



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

REGENERACE TEPLA A VODY PŘI SUŠENÍ PAPÍRU

REGENERATION OF HEAT AND WATER FOR PAPER DRYING PROCESS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Michal Milko

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.

BRNO 2018

ABSTRAKT

Diplomová práca s názvom *Regenerace tepla a vody pri sušení papíru* sa zaoberá využitím teplého odpadného vzduchu, ktorý je ventiláciou odvetrávaný počas procesu sušenia papiera v papierni. Ďalej sa detailne venuje návrhu rekuperačného tepelného výmenníka, ktorý má byť súčasťou regeneračnej slučky papierne. Konštrukčne sa jedná o doskový tepelný výmenník s rozšíreným povrchom, v ktorom médiá prúdia v priečnom smere. Projekčný návrh je realizovaný metódou $\varepsilon - NTU$.

ABSTRACT

Diploma thesis titled *Regeneration of heat and water for paper drying process* analyzes use of waste hot air ventilated from drying section of paper mill. Moreover is described detailed design process of recuperation heat exchanger, which should be part of regeneration loop of paper mill. Designed heat exchanger is plate-fin crossflow heat exchanger. For design is used $\varepsilon - NTU$ method.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

tepelný výmenník, regenerace, výroba papíru, kompaktný doskový tepelný výmenník,
 $\varepsilon - NTU$

KEY WORDS

heat exchanger, regeneration, papermaking process, compact plate-fin heat exchanger,
 $\varepsilon - NTU$

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MILKO, M. *Regenerace tepla a vody při sušení papíru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 60 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu s názvom *Regenerace tepla a vody pri sušení papíru* vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a prameňov uvedených v zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

dňa 24.5.2018

Michal Milko

POĎAKOVANIE

Ďakujem vedúcemu práce doc. Ing. Jiřímu Pospíšilovi, Ph.D. za cenné rady, pripomienky a trpezlivosť pri vypracovávaní tejto práce. Ďalej by som chcel veľmi rád poďakovať všetkým, ktorí ma v mojom štúdiu akýmkoľvek spôsobom podporovali ale najmä svojim rodičom a prarodičom, ktorí boli počas celého môjho štúdia silnou oporou.

1	Úvod.....	9
2	Termodynamika vlhkého vzduchu.....	10
2.1	Vlastnosti vlhkého vzduchu a jeho vlhkosť	10
2.2	Entalpia vlhkého vzduchu	11
2.3	Hustota vlhkého vzduchu	11
2.4	Izobarický ohrev a ochladzovanie vlhkého vzduchu, viazané teplo.....	12
3	Výroba papiera, technológia sušenia papiera a regenerácia odpadného vzduchu	14
3.1	Výroba papiera	14
3.2	Sušenie papiera.....	14
3.3	Regenerácia tepla a vody.....	15
4	Možnosti regenerácie tepla a vody pri sušení papiera	17
4.1	Absorpčné tepelné čerpadlo	17
4.2	Kvantifikovanie potenciálu regenerácie vody a tepla v odpadnom vzduchu	19
5	Prehľad tepelných výmenníkov z pohľadu termodynamiky a konštrukcie	22
5.1	Regeneračné tepelné výmenníky	22
5.2	Rekuperatívne výmenníky a ich konštrukčné typy	23
5.2.1	Trubkové tepelné výmenníky	23
5.2.2	Doskové tepelné výmenníky	24
5.3	Výmenníky s rozšíreným povrchom – kompaktné tepelné výmenníky	25
5.3.1	Doskové kompaktné tepelné výmenníky.....	25
6	Výpočtová metóda ϵ -NTU	28
6.1	Efektívita tepelného výmenníka ϵ	28
6.2	Pomer tepelnej kapacity C^*	29
6.3	NTU – počet prenesených jednotiek	29
6.4	Vzťah medzi efektívitou a NTU.....	30
7	Matematický model: termodynamické a geometrické vzťahy potrebné pre dizajn doskového kompaktného tepelného výmenníka	32
7.1	Základné predpoklady výpočtu	32
7.2	Vstupné parametre.....	32
7.3	Geometria tepelného výmenníka.....	34
7.4	Bezrozmerné čísla a hydraulický priemer	38
7.5	Účinnosť rebier a povrchu.....	39
7.6	Tepelné odpory, súčiniteľ prestupu tepla a NTU	40
8	Tlakové straty v tepelnom výmenníku.....	43
8.1	Hlavné príčiny vzniku tlakových strát.....	43
8.2	Predpoklady pre výpočet tlakových strát.....	43
8.3	Tlakové straty tepelného výmenníka s rozšíreným povrchom	43

9	Výpočet tepelného výmenníka HE2 v programe Excel	46
9.1	Výpočet hodnôt veličín a geometrických rozmerov výmenníka a proces výpočtu	46
9.1.1	Hustota, dynamická viskozita a tepelná kapacita ako funkcia teploty	48
9.2	Výsledky optimalizácie	48
9.3	Konštrukčný návrh tepelného výmenníka HE2	54
10	Záver	56
	Zoznam použitých zdrojov	57
	Zoznam použitých symbolov a skratiek	58

1 Úvod

Súčasný trendy, ktoré čoraz viac kladú dôraz nie len na kvalitu výroby ale aj na jej hospodárnosť a ekologickosť v súvislosti so zdražovaním cien energie a tiež medzinárodných dohôd, ktoré majú za cieľ redukovať negatívne dopady ľudskej činnosti na okolitý svet a prírodné prostredie. Papierenský priemysel patrí medzi najväčších spotrebiteľov tepelnej energie na svete. Preto výrobcov a prevádzkovateľov týchto zariadení núti k zlepšovaniu hospodárnosti, zvyšovaniu efektivity využitia tepla a znižovaniu spotreby takej spoločensky a životne dôležitej komodity akou je voda.

Táto práca sa zaoberá možnosťami regenerácie tepla a vody odpadného vzduchu odsávaného z priestorov sušiacej časti výrobných linky papiera. Jedná sa o výrobnú linku, ktorá má byť umiestnená v juhovýchodnej Ázii. Pre toto konkrétne zadanie rieši aj návrh jedného z tepelných výmenníkov. V práci je uvedený kompletný termodynamický a geometrický výpočet parametrov daného tepelného výmenníka. Je nutné posúdiť jednotlivé konštrukčné riešenia tepelných výmenníkov a vybrať vhodný tepelný výmenník, ktorý bude spĺňať rozmerové nároky na prepravu a hmotnostné nároky kvôli umiestneniu na streche papierenského závodu. Vypočítaný tepelný výmenník je doskový kompaktný, čiže s rozšíreným povrchom.

Dizajn tepelného výmenníka je podmienený jeho termodynamickými parametrami. V práci je uvedený výpočtový postup, ktorý využíva aj optimalizačné metódy programu Excel, čo značne môže urýchliť čas výpočtu celého výmenníka.

Práca sa tiež zameriava na analyzovanie termodynamických vlastností vlhkého vzduchu, ktorý slúži ako teplotné médium, stručne spracováva problematiku absorpčných tepelných čerpadiel a analyzuje možnosti usporiadania zariadení v regeneračnej slučke.

2 Termodynamika vlhkého vzduchu

Počas sušenia papiera je do okolia uvoľňované značné množstvo vlhkosti a tepla. Ako nosné médium určené k ich odvádzaniu sa používa atmosférický vzduch. Ten je tvorený predovšetkým zmesou plynov dusíka, kyslíka, argónu, oxidu uhličitého a ďalších. Vzduch bez vlhkosti sa nazýva suchý vzduch a jeho vlastnosti sa blížia vlastnostiam ideálneho plynu [1]. V reálnych podmienkach je však vo vzduchu na Zemi obsiahnuté vždy aj určité množstvo vodnej pary. Táto zmes suchého vzduchu a vodnej pary sa nazýva vlhký vzduch. V technickej praxi sa ďalšie zložky vzduchu ako napríklad tuhé častice alebo znečisťujúce látky neuvažujú aj keď v prírode ich vzduch obsahuje často.

2.1 Vlastnosti vlhkého vzduchu a jeho vlhkosť

Keďže vlhký vzduch obsahuje aj vodu a vodnú paru, nie je možné používať stavovú rovnicu ideálneho plynu, z čoho vyplývajú určité rozdiely pri výpočte entalpie a iných veličín. Stavová rovnica suchého vzduchu a vodnej pary je vyjadrená nasledujúcimi rovnicami:

Indexy v a p predstavujú suchý vzduch a prehriatu vodnú paru. Z hľadiska technickej praxe je dôležité vedieť vyjadriť vlhkosť obsiahnutú vo vzduchu. Vlhkosť vzduchu je možné vyjadriť tromi rôznymi spôsobmi.

Absolútna vlhkosť vzduchu je hmotnosť vodnej pary, vody alebo ľadu vzťahnutej k objemovej jednotke vlhkého vzduchu. Keďže v tejto práci sa s týmto typom vyjadrenia nebude ďalej pracovať, nemá zmysel ďalej o tomto vyjadrení písať.

Ďalším typom je *relatívna vlhkosť vzduchu* φ . V praxi sa táto forma vyjadrenia používa veľmi často. Udáva pomer hmotnosti vodnej pary obsiahnutej v objemovej jednotke vlhkého vzduchu a hmotnosti vodnej pary nasýteného vzduchu, pri rovnakej teplote a celkovom tlaku. Stav sýtosti vodnej pary obsiahnutej vo vzduchu sa nazýva rosný bod a ako z názvu vyplýva, v prípade ďalšieho navyšovanie vlhkosti vo vzduchu pri konštantnom tlaku a teplote sa časť vlhkosti vylúči vo forme kvapôčok alebo ľadu, v závislosti od teploty. Rosnému bodu sa bude táto práca venovať v širších súvislostiach neskôr. Jedno z možných vyjadrení relatívnej vlhkosti pomocou pomerov parciálnych tlakov vodnej pary nachádzajúcej sa vo vzduchu k tlaku sýtej vodnej pary pri rovnakej teplote:

$$\varphi = \frac{p_p}{p_p^*} \quad (2.1)$$

Z rovnice vyplýva, že interval hodnôt relatívnej vlhkosti sa pohybuje od 0-1. z tohto dôvodu sa väčšinou relatívna vlhkosť vzduchu vyjadruje v percentách.

Tretím vyjadrením vlhkosti vo vzduchu je *merná vlhkosť vzduchu* x . Jedná sa o hmotnostný pomer a udáva hmotnosť vodnej pary alebo vody, ktorá sa nachádza vo vlhkom vzduchu, ktorého suchá časť má hmotnosť 1 kg:

$$x = \frac{m_p + m_k + m_t}{m_v} = \frac{r_v}{r_w} \frac{p_p}{p - p_p} \quad (2.2)$$

$$m_v = \frac{m}{(1 + x)} \quad (2.3)$$

Indexy k a t predstavujú kvapalnú a tuhú vodnú fázu. Merná vlhkosť sa používa pri výpočtoch pomerne často, pretože pri zmene stavov zostáva jej hodnota väčšinou rovnaká.

Teplota rosného bodu je teplota, pri ktorej sú pary vo vzduchu pri izobarickom ochladzovaní práve sýte, čiže relatívna vlhkosť $\varphi=100\%$. Pri znižovaní teploty sa teda bude tvoriť kvapalná alebo tuhá fáza, čo znamená tvorbu kondenzátu a nutnosť jeho odvodu. Z energetického hľadiska je táto teplota taktiež veľmi dôležitá, pretože práve v tomto bode dochádza pri ochladzovaní k uvoľňovaniu latentného tepla kvôli fázovej premene vody.

2.2 Entalpia vlhkého vzduchu

Entalpia je stavová a zároveň energetická veličina. Keďže sa jedná o veličinu stavovú, je možné vyjadrovať iba jej zmenu. V prípade izobarického deja (zmena tlaku $dp=0$) je možné jej definíciu zapísať ako

$$dH = m \cdot c_p \cdot dT = dQ_p \quad (2.4)$$

To znamená, že zmena entalpie je rovná teplu Q_p , ktoré je prenesené medzi sústavou a okolím za konštantného tlaku. Entalpia vlhkého vzduchu však nie je mernou veličinou v pravom zmysle slova, pretože sa nevzťahuje k 1 kg vlhkého vzduchu ale k súčtu 1 kg suchého vzduchu a x kg vlhkosti. Konvenciou je určená nulová hodnota entalpie pri teplote suchého vzduchu 0°C , pre vodnú paru má entalpia v trojnóm bode takmer nulovú hodnotu.

Entalpia nenasýteného vlhkého vzduchu je vyjadrená ako súčet entalpie suchého vzduchu a entalpie vodnej pary vynásobenej jej mernou vlhkosťou.

Ďalej je možné vyjadriť mernú entalpiu suchého vzduchu, resp. entalpiu vodnej pary nasledovne:

$$h_v = c_{pv} \cdot t \quad (2.5)$$

$$h_p = c_{pp} \cdot t + l_{23}$$

Kde c_{pv} ($1,01\text{kJ/kg.K}$ v rozsahu $-30-100^\circ\text{C}$) a c_{pp} ($1,82\text{kJ/kg.K}$ do 100°C) sú stredné merné kapacity suchého vzduchu a vodnej pary pri konštantnom tlaku a l_{23} je merné výparné teplo vody pri teplote trojného bodu.

Entalpia nasýteného vlhkého vzduchu je rovnako vyjadrená ako súčet entalpie suchého vzduchu a vodnej pary avšak vynásobenej mernou vlhkosťou nasýteného vzduchu.

Entalpia presýteného vlhkého vzduchu sa opäť spočíta rovnako ako entalpia sýteho vzduchu, avšak je k nej potrebné ešte pripočítať entalpiu vodnej hmly, prípadne ľadovej hmly.

Merná tepelná kapacita vlhkého vzduchu je

$$c_p = 1,001 + 1,82m_w \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kgK}} \right] \quad (2.6)$$

K jednoduchšiemu a rýchlejšiemu určovaniu jednotlivých stavov ako aj k názornejšiemu zobrazeniu dejov využíva h - x diagram vlhkého vzduchu. Táto práca nepopisuje prácu s týmto diagramom a na určovanie jednotlivých stavov vzduchu využíva softvér VUT FSI *Vlhký vzduch 3.0*.

2.3 Hustota vlhkého vzduchu

Hustota vzduchu je dôležitá kvôli výpočtu tlakových strát v tepelnom výmenníku. Jej hodnota je získaná zo stavovej rovnice ideálneho plynu a Daltonovho zákona, podľa ktorého je súčet parciálnych tlakov rovných tlaku celkovému. Stavová rovnica má nasledovný tvar

$$pV = mrT \quad (2.7)$$

po úprave je vyjadrená hustota plynu

$$\rho = \frac{p}{rT} \quad (2.8)$$

Z daltonovho zákona vyplýva, že súčet parciálnych hustôt je rovný celkovej hustote zmesi vzduchu a vodnej pary

$$\rho = \rho_v + \rho_p \quad (2.9)$$

Dosadením rovnice (2.7) a (2.11) do rovnice (2.8) platí pre hustotu vlhkého vzduchu

$$\rho = \frac{p - p_p}{r_w T} + \frac{p_p}{r_p T} \quad (2.10)$$

Ešte je nutné dopočítať parciálny tlak vodnej pary p_p , ktorý sa získa úpravou vzťahu (2.2) pre mernú vlhkosť

$$p_p = \frac{p \left(x \frac{r_v}{r_w} \right)}{1 + \left(x \frac{r_v}{r_w} \right)} \quad (2.11)$$

2.4 Izobarický ohrev a ochladzovanie vlhkého vzduchu, viazané teplo

Na regeneráciu tepla z odpadného vzduchu sa využívajú tepelné výmenníky, v ktorých na strane teplého média dochádza k jeho ochladzovaniu a naopak na strane chladného média k jeho ohrevu. Vo vzduchotechnickom regeneračnom systéme pri spracovaní papiera dochádza k ohrievaniu aj ochladzovaniu vlhkého vzduchu. Aj keď ochladzovanie a ohrev môže vyzeráť ako rovnaký, len opačný proces, nie je to celkom pravda, nakoľko pri ochladzovaní môže dochádzať ku kondenzácii, čo sa pri ohreve nedeje.

Pri ohreve dochádza k zvyšovaniu teploty a entalpie vlhkého vzduchu, avšak merná vlhkosť zostáva rovnaká. To má za následok znižovanie relatívnej vlhkosti vzduchu, pretože s rastúcou teplotou sa zvyšuje parciálny tlak sýtej vodnej pary.

Ochladzovanie je opačný proces. Počas ochladzovania sa merná vlhkosť vzduchu nemení až do momentu, kedy sa parciálny tlak vodnej pary vyrovná s parciálnym tlakom sýtej vodnej pary. V tomto stave je vzduch nasýtený vlhkosťou a jeho ďalšie znižovanie znamená kondenzáciu. Tento jav je častokrát v technickej praxi nežiadúci, pretože pri ňom môže dochádzať ku korózii a tiež je nutné odobrať vzniknutý kondenzát.

V odpadnom vzduchu pri sušení papiera však práve viazané teplo vo forme prehriatej suchej pary predstavuje významný zdroj tepla, je teda veľmi výhodné vzduch podchladzovať pod teplotu rosného bodu a tým získať všetok jeho energetický potenciál. Pre porovnanie entalpií vzduchu v dvoch stavoch s rovnakou teplotou ale rozdielnou mernou vlhkosťou:

	x [g/kg s.v.]	t [°C]	h [kJ/kg]
Stav 1	50	80	213
Stav 2	10	80	107

Tabuľka 2.1 Porovnanie entalpií vzduchu v rôznych stavoch

Z tabuľky vidieť, že pri rovnakej teplote vzduchu ale rozdielnej mernej vlhkosti je rozdiel absolútnych entalpií značný. Znamená to, že energetický potenciál vzduchu v stave 1 je

zhruba dvojnásobný oproti stavu 2. Stav 1 zhruba odpovedá stavu odpadného vzduchu zo sušiacej haly, stav 2 zhruba odpovedá parametrom sušiaceho vzduchu vháňaného do haly.

Znižovaním teploty pod teplotu rosného bodu sa znižuje aj merná vlhkosť vzduchu. Zatiaľ čo dej pri „suchom“ ochladzovaní predstavuje úsečka smerujúca zvislo nadol, po dosiahnutí krivky sýtosti sa po nej „skĺzne“ do ďalšieho stavu v závislosti na teplote povrchu chladiča. Znamená to, že ochladzovaný vzduch sa vysušuje.

3 Výroba papiera, technológia sušenia papiera a regenerácia odpadného vzduchu

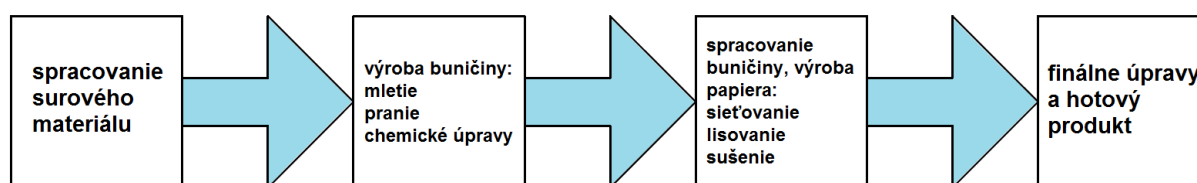
Papierenský priemysel patrí medzi najväčších spotrebiteľov energie. Cena energie rastie a prognózy predpokladajú iba jej ďalší rast. Spolu s čoraz väčším dôrazom vlád na zvyšovanie miery ekológie vo svete je nutné zamýšľať sa nad čo najlepším využívaním energie a to nie len zlepšovaním účinnosti jej výroby ale aj jej použitia a znovu využitia formou regenerácie.

3.1 Výroba papiera

Proces výroby papiera sa skladá z niekoľkých častí. Prvou je spracovanie surového materiálu. Surový materiál obsahuje vlákna celulózy, všeobecne sa za takýto materiál dá považovať drevo, recyklovaný papier alebo zvyšky z poľnohospodárskej činnosti (napríklad slama). Ďalším krokom je výroba buničiny – materiálu, ktorý slúži ako základ k výrobe papiera. Tá sa v nasledujúcich procesoch čistí, chemicky upravuje, bieli a následne sa dá využiť k výrobe papiera. Buničina je materiál obsahujúci vlákna celulózy, ktoré sú rozomleté a skrátene a zároveň je zbavená látok, ktoré drevu pridávajú pevnosť – lignínu a iných cudzorodých látok [2]. Metód na výrobu buničiny je viacero. Voľba metódy závisí predovšetkým od kvality vstupných materiálov ale aj od požiadaviek na vlastnosti vyrábaného papiera.

Pred tým, ako sa zo spracovanej buničiny začne vyrábať papier v papierenskom závode sa musí ešte ďalej upraviť podľa požiadaviek na vyrobený papier. Tieto úpravy znamenajú miešanie rôznych typov buničín a pridávanie chemikálií. Predovšetkým živíc, ktoré zvyšujú pevnosť vlhkého papiera, farbív a pigmentov. Na zlepšenie optických vlastností sa do buničiny pridáva hlina alebo mastenec [2].

