



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ PRO CHLAZENÍ PROCESNÍHO PLYNU

DESIGN OF A HEAT EXCHANGERS FOR COOLING PROCESS GAS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Petr Janoušek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Filip Toman, Ph.D.

BRNO 2023

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Petr Janoušek
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	Ing. Filip Toman, Ph.D.
Akademický rok:	2023/24

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

Návrh tepelných výměníků pro chlazení procesního plynu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Tepelné výměníky jsou nedílnou součástí energetických a teplotěnských soustav. Práce se bude zabývat tepelně–hydraulickým návrhem tepelných výměníků pro chlazení procesního plynu.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše výměníků tepla
- 2) Tepelný výpočet dvou typů tepelných výměníků.
- 3) Hydraulický výpočet tepelných výměníků.
- 4) Porovnání navržených výměníků

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. ISBN 0-8247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Tepelné výměníky patří mezi jedny z nejvyužívanějších zařízení v energetice. Tato diplomová práce se zabývá celkovým návrhem tepelných výměníků podle požadovaných parametrů. Jejím cílem je provést tepelný a hydraulický výpočet dvou různých výměníků určených pro chlazení procesního plynu a jejich výsledný návrh porovnat. Konkrétně se v práci navrhnou trubkové výměníky, kdy prvním je výměník s přímými trubkami a druhým výměník s U-trubkami. První i druhá kapitola jsou teoretickými částmi zabývající se nejprve obecnou problematikou výměníků a následně specificky trubkovými výměníky. Kompletní návrh výměníku s přímými trubkami je uskutečněn v kapitole třetí, kde se dále nachází jeho vymodelovaná podoba. Následující kapitola se již zabývá návrhem druhého U-trubkového výměníku. Výslednému zhodnocení a porovnání obou typů se věnuje kapitola poslední.

Klíčová slova

Tepelný výměník, trubkový výměník, přenos tepla, součinitel prostupu tepla, tepelný výkon, teplosměnná plocha, tlaková ztráta

ABSTRACT

Heat exchangers are one of the most used devices in the energy industry. This thesis deals with the overall design of heat exchangers according to the required parameters. Its aim is to perform thermal and hydraulic calculation of two different heat exchangers designed for process gas cooling and compare their resulting design. Specifically, the thesis designs shell and tube heat exchangers, where the first one is an exchanger with straight tube and the second one is an exchanger with U-tubes. The first and second chapters are theoretical sections dealing first with the general issue of heat exchangers and then specifically with shell and tube heat exchangers. The complete design of the straight tube heat exchanger is carried out in chapter three, where its modelled form is also presented. The following chapter deals with the design of the second U-tube exchanger. The final chapter copes with the evaluation and comparison of both types.

Key words

Heat exchanger, shell and tube heat exchanger, heat transfer, heat transfer coefficient, rate of heat flow, heat transfer area, pressure drop

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

JANOUŠEK, Petr. *Návrh tepelných výměníků pro chlazení procesního plynu* [online]. Brno, 2024 [cit. rrrr-mm-dd]. Dostupné z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157054>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Filip Toman.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Návrh tepelných výměníků pro chlazení procesního plynu* vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu literatury na konci této práce.

Datum

Bc. Petr Janoušek

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych tímto poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Filipu Tomanovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu během celého studia.

Obsah

Úvod.....	11
1 Úvod do tepelných výměníků	12
1.1 Principy sdílení tepla	12
1.1.1 Vedení – kondukce	13
1.1.2 Proudění – konvekce	13
1.1.3 Záření (sálání) – radiace	13
1.2 Přehled výměníků	14
1.2.1 Rozdělení podle procesu přenosu	14
1.2.2 Rozdělení podle pracovního pochodu	14
1.2.3 Rozdělení podle účelu použití	17
1.2.4 Rozdělení podle počtu chodů	17
1.2.5 Rozdělení podle směru proudění	18
1.2.6 Rozdělení podle kompaktnosti	19
1.2.7 Rozdělení podle způsobu přenosu tepla	19
1.2.8 Rozdělení podle počtu teplonosných látek	20
1.2.9 Rozdělení podle změny fáze.....	20
1.2.10 Rozdělení podle typu použitého média	20
1.2.11 Rozdělení podle konstrukce	21
1.3 Základní požadavky na zařízení	23
1.3.1 Požadavky ze strany výměníku	24
1.3.2 Požadavky ze strany teplonosných médií	24
1.4 Poruchy v provozu výměníku.....	24
2 Trubkové výměníky.....	26
2.1 TEMA	26
2.2 Dvoutrubkový výměník („trubka v trubce“)	27
2.3 Svazkový trubkový výměník	27
2.3.1 Výměník s přímými trubkami	28
2.3.2 Výměník s plovoucí hlavou.....	28
2.3.3 Výměník s U-trubkami	29
2.4 Výměník se šroubovitými trubkami	30
2.5 Konstrukční prvky trubkového výměníku.....	30
2.5.1 Trubky a jejich rozložení	30
2.5.2 Přepážky a jejich typy.....	31
2.5.3 Plášť	32
3 Návrh výměníku s přímými trubkami.....	33
3.1 Zadané parametry	33
3.2 Program EES	34
3.3 Určení parametrů procesního plynu	34
3.4 Vlastnosti.....	35
3.5 Bilanční rovnice.....	36
3.6 Umístění médií	36
3.7 Logaritmičká teplota LMTD	37
3.8 Typ a geometrie trubek.....	37
3.9 Počet trubek	38

