



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Jílek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Michal Špiláček

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Tomáš Jílek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Michal Špiláček**
Akademický rok: 2017/18

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:

Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti. Obsahem bakalářské práce je návrh tepelného výměníku voda–voda, který je součástí chladicího okruhu. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Výkon výměníku 10 MW, se segmentovými přepážkami.

Chlazené medium: voda o vstupní teplotě 105 °C, tlak 0,2 MPa, průtok 10,5 kg/s.

Chladicí medium: voda o vstupní teplotě 30 °C, tlak 0,1 MPa, výstupní teplota 60 °C.

Cíle bakalářské práce:

- Rešerše výměníků tepla
- Návrh vhodné technologie pro aplikaci voda–voda
- Návrh teplosměnných ploch
- Konstrukční návrh výměníku
- Výkresová dokumentace

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.

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.

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

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. : il. ; 30 cm
diagramy ([3] složené l.). ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

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 návrhem trubkového výměníku tepla pro média voda – voda, jenž je součástí chladicí okruhu. Práce obsahuje základní popis a rozdělení trubkových výměníků. Dále obsahuje návrh a výpočet geometrických rozměrů, výpočet tlakových ztrát v trubkovém a meztrubkovém prostoru a výpočet skutečného výkonu výměníku. Součástí práce je také výkresová dokumentace navrženého výměníku.

Klíčová slova

Tepelný výměník, trubkový výměník s přímými trubkami, tlaková ztráta, tepelný výkon, průtočná média voda – voda

ABSTRACT

This bachelor thesis deals with the design of a tube heat exchanger for water - water media, which is part of a cooling circuit. The thesis contains basic description and distribution of tube heat exchangers. It also includes designing and calculating geometric dimensions, calculating the pressure losses in the pipe and intermediate flange spaces and calculating the actual output of the heat exchanger. Part of the thesis is also drawing documentation of the proposed heat exchanger.

Key words

Heat exchanger, shell and tube heat exchanger with straight tubes, pressure loss, heat output, water - water flow

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JÍLEK, T. *Návrh výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 41 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Michal Špiláček.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma *Návrh výměníku tepla* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Michala Špiláčka, za použitím odborné literatury a parametřů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Michalu Špiláčkovi za odborné vedení, které mi pomohlo tuto bakalářskou práci vypracovat. Dále bych chtěl poděkovat celé své rodině za podporu v průběhu celého studia.

podpis

OBSAH

ÚVOD	9
1 Tepelné výměníky.....	10
1.1 Popis tepelného výměníku.....	10
1.2 Rozdělení tepelných výměníků	10
1.2.1 Podle pracovního pochodu	10
1.2.2 Podle účelu a použití.....	11
1.2.3 Podle způsobu přenosu tepla	11
1.2.4 Podle smyslu proudění.....	11
1.2.5 Podle typu použitého média.....	12
1.2.6 Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy	12
2 Základní požadavky na výměník tepla.....	13
2.1 Požadavky na výměník.....	13
2.2 Požadavky na teponosná média.....	13
3 Trubkový výměník.....	14
3.1 Popis trubkového výměníku	14
3.2 Rozdělení trubkových výměníků.....	15
4 Provoz tepelných výměníků.....	18
4.1 Zanášení.....	18
4.2 4.1 Koroze	18
4.3 Abraze	18
5 Výpočet a návrh tepelného výměníku.....	19
5.1 Zadání pro výpočet tepelného výměníku	19
5.2 Bilanční rovnice výměníku tepla.....	19
5.2.1 Vlastnosti chladicího média.....	19
5.2.2 Vlastnosti ochlazovaného média	20
5.3 Trubkový prostor.....	20
5.4 Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru.....	22
5.4.1 Výpočet podobnostních kritérií	22
5.5 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	23
5.5.1 Tlakové ztráty třecí	23
5.5.2 Tlakové ztráty místní	24
5.6 Mezitrubkový prostor.....	25
5.6.1 Segmentové přepážky.....	25

5.6.2	Součinitel prostupu tepla v mezitrubkovém prostoru.....	26
5.7	Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru.....	30
5.7.1	Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku výměníku.....	30
5.7.2	Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru výměníku.....	32
5.7.3	Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostour nad seříznutím přepážek.....	33
5.8	Skutečný výkon tepelného výměníku	33
5.9	Konstrukční parametry výměníku	35
ZÁVĚR.....		36
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....		37
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....		38
SEZNAM PŘÍLOH		41

ÚVOD

Využití energie je v dnešní době velmi důležitou věcí. Proto jsou čím dál více používány výměníky tepla, které využívají přenos tepla mezi dvěma látkami o různých teplotách k obnově energie, která by se nevyužila, např. rekuperace odpadního tepla. Tyto výměníky se nejčastěji využívají v chemickém, energetickém a potravním průmyslu.

Velká část procesů v tomto průmyslu je spojená s přiváděním a odváděním tepla. Proto je důležité zvolit správný typ výměníku. Výměníky se posuzují např. podle výkonu, materiálu či rozměrů. Je rovněž důležité, aby byl výměník vhodně navržen i z ekonomického hlediska. Proto mají výměníky tepla velkou škálu variací, které se používají v mnoha různých typech přenosu tepla.

Cílem této bakalářské práce je navrhnout výměník tepla pro zadané parametry a provést výpočet tlakových ztrát, které jsou důležitým parametrem každého tepelného výměníku.

1 Tepelné výměníky

1.1 Popis tepelného výměníku

Výměník tepla je zařízení sloužící k přenosu tepla mezi dvěma nebo i více médii. Tepelná energie se přenáší pomocí teplonosných látek. Přenos probíhá z teplejšího média do média chladnějšího. Tato energie se získává například ve spalovacích zařízeních a můžeme ji využít na vytápění, technologický ohřev nebo na výrobu elektrické energie.

Konstrukce tepelného výměníku vychází z faktu, že by nemělo docházet ke smíšení teplonosných látek. Z tohoto důvodu probíhá přenos tepelné energie přes nepropustnou stěnu. Tato stěna může být vytvořena v různých tvarech např. pomocí desky, spirály nebo trubkovnice. Mohou se lišit i typem materiálů, vyrábí se např. z oceli, nerezů nebo plastů. Každý z těchto typů má své klady i zápory, a proto je zapotřebí správně určit variantu provedení.

Přenos tepla lze popsat třemi základními typy: kondukcí (vedením), konvekcí (prouděním) a radiací (zářením). Vedením přechází teplo mezi látkami při jejich přímém styku, jedná se o difúzní proces. Přenos tepla konvekcí probíhá u tekutin v důsledku jejich pohybu. Tento proces je silně ovlivněn charakterem jejich proudění. Rozdělují se na laminární a turbulentní proudění, nebo také podle toho, zdali jde o přirozenou nebo nucenou konvekci. Při radiaci není vyžadován kontakt látek, jedná se o přenos energie elektromagnetickým zářením. Tento přenos tepelné energie se většinou zanedbává, protože jeho podíl je značně malý.

1.2 Rozdělení tepelných výměníků

Tepelné výměníky se dají rozdělit podle zdrojů [1][2][4] do těchto skupin.

1.2.1 Podle pracovního pochodu

- a) Rekuperační
- b) Ohřívající i ohřívané médium je odděleno nepropustnou stěnou. Nepochází zde ke kontaktu teplonosných látek. K přenosu tepla dochází pomocí prostupu tepla vedením a prouděním. Nejvýhodnějším provedením jsou výměníky protiproudé.
- c) Regenerační
 - Média střídavě vtékají do vymezeného prostoru tzv. prostředníka, kde se naakumulované teplo z teplejšího média předá chladnějšímu médiu. Při tomto způsobu přenosu tepla musíme počítat s částečným smíšením obou medií.
- d) Kontaktní
 - Chladnější a teplejší médium je v rozdílných fázích. Po vzájemném kontaktu a výměně tepla jsou od sebe opět rozděleny. Teplonosná plocha je dána povrchem částic pevné fáze.
- e) Směšové
 - Dochází zde k přímému kontaktu chladnějšího a teplejšího média, které následně vytvářejí směs vycházející z výměníku.

1.2.2 Podle účelu a použití

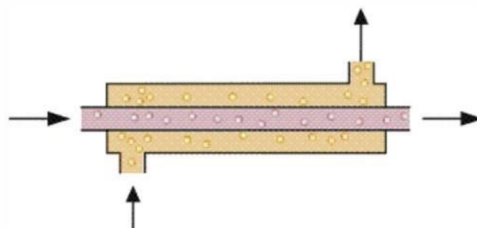
- a) Ohříváky
 - Dochází ke zvýšení teploty ohřivaného média beze změny fáze.
- b) Chladiče
 - Dochází ke snížení teploty ochlazovaného média beze změny fáze.
- c) Výparníky a odparky
 - Dochází k ohřívání kapalného fáze až do změny skupenství (kapalné – plynné).
- d) Kondenzátory
 - Plynné médium se ochlazuje a dochází k jeho zkapalnění (kondenzát).
- e) Přehříváky a mezipřehříváky
 - Slouží ke zvýšení teploty syté nebo přehřáté páry.
- f) Sušárny
 - U média v pevné fázi dochází ke snížení vlhkosti přísunem tepla.
- g) Termické a odplyňovávky vody
 - Ohřev vody k bodu varu pomocí páry. Dochází k vylučování pohlcených plynů.
- h) Topná tělesa ústředního vytápění
 - Médium ohřívá okolní vzduch.

1.2.3 Podle způsobu přenosu tepla

- a) Konvekční – přenos tepelné energie se uskutečňuje pomocí přímého styku těles. Přenos tepla ovlivňuje hlavně proudící média.
- b) Sálavé – přenos tepelné energie je uskutečňován pomocí elektromagnetického vlnění. Sálání tepla je přímým důsledkem náhodných pohybů atomů a molekul v médiu.
- c) Kombinované – u přenosu tepla kombinovaným způsobem dochází k předávání tepla prouděním i sáláním.

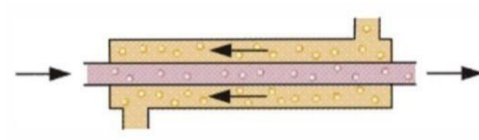
1.2.4 Podle smyslu proudění

- a) Souproudé
 - Směry proudů ohřívajícího a ohřivaného média jsou rovnoběžné.