Výroba samotného papiera začína vložением upravenej buničiny do nádoby s vodou – nátokovej skrine, kde je hmotnostne voda zastúpená zhruba 99,5 % [2]. Odtiaľ sa papierová kaša dostáva na sieťovú časť a lisovú časť, pri vstupe do sušiackej časti obsahuje papierová kaša zhruba



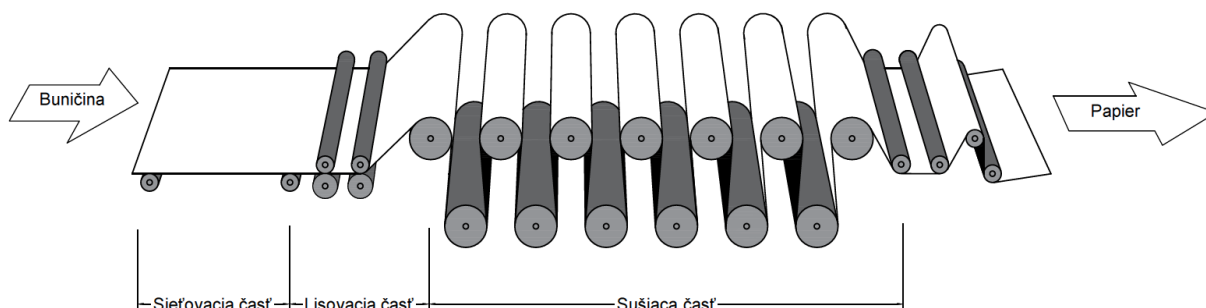
Obrázok 3.1 Jednoduchá schéma procesov výroby papiera.

3.2 Sušenie papiera

Proces výroby papiera spotrebúva značné množstvo vody, ktorú je nutné z finálneho produktu odstrániť. Odstraňovanie vlhkosti sa finalizuje v sušiackej časti. Vlhký papier vystupuje z lisovacej časti a je vedený do systému dutých valcov. Valce sú vyrobené z liatiny, vnútornou časťou prechádza para, ktorá kondenzuje tým predáva kondenzačné teplo materiálu valca, ktorý ohrieva sušený papier. Na konci sušiacieho procesu pevná zložka v papieri tvorí 90-95% [3]. Sušiacia časť tvorí aj najdlhšiu časť celej výrobnéj linky.

Kondukčný ohrev a sušenie tvorí najväčšiu časť odberu vlhkosti z papiera počas procesu sušenia papiera. Avšak nemenej dôležitý je aj vzduch obklopujúci papierovú sieť. Pri sušení dochádza jednak k prenosu tepla ale aj hmoty, ktorú tvorí voda a vodná para. Tepelná energia uvoľnená počas kondenzácie pary vo valci prechádza cez materiál valca do vlhkého papiera a definuje tak tepelný tok pri sušení. Vlhkosť z papiera je pohlcovaná vzduchom a tento proces predstavuje prenos hmoty. Preto je potrebné sušiacu časť optimalizovať v súlade

s prenosmi ako tepla tak aj hmoty. Nesprávne nastavené parametre by mohli mať za následok príliš málo vysušený papier alebo príliš veľkú spotrebu energie. Faktory, ktoré najviac ovplyvňujú sušenie sú tlak a teplota pary, teplota a vlhkosť vzduchu tvoriaceho atmosféru okolo sušeného papiera a súčinitele prestupu (přestupu) tepla. [3]



Obrázok 3.2 Schéma procesu výroby papiera.

Sušiacia časť je z dôvodu udržiavania požadovaných parametrov teploty a vlhkosti vzduchu zakrytá. Požiadavky parametrov na sušiaci vzduch vháňaný do priestorov medzi sušiacimi valcami sa pohybujú medzi 60-100°C s vlhkosťou okolo 10_{gH₂O/kg_{sv}}. Sušiaci vzduch je čerstvý vzduch odoberaný z okolia. To znamená, že vlhkosť vzduchu vháňaná do haly je tá istá, ktorú obsahuje vzduch v okolí. Vlastnosti vzduchu sú závislé od meteorologických podmienok ale aj od geografickej polohy papierne. V miernom pásme je preto nutný zimný a letný režim prevádzky, zatiaľ čo v tropickom pásme sa teplota a vlhkosť v priebehu roka príliš nemení a preto je optimalizácia o niečo jednoduchšia.

Okrem vzduchu vháňaného medzi valce je potrebné udržiavať určitú teplotu v celom priestore krytej časti, nakoľko samotnou izoláciou kapotáže výrobné linky by nebolo možné udržiavať požadovanú teplotu a vlhkosť suchého vzduchu. Tento sekundárny teplý vzduch sa opäť čerpá z vonkajšieho prostredia avšak jeho teplota je nižšia, okolo 50°C.

Sušiacia časť je koncipovaná tak, aby bol v spodnej časti linky podtlak, ktorý má za následok prisávanie vzduchu z haly. Z linky sa vlhký odpadný vzduch zbiera na niekoľkých miestach. Odčerpávaný je pomocou sacích otvorov umiestnených na strope kapotáže a odčerpávaný je ventilátorom. Vzduchotechnické zázemie sa umiestňuje na strechu výrobné haly. Z tohto dôvodu je potrebné vzduchotechnické zariadenia koncipovať tak, aby ich rozmery a hmotnosti neboli prekážkou v umiestňovaní.

3.3 Regenerácia tepla a vody

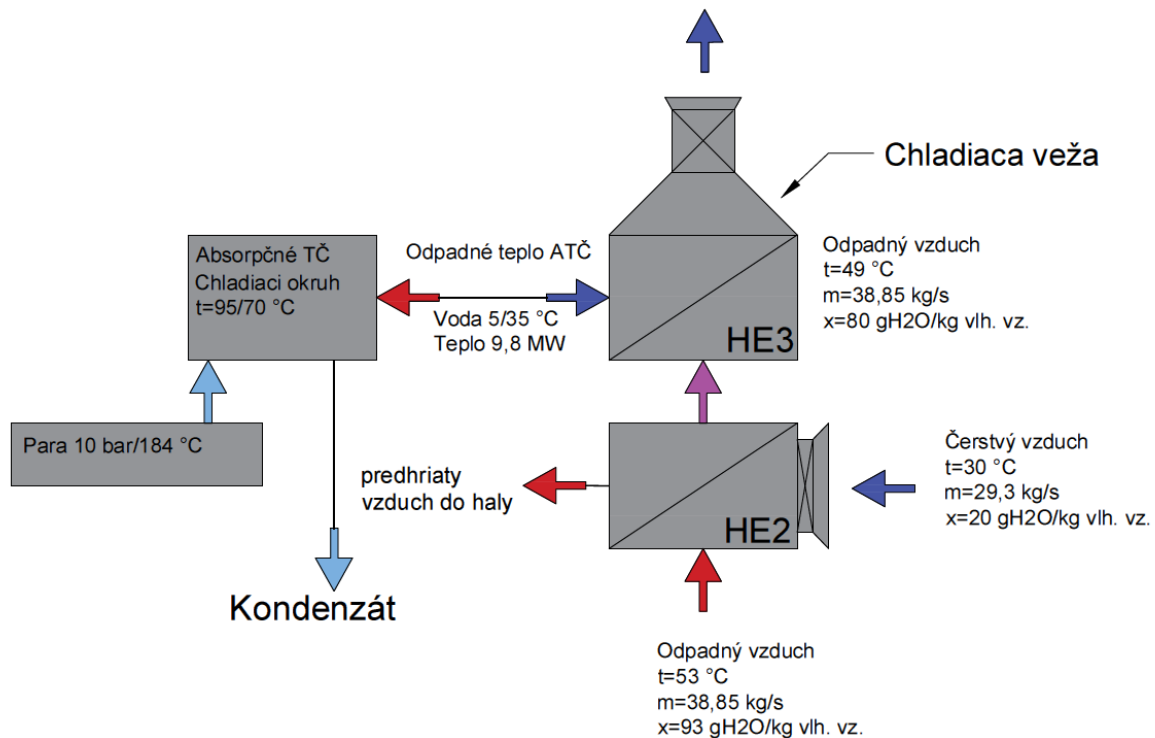
Výroba papiera je, ako už bolo v úvode druhej kapitoly naznačené, náročný proces z hľadiska spotreby energie a vody. Celospoločenským trendom je znižovanie ich spotreby čím sa znižuje dopad na životné prostredie a čo je dôležité z pohľadu investora a prevádzkovateľa k dochádza k šetreniu finančných prostriedkov počas prevádzky. Je preto veľmi výhodné sa zamýšľať nad efektívnym používaním zdrojov počas celého procesu výroby a snažiť sa ich stratu minimalizovať.

Ako už vyplýva z procesov výroby papiera, pri sušení opúšťa zákryt sušiacej linky viac ako 60% všetkej vlhkosti obsiahnutej v papierovej kaši vo forme prehriatej pary v sušiacom vzduchu. Je preto logické snažiť sa využiť odpadný vzduch ako zdroj vody a tepla. Väčšinu tepla však obsahuje vzduch vo forme viazaného tepla t.j. tepla, ktoré sa uvoľní pri kondenzácii vodnej pary obsiahnutej vo vzduchu. Okrem toho odpadný vzduch nemá príliš vysokú teplotu,

takže sa jedná o nízkopotenciálny tepelný zdroj. Zatiaľ čo voda sa dá získať jednoduchým ochladením odpadného vzduchu, kde dôjde na stenách chladného povrchu ku kondenzácii, na získavanie tepla sa javí ako najlepšia možná cesta využitie absorpčného tepelného čerpadla.

4 Možnosti regenerácie tepla a vody pri sušení papiera

Regenerácia tepla a vody popri výrobe papiera patrí medzi bežnú inžiniersku prax, nakoľko proces jeho výroby je náročný na spotrebu energie ale aj spotrebu vody. V práci je riešené konkrétne zadanie, ktorého schéma je zobrazená nižšie. Výrobná linka bude prevádzkovaná v Juhovýchodnej Ázii čo predovšetkým znamená relatívnu stálosť teploty pretože nedochádza k striedaniu ročných období a teplotné cykly sú predovšetkým ohraničené striedaním dňa a noci.



Obrázok 4.1 Schéma ventilácie a regenerácie vzduchu a vody – regeneračná slučka. Odpadný vzduch vchádza do tepelného výmenníka HE2, v ktorom sa predhrieva čerstvý vzduch z okolia. Predhriaty vzduch je potom dohrievaný na požadovanú teplotu 50 °C zohriatou vodou z absorpčného TČ. To využíva na ohrev chladiacej vody odpadné teplo z výmenníka HE3, v ktorom dochádza k využitiu latentného tepla vo vodnej pare a paru o tlaku 10 bar a teplote 184 °C . Následne vychladený odpadný vzduch opúšťa ventilačný systém. Kompletná schéma ventilačno-rekuperačného systému je súčasťou prílohy.

Výmenníkom HE2 prechádza z jednej strany odpadný vzduch, druhé médium je vzduch čerstvý. Odpadný vzduch so ochladí a pri výstupe z výmenníka HE2 sa blíži k 100% relatívnej vlhkosti. V práci sa predpokladá výmenník HE2 ako jednofázový – nedochádza v ňom k zmene fázy ani jedného z médií. V tepelnom výmenníku HE3 sa vzduch ochladzuje vodou z absorpčného tepelného čerpadla, čím dochádza ku kondenzácii vodnej pary v odpadnom vzduchu a k uvoľňovaniu latentného tepla. Vo výmenníku dochádza k fázovej premene.

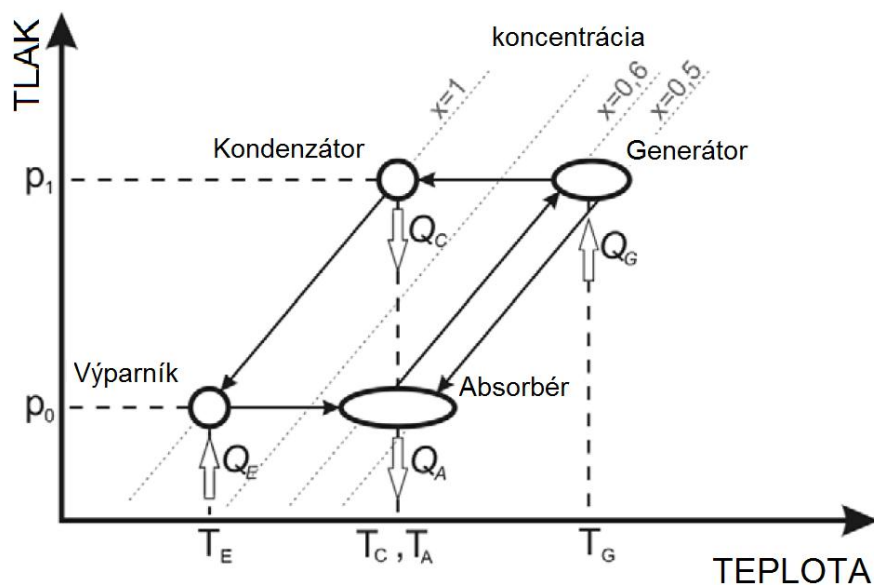
Možnosti regenerácie tepla a vlhkosti z odpadného vzduchu závisia od použitej technológie a tiež od vonkajšieho prostredia.

4.1 Absorpčné tepelné čerpadlo

Absorpčné tepelné čerpadlo je zariadenie, ktoré dokáže zužitkovať dodávané teplo na zdvihnutie tepelnej hladiny odpadného, okolitého nízopotenciálového tepla na vyššiu a

použitelnú teplotnú úroveň. ATČ pozostáva zo štyroch hlavných komponent – výparník, absorbér, kondenzátor a regenerátor a pracuje na dvoch tlakových úrovniach [4].

Chladivo sa odparuje pri nižšom tlaku p_0 vo výparníku a v absorbéri sa vracia do tekutého stavu, čo má za následok zvýšenie obsahu chladiva v sorpčnom roztoku. V generátore je sorpčný roztok za vyššieho tlaku p_1 tlaku ohriaty na bod varu aby došlo k oddeleniu chladiva od zvyšku roztoku. Chladivo sa potom kondenzuje v kondenzátore a vracia sa opäť do výparníka. Aby sa zabezpečil kontinuálny chod, sorpčný roztok cirkuluje medzi absorbérom a generátorom [4]. Na vyparovanie chladiva a regeneráciu sorpčného roztoku sa používa teplo dodávané zo zdroja a odpadné teplo. Využiteľné teplo je uvoľnené počas absorpcie a kondenzácie.



Graf 4.1 Pracovný cyklus absorpčného tepelného čerpadla v p - T diagrame [4].

Absorpčný roztok pozostáva z bromidu litného a vody. Bromid litný funguje ako absorbent a voda chladivo. Pre papierenské spoločnosti je výhodné ako zdroj hnacieho tepla pre ATČ používať vodnú paru, ktorá sa využíva aj v ďalších technologických procesoch a tiež na výrobu elektrickej energie pomocou parnej turbíny. Pre potreby zadania v tejto práci je podľa odborníkov z firmy PAPCEL potrebné dvoj až troj – stupňové ATČ s $COP > 2,2$. COP je tzv. chladiaci faktor, obdoba účinnosti pre tepelné čerpadlá. COP je možné charakterizovať nasledovným vzťahom

$$COP = \frac{Q}{W} \quad (4.1)$$

pre tepelné čerpadlá používané na zohrievanie sa dá tvar upraviť

$$COP = \frac{Q_H}{W} \quad (4.2)$$

Q_h predstavuje celkovú získanú energiu (para + odpadné teplo), W je práca, ktorú tepelné čerpadlo koná.

Tepelné čerpadlo použité pre regeneráciu tepla v papieri taktiež musí spĺňať garanciu požadovaných parametrov ako na vstupe tak aj na výstupe ATČ, čo je podľa výrobcov problém

a preto čerpadlo pre možnosti využitia nízkoenergetického tepla z odpadného vzduchu by bolo potrebné navrhnuť, čo však presahuje možnosti tejto diplomovej práce.

4.2 Kvantifikovanie potenciálu regenerácie vody a tepla v odpadnom vzduchu

Vzduch opúšťajúci sušiacu časť obsahuje veľké množstvo citelného aj viazaného tepla. Čím viac sa odpadný vzduch vychladí, tým viac tepla je možné získať a to predovšetkým z viazaného tepla, ktoré je uvoľňované pri kondenzácii vodnej pary. Vychladenie prebieha jednak v rekuperačnom výmenníku HE2 ale taktiež vo výmenníku HE3. Výmenník HE2 slúži len na prihrievanie vzduchu z okolia, uvažuje sa ako výmenník bez fázovej premeny a teda dokáže využiť iba tepelný potenciál citelného tepla.

Výmenník HE3 by mal byť schopný využívať aj viazané teplo z kondenzácie. V regeneračnej slučke je vzduch v poslednom regeneračnom stupni ochladzovaný vodou, ktorej výstupná teplota smerujúca do tepelného čerpadla je 35°C. To znamená, že energetický potenciál teoreticky využiteľný je limitovaný touto hodnotou. Zároveň je potrebné uvažovať aj nedohrev v tepelnom výmenníku, ktorý ďalej znižuje regeneračný potenciál na získanie tepla ale aj vody. Preto existujú dve možnosti, ktoré ďalej determinujú hranicu vychladzovania vzduchu nasýteného vodnými parami.

Prvou možnosťou je vychladzovať vzduch na vyššie spomínanú teplotu *spiatocky*. Vtedy dôjde k čiastočnej regenerácii ako tepla tak aj vody, a pomerne veľké množstvo tepla aj vlhkosti by bolo vypustených do atmosféry. Keďže vzduch opúšťajúci ventilačný systém by mal teplotu 35°C a bol by nasýtený vodnou parou (opúšťa kondenzačný výmenník), dochádzalo by k ďalšej kondenzácii mimo ventilačného systému.

Druhou možnosťou je podchladzovanie vzduchu na teplotu okolitej atmosféry, čím by sa dosiahol vyšší stupeň regenerácie. Pozitívnym výsledkom by bola okrem získaného tepla aj vyšší objem kondenzátu, ktorý by bolo možné použiť v technologickom procese výroby papiera. V extrémnych prípadoch, ak by výrobná linka bola prevádzkovaná na veľmi suchých miestach by sa javilo vhodné vzduch podchladzovať pod teplotu okolitého prostredia. Tým by sa dokázala získať potrebná vlhkosť, avšak v takom prípade by bolo nutné dodávať energiu na vychladenie odpadného vzduchu chladiacemu médiu. Nasledujúce tabuľky porovnávajú a analyzujú jednotlivé stavy vzduchu pri rôznych teplotách vychladenia.

Stav	$t [^{\circ}\text{C}]$	$x [\text{g}/\text{kg}]$	$h [\text{kJ}/\text{kg}]$	$H [\text{kJ}]$
1	53	90,00	287,3014	11161,66
2	49	90,00	282,6062	10979,25
3	35	37,00	130,2439	5059,976
3'	25	76,18	76,18	2959,593
3''	10	29,50	29,4979	1145,991

Tabuľka 4.1 Prehľad termodynamických parametrov odpadného vzduchu pri prechode regeneračnou slučkou. Stav 3, 3' a 3'' zodpovedajú teplotám na konci výmenníka HE3.

Ďalšia tabuľka zobrazuje hodnoty absolútnych účinností regenerácie tepla η_{TD} a vody η_{RW} . Pokiaľ by sa vzduch vychladzoval až na 10°C malo by byť možné dosahovať účinnosti regenerácie vody až cez 90%. V prostredí, v ktorom bude linka prevádzkovaná je priemerná celoročná teplota okolo 25°C. To znamená, že by bolo možné iba so zaradením

d'alsieho kondenzačného výmenníka vzduch-vzduch do regeneračnej slučky možné dosahovať účinnosti regenerácie 1→3'.

