



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

DESIGN OF HEAT EXCHANGER

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Anna Kopřivová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Pavel Milčák

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Studentka: Anna Kopřivová
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: Ing. Pavel Milčák
Akademický rok: 2019/20

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:

Návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla slouží k přenosu tepelné energie mezi jednotlivými pracovními médii. V tomto případě se jedná o rekuperační výměník tepla, u kterého dochází k ohřevu napájecí vody pomocí kondenzace vodní páry.

Bakalářská práce bude zaměřena na návrh koncepčního řešení výměníku tepla a jeho tepelný výpočet.

Cíle bakalářské práce:

- úvod do teorie tepelných oběhů, zvyšování účinnosti
- popis výměníků tepla - ohříváků napájecí vody
- návrh koncepčního řešení výměníku dle tepelného schématu
- tepelný 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.

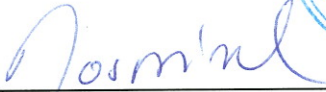
ŠORIN, Serafim Nikolajevič, Radko HEJZLAR a Rudolf MATHON. Sdílení tepla. Praha : Bratislava: SNTL - Nakladatelství technické literatury ; Nakladatelství ALFA, 1968, 398 s. : il., tabulky, grafy.

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.

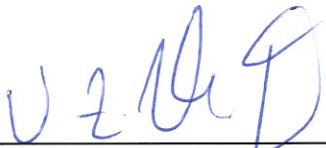
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20.

V Brně, dne 24. 10. 2019





doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o návrhu tepelného výměníku typu voda-pára. Podstata tepelných výměníků spočívá ve zvyšování účinnosti tepelných oběhů. Na začátku práce je popsán princip těchto tepelných cyklů, konkrétně Carnotova a Rankine-Clausiova cyklu. Dále se v práci věnuji samotným výměníkům tepla, jejich základnímu rozdělení a podrobnějšímu popisu s bližším pohledem na konkrétní dělení výměníků tepla dle konstrukce, tedy rekuperační, regenerační a směšovací výměníky. Zvláštní pozornost je věnována trubkovým výměníkům, které tvoří základ dalšího tepelného výpočtu. Závěrem je návrh nízkotlakého trubkového ohříváku pomocí zadaných parametrů pracovních látek na vstupu a na výstupu.

Klíčová slova

Tepelný výměník, tepelný cyklus, trubkový výměník

ABSTRACT

This bachelor thesis discusses a design of the water-steam type heat exchanger. The nature of heat exchangers is based on increasing the efficiency of thermal circuits. At the beginning of the thesis, a principle of these thermal cycles, namely Carnot's and Rankine-Clausius's cycles are described. Furthermore, in this thesis, I deal with heat exchangers alone together with their basic distinction and more detailed description with a closer look at specific sorting of the heat exchangers regarding their construction, which means recuperative, regenerative and direct contact exchangers. Special attention is paid to tubular exchangers, which create the core of thermal computation. Closing part involves a design of a low-pressure tubular heater by means of assigned parameters of work substances at the input and the output.

Key words

Heat exchanger, thermodynamic cycle, tubular exchanger

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOPŘIVOVÁ, Anna. *Návrh výměníku tepla*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/124702>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Pavel Milčák.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh výměníku tepla** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

25.6.2020

Datum



Anna Kopřivová

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěla poděkovat svému vedoucímu Ing. Pavlovi Milčákovi za jeho ochotu a cenné rady při vypracování této bakalářské práce. Velké díky patří také mé rodině, především mému tatínkovi, za jeho nekonečnou podporu, které si velmi vážím a bez které bych se neobešla.

OBSAH

ÚVOD	10
1. Tepelné oběhy	11
1.1 Carnotův cyklus	11
1.1.1 Popis cyklu a rovnice	11
1.1.2 Účinnost	13
1.2 Rankinův – Clausiův parní oběh	13
1.2.1 Popis cyklu a rovnice	13
1.2.2 Účinnost	14
2. Tepelné výměníky	15
2.1 Tepelné výměníky a charakter proudění	16
2.2 Tepelné výměníky a jejich konstrukce	16
2.2.1 Rekuperační výměníky	17
2.2.2 Regenerační výměníky	18
2.2.3 Směšovací výměníky	19
3. Trubkový tepelný výměník – ohřívák napájecí vody	19
3.1 Konstrukce	20
3.2 Typy	21
3.2.1 Výměník s přímými trubkami	22
3.2.2 U-trubkový výměník	22
3.2.3 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami	23
3.2.4 Výměník se žebrovanými trubkami	23
4. Návrh koncepčního řešení výměníku dle tepelného schématu	24
5. Tepelný výpočet výměníku	24
5.1 Zadané parametry	24
5.2 Výpočet	25
5.2.1 Kontrola tepelné bilance	25
5.2.2 Parametry trubkového výměníku	25
5.2.2 Shrnutí výpočtu	29
ZÁVĚR	30
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	31
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	32

ÚVOD

Tepelné výměníky jsou jedním z nejpoužívanějších zařízení využívaných v celém spektru průmyslu. Na dnešním trhu můžeme najít několik typů tepelných výměníků, jejichž základní funkcí je zprostředkování výměny tepelné energie mezi teplotně různými médii.

V první kapitole bakalářské práce se zabývám tepelnými cykly, na kterých vysvětluji podstatu využití tepelných výměníků za účelem zvýšení účinnosti tepelného oběhu. Druhá a třetí kapitola je věnována popisu samotných výměníků tepla, jejich různá dělení a hlubší pohled na konkrétní rozdělení dle konstrukce. Dalším tématem jsou trubkové tepelné výměníky, které tvoří základ koncepčního návrhu řešení výměníku dle tepelného schématu.

Hlavní částí této práce je kapitola čtvrtá a pátá, kde provádím tepelný výpočetní návrh rekuperačního ohříváku napájecí vody. Ohřívanou látkou je tedy v tomto případě voda, která proudí v trubkách se zadanou tepelnou vodivostí a průměrem. Druhou pracovní látkou je vodní pára, která proudí v mezitrubkovém prostoru a ohřívá tak vodu protékající v trubkách. Cílem je určit součinitele přestupu tepla a pomocí něj dopočítat potřebnou délku trubek a jejich počet ve výměníku.

1. Tepelné oběhy

Při přeměně tepelné energie na mechanickou využíváme znalosti tepelných cyklů. Jedná se o systém termodynamických změn po sobě jdoucích, které se uzavírají v jeden oběh, tedy látka po průchodu cyklem dojde opět do původního stavu.

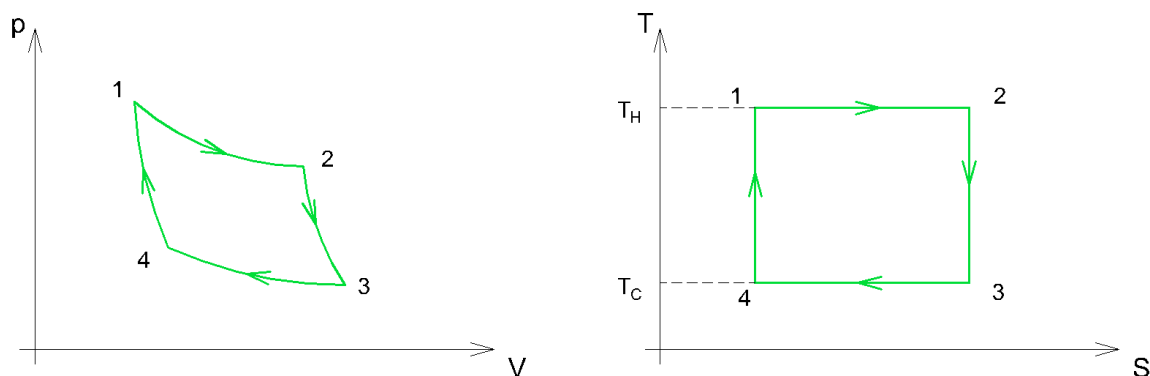
1.1 Carnotův cyklus

Francouzský inženýr a fyzik Nicolas Léonard Sadi Carnot roku 1824 vydal studii, která se zabývala druhým termodynamickým zákonem, a definoval maximální účinnost, které dosáhne jakýkoliv tepelný cyklus. Tato účinnost závisí na rozdílu mezi výstupní a vstupní teplotou. [1]

Při tepelném cyklu nesmí docházet k tepelným a mechanickým ztrátám, tzn. soustava musí být dokonale izolovaná a při pohybu nedochází ke tření. Tyto podmínky jsou v praxi nedosažitelné, ale cílem je se k nim co nejvíce přiblížit.