Obr. 1 Souproud [6]

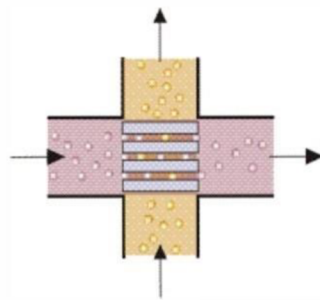
- b) Protiproudé
 - Směry proudů ohřivaného a ohřívajícího média jsou rovnoběžné, ale mají opačný směr.



Obr. 2 Protiproud [6]

c) Křížové

- Osy proudů v kolmém průmětu spolu svírají 90° .



Obr. 3 Křížový proud [6]

d) Se šikmým vzájemným prouděním

- Osy proudů v kolmém průmětu svírají úhel menší nebo větší než 90° .

e) Vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové proudění

f) S kombinovaným prouděním

1.2.5 Podle typu použitého média

a) Kapalinové

- voda – voda

b) Plynné

- Pára – vzduch, spaliny – vzduch, spaliny – pára

c) Kombinované

- Pára – voda, pára – olej, spaliny – voda

1.2.6 Podle konstrukčního řešení výhřevné plochy

a) Trubkové

b) Deskové

c) Kotlové

d) Žebrové

e) Svazkové

f) Šroubové

2 Základní požadavky na výměník tepla

Při navrhování výměníku tepla musíme dbát na to, abychom získali co nejintenzivnější předání tepla při nízkých nákladech. Můžeme toho dosáhnout zvolením vhodného materiálu, konstrukčními úpravami a vyhovujícím pracovním médii [1].

2.1 Požadavky na výměník

Výměník tepla by měl splňovat několik parametrů, které jsou často obtížné propojit a vybrat nejvýhodnější variaci.

- Získání co nejnižších tlakových ztrát a tím získání co nejnižší čerpací práce
- Co nejmenší rozměry a hmotnost
- Snížení ceny materiálu
- Snadná údržba
- Získání co největší spolehlivosti při provozu

Některé z těchto kritérií jsou protichůdné, a proto se při návrhu snažíme získat kompromis mezi těmito variantami, abychom tak získali co nejekonomičtější výměník. Do toho musíme zahrnout i to, že výměník musí být snadno udržovatelný a opravitelný [1].

2.2 Požadavky na teplotněstabilní média

Zvolení správného teplotněstabilního média závisí na mnoha faktorech, které se kombinují pro zvolení správného média. Základní požadavky jsou:

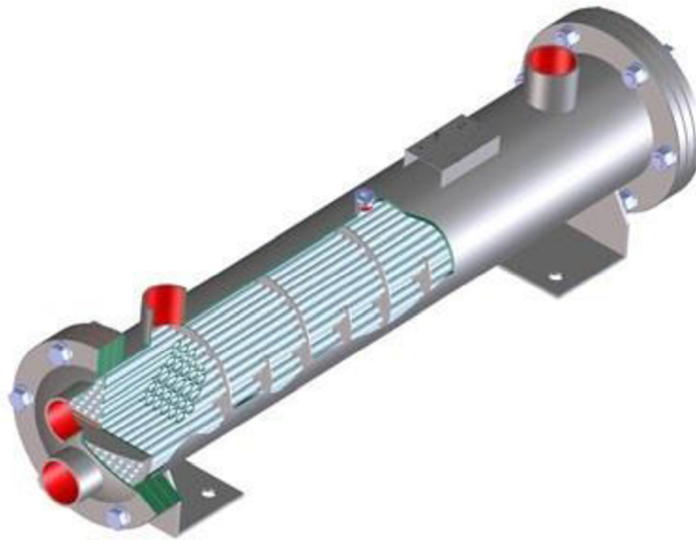
- Nízká viskozita a s ní spojené tlakové ztráty
- Dostatečně vysoké součinitel tepelné vodivosti
- Vysoká měrná kapacita
- Nízká agresivita průtočných médií vedoucí ke korozi zařízení
- Zdravotní nezávadnost
- Relativně nízká cena
- Vhodný vztah mezi teplotou varu a tlakem

Nejlépe splňuje požadavky výměna energie mezi vodou a vodní párou. Nevýhodou těchto médií je jednak možnost koroze, ale i vzniku nánosů solí obsažených ve vodě na výhřevných plochách. Problémem je i udržet dostatečný tlak, aby při pracovní teplotě nevznikala pára.

Volba vhodného teplotněstabilního média závisí na ekonomické rozvaze, nebo jsou média dána z důvodů potřeby využití dané látky [1].

3 Trubkový výměník

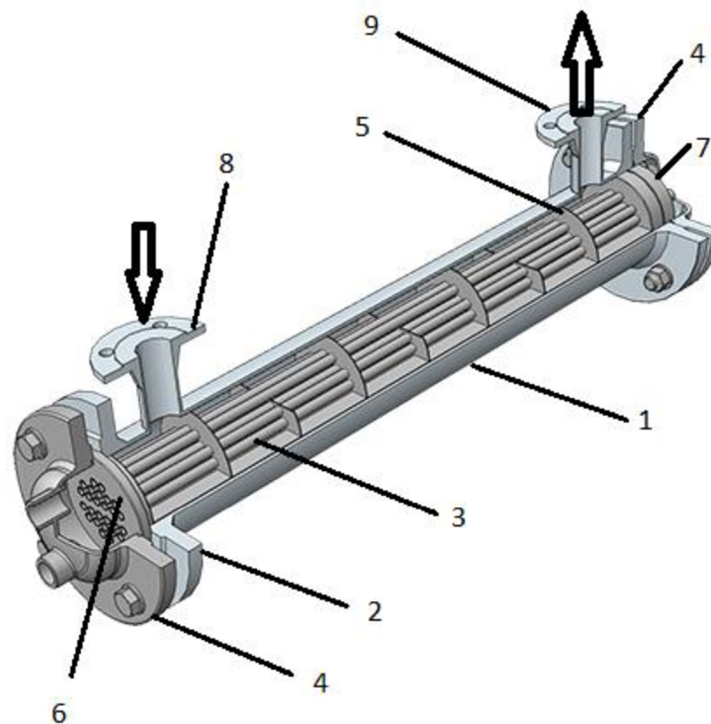
Trubkové výměníky patří k nejrozšířenějším a nejstarším typům výměníků. Nedochází v nich ke kontaktu pracovních látek. Tento typ výměníku se označuje jako rekuperační výměník. Trubkové výměníky se skládají z vnějšího pláště a vnitřních trubek. V mezitrubkovém prostoru jsou umístěny přepážky pro vedení trubek a také zpomalují průtok a prodlužují trajektorii proudění média v prostoru.



Obr. 4 Trubkový výměník tepla [8]

3.1 Popis trubkového výměníku

Schéma výměníku tepla je na (obrázku 5). Skládá se z pláště (1), na který jsou přivařeny trubkovnice (2), která má kruhový průřez a otvory pro trubky. Do trubkovnice jsou zaválcovány trubky (3). Tyto trubky bývají obvykle vyrobeny z oceli nebo mosazi. Výměník tepla má dvě víka (4) a ty se k trubkovnici upevňují šrouby. Do mezitrubkového prostoru jsou instalovány segmentové nebo koncentrické přepážky (5). Tyto přepážky fungují jako podpora pro trubky a pomáhají, aby nedocházelo k ohybu nebo chvění vlivem průtoku média v trubkovém prostoru. Toto médium vstupuje skrze vstupní armaturu (6) a vystupuje výstupním hrdlem (7). Médium do mezitrubkového prostoru vstupuje přes vstupní armaturu (8) a vystupuje výstupním hrdlem (9) citace [1][2].

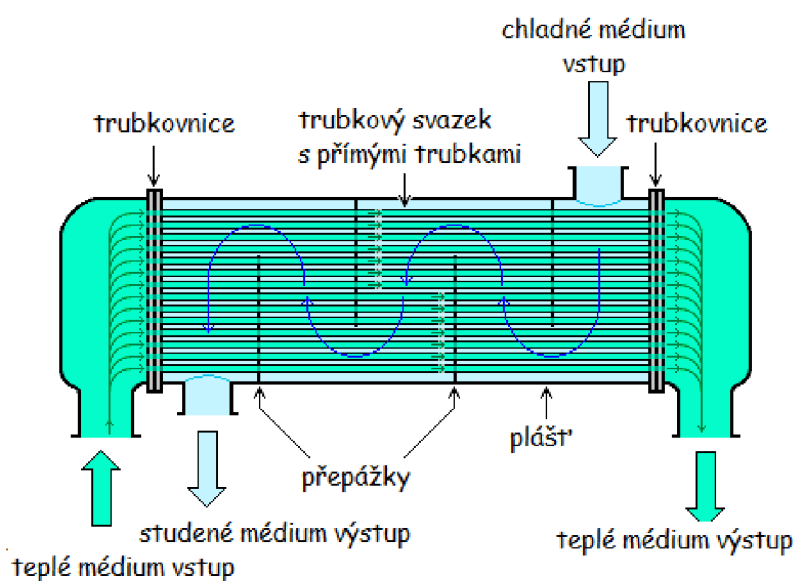


Obr. 5 Popis trubkového výměníku tepla [9]

3.2 Rozdělení trubkových výměníků

Trubkové výměníky mají několik variací konstrukčního řešení. Podle zdroje [1][2] se dělí

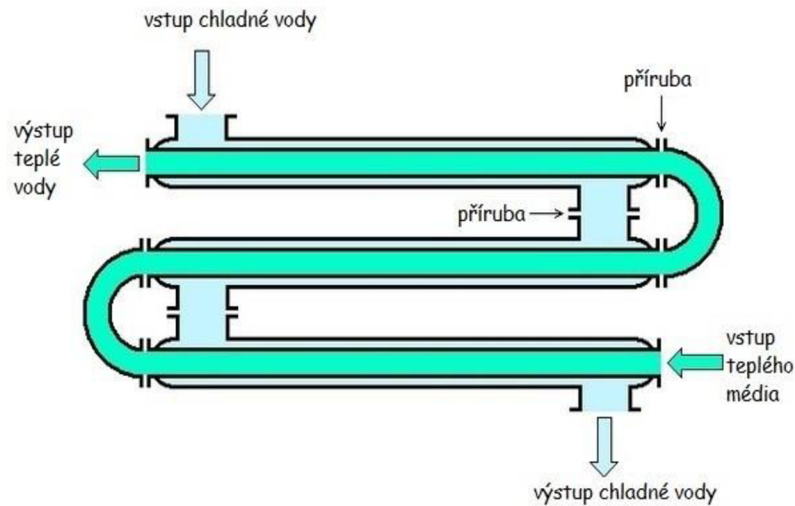
- a) Trubkový výměník s rovnými trubkami (Obr. 6). Jejich výhodou je jednoduchá výroba, dobré podmínky pro mechanické čištění a možnost výměny poškozené trubky.



