VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV
ENERGY INSTITUTE

TEPELNĚ-HYDRAULICKÝ VÝPOČET VÝMĚNÍKU TEPLA
THERMAL-HYDRAULIC CALCULATION OF HEAT EXCHANGER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Vít Zemach

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. Pavel Milčák

BRNO 2019

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	**Vít Zemach**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Energetika, procesy a životní prostředí
Vedoucí práce:	**Ing. Pavel Milčák**
Akademický rok:	2018/19

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

Tepelně–hydraulický výpočet výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla slouží k přenosu teplené energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o rekuperační výměník tepla, u kterého dochází k ochlazení procesních plynů chladicí vodou.

Cíle bakalářské práce:

- popis výměníků tepla
- koncepční analýza řešeného výměníku
- tepelný výpočet výměníku
- hydraulický výpočet výměníku

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.

ŠORIN, Serafim Nikolajevič, Radko HEJZLAR a Rudolf MATHON. Sdílení tepla. Praha : Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury ; Nakladatelství ALFA, 1968, 398 s. : il., tabulky, grafy.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. : obr., tabulky, grafy. ISBN 80-214-0363-2.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D. ředitel ústavu	doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D. děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá tepelně-hydraulickým výpočtem výměníku tepla. V první části práce jsou popsány základní druhy tepelných výměníků s ohledem na jejich konstrukci a využití. V druhé části práce je uveden kompletní tepelný výpočet navrhovaného tepelného výměníku spaliny-voda. Tento výměník je jednochodý se svazkem trubek v plášti. Poslední částí práce je hydraulický výpočet tlakových ztrát. Všechny výpočty jsou provedeny v programu EES.

Klíčová slova

Tepelný výměník, svazek trubek v plášti, média spaliny-voda, přenos tepla, tlaková ztráta, tepelný výkon

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with thermal-hydraulic calculation of heat exchanger. The first part describes the basic types of heat exchangers considering their construction and utilization. In the second part of the thesis, a complete thermal calculation of the designed heat exchanger is presented. This exchanger is shell and tube heat exchanger with straight tubes. The last part of the thesis is hydraulic calculation of pressure losses. All calculations are made in the EES program.

Key words

Heat exchanger, shell and tube, flue gas-water medium, pressure losses, heat transfer, heat performance

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZEMACH, Vít. *Tepelně-hydraulický výpočet výměníku tepla* [online]. Brno, 2019 [cit. 2019-05-24]. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116955. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Tepelně-hydraulický výpočet výměníku tepla vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

..... _____

Datum *Jméno a příjmení*

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Milčákovi za užitečné rady a připomínky, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD 11
1 Tepelné výměníky 12
1.1 Dělení tepelných výměníků [1] 12
1.1.1 Podle pracovního pochodu 12
1.1.2 Podle účelu a použití 12
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla 12
1.1.4 Podle smyslu proudění teplonosných látek 13
1.1.5 Podle konstrukčního řešení výměníku 13
1.2 Kritéria pro výběr správného typu výměníku 13
1.2.1 Požadavky na výměník 13
1.2.2 Požadavky na teplonosná média 13
1.3 Trubkové výměníky 14
1.3.1 Trubkový výměník s rovnými trubkami 14
1.3.2 Článkový výměník 15
1.3.3 Výměník s U-trubkami 15
1.4 Deskové výměníky 16
1.5 Výpočetní program EES 16
2 Výpočet 17
2.1 Zadání 17
2.2 Koncepční analýza řešeného výměníku 18
2.3 Tepelně-hydraulický výpočet 18
2.3.1 Bilanční rovnice 18
2.3.2 Výpočet fyzikálních vlastností obou médií 19
2.3.3 Konstrukční návrh 21
2.3.4 Součinitel přestupu tepla 22
2.3.5 Součinitel prostupu tepla 24
2.3.6 Tlakové ztráty 25
3 Výsledné parametry 28
ZÁVĚR 29
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ 30
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK 31
SEZNAM OBRÁZKŮ 34
SEZNAM TABULEK 35
SEZNAM PŘÍLOH 36

ÚVOD

Tepelné výměníky, jak už jejich název napovídá, jsou zařízení sestrojená pro výměnu tepla mezi dvěma médii. Tato média mohou mít odlišná skupenství i tlaky. Pracovní látka může v tepelném výměníku měnit své skupenství. Příkladem takových výměníků jsou kondenzátory a výparníky.

Využití tepelných výměníků je velice pestré. Přenos tepelné energie je důležitou součástí chemického a potravinářského průmyslu. Přenos tepla je velice důležitý i v automobilovém průmyslu, kde je nutné chlazení motoru, anebo naopak vyhřívání vnitřních prostor dopravních prostředků.

V neposlední řadě jsou tepelné výměníky využívány v energetickém průmyslu, kde je teplo buď vyráběné jako primární produkt, nebo častěji jako sekundární produkt při výrobě elektřiny. Odpadní teplo může být použito např. k předehřevu paliva nebo odváděno do horkovodní či parní sítě a využito pro vytápění. V teplárenství se využívají výměníkové stanice, ve kterých je předáváno teplo z primárního rozvodu o tlaku několika desítek barů do sekundárního rozvodu o tlaku řádově v jednotkách barů.

V této práci se zabývám tepelně-hydraulickým výpočtem výměníku spaliny-voda, který slouží k ochlazení spalin bez jejich kondenzace. Tento výměník je typu BEP, média proudí v protiproudém uspořádání, kde spaliny jsou v trubkovém prostoru a voda v mezitrubkovém prostoru. Celý výpočet je proveden v programu EES, který byl zvolen pro jeho širokou databázi termofyzikálních vlastností různých médií.

1 Tepelné výměníky

Tepelný výměník je energetické zařízení, ve kterém dochází k přestupu tepla mezi proudícími teplonosnými médii. Teplejší (ohřívající) médium ohřívá studenější (ohřívané) médium. Tento přenos tepla se nejvíce využívá při výrobě elektrické energie, vytápění nebo technologickém ohřevu. Dochází k ohřívání, chlazení a případně k varu nebo kondenzaci.

Základním požadavkem při návrhu a konstrukci tepelného výměníku je co nejintenzivnější přestup tepla mezi teplonosnými médii. S rostoucí intenzitou přestupu tepla ovšem rostou i pořizovací a provozní náklady. Cílem návrhu je tedy najít optimální variantu tak, aby nebyly náklady příliš vysoké a zároveň aby měl výměník dostatečný výkon. [1][10]

1.1 Dělení tepelných výměníků

Tepelné výměníky mohou být rozděleny podle několika kritérií, která vedou k optimálnímu výběru pro požadované využití. [1]

1.1.1 Podle pracovního pochodu

- Rekuperační – v tomto druhu tepelného výměníku nedochází ke kontaktu teplonosných médií, tepelná výměna je zajištěna prostupem tepla stěnami
- Regenerační – do prostoru výměníku střídavě vtéká teplé a studené médium, čímž teplejší médium předává teplo chladnějšímu, obvykle dojde k částečnému smísení
- Kontaktní – dvě oddělitelná média jsou smíchána do sebe, čímž dojde k předání tepla a poté následnému znovurozdělení obou médií
- Směšovací – dochází k přímému kontaktu obou médií, které má za následek vytvoření homogenní směsi s konstantní teplotou

1.1.2 Podle účelu a použití

- Ohříváky – tepelné výměníky ohřívající pracovní médium (nedochází ke změně skupenství)
- Chladiče – tepelné výměníky ochlazující pracovní médium (nedochází ke změně skupenství)
- Výparníky a odparky – dochází zde ke změně skupenství, pracovní kapalina se mění na páru
- Kondenzátory – médium v plynné fázi zkapalňuje a odchází jako kondenzát
- Přehříváky a mezipřehříváky – sytá pára zde zvyšuje svoji teplotu a stává se z ní přehřátá pára
- Sušárny – pevné látky zde díky přivedenému teplu snižují svou vlhkost
- Termické odplyňováky vody – probíhá zde ohřev vody v kapalném skupenství pomocí vodní páry, zároveň se zde kapalina zbavuje pohlcených plynů
- Topná tělesa ústředního topení – prouděním teplé vody nebo páry v ústředním topení dochází k ohřevu okolního vzduchu

1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla

- Konvekční – přenos tepla je zajištěn prouděním teplonosného média
- Sálavé – teplo se předává elektromagnetickým vlněním (radiací)
- Kombinované – k přenosu tepla dochází sáláním i prouděním teplonosného média

1.1.4 Podle smyslu proudění teplonosných látek

- Souproudé – obě teplonosná média proudí stejným směrem
- Protiproudé – jedno teplonosné médium proudí opačným směrem než druhé
- Křížové – směr proudění teplého média je kolmý ke směru proudění studeného média
- Vícenásobně souproudé, protiproudé a křížové proudění
- Kombinované proudění

1.1.5 Podle konstrukčního řešení výměníku

- Kotlové
- Trubkové
- Deskové
- Šroubové
- Svazkové

Další dělení výměníků může být podle použitého média, nejčastěji se používá voda-voda, pára-voda, voda-vzduch, spaliny-voda, spaliny-vzduch, spaliny-pára. V některých případech se může používat i olej-voda nebo olej-pára.

