť plochu v priečnom priereze ( $S_{sp}$ ), ktorou prúdia spaliny. Plocha  $S_{sp}$  sa vypočíta nasledujúcimi vzťahmi:

$$S_{sp} = S_{celk} - S_{trub} \quad (38)$$

kde  $S_{celk}$  je celková vnútorná plocha výparníka v kolmom smere na smer prúdenia spalín:

$$S_{celk} = l_{tr,heat} \cdot y \quad (39)$$

pričom  $y$  je vnútorná šírka výparníka v priereze:



$$y = S_t \cdot (n_r - 1) + d_o + (x_{wall} \cdot 2) \quad (40)$$

$x_{wall}$  je vzdialenosť prvej trubky zväzku od steny.

Celková plocha trubiek v jednom rade  $S_{trub}$  je:

$$S_{trub} = d_o \cdot n_r \cdot L \quad (41)$$

Rýchlosť prúdenia spalín medzi zväzkom trubiek bola vypočítaná vzťahom (28), kde hmotnostný prietok spalín predstavoval vstupný hmotnostný prietok pri nezanesenom výparníku a plocha  $S$  bola rovná  $S_{celk}$ , z rovnice (39). Maximálna rýchlosť prúdenia spalín bola určená obdobným spôsobom, ibaže  $S$  bolo rovné  $S_{sp}$ .

Z vyššie uvedených vzťahov a s pomocou termofyzikálnych vlastností odčítaných z programu HTRI, bolo následne možné určiť Reynoldsovo a Prandtlovo číslo pre prúd spalín v nezanesenom výparníku. Grimisonova konštanta  $C$ , ktorá vystupuje v tepelnej bilancii čistého výparníka, bola určená z rovnice (31) použitím vzťahu pre výpočet Reynoldsovho čísla, kde  $u_{sp,max}$  vyjadruje maximálnu rýchlosť spalín, ktoré tvoria medzitrubkové médium:

$$Re_{MP,max} = u_{sp,max} \cdot d_o \cdot \frac{\rho}{\eta} \quad (42)$$

Výsledky všeobecného výpočtu sú zaznamenané v nasledujúcej tabuľke:

Geometrické parametre			Fyzikálne parametre		
Parameter	Hodnota	Jednotka	Parameter	Hodnota	Jednotka
$a$	1,227	-	$u_{sp}$	2,817	$\frac{m}{s}$
$b$	2,727	-	$u_{sp,max}$	14,215	$\frac{m}{s}$
$A_{10}$	0,069	$\frac{m^2}{m}$	$Re_{MP,max}$	11 676,573	-
$A_1$	141,547	$m^2$	$Pr_{MP}$	0,733	-
$S_{sp}$	0,348	$m^2$	$C$	0,992	-
$S_{celk}$	1,756	$m^2$	$\Delta T$	77,178	-
$S_{trub}$	1,408	$m^2$			
$y$	0,878	$m$			

Tab. č. 4 – Geometrické a fyzikálne parametre všeobecného výpočtu

### Tepelný výpočet čistého výparníka:

Pre tepelný výpočet sa použil zjednodušený tepelný model. Ako už bolo spomenuté, nakoľko dochádza k výraznému zanášaniam na strane spalín v medzitrubkovom priestore, zanášanie procesného média v trubkovom priestore (toluén), môže byť pre účely zjednodušeného výpočtu zanedbané. Model vychádza z rovnice (1). Na výpočet bola použitá knižnica optimalizačných modelov programu MAPLE. Cieľom výpočtového modelu bolo získanie približne zodpovedajúcej hodnoty výkonu z výpočtu v programe HTRI, resp. nájdenie čo najmenšieho rozdielu medzi výkonmi HTRI a modelu pomocou minimalizácie účelovej funkcie:

$$FC = [(\dot{Q}_{HTRI} - \dot{Q}_{model})^2] \rightarrow \min \quad (43)$$

Pre nájdenie reálneho riešenia bol zvolený postup optimalizácie modelu, pričom účelová funkcia je (42) a medzi obmedzujúce podmienky patria vzťahy (3), (13) a (30). Nakoľko sa zanášanie deje v medzitrubkovom priestore a strana toluénu nie je braná do úvahy, vzťah (3) bolo možné zjednodušiť na:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{MP}}} \quad (44)$$

kde sa  $\alpha_{MP}$  počíta pomocou vzťahov (13) a (30). Podmienkou tohto zjednodušeného tepelného modelu je čistý výparník pred zanesením, predpokladom je nulový súčiniteľ zanášania na strane spalín. V Grimisonovom vzťahu (30) vystupujú experimentálne získané hodnoty, ktoré boli v tomto výpočte zvolené ako neznáme konštanty (označené červenou):

$$Nu = C_1 \cdot C \cdot Re^{C_2} \cdot Pr^{C_3} \cdot \varepsilon \quad (45)$$

S takto zistenými novými konštantami je následne možné pracovať na presnom tepelne-hydraulickom modeli tohto špecifického procesu zanášania.

Nakoľko vyššie spomenutým optimalizačným postupom nenachádzal reálne riešenie modelu ani NLP nástroj na riešenie nelineárnych funkcií v programe MAPLE, bolo nutné urobiť úpravu obmedzujúcich podmienok tak, aby ich bolo možné dosadiť priamo do účelovej funkcie. Takáto úprava pomohla zjednodušiť optimalizačnú úlohu bez obmedzujúcich podmienok. Problém však vznikol pri výpočte nových konštant, pričom dve z troch ( $C_1$  a  $C_2$ ) vychádzali limitné k nule, čo by malo za následok, že vplyv Reynoldsovho čísla vo vzťahu (30) bude eliminovaný. Teda ani vloženie obmedzujúcich podmienok do účelovej funkcie nenachádzal nástroj riešenie, pretože sa mohol vyskytovať v problematickom bode funkcie. Preto sa do výpočtu zaviedli počiatočné odhady konštant tak, aby ich hodnoty približne zodpovedali hodnotám z pôvodného Grimisonovho vzťahu (30). V prvom odhade boli počiatočne zvolené konštanty totožné s hodnotami vystupujúcimi v pôvodnom Grimisonovom vzťahu, no optimalizačný model znovu nachádzal  $C_1$  a  $C_2$  limitné nule. Výsledné hodnoty sa dali považovať za relevantné, pokiaľ všetky tri neznáme parametre vyšli v rámci typických relácií (tj. v rozmedzí 0,3 až 1). Takýto výsledok bol získaný až pri počiatočných parametroch  $C_1 = 0,1$ ;  $C_2 = 0,1$ ;  $C_3 = 0,1$ . Konštanty vypočítané pomocou optimalizácie sú uvedené v tabuľke č. 5. Po zistení všetkých konštantných parametrov sa spätne dopočítali ostatné hodnoty a porovnal výsledok s výsledkom z programu HTRI. Rozdiel vo výkonoch činil po praktickom zaokrúhlení zanedbateľných 394 W, čo je pri celkovom výkone 959 000 W dostatočne vyhovujúce. Súčiniteľ prechodu tepla zo vzťahu (3) vyšiel obdobným spôsobom ako v programe HTRI.

Parameter	Hodnota	Jednotka
$C_1$	0,531	–
$C_2$	0,503	–
$C_3$	0,1	–
$\alpha_{MP}$	87,729	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$k$	87,729	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$Q_{model}$	958,394	$kW$

Tab. č. 5 – Výsledok tepelného zjednodušeného modelu čistého výparníka

### Hydraulický výpočet čistého výparníka:

Ako pre tepelný, tak aj pre hydraulický výpočet sa zaviedol zjednodušený výpočtový model. Vychádzalo sa z rovníc (32) až (37). Tvar zjednodušeného hydraulického modelu vyzerá nasledovne:

$$FC = [(\Delta p_{HTRI} - \Delta p_{model})^2] \rightarrow \min \quad (46)$$

kde  $\Delta p_{HTRI}$  je výsledkom simulačného výpočtu v programe HTRI. Cieľom hydraulického modelu je optimalizačné zistenie konštánt pre tento špecifický prípad zanášania, nakoľko v pôvodných rovniciach (33) až (37) vystupujú číselné hodnoty, ktoré boli experimentálne zistené a aproximované pre úplne iné prevádzkové podmienky. Po úprave konkrétnych hodnôt z týchto rovníc na neznáme, vyzerá ich tvar nasledovne (nové neznáme konštanty sú vyznačené červenou farbou):

$$\lambda_{lam} = \frac{1}{Re_{MP,max}} \cdot \frac{D_1 \cdot \pi \cdot [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4 \cdot a \cdot b - \pi) \cdot a^{1,6}} \quad (47)$$

$$\lambda_{turb} = \frac{1}{Re_{MP,max}^{D_3 \cdot \left(\frac{b}{a}\right)}} \cdot \left[ 0,22 + 1,2 \cdot \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{D_4 \cdot \left(\left(\frac{b}{a}\right)^{-1,5}\right)} + [D_5 \cdot (a - 1) \cdot (b - 1)] \quad (48)$$

$$f_{z,l} = \frac{D_2}{\left[\left(\frac{4 \cdot a \cdot b}{\pi} - 1\right) \cdot Re_{MP,max}\right]^{0,25}} \quad (49)$$

$$f_{z,t} = 1 \quad (50)$$

Pomocou týchto konštánt je potom možné modelovať maximálnu rýchlosť spalín v ktoromkoľvek bode zanášania, pokiaľ je k dispozícii meranie tlakových strát spalín a ich termofyzikálne vlastnosti.

Po skúsenostiach z výpočtu zjednodušeného tepelného modelu je možno konštatovať, že za účelom vhodnej optimalizácie modelu boli obmedzujúce podmienky vložené priamo do účelovej funkcie. Pre počiatkové nasmerovanie modelu, boli taktiež použité počiatkové body, od ktorých nelineárny riešič vykonával výpočet. Výsledky sú zhrnuté v tabuľke:

Parameter	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	D <sub>3</sub>	D <sub>4</sub>	D <sub>5</sub>	$\lambda_{lam}$	$\lambda_{turb}$	$\lambda_{MP}$	$fzI$	$\Delta p_{model}$
Hodnota	0,100	0,500	0,500	0,400	0,534	$6,6 \cdot 10^{-4}$	0,210	0,209	0,035	572,005
Jednotka	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Pa

Tab. č. 6 – Výsledok hydraulického zjednodušeného modelu čistého výparníka

### 3.4. Aplikácia výpočtového modelu

Po analytickom výpočte koeficientov  $C$  tepelného modelu a  $D$  hydraulického modelu, pri uvažovaní čistého výparníka (súčiniteľ zanášania bol uvažovaný ako nulový), je možné tieto hodnoty využiť na zistenie súčiniteľa zanášania (súčiniteľ zanášania maximálny) a ekvivalentnej hrúbky nánosu plne zaneseného výparníka. Namerané hodnoty, ktoré su pre zanesený výparník známe, sú teplota spalín na výstupe a tlaková strata. Jedine z týchto hodnôt je možné vychádzať, a tomu bol prispôsobený aj výpočet.

#### Hydraulický výpočet zaneseného výparníka:

Pre zanesený výparník, bol zvolený obdobný hydraulický model, ako pre čistý výparník. V tomto prípade bola účelová funkcia optimalizácie v nasledujúcom tvare:

$$FC = \left[ (\Delta p_{HTRI} - \Delta p_{\lambda,MP})^2 \right] \rightarrow \min \quad (51)$$

pričom  $\Delta p_{\lambda,MP}$  vyjadruje tlakovú stratu prúdu spalín plne zaneseného výparníka.

Aj v tomto prípade bola použitá knižnica optimalizačných modelov programu MAPLE. Kvôli relevantnosti výsledku bol zvolený príkaz NLPsolve, ktorým sa riešia nelineárne úlohy, čo zahŕňa výpočet minima, resp. maxima účelovej funkcie, prípadne ohraničenej obmedzujúcimi podmienkami, no z dôvodu zjednodušenia výpočtu pomocou nástroja na riešenie nelineárnych úloh boli obmedzujúce podmienky vložené priamo do účelovej funkcie. Zvyčajne nástroj hľadá v účelovej funkcii lokálne minimum, no výnimkou môže byť napr. konvexná funkcia. Väčšina algoritmov, ktoré používa nástroj NLPsolve predpokladá, že účelová funkcia a obmedzujúce podmienky sú dvakrát diferencovateľné, no niekedy nástroj dokáže nájsť výsledok, aj keď tieto podmienky nie sú splnené.

Neznámou, ktorá bola hľadaná optimalizačným modelom, bola maximálna rýchlosť spalín plne zaneseného výparníka  $u_{sp,maxF}$ . Výsledná hodnota je uvedená v tabuľke č. 7, no je možno konštatovať, že v porovnaní s čistým výparníkom vyšla táto rýchlosť takmer dvojnásobná, čo len potvrdzuje prvotný predpoklad, že účinky takéhoto drastického zanášania na výparník sú signifikantné.

Pre kontrolu bola pomocou analytického optimalizačného modelu vyčíslená tlaková strata, a táto následne porovnaná s maximálnou nameranou tlakovou stratou na výparníku. Rozdiel vyšiel rádovo v stotínach Pascalov, čo naznačuje, že optimalizácia bola zvolená správne.

Tlaková strata zaneseného výparníka, ako aj čiastkové súčinitele tepelnej vodivosti a ich korekcie pri plne zanesenom výmenníku sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

Parameter	Hodnota	Jednotka
$u_{sp,maxF}$	27,424	$\frac{m}{s}$
$\lambda_{iamF}$	$4,4 \cdot 10^{-6}$	-
$\lambda_{turbF}$	0,209	-
$\lambda_{MPF}$	0,209	-
$f_{z,l}$	0,032	-
$\Delta p_{\lambda,MPF}$	1843,628	Pa
$\Delta(\Delta p_{max} - \Delta p_{\lambda,MPF})$	0,021	Pa

Tab. č. 7 – Výsledok hydraulického zjednodušeného modelu zaneseného výparníka

### Súčiniteľ zanášania zaneseného výparníka:

Účelom tohto čiastkového výpočtu bolo zistenie súčiniteľa zanášania, ktorý zodpovedá bodu, v ktorom sú tlakové straty a rýchlosť na strane spalín maximálne, teda nenastáva ďalší nárast vrstvy. Po tomto bode nastávajú už len chemické zmeny vo vrstve nánosy (napr. spekanie) a zároveň dochádza k poklesu elektrického výkonu meraného na sústrojí generátora. Maximálny súčiniteľ zanášania sa dá vyjadriť z rovníc (1) a (3) pri zanedbaní strany toluénu a vedení tepla stenou trubky ako:

$$R_{z,max} = \left( \frac{A_{10} \cdot \Delta T_2}{Q_{model}} \right) - \frac{1}{\alpha_{MP2}} \quad (52)$$

kde  $\Delta T_2$  vyjadruje stredný teplotný logaritmický spád zaneseného výparníka a  $\alpha_{MP2}$  súčiniteľ prestupu tepla zaneseného výparníka. Pre výpočet stredného teplotného logaritmického spádu  $\Delta T_2$  boli použité výstupné teploty oboch médií pri maximálnom zanesení. Počas testovacej fázy bola meraná maximálna teplota spalín na výstupe výparníka, no údaje z merania výstupnej teploty toluénu neboli k dispozícii. V tomto kroku bolo nutné optimalizovať výstupnú teplotu toluénu tak, aby bol výsledný stredný teplotný logaritmický spád analytického modelu totožný so simulačným výpočtom v programe HTRI. Takýmto prístupom bolo možné získať relevantnú teplotu výstupu toluénu aj napriek chýbajúcim prevádzkovým údajom.

Súčiniteľ prestupu tepla zaneseného výparníka  $\alpha_{MP2}$  bol zistený úpravou rovnice (13) a Grimisonovoho vzťahu so špecifickými parametrami (30):

$$\alpha_{MP2} = C_1 \cdot C \cdot Re_{MP,max2}^{C_2} \cdot Pr_{MP2}^{C_3} \cdot \varepsilon \cdot \frac{\lambda_{MP2}}{d_o} \quad (53)$$

kde  $\lambda_{MP2}$  je súčiniteľ tepelnej vodivosti zanesených trubiek, ktorého hodnota bola odčítaná zo simulačného výpočtu v programe HTRI. Ako pomocou súčiniteľa tepelnej vodivosti zanesených trubiek, tak aj iných termofyzikálnych parametrov pre zanesené trubky zo simulačného výpočtu HTRI (merná tepelná kapacita, dynamická viskozita a hustota – uvedené v prílohe) boli zistené nové Reynoldsovo ( $Re_{MP,max2}$ ) a Prandtlovo ( $Pr_{MP2}$ ) číslo analogicky z rovníc (42) a (14). Okrem termofyzikálnych parametrov vstupovala do nového výpočtu Reynoldsovho čísla aj maximálna rýchlosť prúdu spalín  $u_{sp,maxF}$ , zistená v hydraulickom

výpočte zaneseného výparníka. Výsledky čiastkových výpočtov pre súčiniteľ zanášania zaneseného výparníka sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

Parameter	Hodnota	Jednotka
$R_{Z,max}$	$1,088 \cdot 10^{-2}$	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$
$\Delta T_2$	128,899	$^{\circ}C$
$\alpha_{MP2}$	122,629	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$Re_{MP,max2}$	17 403,508	-
$Pr_{MP2}$	0,729	-

Tab. č. 8 – Výsledok výpočtu súčiniteľa zanášania zaneseného výparníka

### Ekvivalentná tepelná vodivosť nánosu:

Všeobecný zápis rovnice pre výpočet súčiniteľa zanášania je:

$$R_{Z,max} = \frac{\delta_{ekv}}{\lambda_{ekv}} \quad (54)$$

kde  $\delta_{ekv}$  je ekvivalentná hrúbka nánosu a  $\lambda_{ekv}$  ekvivalentná tepelná vodivosť zanášajúcich spalín pre platnosť zjednodušeného modelu tepelne-hydraulického výpočtu. Teda k výpočtu ekvivalentnej tepelnej vodivosti nánosu je potrebné vedieť ekvivalentnú hrúbku nánosu, ktorá sa dá vlastne vyjadriť ako rozdiel medzi celkovým vonkajším priemerom trubky nezaneseného a maximálne zaneseného výparníka:

$$\delta_{ekv} = \frac{d_{oF} - d_o}{2} \quad (55)$$

kde  $d_{oF}$  je celkový vonkajší priemer trubky spolu s maximálnym nánosom spalín, ktorý sa na nej vytvoril. Tento priemer je možné získať z úpravy rovnice (28) pre maximálnu rýchlosť spalín zaneseného výparníka, kde vystupuje ako jeden z parametrov na výpočet prietokového prierezu  $S$ :

$$u_{sp,maxF} = \frac{\dot{m}_{spF}}{(L \cdot y - d_{oF} \cdot n_r \cdot L) \cdot \rho_{MP2}} \quad (56)$$

pričom  $\rho_{MP2}$  je hustota výstupných spalín zaneseného výparníka zo simulačného výpočtu v programe HTRI a  $\dot{m}_{spF}$  je hmotnostný prietok zaneseného výparníka z tepelnej bilancie strany spalín, za predpokladu konštantného tepelného výkonu a mernej tepelnej kapacity spalín.