Dej	η_{TD} [%]	η_{RW} [%]
1→3	54,67	58,89
1→3'	73,48	77,78
1→3''	89,73	91,44

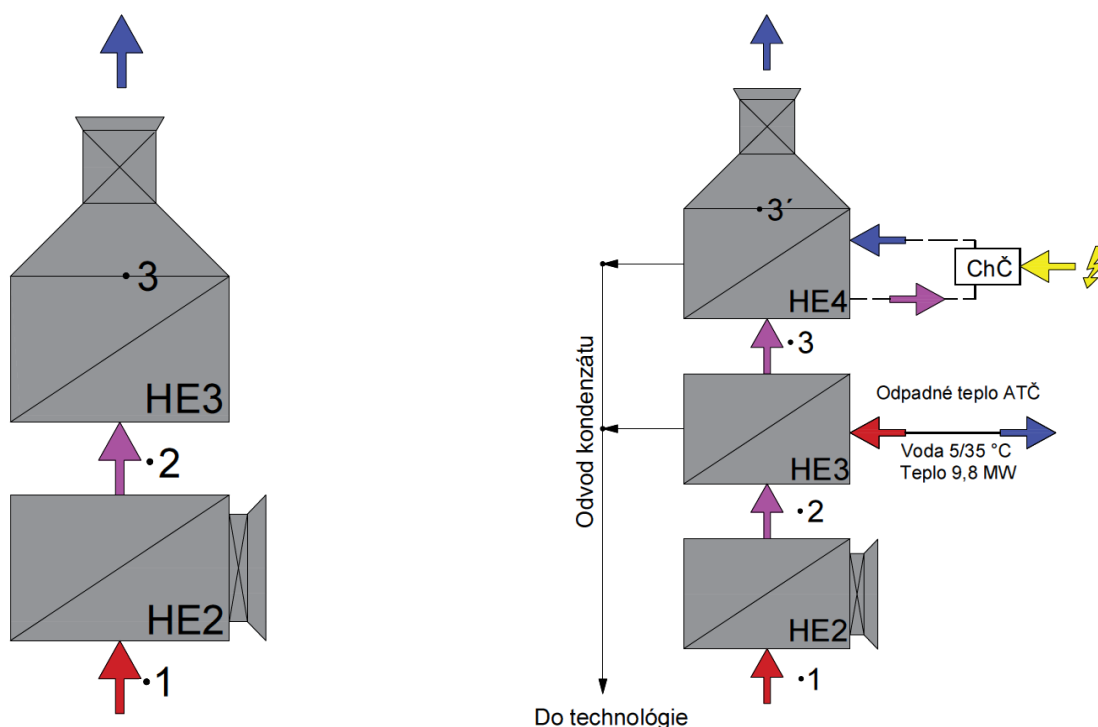
Tabuľka 4.2 Zobrazenie absolútnej účinnosti regenerácie tepla a vody pri vychladení na 35°C, 25°C a 10°C

Výpočet účinnosti regenerácie tepla a vody je vypočítaný podľa nasledujúcich vzorcov.

$$\eta_{TD} = 1 - \frac{h_3}{h_1} \quad (4.3)$$

$$\eta_{RW} = 1 - \frac{x_3}{x_1} \quad (4.4)$$

V prípade prevádzkovania linky v chladnejšej lokalite s priemernou ročnou teplotou 10°C by túto účinnosť mohlo byť dosiahnuté opäť rovnakým spôsobom. Avšak v prípade, že by sa jednalo o horúcu oblasť s nedostatkom vody (napr. Blízky východ), regenerácia vody by musela byť realizovaná na úkor spotreby tepelnej/elektrickej energie. V prípade spomínanej regeneračnej slučky sa uvažuje ATČ, ktoré na správne fungovanie potrebuje teploty spiatocky 35°C. To znamená, že tepelný výmenník HE3 opúšťa odpadný vzduch v každom prípade o zhruba rovnakých parametroch. V takom prípade by bolo nutné zaradiť za výmenník HE3 ďalší výmenník, kde by k vychladzovaniu dochádzalo pomocou chladeného média.

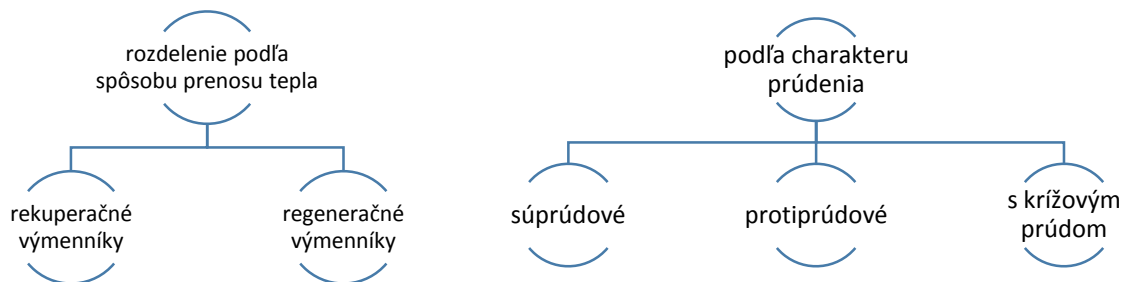


Obrázok 4.2 Vľavo detail regeneračnej slučky s vyznačenými stavmi. Vpravo možný spôsob navýšenia regenerácie vody z ventilačného systému.

Z výmenníka HE3 postupuje odpadný vzduch do ďalšieho výmenníka HE4. Ten môže byť v prípade vhodných teplotách okolitého vzduchu vychladzovaný okolitým vzduchom, ktorý môže byť použitý ďalej podobne ako v HE2, alebo ako je zobrazené na obrázku môže byť vychladzovaný pomocou chladiaceho člena, ktorému je však dodávaná energia zvonka sústavy. V takom prípade sa jedná len o regeneráciu vody. To však môže mať výhody pri prevádzkovaní linky v suchých oblastiach.

5 Prehľad tepelných výmenníkov z pohľadu termodynamiky a konštrukcie

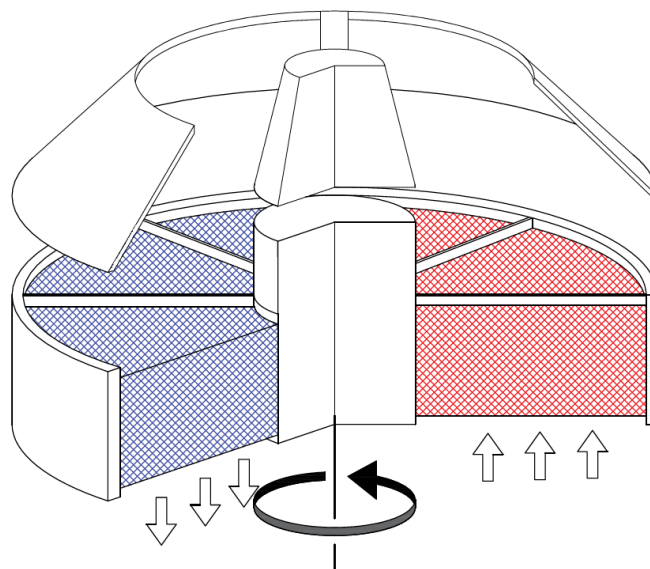
Tepelný výmenník je zariadenie, v ktorom dochádza k výmene energie medzi dvoma sústavami. Je široko využívaný v rôznych inžinierskych aplikáciách a v závislosti od nárokov a požiadaviek existuje niekoľko základných princípov a konštrukcií, ktoré sa v inžinierskej praxi používajú. Najbežnejšie sa tepelné výmenníky rozdeľujú podľa typu konštrukcie, charakteru prúdenia a podľa spôsobu prenosu tepla.



Tabuľka 5.1 Rozdelenie výmenníkov podľa spôsobu prenosu tepla a charaktere prúdenia.

5.1 Regeneračné tepelné výmenníky

Regeneračné tepelné výmenníky predstavujú zariadenia, ktoré fungujú na princípe akumulácie tepelnej energie teplého média do materiálu matrice, do ktorých je následne vpustené médium ohrievané. Regeneračné výmenníky sú často krát vystavované náročným pracovným podmienkam ako sú vysoké teploty alebo pracovné režimy pod teplotou rosného bodu a preto sú pri nich kladené zvláštne požiadavky na materiály [5]. Pri prechode tepelnej energie dochádza aj k čiastočnému miešaniu médií. Keďže pri regenerácii odpadného vzduchu pri sušení papiera je potrebné, aby mal čerstvý vzduch čo najnižšiu vlhkosť, tieto výmenníky sú z hľadiska použiteľnosti nevyhovujúce.

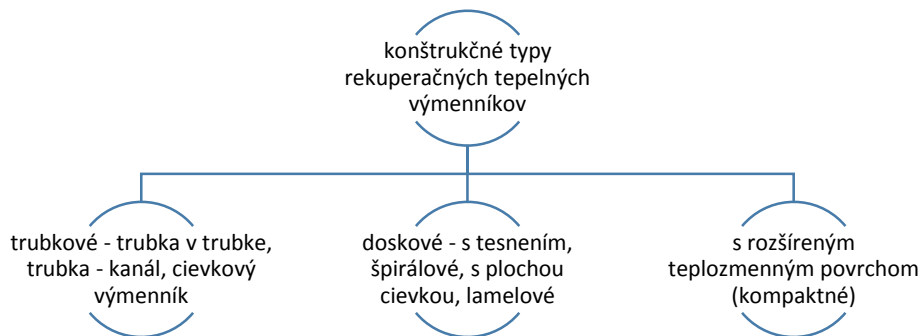


Obrázok 5.1 Rotorová časť výmenníka konštrukcie lungstrom. Jednou časťou prechádzajú horúce odpadné spaliny (červená), druhou časťou je privádzané čerstvý chladnejší vzduch (modrá). Pomalým otáčaním sa nahriata časť rotora dostáva do oblasti čerstvého vzduchu a tým dochádza k jeho ohriatiu a zároveň chladnutiu rotorového segmentu.

5.2 Rekuperačné výmenníky a ich konštrukčné typy

Rekuperačné výmenníky pracujú s pevnou stenou oddelujúcou horúce a studené médium takže médiá spolu neprichádzajú do kontaktu. Pri návrhu kondenzačného výmenníka. Typickým príkladom sú trubkové výmenníky.

Konštrukčných typov a ich ďalších podtypov je veľké množstvo, preto sa táto práca bude zaoberať iba vybranými typmi.

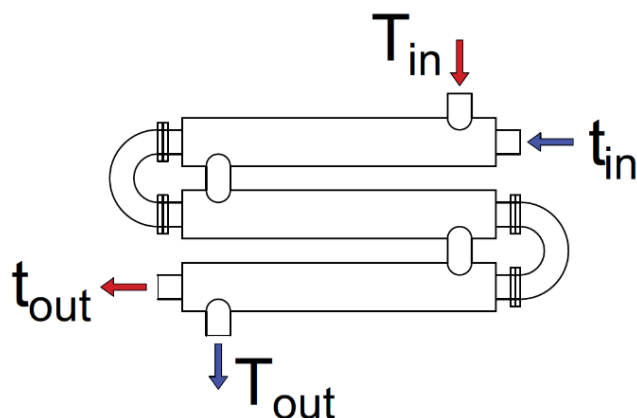


Tabuľka 5.2 Rozdelenie rekuperačných výmenníkov podľa konštrukčných riešení [5].

5.2.1 Trubkové tepelné výmenníky

Tepelný výmenník *trubka v trubke* sa skladá z dvoch koncentrických trubiek, v ktorých prúdia médiá a zakončených U-ohnutím. Sú jednoduché protiprúdové. Trubky môžu byť radené sériovo aj paralelne, závisí od požiadaviek projektu. Tento typ výmenníkov je vhodný pre menšie teplozmenné plochy, zhruba do 30 m² [5]. Hodia sa predovšetkým pre prevádzky s vysokým tlakom a teplotou. Sú flexibilné, pretože podľa požiadaviek sa dajú jednotky pridať alebo ubrať, dizajn a štandardizované náhradné diely zaručujú jednoduchú údržbu [5].

Výmenník trubka – kanál je tvorený objemom skrine, do ktorej sú vložené trubky. Tento typ výmenníka je najpoužívanejším výmenníkom v spracovateľskom priemysle, kde tvorí viac ako 90% všetkých výmenníkov. [5] Výpočet tohto typu výmenníka je veľmi dobre popísaný a zmapovaný. Podľa typu použitia sa používajú materiály od ocele, cez neželezné kovy až po plasty, vyznačujú sa dlhou servisnou životnosťou a spoľahlivosťou. Môžu byť konštruované vo všetkých tvaroch a veľkostiach a rovnako nie je prakticky nijako obmedzený limit na tlaky a teploty v, ktorých tento typ výmenníkov môže pracovať.



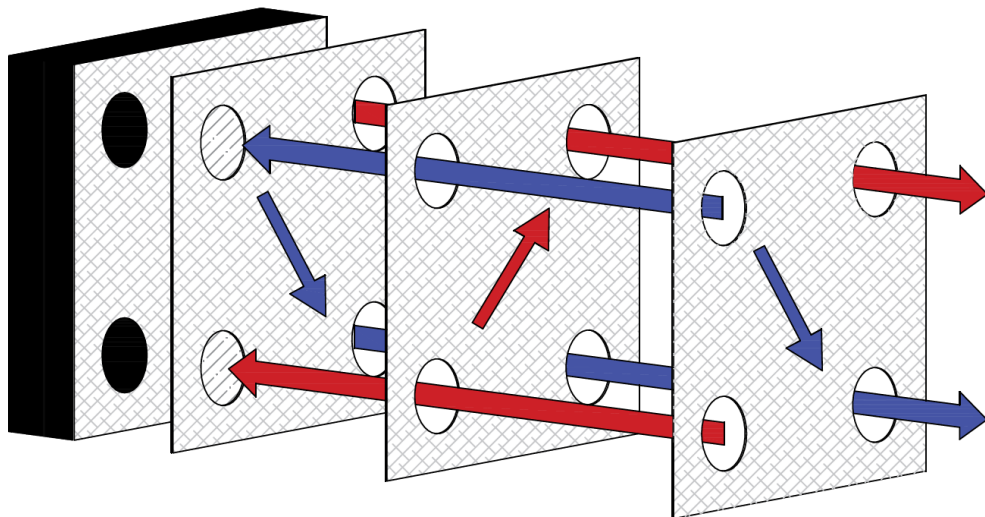
Obrázok 5.2 Schematický konštrukčný náčrt princípu funkcie výmenníka trubka v trubke.

5.2.2 Doskové tepelné výmenníky

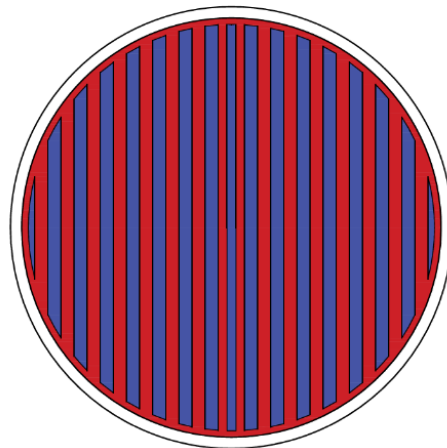
Výmenníky s doskovou konštrukciou sa vyznačujú predovšetkým veľmi kompaktnými rozmermi pri zachovaní dostatočne vysokej účinnosti. Výmenníky môžu byť rozoberateľné, zvarané alebo spájkované. Veľkou výhodou rozoberateľných výmenníkov je možnosť ich čistenia avšak za cenu nižšieho tlakového zaťaženia. Naopak nerozoberateľné výmenníky je možné používať aj ako stredotlakové [5].

Z konštrukčného hľadiska doskový výmenník pozostáva zo série lisovaných plechov, ktoré oddeľuje tesnenie a obsahujú štyri otvory, ktoré slúžia ako miesta vtoku a výtoku daných médií. Séria plechov je zapracovaná do rámu, ktorý obsahuje hlavné vstupy pre tekutiny.

Lamelový výmenník by sa dal charakterizovať aj ako kombinácia doskového a trubkového výmenníka. Jedná sa o zvaraný výmenník, kde sú trubky nahradené dlhými úzkymi kanálmi s rôznou šírkou spojené dokopy v kruhovom priereze. Vďaka takejto konštrukcii je prietokový prierez na vonkajšej strane je podobný s prietokovým prierezom vnútornej strany elementov. To znamená, že rýchlosť oboch médií je zhruba rovnaká [5]. Charakter prúdenia je pozdĺžny a protiprúdový. Ako výrobný materiál môže byť použitá oceľ, nerez, titan ale aj superzliatiny Hastelloy a Incoly [5]. Lamelový zväzok je uchytený z jednej strany skrine uchytený, z druhej strany sa vznáša kvôli javom spojeným s teplotnou rozťažnosťou. Toto konštrukčné prevedenie limituje maximálny použiteľný tlak do 20 bar [5].



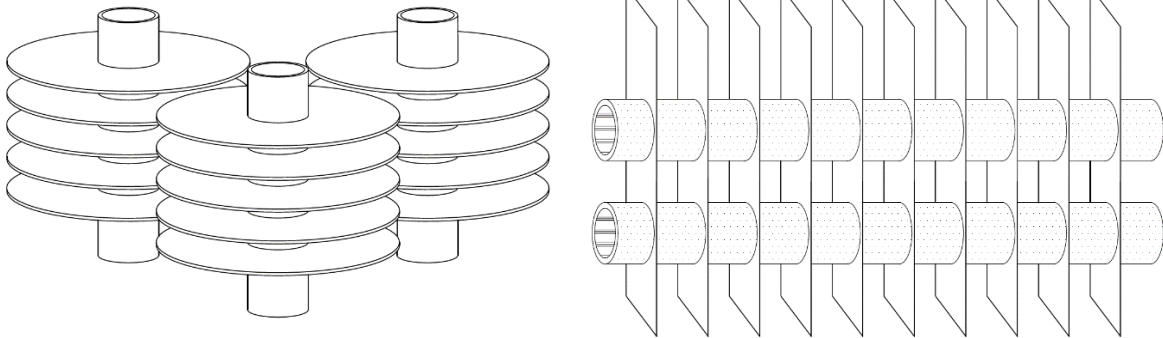
Obrázok 5.3 Doskový výmenník, vyznačené sú smery tokov chladnejšieho a teplejšieho média.



Obrázok 5.4 Rez lamelovým výmenníkom, ohrievané médium prúdi v lamelách.

5.3 Výmenníky s rozšíreným povrchom – kompaktné tepelné výmenníky

Kompaktné tepelné výmenníky sú najčastejšie výmenníky, ktoré používajú na rozšírenie svojho povrchu rebra. Výmenníky môžu byť trubkové a doskové a existuje veľké množstvo tvarov rebier a ich geometrického usporiadania vo výmenníku. Zatiaľ čo trubkové výmenníky sú používané pre médiá kvapalina-plyn, kvapalina-kvapalina, doskové tepelné výmenníky sú používané najmä na prenos tepla medzi plynmi [5].



Obrázok 5.5 Rekuperačný výmenník trubka-kanál v rôznom prevedení s rozšíreným povrchom na vonkajšej strane trubiek. Vo väčšine prípadov sa používa pre médiá kvapalina-plyn, kde je kvapalina vedená cez trubky a povrch je rozšírený na strane plynu [5],[6].

5.3.1 Doskové kompaktné tepelné výmenníky

Doskové tepelné výmenníky je možné definovať ako výmenníky, ktoré sú kompaktné, pozostávajú z oddelujúcich plechov, medzi ktorými sú umiestnené zvlnené plechy - rebra. Základné elementy sú spojené a vrstvia sa na seba sendvičovo do bloku. Prúd média prechádza pomedzi zvlnené plechy, ktoré fungujú ako teplozmenná plocha - rebra a tiež ako výstuha samotného výmenníka. Ďalšie médium prechádza vrstvou nachádzajúcou sa nad prvou vrstvou atď...

Vlastnosti tepelného výmenníka sú zväčša nasledovné [5], [6]:

- Ponúkajú vysoko zahustený priestor rebami, až do $6000 \text{ m}^2/\text{m}^3$
- Výška priechodu média býva rôzna, je možné použiť iný typ rebier pre každé médium (trojuholníkové, žalúziovité, hranaté, vlnené, perforované) v závislosti od použitia
- Využitie pri nízko až stredo-tlakových prenosoch tepla (do 7 – 10bar)
- Maximálna prevádzková teplota je určená typom spájky a použitých materiálov (kryogenické aplikácie – celohliníkové, max. teploty do 800°C z tepelne odolných zliatin)
- Média nie sú kontaminované, čo vyplýva z konštrukcie výmenníka

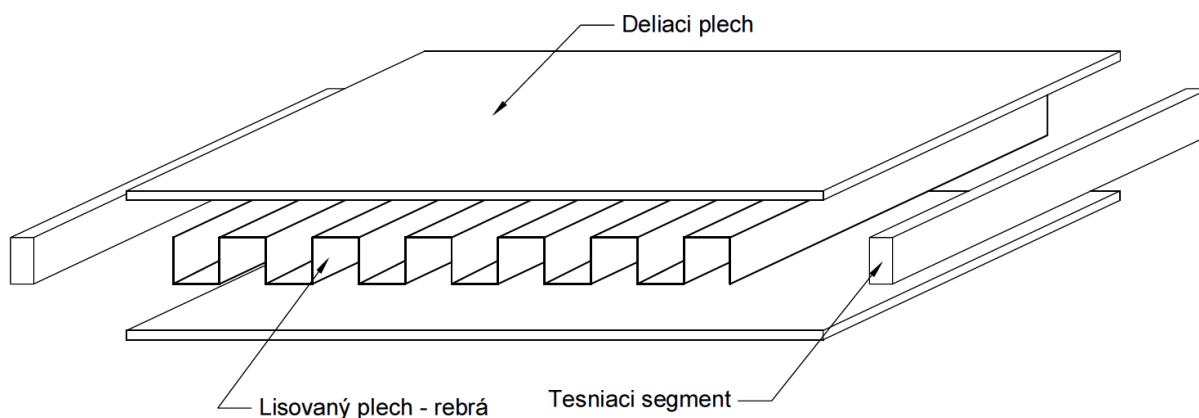
Výmenníky vyžadujú relatívne čisté médium, pretože inak môže v úzkych kanáloch vzniknúť problém so zanášaním. Čistenie výmenníka často nie je možné alebo je príliš náročné.

Veľkosť výmenníka je limitovaná veľkosťou spájkovacej pece. Typický nízkotlakový doskový výmenník dosahuje maximálne rozmery $1,2 \text{ m} \times 1,2 \text{ m}$ v reze $\times 6,2 \text{ m}$ po dĺžke prúdenia [5].