1.2 Kritéria pro výběr správného typu výměníku

Výměna tepla je nejvíce ovlivněna volbou materiálu, teplonosných médií a samotnou konstrukcí. Správnou volbou může konstruktér vytvořit optimální tepelný výměník pro požadovaný účel.

1.2.1 Požadavky na výměník

- Nízká cena, nízká hmotnost a malé rozměry
- Minimální tlakové ztráty
- Spolehlivost

Spolehlivost není dána pouze nízkou poruchovostí, ale i snadnou údržbou a opravitelností.

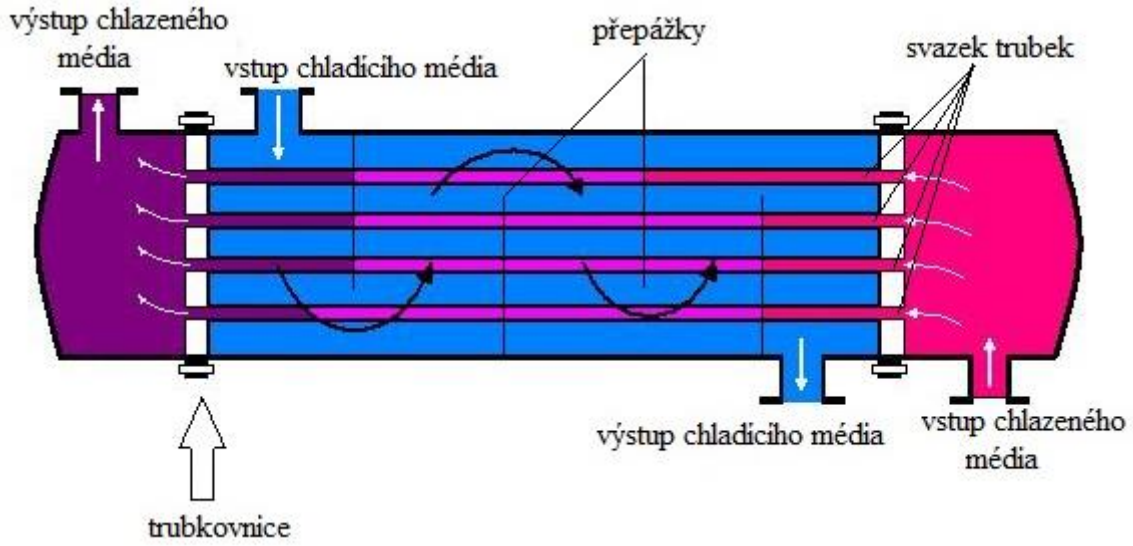
1.2.2 Požadavky na teplonosná média

- Nízká agresivita způsobující korozi
- Vysoký součinitel přestupu tepla a tepelné vodivosti
- Velká měrná tepelná kapacita
- Zdravotní nezávadnost
- Dostatečný výskyt
- Nízká cena

Nejčastěji se používá voda, případně vodní pára. Voda obsahuje různé příměsi jako soli, které se mohou usazovat na výhřevných plochách a snižovat tak přestup tepla. Voda také může způsobovat korozi materiálu. Pokud hrozí, že by se pára mohla vypařovat, tak se musí zvýšit tlak nebo zvolit jiné médium s vyšší teplotou varu.

1.3 Trubkové výměníky

Trubkové výměníky patří mezi rekuperační výměníky. Je to nejstarší typ rekuperačního výměníku vůbec, a proto je i nejvíce zastoupený. Skládá se z několika částí. Z vnějšího pláště, který má po stranách přivařené trubkovnice. Do těchto trubkovnic se zaválcovává jedna nebo celý svazek trubek. Za trubkovnicemi jsou pevně šrouby připojená víka, kterými do rovných trubek výměníku proudí požadované médium. Do mezitrubkového prostoru proudí druhé médium, které odtéká přírubou. V mezitrubkovém prostoru mohou být přepážky, které ovlivňují trajektorii toku média tak, že ji prodlužují a zapříčiňují kolmé obtékání svazku trubek. Tato změna trajektorie má pozitivní vliv na přestup tepla mezi oběma médii. [1][10]

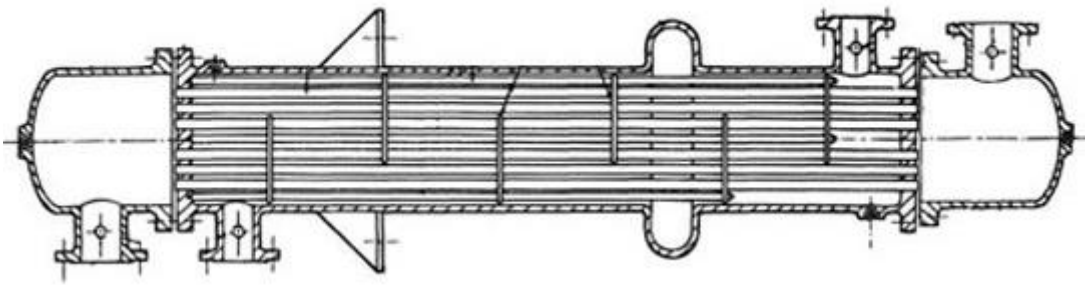


Obrázek 1.1 Schéma trubkového výměníku [2]

1.3.1 Trubkový výměník s rovnými trubkami

Varianta s rovnými trubkami je výhodná hned z několika důvodů:

- Rovné trubky jsou jednodušší na výrobu
- Stěny trubek jsou zde tenčí než u zahnutých trubek
- Jednoduché na čištění
- Poškození trubek se dá jednoduše řešit výměnou



Obrázek 1.2 Trubkový výměník s rovnými trubkami [4]

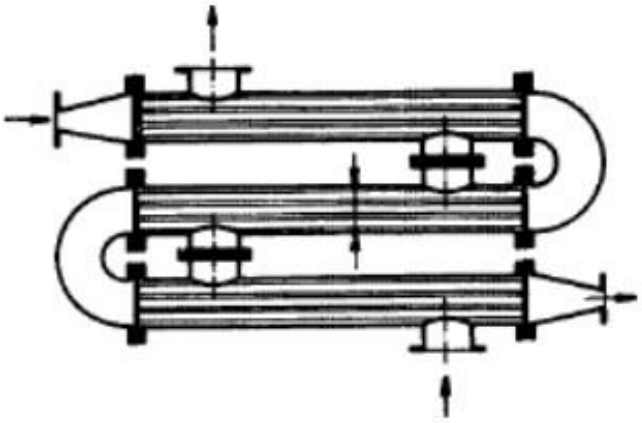
Pro vyšší teplotní rozdíly a tlaky je nutné kompenzovat teplotní dilatace trubek pomocí:

- Kompenzace s ucpávkou – složitá konstrukce a údržba
- Kompenzace pružným zvlněním (Obrázek 1.2)
- Kompenzace s plovoucí hlavou (Obrázek 1.4)

Poslední dvě výše zmíněné varianty jsou hojně využívány pro jejich spolehlivost a snadnou údržbu. Využití nachází například u kotlových plamenců spaliny-voda.