Obr. 6 Trubkový výměník tepla s rovnými trubkami [7]

b) Článekový výměník

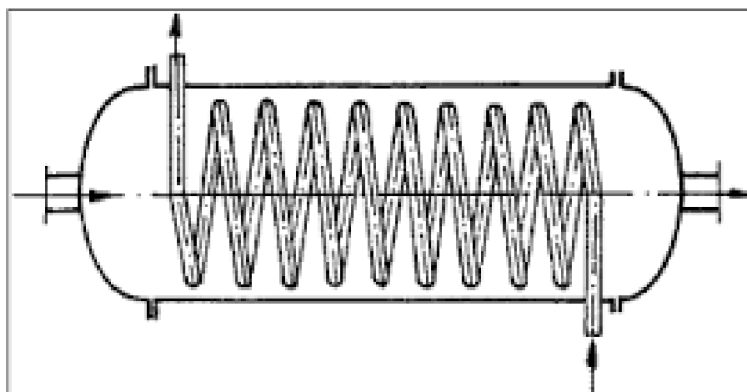
Použití tohoto výměníku je omezeno na nižší teplotní rozdíl a tlaky pracovních médií. Tento výměník patří mezi proti proudé výměníky.



Obr. 7 Článekový výměník (dvoutrubkový) [7]

c) Trubkový výměník se šroubovitě vnutými trubkami (obr. 8)

- Trubky ve výměníku mohou být vedeny v několika řadách.
- Výhodou daného výměníku je jednoduchá výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek média na vnější straně.
- Nevýhodou výměníku je, že trubka je vyrobena z jednoho kusu, takže při opravách je nutné vyměnit celou spirálu. Mezitrubkový prostor také není využitý efektivně.

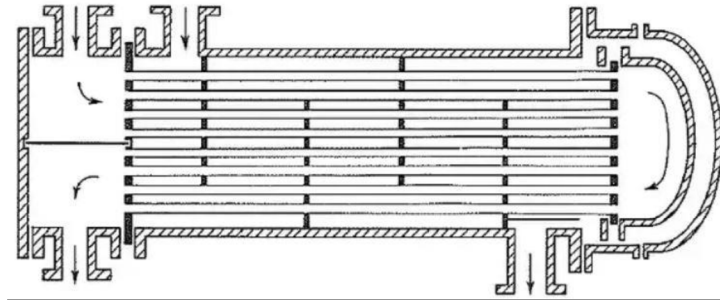


Obr. 8 Trubkový výměník se šroubovitě vnutými trubkami [10]

d) Plášťový trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou (obr. 9)

V praxi je tento výměník velmi rozšířený a může být využíván při velkých tepelných tocích. Důležité vlastnosti výměníku tepla jsou:

- Má vyjímatelnou trubkovou soustavu, takže se jednodušeji opravuje a čistí.
- Daný výměník tepla dobře kompenzuje dilataci.



Obr. 9 Plášťový trubkový výměník tepla s plovoucí hlavou [13]

4 Provoz tepelných výměníků

Během provozu tepelných výměníků vznikají určité mechanismy poruch. S těmito mechanismy je nutné se vyrovnat. Patří mezi ně zanášení, koroze a abraze. Tyto poruchy souvisí s volbou materiálu, ze kterého jsou výměníky vyrobeny, a s typem zvoleného teplotního média. Tyto poruchy jsou ovlivňovány špatnými svary, netěsnostmi v zaválcování nebo kavitačním poškozením [1].

4.1 Zanášení

Jeden ze základních problémů u výměníků tepla je zanášení. Během zanášení vznikají nánosy na teplotních plochách. Důsledkem toho se zvýší tepelný odpor, a tak dochází ke snížení přenosu tepla mezi teplotními látkami. Tyto látky musí kvůli zanášení protékat většími rychlostmi, protože nánosy na trubkách způsobují zmenšení jejich průměru. Vlivem toho je zapotřebí zvýšit příkon čerpadel, a to navyšuje náklady na provoz výměníku tepla.

Usazeniny mohou vznikat u obou médií. Mezi nejčastější usazeniny patří soli, pevné látky nebo korozní částice. Vlivem vysokých tlaků může dojít k prasknutí trubek, svarů nebo vytržení trubek z trubkovnice.

Zanášení předcházíme různými konstrukčními opatřeními, chemickým čištěním nebo mechanickým čištěním trubek. (obr. 10) [1][11]



Obr. 10 Zanesený výměník tepla [11]

4.2 4.1 Koroze

Korozi dochází k zeslabení trubky. Koroze společně s nánosy způsobují větší náchylnost k poruchám trubek. Základními faktory, které mají vliv na korozi, jsou volba materiálu na výrobu teplotních trubek a teplotní médium. Při použití vody jako teplotního média dochází ke korozi kvůli špatnému odplynění a pH faktoru vody.

Když není výměník v provozu, je potřebné jej konzervovat, aby se zpomalil postup koroze, který je velmi rychlý [1].

4.3 Abraze

Abraze vzniká většinou při spalování, kdy se tuhé částice, které se vyskytují v médiu, otírají o teplotní plochy a ubírají jim tak na tloušťce stěn. Tomuto způsobu otěru se říká popílkový otěr. Ochrana před abrazí je většinou snížení rychlosti spalin [1].

5 Výpočet a návrh tepelného výměníku

Výpočet tepelného výměníku byl proveden podle literatury: [1][2][3]

5.1 Zadání pro výpočet tepelného výměníku

Tepelný výměník je navrhován pro média voda – voda. Výměník je složen z trubek, které jsou uloženy v segmentových přepážkách.

Zadaný hmotnostní tok 10,5 kg/s je špatně zvolena, proto je tato hodnota odvozena z bilanční rovnice.

- Výkon výměníku $Q = 10 \text{ MW}$
- Teplota chlazeného média na vstupu $t_{11} = 105 \text{ °C}$
- Tlak chlazeného média na vstupu $p_{11} = 0,2 \text{ MPa}$
- Teplota chladícího média na vstupu $t_{21} = 30 \text{ °C}$
- Teplota chladícího média na výstupu $t_{22} = 60 \text{ °C}$
- Tlak chladícího média na vstupu $p_{21} = 0,1 \text{ MPa}$

Teplota chlazeného média na výstupu byla zvolena 40 °C. Bez zvolení této hodnoty by nešel vypočítat hmotnostní tok.

5.2 Bilanční rovnice výměníku tepla

Základem výpočtu tepelného výměníku jsou dvě rovnice, které se nazývají rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. Tyto rovnice vycházejí ze zákona zachování energie. To znamená, že za ustáleného stavu se musí tepelný příkon, který je přiváděn do výměníku pomocí teplejšího média, rovnat tepelnému výkonu přenesenému na chladnější médium.

Rovnice tepelné bilance má tvar:

$$\dot{Q} = \dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = \dot{M}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) \quad 5.1$$

Tato rovnice lze upravit pomocí vztahu pro entalpii

$$i = c \cdot t \quad 5.2$$

po dosazení rovnice (5.2) do rovnice (5.1) získáme rovnici ve tvaru

$$\dot{Q} = \dot{M}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) = \dot{M}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) \quad 5.3$$

Veličiny c_{p1} a c_{p2} jsou střední velikost měrné tepelné kapacity vody odpovídající intervalům t_{11} až t_{12} a t_{21} až t_{22} . Měrná entalpie vody i_{11} , i_{12} , i_{21} a i_{22} odpovídá příslušným teplotám.

5.2.1 Vlastnosti chladícího média

Měrná entalpie vody vstupující a vystupující z výměníku byla zvolena pomocí programu SteamTab. Tato hodnota je při teplotě t_{21} a tlaku p_{21} je rovna $i_{21} = 125,82 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$ a teplotě t_{22} a tlaku p_{22} je rovna $i_{22} = 251,36 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$.

Měrný hmotnostní průtok v trubkovém prostoru jsme získaly úpravou rovnice (5.3) a dosazením do rovnice (5.4)

$$M_2 = \frac{\dot{Q}}{i_{22} - i_{21}} = \frac{10}{251,46 - 125,82} = 79,7 \frac{kg}{s} \quad 5.4$$

Střední hodnota teploty chladicího média t_2 se vypočítá pomocí vzorce (5.5) a střední tlak p_2 získáme z rovnice (5.6). Tlakové ztráty v TP jsme odhadli na $\Delta p_2 = 6,5$ kPa.

$$t_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{30 + 60}{2} = 45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.5$$

$$p_2 = \frac{p_{21} + p_{22}}{2} = \frac{0,1 + 0,0935}{2} = 0,09675 \quad \text{Roy.5.4} \quad 5.6$$

Vlastnosti chladicího média pro střední hodnoty teploty a tlaku

$t_2 = 45 \text{ } ^\circ\text{C}$	cp_2 [J/kg·K]	λ_2 [W/m·K]	η_2 [Pa·s]	ρ_2 [kg/m ³]
H_2O	4180	0,637	0,000596	990,212

Tab. 1 vlastnosti chladicího média pro střední teplotu = 45 °C a tlaku 0.09675 MPa

5.2.2 Vlastnosti ochlazovaného média

Střední hodnoty ochlazeného média získáme obdobně jak u chladicího. Výstupní teplota chlazeného média je $t_{22} = 40 \text{ } ^\circ\text{C}$. Hmotnostní průtok \dot{M}_1 se vypočítá pomocí rovnice (5.7). Hodnoty entalpii jsou $i_{11} = 440,32 \frac{kJ}{kg}$ a $i_{12} = 167,69 \frac{kJ}{kg}$.

$$\dot{M}_1 = \frac{Q}{i_{11} - i_{12}} = \frac{10}{440,32 - 167,69} = 36,7 \frac{kg}{s} \quad 5.7$$

Střední hodnota teploty chlazeného média t_1 se vypočítá pomocí vzorce (5.8) a střední tlak p_1 získáme z rovnice (5.9). Tlakové ztráty v MP jsme odhadli na $\Delta p_2 = 15,5$ kPa.

$$t_1 = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{105 + 40}{2} = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.8$$

$$p_1 = \frac{p_{11} + p_{12}}{2} = \frac{0,200 + 0,185}{2} = 0,193 \text{ MPa} \quad \text{Roy.5.4} \quad 5.9$$

Vlastnosti chlazeného média pro střední hodnoty teploty a tlaku

$t_1 = 72,5 \text{ } ^\circ\text{C}$	cp_1 [J/kg·K]	λ_1 [W/m·K]	η_1 [Pa·s]	ρ_1 [kg/m ³]
H_2O	4191,4	0,6651	0,00039	976,36

Tab. 2 vlastnosti chlazeného média pro střední teplotu 72,5 °C a tlak 0,193 MPa

5.3 Trubkový prostor

Do trubkového prostoru bylo zvoleno chladnější médium z důvodů menších tlakových ztrát

Pro výpočet trubkového prostoru je zapotřebí stanovit základní parametry. Návrhová rychlost vody byla zvolena $w_{2n} = 1,1$ m/s, tato hodnota byla zvolena s ohledem na tlakové ztráty

a zanášení. Vnitřní průměr trubek byl navržen $d_1=12$ mm o tloušťce stěny $\delta_1=2$ mm a uspořádání trubek do trojúhelníku, jehož vrcholový úhel je 30° . Rozteč mezi trubkami byla volena $t_t=1,33 \cdot d_2$ podle zdroje [3]. Po zaokrouhlení je rozteč mezi trubkami rovna $t_t=22,5$ mm.