<i>Výhody</i>	<i>Limity</i>
<ul style="list-style-type: none"> • Vyššie tepelné výkony v porovnaní s ostatnými typmi TV s rozšíreným povrchom • Dosiahnuteľné rozdiely teplôt môžu dosahovať len 1°C (Bežne 3-6°C) • Vysoká termálna účinnosť • Nízka hmotnosť na jednotku preneseného tepla • Ponúkajú až 25 násobne väčší povrch k danej hmotnosti ako plášťovo-trubnaté TV 	<ul style="list-style-type: none"> • V prípade vysokoúčinného výmenníka a/alebo veľkej prednej(vstupnej) časti TV sa prejavuje nerovnomerné prúdenie • Nízke časy nábehu si vyžadujú kvalitný dizajn ovládania • Môžu sa vyskytovať oscilácie prúdenia

Tabuľka 5.3 Výhody a limity doskových kompaktných tepelných výmenníkov [5],[6].

Prúdy teplotných médií v TV môžu byť rôzne orientované. Najbežnejšie sa používajú protiprúdové a priečno-prúdové, teoreticky je možné orientovať prúdy paralelne čo sa však nevyužíva [5]. Ďalej sa tento typ výmenníkov môže deliť podľa typu plechu, ktorý tvorí povrch rebier. Najjednoduchšia forma rebier sú rovné, ploché rebrá a sú neprerušené po celej dĺžke prúdenia média. Bežné usporiadanie je v pravouhlé a trojuholníkové, pravouhlé poskytuje lepšiu štruktúrnu pevnosť [5]. Nevýhodou tohto usporiadania je hrubá medzná vrstva, ktorá zhoršuje prenos tepla. Pokiaľ sa použije vlnkovitá alebo odsadená verzia, medzná vrstva je tenšia alebo sa vôbec nevytvorí, pretože je periodicky rušená odsadením, čím dochádza k zvyšovaniu koeficientu prenosu tepla [5].



Obrázok 5.6 Základný prvok doskového tepelného výmenníka. Jednotlivé elementy je možné na seba ukladať v rovnakom smere (protiprúdový) alebo priečne (s priečnym prúdením). Geometria rebier môže byť rôzna.

Odsadené rebrá sú používané v doskových kompaktných tepelných výmenníkoch veľmi často [5], [6]. Používajú sa najčastejšie verzie s pravouhlým prierezom, ten je nastrihaný na určitú dĺžku l . Jednotlivé pásy sú od seba posunuté v smere normály plochy rebra, väčšinou o 50% jeho šírky [5]. Dobrý tepelný prenos je založený na tom, že pri periodickom náraste laminárnej vrstvy na dĺžke rebra disipuje v oblasti medzi rebrami, čím dochádza k zvýšeniu tlakovej straty, keďže je zvýšený odporový koeficient [5]. Hodnota Reynoldsovoho čísla sa pohybuje medzi hodnotami 500 – 10000 [5]. Tento typ výmenníka autor práce vybral ako

najvhodnejší pre zvolený problém rekuperácie tepelnej energie z vlhkého vzduchu z týchto dôvodov:

- Výmenník bude umiestnený na streche papierenskej haly a preto je potrebné použiť ľahký (hliníkový) tepelný výmenník
- V porovnaní s rovnými plochými rebami verzia s rebami odsadenými ponúka lepší prenos tepla, čím dochádza k zníženiu jeho rozmerov
- V porovnaní s ďalšími typmi rebier je výpočet jednoduchší
- Prípadná výroba výmenníka je v porovnaní s ostatnými typmi s výnimkou plochých, rovných rebier náročnejšia a drahšia

6 Výpočtová metóda ε -NTU

Návrh tepelného výmenníka je realizovaný metódou ε -NTU, pretože je na výpočet kompaktného výmenníka najvhodnejšia [6]. Základná rovnica opisujúca prenos tepla z horúceho do studeného média je nasledovná

$$q = \varepsilon C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) = \varepsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (6.1)$$

kde ε je efektivita tepelného výmenníka, C_{min} je nižšia tepelná kapacita z C_h a C_c , ΔT_{max} je rozdiel teplôt na vstupe horúceho a vstupe studeného média. Pre tepelnú kapacitu médií platí nasledovný vzťah

$$C = c_p \dot{m} \quad (6.2)$$

hmotnostný tok daného média je označený \dot{m} . Efektivita ε je bezrozmerné číslo, ktoré je funkciou týchto premenných [6]

$$\varepsilon = \phi(NTU, C^*, \text{usporiadanie toku}) \quad (6.3)$$

Všetky tri skupiny ε , NTU a C^* sú bezrozmerné a sú detailnejšie rozpísané v nasledujúcich podkapitolách.

6.1 Efektivita tepelného výmenníka ε

Pre každý tepelný výmenník bez ohľadu na jeho usporiadanie toku je efektivita ε počítaná ako pomer skutočného tepelného toku z horúceho do chladného média k maximálnemu termodynamicky možnému tepelnému toku q_{max} :

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{max}} \quad (6.4)$$

V tomto vzťahu sa neuvažuje únik a miešanie médií. Na spočítanie q_{max} sa uvažuje dokonalý protiprúdový rekuperačný výmenník s nekonečným teplozmenným povrchom, nulovou pozdĺžnou kondukciou a nulovými únikmi z jedného média do druhého [6]. V takom tepelnom výmenníku dochádza k úplnej tepelnej výmene čo znamená, že energetická rovnováha tepelného výmenníka je

$$q = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (6.5)$$

Všeobecnejšie sa dá rovnica (4.6) zapísať nasledovne

$$q_{max} = C_c(T_{h,in} - T_{c,in}) = C_c \Delta T_{max} \quad (6.6)$$

Pre C_{min} platí

$$C_{min} = C_c \quad \text{pre } C_c < C_h \quad (6.7)$$

$$C_{min} = C_h \quad \text{pre } C_h < C_c$$

Z uvedeného vyplýva, že efektivita ε sa pohybuje vždy v intervale $<0;1>$ a jej hodnota často slúži na porovnanie kvality tepelných výmenníkov.

6.2 Pomer tepelnej kapacity C^*

Pomer tepelnej kapacity je pomer menšej k väčšej tepelnej kapacite dvoch médií, čo znamená, že $C^* \leq 1$. Tepelný výmenník sa považuje za vyvážený, pokiaľ $C^* = 1$. Výpočet pomeru tepelnej kapacity

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{\min[(\dot{m}c_p)_c, (\dot{m}c_p)_h]}{\max[(\dot{m}c_p)_c, (\dot{m}c_p)_h]} \quad (6.8)$$

Pomer tepelnej kapacity je operačný parameter, pretože závisí na hmotnostných tokoch a/alebo na teplotách plynov prúdiacich tepelným výmenníkom. Z uvedeného vyplýva, že plyn s C_{max} zmení svoju teplotu vo výmenníku menej ako plyn, ktorého tepelná kapacita je C_{min} . Energetická bilancia oboch médií je

$$q = C_h \Delta T_h = C_c \Delta T_c \quad (6.9)$$

Pre teplotné rozdiely ΔT_h a ΔT_c sú

$$\Delta T_h = T_{h,in} - T_{h,out} \quad \Delta T_c = T_{c,out} - T_{c,in} \quad (6.10)$$

V prípade, že by dochádzalo k zmene fázy na jednej alebo druhej strane tepelného výmenníka, zmena teploty ΔT by bola nulová a tepelná kapacita C by sa blížila k nekonečnu pri konečnom $q = C\Delta T$. Na strane C_{min} by teda nedochádzalo k toku média, keďže $C_{min} = 0$ [6].

6.3 NTU – počet prenesených jednotiek

NTU je definované ako pomer celkovej tepelnej vodivosti k menšej tepelnej kapacite

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (6.11)$$

V prípade, že súčiniteľ prechodu (prostupu) tepla U nie je konštantný, je vhodnejšie použiť nasledujúci vzťah [6]

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \frac{1}{\frac{1}{(\eta_0 h_m)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_0 h_m)_c}} \quad (6.12)$$

Celková tepelná vodivosť UA je súčtom tepelných odporov tvorených konvekciou na strane horúceho a chladného média a tepelného odporu kondukciou materiálu.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{R_h + R_w + R_c} = \frac{1}{\frac{1}{(\eta_0 h_m A)_h} + R_w + \frac{1}{(\eta_0 h_m A)_c}} \quad (6.13)$$

NTU patrí medzi dizajnované parametre a určuje veľkosť tepelného prenosu, alebo termálnu veľkosť tepelného výmenníka. Toto bezrozmerné číslo spája veľkosť tepelného výmenníka cez vyprodukovaný tepelný prenos povrchom A a celkovým koeficientom prenosu tepla U [6]. Avšak nie je možné zovšeobecniť, že NTU určuje aj fyzickú veľkosť konkrétneho tepelného výmenníka. Skutočnú veľkosť výmenníka určuje teplozmenný povrch [6].

Možné zvýšenie NTU sa dá dosiahnuť priamo zvýšením U alebo povrchu A alebo oboch, prípadne znížením C_{min} . V prípade zmeny C_{max} dôjde k zmene súčiniteľa prestupu tepla na strane média s C_{max} pretože prietok ovplyvňuje h . Táto zmena ovplyvňuje U a NTU a zmena C^* môže ovplyvňovať NTU priamo aj nepriamo. Efektivita rastie spolu s NTU , čo znamená, že pri nízkych hodnotách NTU je aj efektivita nízka. S rastúcim NTU rastie aj efektivita a blíži sa k asymptote termodynamicky ideálneho výmenníka. Nasledujúca tabuľka ilustruje niekoľko príkladov využitia tepelných výmenníkov a ich NTU a ϵ .

Automobilový chladič:	$NTU \approx 0,5 \rightarrow \varepsilon \approx 40\%$
Kondenzátor v tepelnej elektrárni:	$NTU \approx 1 \rightarrow \varepsilon \approx 63\%$
Regenerátor tepla zo spalín v plynovej turbíne:	$NTU \approx 10 \rightarrow \varepsilon \approx 90\%$
Regenerátor pre výrobu LNG:	$NTU \approx 200 \rightarrow \varepsilon \approx 99\%$

Tabuľka 6.1 Vybrané tepelné výmenníky a vzťahy medzi ε - NTU [6].

Predchádzajúce vzťahy opisovali výpočet celkového NTU . Je však možné ho počítať aj individuálne na základe čiastkových výpočtov na strane horúceho a strane chladného média. Definícia výpočtov je v takom prípade

$$ntu_h = \frac{(\eta_0 hA)_h}{C_h} \quad ntu_c = \frac{(\eta_0 hA)_c}{C_c} \quad (6.14)$$

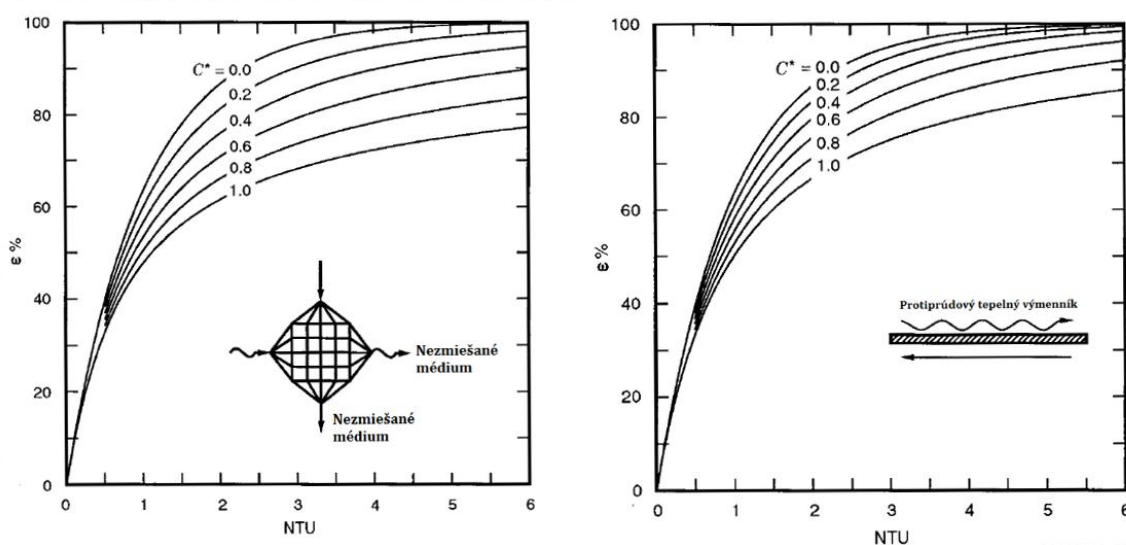
Celkový tepelný odpor sa potom spočíta

$$\frac{1}{NTU} = \frac{1}{ntu_h \left(\frac{C_h}{C_{min}}\right)} + R_w C_{min} + \frac{1}{ntu_c \left(\frac{C_c}{C_{min}}\right)} \quad (6.15)$$

6.4 Vzťah medzi efektivitou a NTU

Nakoľko je v predchádzajúcich kapitolách vysvetlené, že efektivita je závislá od NTU , C^* a usporiadania toku je dobré túto závislosť opísať. Možnosti, ako z daného NTU získať efektivitu ε sú v inžinierskej praxi dve. Buď sa vypočíta z exponenciálnej rovnice pre daný typ výmenníka s konkrétnym usporiadaním toku alebo sa pre daný typ tepelného výmenníka odčíta z grafu vyjadrujúceho závislosť týchto dvoch bezrozmerných čísel.

Možno povedať, že odčítanie z grafu predstavuje rýchlejšiu a jednoduchšiu formu avšak na úkor presnosti a taktiež pri optimalizačnej úlohe veľkosti výmenníka, pri ktorej dochádza k skúšaniam rôznych geometrických parametrov a k väčšiemu množstvu iterácii je táto metóda prakticky nevyužiteľná. Môže však slúžiť na overenie vypočítanej hodnoty, napríklad aj tým, že sa porovná s viacerými grafmi od rôznych autorov.



Obrázok 6.1 Závislosť ε - NTU protiprúdového a priečne-prúdového tepelného výmenníka pre rôzne pomery tepelných kapacít. Z grafu je možné vyčítať, že pre výpočet NTU je pomer C^* pre efektivitu do cca 40% nepodstatný [6].

Základný vzťah pre výpočet ε sa vzťahuje na protiprúdový tepelný výmenník bez miešania médií s C^* je nasledovný

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (6.16)$$

V tejto práci je zvolený iný výmenník, preto je vzťah pre výpočet zložitejší a dá sa nájsť v rôznych verziách. Autor práce v niekoľkých odborných štúdiách našiel rôzne vzťahy, medzi niektorými boli z nich iba malé rozdiely. Ako prvé sú uvedené kritériá pre výber rovnice počítaného výmenníka:

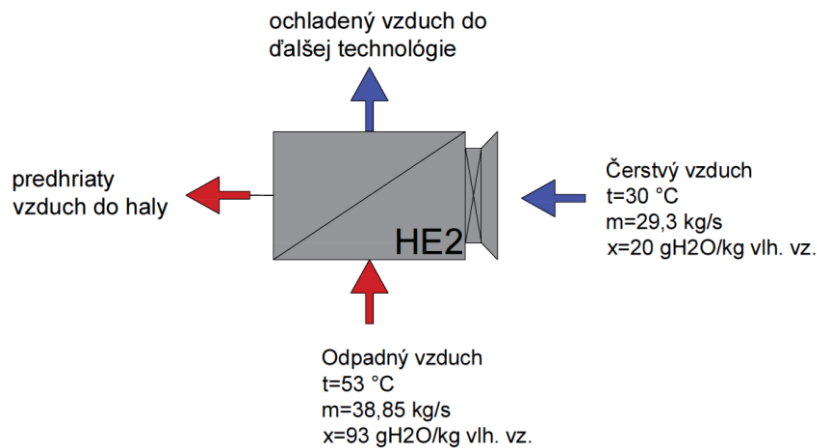
- Doskový kompaktný tepelný výmenník
- Pravouhlé usporiadanie rebier v pričnom reze
- S odsunutými rebrami (offset fin)
- Usporiadanie toku je priečne (crossflow)

Na základe týchto informácií bol zvolený vzťah podľa Incropera a DeWitt-a, ktorý bol použitý v optimalizačnej štúdií od R.V. Rao-a a V.K. Patela [7]

$$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C^*} \right) NTU^{0,23} [\exp(-C^* NTU^{0,78}) - 1] \right] \quad (6.17)$$

7 Matematický model: termodynamické a geometrické vzťahy potrebné pre dizajn doskového kompaktného tepelného výmenníka

Tepelný výmenník HE2 je v systéme regenerácie priradený pred kondenzačným výmenníkom vzduch – voda HE3. Dôvody jeho výberu sú popísané v podkapitole 5.3.1 (s26).



Obrázok 7.1 Výmenník HE2 v regeneračnej slučke a vstupné parametre pre výpočet

7.1 Základné predpoklady výpočtu

Na to, aby boli dané výpočty platné je nutné rešpektovať nasledujúce predpoklady [6]:

- Tepelný výmenník pracuje v ustálenom stave (konštantný prietok a teploty vzduchu).
- Steny výmenníka sú adiabatické – straty cez steny výmenníka sú nulové.
- V stenách výmenníka sa negeneruje/nepotrebuje žiadne teplo.
- Tepelné odpory steny sú konštantné v celom výmenníku.
- Pozdĺžny prenos tepla stenami výmenníka je zanedbateľný.
- Súčiniteľ prechodu (prostupu) tepla je konštantný v celom výmenníku.
- Merné teplo oboch médií je konštantné v celom výmenníku.
- Celková účinnosť rozšíreného povrchu (η_0) je v celom výmenníku rovnomerná a konštantná.
- Rýchlosť a teplota na vstupe do výmenníka zostáva rovnomerná na strane oboch médií.
- Prietok oboch médií zostáva po celej dĺžke rovnomerný, nedochádza k skratovým prúdom medzi kanálom.

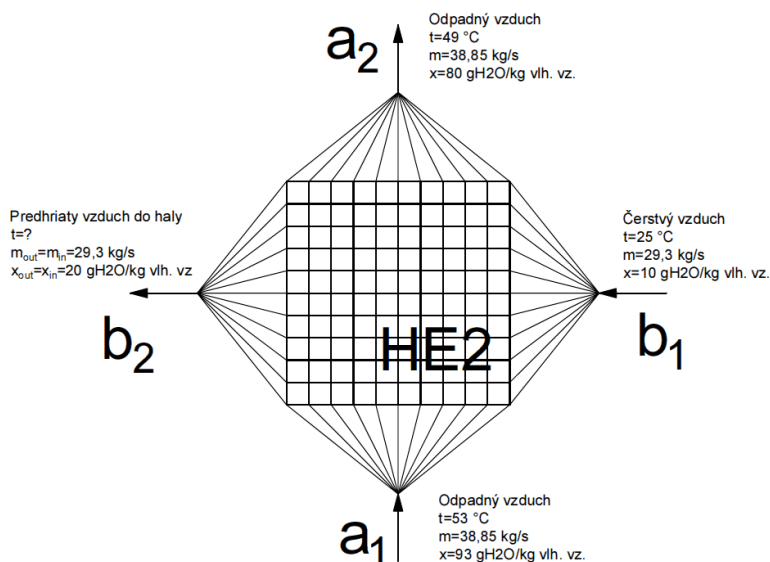
7.2 Vstupné parametre

Zo zadania v (kap.1) vyplýva, že okrem hodnôt na vstupe do rekuperačného výmenníka sú známe aj hodnoty na výstupe. Z praktického hľadiska je dôležitá teplota na výstupe odpadného vzduchu, pretože pri nej môže dochádzať ku kondenzácii, ktorá by mohla narušiť prevádzku výmenníka HE2. Zároveň je potrebné dosiahnuť takú teplotu, aby bolo možné

okamžite získavať kondenzačné latentné teplo vo výmenníku HE3. Nižšie uvedená tabuľka jednoduchým spôsobom analyzuje známe a neznáme parametre.

HE2	UA	$(\dot{m}c_p)_h$	$(\dot{m}c_p)_c$	$T_{h,in}$	$T_{h,out}$	$T_{c,in}$	$T_{c,out}$
	°	•	•	•	•	•	°

Tabuľka 7.1 • Známa veličina; °, neznáma veličina.



Obrázok 7.2 Parametre prúdiacich médií v priečne prúdovom tepelnom výmenníku HE2; a – odpadný vzduch; b – čerstvý vzduch; indexy 1 a 2 značia vstup resp. výstup.

Z uvedených parametrov je nutné dopočítať a zistiť ďalšie fyzikálne parametre a podobnostné čísla. Tie sú kvôli prehľadnosti uvedené v tabuľke.

Parameter	Strana výmenníka		Jednotka
	a	b	
Teplota na vstupe T_1	53	25	°C
Teplota na výstupe T_2	49	-	°C
Univerzálna plyn. konštanta R_a	287	287	J.K ⁻¹ .mol ⁻¹
Merná tepelná kapacita c_p	1164	-	J.kg ⁻¹ .K ⁻¹
Tlak na vstupe P_1	93000	101325	Pa
Hmotnostný tok \dot{m}	38,85	29	kg.s ⁻¹
Hustota ρ	1,074	1,1577	kg.m ⁻³
Dynamická viskozita μ	$2,1 \times 10^{-5}$	$1,9 \times 10^{-5}$	Kg.m ⁻¹ .s ⁻¹
Tepelná kapacita C	39044,25	29446,5	W.K ⁻¹
Tepelná vodivosť λ	0,03	0,027	W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Prandtlovo číslo	0,7035	0,707	-

Tabuľka 7.2 Tabuľka zadáných a vypočítaných vstupných parametrov pred optimalizačným výpočtom.