Nejdokonalejším a nejjednodušším termodynamickým oběhem je Carnotův cyklus. Získává nejvíce práce z přivedeného tepla pracovní látky. V praxi se s ním nesetkáme, ale slouží jako porovnávací kritérium ke skutečným tepelným oběhům. Cílem konstruktérů tepelných strojů je tedy se maximálně Carnotovu cyklu přiblížit. Tomuto vývoji tvorby stroje říkáme carnotizace.

1.1.1 Popis cyklu a rovnice



Obr. 1 Carnotův cyklus: vlevo p-V diagram, vpravo T-S diagram

Carnotův cyklus se skládá ze čtyř dějových procesů: dvou izotermických a dvou adiabatických.

1 – 2 izotermická expanze

- Mezi body 1 a 2 je pracovní látce při konstantní teplotě dodáváno teplo Q_H . Při tomto ději dochází k tzv. izotermické expanzi. Tato změna je charakterizována nárůstem entropie.

$$T_1 = T_2 = T_H \quad (1)$$

$$p_1 \cdot V_1 = p_2 \cdot V_2 \quad (2)$$

2 – 3 adiabatická expanze

- Mezi body 2-3 dochází k adiabatické expanzi, při kterém pracovní látka koná práci. Při tomto ději nedochází k výměně tepla systému s okolím, tedy z druhého termodynamického zákona vyplývá, že nedochází ke změně entropie.

$$p_2 \cdot V_2^\kappa = p_3 \cdot V_3^\kappa \quad (3)$$

$$dQ = 0, dS = 0 \quad (4), (5)$$

3 – 4 izotermická komprese

- Mezi body 3 a 4 je pracovní látce odváděno teplo Q_C . Při tomto ději dochází k tzv. izotermické kompresi, která je doprovázena poklesem entropie.

$$T_3 = T_4 = T_C \quad (6)$$

$$p_3 \cdot V_3 = p_4 \cdot V_4 \quad (7)$$

4 – 1 adiabatická komprese

- Mezi body 4 a 1 dochází k adiabatické kompresi, přičemž je spotřebována práce. Při tomto ději nedochází k výměně tepla s okolím, a proto platí podle druhého termodynamického zákona, že nedochází ke změně entropie.

$$p_4 \cdot V_4^\kappa = p_1 \cdot V_1^\kappa \quad (8)$$

$$dQ = 0, dS = 0 \quad (9), (10)$$

1.1.2 Účinnost

Termická účinnost Carnotova cyklu závisí pouze na teplotách, a ne na pracovní látce.

$$\eta_{t,c} = \frac{a}{q_H} = \frac{q_H - q_c}{q_H} = 1 - \frac{q_c}{q_H} = 1 - \frac{T_c}{T_H} \quad (11)$$

Zavádíme i porovnávací Carnotovu účinnost, kdy porovnáváme právě Carnotovu účinnost s účinností vyšetřovaného tepelného cyklu.

$$\eta_{t,P} = \frac{\eta_t}{\eta_{t,c}} \quad (12)$$

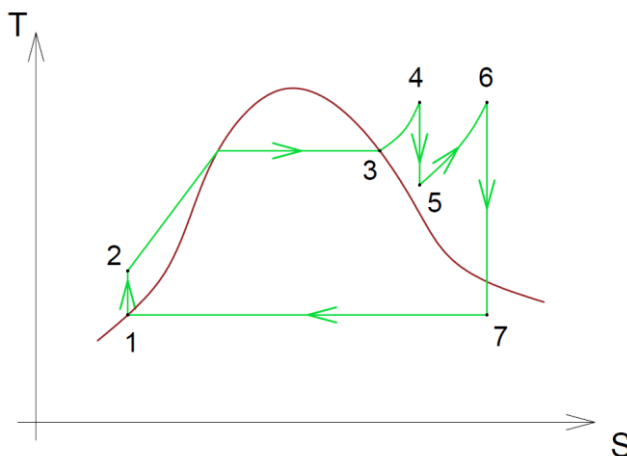
1.2 Rankinův – Clausiův parní oběh

Skotský inženýr William John Macquorn Rankine publikoval roku 1859 studii „Manual of the Steam and Other Prime Movers“, kde se zabýval parními motory a vlastně i dalšími tepelnými motory. Spolu s Rudolfem Clausiem a Williamem Thompsonem položili základy termodynamiky. [2]

Rankine – Clausiův oběh má jako pracovní látku vodu a využívá tak její změnu skupenství z kapalné fáze na páru a opačně. Tepelný cyklus přeměňuje tepelnou energii na mechanickou, která se dále může přeměňovat na elektrickou. Tvoří tedy základ tepelných a jaderných elektráren.

1.2.1 Popis cyklu a rovnice

Rankine – Clausiův cyklus s dělenou expanzí a přehříváním:



Obr. 2 T-S diagram Rankine-Clausiova cyklu

1 – 2: Sytá kapalina je čerpadlem dopravována do parogenerátoru. Jedná se o adiabatický děj ($dS=0$).

$$p_1 \cdot V_1^\kappa = p_2 \cdot V_2^\kappa \quad (13)$$

2 – 3: Za konstantního tlaku je v parogenerátoru kapalina ohřívána na sytou kapalinu, která se dalším přívodem tepla mění na sytou páru.

$$p_2 = p_3 \quad (14)$$

$$\frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3} \quad (15)$$

3 – 4: Z parogenerátoru je za konstantního tlaku pára přehřívána na teplotu T_4 .

$$p_3 = p_4 \quad (16)$$

$$\frac{V_3}{T_3} = \frac{V_4}{T_4} \quad (17)$$

4 – 5: Z přehříváku je přehřátá pára dopravována do vysokotlaké části turbíny, kde expanduje a dochází k transformaci na energii mechanickou.

$$p_4 \cdot V_4^\kappa = p_5 \cdot V_5^\kappa \quad (18)$$

5 – 6: Mezi body 5 a 6 dochází k přehřívání páry na teplotu T_6 za konstantního tlaku.

$$p_5 = p_6 \quad (19)$$

$$\frac{V_5}{T_5} = \frac{V_6}{T_6} \quad (20)$$

6 – 7: Přehřátá pára adiabaticky expanduje v nízkotlaké části turbíny, z které vystoupí jako mokrá pára.

$$p_6 \cdot V_6^\kappa = p_7 \cdot V_7^\kappa \quad (21)$$

7 – 1: Cyklus se uzavírá, když v kondenzátoru mokrá pára ze stavu 7 zkondenzuje za konstantního tlaku na sytou kapalinu (stav 1).

$$T_7 = T_1 \quad (22)$$

$$p_7 \cdot V_7 = p_1 \cdot V_1 \quad (23)$$

1.2.2 Účinnost

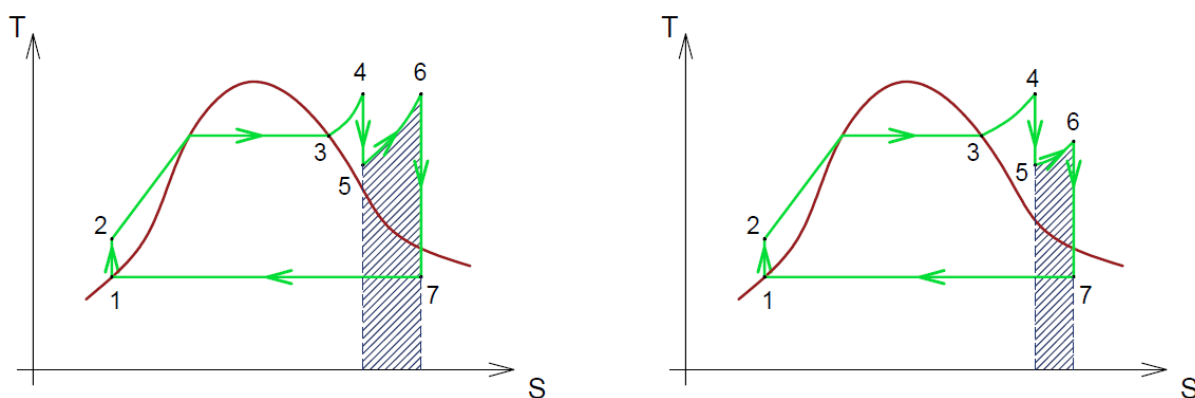
Výpočet účinnosti oběhu uvedeného v podkapitole 1.2.1:

$$\eta_T = \frac{a}{q_H} = \frac{a_{4-5} + a_{6-7}}{q_{4-2} + q_{6-5}} \quad (24)$$