3.10	Geometrie svazku a pláště.....	38
3.11	Geometrie přepážek	41
3.12	Přestup tepla ze strany pláště	44
3.12.1	Ideální součinitel přestupu tepla ze strany pláště.....	44
3.12.2	Korekční součinitelé	45
3.12.3	Reálný součinitel přestupu tepla ze strany pláště.....	47
3.13	Přestup tepla ze strany trubek	47
3.14	Prostup tepla.....	48
3.15	Určení délky výměníku	48
3.16	Hydraulický výpočet výměníku	49
3.16.1	Tlaková ztráta uvnitř trubek	49
3.16.2	Tlaková ztráta mezitrubkového prostoru	51
3.17	Datasheet.....	52
4	Návrh výměníku s U-trubkami.....	54
4.1	Zadání, parametry, vlastnosti	54
4.2	Umístění médií	55
4.3	Logaritmická teplota LMTD	55
4.4	Typ a geometrie trubek	56
4.5	Počet trubek.....	56
4.6	Geometrie svazku a pláště.....	57
4.7	Geometrie přepážek	59
4.8	Přestup tepla ze strany pláště	62
4.8.1	Ideální součinitel přestupu tepla ze strany pláště.....	62
4.8.2	Korekční součinitelé	63
4.8.3	Reálný součinitel přestupu tepla ze strany pláště.....	65
4.9	Přestup tepla ze strany trubek	65
4.10	Prostup tepla.....	65
4.11	Určení délky výměníku	66
4.12	Hydraulický výpočet.....	66
4.12.1	Tlaková ztráta uvnitř trubek	66
4.12.2	Tlaková ztráta mezitrubkového prostoru	68
4.13	Datasheet	69
5	Porovnání navržených výměníků	71
5.1	Konstrukce a její rozměry	71
5.2	Přenos tepla	71
5.3	Tlakové ztráty	72
5.4	Výsledné posouzení	72
	Závěr	73
	Seznam použitých zdrojů	74
	Seznam použitých symbolů a zkratk	77
	Seznam obrázků	82
	Seznam tabulek	83
	Seznam příloh.....	84

Úvod

Tepelná výměna je již od pradávna hojně využívaným fyzikálním procesem, který je nezbytně nutný pro lidské živobytí. Prvním využívaným tepelným procesem byl ohřev prostředí, ať už pro přežití v chladných podmínkách, tak pro přípravu pokrmů. Ačkoliv tato forma předávání tepla má s dnešními technicky složitými způsoby řešení společného pramálo, byla začátkem neuvěřitelné cesty lidskými dějinami v rámci technického inženýrství. Z triviálního přenosu tepla se postupně vyvinuly moderní zařízení známé jako tepelné výměníky. Tyto zařízení mají široké spektrum využití napříč technickým světem. Využívají se v elektrárnách všech druhů, jsou součástí rodinných domů, škol, bytových jednotek, průmyslových objektů, automobilů či kosmických jednotek. Jsou klíčovým prvkem pro vytápění či chlazení, nebo pro výrobu elektřiny či ropy.

Jak už to tak bývá, v průběhu let vznikla řada typů výměníků tepla. Výměníky mohou být velmi specifické pro určitou potřebu, ale mnohdy jsou velmi universálními komponentami, jež lze využít pro mnoho aplikací. Jeden z velmi multifunkčních typů výměníků je obecný trubkový výměník. Skupina trubkových výměníků má nespočet typů variant. Cílem této práce je navrhnout dva různé typy trubkových výměníků a následně jejich návrh porovnat a zhodnotit. Součástí práce je také výčet a popis jednotlivých typů výměníků. Jsou uvedeny jejich přednosti či nedostatky a podrobněji je provedena rešerše zvolených a počítaných typů. Hned ze začátku jsou vysvětleny základní poznatky ohledně tepelného přenosu.