Hodnoty univerzálnej plynovej konštanty, mernej tepelnej kapacity, viskozity, tepelnej vodivosti a hustoty vzduchu sú dopočítané. Vonkajší tlak bol zvolený podľa ISA – medzinárodnej štandardnej atmosféry. Teplota T_{b2} vyplýva z rovnice (6.2)

$$T_{b2} = \frac{C_a}{C_b}(T_{a1} - T_{a2}) + T_{b1} = \frac{39044,25}{29446,5}(53 - 49) + 30 \quad (7.1)$$

$$= 35,30375 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Táto teplota by bola dosiahnutá v prípade, že by došlo k dokonalej teplej výmene. Prandtlovo číslo dáva do súvisu podobnosť medzi viskozitou vzduchu a prestupu tepla [6].

$$Pr = \frac{\mu c_p}{\lambda} \quad (7.2)$$

$$Pr_a = \frac{2,1 \times 10^{-5} \times 1005}{0,03} = 0,7035$$

$$Pr_b = \frac{1,9 \times 10^{-5} \times 1005}{0,027} = 0,7070$$

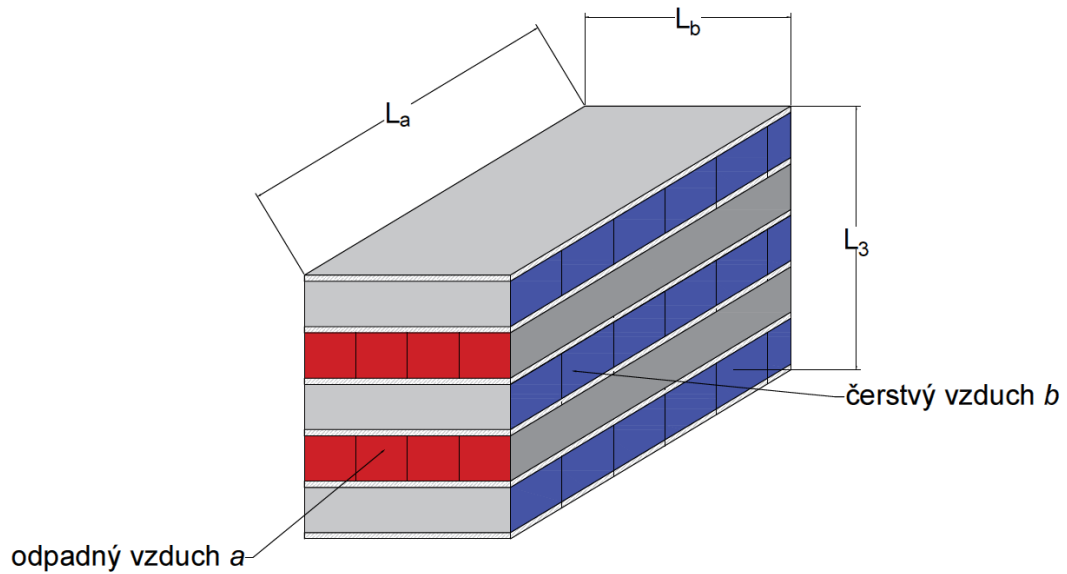
Výpočet výmenníka je iteračný proces, v ktorom sa viacero veličín musí na začiatku zvoliť, postupne sa výpočet upresňuje a smeruje k výsledku. V tejto práci je matematický model vložený do programu Excel.

7.3 Geometria tepelného výmenníka

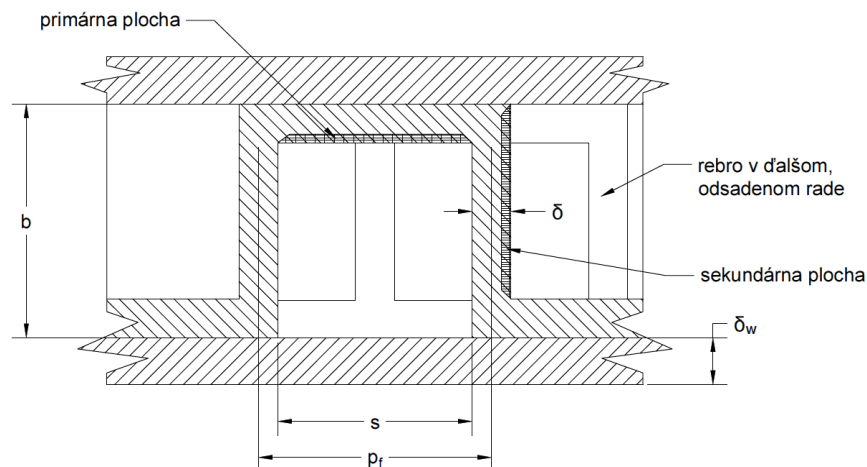
Pri výpočte je potrebné určiť, ktoré parametre budú „zvolené“ a ktoré budú od týchto volených parametrov závislé. Nakoľko je potrebné uvažovať rozmery výmenníka tak, aby bolo možné ho prepraviť, je vhodné ako jeden z volených parametrov určiť dĺžku a šírku výmenníka. inými slovami dĺžku prietochných častí na strane oboch médií. Ďalej je nutné dosiahnuť potrebnú teplozmenú plochu, vhodné tlakové straty a pod. z čoho vyplývajú nároky na úpravu niekoľkých ďalších geometrických údajov vo výmenníku.

Dizajnované geometrické parametre a ich symboly	Jednotka
Dĺžka prietochnej časti na strane odpadného vzduchu	L_a [m]
Dĺžka prietochnej časti na strane čerstvého vzduchu	L_b [m]
Počet rebier v jednom kanáli odpadného vzduchu	$n_{f,a}$ [-]
Počet rebier v jednom kanáli čerstvého vzduchu	$n_{f,b}$ [-]
Počet kanálov čerstvého vzduchu	$N_{p,b}$ [-]
Výška kanála na strane odpadného vzduchu	b_a [m]
Výška kanála na strane čerstvého vzduchu	b_b [m]
Dĺžka jednej rady odsadených rebier v kanáli odpadného vzduchu	$l_{s,a}$ [m]
Dĺžka jednej rady odsadených rebier v kanáli čerstvého vzduchu	$l_{s,b}$ [m]
Hrúbka plechu rebier	δ [m]
Hrúbka deliaceho plechu	δ_w [m]

Tabuľka 7.3 Nezávislé geometrické parametre vo výpočte HE2. Hrúbky plechov nie sú optimalizované, ich hodnota je zvolená podľa stredných hodnôt používaných hrúbok podľa zdroja [5]



Obrázok 7.3 Doskový kompaktný tepelný výmenník s priečnym prúdením a s vyznačenými rozmermi a smermi prúdenia.



Obrázok 7.4 Rez rebrovej časti tepelného výmenníka s vyznačenými geometrickými rozmermi.

Z obrázku 6.2 vyplýva, že počet kanálov odpadného vzduchu je o jeden menej ako počet kanálov čerstvého vzduchu.

$$N_{p,a} = N_{p,b} - 1 \quad (7.3)$$

Rozstup rebier $p_{f,a,b}$

$$p_{f,a} = \frac{L_b}{n_{f,a}} \quad [m] \quad (7.4)$$

$$p_{f,b} = \frac{L_a}{n_{f,b}} \quad [m]$$

Celkový počet rebier vo výmenníku

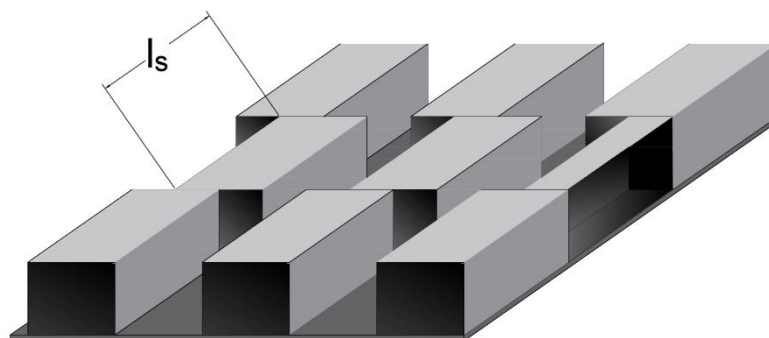
$$n_{f,total,a} = N_{p,a} \times n_{f,a} \quad (7.5)$$

$$n_{f,total,b} = N_{p,b} \times n_{f,b}$$

Počet odsadení rebier

$$n_{off,a} = \frac{L_a}{l_{s,a}} \quad (7.6)$$

$$n_{off,b} = \frac{L_b}{l_{s,b}}$$



Obrázok 7.5 Uloženie rebier so znázorneným odsadeným radom a vyznačenou dĺžkou jedného odsadenia rebra l_s .

Primárna teplozmenná plocha na strane odpadného a na strane čerstvého vzduchu

$$A_{p,a} = 2L_a L_b N_{p,a} - 2\delta L_a n_{f,total,a} + 2b_a L_a N_{p,a} + 2(b_b + 2\delta_w) \times (N_{p,a} + 1)L_b \quad [m^2] \quad (7.7)$$

$$A_{p,b} = 2L_a L_b N_{p,b} - 2\delta L_b n_{f,total,b} + 2b_b L_b N_{p,b} + 2(b_a + 2\delta_w) \times N_{p,b} L_a \quad [m^2]$$

Plocha rebier

$$A_{f,a} = 2(b_a - \delta)L_a n_{f,total,a} + 2(b_a - \delta)\delta n_{off,a} n_{f,total,a} + (p_{f,a} - \delta)\delta(n_{off,a} - 1)n_{f,total,a} + 2p_{f,a}\delta n_{f,total,a} \quad [m^2] \quad (7.8)$$

$$A_{f,b} = 2(b_b - \delta)L_b n_{f,total,b} + 2(b_b - \delta)\delta n_{off,b} n_{f,total,b} + (p_{f,b} - \delta)\delta(n_{off,b} - 1)n_{f,total,b} + 2p_{f,b}\delta n_{f,total,b} \quad [m^2]$$

Celková plocha na strane odpadného, čerstvého vzduchu

$$A_a = A_{p,a} + A_{f,a} \quad [m^2] \quad (7.9)$$

$$A_b = A_{p,b} + A_{f,b} \quad [m^2]$$

Výpočet hustoty rozšíreného povrchu

$$\beta_a = \frac{A_a}{L_a L_b b_a N_{p,a}} \quad [m^2/m^3] \quad (7.10)$$

$$\beta_b = \frac{A_b}{L_a L_b b_b N_{p,b}} \quad [m^2/m^3]$$

Plocha voľného prúdu na vstupe do výmenníka zo strany odpadného vzduchu a zo strany čerstvého vzduchu

$$A_{0a} = b_a L_b N_{p,a} - [(b_a - \delta) + p_{f,a}] \delta n_{f,total,a} \quad [m^2] \quad (7.11)$$

$$A_{0b} = b_b L_a N_{p,b} - [(b_b - \delta) + p_{f,b}] \delta n_{f,total,b} \quad [m^2]$$

Celková čelná plocha na vstupoch do výmenníka

$$A_{fr,a} = L_b L_3 \quad [m^2] \quad (7.12)$$

$$A_{fr,b} = L_a L_3 \quad [m^2]$$

Pomer plochy voľného prúdu k celkovej ploche čelnej plochy na strane odpadného vzduchu a na strane čerstvého vzduchu

$$\sigma_a = \frac{A_{0a}}{A_{fr,a}} \quad (7.13)$$

$$\sigma_b = \frac{A_{0b}}{A_{fr,b}}$$

Plocha plechov oddeľujúcich kanály médií

$$A_{w,a} = 2L_a L_b N_{p,a} \quad [m^2] \quad (7.14)$$

$$A_{w,b} = 2L_a L_b N_{p,b} \quad [m^2]$$

Ďalej je nutné vypočítať vzdialenosť medzi rebami

$$s_a = p_{f,a} - \delta \quad [m] \quad (7.15)$$

$$s_b = p_{f,b} - \delta \quad [m]$$

a výšku rebier na oboch stranách

$$h_a = b_a - \delta \quad [m] \quad (7.16)$$

$$h_b = b_b - \delta \quad [m]$$

Teraz je možné presunúť sa ku geometrii jednej „bunky“. To znamená základného elementu rozšíreného povrchu, ktorý je daný rozmermi rebier a dĺžky rebrového pásu

$$A_{cell,a} = 2(s_a l_{s,a} + h_a l_{s,a} + h_a \delta) + \delta s_a \quad [m^2] \quad (7.17)$$

$$A_{cell,b} = 2(s_b l_{s,b} + h_b l_{s,b} + h_b \delta) + \delta s_b \quad [m^2]$$

Plocha voľného prúdu – prietokového prierezu v rámci jednej bunky je

$$A_{0cell,a} = s_a h_a \quad [m^2] \quad (7.18)$$

$$A_{0cell,b} = s_b h_b \quad [m^2]$$

Vyššie uvedené rovnice sú potrebné na charakterizáciu prúdenia, výpočet bezrozmerných čísel a ďalších parametrov.

7.4 Bezrozmerné čísla a hydraulický priemer

Na určenie kvality prenosu tepla a tlakových strát je nutné vypočítať niekoľko bezrozmerných čísel ale tiež merný hmotnostný prietok G [$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}$]. Všeobecný vzorec je nasledovný

$$G = \frac{\dot{m}}{A_0} \quad (7.19)$$

Treba dodať, že merný hmotnostný tok ale aj ďalšie, bezrozmerné čísla, sú počítané pre každý prúd zvlášť. Pre prehľadnosť však bude vždy uvedený všeobecný vzorec bez indexov. Ďalším dôležitým údajom je hydraulický priemer, ktorý určuje dĺžkovú charakteristiku prietokového prierezu. Jeho výpočet je závislý od typu geometrie, pre ktorý je počítaný. Rovnica udávajúca hydraulický priemer bunky pre doskový kompaktný tepelný výmenník s rozšíreným povrchom je [6]

$$D_{h,cell} = \frac{4A_{0,cell}l_s}{A_{cell}} \quad (7.20)$$

Z hydraulického priemeru a dynamickej viskozity je možné spočítať *Reynoldsovo číslo*, ktoré dáva do pomeru zotrvačné a viskózne sily pôsobiace v tekutine, v tomto prípade v plyne. Využíva sa ďalej pri výpočte tlakových strát ale aj súčiniteľa prestupu tepla.

$$Re = \frac{GD_h}{\mu} \quad (7.21)$$

Ďalej je vypočítaný Fanningov súčiniteľ trenia f , ktorý uvádza do pomeru šmykové napätie kinetickú energiu, a Colburnov súčiniteľ j [7]

$$f = 1,12Re^{-0,36} \left(\frac{b}{D_h}\right)^{-0,65} \left(\frac{\delta}{D_h}\right)^{-0,17} \quad (7.22)$$

ten je platný, rovnako ako Colburnov súčiniteľ, pre $Re > 1500$ [7]. Výpočet Colburnového súčiniteľa

$$j = 0,21Re^{-0,4} \left(\frac{b}{D_h}\right)^{-0,24} \left(\frac{\delta}{D_h}\right)^{-0,02} \quad (7.23)$$

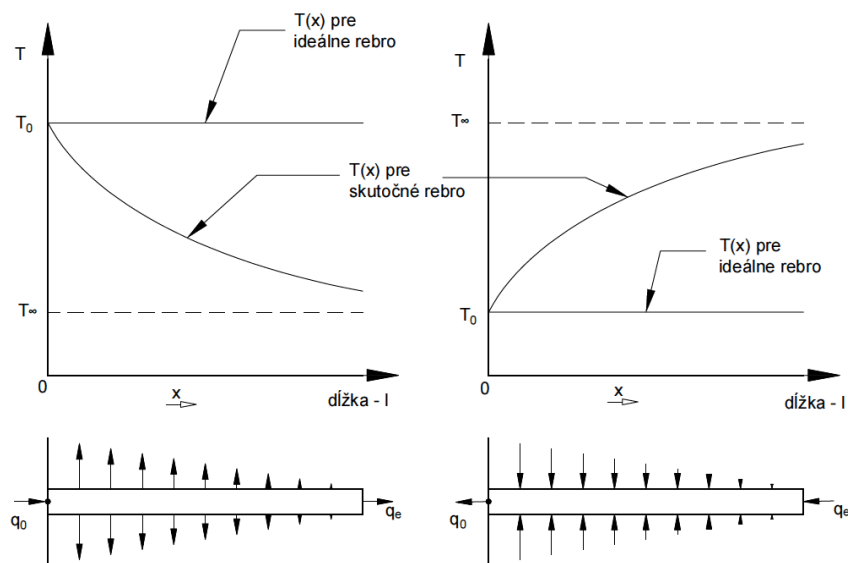
Colburnov súčiniteľ je upravené *Stantonovo číslo*, ktoré zohľadňuje zmeny v tekutine cez *Prandtlovo číslo* – jedná sa o predovšetkým o zmeny spôsobené rôznym typom tekutín [6]. Colburnov súčiniteľ je pre $0,5 \leq Pr \leq 10$ takmer nezávislý od laminárneho alebo turbulentného prúdenia [6].

7.5 Účinnosť rebier a povrchu

Pre tepelné výmenníky s rozšíreným povrchom je podstatný v prvom rade prenos tepla cez rebrá. Bez ohľadu na médium je potrebné pre vysokú kompaktnosť výmenníka vytvoriť dostatočný počet rebier. To, „ako kvalitne“ rebrá prenášajú teplo vo výmenníku určuje ich účinnosť[6].

$$\eta_f = \frac{q_0}{q_{max}} \quad (7.24)$$

Opäť sa jedná, podobne ako pri efektívite tepelného výmenníka o pomer tepla, ktoré v skutočnosti prechádza rebrom k tzv. ideálnemu rebro, ktoré má rovnaké geometrické rozmery ako skutočné rebro, rovnaké prevádzkové podmienky a nekonečne vysokú tepelnú vodivosť materiálu rebra [6].



Tepelný prenos z/do rebra kovenkciou

Obrázok 7.6 Zobrazenie závislosti teploty rebra od vzdialenosti od jeho základe. Vľavo je zobrazený priebeh pri chladení rebra, vpravo pri jeho ohrievaní [6].

Pre úplnosť výpočtu je nižšie zobrazená tabuľka okrajových podmienok a distribúciu tepla pre pravouhlý profil rebra.

Rebro	Okrajová podmienka pre $x = l$	Rozloženie teploty v rebre
Dlhé, tenké rebro	$\theta = 0$	$\frac{\theta}{\theta_0} = e^{-mx}$
Rebro s adiabatickým koncom	$\frac{d\theta}{dx} = 0$	$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{\cosh m(l-x)}{\cosh ml}$

Tabuľka 7.4 Okrajové podmienky pre pravouhlý profil rebra a rozloženie teploty v ňom. Θ – Rozdiel teplôt medzi povrchom rebra a teplotou okolia; Θ_0 – Rozdiel teplôt vo vzdialenosti 0; l – výška rebra; m – parameter rebra [6].

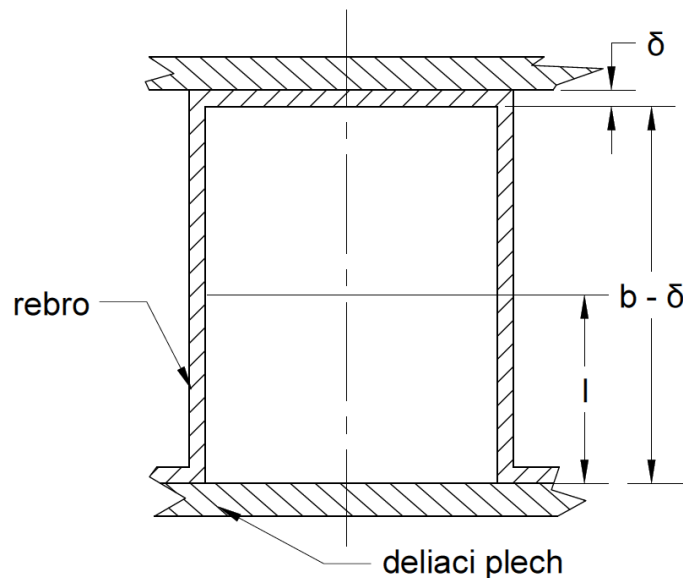
V počítanom výmenníku má rebro adiabatický koniec. Pre taký typ rebra platia na základe Tabuľka 7.4 pre výpočet účinnosti nasledujúce vzťahy. Účinnosť rebra a skutočný tepelný tok

$$\eta_f = \frac{\tanh ml}{ml} \quad (7.25)$$

$$q_0 = \eta_f h A_f (T_0 - T_\infty) \quad (7.26)$$

V prípade, že sa jedná o odsadený typ doskového kompaktného tepelného výmenníka, rebro má dĺžku odsadenia rebrového pásu l_s a taktiež výška rebra je len polovica výšky celého rebra resp. keďže rebro je uložené medzi dvoma plechmi, tepelný tok prichádza/odchádza do/z oboch základní rebier. To znamená, že v ideálnom prípade (dokonalý tvar, konštantná hrúbka rebra aj deliaceho plechu δ) v strede výšky rebra nebude dochádzať k žiadnemu tepelnému toku, pretože v tomto mieste sa bude teplota z oboch strán základní rovnať. Preto sa pri danom type výmenníka používa vzorec (7.25) [6]. Výška rebra l sa teda vypočíta podľa vzťahu

$$l = \frac{b - \delta}{2} \approx \frac{b}{2} \quad (7.27)$$



Obrázok 7.7 Zobrazuje geometrické parametre potrebné na výpočet účinnosti rebra. Výška rebra l je zhruba polovicou celkovej vzdialenosti medzi deliacimi plechmi.