Výše popsaný Rankine-Clausiův cyklus je s přehříváním, díky kterému se zvýší účinnost celého oběhu. Přehříváním páry se kromě zlepšení účinnosti zmenšuje vlhkost páry na konci expanze v turbíně. Bez přehřívání páry by byla vlhkost páry mnohem vyšší, než je přípustné z hlediska termodynamické účinnosti a spolehlivosti turbíny. [3]

Kromě přehřívání páry v kotli můžeme využít k přehřívání páry vstupní parou výměník tepla. V tom případě bychom však nemohli páru zahřát na teplotu vyšší, než je teplota sytosti odpovídající tlaku vstupní páry. Tedy účinnost není tak vysoká jako při přehřátí v kotli, ale ohřev v tepelném výměníku má své opodstatnění kvůli zřetelnému zmenšení vlhkosti páry v posledních stupních turbíny, což vede ke zvýšení termodynamické účinnosti turbíny, a tím též účinnosti oběhu. Zmenšením vlhkosti páry se sníží nebezpečí eroze oběžných lopatek posledních stupňů vodními kapičkami. [11]

Dalším způsobem, jak docílit vyšší účinnosti tepelného oběhu může být například zlepšení vakua v kondenzátoru použitím chladnější vody či zvyšováním parametrů vstupní páry zvýšením tlaku či teploty vstupní páry.



Obr. 3 Porovnání přehřívání páry v kotli (vlevo) a v tepelném výměníku (vpravo)

2. Tepelné výměníky

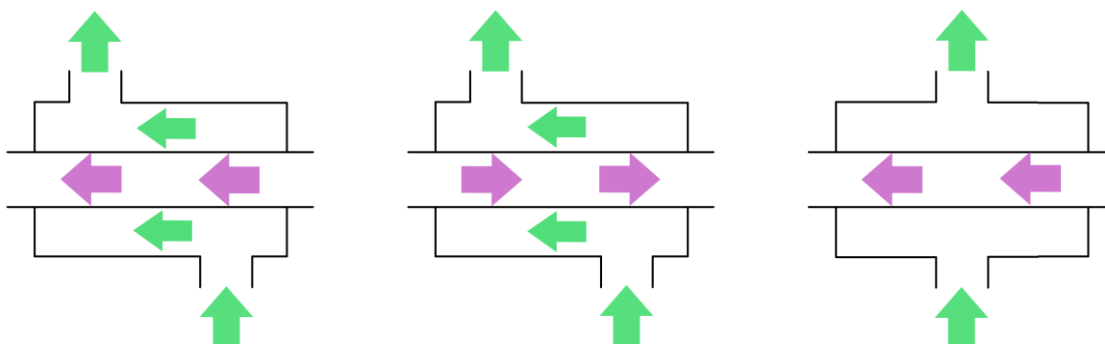
Tepelný výměník je zařízení, které slouží k přeměně tepla mezi dvěma a více médii. Využití nalézají v domácnostech, elektrárnách, a dokonce v dopravních prostředcích. Jsou součástí klimatizací, chladících zařízení, centrální tepelné jednotky ale i obnovitelných zdrojů energie jako je například geotermální či solární energie.

Základní dělení výměníků je dle charakteru proudění a dle jejich konstrukce.

2.1 Tepelné výměníky a charakter proudění

Jedním ze způsobů rozdělení tepelných výměníků je dle způsobu proudění médií:

- a) souproudé
 - média mají stejný směr a jsou rovnoběžná
- b) protiproudé
 - média mají opačný směr a jsou rovnoběžná
- c) křížové
 - proudy médií jsou na sebe kolmé



Obr. 4 Tepelné výměníky: souproudý (vlevo), protiproudý (uprostřed), křížový (vpravo)

V energetice je nejčastěji teponosným médiem voda, spaliny, vzduch, pára či olej. Posledním uvedeným dělením je tedy dle kombinace používaných médií:

- a) kapalina – kapalina (např.: voda – voda)
- b) kapalina – plyn (např.: voda – vzduch)
- c) plyn – plyn (např.: pára – pára, vzduch – pára, spaliny – vzduch, ...)

2.2 Tepelné výměníky a jejich konstrukce

V dnešní době je mnoho různých druhů tepelných výměníků s rozdílnými teplosměnnými povrchy a s odlišnými parametry ohřívací a ohřívané látky.

To nabízí několik možných variant konstrukce. Základním dělením tepelných výměníků dle konstrukce je na rekuperační, regenerační a směšovací tepelné výměníky.

2.2.1 Rekuperační výměníky

Princip rekuperačních výměníků je založen na přenosu energie mezi pracovními látkami, které jsou od sebe stále odděleny tenkou nepropustnou stěnou, která tvoří teplosměnnou plochu.

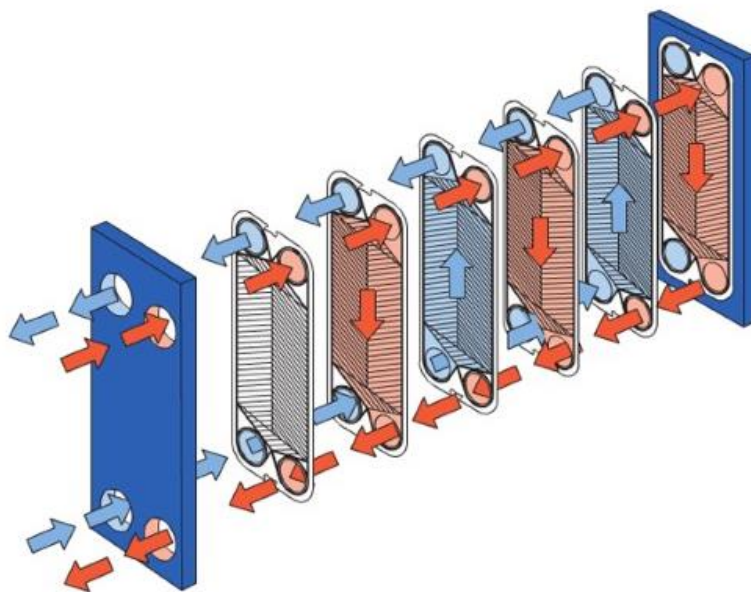
Podle konstrukce můžeme v praxi najít zástupce těchto výměníků nejčastěji v podobě deskových či trubkových výměníků.

U deskového výměníku je teplosměnná plocha tvořena svazkem tenkých kovových desek. Mezi jednotlivými deskami vznikají kanály a otvory v rozích desek jsou uspořádány tak, aby média proudila souběžně se střídajícími kanály. Protiproudý tok médií zajišťuje největší účinnost přestupu tepla. Jednotlivé desky bývají zvlněné, což nabízí několik opěrných bodů, ve kterých se každá deska opírá o desku sousední, a navíc podporuje turbulentní proudění.

Výhodou deskového výměníku jsou jeho malé rozměry a také možnost zvětšovat výkon u rozebíratelného zařízení. Díky kompaktnosti konstrukce lze tedy v tomto případě desky navýšit a tím zvětšit teplosměnnou plochu. Také díky tomu můžeme výměník lehce čistit. Nevýhodou jsou však maximální teploty, které jsou omezené v závislosti na typu použitého gumového těsnění mezi deskami. S těsněním se pojí i další nevýhoda a to ta, že při větších tlacích nemusí být dosaženo spolehlivého těsnění.