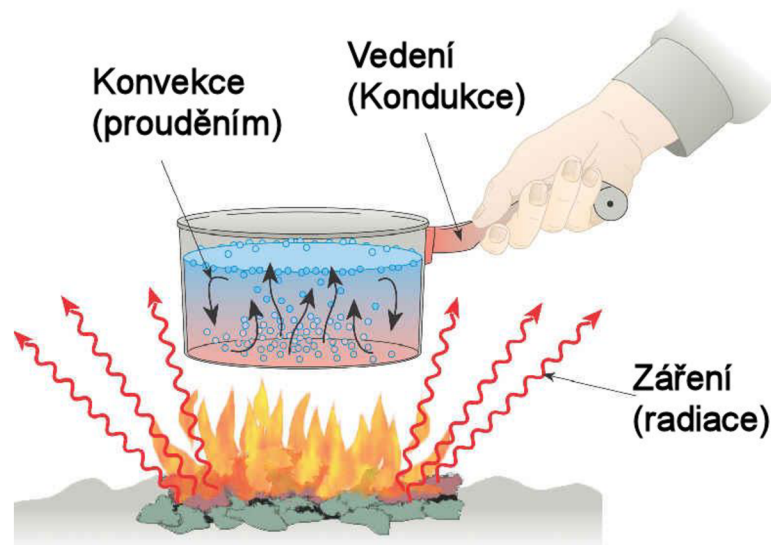
Vzhledem k již zmíněným všude se vyskytujícím aplikacím, je tento obor zcela bezpochybně nezbytný a aktuální. Protože je další rozvoj v tomto směru nevyhnutelný, je příhodné mu věnovat širokou pozornost a zdokonalovat stávající navržená řešení, popřípadě vyvíjet úplně nové, inovativní přístupy. Právě z tohoto důvodu, své nezastupitelnosti v energetickém sektoru v následujících desetiletích, jsem si toto téma vybral k řešení pro diplomovou práci, jelikož se znalost této perspektivní oblasti v budoucnu určitě neztratí a pomůže mi jednodušeji a účinněji řešit případné výzvy a problémy v tomto odvětví.

1 Úvod do tepelných výměníků

Tepelné výměníky jsou základními zařízeními tepelných systémů, kde probíhá přenos tepelné energie. Jednoduše řečeno výměníky tepla slouží k průběžnému odvádění a přivádění tepla. Přenos tepla probíhá mezi dvěma či více teplotními látkami, kterými mohou být kapaliny, pevné látky i plyny. Dle fyzikálních zákonů proces probíhá díky rozdílu teplot, kdy energie přechází z média o vyšší teplotě (ohřívacího) do média o teplotě nižší (ohřívávaného). Používají se v širokém spektru aplikací v chemických, potravinářských a dalších průmyslových odvětvích. Klasickými příklady výměníků, které jsou známé z každodenního používání, mohou být automobilové chladiče, klimatizace, komponenty chladniček (kondenzátory, výparníky) nebo různé topné zařízení. Rozmanitá škála použití, a tedy rozdílné požadavky kladené na zařízení, zapříčinili nutnost vytvoření velkého množství různých typů výměníků pro specifické případy. Z tohoto důvodu, lze výměníky dělit a klasifikovat dle různých kritérií do mnoha kategorií. Rozdělení výměníků je popsáno níže v podkapitole 1.2 [1, 2].

1.1 Principy sdílení tepla

Před zabřednutím do přímé problematiky výměníků je vhodné si definovat základní způsoby přenosu tepla, protože hlavní funkcí výměníků, jak je patrné z názvu, je výměna tepla. Teplo lze sdílet obecně třemi mechanismy, kterými jsou vedení neboli kondukce, proudění neboli konvekce a sálání (záření) neboli radiace. Pro názornou ukázkou, jak mohou procesy vypadat v běžné praxi, je přiložen obrázek 1.1 [3].