1.3.2 Článkový výměník

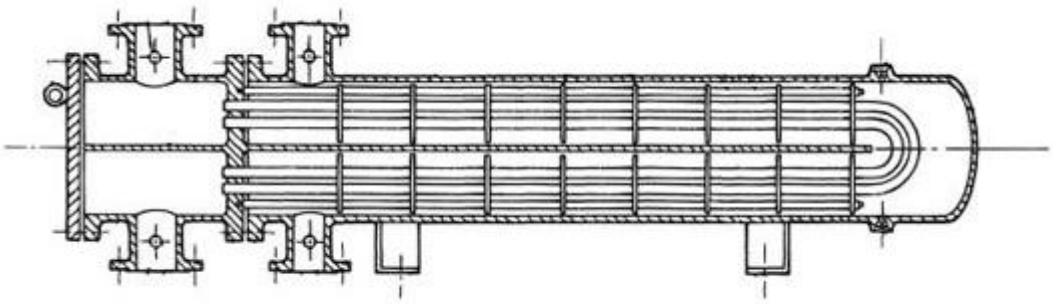
Jedná se o dvoutrubkový výměník trubka v trubce. Trubky jsou zde uchyceny v pevné trubkovnici, a tak zde nastává problém s teplotní dilatací. Řešením je používání tohoto druhu výměníku pouze při malých teplotních rozdílech a nízkých tlacích.



Obrázek 1.3 Článkový výměník tepla [3]

1.3.3 Výměník s U-trubkami

Jedná se o výměník se svazkem rovných trubek, které jsou zahnuty do tvaru písmene U. Trubky se mohou ve výměníku téměř libovolně roztahovat, tudíž není problém s teplotními dilatacemi. Svazek trubek velice dobře vyplňuje prostor výměníku. Nevýhodou U-trubkového výměníku je čištění, které nelze provádět manuálně z důvodu zahnutí trubek. Navíc pokud je jedna z trubek poškozena, nelze ji vyměnit tak jako u výměníků s rovnými trubkami. [1]



Obrázek 1.4 Výměník s U-trubkami [4]

1.4 Deskové výměníky

Často používanou variantou pro výměnu tepla jsou právě deskové tepelné výměníky. Obě média v nich proudí po tenkých deskách, ve kterých jsou vylisované kanálky. Desky jsou k sobě buď přivařené nebo sešroubované. Pokud jsou sešroubované, tak je vždy nutné použití těsnění např. z pryže nebo silikonu. Výměník se šroubovanými spoji a těsněními má velkou výhodu v tom, že se dá jednoduše rozebrat a vyčistit. Oproti výměníkům pájeným nebo svařovaným má nižší provozní parametry.

Na obrázku 1.5 lze vidět, že média po deskách proudí v opačných směrech, což má pozitivní vliv na přestup tepla. Požadované parametry výměníku se dají regulovat pomocí změny počtu desek.

Deskové výměníky jsou s výhodou používány pro jejich kompaktnost a vysokou účinnost přenosu tepla. Kvůli zanášení jsou náročné na čistotu provozního média. [1][10]

Obrázek 1.5 Schéma proudění média v deskovém výměníku [5]

1.5 Výpočetní program EES

Tento program jsem použil pro řešení rovnic potřebných pro návrh tepelného výměníku. Engineering equation solver (dále jen EES) je program pro řešení rovnic, který může numericky řešit tisíce spřažených nelineárních algebraických a diferenciálních rovnic. Program může být také použit k řešení integrálních rovnic, k optimalizaci, k poskytování analýz nejistoty, k převodu jednotek, ke kontrole konzistence jednotek a k vytváření grafů. Hlavním rysem EES je vysoce přesná termodynamická databáze a databáze transportních vlastností, která je poskytována pro stovky látek způsobem, který umožňuje její použití s možností řešení rovnic. [6]

Hlavní důvody pro výběr softwaru EES:

- Rovnice mohou být do programu vkládány v jakémkoliv pořadí
- Program dokáže rovnice vyřešit řádově v desítkách milisekund
- Široká databáze termofyzikálních vlastností stovek různých látek
- Výsledky lze převést do PDF nebo LaTeXu, popřípadě vytisknout

2 Výpočet

V této kapitole je popsán tepelně-hydraulický výpočet tepelného výměníku včetně jeho koncepční analýzy.

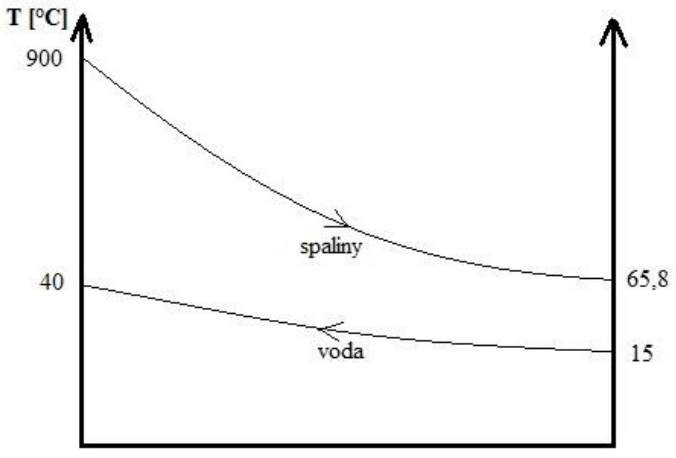
2.1 Zadání

Výměníky tepla slouží k přenosu teplené energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o rekuperační výměník tepla, u kterého dochází k ochlazení procesních plynů chladicí vodou.

$\dot{m}_{sp}$ = 11,186 kg/h
$t_{sp,in}$ = 900 °C
$t_{sp,out}$ … nad rosným bodem
p_{sp} = 1 bar(a)

Složení spalin:
xO2 = 7 %
xCO2 = 12 %
xAr = 0,6 %
xH2O = 10 %
xN2 = 70 %

$t_{w,in}$ = 15 °C
$t_{w,out}$ = (max. výstupní teplota 40 °C)



Obrázek 2.1 Teplotní diagram

2.2 Koncepční analýza řešeného výměníku

Jedná se o rekuperační výměník se svazkem trubek v plášti. V trubkovém prostoru proudí spaliny a v mezitrubkovém prostoru proudí protiproudem voda. Tento typ výměníku byl zvolen z důvodu jeho konstrukční jednoduchosti. Dalšími důvody mohou být například pořizovací náklady nebo snadná údržba trubek. Svazek rovných trubek lze čistit mechanicky i chemicky a zároveň lze jednoduše vyměnit některou z případných poškozených trubek. [1][8]

2.3 Tepelně-hydraulický výpočet

Celý tepelně-hydraulický výpočet byl proveden v programu EES. Výsledný výpočetní model se nachází v příloze 1. [1][7][8][9][11]

2.3.1 Bilanční rovnice

Jelikož je výstupní teplota spalin neznámá, tak je nutné ji dopočítat. Je zadáno, že teplota spalin na výstupu má být vyšší než saturační teplota. Saturační teplota je závislá na parciálním tlaku vodní páry ve spalinách (2.2). Bylo tedy zvoleno, že výstupní teplota bude o 20 °C vyšší než saturační teplota (2.3). Pro výpočet je nutné převést hodnotu $\dot{m}_{sp}$ z [kg/h] na [kg/s], tedy $\dot{m}_{sp}$ = 0,00317 kg/s.

$$pp_{sp} = p_{sp} * xH2O = \mathbf{0,1\ bar} \qquad 2.1$$

$$t_{sat} = T_{sat}(Water; P = pp_{sp}) = \mathbf{45,81\ °C} \qquad 2.2$$

$$t_{out} = 20 + t_{sat} = 20 + 45{,}81 = \mathbf{65,81\ °C} \qquad 2.3$$

Po doplnění všech potřebných teplot přichází výpočet tepelného výkonu ve spalinách (2.4). Pro tento výpočet je nutné zjistit entalpie na vstupu a výstupu z tepelného výměníku (2.6, 2.7). K tomu je potřeba přepočítat objemová procenta jednotlivých složek spalin na hmotnostní procenta (2.5).