Výpočet návrhových počtu trubek n_{tn} je odvozen z rovnice kontinuity:

$$n_{tn} = \frac{4 \cdot \dot{M}_2}{\pi \cdot d_1^2 \cdot w_{2n} \cdot \rho_2} = \frac{4 \cdot 79,7}{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 1,1 \cdot 990,2} = 647 \quad 5.10$$

\dot{M}_2 je hmotnostní průtok chladícího média, d_1 je vnitřní průměr trubek výměníku, ρ_2 je hustota určená ke střední hodnotě teploty a tlaku. w_{2n} je návrhová rychlost proudění v trubkách.

Návrhová rychlost proudění v trubkách vychází ze vztahu.

$$w_{2n} = \frac{\dot{V}_2}{S_{ppn}} \quad 5.11$$

\dot{V}_2 je objemový průtok chladícího média a S_{ppn} je návrhový průtočný průřez, jenž je definován vztahem (5.12).

$$S_{ppn} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_{tn}}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 647}{4} = 0,073 \text{ m}^2 \quad 5.12$$

Po dosazení do rovnice (5.11) zjistíme návrhovou rychlost proudění v trubkách.

$$w_{2n} = \frac{\dot{V}_2}{S_{ppn}} = \frac{0,08}{0,073} = 1,1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Pro navržení trubkového prostoru je důležité určit návrhový průměr obalové kružnice. Ta je dána rovnicí (5.13).

$$D = \sqrt{4 \cdot \frac{A_t}{\pi}} + d_2 = \sqrt{4 \cdot \frac{0,284}{\pi}} + 16 = 0,617 \text{ m} \quad 5.13$$

A_t je teoretická plocha, kterou zaujímají trubky v trubkovnici, a zjistíme ji pomocí vzorce (5.14).

$$A_t = t_{t1} \cdot t_{t2} \cdot n_{tn} = 22,5 \cdot 19,485 \cdot 647 = 0,284 \text{ m}^2 \quad 5.14$$

Pro lepší dostupnost a vyrobiteľnosť byl zvolen průměr obalového pláště $D_{po} = 650$ mm o tloušťce pláště $\delta_2 = 12$ mm. Pro takto zvolný průměr je třeba vypočítat reálný počet trubek v TP. Ten je dán vztahem (5.15).

$$n_t = \frac{\pi \cdot (D'_s - d_2)^2}{4 \cdot t_t^2 \cdot c_1} = \frac{\pi \cdot (0,611 - 0,016)^2}{1 \cdot 22,5 \cdot 0,866} = 634 \quad 5.15$$

Pro uspořádání trubek do trojúhelníku pod úhlem 30° je $c_1 = 0,866$. D'_s je průměr obalového svazku trubek. Vypočítá se spojením rovnic (5.16) a (5.17).

$$D'_s = D_{so} - k_s = 0,626 - 0,015 = 0,611 \text{ m} \quad 5.16$$

D_s je vnitřní průměr pláště a k_s je mezera mezi obalovým válcem svazku trubek a pláštěm výměníku.

$$D_s = D_{po} - 2 \cdot \delta_2 = 0,650 - 2 \cdot 0,012 = 0,626 \text{ m} \quad 5.17$$

$$k_r = 12 + 0,005 \cdot D_{po} = 12 + 0,005 \cdot 0,65 = 0,015 \text{ m} \quad 5.18$$

Kružnice svazku procházející osou trubek D_{so} je.

$$D_{so} = D'_s - d_2 = 0,611 - 0,016 = 0,595 \text{ m} \quad 5.19$$

Následně musíme určit skutečnou rychlost proudění pracovní látky w_{2s} pro vypočtený počet trubek n_t pomocí vztahu (5.20).

$$w_{2s} = \frac{\dot{V}_2}{S_{SV}} = \frac{0,08}{0,072} = 1,123 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 5.20$$

S_{SV} je skutečný průřez svazku vypočítaný podle vztahu (5.21).

$$S_{SV} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot n_t}{4} = \frac{\pi \cdot 0,012^2 \cdot 634}{4} = 0,072 \text{ m}^2 \quad 5.21$$

Pro správný návrh trubkového prostoru je zapotřebí zjistit šířku trubkovnice, kterou jsem zvolil pomocí vztahu ze zdroje [3], protože v této práci není uvažován pevnostní výpočet.

$$L_{st} = 0,1 \cdot D_{po} = 0,1 \cdot 0,650 = 0,065 \text{ m} \quad 5.22$$

5.4 Součinitel přestupu tepla v trubkovém prostoru výměníku

U trubkových výměníků probíhá přestup tepla v TP hlavně nucenou konvekcí. Součinitele přestupu tepla získáme dosazením hodnot z (tabulky 1)

Součinitel přestupu tepla α_2 pro TP se vypočítá ze vztahu (5.24).

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_1} \left(\frac{W}{\text{m}^2 \cdot K} \right) \quad 5.23$$

Kriteriální rovnice pro výpočet Nusseltova čísla.

$$Nu_2 = C_1 \cdot Re_2^m \cdot Pr_2^n \quad 5.24$$

Konstanty C_1 , m , n jsou pro turbulentní průtok dány (tabulkou 3).

C	m	n
0,33	0,6	0,33

Tab. 3 Kriteriální vlastnosti pro turbulentní průtok

5.4.1 Výpočet podobnostních kritérií

Tyto hodnoty jsou důležité pro výpočet součinitele přestupu tepla α_2 .

- Reynoldsovo číslo Re_2

$$Re_2 = \frac{w_{2s} \cdot d_1}{\nu_2} = \frac{1,123 \cdot 0,012}{0,000006} = 22380 \quad 5.25$$

- Prandtlovo číslo Pr_2

$$Pr_2 = \frac{c p_2 \cdot \eta_2}{\lambda_c} = \frac{4180 \cdot 0,000596}{0,637} = 3,91 \quad 5.26$$

Po dosazení hodnot do rovnice (5.24) získáme Nu_2 .

$$Nu_2 = C_1 \cdot Re^m \cdot Pr^n = 0,33 \cdot 22380^{0,6} \cdot 3,91^{0,33} = 119,82$$

Pak vypočteme výsledný součinitel prostupu tepla α_2 , který vypočteme podle vzorce (5.23).

$$\alpha_2 = Nu_2 \cdot \frac{\lambda_1}{d_1} = 119,82 \cdot \frac{0,637}{0,012} = 6360 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

5.5 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Tlakové ztráty jsou nezbytnou součástí pro určení hospodárnosti výměníku a při dimenzování strojních zařízení. Znamenají průtočný odpor média.

Tlakové ztráty v TP jsou dány rovnicí (5.27).

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{m2} \quad 5.27$$

Kde Δp_{t2} je tlaková ztráta vytvořená třením a Δp_{m2} je tlaková ztráta místní (vyvolaná místními odpory).

5.5.1 Tlakové ztráty třecí

Tlakové ztráty třením v trubkách kruhového průřezu jsou dány.

$$\Delta p_{t2} = \lambda_{22} \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2S}^2}{2} \cdot n_{CH2} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad 5.28$$

$$\Delta p_{t2} = 0,029 \cdot \frac{976,36 \cdot 1,123^2}{2} \cdot 1 \cdot 291,7 \cdot 1,096 = 5,77 \text{ kPa}$$

λ_{22} je ztrátový součinitel. Pro $Re > 2320$, tak platí:

$$\lambda_{22} = 8 \left[\left(\frac{8}{Re_2} \right)^{12} + \frac{1}{(x_9 + x_{10})^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} \quad 5.29$$

$$\lambda_{22} = 8 \left[\left(\frac{8}{22380} \right)^{12} + \frac{1}{(3,411 \cdot 10^{19} + 3912)^{\frac{3}{2}}} \right]^{\frac{1}{12}} = 0,029$$

Substituční faktory x_9 a x_{10} jsou určeny podle vzorců (5.30) a (5.31).

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{Re_2} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r2}} \right] \right\}^{19} \quad 5.30$$

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[\frac{1}{\left(\frac{7}{22380} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,0017} \right] \right\}^{19} \cdot 3,411 \cdot 10^{19}$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_2} \right)^{16} = \left(\frac{37530}{22380} \right)^{16} = 3912 \quad 5.31$$

k_{r2} je relativní drsnost trubky.

$$k_{r2} = \frac{k}{d_1} = \frac{0,00002}{0,012} = 0,001 \quad 5.32$$

k je střední drsnost stěny trubky. Velikost byla zvolena $k = 0,02$ mm.