Pokud ovšem zvolíme nerozebíratelnou formu deskového výměníku, kde je těsnění provedeno pájením, tak bude výměník disponovat vysokou odolností vůči tlakům i teplotám.

Deskové výměníky se hojně využívají především jako chladicí jednotky, výparníky či kondenzátory.



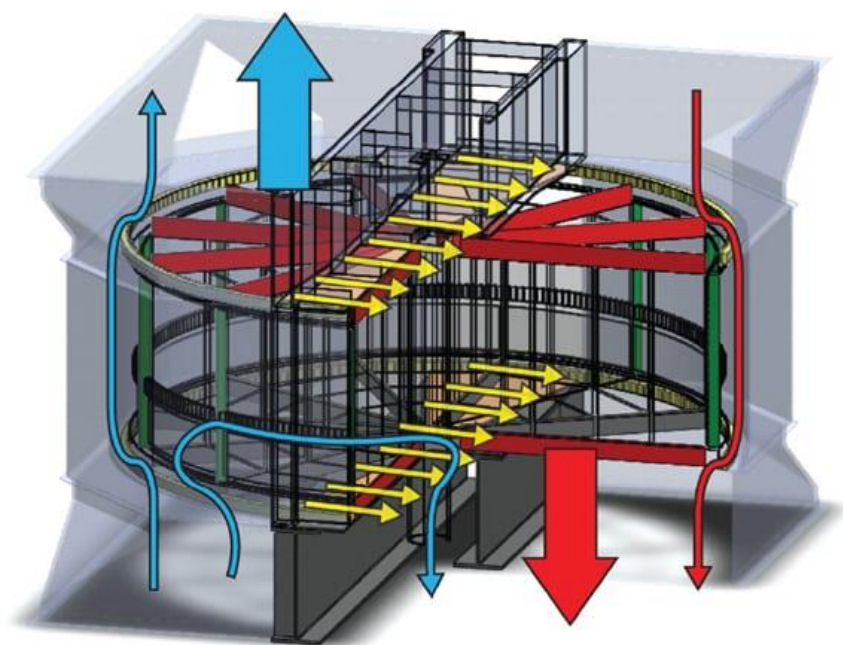
Obr. 5 Deskový výměník [4]

2.2.2 Regenerační výměníky

Regenerační tepelné výměníky využívají systém zpětného získávání tepla či vlhkosti.

Nejrozšířenější aplikací regeneračního výměníku je spalínový ohřívák vzduchu typu Ljungström. Základem konstrukce je akumulční hmota, která je tvořena z velkého počtu tenkých plechů uložených ve více vrstvách v rotoru. Rotor výměníku je rozdělen do sektorů vyplněných akumulční hmotou.

Princip ohříváku je naznačen na obr. 6. Ohřívané médium vtéká opakovaně s jistým časovým zpožděním za ohřívajícím médiem do prostoru, který je vyplněn akumulční hmotou. První fází je tedy předávání tepla ohřívacího média výplni, tedy její nahřívání. V druhé fázi se naakumulované teplo již předává ohřívanému médiu.



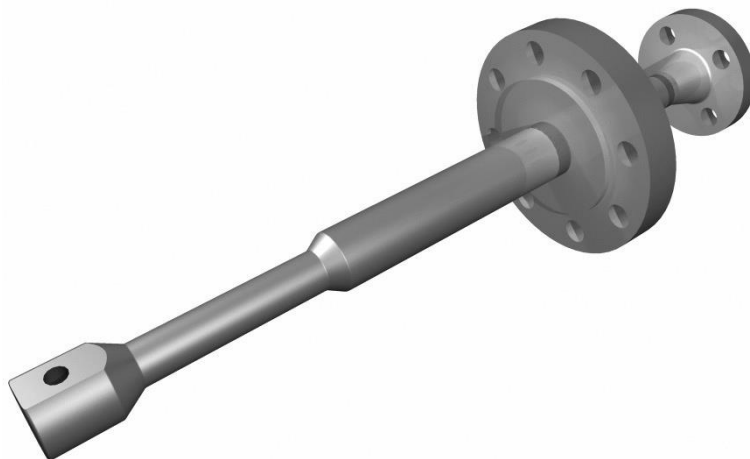
Obr. 6 Ohřívák vzduchu typu Ljungström [9]

2.2.3 Směšovací výměníky

Ve směšovacím výměníku dochází ke přímému mísení ohřívaného a ohřívacího média. Lze tedy mísit média různých teplot za vzniku homogenní směsi o vyrovnané teplotě.

Tento typ tepelného výměníku nemá teplosměnné plochy na rozdíl od výměníků výše uvedených.

V energetice se tento typ výměníku používá nejčastěji jako chlazení při vstřikování vody do páry a dále jako přímý ohřev vody parou za účelem jejího odplynění, tedy zbavování napájecí vody plynů, které by korozně působily na materiál kotle.



Obr. 7 Chladič páry [10]

3. Trubkový tepelný výměník – ohřívák napájecí vody

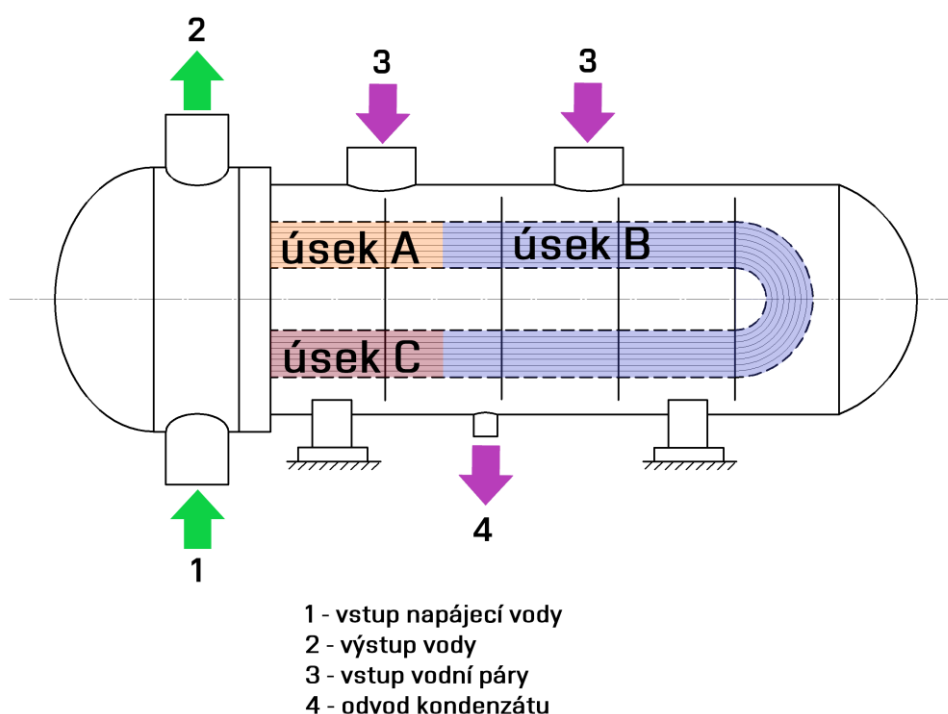
Trubkový výměník je spolu s deskovým jeden z nejpoužívanějších tepelných výměníků. Najdeme ho například v tepelných elektrárnách, chemickém průmyslu, potravinářství apod.

3.1 Konstrukce

Základem trubkového výměníku je svazek trubek, který je umístěn uvnitř pláště. V trubkách dochází k ohřevu protékající vody pomocí páry či kondenzátu uvnitř pláště.