Použitím vyššie spomenutého postupu vyšla výsledná tepelná vodivosť nánosu spalín na trúbkách po zaokrúhlení na  $0,145 \frac{W}{m \cdot K}$ . Tento výsledok sa dá označiť za relevantný, nakoľko koreluje s hodnotami uvedenými v publikácii [17], v ktorej sa autor Ots venuje termofyzikálnym vlastnostiam nánosu popola na povrchoch výmenníkov tepla. Autor experimentálne dokázal, že súčiniteľ tepelnej vodivosti tuhých usadenín sa pohybuje okolo  $1 \frac{W}{m \cdot K}$ , pričom pri nánosoch tvorených sypkými časticami zvyčajne pod  $0,2 \frac{W}{m \cdot K}$ . Okrem iného je v publikácii tiež spomenuté, že tepelná vodivosť so zvyšujúcou sa pórovitosťou štruktúry klesá. Teda vzájomný kontakt medzi časticami nánosu popola má významný vplyv na hodnotu súčiniteľa tepelnej vodivosti.

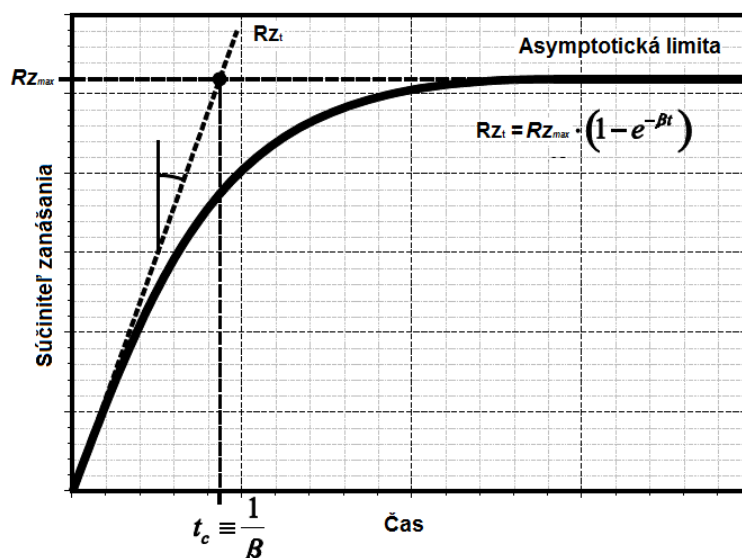
Všetky výsledky výpočtu ekvivalentnej tepelnej vodivosti nánosu sú uvedené v tabuľke:

Parameter	Hodnota	Jednotka
$\lambda_{ekv}$	0,145	$\frac{W}{m \cdot K}$
$\delta_{ekv}$	1,582	mm
$d_{oF}$	25,164	mm
$\dot{m}_{spF}$	2,913	$\frac{kg}{s}$

Tab. č. 9 – Výsledok výpočtu ekvivalentnej tepelnej vodivosti zaneseného výparníka

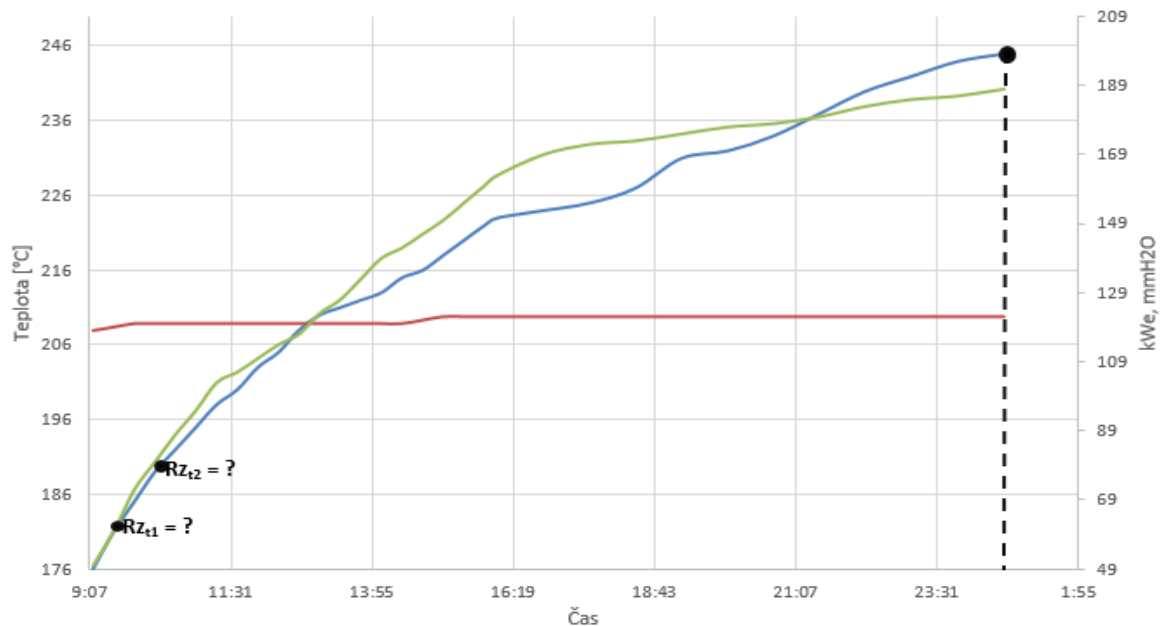
### 3.4.1. Asymptotický model využívajúci výsledky merania

Na vytvorenie finálneho asymptotického modelu podľa vzoru rovnice (6) bol vykonaný výpočet konštanty  $\beta$  v závislosti na vlastnostiach zanášacieho mechanizmu riešeného výparníka. Pre zistenie tejto konštanty bol zvolený postup, ktorý uvádza vo svojej publikácii Paz [19]. Tento postup spočíva v zostrojení smernice ku krivke nameraných dát, ktorá určí trend stúpania modelovanej asymptoty nárastu nánosu.



Obr. č. 15 – Predpokladaný časový vývoj súčiniteľa zanášania [19]

Z dôvodu vyššej matematickej presnosti bol Pazov postup upravený na aproximačný model, ktorého cieľom bolo zistiť (aproximovať) konštantu  $\beta$  z dvoch rôznych počiatkových bodov ležiacich v lineárnej (tj. zhruba priamkovej) časti nábehu procesu zanášania, vyjadrujúcej zvyšovanie teploty v čase, analogicky podporujúc Pazov model z obrázka č. 15.



Obr. č. 16 – Oblasť plného výkonu výparníka

Výsledné body, ktoré sú z nábehovej časti zanášania potrebné pre naladenie konštanty  $\beta$  na reálne hodnoty sú súčinitele zanášania  $R_{Z,t1}$  a  $R_{Z,t2}$ . Tieto súčinitele boli zistené použitím zjednodušeného tepelne-hydraulického modelu pre namerané dáta teplôt výstupných spalín. Výpočet bol naladený tak, aby hodnoty zohľadňovali termofyzikálne a hydraulické vlastnosti prúdu spalín v danom časovom úseku. Konkrétne časové body lineárnej časti teplotnej krivky pri zanášaní boli vybrané na základe merania. Prvý na 9:32 ráno, čo predstavuje  $t_1 = 0,5$  hod. (pri teplote 181 °C a tlak. stratách 588,4 Pa) a druhý na 10:14, čo predstavuje  $t_1 = 1,5$  hod. (pri teplote 189 °C a tlak. stratách 784,5 Pa) od nabehnutia výparníka na plný výkon. Pre tieto hodnoty boli vytvorené dva nové simulačné výpočty v programe HTRI za účelom zistenia termofyzikálnych a hydraulických vlastností potrebných pre nový zjednodušený hydraulický výpočet rýchlosti spalín. Z knižnice optimalizačných modelov programu MAPLE bol zvolený taktiež ako v rovnici (51) nástroj NLPSolve na riešenie nelineárnych rovníc. Nová hodnota rýchlosti poslúžila na nový prepočet Reynoldsovho a Prandtlovho čísla, z ktorých bol vypočítaný súčiniteľ prestupu tepla v danom časovom úseku. Nasledoval výpočet stredného teplotného logaritmickeho spádu a finálny výpočet súčiniteľa zanášania spalín  $R_{Z,t1}$  a  $R_{Z,t2}$ . Podrobný výpočet je uvedený v prílohe diplomovej práce. Výsledné hodnoty zjednodušených prepočtov sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:



$t_1 = 0,5 \text{ hodiny}$			$t_2 = 1,5 \text{ hodiny}$		
Parameter	Hodnota	Jednotka	Parameter	Hodnota	Jednotka
$u_{sp,t1}$	14,486	$\frac{m}{s}$	$u_{sp,t2}$	16,870	$\frac{m}{s}$
$Re_{MP,max3}$	11 682,577	–	$Re_{MP,max4}$	13 190,733	–
$Pr_{MP3}$	0,734	–	$Pr_{MP4}$	0,732	–
$\alpha_{MP4}$	88,537	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$	$\alpha_{MP4}$	95,736	$\frac{W}{m^2 \cdot K}$
$R_{Z,t1}$	0,00179	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$	$R_{Z,t2}$	0,00377	$\frac{m^2 \cdot K}{W}$

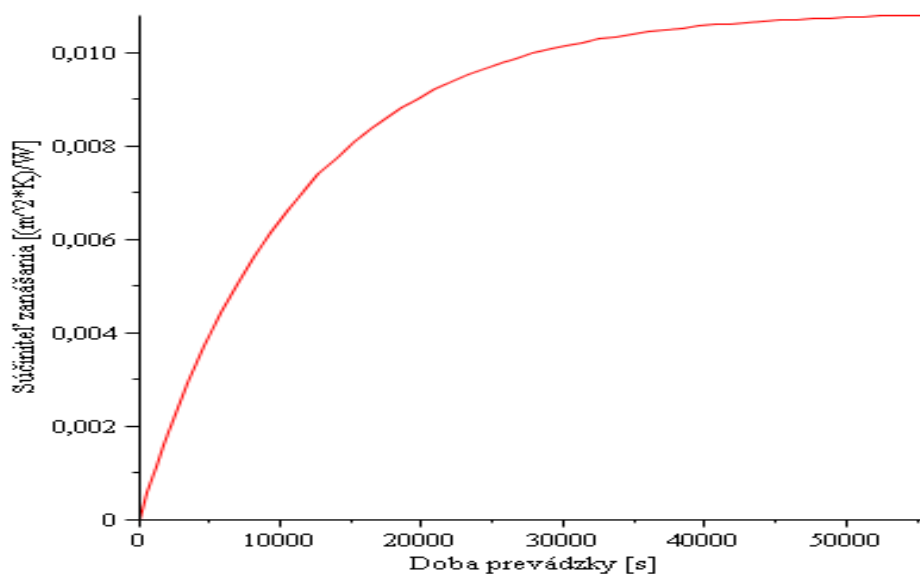
Tab. č. 10 – Výsledky zjednodušeného prepočtu pre  $R_{Z,t1}$  a  $R_{Z,t2}$

Pri riešení  $\beta$  sa vychádzalo z výsledku počiatočného zjednodušeného tepelne-hydraulického modelu, ktorého výsledkom bola hodnota maximálneho súčiniteľa zanášania výparníka z rovnice (52) a to  $R_{Z,max} = 0,0108 \frac{m^2 \cdot K}{W}$ . Po zápise premenných do tvaru (6) potom vznikli dve rovnice o dvoch neznámych  $\beta_1$  a  $\beta_2$ :

$$R_{Z,t1} = R_{Z,max} \cdot (1 - e^{\beta_1 t_1}) \quad (57)$$

$$R_{Z,t2} = R_{Z,max} \cdot (1 - e^{\beta_2 t_2}) \quad (58)$$

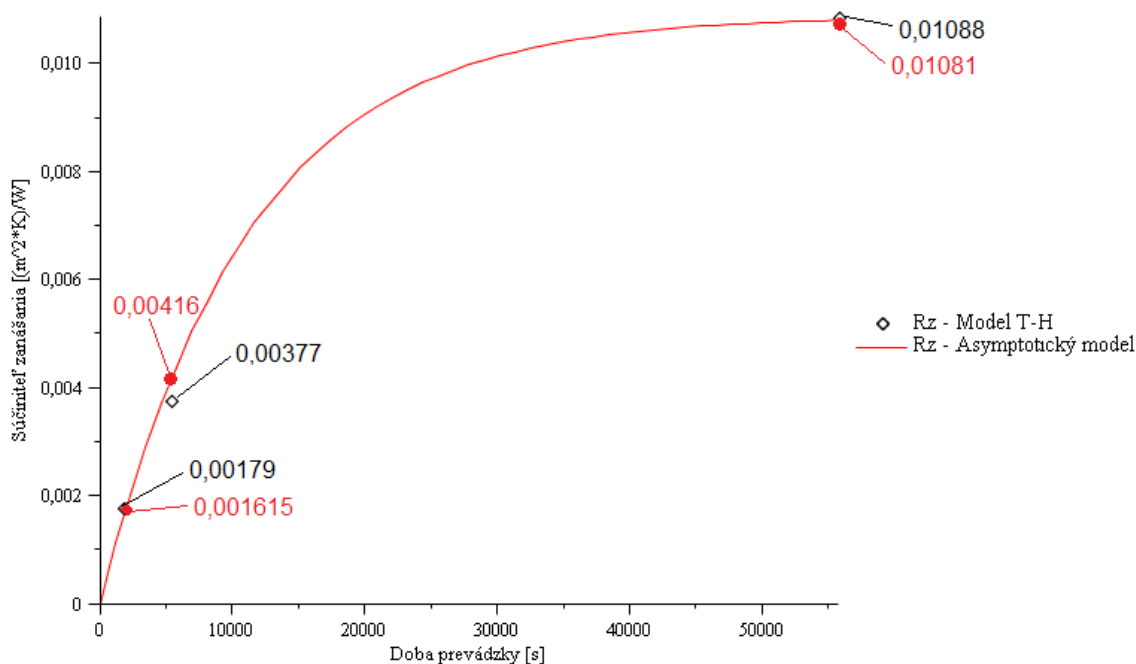
Z výsledkov sa nakoniec urobil priemer, ktorého hodnota bola výslednou hodnotou konštanty  $\beta$ . Pre kontrolu boli do rovnice (6) dosadené hodnoty pre maximálne zanesený výparník. V porovnaní výsledného maximálneho súčiniteľa zanášania vypočítaného najprv podľa (52) a potom (6) vyšla zhoda 99,32%. Teda výsledný naladený asymptotický model dosahuje okolo 99% hodnoty maximálneho súčiniteľa zanášania vypočítaného pomocou tepelne-hydraulického modelu. Potom funkcia reálneho súčiniteľa zanášania v závislosti na čase vyzerá nasledovne:



Obr. č. 17 – Asymptotická krivka súčiniteľa zanášania podľa nameraných dát

## Diskusia výsledkov a možností použitého modelu:

Súhrnne je možné konštatovať, že asymptotický model zanášania výparníka veľmi dobre koreluje s predpokladaným asymptotickým priebehom súčiniteľa zanášania podľa Paza [19]. V tomto prípade boli súčinitele zanášania v jednotlivých časových bodoch vyjadrené pomocou vzťahu (6), pričom sa vychádzalo z konečnej hodnoty maximálneho súčiniteľa zanášania  $R_{Z,max}$  a konštanty  $\beta$  na základe krivky nameraných teplôt (Obr. č. 16). Od tejto krivky sa tiež odvíja presnosť modelu, nakoľko je najprv nutné krivku nameraných údajov upraviť do použiteľnej formy (tzv. vyhladiť kolísajúce hodnoty), resp. vystihnúť vývojový trend krivky a následne zistiť jej smernicu. Tepelne-hydraulický zjednodušený model zanášania je pracnejší na výpočet, pretože zohľadňuje termofyzikálne vlastnosti spalín v každom časovom úseku, no eliminuje sa tým odchýlka, ktorá môže vzniknúť pri zostavovaní smernice k reálnej krivke nameraných teplôt pri asymptotickom modeli. Pre názornosť vzniknutých odchýliek, sú oba tieto modely porovnané na obrázku č. 18. Tepelný zjednodušený model predstavujú funkčné hodnoty súčiniteľov zanášania v troch rôznych časových bodoch, pričom spresnený asymptotický model reprezentuje spojitá krivka:

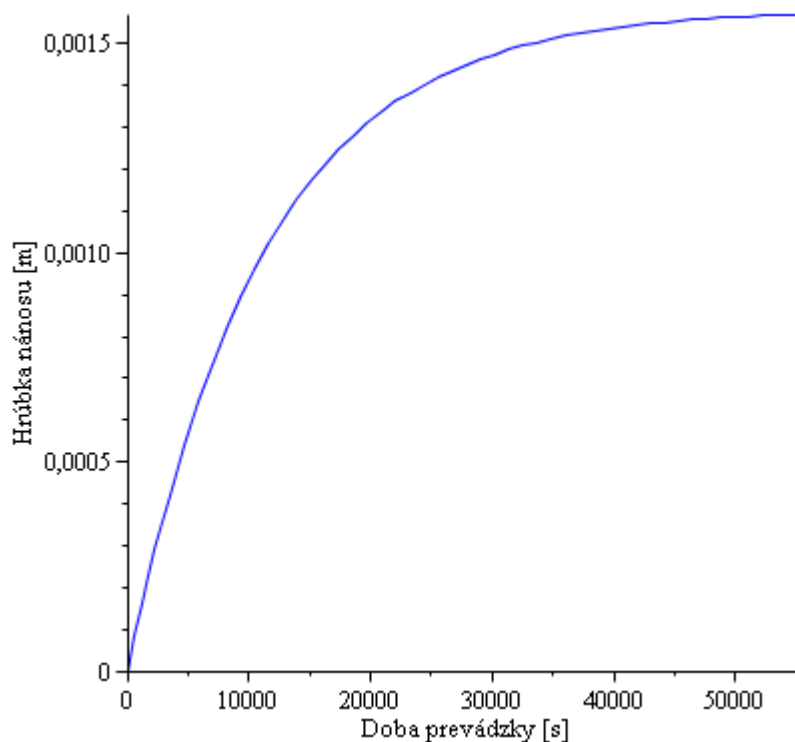


Obr. č. 18 – Porovnanie náhradných výpočtových modelov

Z obrázka je zrejmé, že funkčné hodnoty oboch modelov sú takmer totožné. Nakoľko neboli k dispozícii mnohé prevádzkové parametre, bolo nutné prispôbiť výpočet tak, aby boli aspoň s čo najväčšou presnosťou tieto parametre získané náhradnými výpočtovými modelmi. Konkrétne sa jedná najmä o výstupnú teplotu toluénu, z ktorej prevádzkové záznamy neboli počas testovania merané. Zvolil sa postup optimalizácie teplôt, pričom sa vychádzalo z toho, že reálne výstupné teploty toluénu sa získajú zo stredných teplotných logaritmických spádov jednotlivých stupňov zanesenia zo simulačného výpočtu v programe HTRI. Pri takomto postupe sa dajú očakávať odchýlky vypočítaných teplôt s realitou, nakoľko program HTRI môže zohľadňovať napr. niektoré dĺžky trubiek v kolenách ako mimo vnútorný zväzok, no v skutočnosti sa kolená nachádzajú vo vnútornom priestore výparníka. Okrem chýbajúcich

prevádzkových teplôt toluénu, nebol k dispozícii ani hmotnostný tok spalín. Ten bol dopočítaný z rovnice (11) popisujúcej výmenu tepla, pomocou strednej mernej tepelnej kapacity, ktorá bola (takisto ako ostatné termofyzikálne hodnoty) odčítaná z výsledku simulačného prepočtu v programe HTRI, ktorý je v prílohe diplomovej práce.

V priebehu 15,5 hodín došlo k úplnému zaneseniu výparníka popolom zo spalín s konečnou hrúbkou nánosu takmer 1,6 mm. Na obrázku č. 18 je možné sledovať, že už po menej ako 7 hodinách bol výparník zanesený na 93%, čo len podvrádza, že sa naozaj jedná o veľmi rýchle a drastické zanášanie.

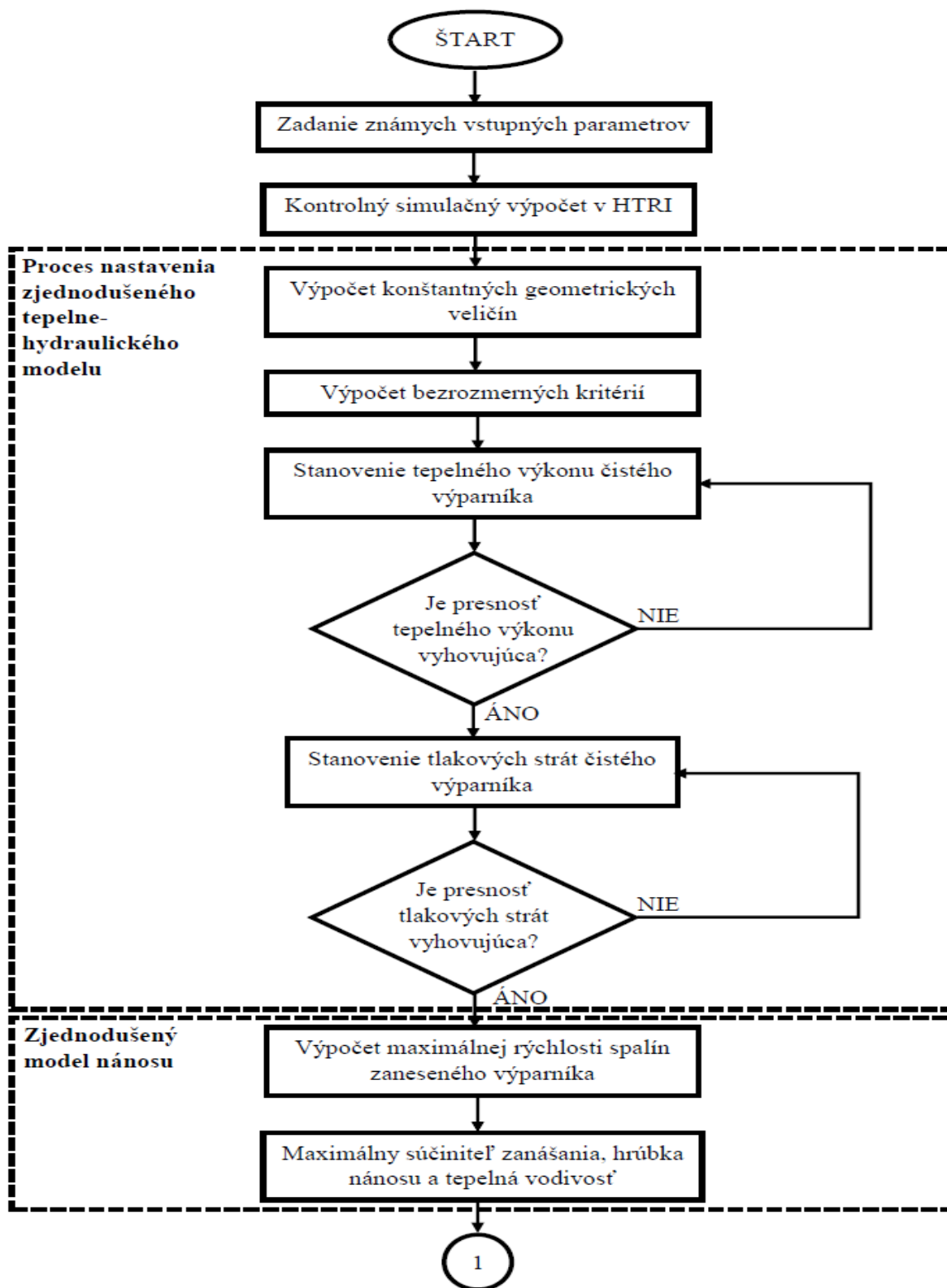


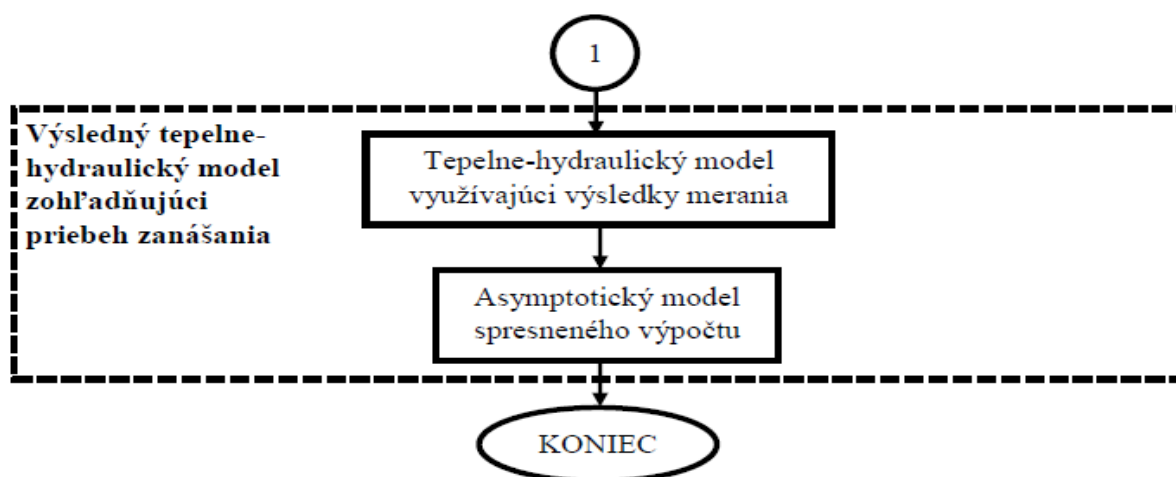
Obr. č. 19 – Asymptotická krivka rastu hrúbky nánosu v čase

Rapidný nárast hrúbky nánosu potvrdzuje aj maximálna rýchlosť spalín, ktorá pomocou zjednodušeného hydraulického modelu zaneseného výparníka vyšla viac než  $27 \frac{m}{s}$ , čiže takmer dvojnásobok pôvodnej rýchlosti  $14 \frac{m}{s}$  v čistom výparníku. Teda aby bol tepelný výkon výparníka zachovaný, bolo nutné zvyšovať prietok spalín, čo kladlo vysoké nároky na urýchľovacie jednotky (tj. ventilátory). V dôsledku väčšieho prietoku spalín rapídne rástla aj tlaková strata výparníka a to z pôvodných  $572 Pa$  až na  $1844 Pa$ , no prevádzkovateľ uviedol, že tieto hodnoty sa stále pohybujú v dovolenom rozmedzí tlakových strát, resp. tento prevádzkový problém nebol tak závažný, ako ako pokles tepelného výkonu výparníka vplyvom zanášania trubiek a v konečnom dôsledku strata elektrického výkonu na sústrojí generátora.

### 3.5. Vývojový diagram

Postupnosť výpočtového postupu vedúceho k nájdeniu výsledného tvaru tepelne-hydraulického výpočtu zohľadňujúceho reálny priebeh procesu zanášania v analyzovanom výparníku, ktorý bol detailne popísaný v jednotlivých podkapitolách kapitoly 3 je v súhrnnej podobe prezentovaný na obrázku 20.





Obr. č. 20 – Vývojový diagram výpočtu

## 4. ZÁVER

Táto diplomová práca je pojatá ako štúdia možností náhradných výpočtových modelov tepelne-hydraulického správania sa výparníka počas výrazného zanášavého procesu, s ohľadom na málo dostupných prevádzkových dát a meniaci sa súčiniteľ zanášania v priebehu prevádzky výparníka. Výpočet bol sústredený na medzitrubkový priestor, teda stranu spalín, nakoľko v trubkovom priestore prúdi čistý toluén v uzavretom okruhu, kde je zanášanie takmer nulové.

Zo známych vstupných parametrov od prevádzkovateľa bol urobený simulačný výpočet čistého výparníka v programe HTRI, ktorého výsledky sú priložené k diplomovej práci. Výstupné hodnoty simulačného výpočtu poslúžili na korektné odhadnutie konštánt zjednodušeného tepelného a hydraulického modelu. Konštanty tepelného modelu boli použité na výpočty súčiniteľov zanášania v konkrétnych časových bodoch, pričom konštanty hydraulického modelu slúžili na výpočet rýchlosti spalín v danom časovom bode v závislosti na prevádzkovej hodnote tlakovej straty. Samotný zjednodušený tepelný model je výsledkom diplomovej práce, no za účelom spresnenia a zefektívnenia tohto náhradného výpočtového modelu, bol vytvorený asymptotický model, naladený na výsledky merania počas testovacej fázy výparníka.

Ako už naznačovali namerané prevádzkové údaje, oba modely potvrdili rýchly nárast nánosu na trubkách. Priamo úmerne tomuto nánosu dochádzalo k znižovaniu tepelnej vodivosti trubiek. Nakoľko bol nános kyprý a nespojitý, bola jeho tepelná vodivosť nižšia v porovnaní s tepelnými vodivosťami spojitých druhov nánosov obdobnej hrúbky. Počas celej fázy zanášania ostával meraný výkon na elektrickom sústrojí turbíny rovnaký, no od istého momentu začal klesať. Tento jav sa dá pripísať usadeniu spodných vrstiev nánosu a postupnému spekaniu spalín na trubkách. V tejto fáze už nepomohlo ani zvýšenie rýchlosti prúdu spalín.

Popisované metódy používané v tejto diplomovej práci na riešenie zanášania potvrdili, že aj napriek minimálnym prevádzkovým údajom je možné vytvoriť výpočtové modely, ktoré uspokojivo popisujú dej zanášania. Napriek tomu je možné konštatovať, že čím viac prevádzkových údajov sa na výmenníku tepla monitoruje, tým je výpočet zanášania rýchlejší a presnejší.

## 5. ZOZNAM POUŽITEJ LITERATÚRY

- [1] WALMSLEY, T.G. Analysis of Skim Milk Powder Deposition on Stainless Steel Tubes in Cross-Flow. Hamilton, New Zealand: Elsevier, 2015. ISSN 13594311
- [2] KAZI, S.N. Fouling and Fouling Mitigation on Heat Exchanger Surfaces. Heat Exchangers – Basics Design Applications, Kuala Lumpur, Malaysia: InTech, 2012. ISBN 9789535102786
- [3] AWAD, M.M. Fouling of Heat Transfer Surfaces, Heat Transfer – Theoretical Analysis, Experimental Investigations and Industrial Systems, Mansoura, Egypt: InTech, 2011. ISBN 9789533072265
- [4] BOTT, T.R. Fouling of Heat Exchangers. Elsevier Science & Technology Books. 1995, str. 529. ISBN: 9780444821867
- [5] KUKULKA, D.J. Factors Associated with Fouling in the Process Industry. Buffalo NY, USA: Heat Transfer Engineering, 2004. ISSN 01457632
- [6] SAILIN Chemicals [online] Reducing fouling. Dostupné z WWW: <http://sailinchemicals.com/gallery-2/>
- [7] ED2000 [online] Uncontrolled precipitation. Dostupné z WWW: [http://www.ed2000.net/york/yk\\_theo\\_disc.htm](http://www.ed2000.net/york/yk_theo_disc.htm)
- [8] NCT [online] ANCER coatings. Dostupné z WWW: <http://www.1-act.com/applied-nanoscale-corrosion-erosion-resistant-ancer-coatings/>
- [9] IBRAHIM, A. H. Fouling in Heat Exchangers. MATLAB - A Fundamental Tool for Scientific Computing and Engineering Applications - Volume 3, Prof. Vasilios Katsikis (Ed.), InTech, 2012. ISBN: 9789535107521
- [10] EWISA [online] Water purification: Coagulation and flocculation. Dostupné z WWW: <http://www.ewisa.co.za/eWISAWaterworks/misc/WaterTreatment/defaultcoagulation.htm>
- [11] HCHEATTRANSFER [online] Fouling. Dostupné z WWW: [http://www.hcheattransfer.com/sitebuildercontent/sitebuilderpictures/fouling\\_P7.jpg](http://www.hcheattransfer.com/sitebuildercontent/sitebuilderpictures/fouling_P7.jpg)
- [12] INTECH [online] Fouling deposition. Dostupné z WWW: <http://www.intechopen.com/source/html/30778/media/image15.png>
- [13] EPSTEIN, N. Particle deposition and mitigation. University of British Columbia, 1999.
- [14] JEGLA, Z. Calculation Tool for Particulate Fouling Prevention of Tubular Heat Transfer Equipment, Heat Transfer Engineering. UPI VUT, 2010. ISSN: 01457632
- [15] JEGLA, Z. Seminář k předmětu Tepelné pochody, podklad pro cvičení 4

- [16] DELTATHX [online] Fouling In Heat Exchangers. Dostupné z WWW: <http://deltathx.com/uploadsdocs/foulingfactors.pdf>
- [17] OTS, A. Thermophysical properties of ash deposit on boiler heat exchange surfaces, Tallinn University of Technology, 2011. Dostupné z WWW: [http://www.heatexchanger-fouling.com/papers/papers2011/22\\_Ots\\_F.pdf](http://www.heatexchanger-fouling.com/papers/papers2011/22_Ots_F.pdf)
- [18] SLIDESHARE [online] Basic Design of Circulating Fluidized Bed Boiler, Dostupné z WWW: <http://www.slideshare.net/PichaiChaibamrung/circulating-fluidized-bed-boiler-cfb-boiler-how-does-it-work-and-its-principle>
- [19] PAZ, M.C., Development of a predictive CFD fouling model for diesel engine exhaust gas systems, University of Vigo, Spain, 2011, Dostupné z WWW: <http://www.heatexchanger-fouling.com>
- [20] JEGLA, Z. Seminář k předmětu Tepelné pochody, podklad pro cvičení 3
- [21] JEGLA, Z. Seminář k předmětu Tepelné pochody, podklad pro cvičení 2
- [22] KHAN, W.A. Analytical Model for Convection Heat Transfer From Tube Banks, Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 20, No. 4, 2006
- [23] SPRINGER, VDI Heat Atlas. 2nd edition, Berlin 2010, ISBN 9783540778769
- [24] JEGLA, Z. Přednášky k předmětu Systémové přístupy pro procesy a energetiku, podklad pro přednášku 5
- [25] MAPLESOFT [online] What Is Maple. Dostupné z WWW: <https://www.maplesoft.com/products/Maple/features/index.aspx>
- [26] HTRI [online] HTRI Xchanger Suite. Dostupné z WWW: <https://www.htri.net/htri-xchanger-suite.aspx>