$$Q_{\mathrm{sp}} = \dot{m}_{\mathrm{sp}} * \left(i_{\mathrm{sp,in}} - i_{\mathrm{sp,out}}\right) = \mathbf{3,025\ kW} \qquad 2.4$$

$$w_{O2} = \frac{xO2 * M_{O2}}{xO2 * M_{O2} + xCO2 * M_{\mathrm{CO2}} + xAr * M_{\mathrm{Ar}} + xH2O * M_{\mathrm{H2O}} + xN2 * M_{N2}} = \mathbf{0,07682\ hm.\%} \qquad 2.5$$

$$i_{sp,in} = \sum_{1}^{i} w_i * i_{i,in} = \mathbf{1196\ kJ/kg} \qquad 2.6$$

$$i_{sp,out} = \mathbf{222,8\ kJ/kg} \qquad 2.7$$

M ..... molární hmotnost [kg·mol^{-1}]

Tab. 1 Rozbor jednotlivých prvků spalin

	O2	*CO2*	*Ar*	*H2O*	*N2*
w	*0,07682*	*0,1811*	*0,00823*	*0,06173*	*0,6722*
i_{in}	*922,2*	*996,5*	*468*	*4398*	*996,5*
i_{out}	*60,29*	*55,91*	*34,24*	*2622*	*68,3*

Pro výpočet tepelného výkonu na straně vody bychom použili stejný vzorec jako na straně spalin (2.4). Tepelný výkon ve spalinách je roven tepelnému výkonu v chladící vodě, podle zákona zachování energie (2.10). Díky této rovnosti můžeme dopočítat hmotnostní tok vody. Entalpie je potřeba vyhledat v databázi programu EES.

$$i_{w,in} = enthalpy(Water; T = T_{w,in}; P = 5) \quad 2.8$$

$$i_{w,out} = enthalpy(Water; T = T_{w,out}; P = 5) \quad 2.9$$

$$Q_{sp} = Q_w = m_w * (i_{w,out} - i_{w,in}) \rightarrow m_w = \mathbf{0,02894 kg/s} \quad 2.10$$

Dále je potřeba zjistit hustotu spalin a rychlost proudění spalin v trubkách. Pro výpočet hustoty musíme zavést střední teplotu spalin (2.11). Hustotu spalin vypočítáme na základě dílčích hustot jednotlivých složek a jejich objemových koncentrací ve spalinách (2.12). Rychlost spalin poté získáme z výpočtu pro hmotnostní tok, který máme zadaný (2.13). Počet trubek volíme n_{tr} = 19. Rozměry trubek jsou 12x1,8 mm.

$$t_{w,str} = \frac{t_{w,in} + t_{w,out}}{2} = \frac{40 + 15}{2} = \mathbf{27,5°C} \quad 2.11$$

$$rho_{sp} = \sum rho_i * x_i = \mathbf{0,5082\ kg/m3} \quad 2.12$$

$$m_{sp} = \frac{\pi * {d_{in}}^2}{4} * w_{sp} * rho_{sp} * n_{tr} \rightarrow w_{sp} = \frac{4 * 0{,}00317}{\pi * 0{,}0084^2 * 0{,}5082 * 19} = \mathbf{5,806\ m/s} \quad 2.13$$

2.3.2 Výpočet fyzikálních vlastností obou médií

Pro výpočet přestupu tepla na straně spalin, musí být vypočítána viskozita spalin [7][11]. Použitý výpočet je podle R. S. Brokawa pro směs ideálních plynů [7][11]. V tomto výpočtu se nachází pomocný parametr φ_{ij}, který je závislý na vazbách molekul a na součiniteli difuze. Dalším důležitým faktorem pro výpočet viskozity plynu za nízkého tlaku je jeho absolutní teplota. Tento součinitel se počítá pro všechny dvojice plynů obsažených ve spalinách. Je nutné tedy všechny dvojice plynů propočítat a stanovit pomocné parametry.

$$\eta_{mix} = \sum_i^n \frac{\eta_i}{1 + \sum_j^n \varphi_{ij} * \frac{x_j}{x_i}} \quad 2.14$$

$$\varphi_{ij} = \frac{6}{5} * A_{ij} * \frac{R * \left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)^{1,5} * \eta_i}{p_{atm} * M_i * D_{ij}} \quad 2.15$$

$$D_{ij} = \frac{0{,}00266 * \left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)^{1,5}}{p_{sp} * \left(2 * \left(\frac{1}{M_i} + \frac{1}{M_j}\right)\right)^{0,5} * \left(\frac{\sigma_i + \sigma_j}{2}\right)^2 * \omega_{ij}} \quad 2.16$$

$$\omega_{ij} = \frac{1{,}06036}{\frac{\left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)}{\left(\left(ek_i + ek_j\right)^{0,5}\right)^{0,15610}}} + \frac{0{,}19300}{\frac{\left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)}{exp(0{,}47635 * \left(\left(ek_i + ek_j\right)^{0,5}\right)}} + \frac{1{,}03587}{\frac{\left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)}{exp(1{,}52996 * \left(\left(ek_i + ek_j\right)^{0,5}\right)}} + \frac{1{,}76474}{\frac{\left(t_{sp,str} + 273{,}15\right)}{exp(3{,}89411 * \left(\left(ek_i + ek_j\right)^{0,5}\right)}} \quad 2.17$$

$$A_{ij} = \frac{\left(1 + \left(\frac{\lambda_i}{\lambda_j}\right)^{0,5} * \left(\frac{M_i}{M_j}\right)^{0,25}\right)^2}{\left(8 * \left(1 + \frac{M_i}{M_j}\right)\right)^{0,5}} \quad 2.18$$

σ ..... průměr molekuly [Å] (1 m = 10^{10} Å)

λ ..... součinitel tepelné vodivosti [W·m^{-1}·K^{-1}]

ek ..... koeficient Lennard-Jonesova potenciálu [K]

Dalším potřebným parametrem spalin je jejich tepelná kapacita. Ta se spočítá podle vztahu (2.19). Hodnoty jednotlivých tepelných kapacit plynů jsou získány z databáze EES.

$$cp_{sp} = \sum_i^n cp_i * w_i \quad 2.19$$

Jako poslední parametr spalin je nutné dopočítat tepelnou vodivost spalin (2.20). Vzorce pro výpočet jsou podle A. Wassiljewa (2.21)[7][11].

$$\lambda_{sp} = \sum_i^n \frac{\lambda_i}{1 + \sum_j^n \psi_{ij} * \frac{x_j}{x_i}} \quad 2.20$$

$$\psi_{ij} = \varphi_{ij} * \left(1 + \left(\frac{M_i - M_j}{M_i + M_j}\right)^2\right) * \left(\frac{15}{4 * A_{ij}} - 1\right) * \left(1 + \left(\frac{20{,}6}{30 - 8 * A_{ij}}\right) * \left(\frac{M_j}{M_i - M_j}\right)\right) \quad 2.21$$

Tab. 2 Výsledné fyzikální vlastnosti médií

Fyzikální veličina	*jednotka*	*voda*	*spaliny*
Hustota [ρ]	$kg \cdot m^{-3}$	996,6	0,5082
Dynamická viskozita [η]	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$	0,0008416	0,00002435
Tepelná kapacita [c_p]	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	4,179	1,152
Souč. tepelné vodivosti [λ]	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	0,6108	0,02842

2.3.3 Konstrukční návrh

Pro další postup ve výpočtu je nutné určit rozložení trubek ve svazku a vnitřní průměr trubkovnice. Dále navrhnout rozložení přepážek v mezitrubkovém prostoru a jejich tloušťku.