Dále budeme potřebovat vypočítat korekční faktory z_1 a z_2 .

$$z_1 = \frac{l_t}{d_1} = \frac{3,5}{0,012} = 291,7 \quad 5.33$$

Korekční faktor z_2 zohledňuje změnu dynamické viskozity v mezní vrstvě s ohledem na směr tepelného toku. V našem případě se jedná o kapalinu v TP.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2s}}{\eta_2} \right)^a = \left(\frac{0,86 \cdot 10^{-3}}{0,39 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,24} = 1,092 \quad 5.34$$

η_{2s} je dynamická viskozita média v mezní vrstvě. Pro směr tepelného toku z TP a $Re_1 > 2320$ je konstanta $a = 0,24$. Pro to abychom získaly η_{2s} potřebujeme vypočítat teplo na stěně trubky. To se spočítá pomocí rovnice (5.35), která byla uvedena ve zdroji [3].

$$t_w = t_2 - \frac{\dot{Q}_b}{S_{st} \cdot \alpha_2} = 45 - \frac{10 \cdot 10^6}{82,21 \cdot 6360} = 26,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.35$$

Při teplotě vody na stěně trubky $t_w = 26,5$ °C odpovídá viskozita vody $\eta_{2s} = 0,86 \cdot 10^{-3}$ Pa·s, která byla použita v rovnici (5.34).

Výhřevná plocha na vnitřní straně trubek S_{st} se vypočítá podle vztahu.

$$S_{st} = \pi \cdot d_1 \cdot (l_t + L_{ts}) \cdot n_t \quad 5.36$$

$$S_{st} = \pi \cdot 0,012 \cdot (3,5 + 0,065) \cdot 634 = 85,2 \text{ m}^2$$

5.5.2 Tlakové ztráty místní

Tlakové ztráty místní se skládají ze ztrát na vstupu a výstupu provozního média a tlakových ztrát ohybem proudu provozního média v komorách tepelného výměníku.

Výpočet je dán vztahem (5.37).

$$\Delta p_{m2} = [\zeta_{21} \cdot n_{CH2} + \zeta_{22} \cdot (n_{CH2} - 1)] \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2s}^2}{2} \quad 5.37$$

$$\Delta p_{m2} = [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot \frac{990,212 \cdot 1,123^2}{2} = 686,2 \text{ Pa}$$

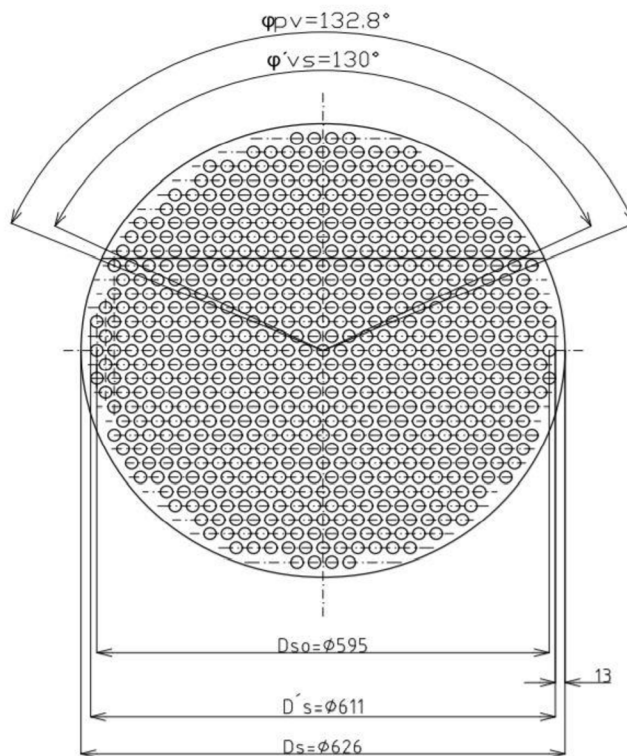
- $\zeta_{21} = 0,7$ ztrátový součinitel místního odporu pro vstup a výstup z trubek.
- $\zeta_{22} = 0,4$ ztrátový součinitel místního odporu v ohybu proudu v komoře.

Celková ztráta výměníku tepla v TP je podle rovnice (5.28) roven.

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t2} + \Delta p_{m2} = 5770 + 686,2 = 6436 \text{ Pa}$$

5.6 Mezitrubkový proctor

Jako médium do mezitrubkového prostoru bylo zvoleno ochlazované médium. Pro výměník byl zvolen vnitřní průměr pláště $D_s = 0,626$ m o tloušťce stěny $\delta_1 = 0,012$ m. Teplota vody vstupující do výměníku $t_1 = 105$ °C a vstupní tlak $p_1 = 0,2$ MPa. Ochlazované médium do MP bylo zvoleno z důvodu vyšších tlakových ztrát. Tento úbytek je zapříčiněn hlavně segmentovými přepážkami, které jsou rovnoměrně rozloženy po celé délce výměníku.



Obr. 11 Schéma trubkovnice

5.6.1 Segmentové přepážky

Segmentové přepážky jsou ve výměníku z důvodu vedení trubek a usměrnění proudu média. Také prodlužují trajektorii, kterou médium musí urazit, tak se zintenzivňuje postup tepla. Navyšují se také tlakové ztráty, a proto je nutné zvolit správný počet přepážek $n_p = 6$, tloušťce přepážky $s_p = 0,005$ m. Rozteč mezi přepážkami je $t_p = 0,44$ m. Tyto hodnoty jsou zovleny pomocí zdroje [3]. Neopřepážkovaná délka $l_{np} = 0,635$ m. Výška přepážky byla zvolena podle zdroje [3] $0,7 \cdot D_s$, odpovídá hodnotě $h_p = 0,438$ m.

Průřez výřezu segmentových přepážek se vypočítá pomocí vzorce.

$$S_{PV} = \frac{D_S^2}{8} \cdot \left(\rho_{PV} \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(\rho_{PV}) \right) - \left(n_{tm} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \right) \quad 5.38$$

$$S_{PV} = \frac{0,626^2}{8} \cdot \left(132,8 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(132,8) \right) - \left(152,16 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} \right) = 0,047 \text{ m}^2$$

n_{tm} je počet trubek mimo přepážku, které se vypočítá pomocí vzorce:

$$n_{tm} = \frac{(D'_S - d_2)^2}{8 \cdot t_t^2 \cdot c_2} \cdot \left(\rho'_{sv} \frac{\pi}{180} - \sin(\rho'_{sv}) \right) \quad 5.39$$

$$n_{tm} = \frac{(0,611 - 0,016)^2}{8 \cdot 0,023^2 \cdot 0,866} \cdot \left(130,2 \cdot \frac{\pi}{180} - \sin(130,2) \right) = 152$$

Hodnoty ρ_{PV} a ρ'_{sv} jsou znázorněny v (obrázek 11) a konstanta $c_2 = 0,866$ pro uspořádání trubek do trojúhelníku pod úhlem 30° .

Potřebná střední hmotnostní rychlost v mezitrubkovém prostoru se určí pomocí vztahu.

$$\dot{m}_s = \frac{\dot{M}_1}{S_m} = \frac{36,7}{0,082} = 445,88 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \cdot \text{s}} \quad 5.40$$

S_m je průřez mezi segmentovými přepážkami.

$$S_m = t_p \cdot \left(k_r + \frac{D_{so}}{t_{t1}} \cdot (t_{t1} - d_2) \right) \quad 5.41$$

$$S_m = 0,44 \cdot \left(0,015 + \frac{0,595}{0,0225} \cdot (0,0225 - 0,016) \right) = 0,082 \text{ m}^2$$

5.6.2 Součinitel prostupu tepla v mezitrubkovém prostoru

Potřebné hodnoty k vypočítání prostupu tepla jsou v mezitrubkovém prostoru jsou uvedeny v (tabulka 2).

Reynoldsovo a Prandtlovo číslo vypočítáme:

- Reynoldsovo číslo

$$Re_1 = \frac{m_s \cdot d_2}{\eta_1} = \frac{445,88 \cdot 0,016}{0,00039} = 18270 \quad 5.42$$

- Prandtlovo číslo Pr_2

$$Pr_1 = cp_1 \cdot \frac{\eta_1}{\lambda_1} = 4191,4 \cdot \frac{0,00039}{0,6651} = 2,461 \quad 5.43$$

Pak vypočteme ideální součinitel prostupu tepla v MP výměníku α_{li} , který vypočteme podle vzorce (5.44).

$$\alpha_{1i} = j_i \cdot cp_1 \cdot m_s \cdot Pr_1^{-\frac{2}{3}} \quad 5.44$$

$$\alpha_{1i} = 0,0071 \cdot 4191,4 \cdot 445,88 \cdot 2,461^{-\frac{2}{3}} = 7284 \frac{\text{kg}}{\text{K} \cdot \text{s}^3}$$

j_i je Coulburnův faktor, který se vypočítá pomocí vztahu.

$$j_i = a_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_1}{d_2}} \right)^a \cdot Re_1^{a_2} \quad 5.45$$

$$j_i = 0,321 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,023}{0,016}} \right)^{0,061} \cdot 18270^{-0,388} = 0,0071$$

a je dáno vztahem.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0,14 \cdot Re_1^{a_4}} = \frac{1,45}{1 + 0,14 \cdot 18270^{0,519}} = 0,061 \quad 5.46$$

Koeficienty a_1 , a_2 , a_3 a a_4 jsou pro Reynoldsovo číslo Re_2 rovno hodnotám uvedených v (tabulce 4).

a_1	a_2	a_3	a_4
0,321	-0,388	1,450	0,519

Tab. 4 Koeficienty pro výpočet Coulburnova faktoru

Rychlost v trubkovém svazku se vypočítá ze vztahu.

$$w_1 = \frac{\dot{M}_1}{S_{1N} \cdot \rho_1 \cdot \psi} = \frac{36,7}{0,441 \cdot 976,36 \cdot 0,441} = 0,313 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad 5.47$$

S_{1N} je velikost volného nezaplněného průřezu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku.

$$S_{1N} = (t_p - s_p) \cdot D_s = (0,44 - 0,005) \cdot 0,626 = 0,272 \text{ m}^2 \quad 5.48$$

ψ udává mezerovitost trubkového svazku při $x_7 \geq 1$ je dán vztahem,

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot x_6} = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot 1,406} = 0,441 \quad 5.49$$

x_6 získáme pomocí vzorce,

$$x_6 = \frac{t_{t1}}{d_2} = \frac{0,023}{0,016} = 1,406 \quad 5.50$$

x_7 získáme pomocí vzorce,

$$x_7 = \frac{t_{t2}}{d_2} = \frac{0,019}{0,016} = 1,218 \quad 5.51$$

Po určení těchto hodnot můžeme vypočítat korekční faktory, které jsou důležité pro výpočet skutečného součinitele prostupu tepla v MP.