## 6. ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK A SYMBOLOV

### ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV:

Skratka	Názov	Jednotka
$A$	plocha výmeny tepla	$[m^2]$
$A_0$	celková vonkajšia plocha zväzku trubiek	$[m^2]$
$A_{1,0}$	jednotková vonkajšia plocha hladkej trubky	$[m^2.m^{-1}]$
$a$	koeficient pomernej pozdĺžnej vzdialenosti trubiek	$[-]$
$a, b$	koeficienty pomernej vzdialenosti trubiek	$[-]$
$a, b, c, d$	exponenty závislé na type výmenníka	$[-]$
$b$	koeficient pomernej priečnej vzdialenosti trubiek	$[-]$
$C$	konštanta závislá na type výmenníka,	$[-]$
$c_p$	merná tepelná kapacita	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$\overline{c_{pC}}$	stredná merná tepelná kapacita chladného média	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$\overline{c_{pH}}$	stredná merná tepelná kapacita horúceho média	$[J.kg^{-1}.K^{-1}]$
$d_0$	vonkajší priemer trubiek	$[m]$
$d_{0F}$	celkový vonkajší priemer trubky spolu s maximálnym nánosom spalín	$[m]$
$d_1$	vnútorný priemer trubky	$[m]$
$d_2$	vonkajší priemer trubky	$[m]$
$d_h$	hydraulický priemer potrubia	$[m]$
$d_i$	vnútorný priemer kruhového potrubia	$[m]$
$F_a$	adhézna sila	$[N]$
$FC$	účelová funkcia	$[-]$
$F_d$	unášacia sila	$[N]$
$F_g$	gravitačná sila	$[N]$
$F_L$	sila vznosu častice	$[N]$
$f_{z,b}, f_{z,t}$	korekcie členov čiastkových trecích súčiniteľov	$[-]$
$g$	gravitačné zrýchlenie	$[m.s^{-2}]$
$Gr$	Grashofovo číslo	$[-]$
$k$	súčiniteľ prechodu tepla	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
$k_c$	celkový súčiniteľ prechodu tepla čistého povrchu	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
$K_G$	geometrický simplex	$[-]$
$k_z$	celkový súčiniteľ prechodu tepla zaneseného povrchu	$[W.m^{-2}.K^{-1}]$
$L$	lineárna dĺžka trubiek	$[m]$
$l_{tr,heat}$	ohrevná dĺžka trubiek	$[m]$
$l_\lambda$	skutočná dĺžka potrubia,	$[m]$
$\dot{m}_{spF}$	hmotnostný prietok zaneseného výparníka z tepelnej bilancie strany spalín	$[kg.s^{-1}]$
$\dot{m}$	hmotnostný prietok pracovného média	$[kg.s^{-1}]$
$m_C^*$	hmotnostný prietok chladného média	$[kg.s^{-1}]$
$m_H^*$	hmotnostný prietok horúceho média	$[kg.s^{-1}]$
$n_r$	počet radov v jednom chode	$[-]$
$n_{tr}$	počet trubiek v rade	$[-]$
$Nu$	Nusseltovo číslo	$[-]$
$O$	zmáčaný obvod	$[m]$

$\dot{Q}$	tepelný výkon	[W]
$\dot{Q}_{HTRI}$	tepelný výkon z programu HTRI	[W]
$\dot{Q}_{model}$	tepelný výkon z analytického výpočtu	[W]
$\dot{Q}_{výstup}$	prijaté teplo chladným médiom	[J]
$\dot{Q}_{vstup}$	odovzdané teplo horúcim médiom	[J]
$Pr$	Prandtlovo číslo	[-]
$Pr_{MP2}$	Prandtlovo číslo spalín v zanesenom výparníku	[-]
$Re$	Reynoldsovo číslo	[-]
$Re_{MP,max}$	Reynoldsovo číslo spalín čistého výparníka	[-]
$Re_{MP,max2}$	Reynoldsovo číslo spalín zaneseného výparníka	[-]
$R_M$	odvaľovací moment častice	[-]
$r_p$	polomer častice	[m]
$R_Z$	súčiniteľ zanášania	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{Z,max}$	maximálny súčiniteľ zanášania	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{Z1}$	súčiniteľ zanášania v trubkovom priestore	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{Z2}$	súčiniteľ zanášania v medzitrubkovom priestore	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{Z\infty}$	súčiniteľ zanášania v čase blížiacemu sa nekonečnu	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$R_{Zt}$	súčiniteľ zanášania v čase $t$	[m <sup>2</sup> .K.W <sup>-1</sup> ]
$S$	prietokový prierez	[m <sup>2</sup> ]
$S_{celk}$	celková vnútorná plocha výparníku v kolmom smere na smer prúdenia spalín	[m <sup>2</sup> ]
$S_L$	priečna vzdialenosť trubiek	[m]
$S_{sp}$	plocha v priečnom priereze, ktorou prúdia spaliny	[m <sup>2</sup> ]
$S_T$	pozdlžna vzdialenosť trubiek	[m]
$S_{trub}$	celková plocha trubiek v jednom rade	[m <sup>2</sup> ]
$t_{Cin}$	teplota chladného média na vstupe do výmenníka	[°C]
$t_{Cout}$	teplota chladného média na výstupe z výmenníka	[°C]
$t_{Hin}$	teplota horúceho média na vstupe do výmenníka	[°C]
$t_{Hout}$	teplota horúceho média na výstupe z výmenníka	[°C]
$u$	rýchlosť prúdenia kvapaliny	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u$	rýchlosť procesného média v trubkách	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u_{sp}$	rýchlosť prúdenia spalín vo voľnom priereze	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u_{sp,max}$	maximálna rýchlosť prúdenia spalín v medzitrubkovom priestore	[m.s <sup>-1</sup> ]
$u_{sp,maxF}$	maximálna rýchlosť spalín plne zaneseného výparníka	[m.s <sup>-1</sup> ]
$x_{wall}$	vzdialenosť prvej trubky zväzku od steny	[m]
$y$	vnútorná šírka výparníka v priereze	[m]

### **ZOZNAM POUŽITÝCH GRÉCKYCH SYMBOLOV:**

<b>Skratka</b>	<b>Názov</b>	<b>Jednotka</b>
$\alpha_1$	súčiniteľ prestupu tepla v trubkovom priestore	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_2$	súčiniteľ prestupu tepla v medzitrubkovom priestore	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{MP}$	súčiniteľ prestupu tepla v čistom výparníku	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\alpha_{MP2}$	súčiniteľ prestupu tepla v zanesenom výparníku	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\beta$	konštanta v závislosti na vlastnostiach systému	[-]
$\beta$	súčiniteľ objemovej rozťažnosti	[-]
$\delta$	hrúbka vrstvy nánosu	[m]
$\delta_{ekv}$	ekvivalentná hrúbka nánosu	[mm]


$\Delta p$	tlaková strata	[Pa]
$\Delta p_{\lambda}$	tlaková strata vplyvom trenia	[Pa]
$\Delta p_{\lambda,MP}$	tlaková strata na strane spalín	[Pa]
$\Delta p_{\xi}$	tlaková strata vplyvom miestnych odporov	[Pa]
$\Delta p_{HTRI}$	tlaková strata z programu HTRI	[Pa]
$\Delta p_{model}$	tlaková strata z analytického výpočtu	[Pa]
$\Delta p_{\lambda,MPF}$	tlaková strata prúdu spalín zaneseného výparníka	[Pa]
$\Delta \bar{T}$	stredný teplotný rozdiel	[°C]
$\Delta \bar{T}$	stredný teplotný rozdiel	[°C]
$\Delta T^1$	teplotný rozdiel medzi výstupným horúcim a chladným médiom	[°C]
$\Delta T^2$	teplotný rozdiel medzi vstupným horúcim a chladným médiom	[°C]
$\Delta T_{lnP}$	stredný teplotný logaritmický rozdiel Patersonovej aproximácie	[°C]
$\Delta T_2$	stredný teplotný logaritmický spád zaneseného výparníka	[°C]
$\Delta T$	teplotný rozdiel medzi plochou prestupu tepla a pracovným médiom	[°C]
$\Delta T_a$	teplotný rozdiel medzi vstupným horúcim a chladným médiom	[°C]
$\Delta T_b$	teplotný rozdiel medzi výstupným horúcim a chladným médiom	[°C]
$\Delta T_{ln}$	stredný logaritmický teplotný rozdiel	[°C]
$\Delta T_{max}$	maximálny teplotný rozdiel teplovýmenných látok	[°C]
$\Delta T_{min}$	minimálny teplotný rozdiel teplovýmenných látok	[°C]
$\varepsilon$	opravný súčiniteľ stredného logaritmického teplotného rozdielu	[-]
$\eta$	dynamická viskozita	[Pa.s]
$\lambda$	tepelná vodivosť tekutiny	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_D$	Darcyho súčiniteľ trenia vnútri potrubia	[-]
$\lambda_{ekv}$	ekvivalentná tepelná vodivosť nánosu	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_{lam}$	trečí súčiniteľ pre laminárne prúdenie	[-]
$\lambda_{lamF}$	trečí súčiniteľ pre laminárne prúdenie zaneseného výparníka	[-]
$\lambda_{MP}$	trečí súčiniteľ pre usporiadanie trubiek v zákryte	[-]
$\lambda_{MP2}$	súčiniteľ tepelnej vodivosti zanesených trubiek	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_{MPF}$	trečí súčiniteľ pre usporiadanie trubiek v zákryte zanes. výpar.	[-]
$\lambda_n$	súčiniteľ tepelnej vodivosti nánosu spalín	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_t$	súčiniteľ tepelnej vodivosti	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
$\lambda_{turb}$	trečí súčiniteľ pre turbulentné prúdenie	[-]
$\lambda_{turbF}$	trečí súčiniteľ pre turbulentné prúdenie zaneseného výparníka	[-]
$\pi$	Ludolfovo číslo	[-]
$\rho$	hustota kvapaliny	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho$	hustota pracovného média	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho(t)$	hustota média pri danej teplote	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{MP}$	hustota medzitrubkového média	[kg.s <sup>-1</sup> ]
$\rho_{MP2}$	hustota výstupných spalín zaneseného výparníka	[kg.m <sup>-3</sup> ]

## **7. ZOZNAM PRÍLOH**

Príloha č. 1 – Výpočty v programe HTRI

Príloha č. 2 – Výpočet v programe MAPLE

# Príloha č. 1 - Kontrolný simulačný výpočet čistého výparníka:

		<b>Output Summary</b>		Page 1	
Released to the following organization: VUT v Brne Tester					
Xace Ver. 7 SP1 22.03.2016 8:02 SN: 01016-1007468327				SI Units	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow					
See Data Check Messages Report for Warning Messages. See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name		Flue gas		Toluene	
Fluid condition		Sens. Gas		Boil. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)	1,0000	2,350	0,0000	1,580
Weight fraction vapor, In/Out		1,0000	1,0000	0,0000	1,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,01	176,63	150,01	326,61
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	156,15	358,51	156,03	357,45
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	110,00	109,34	3270,0	3264,3
Pressure drop, Total/Allow	(kPa)   (kPa)	0,663	109,37	5,662	3264,0
Midpoint velocity	(m/s)		11,34		0,24
- In/Out	(m/s)			0,21	1,64
Heat transfer safety factor	(-)		1,0000		1,0000
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	126,96	Actual U	(W/m2-K)	102,749
Tubeside film coef	(W/m2-K)	607,82	Required U	(W/m2-K)	94,730
Clean coef	(W/m2-K)	102,749	Area	(m2)	131,44
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign	(%)	8,47
Cold regime	Boil. Liquid		Tube Geometry		
EMTD	(Deg C)	77,1	Tube type	Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,960	Tube OD	(mm)	22,000
			Tube ID	(mm)	20,000
			Length	(m)	2,000
			Area ratio(out/in)	(-)	1,1000
			Layout	Inline	
			Trans pitch	(mm)	27,000
			Long pitch	(mm)	60,000
			Number of passes	(-)	32
			Number of rows	(-)	32
			Tube count	(-)	1024
			Tube count Odd/Even	(-)	32 / 32
			Material	316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	
Unit Geometry					
Bays in parallel per unit		1			
Bundles parallel per bay		1			
Extended area	(m2)	131,44			
Bare area	(m2)	131,44			
Bundle width	(m)	0,878			
Nozzle		Inlet	Outlet		
Number	(-)	1	1		
Diameter	(mm)	52,553	52,553		
Velocity	(m/s)	0,95	7,62		
R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5547,0		
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,942		
Fan Geometry					
No/bay	(-)	2			
Fan ring type		Straight			
Diameter	(m)	0,674			
Ratio, Fan/bundle face area	(-)	0,41			
Driver power	(kW)	2,52			
Tip clearance	(mm)	9,525			
Efficiency	(%)	65,000			
Airside Velocities					
Face	(m/s)	2,82	Actual	Standard	
Maximum	(m/s)	16,65			
Flow	(100 m3/min)	2,969			
Velocity pressure	(Pa)	11,42			
Bundle pressure drop	(Pa)	652,72			
Bundle flow fraction	(-)	1,000			
Airside Pressure Drop; %					
Bundle	98,45		Louvers	0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00
Fan ring	1,55	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00
Fin Geometry					
Type				None	
Fins/length	(fin/meter)				
Fin root	(mm)				
Height	(mm)				
Base thickness	(mm)				
Over fin	(mm)				
Efficiency	(%)				
Area ratio (fin/bare)	(-)				
Material					
Thermal Resistance; %					
Air				80,93	
Tube				18,60	
Fouling				0,00	
Metal				0,48	
Bond				0,00	



## Final Results

Released to the following organization:

VUT v Brne

Tester

Xace Ver. 7 SP1 22.03.2016 8:02 SN: 01016-1007468327

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

	Process Data		Outside		Tubeside	
			Flue gas	Sens. Gas	Toluene	Boil. Liquid
Fluid name						
Fluid condition						
Total flow rate	(kg/s)		2,350			1,580
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,0000	1,0000		0,0000	1,0000
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,01	176,63		150,01	326,61
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	156,15	358,51		156,03	357,45
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	156,15	358,51		156,03	357,45
Pressure, In/Out	(kPa)	110,00	109,34		3270,0	3264,3
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0,663	109,37		5,662	3264,0
Pressure Drop, A-frame reflux section	(kPa)					
Velocity - Midpoint	(m/s)	11,34			0,24	
- In/Out	(m/s)				0,21	1,64
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m2-K)	126,96	126,96		607,82	
Mole fraction inert/Boiling range	(Deg C)		0,0000			0,0
Heat transfer safety factor	(--)		1,0000			1,0000
Fouling resistance	(m2-K/W)		0,000000			0,000000

### Overall Performance Data

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	94,730 / 102,749 / 102,749
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,9597 / 0,0000
Effective mean temperature difference	(Deg C)	77,08

See Runtime Message Report for Warning Messages.