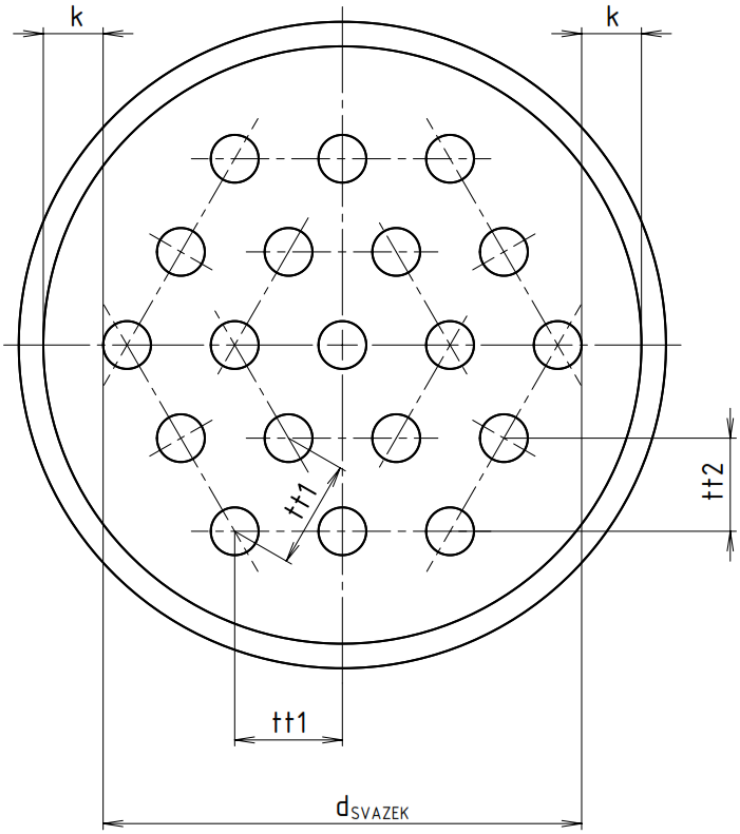
Pro navrhovaných 19 trubek ve svazku je zvoleno 60° uspořádání. Trubky mají jmenovitý průměr 12 mm a tloušťku 1,8 mm. Dále se podle zdroje [8] určily rozteče tt1 a tt2, které jsou potřebné k dalším výpočtům.

$$tt_1 = 1{,}732 . d_{out} = \mathbf{20{,}78\ mm} \qquad 2.22$$

$$tt_2 = 0{,}5 * d_{out} = \mathbf{6\ mm} \qquad 2.23$$

$$d_{svazek} = 4 * tt_1 + d_{out} = \mathbf{95{,}14\ mm} \qquad 2.24$$

$$d_{trubkovnice} = d_{svazek} + tt_1 = \mathbf{115{,}9\ mm} \qquad 2.25$$



Obrázek 2.2 Návrh rozložení svazku trubek

2.3.4 Součinitel přestupu tepla

Po doplnění všech vlastností médií lze určit základní kritéria sdílení tepla, díky kterým je vypočítán součinitel přestupu tepla [8].

$$Re_{sp} = \frac{w_{sp} * d_{in}}{\nu_{sp}} = \frac{w_{sp} * d_{in} * \rho_{sp}}{\eta_{sp}} = \mathbf{1018} \quad 2.26$$

$$a_{sp} = \frac{\lambda_{sp}}{1000 * cp_{sp} * \rho_{sp}} = \mathbf{0,00004855\ m^2 \cdot s^{-1}} \quad 2.27$$

$$Pr_{sp} = \frac{\nu_{sp}}{a_{sp}} = \mathbf{0,9869} \quad 2.28$$

$$Nu_{sp} = 0{,}023 * Re_{sp}^{\ 0,8} * Pr_{sp}^{\ 0,4} = \mathbf{5,829} \quad 2.29$$

$$\alpha_{sp} = Nu_{sp} * \frac{\lambda_{sp}}{d_{in}} = \mathbf{19,72\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \quad 2.30$$

Re ..... Reynoldsovo kritérium [-]
Nu ..... Nusseltovo kritérium [-]
w ..... rychlost proudění média [$m \cdot s^{-1}$]
a ..... součinitel teplotní vodivosti [$m^2 \cdot s^{-1}$]
α ..... součinitel přestupu tepla [$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$]

$$Re_w = \frac{w_w * l_{char}}{\nu_w} = \frac{w_w * \pi * d_{out}}{2 * \nu_w} = \mathbf{75,8} \quad 2.31$$

$$Pr_w = \frac{1000 * cp_w * \eta_w}{\lambda_w} = \mathbf{5,759} \quad 2.32$$

$$S_N = (2 * t_p - s_p) * d_{trubkovnice} = (0{,}15 - 0{,}03) * 0{,}1159 = \mathbf{0,01565\ m^2} \quad 2.33$$

$$w_w = \frac{m_w}{S_N * \rho_w * \left(1 - \frac{\pi}{4 * x6}\right)} = \mathbf{0,003396\ m \cdot s^{-1}} \quad 2.34$$

$$x6 = \frac{tt_1}{d_{out}} = \mathbf{1,732} \quad 2.35$$

S_N ..... plocha volného nezaplněného průřezu mezi dvěma přepážkami [m^2]
s_p ..... tloušťka přepážky zvolena 1,5 cm
t_p ..... rozteč mezi přepážkami zvolena 15 cm
l_{char} ... charakteristický rozměr, v tomto případě délka proudnice [m]

Výpočet Nusseltova kritéria v mezitrubkovém prostoru je rozdělen na laminární a turbulentní část proudění, které je nutné korelovat korekčními faktory. Tyto faktory zohledňují konstrukci výměníku a zkratové proudy (Tab.3)[8].

Tab. 3 Přehled korekčních faktorů [8]

y2	Zohledňuje změnu látkových vlastností v mezní vrstvě včetně směru tepelného toku
y3	Zohledňuje převod součinitele přestupu tepla z řady na svazek trubek
y4	Zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu proudu pracovní látky při laminárním proudění
y5	Zohledňuje podíl podélně obtékaných trubek ve výřezu přepážky
y6	Zohledňuje vliv zkratových proudů skrz nebo okolo přepážek
y7	Zohledňuje vliv obtokových proudů mezi svazkem trubek a pláštěm výměníku
y8	Zohledňuje vliv prostorů pod vstupními hrdli

$$y2 = \left(\frac{Pr_w}{Pr_w * S_N}\right)^{0,11} = \mathbf{1,58} \qquad 2.36$$

$$y3 = 1 + \left(\frac{2}{3 * x7}\right) = \mathbf{2,333} \qquad 2.37$$

$$y5 = 1 - x8 + 0{,}524 * x8^{0,32} = \mathbf{1,132} \qquad 2.38$$

$$x7 = \frac{tt_2}{d_{out}} = \mathbf{0,5} \qquad 2.39$$

$$x8 = \frac{n_{tr,v}}{n_{tr}} = \frac{3}{19} = \mathbf{0,1579} \qquad 2.40$$

$n_{tr,v}$ .... počet trubek mimo přepážku

Koeficient y4 vychází téměř roven jedné, proto je ve výpočtu zanedbán. Koeficient y6 je také roven jedné, protože průtočný průřez mezi pláštěm a přepážkou je mnohonásobně větší než průtočný průřez skrz přepážku. Koeficient y7 byl zvolen jedna, kvůli možnosti přidání těsnících lišt. Hodnota koeficientu y8 byla také zvolena jako jedna.

Hodnoty pro Nu laminární a turbulentní jsou dopočítány podle rovnice (2.41 a 2.42)[8].

$$Nu_{lam} = 0{,}664 * {Re_w}^{0,5} * {Pr_w}^{1/3} = \mathbf{10,36} \qquad 2.41$$

$$Nu_{turb} = \frac{0{,}0037 * {Re_w}^{0,8} * Pr_w}{1 + 2{,}443 * {Re_w}^{-1} * \left({Pr_w}^{2/3} - 1\right)} = \mathbf{0,1508} \qquad 2.42$$

$$Nu_w = y2 * y3 * y4 * y5 * y6 * y7 * y8 * (0{,}3 + \left({Nu_{lam}}^2 + {Nu_{turb}}^2\right)^{0,5}$$
$$Nu_w = 1{,}58 * 2{,}333 * 1 * 1{,}132 * 1 * 1 * 1 * \left(0{,}3 + (10{,}36^2 + 0{,}1508^2)^{1/2}\right) \qquad 2.43$$
$$Nu_w = \mathbf{44,51}$$

$$\alpha_w = Nu_w * \frac{\lambda_w}{l_{char}} = 44{,}51 * \frac{0{,}6108}{0{,}01885} = \mathbf{1442\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}} \qquad 2.44$$

2.3.5 Součinitel prostupu tepla

Dalšími potřebnými parametry tohoto tepelného výměníku jsou délka trubek a celková teplosměnná plocha. Ty lze získat pomocí součinitele prostupu tepla. Tímto součinitelem rozumíme prostup tepla mezi dvěma teplosměnnými médii oddělenými pevnou stěnou. V našem případě stěnou válcovou z oceli. Každá pevná látka má svůj specifický součinitel tepelné vodivosti. V tomto případě $\lambda_{ocel} = 15$ [W·m^{-1}·K^{-1}].