Vzorec na výpočet parametra rebra m , ktorý je upravený pre danú geometriu rebra [6]

$$m = \left(\frac{2h}{\lambda_f \delta} \left[1 + \frac{\delta}{l_s} \right] \right)^{1/2} \quad (7.28)$$

Parameter rebra je nutné spočítať pre obe strany – odpadný vzduch aj čerstvý vzduch. Teraz je možné z rovnice (7.25) určiť účinnosť rebra. Povrch výmenníka však netvorí iba rebro. Je tvorený primárnym a sekundárnym povrchom. Je preto nutné vypočítať celkovú účinnosť povrchu η_0 , z ktorej je možné ďalej vypočítať NTU . Celková účinnosť povrchu [6]

$$\eta_0 = 1 - \frac{A_f}{A_a} (1 - \eta_f) \quad (7.29)$$

7.6 Tepelné odpory, súčiniteľ prestupu tepla a NTU

Po určení a vypočítaní geometrických rozmerov a účinnosti rebier a povrchu tepelného výmenníka je možné presunúť sa k výpočtom termodynamických parametrov. Treba však

pripomenúť, že spôsob výpočtu výmenníka je iteračný a preto niektoré z vyššie uvedených veličín môžu byť vypočítané iba tak, že sa zatiaľ nepočítaná veličina zvolí. Druhý spôsob, ktorý použil autor práce je ten, že zatiaľ je táto hodnota neznáma, avšak rovnica je už zapracovaná v zošite Excel a optimalizačným algoritmom bude dopočítaná neskôr.

Výpočet tepelných odporov je podľa rovnice (6.13). Najskôr je potrebné vypočítať tepelné odpory pri konvekčnom prúdení na oboch stranách – odpadného aj čerstvého vzduchu. Vypočítajú sa podľa nasledovného vzorca [6]

$$R = \frac{1}{\eta_0 h A} \left[\frac{K}{W} \right] \quad (7.30)$$

V danom vzorci plocha A predstavuje celkovú plochu, cez ktorú prúdi konkrétne médium ale nie celú teplozmennú plochu výmenníka. Rovnako je nutné vypočítať ešte súčiniteľ prestupu tepla [6]

$$h = (j G c_p Pr)^{-2/3} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (7.31)$$

Prestup tepla vychádza z *Newtonovho ochladzovacieho zákona*, ktorého matematické znenie pre vnútorné prúdenie (tepelný výmenník) [6]

$$q'' = h(T_w - T_m) \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (7.32)$$

Vo vzorci q'' predstavuje teplo, ktoré prejde plochou $1m^2$ a teplotný rozdiel $(T_w - T_m)$ rozdiel medzi stenou výmenníka a teplotou média. Z toho vyplýva, že prestup tepla je teplo, ktoré prejde jednotkou plochy pri zmene teploty o jeden Kelvin. Súčiniteľ prestupu tepla je závislý od mnohých veličín, ktoré závisia na danom type prúdenia výmenníkom [6]. Pri lineárnych problémoch sa vo výpočte považuje za konštantu tak, ako aj v tomto prípade. Ďalej je nutné brať na zreteľ, že súčiniteľ prestupu tepla h je parameter média a teplozmennej plochy, nie len média.

Ďalší tepelný odpor je spôsobený samotným materiálom tepelného výmenníka, ktorý je závislý len od jeho fyzikálnych vlastností a geometrie. Tento tepelný odpor steny sa spočíta podľa vzorca [6]

$$R_w = \frac{\delta_w}{\lambda_w A_w} \quad (7.33)$$

Teraz je už možné spočítať počet prenesených jednotiek NTU . Spočíta sa podľa rovnice (6.11) s dosadením rovníc (7.30) a (7.33). Výsledný tvar teda bude nasledovný

$$NTU = \frac{1}{C_{min}} \cdot \frac{1}{\frac{1}{(\eta_0 h)_a} + \frac{\delta_w}{\lambda_w A_w} + \frac{1}{(\eta_0 h)_b}} \quad (7.34)$$

Ďalej je možné dopočítať efektívnosť z vypočítaného NTU podľa vzorca (6.16). Z efektívnosti je následne možné dopočítať skutočné hodnoty výstupných teplôt odpadného a čerstvého vzduchu. Skutočná teplota vzduchu chladeného – odpadného je

$$T_{a2,skut} = T_{a1} - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_a} (T_{a1} - T_{b1}) \quad [^{\circ}C] \quad (7.35)$$

a teplota na výstupe ohrievaného čerstvého vzduchu

$$T_{b2,skut} = T_{b1} - \varepsilon \frac{C_{min}}{C_a} (T_{a1} - T_{b1}) \quad [^{\circ}C] \quad (7.36)$$

Rovnako je potrebné vypočítať skutočné teplo, ktoré je odvedené z chladeného, odpadného vzduchu

$$q_{skut} = \varepsilon C_{min} (T_{a1} - T_{b1}) \quad [W] \quad (7.37)$$

Súčasťou matematického modelu je aj výpočet tlakových strát. Vzhľadom k tomu, že ide o rozsiahlejšiu problematiku, ktorá je v tejto práci rozoberaná samostatne, rovnice pre výpočet tlakových strát sú uvedené v nasledujúcej kapitole *Tlakové straty tepelného výmenníka*. Pre úplnosť je však uvedený vzorec na výpočet tlakových strát použitý v tejto práci.

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2\rho D_h} = \frac{2fLG^2}{\rho D_h} \quad (7.38)$$

8 Tlakové straty v tepelnom výmenníku

Médium prechádza tepelným výmenníkom vďaka energii, ktorú mu dodáva v prípade kvapaliny čerpadlo, v prípade plynu ventilátor. Energia, ktorú musí toto zariadenie dodať, je úmerná tlakovým stratám. Tie závisia od trenia tekutiny a ďalších strát počas prúdenia cez kanály výmenníka. Tlakové straty sú veľmi dôležitou veličinou pri návrhu výmenníka, pretože ovplyvňujú prevádzku, veľkosť, mechanické vlastnosti a tiež ekonomiku výmenníka [6].

8.1 Hlavné príčiny vzniku tlakových strát

Tlakové straty v systéme vznikajú v mieste jadra tepelného výmenníka. Ide o časť tepelného výmenníka, v ktorej dochádza k výmene tepla. Avšak okrem toho vznikajú aj v ďalších častiach ventilačného systému, napríklad vo vstupných a výstupných hrdlách a rozvádzačoch tepelných výmenníkov, v potrubí ventilácie a podobne. Väčšinou je požiadavka tlakové straty v jadre výmenníka mať maximálne a naopak v ostatných miestach minimálne. Tlakové straty sa skladajú všeobecne z nasledujúcich javov [6]:

- Straty trením pri prúdení média okolo povrchu tepelného výmenníka (straty v medznej vrstve, straty odporom).
- Hybnosťou tekutiny (zmena hustoty počas prúdenia v jadre výmenníka).
- Tlaková strata spôsobená náhlym stlačením a rozťahnutím na vstupe a výstupe tepelného výmenníka.
- Gravitačný efekt vznikajúci rozdielnou výškou medzi vstupom a výstupom. Tieto straty je možné pri plynoch zanedbať.

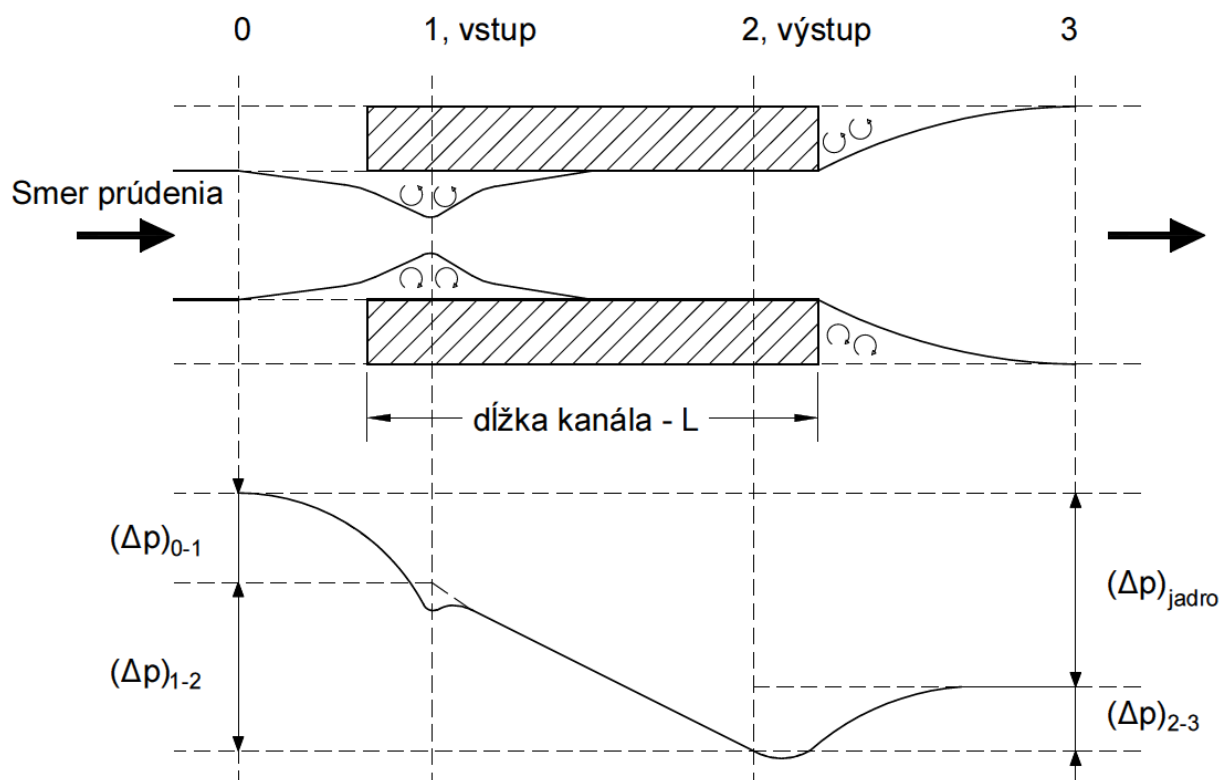
8.2 Predpoklady pre výpočet tlakových strát

Pri výpočte a analýze tlakových strát je nutné dodržať určité hlavné predpoklady [6]:

- Časová nezávislosť vlastností plynu, konštantné a izotermné prúdenie.
- pokiaľ sa jedná o potenciálové vektorové pole, kde platí $\overline{rot} = 0$ (nevírivé pole) Bernoulliho rovnica sa vzťahuje iba na prúdnicu.
- Disipácia mechanickej energie prúdu je nulová
- Súčiniteľ trenia je považovaný za konštantný v celom kanáli tepelného výmenníka

8.3 Tlakové straty tepelného výmenníka s rozšíreným povrchom

Prúd plynu, ktorý prichádza do jadra tepelného výmenníka je predpokladaný ako rovnomerný. Pri tom, ako vchádza plyn do kanálov dochádza k stlačeniu, keďže prietokový prierez kanálu sa v jadre výmenníka mení, ďalej kvôli zmene teploty médií v jadre dochádza aj k zmene hustoty a strednej teploty plynu prúdiaceho kanálom. Znamená to, že plyn je vo výmenníku buď urýchľovaný alebo spomaľovaný podľa toho, či sa zohrieva alebo ochladzuje.



Obrázok 8.1 Podiel tlakových strát pri prechode média jedným z kanálov tepelného výmenníka [6].

Úseky, v ktorých vznikajú tlakové straty sú uvedené vo všeobecnej schéme na obrázku. Tlakové straty sa vždy vzťahujú len ku konkrétnemu médiu. Z obrázka vyplýva nasledovný vzťah

$$\Delta p = \Delta p_{0-1} + \Delta p_{1-2} + \Delta p_{2-3} \quad (8.1)$$

Tieto úseky predstavujú v smere prúdu oblasť pred výmenníkom, vstup do kanála, oblasť jadra a oblasť za výmenníkom. Straty v Δp_{0-1} vznikajú vplyvom náhleho stlačenia média, Δp_{1-2} sú straty spôsobené v jadre a vo väčšine prípadov tvoria najväčší podiel na stratách [6]. Straty Δp_{2-3} predstavujú straty na výstupe a sú spôsobené zvýšením tlaku [6].

Celkové tlakové straty tepelného výmenníka sú vyjadrené nasledujúcim vzorcom [6],

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c\rho_i} \left[1 - \sigma^2 + K_c + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho_m} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right] \quad (8.2)$$

kde r_h predstavuje hydraulický polomer, K_c a K_e sú bezrozmerné stratové súčinitele stlačenia a expanzie a g_c je konštanta proporcionality z Newtonovho pohybového zákona [6]. Vzhľadom k tomu, že straty spôsobené v jadre dosahujú na celkovom podiele strát výmenníka cez 98% a pre zjednodušenie výpočtu sa straty na vstupe a výstupe zanedbávajú [6]. V prípade, počítania strát na vstupe a výstupe výmenníka je nutné zistiť stratové súčinitele K_c a K_e .

Rovnicu v zjednodušenom tvare dostaneme zanedbaním členov v zátvorke rovnice (8.2)

$$\Delta p = \frac{G^2}{2g_c\rho_i} \left[1 - \sigma^2 + K_e + 2 \left(\frac{\rho_i}{\rho_0} - 1 \right) + f \frac{L}{r_h} \rho_i \left(\frac{1}{\rho_m} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{\rho_i}{\rho_0} \right]$$

Čím dôjde k zjednodušenému tvaru

$$\Delta p = \frac{4fLG^2}{2\rho D_h} = \frac{2fLG^2}{\rho D_h} \quad (8.3)$$

Tento tvar je použitý v matematickom modeli výmenníka *HE2* na výpočet tlakových strát oboch médií.

9 Výpočet tepelného výmenníka HE2 v programe Excel

Všetky vyššie uvedené rovnice sú potrebné pre výsledný výkon, tvar a celkový dizajn tepelného výmenníka. Táto kapitola sa bude detailne venovať spôsobu výpočtu tepelného výmenníka v programe Excel.

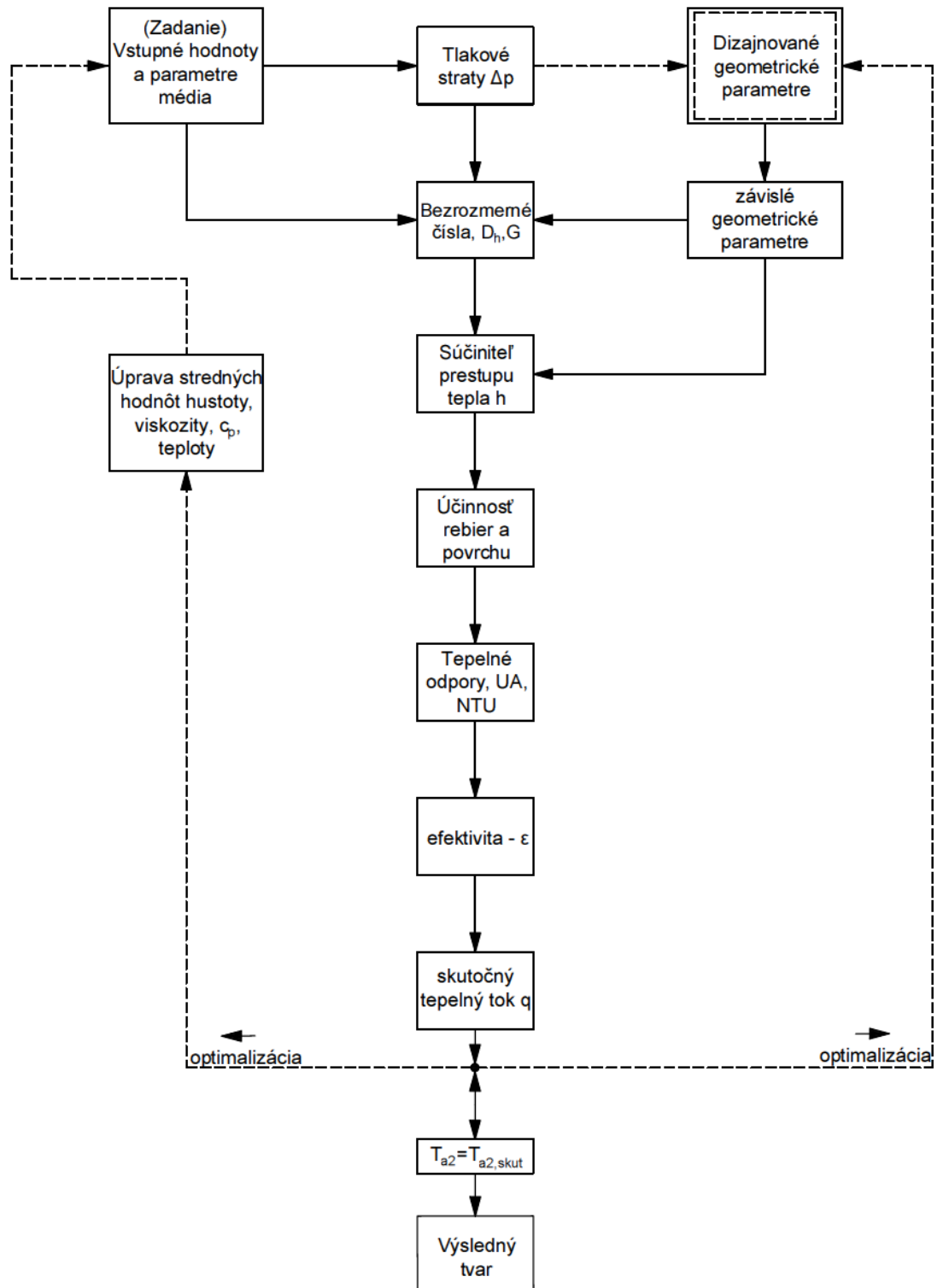
9.1 Výpočet hodnôt veličín a geometrických rozmerov výmenníka a proces výpočtu

Nakoľko postup výpočtu tepelného výmenníka je relatívne zložitý iteračný proces kvôli veľkému počtu závislých neznámych, pri jeho návrhu bol použitý postup, ktorý je schématicky uvedený na Obrázok 9.1. Po zapísaní rovníc z predchádzajúcich kapitol do zošita programu Excel bol spustený evolučný algoritmus, ktorého nastavenie bolo nasledovné

Evolučný algoritmus a jeho nastavenie					
Cieľ	$T_{a2,skut} = T_{a2}$				
Hodnota	$T_{a2} = 49^{\circ}\text{C}$				
Dizajnované geometrické parametre a obmedzenia pri optimalizácii	<i>Parameter</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Spodná hranica</i>	<i>Horná hranica</i>	<i>Ďalšie</i>
	L_a	[m]	0,8	1,3	-
	L_b	[m]	0,8	1,3	-
	$n_{f,a}$	[-]	30	200	Celé číslo
	$n_{f,b}$	[-]	30	200	Celé číslo
	$N_{p,b}$	[-]	30	45	Celé číslo
	$b_{1,a}$	[m]	0,04	0,07	-
	$b_{1,b}$	[m]	0,03	0,07	-
	$l_{s,a}$	[m]	0,05	0,1	-
	$l_{s,b}$	[m]	0,05	0,1	-
	Δp_a	[Pa]	0	2000	-
	Δp_b	[Pa]	0	1500	-
Presnosť obmedzení	0,000001				
Celočíselná optimálnosť	1%				

Tabuľka 9.1 Nastavenie evolučného algoritmu pred optimalizáciou.

Po spustení algoritmu prebehne výpočet, s výslednými hodnotami. Proces podľa schémy uvedenej na Obrázok 9.1 vyžaduje kontrolu dodržania zvolených podmienok a to najmä veľkosti tlakových strát a výslednej skutočnej teploty $T_{a2,skut}$. Nakoľko dôjde k určitej zmene výsledných teplôt je tiež potrebné skontrolovať a zmeniť stredné hodnoty potrebné k výpočtu. Znamená to, že časť vstupných hodnôt sa mení a tým sa výsledok výpočtu spresňuje. Stredné hodnoty je nutné do tabuľky vstupných parametrov prepisovať ručne, ich výpočet je však zaväzbený k výsledkom algoritmu, ktoré sa nachádzajú v samostatnej tabuľke.