### Unit and Bundle Construction Information

Bays in parallel/unit	(--)	1	Bundles in parallel/bay		1
Extended area/unit	(m2)	131,44	Bare area/unit	(m2)	131,44
Extended area/bundle	(m2)	131,44	Bare area/bundle	(m2)	131,44
Tubepasses/Tuberows	(--)	32 / 32	Number of tubes/bundle	(--)	1024
Tube count, Odd rows/Even rows	(--)	32 / 32	Edge seals	(--)	Yes
Bundle width	(m)	0,878	Fan guard	(--)	No
Clearance	(mm)	9,525	Louvers	(--)	No
Header depth	(mm)	101,60	Steam coil	(--)	No
Header Box			Hail screen	(--)	No
- Plate thickness	(mm)	104,78	Tube support information		
- Tubesheet thickness	(mm)	117,47	- Number	(--)	1
Plenum type		Box	- Width	(mm)	25,400
Weight/Bundle	(kg)	7558	Orientation (from horiz.)	(deg)	0,00
Structure weight	(kg)	0	Tubeside volume	(L)	672,1
Total weight, Dry / Wet	(kg)	7558 /			8229
Ladder/walkway weight	(kg)	0	Cost Factor	(--)	128,45

### Tube Information

Straight length	(m)	2,000	Tube type		Plain
Unfinned length	(mm)	0,000	Unheated length	(mm)	142,88
Layout	(--)	Inline	Area ratio (fin/bare)	(--)	--
Transverse pitch	(mm)	27,000	Fins per unit length	(fin/meter)	--
Longitudinal pitch	(mm)	60,000	Fin root diameter	(mm)	--
Tube form	(--)	U-tubes	Fin height	(mm)	--
Outside diameter	(mm)	22,000	Fin thickness at base	(mm)	--
Inside diameter	(mm)	20,000	Fin thickness at tip	(mm)	--
Area ratio (out/in)	(--)	1,1000	Fin type	(--)	--
Over fin diameter	(mm)	--	Fin efficiency	(%)	--
Tube material		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	Internal tube type		None



### Final Results

Released to the following organization:  
*VUT v Brne*  
 Tester

Xace Ver. 7 SP1 22.03.2016 8:02 SN: 01016-1007468327 SI Units

Problem-

Case- :

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Inlet Airside Velocities		Actual	Standard
Face velocity	(m/s)	2,82	
Maximum velocity	(m/s)	16,65	
Volumetric flow	(100 m3/min)	2,969	
Maximum mass velocity	(kg/s-m2)	7,909	
Air humidity	(%)		
Volumetric flow per fan at fan inlet	(100 m3/min)	1,478	
Velocity at fan inlet	(m/s)	6,91	

Fan Description and Fan Power			
Number of fans per bay	(--)		2
Diameter	(m)		0,674
Tip clearance	(mm)		9,525
Ratio, fan area to bay face area	(--)		0,41
Fan ring type	(--)		Straight
Percent open area	- in fan guard (%)		0,0000
	- in hail screen (%)		0,0000
Ratio, ground clearance to fan diameter	(--)		
Percent blockage, other obstruction	(%)		0,0000
Bundle pressure drop/ Velocity pressure	(Pa)	652,72 /	11,42
Fan and drive efficiency	(%)		65,000
Motor power per fan-design air temperature	(kW)		2,52
Motor power per fan-minimum air temperature	(kW)		0,00
Ambient temperature, maximum / minimum	(Deg C)	-17,78 /	-17,78

Two-Phase Parameters				
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F
Bundle flow fraction	(--)	1,000		

Heat Transfer and Pressure Drop Parameters				Tubeside	Outside
Midpoint j-factor		(--)			0,0105
Heat transfer	Wall Correction	(--)	1,0096		1,0000
	Row Correction	(--)			1,0498
Midpoint f-factor		(--)	0,0072		0,1097
Pressure drop	Wall Correction	(--)	0,9878		1,0000
	Row Correction	(--)			0,0000
Reynolds number	Inlet	(--)	15894		4958
	Midpoint	(--)	24569		6596
	Outlet	(--)	182662		7669
Fouling layer thickness		(mm)	0,000		0,000
Input minimum velocity		(m/s)			
Input maximum velocity		(m/s)			
Input minimum wall temperature		(Deg C)			
Input maximum wall temperature		(Deg C)			

Thermal Resistance (Percent)					Over Design
Air	Tube	Fouling	Metal	Bond	
80,93	18,60	0,00	0,48	0,00	8,47

Airside Pressure Drop (Percent)			
Across bundle	98,45	Other obstruction	0,00
Fan ring	1,55	Steam coil	0,00
Fan guard	0,00	Louvers	0,00
Ground clearance	0,00		

Tube Nozzle (Perpendicular)		Inlet	Outlet
Number of nozzles	(--)	1	1
Diameter	(mm)	52,553	52,553
Velocity	(m/s)	0,95	7,62
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5547,0
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,942

Problem-

Case- :

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

**Mean Metal Temperatures**

**Mean tube metal temperature in each tubepass, (Deg C)**

Tuberow	Tubepass	Inside	Outside	Radial
1	1	156,8	156,9	156,9
2	2	159,4	159,5	159,5
3	3	162,1	162,2	162,2
4	4	165,0	165,1	165,0
5	5	168,0	168,1	168,0
6	6	171,2	171,3	171,2
7	7	174,5	174,7	174,6
8	8	178,1	178,3	178,2
9	9	181,9	182,0	182,0
10	10	185,9	186,1	186,0
11	11	190,1	190,3	190,2
12	12	194,6	194,8	194,7
13	13	199,3	199,5	199,4
14	14	204,4	204,6	204,5
15	15	209,7	209,9	209,8
16	16	215,4	215,6	215,5
17	17	221,3	221,6	221,5
18	18	227,8	228,1	227,9
19	19	234,5	234,8	234,7
20	20	241,8	242,1	242,0
21	21	249,4	249,8	249,6
22	22	257,6	258,0	257,8
23	23	266,3	266,7	266,5
24	24	275,7	276,1	275,9
25	25	285,5	286,0	285,8
26	26	296,2	296,7	296,5
27	27	307,5	308,1	307,8
28	28	317,3	317,9	317,6
29	29	319,1	319,8	319,4
30	30	322,9	323,7	323,3
31	31	328,6	329,6	329,1
32	32	348,8	349,9	349,4

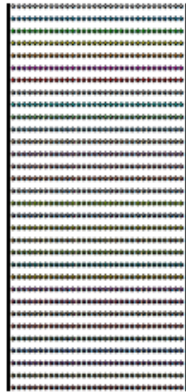


Problem-

Case- :

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

← 0,878 m →



For

Name	Type	Outer Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Transverse Pitch (mm)	Longitudinal Pitch (mm)	Fin Height (mm)
1 TubeType1	Plain	22,000	1,0000	27,000	60,000	n/a

Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)	Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)
1	32	TubeType1	9,5250	17	32	TubeType1	9,5250
2	32	TubeType1	9,5250	18	32	TubeType1	9,5250
3	32	TubeType1	9,5250	19	32	TubeType1	9,5250
4	32	TubeType1	9,5250	20	32	TubeType1	9,5250
5	32	TubeType1	9,5250	21	32	TubeType1	9,5250
6	32	TubeType1	9,5250	22	32	TubeType1	9,5250
7	32	TubeType1	9,5250	23	32	TubeType1	9,5250
8	32	TubeType1	9,5250	24	32	TubeType1	9,5250
9	32	TubeType1	9,5250	25	32	TubeType1	9,5250
10	32	TubeType1	9,5250	26	32	TubeType1	9,5250
11	32	TubeType1	9,5250	27	32	TubeType1	9,5250
12	32	TubeType1	9,5250	28	32	TubeType1	9,5250
13	32	TubeType1	9,5250	29	32	TubeType1	9,5250
14	32	TubeType1	9,5250	30	32	TubeType1	9,5250
15	32	TubeType1	9,5250	31	32	TubeType1	9,5250
16	32	TubeType1	9,5250	32	32	TubeType1	9,5250

### Bundle Information

Bundle width 0,878 m  
 Number of tube rows 32  
 Number of tubes 1024  
 Minimum wall clearance  
 Left 9,5250 mm  
 Right 9,5250 mm

### Number of tubes per pass

- Tube pass # 1: 32
- Tube pass # 2: 32
- Tube pass # 3: 32
- Tube pass # 4: 32
- Tube pass # 5: 32
- Tube pass # 6: 32
- Tube pass # 7: 32
- Tube pass # 8: 32
- Tube pass # 9: 32
- Tube pass # 10: 32
- Tube pass # 11: 32
- Tube pass # 12: 32
- Tube pass # 13: 32
- Tube pass # 14: 32
- Tube pass # 15: 32
- Tube pass # 16: 32
- Tube pass # 17: 32
- Tube pass # 18: 32
- Tube pass # 19: 32
- Tube pass # 20: 32
- Tube pass # 21: 32
- Tube pass # 22: 32
- Tube pass # 23: 32
- Tube pass # 24: 32
- Tube pass # 25: 32
- Tube pass # 26: 32
- Tube pass # 27: 32
- Tube pass # 28: 32
- Tube pass # 29: 32
- Tube pass # 30: 32
- Tube pass # 31: 32
- Tube pass # 32: 32

<b>HTRI</b>		<b>Stream Properties</b>				Page 6	
		Released to the following organization: VUT v Brne Tester					
Xace Ver. 7 SP1 22.03.2016 8:02 SN: 01016-1007468327		SI Units					
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow							
Hot Outside Fluid		Inlet			Outlet		
Fluid name		Flue gas					
Temperature	(C)	530,01			176,63		
Pressure	(kPa)	110,00			109,34		
Weight fraction vapor	(-)	1,0000			1,0000		
Vapor Properties							
Density	(kg/m3)	0,4749			0,8434		
Viscosity	(mN-s/m2)	0,0356			0,0226		
Conductivity	(W/m-C)	0,0591			0,0340		
Heat capacity	(kJ/kg-C)	1,2060			1,1033		
Molecular weight	(-)	28,838			28,838		
Liquid Properties							
Density	(kg/m3)	--			--		
Viscosity	(mN-s/m2)	--			--		
Conductivity	(W/m-C)	--			--		
Heat capacity	(kJ/kg-C)	--			--		
Molecular weight	(-)	--			--		
Latent heat	(kJ/kg)	--			--		
Surface tension	(mN/m)	--			--		
Molar Composition		Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value
1	OXYGEN	0,0614	--	--	0,0614	--	--
2	CARBON DIOXIDE	0,1141	--	--	0,1141	--	--
3	WATER	0,1260	--	--	0,1260	--	--
4	SULFUR DIOXIDE	3,00e-4	--	--	3,00e-4	--	--
5	NITRIC OXIDE	0,0016	--	--	0,0016	--	--
6	HYDROGEN CHLORIDE	2,37e-6	--	--	2,37e-6	--	--
7	NITROGEN	0,6966	--	--	0,6966	--	--



### Stream Properties

Released to the following organization:

VUT v Brne

Tester


Xace Ver. 7 SP1 22.03.2016 8:02 SN: 01016-1007468327

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Cold Tubeside Fluid		Inlet			Outlet		
Fluid name		Toluene					
Temperature	(C)	150,01			326,61		
Pressure	(kPa)	3270,0			3264,3		
Weight fraction vapor	(-)	0,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>							
Density	(kg/m3)	129,38			96,324		
Viscosity	(mN-s/m2)	0,0171			0,0172		
Conductivity	(W/m-C)	0,0443			0,0461		
Heat capacity	(kJ/kg-C)	3,4515			2,5819		
Molecular weight	(-)	92,138			92,138		
<b>Liquid Properties</b>							
Density	(kg/m3)	764,96			481,61		
Viscosity	(mN-s/m2)	0,1980			0,0628		
Conductivity	(W/m-C)	0,1008			0,0515		
Heat capacity	(kJ/kg-C)	2,1113			4,6881		
Molecular weight	(-)	92,138			92,138		
Latent heat	(kJ/kg)	132,46			132,93		
Surface tension	(mN/m)	13,995			0,9316		
<b>Molar Composition</b>		<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>
1	TOLUENE	--	--	--	--	--	--

# Kontrolný simulačný výpočet Rz v čase $t_1=0,5$ hod.:

		Output Summary				Page 1
		Released to the following HTRI Member Company:				
Martin						
Xace E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:03 SN: Vals100+					SI Units	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
See Data Check Messages Report for Warning Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions		Outside		Tubeside		
Fluid name		Flue gas		Toluene		
Fluid condition		Sens. Gas		Boil. Liquid		
Total flow rate	(kg/s)		2,380		1,580	
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	1,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,00	181,00	150,00	326,60	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	156,82	356,56	156,69	355,56	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	110,002	109,407	3270,05	3263,34	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,594	109,372	6,706	3264,05	
Midpoint velocity	(m/s)		10,84		0,24	
- In/Out	(m/s)			0,21	1,63	
Heat transfer safety factor	(--)		1		1	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Outside film coef	(W/m2-K)	119,31		Actual U	(W/m2-K) 97,806	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	612,33		Required U	(W/m2-K) 83,124	
Clean coef	(W/m2-K)	97,806		Area	(m2) 141,547	
Hot regime		Sens. Gas		Overdesign	(%) 17,66	
Cold regime		Boil. Liquid		Tube Geometry		
EMTD	(Deg C)	81,5		Tube type	Plain	
Duty	(MegaWatts)	0,959		Tube OD	(mm) 22,000	
Unit Geometry			Tube ID	(mm) 20,000		
Bays in parallel per unit		1		Length	(m) 2,143	
Bundles parallel per bay		1		Area ratio(out/in)	(--)	
Extended area	(m2)	141,547		Layout	Inline	
Bare area	(m2)	141,547		Trans pitch	(mm) 27,000	
Bundle width	(m)	0,878		Long pitch	(mm) 60,000	
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)	
Diameter	(mm)	52,553	52,553	Tubecount	(--)	
Velocity	(m/s)	0,95	7,57	Tubecount Odd/Even	(--)	
R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5511,41	Tube material	steel (17 Cr, 12 Ni)	
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,929	Fin Geometry		
Fan Geometry			Type	None		
No/bay	(--)	2		Fins/length	fin/meter	
Fan ring type		Straight		Fin root	mm	
Diameter	(m)	0,697		Height	mm	
Ratio, Fan/bundle face area	(--)	0,41		Base thickness	mm	
Driver power	(kW)	2,32		Over fin	mm	
Tip clearance	(mm)	9,525		Efficiency	(%)	
Efficiency	(%)	65		Area ratio (fin/bare)	(--)	
Airside Velocities		Actual	Standard	Material		
Face	(m/s)	2,66		Thermal Resistance; %		
Maximum	(m/s)	15,66		Air	81,98	
Flow	(100 m3/min)	3,007		Tube	17,57	
Velocity pressure	(Pa)	10,21		Fouling	0,00	
Bundle pressure drop	(Pa)	585,10		Metal	0,45	
Bundle flow fraction	(--)	1,000		Bond	0,00	
Bundle	98,46	Airside Pressure Drop; %		Louvers	0,00	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00	
Fan ring	1,54	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00	



## Stream Properties

Page 2

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:03 SN: Vals100+

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Hot Outside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Flue gas					
Temperature (C)	530,00			181,00		
Pressure (kPa)	110,002			109,407		
Weight fraction vapor (-)	1,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	0,4749			0,8358		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0356			0,0228		
Conductivity (W/m-C)	0,0591			0,0343		
Heat capacity (kJ/kg-C)	1,2060			1,1045		
Molecular weight (-)	28,8376			28,8376		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	--			--		
Viscosity (mN-s/m2)	--			--		
Conductivity (W/m-C)	--			--		
Heat capacity (kJ/kg-C)	--			--		
Molecular weight (-)	--			--		
Latent heat (kJ/kg)	--			--		
Surface tension (mN/m)	--			--		
<b>Molar Composition</b>						
	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>
1 OXYGEN	0,0614	--	--	0,0614	--	--
2 CARBON DIOXIDE	0,1141	--	--	0,1141	--	--
3 WATER	0,1260	--	--	0,1260	--	--
4 SULFUR DIOXIDE	3,000e-4	--	--	3,000e-4	--	--
5 NITRIC OXIDE	0,0016	--	--	0,0016	--	--
6 HYDROGEN CHLORIDE	2,370e-6	--	--	2,370e-6	--	--
7 NITROGEN	0,6966	--	--	0,6966	--	--



### Stream Properties

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:03 SN: Vals100+

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Cold Tubeside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Toluene					
Temperature (C)	150,00			326,60		
Pressure (kPa)	3270,05			3263,34		
Weight fraction vapor (-)	0,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	129,381			96,2699		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0171			0,0172		
Conductivity (W/m-C)	0,0443			0,0461		
Heat capacity (kJ/kg-C)	3,4517			2,5814		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	764,962			481,017		
Viscosity (mN-s/m2)	0,1980			0,0627		
Conductivity (W/m-C)	0,1008			0,0514		
Heat capacity (kJ/kg-C)	2,1113			4,7055		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
Latent heat (kJ/kg)	132,455			132,455		
Surface tension (mN/m)	13,9944			0,9230		
<b>Molar Composition</b>						
1 TOLUENE	Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value
	--	--	--	--	--	--

# Kontrolný simulačný výpočet Rz v čase t<sub>2</sub>=1,5 hod.:

HTRI		Output Summary		Page 1		
Released to the following HTRI Member Company:						
Martin						
Xacc E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:01 SN: Vals100+					SI Units	
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow						
See Data Check Messages Report for Warning Messages.						
See Runtime Message Report for Warning Messages.						
Process Conditions			Outside		Tubeside	
Fluid name			Flue gas		Toluene	
Fluid condition			Sens. Gas		Boil. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)		2,434		1,580	
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	1,000	
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,00	189,00	150,00	326,60	
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	158,65	357,30	158,48	356,28	
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	110,002	109,369	3270,05	3263,22	
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,633	109,372	6,829	3264,05	
Midpoint velocity	(m/s)		11,36		0,25	
- In/Out	(m/s)			0,21	1,63	
Heat transfer safety factor	(--)		1		1	
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000	
Exchanger Performance						
Outside film coef	(W/m2-K)	122,11	Actual U	(W/m2-K)	99,889	
Tubeside film coef	(W/m2-K)	619,62	Required U	(W/m2-K)	76,194	
Clean coef	(W/m2-K)	99,889	Area	(m2)	141,547	
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign	(%)	31,10	
Cold regime	Boil. Liquid		Tube Geometry			
EMTD	(Deg C)	88,9	Tube type	Plain		
Duty	(MegaWatts)	0,959	Tube OD	(mm)	22,000	
Unit Geometry			Tube ID	(mm)	20,000	
Bays in parallel per unit		1	Length	(m)	2,143	
Bundles parallel per bay		1	Area ratio(out/in)	(--)	1,1	
Extended area	(m2)	141,547	Layout	Inline		
Bare area	(m2)	141,547	Trans pitch	(mm)	27,000	
Bundle width	(m)	0,878	Long pitch	(mm)	60,000	
Nozzle		Inlet	Outlet	Number of passes	(--)	32
Number	(--)	1	1	Number of rows	(--)	32
Diameter	(mm)	52,553	52,553	Tubecount	(--)	1024
Velocity	(m/s)	0,95	7,57	Tubecount Odd/Even	(--)	32 / 32
R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5511,78	Tube material	steel (17 Cr, 12 Ni)	
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,929	Fin Geometry		
Fan Geometry			Type	None		
No/bay	(--)	2	Fins/length	fin/meter		
Fan ring type		Straight	Fin root	mm		
Diameter	(m)	0,697	Height	mm		
Ratio, Fan/bundle face area	(--)	0,41	Base thickness	mm		
Driver power	(kW)	2,52	Over fin	mm		
Tip clearance	(mm)	9,525	Efficiency	(%)		
Efficiency	(%)	65	Area ratio (fin/bare)	(--)		
Airsides Velocities			Actual	Standard	Material	
Face	(m/s)	2,72			Thermal Resistance; %	
Maximum	(m/s)	16,02			Air	81,80
Flow	(100 m3/min)	3,075			Tube	17,73
Velocity pressure	(Pa)	10,67			Fouling	0,00
Bundle pressure drop	(Pa)	623,36			Metal	0,46
Bundle flow fraction	(--)	1,000			Bond	0,00
Bundle	98,48	Airsides Pressure Drop; %			Louvers	0,00
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Hail screen	0,00	
Fan ring	1,52	Fan area blockage	0,00	Steam coil	0,00	