$$\alpha_1 = \alpha_{1i} \cdot j_r \cdot j_c \cdot j_l \cdot j_b \cdot j_s \quad 5.52$$

Výpočet korekčních faktorů:

- j_r zohledňuje nepříznivý tvar teplotního profilu v proudu pracovní látky při laminárním proudění, jehož tvar pro $Re_2 > 100$ je hodnoty,

$$j_r = 1$$

- j_c zohledňuje podíl obtékání trubek na příčném proudění ve výřezu přepážek,

$$j_c = 0,55 + 0,72 \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{\rho_{pv}}{360} - \frac{\sin(\rho_{pv})}{2 \cdot \pi} \right) \right] \quad 5.53$$

$$j_c = 0,55 + 0,72 \cdot \left[1 - 2 \cdot \left(\frac{132,84}{360} - \frac{\sin(132,84)}{2 \cdot \pi} \right) \right] = 0,907$$

- j_l zohledňuje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách,

$$j_l = 0,44 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} + \left(1 - 0,44 \cdot \frac{S_{tp}}{S_{tp} + S_{ps}} \right) \cdot e^{\left(-2,2 \cdot \frac{S_{tp} + S_{ps}}{S_{2z}} \right)} \quad 5.54$$

$$j_l = 0,44 \cdot \frac{5,68 \cdot 10^{-3}}{5,68 \cdot 10^{-3} + 2,54 \cdot 10^{-3}} + \left(1 - 0,44 \cdot \frac{5,68 \cdot 10^{-3}}{5,68 \cdot 10^{-3} + 2,54 \cdot 10^{-3}} \right) \cdot e^{\left(-2,2 \cdot \frac{5,68 \cdot 10^{-3} + 2,54 \cdot 10^{-3}}{0,081} \right)} = 0,861$$

Hodnoty S_{tp} průtočný průřez v přepážce, S_{ps} je průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm a S_{2z} je průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek. Tyto veličiny se určí pomocí vztahů:

$$S_{tp} = \left(n_t - \frac{n_{tm}}{2} \right) \cdot \frac{2 \cdot (d_{2p}^2 - d_2^2)}{4} \quad 5.55$$

$$S_{tp} = \left(634 - \frac{152}{2} \right) \cdot \frac{2 \cdot (0,0164^2 - 0,016^2)}{4} = 0,00568 \text{ m}^2$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D_p^2) \cdot \frac{360 - \varphi_{vp}}{360} \quad 5.56$$

$$S_{ps} = \frac{\pi}{4} \cdot (0,65^2 - 0,622^2) \cdot \frac{360 - 132,8}{360} = 0,00254 \text{ m}^2$$

Průměr přepážky D_p se spočítá podle vztahu ze zdroje [3].

$$D_p = D_s - (3,1 + 0,004 \cdot D_s) \quad 5.57$$

$$D_p = 0,626 - (1,6 + 0,004 \cdot 0,626) = 0,622 \text{ m}$$

Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku S_{2z} je rovna,

$$S_{2z} = (s_{ts} + \Sigma s_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad 5.58$$

$$S_{2z} = (0,015 + 0,172) \cdot (0,44 - 0,005) = 0,081 \text{ m}^2$$

s_{ts} a Σs_{tt} se určí pomocí vztahů,

$$s_{ts} = D_s - D'_s = 0,626 - 0,611 = 0,015 \text{ m} \quad 5.59$$

$$\Sigma s_{tt} = \frac{D'_s - d_2}{t_{t1}} \cdot s_{tt} = \frac{0,611 - 0,016}{0,023} \cdot 0,0065 = 0,172 \text{ m} \quad 5.60$$

a s_{tt} získáme ze vztahu.

$$s_{tt} = t_t - d_2 = 0,023 - 0,016 = 0,0065 \text{ m}^2 \quad 5.61$$

- korekční factor j_b se vypočítá pomocí vztahu

$$J_b = e^{\left(-1,35 \cdot \frac{S_{op}}{S_{2z}}\right)} = e^{\left(-1,35 \cdot \frac{0,0038}{0,081}\right)} = 0,939 \quad 5.62$$

S_{op} je průtočný průřez obtokového proudu mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku. Vypočítá se pomocí vztahu.

$$S_{op} = (D_s - D'_s - S_{tt}) \cdot (t_p - s_p) \quad 5.63$$

$$S_{op} = (0,626 - 0,611 - 0,0065) \cdot (0,44 - 0,005) = 0,0038 \text{ m}^2$$

- j_s nám zohledňuje vliv nopřepážkovaných prostorů pod vstupními hrdly v MP.

$$j_s = \frac{(n_p - 1) + \left(\frac{l_{tn}}{t_p}\right)^{1-n} + \left(\frac{l_{tn}}{t_p}\right)^{1-n}}{(n_p - 1) + \frac{l_{tn}}{t_p} + \frac{l_{tn}}{t_p}} \quad 5.64$$

$$j_s = \frac{(6 - 1) + \left(\frac{0,635}{0,44}\right)^{1-0,6} + \left(\frac{0,635}{0,44}\right)^{1-0,6}}{(6 - 1) + \frac{0,635}{0,44} + \frac{0,635}{0,44}} = 0,928$$

Koeficient $n = 0,6$ a l_{tn} je neopřepážkovaná délka, která se získá ze vzorce.

$$l_{tn} = \frac{[l_t - (n_p - 1) \cdot t_p - n_p \cdot s_p]}{2} \quad 5.65$$

$$l_{tn} = \frac{[3,5 - (6 - 1) \cdot 0,44 - 6 \cdot 0,005]}{2} = 0,635 \text{ m}$$

Pomocí korekčních factorů můžeme vypočítat součinitel přestupu tepla v MP podle vztahu (5.52).

$$\alpha_1 = 7284 \cdot 1 \cdot 0,907 \cdot 0,861 \cdot 0,939 \cdot 0,928 = 4954 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

5.7 Tlakové ztráty v mezitrubkovém prostoru

Rovnice pro výpočet tlakových ztrát v MP pro jednosegmentový přepážkový systém vypočítáme následovně.

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} = \Delta p_{to} + \Delta p_{tn} + \Delta p_{tv} \quad 5.66$$

Potřebné hodnoty jsou:

- Δp_{to} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru,
- Δp_{tn} jsou tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru svatku,
- Δp_{tv} jsou tlakové ztráty třením při podélném obtékání trubek v prostoru nad seříznutím přepážky (včetně otočného proudy o 180°).

5.7.1 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru svazku výměníku

Tyto ztráty se značí Δp_{to} a pro výpočet platí vztah.

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot \lambda_{11} \cdot n_{rp} \cdot (n_p - 1) \cdot \rho_2 \cdot v_2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad 5.67$$

n_p je počet přepážek, n_{rp} je počet řad trubek mezi seříznutím přepážek. λ_{11} je součinitel ztrát při příčném obtékání trubek.

$$\lambda_{11} = b_1 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{t_1}{d_2}} \right)^b \cdot Re_2^{b_2} \quad 5.68$$

$$\lambda_{11} = 0,372 \cdot \left(\frac{1,33}{\frac{0,023}{0,016}} \right)^{0,351} \cdot 18270^{-0,123} = 0,109$$

Pro b platí.

$$b = \frac{b_3}{1 + 0,14 \cdot Re_1^{b_4}} = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 18270^{0,5}} = 0,351 \quad 5.69$$

Konstanty b_1, b_2, b_3 a b_4 jsou uvedeny v (tabulce 5) pro velikost Reynoldsova čísla $Re_1 = 18270$.

b_1	b_2	b_3	b_4
0,372	- 0,123	7,00	0,500

Tab. 5 Konstanty pro Re_1

Počet příčně obtékaných trubek mezi hranami seříznutí přepážek n_{rp} se vypočítá.

$$n_{rp} = \frac{h_p - h_{vp}}{t_{t2}} = \frac{0,438 - 0,188}{0,019} = 13 \quad 5.70$$

Pro pokračování výpočtu je zapotřebí vypočítat rychlost v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku (znak pro danou rychlost) je dána vzorcem.

$$w_{1z} = \frac{\dot{M}_1}{S_{2z} \cdot \rho_1} = \frac{36,7}{0,081 \cdot 976,36} = 0,462 \frac{m}{s} \quad 5.71$$

Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi jednou roztečí přepážek v ose výměníku S_{2z} byl definován vztahem (5.58).

Korekční faktory

Pro výpočet tlakových ztrát je zapotřebí určit jednotlivé korekční faktory

- Korekční faktor z_2 zohledňuje změnu látkových vlastností v mezí vrstvě. Tento faktor zahrnuje i vliv směru tepelného toku pro kapalinu.

$$z_2 = \left(\frac{\eta_{2s}}{\eta_1}\right)^{0,14} = \left(\frac{550,3 \cdot 10^{-6}}{0,00039}\right)^{0,14} = 1,049 \quad 5.72$$

η_{2s} je dynamická viskozita vody na stěně trubky. Tato hodnota byla zjištěna podle programu SteamTab. Pro zjištění této hodnoty je zapotřebí vypočítat střední hodnotu teploty na trubce t_{ts} , která se vypočítá podle vzorce (5.73)

$$t_{ts} = t_1 - \frac{Q}{S_{2tp} \cdot \alpha_1} = 72,5 - \frac{10}{111,5 \cdot 4954} = 54,4 \text{ } ^\circ\text{C} \quad 5.73$$

S_{2tp} je výhřevná plocha na vnější straně trubek. Vypočítá se pomocí vztahu (5.74)

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot l_t \cdot n_t = \pi \cdot 0,016 \cdot 3,5 \cdot 634 = 111,5 \text{ m}^2 \quad 5.74$$

- Korekční faktor z_3 koriguje vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm výměníku. Platí pro něj obdobný vztah jako pro opravný součinitel prostupu tepla s výjimkou, že při $Re_1 \geq 100$, pak je konstanta $c_1 = 3,7$

$$z_3 = e^{[-c_1 \frac{S_{2s}}{S_{2z}}]} = e^{[-3,7 \frac{0,0038}{0,081}]} = 0,841 \quad 5.75$$

- Korekční faktor z_4 koriguje vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm, a také trubkami svazku a otvory v přepážkách

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{S_{ps}}{S_{ps} + S_{tp}} \right) \cdot \left(\frac{S_{ps} + S_{tp}}{S_{2z}} \right)^{x_{13}} \right]} \quad 5.76$$

$$z_4 = e^{\left[-1,33 \cdot \left(1 + \frac{0,00254}{0,00254 + 0,00568} \right) \cdot \left(\frac{0,00254 + 0,00568}{0,081} \right)^{0,604} \right]} = 0,647$$

x_{13} je dáno vztahem (5.77)

$$x_{13} = \left[-0,15 \cdot \left(1 + \frac{0,00254}{0,00254 + 0,00568} \right) + 0,8 \right] = 0,604 \quad 5.77$$

Hodnoty S_{tp} , S_{ps} , S_{2z} byly dány ve vztazích (5.55) (5.56) (5.58)

Tlaková ztráta opřepážkovaného prostoru svazku výměníku je rovna.