Teplosměnné plochy ohříváků jsou tedy zhotoveny z trubek. Zvolený materiál musí odolávat procesním podmínkám, jako je koroze a zvýšená teplota. Trubky se do trubkovnice buď zaválcují, nebo zavaří. Konstrukce musí umožňovat tepelnou dilataci trubek. Nárok je taktéž na nízkou cenu a nižší hmotnost. Nejčastěji používaným materiálem bývá hliník, ocel a měď. [12]

Tepelný výměník můžeme rozdělit na tři hlavní části: srážecí přehřátí (úsek A), kondenzační část (úsek B) a podchlazovač kondenzátu (úsek C). Ve srážecí přehřátí dochází k částečnému odvodu tepla z ohřívací páry a zvýšení teploty napájecí vody. Druhou částí je část kondenzační. Ta tvoří většinu prostoru ve výměníku a zde probíhá kondenzace vodní páry, tedy přeměně syté nebo mokré páry na sytou kapalinu, a ohřev napájecí vody. Třetí zónou je část, kde dochází k podchlazování kondenzátu. Tady se redukuje teplota vody opouštějící kondenzační část těsně pod saturační teplotu, tím, že přenesse své teplo napájecí vodě. Saturační teplota, jinak také teplota varu, je teplota, při které se parciální tlak kapaliny vyrovná tlaku okolí.

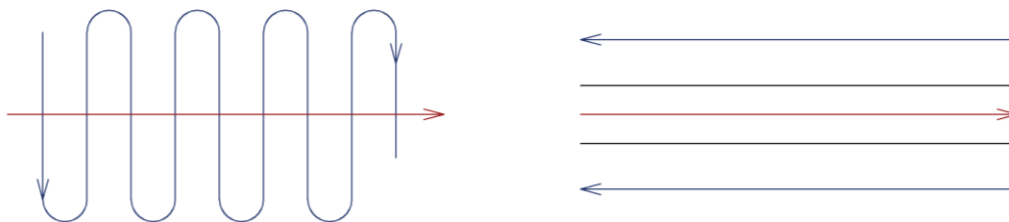


Obr. 8 Popis trubkového výměníku

3.2 Typy

Rozděluje teplené trubkové výměníky dle způsobu proudění:

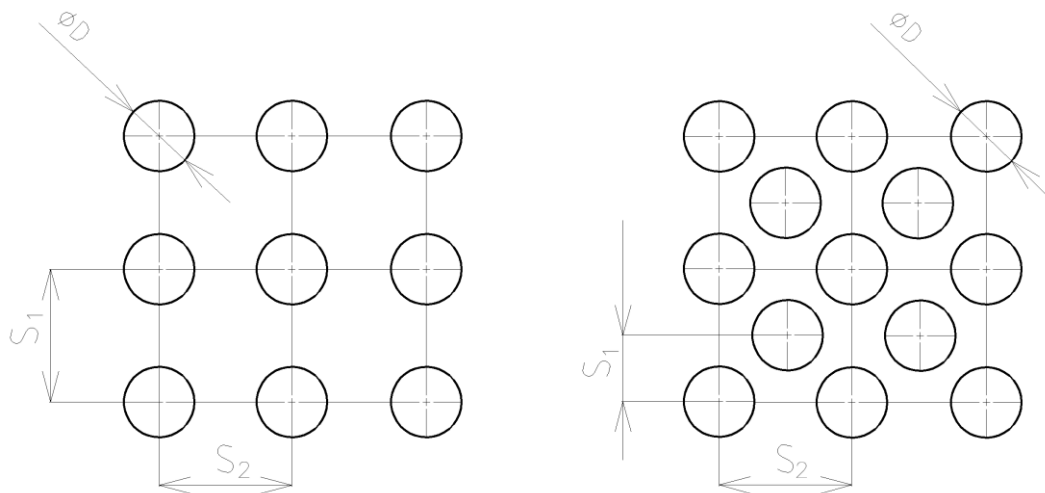
- a) příčné
- b) podélné



Obr. 9 Způsoby proudění v trubkovém výměníku: příčné (vlevo), podélné (vpravo)

Dle uspořádání trubek u příčného proudění dále rozlišujeme:

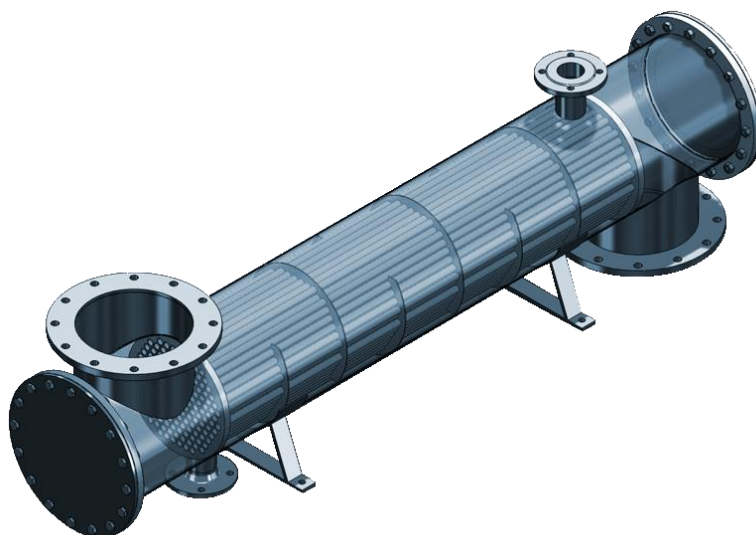
- a) trubky za sebou (v zákrytu)
- b) trubky přesazené – lepší využití vnitřního prostoru, větší součinitel přestupu tepla



Obr. 10 Uspořádání trubek ve výměníku: trubky za sebou (vlevo), trubky přesazené (vpravo)

3.2.1 Výměník s přímými trubkami

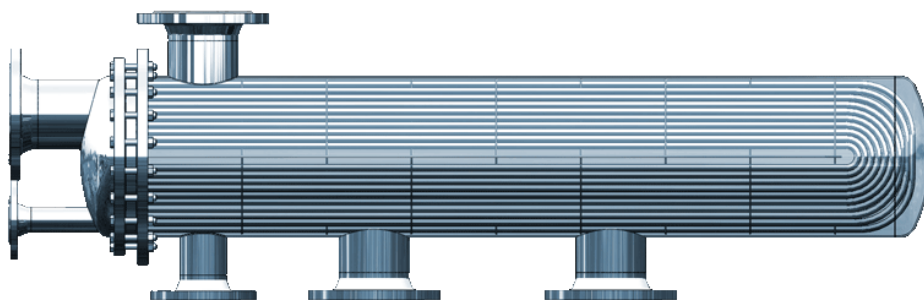
Svazek rovných trubek ústí rovnou do potrubí u výměníku s přímými trubkami. Výhodou této konstrukce je snadné odvádění kondenzátu z teplosměnné plochy. Dilatace trubek je umožněna vlnovcem vestavěným do pláště. Maximální využití plochy trubek je zde zajišťováno plechovými vodícími přepážkami. [13]



Obr. 11 Trubkový výměník s rovnými trubkami [5]

3.2.2 U-trubkový výměník

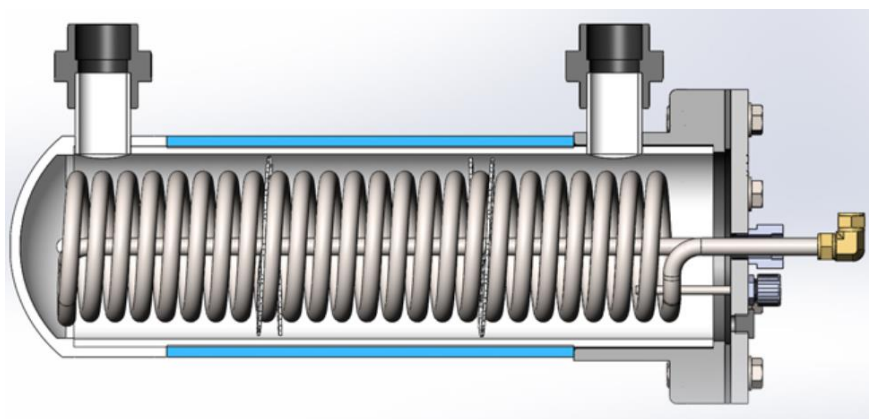
Vlášenkový neboli U-trubkový výměník je charakterizován svazkem rovných trubek zahnutých do tvaru písmene U. Tato konstrukce využívá dobře prostor uvnitř pláště. Další výhodou je zavěšení trubek, díky kterému mohou trubky téměř neomezeně tepelně dilatovat. Naopak nevýhodou oproti výměníku s rovnými trubkami je složité čištění zahnutých trubek, díky kterému se tento typ výměníku využívá především na ohřev či chlazení čistých toků kapalin a plynů.