## Stream Properties

Page 2

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:01 SN: Vals100+

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Hot Outside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Flue gas					
Temperature (C)	530,00			189,00		
Pressure (kPa)	110,002			109,369		
Weight fraction vapor (-)	1,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	0,4749			0,8210		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0356			0,0231		
Conductivity (W/m-C)	0,0591			0,0349		
Heat capacity (kJ/kg-C)	1,2060			1,1066		
Molecular weight (-)	28,8376			28,8376		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	--			--		
Viscosity (mN-s/m2)	--			--		
Conductivity (W/m-C)	--			--		
Heat capacity (kJ/kg-C)	--			--		
Molecular weight (-)	--			--		
Latent heat (kJ/kg)	--			--		
Surface tension (mN/m)	--			--		
<b>Molar Composition</b>						
	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>
1 OXYGEN	0,0614	--	--	0,0614	--	--
2 CARBON DIOXIDE	0,1141	--	--	0,1141	--	--
3 WATER	0,1260	--	--	0,1260	--	--
4 SULFUR DIOXIDE	3,000e-4	--	--	3,000e-4	--	--
5 NITRIC OXIDE	0,0016	--	--	0,0016	--	--
6 HYDROGEN CHLORIDE	2,370e-6	--	--	2,370e-6	--	--
7 NITROGEN	0,6966	--	--	0,6966	--	--





### Stream Properties

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 21. 5. 2016 20:01 SN: Vals100+

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Cold Tubeside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Toluene					
Temperature (C)	150,00			326,60		
Pressure (kPa)	3270,05			3263,22		
Weight fraction vapor (-)	0,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	129,381			96,2635		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0171			0,0172		
Conductivity (W/m-C)	0,0443			0,0461		
Heat capacity (kJ/kg-C)	3,4517			2,5813		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	764,962			481,017		
Viscosity (mN-s/m2)	0,1980			0,0627		
Conductivity (W/m-C)	0,1008			0,0514		
Heat capacity (kJ/kg-C)	2,1113			4,7055		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
Latent heat (kJ/kg)	132,455			132,455		
Surface tension (mN/m)	13,9944			0,9230		
<b>Molar Composition</b>						
	Vapor	Liquid	K-Value	Vapor	Liquid	K-Value
1 TOLUENE	--	--	--	--	--	--

# Kontrolný simulačný výpočet zaneseného výparníka:

HTRI		Output Summary		Page 1	
		Released to the following HTRI Member Company:			
		<i>Martin</i>			
Xacc E Ver. 6.00 28. 4. 2016 13:37 SN: Vals100+					SI Units
Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow					
See Data Check Messages Report for Warning Messages.					
See Runtime Message Report for Warning Messages.					
Process Conditions		Outside		Tubeside	
Fluid name	Flue gas		Sens. Gas	Toluene	Boil. Liquid
Fluid condition					
Total flow rate	(kg/s)		2,892		1,580
Weight fraction vapor, In/Out		1,000	1,000	0,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,00	245,00	150,00	326,60
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	173,09	362,41	172,63	361,24
Pressure, Inlet/Outlet	(kPa)	110,002	109,014	3270,05	3262,36
Pressure drop, Total/Allow	(kPa) (kPa)	0,987	109,372	7,690	3264,05
Midpoint velocity	(m/s)		15,28		0,27
- In/Out	(m/s)			0,21	1,63
Heat transfer safety factor	(--)		1		1
Fouling	(m2-K/W)		0,000000		0,000000
Exchanger Performance					
Outside film coef	(W/m2-K)	143,74	Actual U	(W/m2-K)	115,254
Tubeside film coef	(W/m2-K)	657,44	Required U	(W/m2-K)	51,097
Clean coef	(W/m2-K)	115,254	Area	(m2)	141,547
Hot regime	Sens. Gas		Overdesign	(%)	125,56
Cold regime	Boil. Liquid				
EMTD	(Deg C)	132,6	Tube Geometry		
Duty	(MegaWatts)	0,959	Tube type		Plain
			Tube OD	(mm)	22,000
			Tube ID	(mm)	20,000
			Length	(m)	2,143
			Area ratio(out/in)	(--)	1,1
			Layout		Inline
			Trans pitch	(mm)	27,000
			Long pitch	(mm)	60,000
			Number of passes	(--)	32
			Number of rows	(--)	32
			Tube count	(--)	1024
			Tube count Odd/Even	(--)	32 / 32
			Tube material		steel (17 Cr, 12 Ni)
Unit Geometry					
Bays in parallel per unit		1			
Bundles parallel per bay		1			
Extended area	(m2)	141,547			
Bare area	(m2)	141,547			
Bundle width	(m)	0,878			
Nozzle		Inlet	Outlet		
Number	(--)	1	1		
Diameter	(mm)	52,553	52,553		
Velocity	(m/s)	0,95	7,57		
R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5514,47		
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,930		
Fan Geometry					
No/bay	(--)		2		
Fan ring type			Straight		
Diameter	(m)		0,697		
Ratio, Fan/bundle face area	(--)		0,41		
Driver power	(kW)		4,66		
Tip clearance	(mm)		9,525		
Efficiency	(%)		65		
Airsides Velocities		Actual	Standard		
Face	(m/s)	3,24			
Maximum	(m/s)	19,03			
Flow	(100 m3/min)	3,654			
Velocity pressure	(Pa)	15,06			
Bundle pressure drop	(Pa)	973,60			
Bundle flow fraction	(--)	1,000			
Bundle	98,63			Airsides Pressure Drop; %	
Ground clearance	0,00	Fan guard	0,00	Louvers	0,00
Fan ring	1,37	Fan area blockage	0,00	Hail screen	0,00
				Steam coil	0,00
				Thermal Resistance; %	
				Air	80,18
				Tube	19,28
				Fouling	0,00
				Metal	0,53
				Bond	0,00

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

	Process Data		Outside		Tubeside	
			Flue gas		Toluene	
Fluid name						
Fluid condition			Sens. Gas		Boil. Liquid	
Total flow rate	(kg/s)			2,892		1,580
Weight fraction vapor, In/Out	(--)	1,000		1,000	0,000	1,000
Temperature, In/Out	(Deg C)	530,00		245,00	150,00	326,60
Skin temperature, Min/Max	(Deg C)	173,09		362,41	172,63	361,24
Wall temperature, Min/Max	(Deg C)	173,09		362,41	172,63	361,24
Pressure, In/Out	(kPa)	110,002		109,014	3270,05	3262,36
Pressure drop, Total/Allowed	(kPa)	0,987		109,372	7,690	3264,05
Pressure Drop, A-frame reflux section	(kPa)					
Velocity - Midpoint	(m/s)	15,28			0,27	
- In/Out	(m/s)				0,21	1,63
Film coefficient, Bare/Extended	(W/m2-K)	143,74		143,74	657,44	
Mole fraction inert/Boiling range	(Deg C)			0,0000		0,0
Heat transfer safety factor	(--)			1		1
Fouling resistance	(m2-K/W)			0,000000		0,000000

**Overall Performance Data**

Overall coef, Design/Clean/Actual	(W/m2-K)	51,097 /	115,254 /	115,254
Heat duty, Calculated/Specified	(MegaWatts)	0,9587 /	0,0000	
Effective mean temperature difference	(Deg C)	132,56		

See Runtime Message Report for Warning Messages.

**Unit and Bundle Construction Information**

Bays in parallel/unit	(--)	1	Bundles in parallel/bay		1	
Extended area/unit	(m2)	141,547	Bare area/unit	(m2)	141,547	
Extended area/bundle	(m2)	141,547	Bare area/bundle	(m2)	141,547	
Tube passes/Tuberows	(--)	32 /	32	Number of tubes/bundle	(--)	1024
Tube count, Odd rows/Even rows	(--)	32 /	32	Edge seals	(--)	Yes
Bundle width	(m)	0,878	Fan guard	(--)	No	
Clearance	(mm)	9,525	Louvers	(--)	No	
Header depth	(mm)	101,600	Steam coil	(--)	No	
<i>Header Box</i>			Hail screen	(--)	No	
- Plate thickness	(mm)	104,775	<i>Tube support information</i>			
- Tubesheet thickness	(mm)	117,475	- Number	(--)	1	
Plenum type		Box	- Width	(mm)	25,400	
Weight/Bundle	(kg)	7436	Orientation (from horiz.)	(deg)	0,00	
Structure weight	(kg)	0	Tubeside volume	(L)	718,0	
Total weight, Dry / Wet	(kg)	7436 /	8153	Cost Factor	(--)	126,458
Ladder/walkway weight	(kg)	0				

**Tube Information**

Straight length	(m)	2,143	Tube type	(--)	Plain
Unfinned length	(mm)	0,000	Unheated length	(mm)	142,875
Layout	(--)	Inline	Area ratio (fin/bare)	(--)	-
Transverse pitch	(mm)	27,000	Fins per unit length	(fin/meter)	-
Longitudinal pitch	(mm)	60,000	Fin root diameter	(mm)	-
Tube form	(--)	U-tubes	Fin height	(mm)	-
Outside diameter	(mm)	22,000	Fin thickness at base	(mm)	-
Inside diameter	(mm)	20,000	Fin thickness at tip	(mm)	-
Area ratio (out/in)	(--)	1,1	Fin type	(--)	-
Over fin diameter	(mm)	-	Fin efficiency	(%)	-
Tube material		316 Stainless steel (17 Cr, 12 Ni)	Internal tube type		None



**Final Results**

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 28. 4. 2016 13:37 SN: Vals100+

**SI Units**

Problem-

Case- :

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Inlet Airside Velocities		Actual	Standard
Face velocity	(m/s)	3,24	
Maximum velocity	(m/s)	19,03	
Volumetric flow	(100 m3/min)	3,654	
Maximum mass velocity	(kg/s-m2)	9,037	
Air humidity	(%)		
Volumetric flow per fan at fan inlet	(100 m3/min)	1,818	
Velocity at fan inlet	(m/s)	7,94	

Fan Description and Fan Power			
Number of fans per bay	(-)		2
Diameter	(m)		0,697
Tip clearance	(mm)		9,525
Ratio, fan area to bay face area	(-)		0,41
Fan ring type	(-)		Straight
Percent open area - in fan guard	(%)		0
- in hail screen	(%)		0
Ratio, ground clearance to fan diameter	(-)		
Percent blockage, other obstruction	(%)		0
Bundle pressure drop/ Velocity pressure	(Pa)	973,60 /	15,06
Fan and drive efficiency	(%)		65
Motor power per fan-design air temperature	(kW)		4,66
Motor power per fan-minimum air temperature	(kW)		0,00
Ambient temperature, maximum / minimum	(Deg C)	-17,78 /	-17,78

Two-Phase Parameters				
Method	Inlet	Center	Outlet	Mix F
Bundle flow fraction	(-)	1,000		

Heat Transfer and Pressure Drop Parameters				Tubeside	Outside
Midpoint j-factor			(-)		0,0105
Heat transfer		Wall Correction	(-)	1,0130	1,0000
		Row Correction	(-)		1,0498
Midpoint f-factor			(-)	0,0068	0,1097
Pressure drop		Wall Correction	(-)	0,9836	1,0000
		Row Correction	(-)		0,0000
Reynolds number		Inlet	(-)	15873	5576
		Midpoint	(-)	33517	6622
		Outlet	(-)	182607	7846
Fouling layer thickness			(mm)	0,000	0,000
Input minimum velocity			(m/s)		
Input maximum velocity			(m/s)		
Input minimum wall temperature			(Deg C)		
Input maximum wall temperature			(Deg C)		

Thermal Resistance (Percent)					Over Design
Air	Tube	Fouling	Metal	Bond	
80,18	19,28	0,00	0,53	0,00	125,56

Airside Pressure Drop (Percent)			
Across bundle		98,63	Other obstruction
Fan ring		1,37	Steam coil
Fan guard		0,00	Louvers
Ground clearance		0,00	

Tube Nozzle (Perpendicular)		Inlet	Outlet
Number of nozzles	(-)	1	1
Diameter	(mm)	52,553	52,553
Velocity	(m/s)	0,95	7,57
Nozzle R-V-SQ	(kg/m-s2)	693,61	5514,47
Pressure drop	(kPa)	0,382	1,930

**Mean Metal Temperatures**

**Mean tube metal temperature in each tubepass, (Deg C)**

<u>Tuberow</u>	<u>Tubepass</u>	<u>Inside</u>	<u>Outside</u>	<u>Radial</u>
1	1	174,2	174,7	174,5
2	2	179,3	179,7	179,5
3	3	184,4	184,8	184,6
4	4	189,7	190,2	190,0
5	5	195,1	195,6	195,3
6	6	200,7	201,2	200,9
7	7	206,3	206,8	206,6
8	8	212,2	212,8	212,5
9	9	218,2	218,7	218,4
10	10	224,3	224,9	224,6
11	11	230,5	231,1	230,8
12	12	237,0	237,6	237,3
13	13	243,5	244,1	243,8
14	14	250,2	250,8	250,6
15	15	257,0	257,6	257,3
16	16	263,9	264,6	264,2
17	17	270,9	271,5	271,2
18	18	278,0	278,7	278,4
19	19	285,2	285,9	285,5
20	20	292,6	293,3	293,0
21	21	300,0	300,7	300,4
22	22	307,8	308,5	308,1
23	23	315,7	316,4	316,0
24	24	322,6	323,4	323,0
25	25	322,1	322,9	322,5
26	26	323,9	324,8	324,4
27	27	325,9	326,9	326,4
28	28	327,9	329,0	328,5
29	29	330,0	331,1	330,6
30	30	336,2	337,4	336,8
31	31	346,7	347,9	347,3
32	32	357,4	358,6	358,0



# Final Results

Released to the following HTRI Member Company:

Martin

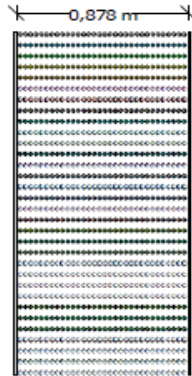
Xace E Ver. 6.00 28. 4. 2016 13:37 SN: Vals100+

SI Units

Problem-

Case- :

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow



Name	Type	Outer Diameter (mm)	Wall Thickness (mm)	Transverse Pitch (mm)	Longitudinal Pitch (mm)	Fin Height (mm)
1 TubeType1	Plain	22,0000	1,0000	27,0000	60,0000	n/a

Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)	Row	Number of Tubes	Tube Type	Wall Clearance (mm)
1	32	TubeType1	9,5250	17	32	TubeType1	9,5250
2	32	TubeType1	9,5250	18	32	TubeType1	9,5250
3	32	TubeType1	9,5250	19	32	TubeType1	9,5250
4	32	TubeType1	9,5250	20	32	TubeType1	9,5250
5	32	TubeType1	9,5250	21	32	TubeType1	9,5250
6	32	TubeType1	9,5250	22	32	TubeType1	9,5250
7	32	TubeType1	9,5250	23	32	TubeType1	9,5250
8	32	TubeType1	9,5250	24	32	TubeType1	9,5250
9	32	TubeType1	9,5250	25	32	TubeType1	9,5250
10	32	TubeType1	9,5250	26	32	TubeType1	9,5250
11	32	TubeType1	9,5250	27	32	TubeType1	9,5250
12	32	TubeType1	9,5250	28	32	TubeType1	9,5250
13	32	TubeType1	9,5250	29	32	TubeType1	9,5250
14	32	TubeType1	9,5250	30	32	TubeType1	9,5250
15	32	TubeType1	9,5250	31	32	TubeType1	9,5250
16	32	TubeType1	9,5250	32	32	TubeType1	9,5250

### Bundle Information

Bundle width 0,878 m  
 Number of tube rows 32  
 Number of tubes 1024  
 Minimum wall clearance  
 Left 9,5250 mm  
 Right 9,5250 mm

- Number of tubes per pass
- Tubepass # 1: 32
  - Tubepass # 2: 32
  - Tubepass # 3: 32
  - Tubepass # 4: 32
  - Tubepass # 5: 32
  - Tubepass # 6: 32
  - Tubepass # 7: 32
  - Tubepass # 8: 32
  - Tubepass # 9: 32
  - Tubepass # 10: 32
  - Tubepass # 11: 32
  - Tubepass # 12: 32
  - Tubepass # 13: 32
  - Tubepass # 14: 32
  - Tubepass # 15: 32
  - Tubepass # 16: 32
  - Tubepass # 17: 32
  - Tubepass # 18: 32
  - Tubepass # 19: 32
  - Tubepass # 20: 32
  - Tubepass # 21: 32
  - Tubepass # 22: 32
  - Tubepass # 23: 32
  - Tubepass # 24: 32
  - Tubepass # 25: 32
  - Tubepass # 26: 32
  - Tubepass # 27: 32
  - Tubepass # 28: 32
  - Tubepass # 29: 32
  - Tubepass # 30: 32
  - Tubepass # 31: 32
  - Tubepass # 32: 32



## Stream Properties

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 28. 4. 2016 13:37 SN: Vals100+