Obrázok 9.1 Základná schéma výpočtu. Zo všetkých uvedených polí je v kompetencii priamo meniť iba pole dizajnované geometrické parametre. Postup výpočtu je v smere šípok s plnou čiarou. Po ukončení výpočtu je potrebné zmeniť stredné hodnoty a počas optimalizačného výpočtu sú kontrolované tlakové straty, ktorých výška nesmie prekročiť maximálnu hodnotu. Výsledný geometrický tvar výmenníka je hotový až vtedy, ak je splnená podmienka rovnosti výstupných teplôt na strane odpadného vzduchu – teplota zadaná a teplota skutočná.

9.1.1 Hustota, dynamická viskozita a tepelná kapacita ako funkcia teploty

Optimalizácia je zameraná na dosiahnutie výstupnej teploty odpadného vzduchu podľa zadania. To však znamená, že stredné hodnoty jednotlivých veličín sa menia, pretože sú závislé od vstupnej aj výstupnej teploty – stredné teploty sú aritmetické priemery hodnôt.

Z rovníc (2.3) a (2.4) je možné odvodiť vzťah pre množstvo vody v celkovom hmotnostnom objeme vzduchu prúdiaceho výmenníkom

$$\dot{m}_w = \dot{m} - \dot{m}_v \quad (9.1)$$

Z rovnice pre výpočet tepelnej kapacity vlhkého vzduchu (2.6) vyplýva, že tepelná kapacita je závislá aj od množstva vody \dot{m}_w . Zložka entalpie suchého vzduchu sa považuje v tejto práci za konštantnú.

Hustotu suchého vzduchu je možné vypočítať zo stavovej rovnice pre ideálne plyny a Daltonovho zákona. Podrobne sa odvodeniu vzťahu pre výpočet venuje táto práca v podkapitole 2.3 *Hustota vlhkého vzduchu*.

Poslednou veličinou, ktorú je nutnú spočítať je dynamická viskozita. Na výpočet jej hodnoty je použitá mocninová funkcia, ktorá platí pre suchý vzduch, ale pre zjednodušenie je napriek tomu použitý vzťah [9]

$$\mu = BT_m^n \quad (9.2)$$

$$B = 4,093 \times 10^{-7} \quad n = \frac{2}{3}$$

kde T je stredná termodynamická teplota média a B a n sú konštanty.

9.2 Výsledky optimalizácie

V nasledujúcej podkapitole je prezentovaný geometrický dizajn a termodynamické výkony počítaného tepelného výmenníka. V tabuľkách sú zobrazené hodnoty, na základe ktorých ďalej bude prebiehať konštrukčný návrh – dĺžka prietochných častí oboch médií, výška tepelného výmenníka, počet rebier na strane odpadného aj čerstvého vzduchu a ďalšie. Ďalej sú uvedené termodynamické hodnoty charakterizujúce termodynamickú kvalitu tepelného výmenníka, efektivitu a teploty na výstupe z výmenníka. Dôležitým údajom zobrazeným v *Tabuľka 9.3* Termodynamické veličiny tepelného výmenníka HE2; vpravo dole je zobrazená odchýlka požadovanej hodnoty výstupnej teploty T_{a2} od skutočnej – vypočítanej. je odchýlka hodnoty požadovanej výstupnej teploty odpadného vzduchu T_{a2} od skutočnej (vypočítanej) hodnoty $T_{a2,skut}$ vyjadrená v percentuálnom pomere. Ďalej sú uvedené hodnoty bezrozmerných čísel, hydraulický priemerov, tepelných kapacít a účinností rebier a povrchu.

Rozmer	Hodnota	Jednotka	Rozmer	Hodnota	Jednotka
L_a	1,050931	[m]	$b_{1,a}$	45	[mm]
L_b	1,079233	[m]	$b_{1,b}$	35	[mm]
$n_{f,a}$	50	[-]	$l_{s,a}$	84,917	[mm]
$n_{f,b}$	30	[-]	$l_{s,b}$	60,715	[mm]
$N_{p,b}$	41	[-]	L_3	3,2678	[m]

Tabuľka 9.2 Základné rozmery tepelného výmenníka po optimalizácii.

Ďalšou sériou hodnôt sú skutočné termodynamické parametre tepelného výmenníka

Veličina	Hodnota	Jednotka	Veličina	Hodnota	Jednotka
h_a	96,4815	$[Wm^{-2}K^{-1}]$	NTU	0,27772	[-]
h_b	88,7336	$[Wm^{-2}K^{-1}]$	ε	0,21564	[-]
R_a	5,1E-05	$[KW^{-1}]$	$T_{a,2}$	48,9981	$[^{\circ}C]$
R_w	1,9E-08	$[KW^{-1}]$	$T_{b,2}$	29,0019	$[^{\circ}C]$
R_b	6,9E-05	$[KW^{-1}]$	$\eta_{\text{výmenník}}$	66,281	[%]
$1/UA$	0,00012	$[KW^{-1}]$	$T_{a,2}/T_{a,2skut}$	-0,00392	[%]
Δp_a	1460,68	$[Pa]$	Δp_b	1306,95	$[Pa]$

Tabuľka 9.3 Termodynamické veličiny tepelného výmenníka HE2; vpravo dole je zobrazená odchýlka požadovanej hodnoty výstupnej teploty T_{a2} od skutočnej – vypočítanej.

Prehľadová tabuľka bezrozmerných čísel, hydraulických priemerov a hmotnostných prietokov.

Parameter	Čerstvý vzduch – a		Čerstvý vzduch – b	
	Hodnota	Jednotka	Hodnota	Jednotka
Dh_{cell}	28,964	$[mm]$	33,475	$[m]$
Re	30307,71	[-]	37130,457	[-]
f	0,050125	[-]	0,0637736	[-]
j	0,003384	[-]	0,0034757	[-]
G	20,206	$[kg s^{-1}m^{-2}]$	19,596	$[kg s^{-1}m^{-2}]$
Pr	0,749	[-]	0,696	[-]

Tabuľka 9.4 Prehľad bezrozmerných čísel a ďalších údajov.

Nasledujúca tabuľka uvádza vypočítané hodnoty účinností povrchu, účinností rebier na oboch stranách výmenníka, výkon výmenníka a jeho účinnosť

Parameter	Čerstvý vzduch – a		Čerstvý vzduch – b	
	Hodnota	Jednotka	Hodnota	Jednotka
η_f	0,5571	[-]	0,6804	[-]
η_o	0,7074	[-]	0,8460	[-]
Výkon	181,011	kW	119,977	kW

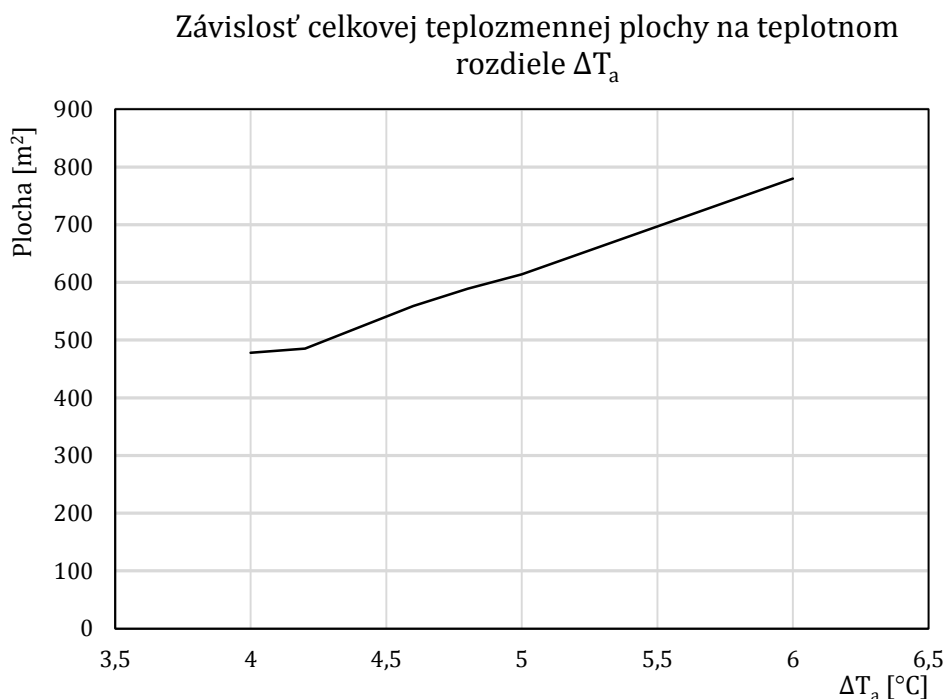
Tabuľka 9.5 Hodnoty účinností povrchu rebier, celkového povrchu výmenníka a výkonov na oboch stranách výmenníka.

V tejto kapitole bol uvedený základný prehľad hodnôt, z ktorých ďalej vychádza konštrukčný návrh. Kompletný zoznam hodnôt geometrických parametrov veličín a bezrozmerných čísel vypočítaných a využitých pre návrh výmenníka je uvedený v prílohe.

V poslednej tabuľke v kapitole sú zobrazené konečné hodnoty fyzikálnych a termodynamických parametrov na vstupnej a výstupnej časti výmenníka oboch médií.

Parametre médií na vstupe a výstupe po ukončení optimalizácie					
Veličina	Jednotka	a_1	a_2	b_1	b_2
\dot{m}	[kg/s]	38,85	38,85	29,3	29,3
t	[°C]	53	48,99807961	25	29,00192039
x	[kg _{H2O} /kg _{sv}]	0,093	0,082	0,01	0,01
\dot{m}_v	[kg/s]	35,54437328	35,90573013	29,00990099	29,00990099
\dot{m}_w	[kg/s]	3,305626715	2,944269871	0,29009901	0,29009901
c_p	[J/kg.K]	1,17426	1,15424	1,0232	1,0232
p	[Pa]	93000	91539,32	101325	100018,05

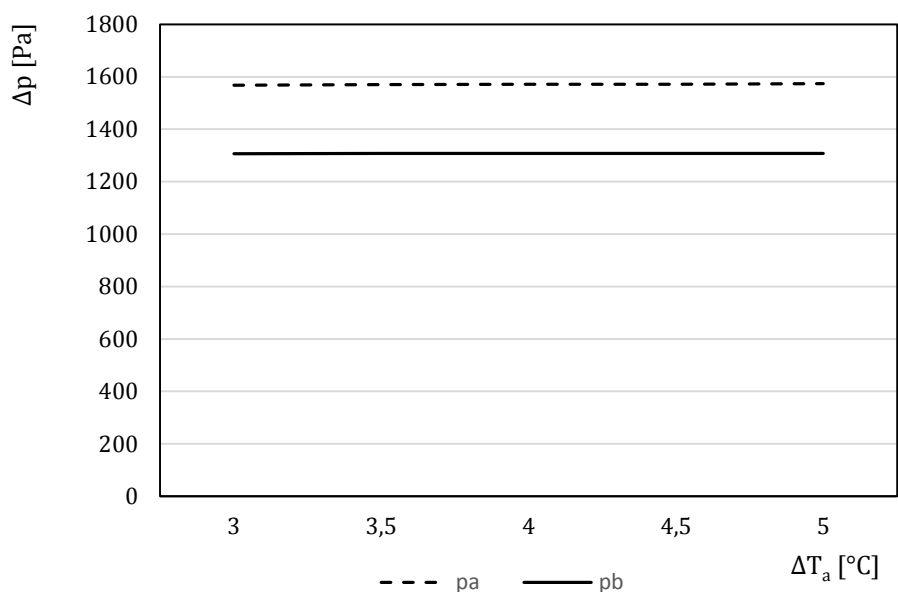
Tabuľka 9.6 Hodnoty vstupných/výstupných po optimalizačnom výpočte.



Graf 9.1 Závislosť celkovej teplozmennej plochy (primárnej aj sekundárnej) od teplotného rozdielu medzi vstupnou a výstupnou teplotou odpadného vzduchu.

Z grafu vyplýva, že nárast teplozmennej plochy vo výmenníku pomerne strmo rastie s teplotným rozdielom vstupného a výstupného odpadného vzduchu. Tento priebeh by platil pokiaľ by bolo cieľom vychladiť odpadný vzduch vždy na 43°C čiže narastala by teplota na vstupe. Ak by došlo k nárastu teploty o 2°C na vstupe, na vychladenie vzduchu by bola potrebná celková plocha takmer 2x vyššia. Vyplýva z toho, že veľkosť výmenníka navrhovaného v tejto práci je prísne optimalizovaná na vstupné hodnoty. Pokiaľ by došlo k zvýšeniu vstupnej teploty T_{a1} , nedôjde k maximálnemu využitiu odpadného vzduchu na predhrev čerstvého. Na druhú stranu veľkosť výmenníka výrazne ovplyvňuje cenu tepelného výmenníka. Preto je nutné zvážiť, na koľko je technológia schopná dodržať parametre odpadného vzduchu odsávaného zo sušiacей časti linky.

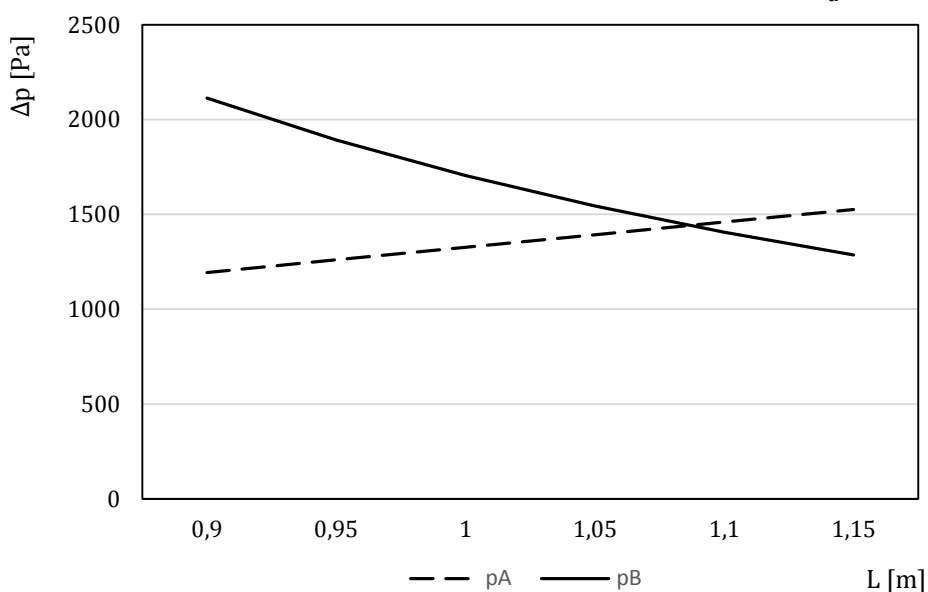
Závislosť tlakových strát od zmeny teplotného rozdielu ΔT_a



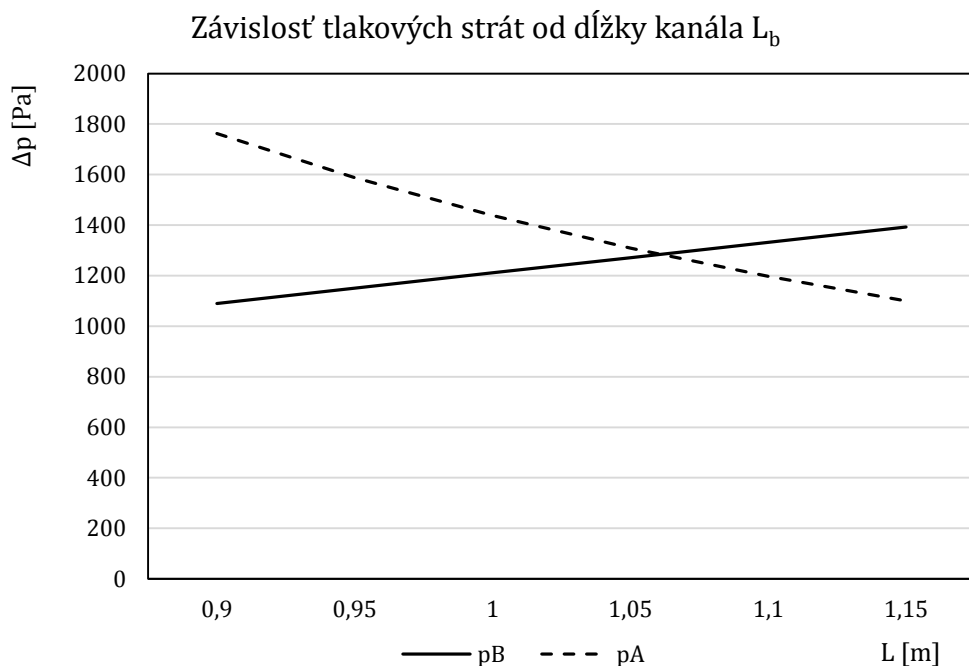
Graf 9.2 Závislosť tlakových strát od zmeny teplotného rozdielu odpadného teplotného vzduchu na vstupe a na výstupe.

Pri zmene teplotného rozdielu na vstupe a výstupe odpadného vzduchu dochádza aj k zmene hustoty plynu. Zmena je však priveľmi nízka, na príslušnom intervale dochádza k zanedbateľným zmenám. Stredná teplota pozitívne ani negatívne neovplyvňuje tlakovú stratu. Podobný priebeh sa dá predpokladať aj na strane čerstvého vzduchu.

Závislosť tlakových strát od dĺžky kanála L_a



Graf 9.3 Priebeh zmeny tlakových strát v závislosti od dĺžky prietochného kanála odpadného vzduchu.

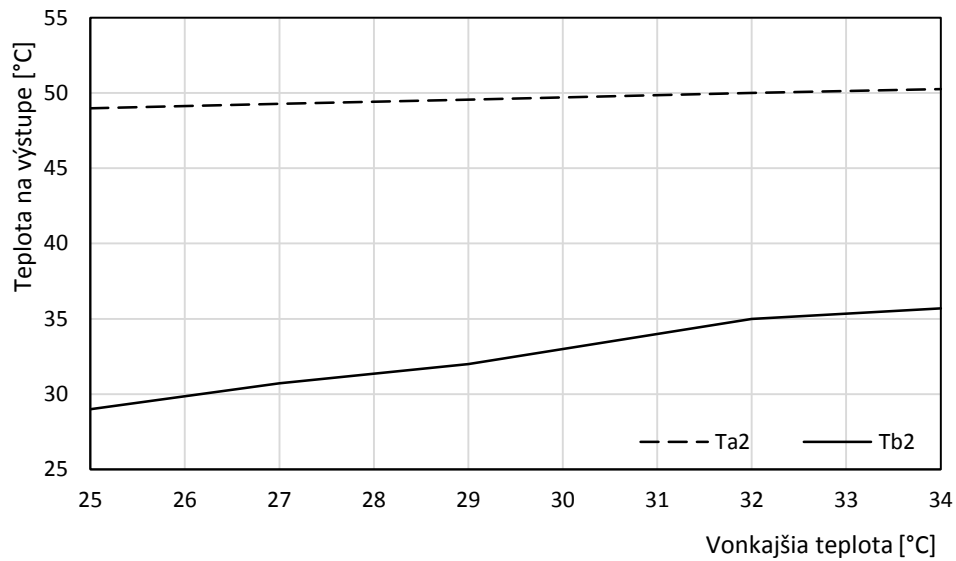


Graf 9.4 Priebeh tlakových strát v závislosti od dĺžky prietochného kanála čerstvého vzduchu.

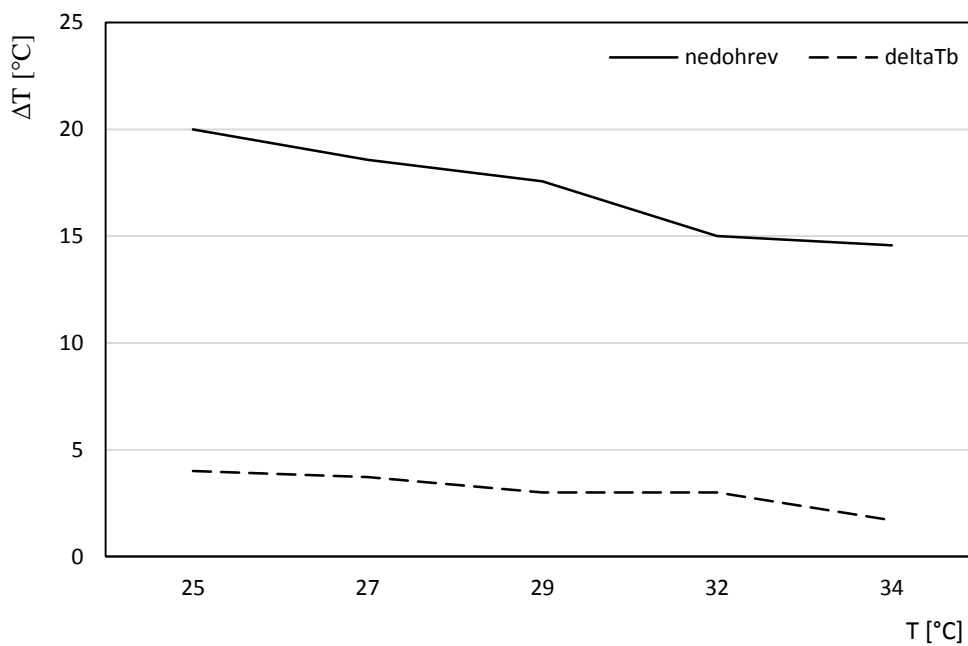
Vyššie uvedené grafy ilustrujú závislosť tlakových strát na oboch stranách od dĺžky prietochných kanálov. Vidieť, že zatiaľ čo s klesajúcou dĺžkou prietochného kanála klesá tlaková strata na strane príslušného média, na strane druhého média dochádza k opaku – k nárastu tlakových strát. Je to preto, pretože dĺžka kanála prvého média určuje šírku prietochnej plochy média druhého, čím dochádza k zúženiu danej prietochnej časti a zvýšeniu prietochnej rýchlosti. Priesečník oboch kriviek je bod, v ktorom sú tlakové straty na oboch stranách rovnaké. Neznamená to však, že sa jedná o optimálny bod, pretože tlakové straty majú rôzny limit na oboch stranách, a okrem dĺžky prietochných kanálov sú upravované aj ďalšie parametre.