Součinitel prostupu tepla lze vztáhnout k výhřevné ploše nebo k délce trubek. Oba výpočty jsou uvedeny v rovnicích 2.46 a 2.49. Pro výpočet je použita metoda logaritmického teplotního spádu (2.45).

$$\delta_{t,ln} = \frac{(t_{sp,in} - t_{w,out}) - (t_{sp,out} - t_{w,in})}{ln\left(\frac{t_{sp,in} - t_{w,out}}{t_{sp,out} - t_{w,in}}\right)} = \mathbf{286°C} \qquad 2.45$$

$$k_l = \frac{\pi}{\left(\frac{1}{\alpha_{sp} * d_{in}}\right) + \left(\frac{1}{2 * \lambda_{ocel}}\right) * \ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_w * d_{trubkovnice}}\right)} \qquad 2.46$$

$$k_l = \mathbf{0,519\ W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}}$$

$$Q_{sp} * 1000 = k_l * L_c * \delta_{t,ln} \rightarrow L_c = \mathbf{20,38\ m} \qquad 2.47$$

$$L_{trubky} = \frac{20{,}38}{19} = \mathbf{1,073\ m} \qquad 2.48$$

$$k_S = \frac{1}{\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) * \left(\frac{1}{\alpha_{sp}}\right) + \left(\frac{d_{out}}{2 * \lambda_{ocel}}\right) * ln\left(\frac{d_{out}}{d_{in}}\right) + \left(\frac{1}{\alpha_w}\right)} \qquad 2.49$$

$$k_s = \mathbf{13,65\ W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}}$$

$$Q_{sp} * 1000 = k_S * S * \delta_{t,ln} \rightarrow S = \mathbf{0,7748\ m^2} \qquad 2.50$$

k_l ..... součinitel prostupu tepla vztažený na 1 m délky trubek [W·m^{-1}·K^{-1}]

k_S ..... součinitel prostupu tepla vztažený na teplosměnnou plochu [W·m^{-2}·K^{-1}]

$\delta_{t,ln}$..... logaritmický teplotní spád [°C]

2.3.6 Tlakové ztráty

a) Trubkový prostor

Tlakové ztráty se dělí na tlakové ztráty místní a vyvolané třením (2.51). Ztráty místní jsou vyvolány místními odpory, tudíž jsou závislé na konstrukci výměníku. Ztráty vyvolané třením závisí na rychlosti proudění, hustotě média, délce a průměru trubek a na teplotním profilu a drsnosti.

$$\Delta p_{sp} = \Delta p_{m,s} + \Delta p_{t,s} \qquad 2.51$$

V trubkovém prostoru se tlaková ztráta třením vypočítá podle rovnice 2.52.

$$\Delta p_{t,s} = \lambda_{t,s} * \frac{\rho_{sp} * {w_{sp}}^2}{2} * z1_s * z2_s$$
$$\Delta p_{t,s} = 0{,}06287 * \frac{0{,}5082 * 5{,}806^2}{2} * 127{,}7 * 0{,}1105 \qquad 2.52$$
$$\Delta p_{t,s} = \mathbf{7{,}60\ Pa}$$

$$\lambda_{t,s} = 64/Re_{sp} = \mathbf{0{,}06287} \qquad 2.53$$

$$z1_s = \frac{l_{trubky}}{d_{in}} = \mathbf{127{,}7} \qquad 2.54$$

$$z2_s = \left(\frac{t_{w,str}}{t_{sp,str}}\right)^{0{,}81} = \mathbf{0{,}1105} \qquad 2.55$$

Tlaková ztráta místní sestává z tlakové ztráty na vstupu a výstupu pracovní látky z trubek trubkového svazku a tlakové ztráty ohybem proudu. Tlaková ztráta ohybem proudu nastává při vícechodých uspořádání svazku trubek. V našem případě, kde jsou rovné trubky máme tudíž jeden chod a tlakovou ztrátu ohybem proudu neuvažujeme [8]. Podle zdroje [8] se do tlakových ztrát výměníku nezapočítávají ztráty na vstupním a výstupním hrdle. Ztráty hrdel se započítávají do ztrát v potrubí. Tyto ztráty tedy nezapočítávám do celkových tlakových ztrát. Jejich výpočet je uveden v příloze. Vstupní průměr hrdla jsem zvolil 5 cm. Pomocné koeficienty ψ jsou zvoleny podle zdroje [8].

$$\Delta p_{m,s} = \psi 11 * \frac{\rho_{sp} * {w_{sp}}^2}{2} = 0{,}7 * \frac{0{,}5082 * 5{,}806^2}{2} = \mathbf{5{,}99\ Pa} \qquad 2.56$$

$$\Delta p_{sp} = \Delta p_{m,s} + \Delta p_{t,s} = 5{,}99 + 7{,}60 = \mathbf{13{,}6\ Pa} \qquad 2.57$$

b) Mezitrubkový prostor

Místní ztráty v mezitrubkovém prostoru jsou způsobeny pouze vstupním a výstupním hrdlem. Jak bylo již dříve řečeno, tyto ztráty se nezapočítávají do ztrát tepelného výměníku, ale do ztrát v potrubí [8].

Tlakové ztráty třením u segmentových přepážek se dají rozdělit na tři základní oblasti. První tlaková ztráta (Δp_{to}) vzniká třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku. Druhá tlaková ztráta (Δp_{tn}) vzniká při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru. Třetí tlaková ztráta (Δp_{tv}) vzniká obtékáním svazku trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

$$\Delta p_{to} = 2 * \lambda_{tw} * (n_p - 1) * \rho_w * {w_{zw}}^2 * z2_w * z3_w * z4_w$$

$$\Delta p_{to} = 2 * 26{,}41 * 6 * 996{,}6 * 0{,}001138^2 * 1{,}081 * 1 * 0{,}035 \qquad 2.58$$

$$\Delta p_{to} = \mathbf{0{,}0197 Pa}$$

$$\lambda_{tw} = c1 * \left(\frac{1{,}33}{\frac{t_t}{d_{out}}}\right)^{a1} * {Re_w}^{a2} = \mathbf{26{,}41} \qquad 2.59$$

$$c1 = \mathbf{26{,}2}$$

$$a1 = \frac{6{,}59}{1 + 0{,}14 * {Re_w}^{a3}} = \mathbf{2{,}731} \qquad 2.60$$

$$a2 = \mathbf{-0{,}913}$$

$$a3 = \mathbf{0{,}520}$$

$$w_{zw} = \frac{m_w}{S_{wz} * \rho_w} = \frac{0{,}02894}{0{,}02553 * 996{,}6} = \mathbf{0{,}001138\ m \cdot s^{-1}} \qquad 2.61$$

$$S_{wz} = \left(d_{trubkovnice} - d_{svazek} + (tt_1 - d_{out}) * \left(\frac{(d_{svazek} - d_{out})}{tt_1}\right) * (t_p - s_p)\right) \qquad 2.62$$

$$S_{wz} = \mathbf{0{,}02553\ m^2}$$

$$z2_w = \left(\frac{48}{t_{w,str}}\right)^{0{,}14} = \mathbf{1{,}081} \qquad 2.63$$

$$z3_w = y7 = \mathbf{1} \qquad 2.64$$

$$z4_w = exp[-1{,}33 * (1 + (\frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}) * (\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{wz}})^{x13})] = \mathbf{0{,}035} \qquad 2.65$$

$$x13 = \left(-0{,}15 * \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}}\right) + 0{,}8\right) = \mathbf{0{,}501} \qquad 2.66$$