SI Units

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

Hot Outside Fluid	Inlet			Outlet		
Fluid name	Flue gas					
Temperature (C)	530,00			245,00		
Pressure (kPa)	110,002			109,014		
Weight fraction vapor (-)	1,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	0,4749			0,7298		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0356			0,0253		
Conductivity (W/m-C)	0,0591			0,0389		
Heat capacity (kJ/kg-C)	1,2060			1,1222		
Molecular weight (-)	28,8376			28,8376		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	--			--		
Viscosity (mN-s/m2)	--			--		
Conductivity (W/m-C)	--			--		
Heat capacity (kJ/kg-C)	--			--		
Molecular weight (-)	--			--		
Latent heat (kJ/kg)	--			--		
Surface tension (mN/m)	--			--		
<b>Molar Composition</b>						
	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>
1 OXYGEN	0,0614	--	--	0,0614	--	--
2 CARBON DIOXIDE	0,1141	--	--	0,1141	--	--
3 WATER	0,1260	--	--	0,1260	--	--
4 SULFUR DIOXIDE	3,000e-4	--	--	3,000e-4	--	--
5 NITRIC OXIDE	0,0016	--	--	0,0016	--	--
6 HYDROGEN CHLORIDE	2,370e-6	--	--	2,370e-6	--	--
7 NITROGEN	0,6966	--	--	0,6966	--	--



## Stream Properties

Page 7

Released to the following HTRI Member Company:

*Martin*

Xace E Ver. 6.00 28. 4. 2016 13:37 SN: Vals100+

**SI Units**

Simulation-Horizontal economizer countercurrent to crossflow

<b>Cold Tubeside Fluid</b>	<b>Inlet</b>			<b>Outlet</b>		
Fluid name	Toluene					
Temperature (C)	150,00			326,60		
Pressure (kPa)	3270,05			3262,36		
Weight fraction vapor (-)	0,0000			1,0000		
<b>Vapor Properties</b>						
Density (kg/m3)	129,381			96,2166		
Viscosity (mN-s/m2)	0,0171			0,0172		
Conductivity (W/m-C)	0,0443			0,0461		
Heat capacity (kJ/kg-C)	3,4517			2,5809		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
<b>Liquid Properties</b>						
Density (kg/m3)	764,962			481,017		
Viscosity (mN-s/m2)	0,1980			0,0627		
Conductivity (W/m-C)	0,1008			0,0514		
Heat capacity (kJ/kg-C)	2,1113			4,7055		
Molecular weight (-)	92,1384			92,1384		
Latent heat (kJ/kg)	132,455			132,455		
Surface tension (mN/m)	13,9944			0,9230		
<b>Molar Composition</b>						
	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>	<b>Vapor</b>	<b>Liquid</b>	<b>K-Value</b>
1 TOLUENE	--	--	--	--	--	--



# VYHODNOCOVANIE A MODELOVANIE ZANÁŠAVÉHO PROCESU VO VÝMENNÍKU TEPLA

Vypracoval: Bc. Martin Čirka

\*Výmenník tepla = HE (Heat Exchanger)\*

```
> restart;
```

## 1. Známe hodnoty

### Všeobecné:

```
> pi:=evalf(Pi);  
ex:=2.71828;  
dout:=0.022;#m  
din:=0.020;#m  
L:=2;#m  
eps:=1;  
ntr:=32;  
nr:=32;  
St:=0.027;#m  
Sl:=0.060;#m  
VzdSteny:=0.009525;#m  
Qhtri:=958000.0;#W  
deltaPhtri:=572.0;#Pa  
deltaPmax:=1843.65;#Pa
```

$\pi := 3.14159265$

$ex := 2.71828$

$dout := 0.022$

$din := 0.020$

$L := 2$

$eps := 1$

$ntr := 32$

$nr := 32$

$St := 0.027$

$Sl := 0.060$

$VzdSteny := 0.009525$

$Qhtri := 9.58000010^5$

$deltaPhtri := 572.0$

$deltaPmax := 1843.65$

### Prúd spalín v medzitrubkovom priestore:

```
> T_sp_vstup:=530;#°C
  T_sp_vystup:=176.62;#°C
  T_sp_vystup2:=245;#°C
  rho_sp:=0.8438;#kg/m^3
  eta_sp:=0.0226e-3;#Pa.s
  cp_sp:=1103.2;#J/(kg.K)
  lambda_sp:=0.0340;#W/(m.K)
  m_sp:=2.35;#kg/s
  rho_sp2:=0.7298;#kg/m^3
  eta_sp2:=0.0253e-3;#Pa.s
  cp_sp2:=1122.2;#J/(kg.K)
  lambda_sp2:=0.0389;#W/(m.K)
  m_sp2:=2.52;#kg/s
  rho1:=0.4749;#kg/m^3
```

```
T_sp_vstup := 530
T_sp_vystup := 176.62
T_sp_vystup2 := 245
rho_sp := 0.8438
eta_sp := 0.0000226
cp_sp := 1103.2
lambda_sp := 0.0340
m_sp := 2.35
rho_sp2 := 0.7298
eta_sp2 := 0.0000253
cp_sp2 := 1122.2
lambda_sp2 := 0.0389
m_sp2 := 2.52
rho1 := 0.4749
```

### Prúd toluénu v trubkách:

```
> T_tol_vstup:=157.4;#°C
  T_tol_vystup:=330;#°C
  T_tol_vystup2:=348.5;#°C
```

```
T_tol_vstup := 157.4
T_tol_vystup := 330
T_tol_vystup2 := 348.5
```

## 2. Výpočet

### 2.1. Konštantné geometrické veličiny

```
> a:=St/dout;#koef. priečnej vzdial. trubiek
b:=Sl/dout;#koef. pozdĺžnej vzdial. trubiek
a :=1.22727272'
b :=2.72727272'

> A10:=pi*dout;# m^2/m jednotková vonkajšia plocha trubky
A1:=A10*ntr*nr*L;# m^2 celková vonkajšia plocha zväzku
trubiek
A10 :=0.0691150383'
A1 :=141.5475986'

> S_trub:=dout*nr*L;# m^2 plocha trubiek v jednej rade
y:=St*(nr-1)+dout+(VzdSteny*2);# m vnútorná šírka výmenníka
v priereze
y_sp:=(St-dout)*(nr-1)+(VzdSteny*2);# m celková šírka
medzier v jednej rade
S_celk:=L*y;# m^2 celková vnútorná plocha v kolmom smere na
smer prúdenia spalín
S_sp:=S_celk-S_trub;# m^2 celková vnútorná plocha, ktorou
prúdia spaliny
S_trub :=1.408
y :=0.878050
y_sp :=0.174050
S_celk :=1.756100
S_sp :=0.348100

> u_sp:=m_sp/(S_celk*rho1);
u_sp :=2.817840779'

> u_sp_max:=m_sp/(S_sp*rho1);
u_sp_max :=14.2154846'

> Re_sp_max:=(u_sp_max*dout*rho_sp)/(eta_sp);
Re_sp_max :=11676.57390'

> Pr_sp:=(cp_sp*eta_sp)/lambda_sp;
Pr_sp :=0.733303529'

> C:=evalf(1+((a+(7.17/a)-6.52)*(((0.266)/(b-0.8)^2)-
0.12)*((1000/Re_sp_max)^(1/2)))));
C :=0.992219103'

> dTe1:=T_sp_vystup-T_tol_vstup;
dTe2:=T_sp_vstup-T_tol_vystup;
dTlme:=(dTe2-dTe1)/ln(dTe2/dTe1);
dT:=dTlme;
dTe1 :=19.22
dTe2 :=200
dTlme :=77.17837550
dT :=77.17837550
```

## 2.2. Tepelný výpočet čistého HE

```

> UF1 := (Qhtri - Qmodel) ^ 2;
      UF1 := (9.580000105 - Qmodel)2

> obmedz1 := {
  Qmodel = k * A1 * dT,
  k = 1 / (1 / alphasp),
  alphasp = C1 * C * (Re_sp_max ^ C2) * (Pr_sp ^ C3) * eps * lambda_sp / dout,
  k >= 0, C1 >= 0, C2 >= 0, C3 >= 0 };
      obmedz1 := { k = alphasp, Qmodel = 10924.41372k, alphasp
      = 1.533429524C1 11676.57390C2 0.7333035294C3, 0 ≤ C1, 0
      ≤ C2, 0 ≤ C3, 0 ≤ k }

> with (Optimization);
      [ImportMPS, Interactive, LPSolve, LSSolve, Maximize, Minimize,
      NLPsolve, QPSolve]

> riesenie1 := Minimize (UF1, obmedz1, assume = nonnegative);
      Error, (in Optimization:-NLPsolve) no improved point could be
      found
> riesenie1NLP := NLPsolve (UF1, obmedz1, assume = nonnegative);
      Error, (in Optimization:-NLPsolve) no improved point could be
      found
> UF1N := (Qhtri - A1 * dT * (C1 * C * (Re_sp_max ^ C2) * (Pr_sp ^ C3) * eps *
      lambda_sp / dout) ) ^ 2;
      UF1N := (9.580000105
      - 16751.81853C1 11676.57390C2 0.7333035294C3)2

> riesenie2 := NLPsolve (UF1N, assume = nonnegative);
      riesenie2 := [9.177640000000000000000011, [C1 = 0., C2 = 0., C3
      = 6.64884618918372716]]

> riesenie3 := NLPsolve (UF1N, assume = nonnegative, initialpoint =
      {C1 = 0.32, C2 = 0.61, C3 = 0.31});
      riesenie3 := [1.30082497276578178010, [C1
      = 0.325547220880402444, C2 = 0.666717446965678584, C3
      = 3.8756379033132986]]

> riesenie4 := NLPsolve (UF1N, assume = nonnegative, initialpoint =
      {C1 = 0.25, C2 = 0.25, C3 = 0.25});
      riesenie4 := [2.168404344971008880-19, [C1
      = 0.38362033484016289, C2 = 0.534357880983473588, C3
      = 9.381779119384125500-7]]

> riesenie5 := NLPsolve (UF1N, assume = nonnegative, initialpoint =
      {C1 = 0.1, C2 = 0.1, C3 = 0.1});

```

```
riesenie5 := [3.9166803481038847710-18, [C1
= 0.530391438645763658C2 = 0.503077229397323245C3
= 0.099963717597184420]]
```

```
> C1:=0.531;C2:=0.503;C3:=0.100;
```

```
C1 :=0.531
```

```
C2 :=0.503
```

```
C3 :=0.100
```

```
> alphasp:=C1*C*(Re_sp_max^C2)*(Pr_sp^C3)*eps*lambda_sp/dout;
k:=1/(1/alphasp);
Qmodel:=k*A1*dT;
RozdilQ:=abs(Qmodel-Qhtri);
```

```
alphasp :=87.7296469;
```

```
k :=87.7296469;
```

```
Qmodel :=9.583949590105
```

```
RozdilQ :=394.9590
```

### 2.3. Hydraulický výpočet čistého HE

```
> UF2:=(deltaPhtri-(rho_sp*(nr*((D1*pi*((b^.5)-0.6)^2+.75)
/((Re_sp_max)*(b*(4*a)-pi)*a^1.6))*(D2/((b*(4*a)/pi-
1)*Re_sp_max)^.25)+((.22+1.2*(1-.94/(b))^6/(a-
.85)^1.3)*10^(D4*(b/(a)-1.5))/Re_sp_max^(b*D3/(a))+D5*(a-
1)*(b-1))*(1-(ex^(-
(1/2000)*(Re_sp_max+1000))))))*((1/2)*u_sp_max^2)))^2;
```

$$UF2 := \left( 572.0 - 0.001176204936(3.473149906D1 + 0.75) D2 - \frac{9604.92935010^{0.7222222222 D4}}{11676.57396^{2.2222222222 D3}} - 1069.111150D5 \right)^2$$

```
> with(Optimization);
```

```
[ImportMPS, Interactive, LPSolve, LSSolve, Maximize, Minimize,
NLPSolve, QPSolve]
```

```
> riesenie2:=NLPSolve(UF2,assume=nonnegative,initialpoint=
{D1=0.1,D2=0.5,D3=0.5,D4=0.4,D5=0.1});
```

```
riesenie2 := [1.5638883456080679610-24, [D1
= 0.100000830298493562D2 = 0.500000524841846650D3
= 0.499323145042759708D4 = 0.400435997017424217D5
= 0.53448680056553221]]
```

```
> D1:=0.1;D2:=0.5;D3:=0.5;D4:=0.4;D5:=0.5345;
```

```
D1 :=0.1
```

```
D2 :=0.5
```

```
D3 :=0.5
```

```
D4 :=0.4
```

```

D5 := 0.5345
> lambdalam := (D1*pi*(b^.5)-0.6)^2+.75) / ((Re_sp_max)*(b*(4*a)-
pi)*a^1.6);
lambdalam := 0.00000660876508
> lambdaturb := ((.22+1.2*(1-.94/(b))^ .6/(a-.85)^1.3)*10^(D4*(b/
(a)-1.5))/Re_sp_max^(b*D3/(a))+D5*(a-1)*(b-1));
lambdaturb := 0.210031885
> fzl := (D2/((b*(4*a)/pi-1)*Re_sp_max)^.25);
fzl := 0.0357916035;
> deltaPsp := (rho_sp*(nr*((D1*pi*(b^.5)-0.6)^2+.75) /
((Re_sp_max)*(b*(4*a)-pi)*a^1.6)) * (D2/((b*(4*a)/pi-
1)*Re_sp_max)^.25) + ((.22+1.2*(1-.94/(b))^ .6/(a-.85)^1.3)
*10^(D4*(b/(a)-1.5))/Re_sp_max^(b*D3/(a))+D5*(a-1)*(b-
1))*(1-(ex^(-(1/2000)*(Re_sp_max+1000)))) *
((1/2)*u_sp_max^2));
deltaPsp := 572.005678;
> lambdamp := lambdalam*fzl+lambdaturb*1*(1-ex^(-
(Re_sp_max+1000)/2000));
lambdamp := 0.209660925;
> rozdielP := abs(deltaPhtri-deltaPsp);
rozdielP := 0.005678;

```

## 2.4. Hydraulický výpočet zaneseného HE

```

> UF2F := (deltaPmax - (rho_sp2*(nr*((D1*pi*(b^.5)-0.6)^2+.75)
/(((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))*(b*(4*a)-pi)*a^1.6))
*(D2/((b*(4*a)/pi-1)*((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2)))
^.25) + ((.22+1.2*(1-.94/(b))^ .6/(a-.85)^1.3)*10^(D4*(b/(a)-
1.5))/((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))^(b*D3/(a))
+D5*(a-1)*(b-1))*(1-(ex^(-(1/2000)*((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)
/(eta_sp2))+1000)))) * ((1/2)*u_sp_maxF^2))^2;

```

$$UF2F := \left( 1843.65 - 11.67680000 \left( \frac{0.000009013910433}{u_{sp\_maxF}^{1.25}} \right) + \left( \frac{0.005276827106}{u_{sp\_maxF}^{1.111111112}} + 0.2098243799 \right) \left( 1 - 2.71828^{-0.3173043478 u_{sp\_maxF} - \frac{1}{2}} \right) \right) u_{sp\_maxF}^2$$

```

> with(Optimization);
[ImportMPS, Interactive, LPSolve, LSSolve, Maximize, Minimize,
NLPSolve, QPSolve]
> riesenie2F := NLPSolve(UF2F, assume=nonnegative);
riesenie2F := [2.5067729142934817310^-19, [u_sp_maxF
= 27.424158522049229]]

```

```

> u_sp_maxF:=27.424;
                                u_sp_maxF :=27.424
> lambdalamF:=(D1*pi*((b^.5)-0.6)^2+.75)/(((u_sp_maxF*dout*
rho_sp2)/(eta_sp2))*(b*(4*a)-pi)*a^1.6);
                                lambdalamF :=0.00000443403307
> lambdaturbF:=((.22+1.2*(1-.94/(b))^.6/(a-.85)^1.3)*10^(D4*
(b/(a)-1.5))/((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))^(b*
D3/(a))+D5*(a-1)*(b-1)));
                                lambdaturbF :=0.209957563
> fzlF:=(D2/((b*(4*a)/pi-1))*((u_sp_maxF*dout*
rho_sp2)/(eta_sp2)))^0.25);
                                fzlF :=0.0323929730
> deltaPspF:=(rho_sp2*(nr*((D1*pi*((b^.5)-0.6)^2+.75)/
((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))*(b*(4*a)-
pi)*a^1.6))*D2/((b*(4*a)/pi-1))*((u_sp_maxF*dout*rho_sp2
)/(eta_sp2)))^0.25)+((.22+1.2*(1-.94/(b))^.6/(a-.85)^1.3)
*10^(D4*(b/(a)-1.5))/((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))
^(b*D3/(a))+D5*(a-1)*(b-1))*(1-(ex^(-(1/2000))*((u_sp_maxF
*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))+1000))))*(1/2)*u_sp_maxF^2));
                                deltaPspF :=1843.62868
> lambdampF:=lambdalamF*fzlF+lambdaturbF*1*(1-ex^(-
((u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2))+1000)/2000));
                                lambdampF :=0.209936529
> rozdielPF:=abs(deltaPmax-deltaPspF);
                                rozdielPF :=0.021316

```

## 2.5. Súčiniteľ zanášania zaneseného HE

```

> Re_sp_max2:=(u_sp_maxF*dout*rho_sp2)/(eta_sp2);
                                Re_sp_max2 :=17403.5088
> Pr_sp2:=(cp_sp2*eta_sp2)/lambda_sp2;
                                Pr_sp2 :=0.729862724
> alphasp2:=C1*C*(Re_sp_max2^C2)*(Pr_sp2^C3)*eps*
lambda_sp2/dout;
                                alphasp2 :=122.629078
> dTe11:=T_sp_vystup2-T_tol_vstup;
dTe22:=T_sp_vstup-T_tol_vystup2;
LMTD:=(dTe22-dTe11)/ln(dTe22/dTe11);
dT2:=LMTD;
                                dTe11 :=87.6
                                dTe22 :=181.5
                                LMTD :=128.899474
                                dT2 :=128.899474