Obrázek 1.1: Přenos tepla [4]

Ve skutečnosti uvedené jevy výjimečně probíhají samostatně. Většinou se uvažuje v případech o jejich kombinaci. V problematice výměníků tepla dochází nejčastěji o propojení vedení a proudění. Velmi důležitým pojmem v rámci přenosu tepla a výměníků je prostup tepla, jež dává do souvislosti právě kombinaci způsobů přenosu. Jde o celkový tepelný přenos, který lze definovat součinitelem prostupu tepla složeným z jednotlivých součinitelů přenosů. Rovnice prostupu tepla je jednou z fundamentálních rovnic tepelného výpočtu výměníků a je uvedena níže jako rovnice (1.1) [3].

$$\dot{Q}_k = k \cdot S \cdot \Delta t \quad (1.1)$$

Kde:

\dot{Q}_k ... tepelný tok při prostupu tepla (W),
 k ... součinitel prostupu tepla (W/m²·K),
 S ... velikost teplosměnné plochy (m²),
 Δt ... střední teplotní spád (°C).

1.1.1 Vedení – kondukce

Sdílení tepla vedením je uskutečňováno především v pevných látkách, neboť v kapalinách a plynech jde o méně významnou složku přenosu tepla oproti proudění. Vedení probíhá mezi zcela bezprostředně sousedícími částicemi hmoty, molekulární nebo atomovou aktivitou, jejichž pohyb a následné srážky přenášejí energii ve formě tepla. Základní zákon označující vedení tepla se nazývá Fourierův zákon (viz rovnice (1.2)). Rovnice je dána tepelným tokem, což je množství tepla transportované za jednotku času. V rovnici dále vystupuje součinitel tepelné vodivosti, což je fyzikálně tepelný parametr látky, který se určuje experimentálně a je možné jej najít v tabulkách. Zbytek veličin je popsán v rovnici (1.2) níže [4, 5].

$$\dot{Q}_v = -\lambda \cdot S \cdot \text{grad}(T) \quad (1.2)$$

Kde:

\dot{Q}_v ... tepelný tok vedením (W),
 λ ... součinitel tepelné vodivosti (W/m·K),
 S ... plocha kolmá k tepelnému toku (m²),
 $\text{grad}(T)$... teplotní gradient (K/m).

1.1.2 Proudění – konvekce

Proudění je proces, u kterého dochází k přenosu tepla pomocí pohybu látky. Přemísťování částíček hmoty v prostoru má za následek přenášení tepelné energie odehrávající se v proudících tekutinách (kapaliny, plyny) a jejich styku s tuhými látkami o rozdílné teplotě. Existují dva typy proudění. Prvním je proudění přirozené (volné), při kterém je proudění látky vyvoláno díky rozdílu hustot či teplot. Druhým je nucené (umělé), u kterého tekutinou hýbe vlivem přidaných vnějších sil určité zařízení např. vítr, ventilátor či čerpadlo. Konvekce je dána obecně Newtonovým ochlazovacím zákonem (uvedeným níže viz rovnice (1.3)), ve kterém je důležitou veličinou přestup tepla. Součinitel přestupu tepla je odlišný pro různé situace, tudíž ho nelze najít v tabulkách a jeho výpočet závisí na vlastnostech média, rychlosti a charakteru proudění nebo na obtékaném povrchu. Lze ho stanovit výpočtem, z teorie podobnosti nebo pomocí diferenciálních rovnic, či experimentálně. Základními řešenými problémy v rámci konvekce jsou proudění tekutiny okolo válce, uvnitř trubky a mezi rovnoběžnými deskami [1, 4].

$$\dot{Q}_p = -\alpha \cdot S \cdot (T_w - T_\infty) \quad (1.3)$$

Kde:

\dot{Q}_p ... tepelný tok prouděním (W),
 α ... součinitel přestupu tepla (W/m²·K),
 S ... plocha obtékaného povrchu (m²),
 T_w ... teplota stěny – povrchu (K),
 T_∞ ... teplota okolí – tekutiny (K).

1.1.3 Záření (sálání) – radiace

Třetím typem sdílení tepla je přenos zářením. Jedná se o složitý proces každého tělesa, který se skládá z vyzářování, pohlcování a propouštění zářivé energie. Rozdílem je, že záření není vázáno na hmotu, a tudíž se uskutečňuje například i ve vakuu. Tepelné záření způsobuje elektromagnetické vlnění o rychlosti světla s vlnovou délkou 800-4000 nm. Radiace je dána