λ_{tw} .... ztrátový součinitel příčného obtékání trubek
S_{wz} ..... průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek
z2 ..... korekční faktor zohledňující změnu látkových vlastností v mezní vrstvě
z3 ..... korekční faktor zohledňující vliv obtokových proudů
z4 ..... korekční faktor zohledňující vliv zkratových proudů
z5 ..... korekční faktor vyjadřující poměry v neopřepážkovaném prostoru

$$S_{ps} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * \left({d_{trubkovnice}}^2 - {d_p}^2\right) * \left(360 - \frac{2 * arccos(2 * (\frac{d_p}{d_{trubkovnice}}) - 1}{360}\right)$$

$$S_{ps} = \left(\frac{\pi}{4}\right) * (0{,}1159^2 - 0{,}115^2) * \left(360 - \frac{2 * arccos(2 * (\frac{0{,}115}{0{,}1159}) - 1}{360}\right) \quad 2.67$$

$$S_{ps} = \mathbf{0{,}06\ m^2}$$

$$S_{tp} = \left(n_{tr} - \frac{n_{tr,v}}{2}\right) * \left(\frac{\pi * \left({d_{p,in}}^2 - {d_{out}}^2\right)}{4}\right)$$

$$S_{tp} = \left(19 - \frac{3}{2}\right) * \left(\frac{\pi * (0{,}0132^2 - 0{,}012^2)}{4}\right) \quad 2.68$$

$$S_{tp} = \mathbf{0{,}0004156\ m^2}$$

S_{ps} ..... průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm [m^2]
S_{tp} ..... průtočný průřez mezi trubkami svazku a dírami v přepážce [m^2]

Druhá tlaková ztráta (Δp_{tn}) vzniká při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru.

$$\Delta p_{tn} = 2 * \lambda_{tw} * \left(n_{rp} + n_{tr,v}\right) * \rho_w * {w_{zw}}^2 * z2_w * z3_w * z5_w$$

$$\Delta p_{tn} = 2 * 26{,}41 * (4 + 3) * 996{,}6 * 0{,}0013^2 * 0{,}0013 * 1 * 1{,}875 \quad 2.69$$

$$\Delta p_{tn} = \mathbf{0{,}0015 Pa}$$

$$z5_w = 2 * \left(\frac{2 * t_p}{l_{tn}}\right)^1 = 2 * \left(\frac{2 * 0{,}15}{0{,}32}\right)^1 = \mathbf{1{,}875} \quad 2.70$$

Poslední tlaková ztráta (Δp_{tv}) je způsobená obtékáním svazku trubek v prostoru nad seříznutím přepážek.

$$\Delta p_{tv} = n_p * \left(\left(2 + 0{,}6 * n_{tr,v}\right) * \frac{\rho_w * {w_{wv}}^2}{2}\right) * z4_w$$

$$\Delta p_{tv} = 7 * \left((2 + 0{,}6 * 3) * \frac{996{,}6 * 0{,}0038^2}{2}\right) * 0{,}03 = \mathbf{0{,}0082\ Pa} \quad 2.71$$

$$w_{wv} = \frac{m_w}{\sqrt{S_{wz} * S_{vz}} * \rho_w} = \frac{0{,}02894}{\sqrt{0{,}02237 * 0{,}0026} * 996{,}6} = \mathbf{0{,}0038\ m \cdot s^{-1}} \quad 2.72$$

$$S_{vz} = \frac{\pi * {d_{trubkovnice}}^2}{4} * \left(\frac{\varphi}{360} - \frac{sin(\varphi)}{2 * \pi}\right) - n_{tr,v} * \frac{\pi * {d_{out}}^2}{4} = \mathbf{0{,}0026\ m^2} \quad 2.73$$

$$\varphi = 2 * arccos\left(2 * \left(\frac{0{,}8}{0{,}116}\right) - 1\right) = \mathbf{135{,}42°} \quad 2.74$$

$$\Delta p_w = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} = 0{,}0197 + 0{,}0015 + 0{,}0082 = \mathbf{0{,}0294\ Pa} \quad 2.75$$

3 Výsledné parametry

Tab. 4 Datasheet rekuperačního výměníku spaliny-voda

VÝSLEDNÉ PARAMETRY REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU

parametr	označení	hodnota	jednotka
Tepelný výkon výměníku	$\dot{Q}$	3,025	kW
Celková teplosměnná plocha	S	0,7748	m^2
Hmotnostní tok spalin	$\dot{m}_{sp}$	0,003107	$kg \cdot s^{-1}$
Hmotnostní tok vody	$\dot{m}_{w}$	0,02894	$kg \cdot s^{-1}$
Vstupní teplota spalin	$t_{sp,in}$	900	°C
Výstupní teplota spalin	$t_{sp,out}$	65,81	°C
Vstupní teplota vody	$t_{w,in}$	15	°C
Výstupní teplota vody	$t_{w,out}$	40	°C
Vstupní tlak spalin	p_{sp}	1	bar(a)
Vstupní tlak vody	p_{w}	5	bar(a)
Viskozita spalin	η_{sp}	$2{,}435 \cdot 10^{-5}$	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
Viskozita vody	η_{w}	$8{,}416 \cdot 10^{-4}$	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
Měrná tepelná kapacita spalin	cp_{sp}	1,152	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Měrná tepelná kapacita vody	cp_{w}	4,179	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
Rychlost proudění spalin	w_{sp}	5,806	$m \cdot s^{-1}$
Rychlost proudění vody	w_{w}	$3{,}396 \cdot 10^{-3}$	$m \cdot s^{-1}$
Logaritmický teplotní spád	$\delta_{t,ln}$	286	°C
Součinitel přestupu tepla spalin	α_{sp}	19,72	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel přestupu tepla vody	α_{w}	1442	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Součinitel prostupu tepla	k_S	13,65	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Tlakové ztráty v TP	Δp_{sp}	13,6	Pa
Tlakové ztráty v MP	Δp_{w}	0,0294	Pa
Konstrukční parametry			
Počet trubek v svazku	n_{tr}	19	-
Vnější průměr trubky	d_{out}	12	mm
Tloušťka stěny trubky	t_t	1,8	mm
Počet přepážek	n_p	7	-
Rozteč přepážek	t_p	0,15	m
Délka trubek	l_{trubky}	1,073	m
Vnitřní průměr pláště	$d_{trubkovnice}$	115,9	mm
Materiál Stainless steel AISI 316			

ZÁVĚR

Výsledkem mé bakalářské práce je teoretická část, která pojednává o základním rozdělení tepelných výměníků. Je zde popsána konstrukce jednotlivých typů tepelných výměníků, jejich výhody, nevýhody a jejich využití.

Ve své práci se zabývám jednochodým tepelným výměníkem spaliny-voda se segmentovými přepážkami, který slouží k ochlazení spalin těsně nad teplotu kondenzace. Jedná se o trubkový tepelný výměník se svazkem trubek v plášti. Přesněji je ve svazku devatenáct trubek o rozměrech 12x1,8 mm. Svazek trubek je dlouhý 1,073 m a celkový průměr tepelného výměníku je 0,136 m. Vy výměníku je umístěno sedm segmentových přepážek s roztečí 0,15 m. Pro konstrukci výměníku je použita nerezová ocel AISI 316.

Další součástí práce je samotný tepelně-hydraulický výpočet řešeného výměníku. Tento výpočet se skládá z několika částí. Bylo nutné dopočítat teplotu spalin na výstupu z výměníku, která musela být vyšší než saturační teplota spalin. Další termofyzikální vlastnosti spalin a vody (hustota, viskozita...) jsem dohledal v tabulkách nebo dopočítal ze složení spalin, teploty a tlaku obou médií.

Po doplnění všech potřebných parametrů pracovních médií se přistoupilo k výpočtu tepelného výkonu, který vyšel 3,025 kW. Poté se dopočítaly hmotnostní toky obou médií, rychlosti médií, podobnostní kritéria potřebná pro výpočty součinitelů přestupu a prostupu tepla, a nakonec samotné rozměry tepelného výměníku. Celková teplosměnná plocha je 0,7748 m^2.

Výpočet tlakových ztrát tepelného výměníku sestává ze ztrát místních a ze ztrát způsobených třením. Místní ztráty v trubkovém prostoru jsou dány vstupem a výstupem pracovní látky z trubek trubkového svazku. Ztráty třením závisí na rychlosti média, hustotě, drsnosti a rozměrech trubek. Výsledná tlaková ztráta na straně spalin vyšla 13,6 Pa. Tlaková ztráta na straně vody vzniká pouze třením a vyšla 0,03 Pa. Takto malá tlaková ztráta je způsobená nízkým hmotnostním tokem vody, což má za následek nízkou rychlost proudění a ve výsledku i nízkou tlakovou ztrátu.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

[1] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vydání druhé. Brno: Akademické nakladatelství CERM®, s.r.o. Brno, 2013, 119 stran : ilustrace. ISBN 978-80-214-4770-7.