Obr. 12 Vlášenkový výměník [6]

3.2.3 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami

Trubky v tomto typu výměníku jsou šroubovitě vinuty a dají se použít v jedné a více vrstvách. Výhodou je tedy lehká konstrukce a také využití protiproudu při příčném obtékání trubek z vnější strany médiem. Negativem je horší využití prostoru uvnitř pláště. Nevýhodou je také, že při poškození se musí vyměnit celá šroubovice a dále také špatný přístup k jejímu čištění.



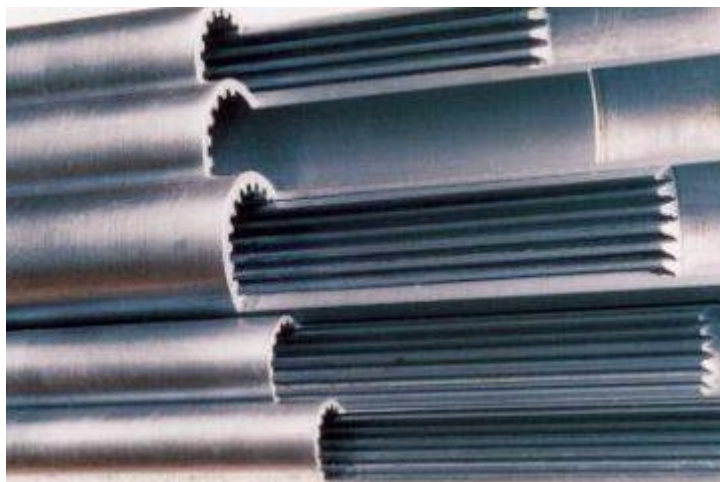
Obr. 13 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [7]

3.2.4 Výměník se žebrovanými trubkami

Výměník s žebrovanými trubkami pro dosažení zvětšení teplosměnné plochy trubek.

Provedení žebër může být na vnější straně trubky, či na straně vnitřní. Také lze odlišit žebrování podélné, příčné, či šroubovitě vinuté.

Tento typ výměníku se využívá především pro média s velkým rozdílem součinitele přestupu tepla. Žebra jsou použita tam, kde je součinitel přestupu tepla nižší.



Obr. 14 Žebrované trubky [8]

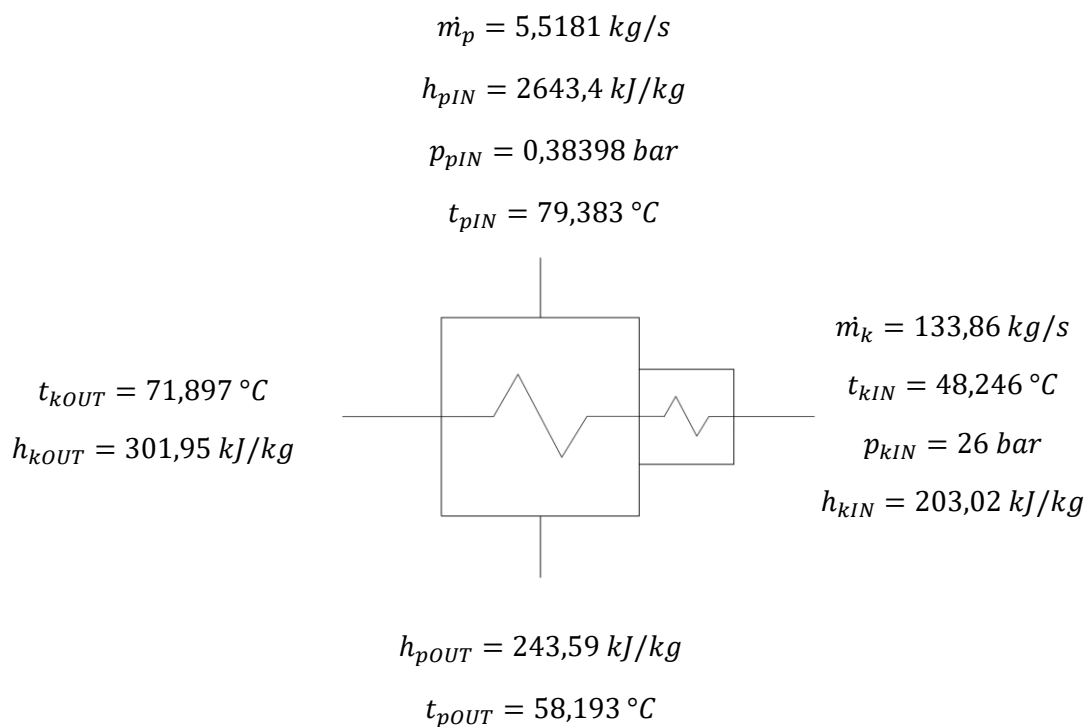
4. Návrh koncepčního řešení výměníku dle tepelného schématu

Zvolila jsem si návrh horizontálního rekuperačního vlásenkového tepelného výměníku z důvodu lepšího využití vnitřního prostoru oproti stojatým výměníkům, kde je vnitřní prostor omezenější. Nevýhodou zvoleného výměníku však je, že zabírá velký půdorysný prostor.

5. Tepelný výpočet výměníku

Média v tomto tepelném výměníku jsou: ohřívané médium: voda - k
ohřívací médium: pára - p

5.1 Zadané parametry



Trubka: $\varnothing 16 \times 1$

tepelná vodivost materiálu trubky $\lambda_{TR} = 15 \text{ W/mK}$

5.2 Výpočet

5.2.1 Kontrola tepelné bilance

Bilanční tepelný výkon vodní páry a vody:

$$\dot{Q}_p = \dot{m}_p \cdot (h_{pIN} - h_{pOUT}) = 5,5181 \cdot (2643,4 - 243,59) = 13\,242,39 \text{ kW} \quad (25)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{m}_k \cdot (h_{kOUT} - h_{kIN}) = 133,86 \cdot (301,95 - 203,02) = 13\,242,0 \text{ kW} \quad (26)$$

podmínka $\dot{Q}_p \geq \dot{Q}_k$ splněna

$$\text{Vysoká účinnost: } \eta = \frac{\dot{Q}_k}{\dot{Q}_p} = \frac{13\,242,0}{13\,242,39} = 0,99997 \quad (27)$$

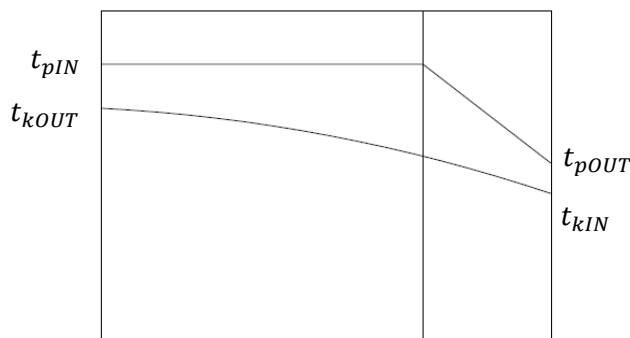
5.2.2 Parametry trubkového výměníku

Pro prostup tepla platí:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_k = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{LN} \quad (28)$$

Neznámé parametry:

logaritmický spád Δt_{LN}



Obr. 15 Průběh teplot ve výměníku

$$\Delta t_1 = t_{pIN} - t_{kOUT} = 79,383 - 71,897 = 7,486 \text{ °C} \quad (29)$$