```

```
> Rz_max := ((A1*dT2) / Qmodel) - (1/alphasp2) ;
```

```
Rz_max := 0.0108827928
```

```
> Rz_max := 0.01088 ;
```

```
Rz_max := 0.01088
```

## 2.6. Hmotnostný prietok zaneseného HE

```
> csp := Qhtri / (m_sp * (T_sp_vstup - T_sp_vystup)) ; #J / (kg.K) cp  
stredne
```

```
csp := 1153.601150
```

```
> mspF := Qhtri / (csp * (T_sp_vstup - T_sp_vystup2)) ; #kg/s hm.  
prietok zaneseneho vymennika
```

```
mspF := 2.91383508
```

## 2.7. Ekvivalentná hrúbka náosu

```
> r1 := u_sp_maxF = mspF / ((L*y - doutF*nr*L) * rho_sp2) ;
```

```
r1 := 27.424 =  $\frac{3.992648791}{1.756100 - 64 \text{ doutF}}$ 
```

```
> doutF := fsolve(r1, doutF) ;
```

```
doutF := 0.0251642252
```

```
> delta[ekv] := (doutF - dout) / 2 ;
```

```
 $\delta_{ekv}$  := 0.0015821126
```

## 2.8. Ekvivalentná tepelná vodivosť náosu

```
> 'Rz_max = delta[ekv] / lam[ekv]' ; #všeobecny zapis rovnice pre  
sucinitel zanasania, m2.K/W
```

$$Rz\_max = \frac{\delta_{ekv}}{lam_{ekv}}$$

```
> lam[ekv] := delta[ekv] / Rz_max ;
```

```
lamekv := 0.145414762
```

## 2.9. Asymptotický model využívajúci výsledky merania

### 2.9.1. Súčiniteľ zanášania v čase t1 = 0,5 hodiny

```
> rho_sp3 := 0.8358 ; #kg/m^3  
eta_sp3 := 0.0228e-3 ; #Pa.s  
cp_sp3 := 1104.5 ; #J / (kg.K)  
lambda_sp3 := 0.0343 ; #W / (m.K)  
m_sp3 := 2.38 ; #kg/s  
T_sp3 := 181 ; #°C  
T_tol_vystup3 := 307.5 ; #°C  
deltaP1 := 588.39 ; #Pa
```

```
rho_sp3 := 0.8358
```

```
eta_sp3 := 0.0000228
```



```

cp_sp3 :=1104.5
lambda_sp3 :=0.0343
m_sp3 :=2.38
T_sp3 :=181
T_tol_vystup3 :=307.5
deltaP1 :=588.39
> UFt1:=(deltaP1-(rho_sp3*(nr*((D1*pi*((b^.5)-0.6)^2+.75)
/(((u_sp_t1*dout*rho_sp3)/(eta_sp3))*(b*(4*a)-pi)*a^1.6))*
(D2/((b*(4*a)/pi-1)*((u_sp_t1*dout*rho_sp3)/(eta_sp3)))
^.25)+((.22+1.2*(1-.94/(b))^6/(a-.85)^1.3)*10^(D4*(b/(a)-
1.5)))/((u_sp_t1*dout*rho_sp3)/(eta_sp3))^(b*D3/(a))+D5*(a-
1)*(b-1))*(1-(ex^(-(1/2000)*((u_sp_t1*dout*rho_sp3)
/(eta_sp3)+1000))))*(1/2)*u_sp_t1^2)))^2;
UFt1 := 
$$\left( 588.39 - 13.37280000 \left( \frac{0.000006680485279}{u_{sp\_t1}^{1.25}} + \left( \frac{0.004043186495}{u_{sp\_t1}^{1.111111112}} + 0.2098243799 \right) \left( 1 - 2.71828^{-0.4032368421 u_{sp\_t1} - \frac{1}{2}} \right) \right) u_{sp\_t1}^2 \right)^2$$

> with(Optimization);
[ImportMPS, Interactive, LPSolve, LSSolve, Maximize, Minimize,
NLPSolve, QPSolve]
> rieseniet1:=NLPSolve(UFt1,assume=nonnegative);
rieseniet1 :=[1.109572318860388640-21, [u_sp_t1
= 14.4864385236553730]]
> u_sp_t1:=14.486;
u_sp_t1 :=14.486
> Re_sp_max3:=(u_sp_t1*dout*rho_sp3)/(eta_sp3);
Re_sp_max3 :=11682.57776
> Pr_sp3:=(cp_sp3*eta_sp3)/lambda_sp3;
Pr_sp3 :=0.7341865886
> alphasp3:=C1*C*(Re_sp_max3^C2)*(Pr_sp3^C3)
*eps*lambda_sp3/dout;
alphasp3 :=88.53727406
> dTe31:=T_sp3-T_tol_vstup;
dTe32:=T_sp_vstup-T_tol_vystup3;
LMTD3:=(dTe32-dTe31)/ln(dTe32/dTe31);
dT3:=LMTD3;
dTe31 :=23.6
dTe32 :=222.5
LMTD3 :=88.64898986

```

```

dT3 := 88.6489898
> Rz_t1 := (A1*dT3) / Qmodel) - (1/alphasp3) ;
Rz_t1 := 0.0017980991
> Rz_t1 := 0.00179 ;
Rz_t1 := 0.00179

```

## 2.9.2. Súčiniteľ zanášania v čase t2 = 1,5 hodiny

```

> rho_sp4 := 0.8210 ; #kg/m^3
eta_sp4 := 0.0231e-3 ; #Pa.s
cp_sp4 := 1106.6 ; #J/(kg.K)
lambda_sp4 := 0.0349 ; #W/(m.K)
m_sp4 := 2.43 ; #kg/s
T_sp4 := 189 ; #°C
T_tol_vystup4 := 312.7 ; #°C
deltaP2 := 784.53 ; #Pa

rho_sp4 := 0.8210
eta_sp4 := 0.0000231
cp_sp4 := 1106.6
lambda_sp4 := 0.0349
m_sp4 := 2.43
T_sp4 := 189
T_tol_vystup4 := 312.7
deltaP2 := 784.53

> Uft2 := (deltaP2 - (rho_sp4 * (nr * ((D1 * pi * ((b^5) - 0.6)^2 + .75) /
((u_sp_t2 * dout * rho_sp4) / (eta_sp4)) * (b * (4*a) -
pi) * a^1.6)) * (D2 / ((b * (4*a) / pi - 1) * ((u_sp_t2 * dout * rho_sp4)
/ (eta_sp4)))^2.25) + ((.22 + 1.2 * (1 - .94 / (b))^0.6 / (a -
.85)^1.3) * 10^(D4 * (b / (a) - 1.5)) / ((u_sp_t2 * dout * rho_sp4) /
(eta_sp4))^(b * D3 / (a)) + D5 * (a - 1) * (b - 1)) * (1 - (ex^(-
(1/2000) * (((u_sp_t2 * dout * rho_sp4) / (eta_sp4))
+ 1000)))))) * ((1/2) * u_sp_t2^2))^2 ;

Uft2 := (784.53 - 13.13600000 ( (0.000006943899708
u_sp_t2^1.25
+ ( (0.004184591257
u_sp_t2^1.111111112
+ 0.2098243799) (1
- 2.71828
^-0.3909523810 u_sp_t2 - 1/2) ) ) u_sp_t2^2 )^2)

> with(Optimization) ;
[ImportMPS, Interactive, LPSolve, LSSolve, Maximize, Minimize,
NLPSolve, QPSolve]

> rieseniet2 := NLPSolve(Uft2, assume=nonnegative) ;

```

$$\text{rieseniet2} := [4.1698174678798125210^{-21}, [u\_sp\_t2 \\ = 16.870874395826000]]$$

```

> u_sp_t2:=16.870;
                                u_sp_t2 :=16.870
> Re_sp_max4:=(u_sp_t2*dout*rho_sp4)/(eta_sp4);
                                Re_sp_max4 :=13190.7333;
> Pr_sp4:=(cp_sp4*eta_sp4)/lambda_sp4;
                                Pr_sp4 :=0.732448710;
> alphasp4:=C1*C*(Re_sp_max4^C2)*(Pr_sp4^C3)
  *eps*lambda_sp4/dout;
                                alphasp4 :=95.7365671;
> dTe41:=T_sp4-T_tol_vstup;
  dTe42:=T_sp_vstup-T_tol_vystup4;
  LMTD4:=(dTe42-dTe41)/ln(dTe42/dTe41);
  dT4:=LMTD4;
                                dTe41 :=31.6
                                dTe42 :=217.3
                                LMTD4 :=96.3113446;
                                dT4 :=96.3113446;
> Rz_t2:=(A1*dT4)/Qmodel)-(1/alphasp4);
                                Rz_t2 :=0.0037791186;
> Rz_t2:=0.00377;
                                Rz_t2 :=0.00377;

```

### 2.9.3. Asymptotický model spresneného výpočtu

```

> t1:=0.5*3600;#čas v sekundách
  t2:=1.5*3600;#čas v sekundách
                                t1 :=1800.C
                                t2 :=5400.C
> r1:=Rz_t1=Rz_max*(1-ex^(-B*t1));
  r2:=Rz_t2=Rz_max*(1-ex^(-B*t2));
                                r1 :=0.00179=0.01088-0.010882.71828^-1800.0 B
                                r2 :=0.00377=0.01088-0.010882.71828^-5400.0 B
> r1a:=rhs(r1)-lhs(r1);
  r2a:=rhs(r2)-lhs(r2);
                                r1a :=0.00909-0.010882.71828^-1800.0 B
                                r2a :=0.00711-0.010882.71828^-5400.0 B
> B1:=fsolve(r1a,B);
  B2:=fsolve(r2a,B);
                                B1 :=0.0000998619189
                                B2 :=0.0000787822747
> B:=(B1+B2)/2;

```

$B := 0.0000893220968$

```
> Rz_max*(1-ex^(-B*t1));  
Rz_max*(1-ex^(-B*t2));
```

0.00161590129

0.00416336528

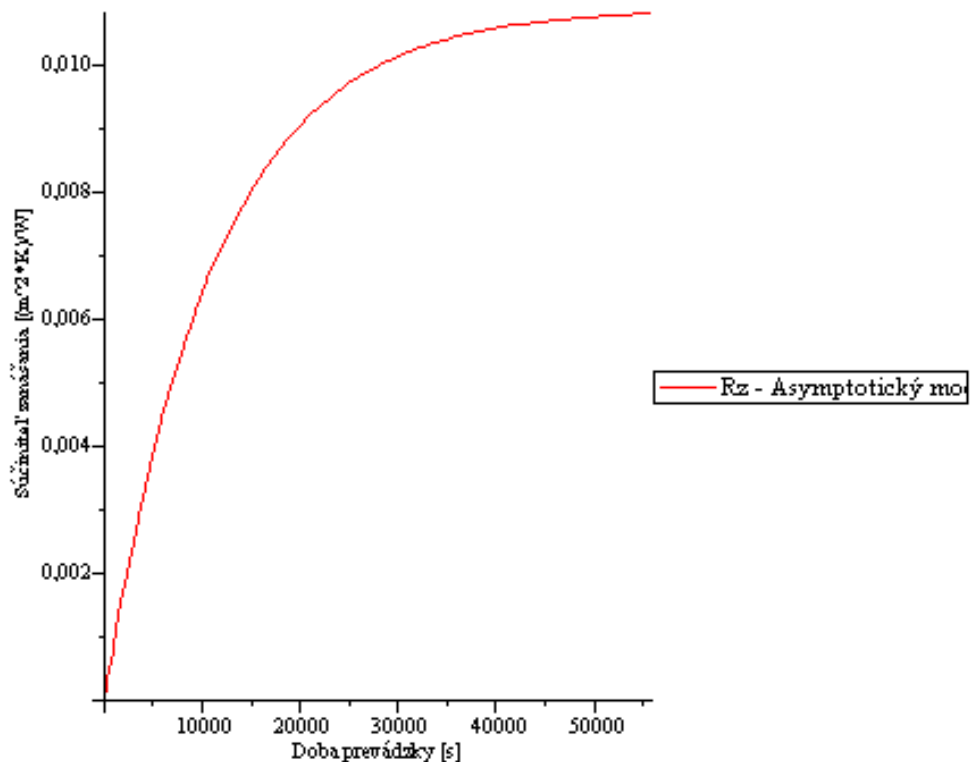
```
> with(plots):
```

```
> graf1:=plot(Rz_max*(1-ex^(-B*t)), t=0..15.5*3600,  
  labeldirections = ["horizontal","vertical"],labels=["Doba  
prevádzky [s]","Súčiniteľ zanášania [(m^2*K)/W]"],legend=  
[typeset("Rz - Asymptotický model")]):
```

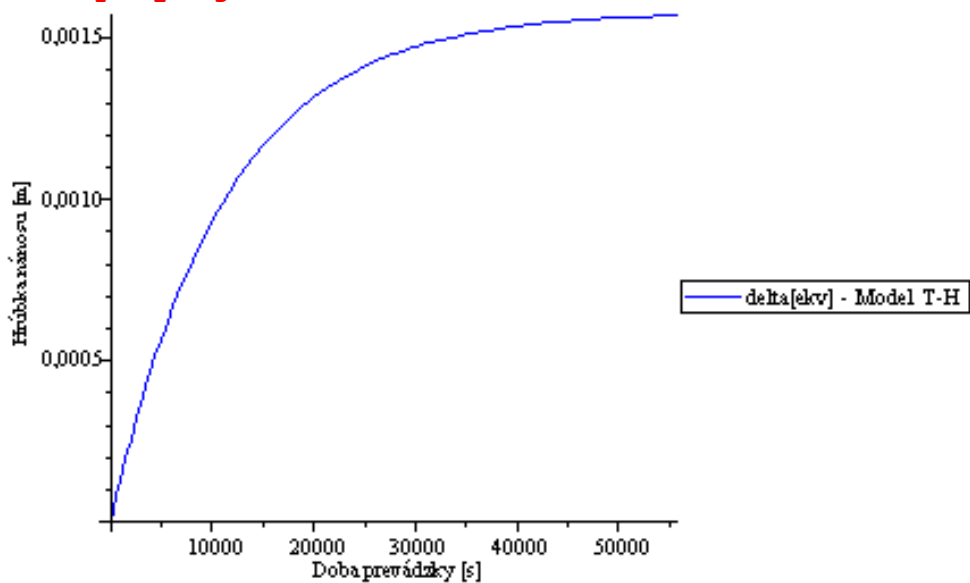
```
> graf2:=plot(lam[ekv]*Rz_max*(1-ex^(-B*t)), t=0..15.5*3600,  
  labeldirections = ["horizontal", "vertical"],labels=["Doba  
prevádzky [s]","Hrúbka nánosu [m]"],legend=[typeset  
("delta[ekv]-Model T-H")],color=blue):
```

```
> graf3:=pointplot([[0.5*3600, 0.00179], [1.5*3600,  
0.00377],[15.5*3600, 0.01088]],labeldirections =  
["horizontal", "vertical"],labels=["Doba prevádzky  
[s]","Súčiniteľ zanášania [(m^2*K)/W]"],  
legend=typeset("Rz-Model T-H")):
```

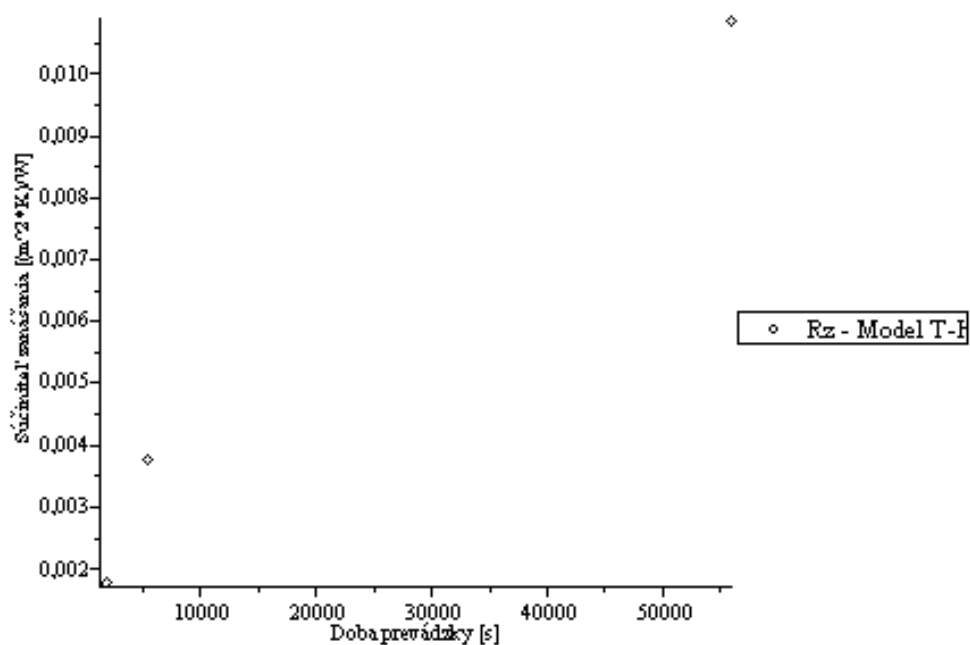
```
> plots[display](graf1);
```



```
> plots[display](graf2);
```



```
> plots[display](graf3);
```



```
> Rz15_5 := Rz_max * (1 - ex^(-B * 15.5 * 3600));
```

```
Rz15_5 := 0.0108055214
```

```
> Zhoda := 100 * (Rz15_5 / Rz_max);
```

```
Zhoda := 99.3154540
```

```
> plots[display](graf1, graf3);
```