[2] Heat exchangers. In: *Washington university* [online]. St. Louis [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://classes.engineering.wustl.edu/mase-thermal-lab/ me372b5.htm

[3] Aplikovaná termomechanika: Výměníky tepla. In: *České vysoké učení technické* [online]. Praha, 17.4.2011 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf

[4] Shell and Tube Heat Exchangers [online]. In: . Rayong, Thajsko [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://www.genesisthai.com/shell_Tube.aspx.html

[5] Plate heat exchangers. In: *Scintex* [online]. Eagle Farm QLD 4009, Austrálie [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: https://www.scintex.com.au/products/heat-exchanger-camping-showers

[6] EES: Engineering Equation Solver. In: *F-Chart Software* [online]. [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://www.fchart.com/ees/

[7] BROKAW, Richard S. Approximate Formulas for the Viscosity and Thermal Conductivity of Gas Mixtures. The Journal of Chemical Physics. National Advisory Committee for Aeronautics, Lewis Flight Propulsion Laboratory, Cleveland, Ohio, 1958, 29(2), 391-397.

[8] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.

[9] KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000, x, 1119 s. : il. ISBN 0-8247-9787-6.

[10] BROGAN, R.J. HEAT EXCHANGERS. In: *Thermopedia* [online]. 2011 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: http://www.thermopedia.com/content/832

[11] POLING, Bruce E., J. M. PRAUSNITZ a John P. O'CONNELL. *The properties of gases and liquids*. 5th ed. New York: McGraw-Hill, c2001. ISBN 978-007-0116-825.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a_{sp}	součinitel teplotní vodivosti spalin	$m^2 \cdot s^{-1}$
c1	koeficient závislý na uspořádání trubek a Reynoldsově čísle	-
cp_{sp}	měrná tepelná kapacita spalin	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
cp_w	měrná tepelná kapacita vody	$kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$
d_{in}	vnitřní průměr trubky ve svazku	m
d_{out}	vnější průměr trubky ve svazku	m
d_p	průměr neseříznuté přepážky	m
$d_{p,in}$	průměr díry v přepážce	m
d_{svazek}	průměr trubkového svazku	m
$d_{trubkovnice}$	vnitřní průměr pláště	m
D_{ij}	součinitel difuze	$m^2 \cdot s^{-1}$
$i_{sp,in}$	entalpie spalin při vstupu do výměníku	$kJ \cdot kg^{-1}$
$i_{sp,out}$	entalpie spalin při výstupu z výměníku	$kJ \cdot kg^{-1}$
$i_{w,in}$	entalpie vody při vstupu do výměníku	$kJ \cdot kg^{-1}$
$i_{w,out}$	entalpie vody při výstupu z výměníku	$kJ \cdot kg^{-1}$
k_l	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou vztažený na 1 m	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
k_r	relativní drsnost trubky	-
k_S	součinitel prostupu tepla válcovou stěnou vztažený k ploše	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
l	celková délka trubek	m
l_{char}	délka proudnice	m
l_{trubky}	délka jedné trubky svazku	m
M_i	molární hmotnost	$kg \cdot mol^{-1}$
m_{sp}	hmotnostní tok spalin	$kg \cdot s^{-1}$
m_w	hmotnostní tok vody	$kg \cdot s^{-1}$
Nu_{lam}	Nusseltovo kritérium pro laminární část proudění vody	-
Nu_{sp}	Nusseltovo kritérium spalin	-
Nu_{turb}	Nusseltovo kritérium pro turbulentní část proudění vody	-
Nu_w	Nusseltovo kritérium vody	-
n_p	počet přepážek	-
n_{tr}	počet trubek ve svazku	-
$n_{tr,v}$	počet trubek ve výřezu přepážky	-
pp_{sp}	parciální tlak vody ve spalinách	bar
Pr_{sp}	Prandtlovo kritérium spalin	-
Pr_w	Prandtlovo kritérium vody	-
p_{sp}	tlak spalin	bar
Q_{sp}	tepelný výkon	kW
R	molární plynová konstanta	$J \cdot K^{-1} \cdot kmol^{-1}$
Re_{sp}	Reynoldsovo kritérium spalin	-

Re_w	Reynoldsovo kritérium vody	-
S	celková teplosměnná plocha	m^2
S_N	plocha nezaplněného průřezu mezi dvěma přepážkami	m^2
s_p	tloušťka přepážky	m
S_{ps}	průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	m^2
S_{tp}	průtočný průřez mezi trubkami svazku a dírami v přepážce	m^2
S_{wz}	průtočný průřez zaplněného prostoru mezi přepážkami	m^2
t_p	rozteč přepážek	m
t_{sat}	saturační teplota	°C
$t_{sp,in}$	vstupní teplota spalin	°C
$t_{sp,out}$	výstupní teplota spalin	°C
$t_{w,in}$	vstupní teplota vody	°C
$t_{w,out}$	výstupní teplota vody	°C
$t_{sp,str}$	střední teplota spalin	°C
$t_{w,str}$	střední teplota vody	°C
w_i	hmotnostní zlomek	-
w_{sp}	rychlost proudění spalin	$m \cdot s^{-1}$
w_w	rychlost proudění vody	$m \cdot s^{-1}$
$x_{6\text{-}8}$	korekční faktor	-
x_i	objemový zlomek	-
$y_{2\text{-}7}$	korekční faktor	-
$z_{1s\text{-}2s}$	korekční faktor pro TP	-
$z_{2w\text{-}4w}$	korekční faktor v MP	-

α_{sp}	součinitel přestupu tepla spalin	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
α_w	součinitel přestupu tepla vody	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$
Δp_{ms}	místní tlaková ztráta spalin	Pa
Δp_{ts}	třecí tlaková ztráta spalin	Pa
Δp_{sp}	celková tlaková ztráta spalin	Pa
Δp_{tn}	tlaková ztráta třením v neopřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_{to}	tlaková ztráta třením v opřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_{tv}	tlaková ztráta obtékáním nad seříznutím přepážek	Pa
Δp_{tw}	celková tlaková ztráta vody	Pa
$\delta_{t.ln}$	střední logaritmický teplotní spád	°C
η_i	dynamická viskozita jednotlivých složek spalin	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
η_{sp}	dynamická viskozita spalin	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
η_w	dynamická viskozita vody	$kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-1}$
λ_i	součinitele tepelné vodivosti jednotlivých prvků spalin	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_{sp}	součinitel tepelné vodivosti spalin	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_w	součinitel tepelné vodivosti vody	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
λ_{ts}	součinitel tlakové ztráty třením spalin	-

λ_{tw}	součinitel tlakové ztráty třením vody	-
ψ_{11}	součinitel místní tlakové ztráty na vstupu a výstupu z trubek	-
ρ_i	hustota jednotlivých složek spalin	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_{sp}	hustota spalin	$kg \cdot m^{-3}$
ρ_w	hustota vody	$kg \cdot m^{-3}$
σ_i	srážkový průměr	m
φ	úhel definující seříznutí přepážky	°

Zkratka	**Popis**
BEP	typ konstrukce výměníku podle norem TEMA
EES	engineering equation solver
PDF	portable document format
TP	trubkový prostor
MP	mezitrubkový prostor

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1 Schéma trubkového výměníku 14
Obrázek 1.2 Trubkový výměník s rovnými trubkami 14
Obrázek 1.3 Článkový výměník tepla 15
Obrázek 1.4 Výměník s U-trubkami 15
Obrázek 1.5 Schéma proudění média v deskovém výměníku 16
Obrázek 2.1 Teplotní diagram 17
Obrázek 2.2 Návrh rozložení svazku trubek 21

SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Rozbor jednotlivých prvků spalin 18
Tab. 2 Výsledné fyzikální vlastnosti médií 21
Tab. 3 Přehled korekčních faktorů 23
Tab. 4 Datasheet rekuperačního výměníku spaliny-voda 28

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1 Tepelně-hydraulický výpočet výměníku v programu EES