Parameter	Hodnota	Jednotka	Parameter	Hodnota	Jednotka	Parameter	Hodnota	Jednotka
$p_{f,a}$	21,585	[mm]	β_a	140,10	[m ² /m ³]	h_a	44,85	[mm]
$p_{f,b}$	35,031	[mm]	β_b	118,47	[m ² /m ³]	h_b	34,85	[mm]
$n_{f,total,a}$	2000	[-]	A_{0a}	1,92	[m ²]	$A_{cell,a}$	0,0112	[m ²]
$n_{f,total,b}$	1230	[-]	A_{0b}	1,50	[m ²]	$A_{cell,b}$	0,0012	[m ²]
$n_{off,a}$	12	[-]	$A_{fr,a}$	3,53	[m ²]	L_3	3267,8	[mm]
$n_{off,b}$	17	[-]	$A_{fr,b}$	3,43	[m ²]	δ	0,15	[mm]
$A_{p,a}$	97,057	[m ²]	σ_a	0,545	[-]	δ_w	0,4	[mm]
$A_{p,b}$	99,95	[m ²]	σ_b	0,435	[-]	$N_{p,a}$	40	[-]
$A_{f,a}$	188,95	[m ²]	$A_{w,a}$	90,736	[m ²]	Merný povrch	129,193	[m ² /m ³]
$A_{f,b}$	92,87	[m ²]	$A_{w,b}$	93,004	[m ²]			
A_a	286,01	[m ²]	s_a	21,435	[mm]			
A_b	192,82	[m ²]	s_b	034,881	[mm]			

Tabuľka 9.7 Prehľad závislých geometrických parametrov.



Graf 9.5 Závislosť výstupných teplôt na teplote okolia T_{b1} . Relatívna vlhkosť vzduchu $\varphi = 50\%$.

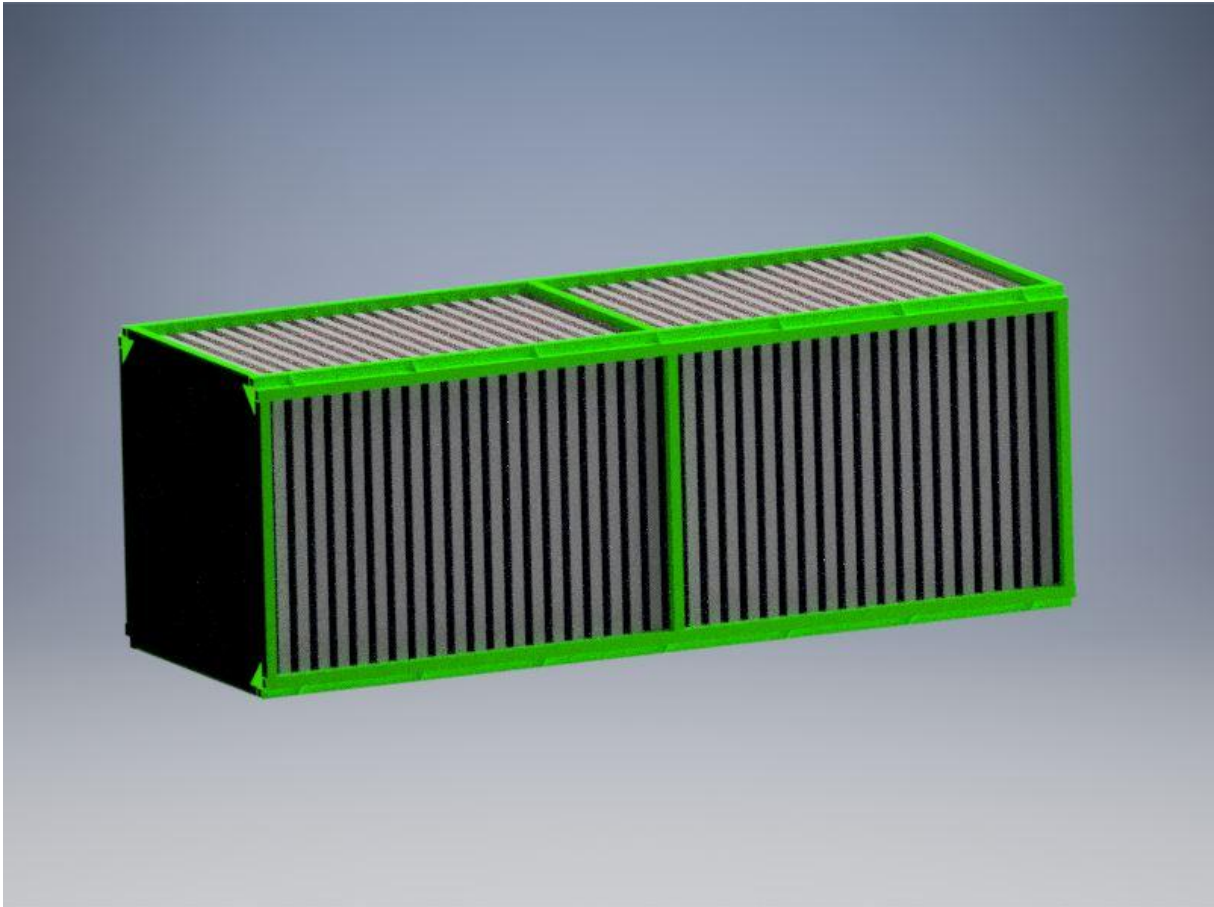


Graf 9.6 Závislosť medzi nedohrevom a zmenou teploty na vstupe a výstupe čerstvého vzduchu od teploty okolia

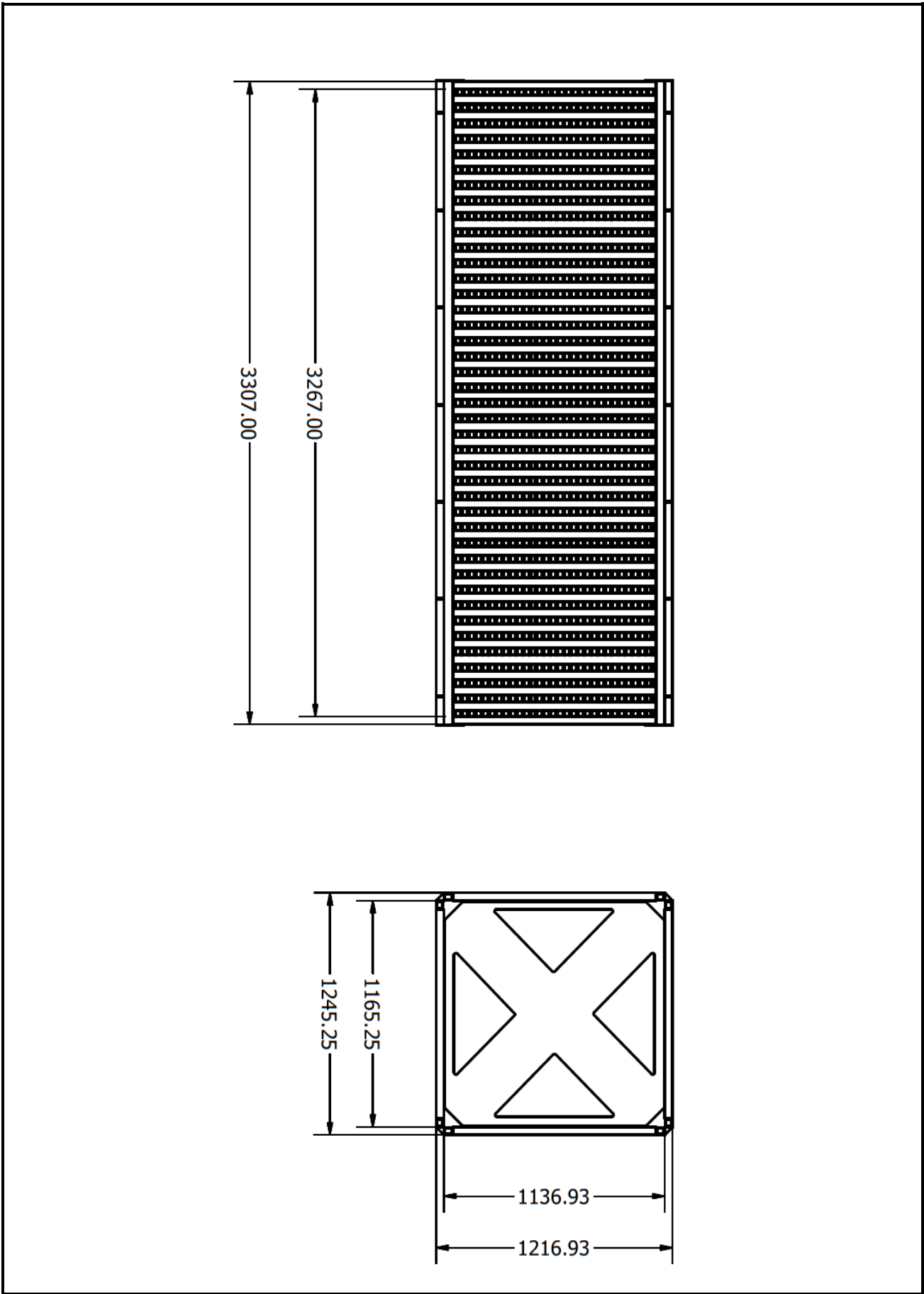
Vyššie uvedené grafy zobrazujú zmenu teplôt v závislosti od teploty vonkajšieho prostredia. Z grafov vyplýva, že s rastúcou teplotou, avšak konštantnou relatívnou vlhkosťou vzduchu dochádza k znižovaniu nedohrevu a zároveň k znižovaniu rozdielu medzi teplotou na vstupe a výstupe ohrievaného čerstvého vzduchu. K zmene dochádza jednak kvôli rozdielnej teplote ale tiež kvôli zvyšovaniu tepelnej kapacity prúdu pretože s rastúcou teplotou a konštantnou relatívnou vlhkosťou narastá merná vlhkosť, ktorá mernú tepelnú kapacitu zvyšuje.

9.3 Konštrukčný návrh tepelného výmenníka HE2

Konštrukčný návrh jadra vychádza z vypočítaných rozmerov. Okrem jadra je vytvorená základná rámová konštrukcia, na ktorú sa ďalej môže upínať potrubie a tiež plní ochrannú a spevňujúcu funkciu.



Obrázok 9.2 3D model navrhované doskového kompaktného výmenníka vytvorený cez CAD Inventor Professional 2016.



Obrázok 9.3 Výkres s kótovaním základných rozmerov tepelného výmenníka HE2

10 Záver

Práca sa zaoberá možnosťami regenerácie tepla a vody pri sušení papiera. Stručne popisuje spôsob výroby papiera a zoznamuje čitateľa s dôvodmi využívania daných technológií. Nakoľko papierenský priemysel patrí medzi najväčších spotrebiteľov energie je ekonomické a ekologické sa snažiť maximalizovať efektivitu využitia tepla. Ako vhodné zariadenie na využitie odpadového tepla sa javia rekuperačné výmenníky na predhrev vzduchu a zapojenie absorpčného tepelného čerpadla do systému. V prípade horšej dostupnosti vody je možné vychladzovaním vzduchu získavať cez 90% vody zo vzduchu, negatívom je dodávanie energie na jeho vychladzovanie.

V práci je riešený matematický model a výpočet konkrétneho zadania na rekuperačný výmenník typu vzduch-vzduch. Konceptcia bola zvolená ako doskový-kompaktný tepelný výmenník, geometria rebier je pravouhlá, s odsadením. Tento typ výmenníka bol vybraný na základe požiadaviek na rozmery a hmotnosť, ale tiež pre jeho vysokú účinnosť.

Geometrické a termodynamické parametre výmenníka sú v úzkom vzťahu a vzájomne sa ovplyvňujú, preto je potrebné úlohu optimalizovať na určitý stav. Vo výpočte sa neuvažuje fázová premena a uvažuje sa najnižšia výstupná teplota 49°C , rovnako počas výpočtu boli uvažované konštantné parametre odpadného vzduchu na vstupe. Metóda výpočtu je ε - NTU a práca popisu metódy venuje samostatnú kapitolu.

Matematický model bol vložený do programu Excel, v ktorom prebiehal výpočet podľa optimalizačného algoritmu. Ako optimalizačný nástroj bol použitý evolučný algoritmus doplnku *riešiteľ*. Vypočítané hodnoty boli využité na konštrukčný návrh výmenníka, obsahom práce je aj výkres so základnými rozmermi. Rozmery jadra – pracovnej časti výmenníka HE2 sú $1165,25 \times 1136,93 \times 3267\text{mm}$. V tabuľkách sú uvedené tiež všetky geometrické aj termodynamické parametre. Termodynamické charakteristiky tepelného výmenníka a ich závislosti od zmien geometrie sú zobrazené v grafoch. Vyplýva z nich, že pri zvyšovaní teploty okolia dochádza k znižovaniu teplotného rozdielu ohrievaného vzduchu, nakoľko pri raste teploty bola predpokladaná konštantná hodnota relatívnej vlhkosti vzduchu. To znamená nárast mernej vlhkosti a zvýšenie mernej kapacity média.

Ďalej je z grafov zistené, že so zmenou hodnoty dĺžky kanála média sa menia aj tlakové straty. Čím dlhší je kanál média a , tým vyššie sú v ňom dosahované tlakové straty avšak pre médium b dochádza k zníženiu tlakových strát. Daný rozmer totiž ovplyvňuje jednak dĺžku príslušného kanála, ale keďže sa jedná o usporiadanie v priečnom prúde, dochádza k zmene prietoku prierezu na strane druhého média. Proces optimalizácie bol náročnejší, pretože hmotnostné toky oboch médií neboli zhodné, a teda rozdiely v geometrii oboch kanálov sú pomerne veľké, pri oboch však bolo potrebné zabezpečiť čo najvyššiu efektivitu prenosu tepla a predovšetkým tlakové straty pod hraničnými hodnotami.

Zoznam použitých zdrojov

- [1] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [2] BAJPAI, Pratima. *Biotechnology for pulp and paper processing* [online]. New York: Springer, c2012 [cit. 2018-05-14]. ISBN 978-1-4614-1408-7.
- [3] AHSAN, Dr. Amimul. *Fundamentals of Paper Drying - Theory and Application from Industrial Perspective, Evaporation, Condensation and Heat transfer* [online]. 2011 [cit. 2018-05-14]. ISBN 978-953-307-583-9. Dostupné z: <https://www.intechopen.com/books/evaporation-condensation-and-heat-transfer/fundamentals-of-paper-drying-theory-and-application-from-industrial-perspective>
- [4] KEIL, Christian, Stefan PLURA, Michael RADSPIELER a Christian SCHWEIGLER. Application of customized absorption heat pumps for utilization of low-grade heat sources. *Applied Thermal Engineering*. Garching, Nemecko, 2008, **2008**(28), 2071.
- [5] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.
- [6] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken, NJ, 2003. ISBN 04-713-2171-0.
- [7] RAO, R.V. a V.K. PATEL. Thermodynamic optimization of cross flow plate-fin heat exchanger using a particle swarm optimization. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. Gujarat State, India, 2010, 1999, **2010**(49), 1712-17-21 [cit. 2018-05-14]. Dostupné z: www.elsevier.com/locate/ijtjits
- [8] Engineering ToolBox, (2004). *Density of Moist Humid Air*. [online] Available at: https://www.engineeringtoolbox.com/density-air-d_680.html [2018-5-10].
- [9] Power-Law Viscosity Law. *Http://jullio.pe.kr: 7.3.2 Viscosity as a Function of Temperature* [online]. Fluent, 2003 [cit. 2018-5-11]. Dostupné z: <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node294.htm>

Zoznam použitých symbolov a skratiek

A	celková plocha, celková teplozmenná plocha, [m ²]
A_o	plocha voľného prúdu na vstupe do tepelného výmenníka, [m ²]
$A_{o,cell}$	plocha voľného prúdu jednej bunky vytýčenej dvomi rebami, [m ²]
A_{cell}	celková plocha jednej bunky, [m ²]
A_f	plocha rebier [m ²]
A_{fr}	čelná plocha tepelného výmenníka na vstupe/výstupe, [m ²]
A_p	primárna teplozmenná plocha, [m ²]
A_w	plocha oddeľujúcich plechov, [m ²]
b	výška kanála, [m]
C	tepelná kapacita tekutiny [W.K ⁻¹]
C^*	pomer minimálnej a maximálnej tepelnej kapacity, bez jednotky
COP	chladiaci faktor, bez jednotky
c_p	merná tepelná kapacita, [J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
$D_{h,cell}$	hydraulický priemer bunky, [m]
f	trecí súčiniteľ, bez jednotky
G	merný hmotnostný prietok, [kg.s ⁻¹ .m ⁻²]
g_c	Newtonova konštanta, jej veľkosti rovná sa 1, bez jednotky
H	entalpia [J]
h	merná entalpia, [J.kg ⁻¹]; súčiniteľ prestupu tepla, [W.m ⁻² .K ⁻¹]
j	Colburnov súčiniteľ, bez jednotky
K_c, K_e	stratové súčinitele, bez jednotky
L	dĺžka kanála v tepelnom, [m]
l	výška rebra, [m]
l_{23}	merné výparné teplo vody, [J.kg ⁻¹]
l_s	dĺžka rebra – dĺžka odsadeného plechu, [m]
m	hmotnosť, [kg]; parameter rebra, bez jednotky
\dot{m}	hmotnostný tok, [kg.s ⁻¹]
n_f	účinnosť rebier, bez jednotky
$n_{f,total}$	celkový počet rebier, bez jednotky
n_{off}	počet odsadení, bez jednotky
N_p	počet poschodí kanálov, bez jednotky

NTU	počet prenesených jednotiek, bez jednotky
p	tlak, [Pa]
p''_p	tlak sýtych pár, [Pa]
p_f	rozteč rebier, [m]
p_p	parciálny tlak pary, [Pa]
Pr	Prandtlovo číslo
Q	teplo, [J]
q''	tepelný tok, [$W \cdot m^{-2}$]
q_o	skutočný tepelný tok, [$W \cdot m^{-2}$]
q_{max}	maximálny teoretický možný tepelný tok, [$W \cdot m^{-2}$]
r	špecifická plynová konštanta, [$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$]
R	univerzálna plynová konštanta, [$J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}$]; tepelný odpor, [$K \cdot W^{-1}$]
Re	Reynoldsovo číslo
s	vzdialenosť medzi rebrami [m]
t, T	teplota, termodynamická teplota, [$^{\circ}C$] [K]
T_{∞}	teplota v dostatočnej vzdialenosti od povrchu, [$^{\circ}C$] [K]
T_m	stredná teplota, [$^{\circ}C$] [K]
T_{skut}	vypočítaná teplota, [$^{\circ}C$] [K]
T_w	teplota steny, [$^{\circ}C$] [K]
U	súčiniteľ prechodu (prostupu) tepla, [WK^{-1}]
V	objem, [m^3]
W	práca, [J]
x	merná vlhkosť vzduchu, [kg/kg]
β	hustota rozšíreného povrchu, [$m^2 \cdot m^{-3}$]
δ	hrúbka plechu rebier, [m]
Δp	tlakové straty, [Pa]
ΔT_{max}	maximálny teplotný rozdiel, [$^{\circ}C$] [K]
δ_w	hrúbka oddeľujúceho plechu, steny, [m]
ε	efektívnosť tepelného výmenníka, bez jednotky
η_o	celková účinnosť povrchu výmenníka, bez jednotky
η_f	termodynamická účinnosť rebier, bez jednotky
θ	rozdiel teplôt, [$^{\circ}C$] [K]
λ	tepelná vodivosť, [$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$]

μ	dynamická viskozita, [Pa.s ⁻¹]
ρ	hustota, [m ³]
σ	pomer plochy voľného prúdu k celkovej ploche na vstupe výmenníka, bez jednotky
φ	relatívna vlhkosť vzduchu, bez jednotky

Indexy

<i>1</i>	stav na vstupe
<i>2</i>	stav na výstupe
<i>a</i>	strana odpadného vzduchu
<i>b</i>	strana čerstvého vzduchu
<i>c</i>	studené médium
<i>h</i>	horúce médium
<i>in</i>	vstup
<i>k</i>	kvapalné skupenstvo
<i>out</i>	výstup
<i>p</i>	pevné skupenstvo
<i>w</i>	tekuté skupenstvo; stena