Stefan-Boltzmannovým zákonem, který udává zářivost tělesa a je uveden v základní formě pro černé těleso v rovnici (1.4). V běžném životě absolutně černé těleso neexistuje, proto pro reálná tělesa (označovaná jako šedá tělesa) se do rovnice přidává veličina s názvem emisivita (poměrná zářivost šedého tělesa), která nabývá hodnot v intervalu 0 až 1. Jak již bylo řečeno, v oblasti výměníků je sálání považováno za méně významné a mnohdy se zanedbává. Významným se stává až v případě vyšších teplot [1, 7, 8].

$$E_0 = \sigma \cdot T^4 \quad (1.4)$$

Kde:

E_0 ... zářivost (W/m^2),

σ ... Stefan – Boltzmannova konstanta $\sigma = 5,67 \cdot 10^{-8}$ ($\text{W/m}^2 \cdot \text{K}^4$),

T ... absolutní teplota tělesa (K).

1.2 Přehled výměníků

Typů tepelných výměníků existuje celá řada, kdy každý spadá do určitých kategorií, podle kterých lze výměníky rozdělovat. Existuje velké množství skupin a jejich vzájemných kombinací, které se prolínají. Do mnoha z nich současně lze konkrétní výměník zařadit a díky tomu lze každý výměník konkretizovat. O typu výměníku rozhoduje zejména konstruktér, který výměník dle zadání navrhuje. Záleží na typu aplikace, způsobu proudění médií, použitých komponentech a na dalších důvodech, jež jsou následnou náplní kapitoly.

1.2.1 Rozdělení podle procesu přenosu

V tomto prvním rozdělení se výměníky dělí dle přenosu na:

a) Přímý kontakt

Ve výměníku s přímým kontaktem se obě látky dostávají do přímého kontaktu, čímž si vyměňují teplo. Běžné aplikace zahrnují kromě přenosu tepla také přenos hmoty a jedná se o dále popsané směšovací a kontaktní typy [9, 10].

b) Nepřímý kontakt

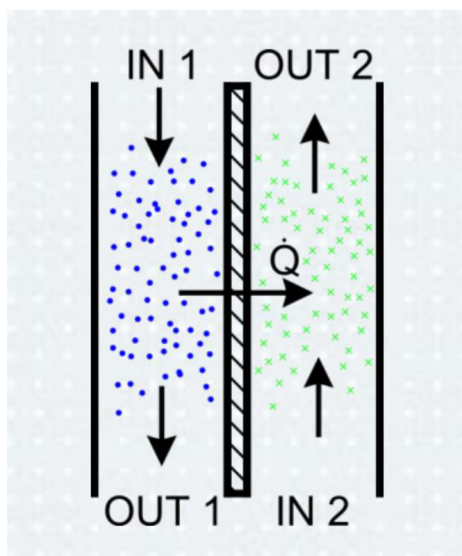
Ve výměníku s nepřímým kontaktem zůstávají média oddělené a teplo se přenáší nepřetržitě skrz nepropustnou dělicí stěnu nebo regeneračním způsobem pomocí akumulace. Do této kategorie náleží rekuperační a regenerační výměníky [9, 10].

1.2.2 Rozdělení podle pracovního pochodu

V rámci tohoto rozdělení se výměníky rozlišují na čtyři základní kategorie:

a) Rekuperační

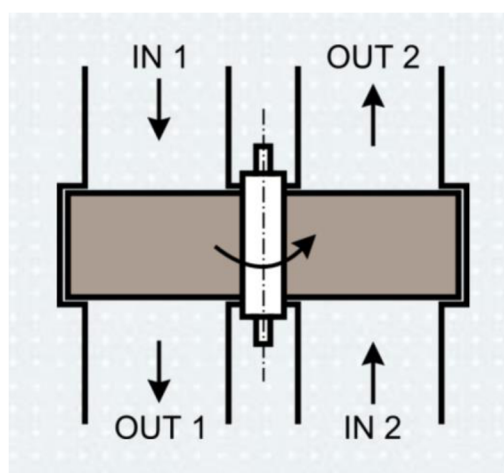
Rekuperační výměník je nejpoužívanější typ výměníku, kde se využívají dvě tekutá pracovní média. V těchto typech se ohřívání a ohřívající médium od sebe odděluje pevnou neprostupnou stěnou, díky čemuž zde nedochází k jejich smíchání. Teplo je zde přenášeno kontinuálně z ohřívajícího média pomocí procesu proudění a současně díky procesu vedení skrz teplosměnnou plochu do média ohřívání. Do této skupiny patří nejznámější trubkové výměníky, deskové výměníky a výměníky s žebrovaným povrchem, které se liší právě provedením a tvarem výhřevné plochy a kterým se podrobněji věnují kapitoly níže. Jednoduchý nástin fungování tohoto typu výměníku je na obrázku 1.2 [1].