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,109 \cdot 12,85 \cdot (6 - 1) \cdot 976,36 \cdot 0,462^2 \cdot 1,049 \cdot 0,841 \cdot 0,647 = 1667 \text{ Pa}$$

5.7.2 Tlakové ztráty třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru výměníku

Tato hodnota se vypočítá podobně jako u předchozího výpočtu. Vypočítá se pomocí vztahu.

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{11} \cdot (n_{rp} + n_{rv}) \cdot \rho_1 \cdot w_{1z}^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad 5.78$$

n_{rv} je počet řad trubek v výřezu nad přepážkou, určí se pomocí vzorce,

$$n_{rv} = 2 \cdot \frac{h_{vs}}{t_{t2}} = 2 \cdot \frac{0,18}{0,019} = 18,5 \quad 5.79$$

Dále potřebujeme vypočítat velikost korekční faktoru z_5 . Tento faktor zohledňuje vliv velikosti neopřepážkovaného prostoru pod hrdly. Vychází ze vztahu:

$$z_5 = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{t_p}{l_{tn}} \right)^{2-a} = 2 \cdot \left(2 \cdot \frac{0,44}{0,635} \right)^{2-0,2} = 3,598 \quad 5.80$$

t_p je rozteč přepážek, l_{tn} je neopřepážkovaná délka trubek a pro a platí, že pokud $Re \geq 100$ pak hodnota $a = 0,2$

Výsledné tlakové ztráty Δp_{tn} jsou:

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,109 \cdot (12,85 + 18,5) \cdot 976,36 \cdot 0,462 \cdot 1,049 \cdot 0,841 \cdot 3,598 = 4525 \text{ Pa}$$

5.7.3 Tlakové ztráty třením při podélném a příčném obtékání trubek v prostour nad seříznutím přepážek

Dané ztráty se značí Δp_{tv} . U tohoto výměníku se výpočet zabývá turbulentním prouděním v MP, což znamená, že $Re > 100$ a je definována vztahem:

$$\Delta p_{tv} = n_p \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot n_{rv}) \cdot \frac{\rho_1 \cdot v_{1v}^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad 5.81$$

Kde v_{1v} je rychlost pracovní látky, která je vztažena ke střednímu geometrickému průměru průtočných průřezů S_{2Z} a S_{vZ} a vychází ze vztahu,

$$v_{1v} = \frac{\dot{M}_1}{\sqrt{S_{2Z} \cdot S_{vZ} \cdot \rho_1}} = \frac{36,7}{\sqrt{0,081 \cdot 0,047 \cdot 976,36}} = 0,607 \frac{m}{s} \quad 5.82$$

S_{vZ} je průtočný průřez zaplněného prostoru ve výřezu nad přepážkou a je dán vztahem,

$$S_{vZ} = S_{vN} - n_{tv} \cdot \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \quad 5.83$$

$$S_{vZ} = 0,078 - 152,2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,016^2}{4} = 0,047 \text{ m}^2$$

S_{vN} je nezaplňený průřez ve výřezu nad přepážkou. Daný výpočet nepočítá s těsníci lišty,

$$S_{vN} = \pi \cdot \frac{D_S^2}{4} \cdot \left(\frac{\rho_{vp}}{360^\circ} - \frac{\sin(\rho_{vp})}{2 \cdot \pi} \right) \quad 5.84$$

$$S_{vN} = \pi \cdot \frac{0,626^2}{4} \cdot \left(\frac{132,84}{360^\circ} - \frac{\sin(132,84)}{2 \cdot \pi} \right) = 0,078 \text{ m}^2$$

Δp_{tv} se vypočítá:

$$\Delta p_{tv} = 6 \cdot \left[(2 + 0,6 \cdot 18,5) \cdot \frac{976,36 \cdot 0,607^2}{2} \right] \cdot 0,647 = 9149 \text{ Pa}$$

Potom celkové ztráty v mezitrubkovém prostoru Δp_{z1} je:

$$\Delta p_{z1} = 1667 + 4525 + 9149 = 15341 \text{ Pa}$$

5.8 Skutečný výkon tepelného výměníku

Skutečný výkon výměníku získáme použitím rovnice prostupu tepla (5.85) podle zdroje [1].

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot S \quad 5.85$$

k je součinitel prostupu tepla, který je vztažen pro válcovou plochu stěny na metr délky trubky, Δt je střední teplotní spád a S je velikost teplostěnné výhřevné plochy a do výsledného výkonu je zařazena délkou l_t a počtem trubek n_t . Potom rovnice skutečného výkonu je dána tvarem podle zdroje [1] takto:

$$\dot{Q} = k \cdot \Delta t \cdot l_t \cdot n_t \quad 5.86$$

Součinitel prostupu tepla je dán vztahem,

$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_2 \cdot d_1} + \left[\frac{1}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \left(\frac{d_2}{d_1} \right) \right] + \frac{1}{\alpha_1 \cdot d_2}} \quad 5.87$$

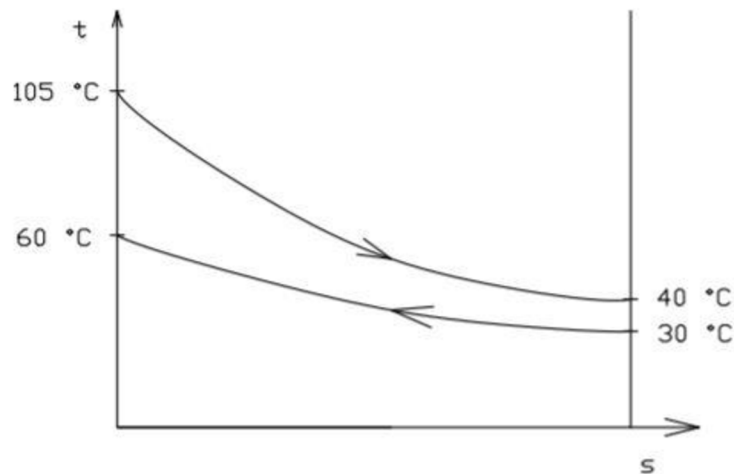
$$k = \frac{\pi}{\frac{1}{6360 \cdot 0,012} + \left[\frac{1}{2 \cdot 53} \cdot \ln \left(\frac{0,016}{0,012} \right) \right] + \frac{1}{4954 \cdot 0,016}} = 196$$

součinitele prostupu tepla α_1 α_2 jsou dány vztahy (1.23) (1.52), λ je tepelná vodivost uhlíkové oceli která je rovna $\lambda = 53$ W/mK.

Střední teplotní spád Δt je roven.

$$\Delta t = \frac{[(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})]}{\ln \frac{(t_{11} - t_{22})}{(t_{12} - t_{21})}} \quad 5.88$$

$$\Delta t = \frac{[(105 - 60) - (40 - 30)]}{\ln \frac{(105 - 60)}{(40 - 30)}} = 23,27 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obr. 12 Protiproudý teplotní spád

Výsledný výkon výměníku tepla získáme po dosazení do rovnice (5.86).

$$\dot{Q} = 196 \cdot 23,27 \cdot 3,5 \cdot 634 = 10,09 \text{ MW}$$

Vypočtený výkon výměníku vyšel o 90 kW větší, než bylo zadáno.

5.9 Konstrukční parametry výměníku

	Symbol	Hodnota	Jednotka
Požadovaný výkon výměníku	\dot{Q}_b	10	MW
Skutečný výkon výměníku	\dot{Q}	10,09	MW
Objemový průtok chladícího média	V_2	0,08	m ³ /s
Objemový průtok ochlazovaného média	V_1	0,038	m ³ /s
Teplota chladícího média na vstupu	t_{21}	30	°C
Teplota chladícího média na výstupu	t_{22}	60	°C
Teplota ochlazovaného média na vstupu	t_{11}	105	°C
Teplota ochlazovaného média na výstupu	t_{12}	40	°C
Hmotnostní průtok chladícího média	M_1	36,7	kg/s
Hmotnostní průtok ochlazovaného média	M_2	79,7	kg/s
Vnější průměr pláště	D_{s_o}	0,595	m
Tloušťka stěny pláště	δ_2	0,012	m
Vnitřní průměr pláště	D_s	0,626	m
Počet teplosměnných trubek	n_t	634	-
Délka teplosměnných trubek	l_t	0,065	m
Vnější průměr trubek	d_2	0,016	m
Tloušťka stěny trubek	δ_1	0,002	m
Vnitřní průměr trubek	d_1	0,012	m
Rozteč teplosměnných trubek	t_t	0,0225	m
Počet segmentových přepážek	n_p	6	-
Rozteč segmentových přepážek	t_p	0,44	m
Velikost neopřepázkovaného prostoru	L_{tn}	0,635	m
Šířka trubkovnice	L_{ts}	0,065	m
Délka trubek výměníku	l_t	0,0035	m
Rychlost v TP	w_2	1,1	m/s
Rychlost v MP	w_1	0,313	m/s
Součinitel přestupu tepla v TP	α_2	6360	W/m ² K
Součinitel přestupu tepla v MP	α_1	4954	W/m ² K
Součinitel prostupu tepla	k_1	196,085	-
Tlaková ztráta v TP	Δp_{z1}	6457	Pa
Tlaková ztráta v MP	Δp_{z2}	15341	Pa

Tab. 6 Výsledné parametry výměníku

ZÁVĚR

Výsledkem této práce je trubkový výměník se segmentovými přepážkami, který je součástí chladicího okruhu. Je navržený pro média voda – voda.

V úvodu této práce je krátká rešerše o výměnících tepla, která se skládá ze základního rozdělení typů výměníků tepla a požadavků na teplotní média. Zaměřuje se i na procesy poruch výměníku a jak jim předejít. Dále se zaměřuje na rozdělení trubkových výměníků a jejich popis.