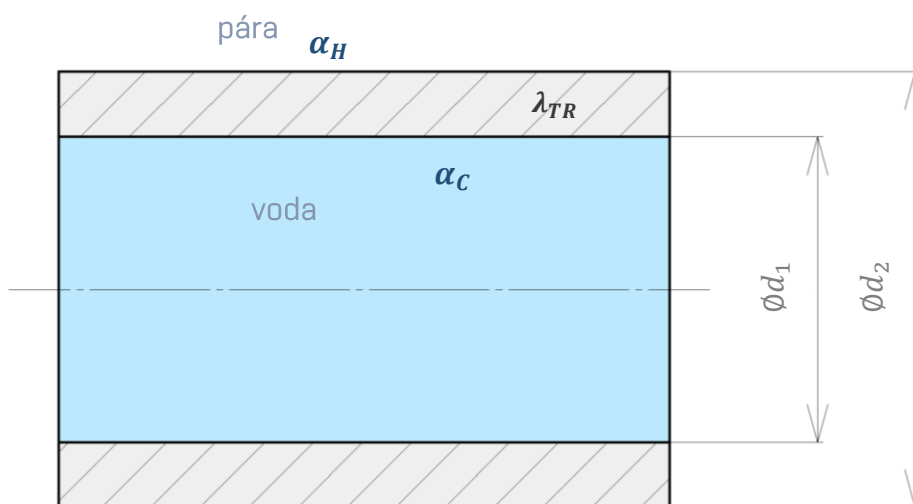
$$\Delta t_2 = t_{pOUT} - t_{kIN} = 58,193 - 48,246 = 9,947 \text{ °C} \quad (30)$$

$$\Delta t_{LN} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}} = \frac{9,947 - 7,486}{\ln \frac{9,947}{7,486}} = 8,658 \text{ °C} \quad (31)$$

součinitel prostupu tepla k_L

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_C \cdot d_1} + \frac{1}{\lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_H \cdot d_2}} \quad (32)$$

Je potřeba zjistit součinitele přestupu tepla α_C v prostoru uvnitř trubky, kde proudí napájecí voda, a součinitele přestupu tepla α_H v mezitrubkovém prostoru, kde je tok ohřívací pracovní látky – páry.



Obr. 16 Řez trubkou

Prostor uvnitř trubky a výpočet součinitele přestupu tepla α_C

voda a její vlastnosti podle střední teploty:

$$t_k = \frac{t_{kOUT} + t_{kIN}}{2} = \frac{71,897 + 48,246}{2} = 60,072 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (33)$$

hustota $\rho_k = 983,2 \text{ kg/m}^3$

tepelná vodivost $\lambda_k = 0,658 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

kinematická viskozita $\nu_k = 0,478 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$

dynamická viskozita $\mu_k = 0,470 \times 10^{-3} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

Prandtlovo číslo $Pr = 3,01$

Musím zjistit hodnotu součinitele přestupu tepla α_c . K tomu potřebuju určit charakter proudění pomocí Nusseltova a Reynoldsova čísla.

- Nusseltovo číslo:

$$Nu = \frac{\alpha_c \cdot l}{\lambda_k} \quad (34)$$

l ...charakteristický rozměr – předpokládáme úplně zahlcenou trubku

$$l = \frac{4 \cdot S_o}{o} = \frac{4 \cdot \frac{\pi d_1^2}{4}}{\pi \cdot d_1} = d_1 \quad (35)$$

tedy charakteristickým rozměrem je vnitřní průměr trubky

$$d_1 = 16 - 2 \cdot 1 = 14 \text{ mm} = 14 \times 10^{-3} \text{ m} \quad (36)$$

- Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\nu} \quad (37)$$

$$\text{Z rovnice kontinuity } \dot{m} = S \cdot v \cdot \rho \cdot n \text{ si vyjádřím rychlost průtoku } v = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho \cdot n} \quad (38)$$

$$\text{kde: průřez } S_o = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot (14 \times 10^{-3})^2}{4} = 1,539 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (39)$$

$$\text{hustota } \rho = \rho_k = 983,12 \text{ kg/m}^3$$

$$\text{hmotnostní tok } \dot{m} = \dot{m}_k = 133,86 \text{ kg/s}$$

počet trubek n volím tak, aby se rychlost průtoku blížila hodnotě 1

$$n = 914$$

$$v = \frac{\dot{m}}{S \cdot \rho \cdot n} = \frac{133,86}{1,539 \times 10^{-4} \cdot 983,12 \cdot 914} = 0,9680 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (40)$$

$$Re = \frac{v \cdot d_1}{\nu_k} = \frac{0,9680 \cdot 14 \times 10^{-3}}{0,478 \times 10^{-6}} = 28,35 \times 10^3$$

Reynoldsovo číslo určené výpočtem porovnám s hodnotou 10^4 . Vypočtené číslo je větší, tedy se jedná o proudění turbulentní.

- Nusseltovo číslo pro $0,7 \leq Pr \leq 160$; $Re > 10^3$:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} = 0,023 \cdot (28,35 \times 10^3)^{0,8} \cdot 3,01^{0,4} = 130,38 \quad (41)$$

Určení součinitele přestupu tepla α_C vyjádřením z rovnice:

$$Nu = \frac{\alpha_C \cdot d_1}{\lambda_k}$$

$$\rightarrow \alpha_C = \frac{Nu \cdot \lambda_k}{d_1} = \frac{130,38 \cdot 0,658}{14 \times 10^{-3}} = 6127,86 \text{ W/m}^2\text{K} \quad (42)$$

Mezitrubkový prostor a výpočet součinitele přestupu tepla α_H

V kondenzační zóně tepelného výměníku dochází ke kondenzaci vodní páry při kontaktu s trubkami. Zde dochází ke změně syté páry v sytou kapalinu. Pro výpočet je tedy důležité znát i saturační teplotu neboli teplotu varu. Uvolňuje se při této reakci výparné teplo h_{fg} . Vysrážená kapalina na vnější straně trubky vytvoří tzv. film (odtud teplota t_f), podle kterého můžeme určit součinitel přestupu tepla α_H .

vodní pára a její vlastnosti podle střední teploty:

$$t_p = \frac{t_{pIN} + t_{pOUT}}{2} = \frac{79,383 + 58,193}{2} = 68,788 \text{ }^\circ\text{C} \quad (43)$$

výparné teplo $h_{fg} = 2336,13 \text{ kJ/kg}$

část pára: hustota páry $\rho_v = 0,240 \text{ kg/m}^3$

část voda: hustota vody $\rho_l = 975,41 \text{ kg/m}^3$

saturační teplota $t_{sat} = 73,747 \text{ }^\circ\text{C}$

$$\text{teplota filmu } t_f = \frac{t_{sat} + t_p}{2} = \frac{73,747 + 68,788}{2} = 71,268 \text{ }^\circ\text{C} \quad (44)$$

dynamická viskozita $\mu_l = 398,223 \times 10^{-6} \text{ Pa} \cdot \text{s}$

měrná tepelná kapacita $c_{pl} = 1,880 \text{ kJ/kg} \cdot \text{K}$

tepelná vodivost $\lambda_l = 0,66397 \text{ W/m} \cdot \text{ }^\circ\text{C}$

Výpočet korigovaného výparného tepla:

$$h_{fg}^* = h_{fg} + 0,68 \cdot c_{pl} \cdot (t_{sat} - t_p) =$$

$$= 2336,13 \times 10^3 + 0,68 \cdot 1,880 \times 10^3 \cdot (73,747 - 68,788) =$$

$$= 2342469,59 \text{ J/kg} \quad (45)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α_H podle rovnice:

$$\alpha_H = 0,729 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h_{fg}^* \cdot \lambda_l^3}{\mu_l \cdot (t_{sat} - t_s) \cdot d_2} \right]^{\frac{1}{4}} =$$

$$= 0,729 \cdot \left[\frac{9,81 \cdot 975,41 \cdot (975,41 - 0,240) \cdot 2342469,59 \cdot 0,66397^3}{398,223 \times 10^{-6} \cdot (73,747 - 68,788) \cdot 16 \times 10^{-3}} \right]^{\frac{1}{4}} =$$

$$= 15464,27 \text{ W/m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}$$

Součinitel prostupu tepla k_L

$$\begin{aligned}
 k_L &= \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_C \cdot d_1} + \frac{1}{\lambda_{TR}} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_H \cdot d_2}} = \\
 &= \frac{\pi}{\frac{1}{6127,86 \cdot 14 \times 10^{-3}} + \frac{1}{15} \cdot \ln \frac{16 \times 10^{-3}}{14 \times 10^{-3}} + \frac{1}{15464,27 \cdot 16 \times 10^{-3}}} = \\
 &= 127,71 \text{ W/m} \cdot \text{K}
 \end{aligned} \tag{47}$$

Velikost teplosměnné plochy

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_k = k_L \cdot L \cdot \Delta t_{LN} \tag{48}$$

délka teplosměnné plochy L

$$L = \frac{\dot{Q}_k}{k_L \cdot \Delta t_{LN}} = \frac{13242,0 \times 10^3}{127,71 \cdot 8,658} = 11976 \text{ m} \tag{49}$$

Pro výpočet délky jedné trubky je třeba vydělit číslo L počtem trubek n.

$$L_{TR} = \frac{L}{n} = \frac{11976}{914} = 13,10 \text{ m} \tag{50}$$

5.2.2 Shrnutí výpočtu

Podle zadaných parametrů vyhovuje použití 914 trubek s celkovou délkou 11976 m. Tato celková délka se rozdělí mezi počet teplosměnných trubek tak, že jedna trubka bude mít délku 13,10 m. Tím že je výměník tvaru písmene „U“, bude délka výměníkové části 6,55 m.