Výpočtová část se zabývá návrhem výměníku pro média voda – voda, určené parametry výměníku byly tepelný výkon, vstupní a výstupní teploty médií a tlaky u obou médií na vstupu do výměníku.

Dle zadaných parametrů a bilanční rovnice je dopočítán hmotnostní průtok teplého i studeného média. Tyto hodnoty jsou důležité pro výpočet tlakových ztrát výměníku.

Jako konstrukční řešení výměníku byl zvolen jednoduchý výměník s rovnými trubkami. Médium protéká v protiproudém směru a trubky jsou uspořádány do trojúhelníku. Trubkovnice je tvořena 634 trubkami 16x2 z uhlíkové oceli. Trubky mezi sebou mají rozteč 22,5 mm a mají délku 3500 mm. Pro stabilitu trubkovnice je ve výměníku 6 segmentových přepážek, které jsou od sebe vzdáleny 440 mm. Tyto hodnoty byly zvoleny s ohledem na výkon výměníku a vstupní parametry obou médií. Tlakové ztráty v trubkovém prostoru jsou 6457 Pa. Výpočet tlakových ztrát v TP zahrnuje pouze ztráty v trubce bez vtokových a výtokových ztrát.

Do mezitrubkového prostoru bylo zvoleno teplejší médium, protože je v něm předpoklad vyšších tlakových ztrát. Tyto ztráty jsou celkovým součtem všech ztrát vzniklých prouděním média v mezitrubkovém prostoru a jeho obtékání přes segmentové přepážky. Tyto přepážky navyšují tlakové ztráty, prodlužují trajektorii média a také navyšují rychlosti proudění tepla. Díky tomu zvyšuje přestup tepla, ale také se výrazně zvednou tlakové ztráty.

Výsledná tlaková ztráta v mezitrubkovém prostoru je 15341 Pa, což je vzhledem k rozměrům výměníku odpovídající ztráta. Díky přijatelným ztrátám se potřebný příkon čerpadel nebude moci měnit. Další výhodou je jednoduchost a kompaktnost výměníku bez použití speciálních materiálů. Na nízké ceně výměníku se odráží i to, že není zapotřebí složitých výrobních technologií.

Výpočet výměníku byl proveden pomocí programu MathCad, ve kterém byl vytvořen výpočtový program.

Vypočtený výkon navrženého výměníku je 10,09 MW. Výsledná odchylka od zadání je 0,9 %, což je v dané toleranci výpočtu od zadání. Výsledné parametry a rozměry výměníku potřebné ke konstrukci jsou uvedeny v (Tabulce 6) Tato práce obsahuje i výkresovou dokumentaci, která je obsažena v příloze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek, 2009. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Cerm. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ, 1991. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně. ISBN 80-214-0363-2.
- [3] THULUKKANAM, Kuppan, 2013. *Heat Exchanger Design Handbook*. Druhé. New York: Taylor and Francis Group. ISBN 978-1-4398-4212-b.
- [4] PAVELEK, Milan, 2011. *Termomechanika*. Brno: Cerm. ISBN 978-80-214-4300-9.
- [5] VAŠÍČEK, Jan, 2017. *Návrh tepelného výměníku*. Brno.
- [6] THERMOPEDIA™, Heat exchangers [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://thermopedia.com/content/832/#HEAT_EXCHANGERS
- [7] Heat exchanger diagrams, 2010. Wikimedia Commons [online]. [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: https://commons.wikimedia.org/wiki/Heat_exchanger_diagrams
- [8] Trubkové výměníky tepla, Kostech [online]. Košice [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: http://www.kostech.sk/clanok/75/trubkove_vymenniky_tepla.html
- [9] Trubkové výměníky tepla: špičková kvalita HENNLICH. energy.cz: špičková kvalita HENNLICH [online]. Dostupné z: <https://energy.hennlich.cz/produkty/vymeniky-tepla-trubkove-vymeniky-tepla-8611.html>
- [10] *Amplikovaná termomechanika: Výměníky tepla* [online]. Praha: ČVUT, 2011 [cit. 2018-05-20]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [11] HOMOLA, Jozef. Zanášení výměníků. *Technická zařízení budov* [online]. 2015 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://forum.tzb-info.cz/119806-kk-protherm-tiger-condens>
- [12] BROGAN, R. J. HEAT EXCHANGERS. *A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat and Mass Transfer, and Fluids Engineering* [online]. Begellhouse, 2006 [cit. 2018-05-24]. DOI: 10.1615/AtoZ.h.heat_exchangers. Dostupné z: <http://www.thermopedia.com/content/832/>
- [13] VERMA, Jai Prakash. Why counter current flow heat exchanger is better than co-current flow heat exchanger. *Quora* [online]. Quora, 2016 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <https://www.quora.com/profile/Jai-Prakash-Verma-JP/Posts/why-counter-current-flow-heat-exchanger-is-better-than-co-current-flow-heat-exchanger>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
A_t	Teoretická plocha, kterou zabírají trubky v trubkovnici	m^2
cp_1	Měrná tepelná kapacita teplé vody	$J/kg \cdot K$
cp_2	Měrná tepelná kapacita chladné vody	$J/kg \cdot K$
D	Průměr obalové kružnice trubkového svazku	m
d_1	Vnitřní průměr trubky	m
d_2	Vnější průměr trubky	m
d_{2p}	Průměr otvorů v přepážce	m
D_p	Vnější průměr přepážky	m
D_{po}	Vnější průměr pláště	m
D_s	Vnitřní průměr pláště	m
D_{so}	Průměr svazku procházející osou trubek	m
D'_s	Průměr obalového válce svazku	m
h_p	Výška přepážky	m
i_{11}	Entalpie teplé vody na vstupu	kJ/m^3
i_{12}	Entalpie teplé vody na výstupu	kJ/m^3
i_{21}	Entalpie chladné vody na vstupu	kJ/m^3
i_{22}	Entalpie chladné vody na výstupu	kJ/m^3
k	Součinitel prostupu tepla	$W/m \cdot K$
k_{r2}	Relativní drsnost trubky	–
k_s	Mezera mezi obalovým válcem a pláštěm	m
l_{np}	Neopřepážkovaná délka trubky	m
l_t	Délka trubky	m
L_{st}	Šířka trubkovnice	m
M_1	Hmotnostní průtok teplé vody	kg/s
M_2	Hmotnostní průtok chladné vody	kg/s
\dot{m}_s	Střední hmotová rychlost teplé vody	$kg/m^2 \cdot s$
n_p	Počet přepážek	ks
n_{rp}	Počet příčně obtékaných řad trubek	ks
n_{rv}	Počet řad trubek ve výřezu přepážkou	ks
n_t	Počet trubek	ks
n_{tm}	Počet trubek mimo přepážku	ks
n_{tn}	Návrhový počet trubek	ks
Nu	Nusseltovo číslo	–
Pr	Prandtlovo číslo	–
Q	Skutečný výkon	MW
\dot{Q}_0	Potřebný výkon	MW
Re	Reynoldsovo číslo	–

Symbol	Veličina	Jednotka
S_{1N}	Velikost volného nezaplněného průřezu mezi přepážkami	m^2
S_{2Z}	Průtočný průřez zaplněného prostoru mezi přepážkami	m^2
S_m	Průtočný průřez mezi segmentovými přepážkami	m^2
S_{op}	Průtočný průřez obtokových proudů mezi roztečí přepážek	m^2
S_{ps}	Průtočný průřez mezi přepážkou a pláštěm	m^2
S_{pv}	Průtočný průřez segmentových přepážek	m^2
S_{st}	Výhřevná plocha na vnitřní straně trubek	m^2
S_{sv}	Skutečný průřez svazku	m^2
S_{tp}	Průtočný průřez ve výřezu přepážky	m^2
S_{vn}	Nezaplňený průřez ve výřezu nad přepážkou	m^2
S_{vz}	Průtočný průřez ve výřezu přepážky	m^2
t_1	Střední teplota teplé vody	$^{\circ}C$
t_{11}	Teplota teplé vody na vstupu	$^{\circ}C$
t_{12}	Teplota teplé vody na výstupu	$^{\circ}C$
t_2	Střední teplota chladné vody	$^{\circ}C$
t_{21}	Teplota chladné vody na vstupu	$^{\circ}C$
t_{22}	Teplota chladné vody na výstupu	$^{\circ}C$
t_{2p}	Teplota na stěně trubek	$^{\circ}C$
t_p	Rozteč přepážek	m
Δt	Střední teplotní logaritmický spád	$^{\circ}C$
V_1	Objemový tok teplé vody	m^3/s
V_2	Objemový tok chladné vody	m^3/s
w_1	Rychlost v trubkovém svazku	m/s
w_{1z}	rychlost v nejužším průtočném průřezu zaplněného prostoru	m/s
w_{2n}	Návrhová rychlost proudění v trubkách	m/s
w_{2s}	skutečnou rychlost proudění v trubkách	m/s
Z_2	Změna látkových vlastností v mezní vrstvě	—
Z_3	Vliv obtokových proudů mezi trubkovým svazkem a pláštěm	—
Z_4	Vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm	—
Z_5	vliv velikosti neopřepážkovaného prostoru pod hrdly	—
α_1	Součinitel přestupu tepla teplé vody	$W/m^2 \cdot K$
α_{i1}	Ideální součinitel přestupu tepla teplé vody	$W/m^2 \cdot K$
α_2	Součinitel přestupu tepla chladné vody	$W/m^2 \cdot K$
δ_1	Tloušťka stěny trubky	m
δ_2	Tloušťka stěny pláště	m
η_1	Dynamická viskozita teplé vody	Pa/s
η_2	Dynamická viskozita chladné vody	Pa/s

Symbol	Veličina	Jednotka
η_{2S}	dynamická viskozita vody na stěně trubky	Pa/s
λ	Tepelná vodivost materiálu	$W/m \cdot K$
λ_1	Součinitel tepelné vodivosti teplé vody	$W/m \cdot K$
λ_{11}	Součinitel ztrát při příčném obtékání trubek	$W/m \cdot K$
λ_2	Součinitel tepelné vodivosti chladné vody	$W/m \cdot K$
ρ_1	Hustota teplé vody	kg/m^3
ρ_2	Hustota chladné vody	kg/m^3
ρ_{pv}	Úhel seřiznutí přepážek	$^\circ$
ψ	Mezerovitost trubkového svazku	—

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Výkres navrženého tepelného výměníku