ZÁVĚR

Tepelné výměníky jsou hojně využívaná tepelná zařízení, která vynikají svou relativně jednoduchou konstrukcí.

Abych mohla zachytit problematiku tepelných výměníků, bylo potřeba soustředit se na tepelné cykly, ve kterých hrají tepelné výměníky důležitou roli v rámci zvyšování účinnosti. Popsáním Carnotova a Rankine-Clausiova cyklu jsme schopni zařadit správně výměník tepla do oběhu a porovnat jej s ostatními zařízeními určenými na zvyšování účinnosti. Ve své bakalářské práci jsem konkrétně porovnála přehřívání páry v kotli s přehříváním páry ve výměníku tepla. Podle přiloženého grafu bylo zřetelné, že použití kotle má za následek vyšší účinnosti cyklu, než je to u použití výměníku. Opodstatnění výměníku však leží v tom, že výměník pracuje s nižší vlhkostí páry, a tedy je vhodnější pro dlouhodobější napojení na turbínu, u které může vysoká vlhkost způsobovat erozi a rychlejší stárnutí lopatek.

V návaznosti na kapitolu věnovanou tepelným cyklům jsem otevřela problematiku tepelných výměníků a snažila se je definovat a rozdělit dle různých kritérií. Hluběji jsem pak popsala konkrétní rozdělení dle konstrukčního řešení na základní tři typy výměníků, rekuperační, regenerační a směšovací. V každé z těchto skupin jsem vyzdvihla základního zástupce a určila výhody a nevýhody použití. Podrobněji jsem se pak věnovala samotným trubkovým výměníkům, kterým byl následný výpočet věnován.

Cílem mé bakalářské práce bylo provést tepelný výpočet rekuperačního ohříváku napájecí vody. Pracovními látkami byly v tomto případě tedy ohřívána voda a ohřívací pára, která ve výměníku kondenzuje. Podle zadaných parametrů jsem výpočet provedla. Výsledkem je, že pro zadané parametry je vhodné použít do ohříváku 914 trubek o celkové délce 11976 m.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] Carnot Cycle. *Nuclear Power* [online]. Shutdown Margin – SDM [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/carnot-cycle-carnot-heat-engine/>
- [2] Rankine Cycle. *Nuclear Power* [online]. Shutdown Margin – SDM [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/thermodynamics/thermodynamic-cycles/rankine-cycle-steam-turbine-cycle/>
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, s. 79.
- [4] Deskový výměník. In: *Alfa Laval* [online]. [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.alfalaval.fi/tiivisteelliset-levylammonvaihtimet/tyokalut/levylammonvaihtimen-toiminta/>
- [5] Trubkový výměník s rovnými trubkami. In: *Viesel* [online]. [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.viesel.de/en/heat-exchanger/straight-tube-bundle>
- [6] U-trubkový výměník. In: *Viesel* [online]. [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://www.viesel.de/en/heat-exchanger/u-tube-bundle>
- [7] Šroubovitý výměník. In: *Aqua Logic* [online]. [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <https://aqualogicinc.com/learn-how-a-heat-exchanger-works/>
- [8] Žebrované trubky. In: *Osaka Steel Tube* [online]. [cit. 2020-05-16]. Dostupné z: <http://www.osaka-kokan.co.jp/eng/product/heatexchanger/inner-fin/>
- [9] Ohřívák vzduchu typu Ljungström. In: *POWER* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://www.powermag.com/air-preheater-seal-upgrades-renew-plant-efficiency/>
- [10] Chladič páry. In: *Mattech* [online]. [cit. 2020-06-13]. Dostupné z: <https://mattech.cz/produkty/chladice-pary-267/>
- [11] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, s. 80.
- [12] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, s. 164.
- [13] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. *Tepelné elektrárny a teplárny*. Praha: SNTL, 1984, s. 166.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

SYMBOL	JEDNOTKA	VELIČINA
a	$J \cdot kg^{-1}$	měrná práce oběhu
c_{pl}	$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$	měrná tepelná kapacita kapalné části vodní páry
d_1	m	vnitřní průměr trubky
d_2	m	vnější průměr trubky
h_{fg}	$kJ \cdot kg^{-1}$	měrné výparné teplo
h_{fg}^*	$J \cdot kg^{-1}$	korigované výparné teplo
h_{kIN}	$J \cdot m^{-3}$	entalpie vody při vstupu
h_{kOUT}	$J \cdot m^{-3}$	entalpie vody při výstupu
h_{pIN}	$J \cdot m^{-3}$	entalpie páry při vstupu
h_{pOUT}	$J \cdot m^{-3}$	entalpie páry při výstupu
k_L	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	součinitel prostupu tepla
L	m	délka teplosměnné plochy
l	m	charakteristický rozměr
$\dot{m}$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	hmotnostní tok
$\dot{m}_k$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	hmotnostní tok napájecí vody
$\dot{m}_p$	$kg \cdot m^{-2} \cdot s^{-1}$	hmotnostní tok páry
n	-	počet trubek
Nu	-	Nusseltovo číslo
o	m	omočený obvod
p	Pa	tlak
p_{kIN}	Pa	tlak napájecí při vstupu
p_{pIN}	Pa	tlak páry při vstupu
Pr	-	Prandtlovo číslo
Q	J	teplo
$\dot{Q}_k$	W	tepelný výkon kondenzátu
$\dot{Q}_p$	W	tepelný výkon páry
q	$J \cdot kg^{-1}$	měrné teplo
q_c	$J \cdot kg^{-1}$	měrné teplo odvedené z oběhu
q_H	$J \cdot kg^{-1}$	měrné teplo přivedené do oběhu
Re	-	Reynoldsovo číslo

S	$J \cdot K^{-1}$	entropie
S_o	m^2	příčný průřez trubky
T	K	teplota
T_C	K	spodní teplota
T_H	K	horní teplota
t_f	$^{\circ}C$	teplota filmu
t_k	$^{\circ}C$	střední teplota vody
t_{kIN}	$^{\circ}C$	teplota vody při vstupu
t_{kOUT}	$^{\circ}C$	teplota vody při výstupu
t_p	$^{\circ}C$	střední teplota vodní páry
t_{pIN}	$^{\circ}C$	teplota páry při vstupu
t_{pOUT}	$^{\circ}C$	teplota páry při výstupu
t_{sat}	$^{\circ}C$	saturační teplota
V	m^3	objem
v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost toku vody
Δt_{LN}	$^{\circ}C$	logaritmický teplotní spád
α_C	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky
α_H	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky
η_t	-	termická účinnost
$\eta_{t,C}$	-	Carnotova účinnost
$\eta_{t,P}$	-	porovnávací termická účinnost
κ	-	izoentropický exponent
λ_k	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost vody
λ_l	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost kapalné části vodní páry
λ_{TR}	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$	tepelná vodivost trubky
μ_k	$Pa \cdot s$	dynamická viskozita vody
μ_l	$Pa \cdot s$	dynamická viskozita kapalné části
ν_k	$m^2 \cdot s^{-1}$	kinematická viskozita vody
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota
ρ_k	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vody
ρ_l	$kg \cdot m^{-3}$	hustota kapalné části vodní páry
ρ_v	$kg \cdot m^{-3}$	hustota plynné části vodní páry