Obrázek 1.2: Rekuperační výměník [11]

b) Regenerační

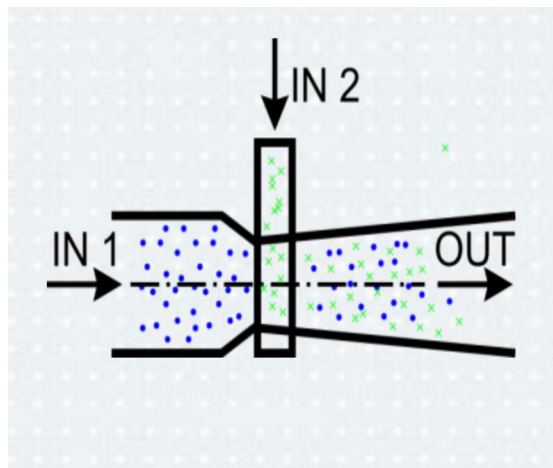
Regenerační výměník využívá princip akumulace. Jednoduše řečeno zde dochází k „nabíjení“ a „vybíjení“ elementu pomocí médií. Přesněji dochází k tomu, že teplejší látka prochází přes vymezený prostor elementu (matrice), který je právě zprostředkovatelem tepla mezi látkami. Zde se teplo z ohřívající látky předá a naakumuluje do elementu. Poté studená látka s časovým zpožděním prochází přes stejný element, čímž z něj uložené teplo odebírá. Látky protékají střídavě a děj probíhá opakovaně. Z důvodu, že média prochází stejným prostorem, je nevýhodou tohoto typu výměníku možné mírné mísení médií. Dalšími nevýhodami jsou poměrná složitost mechanismu a výskyt úniků (zkratové a obtokové proudy). Předností je jeho dobrá kompaktnost nebo možná využitelnost pro vysoké teploty. Dělit je lze na rotační (pohyblivé) či pevné (nepohyblivé) výměníky, a to podle pohybu elementu (výplně). Ty jsou vyrobeny z keramického materiálu (žáruvzdorné cihly), z kovového plechu (uhlíková ocel, nerezová ocel) či z jiných materiálů o různých tvarech profilů výplně. Regenerační výměníky se používají výhradně pro plynná média. Nejčastěji je tento typ používán jako ohřívák vzduchu kotle známý pod názvem Ljungström. Dále se využívají pro opačný proces, tedy pro chlazení vzduchu (klimatizace). Pro názornou představu je princip tohoto výměníku vyobrazen na obrázku 1.3 [1, 2, 9].



Obrázek 1.3: Regenerační výměník [11]

c) Směšovací

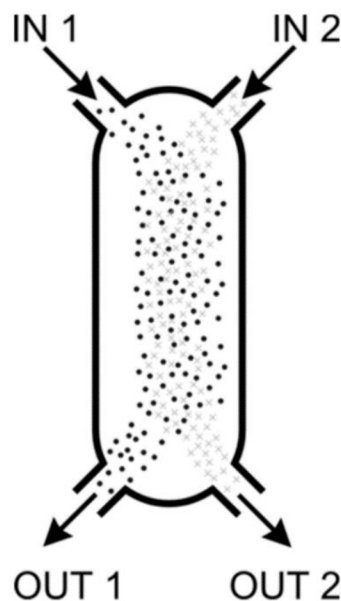
Směšovací výměníky jsou odlišné od ostatních tím, že nemají teplosměnné plochy, díky nimž by se předávalo teplo. Fungování procesu transferu tepla (viz obrázek 1.4) je založeno na přímém kontaktu teplého a studeného média, kdy spolu vytváří homogenní směs, která vystupuje z výměníku. Výhodou těchto výměníků je jednoduchost konstrukce, celkové levné provedení a snazší údržba. Především se jedná o aplikaci vstříku vody do páry a ohřevu napájecí vody. Typickým příkladem směšovacího výměníku pro toto použití je vstříkovací chladič páry, odplynovák či chladicí věž [1, 9].



Obrázek 1.4: Směšovací výměník [11]

d) Kontaktní

Kontaktní výměníky jsou výměníky, kde jsou média ve vzájemném kontaktu. Teplé a studené médium však do sebe nesplynou, protože látky se nachází v různých fázích. Přenos tepla probíhá díky vzájemnému styku obou látek ve vymezeném prostoru výměníku, avšak při mísení spolu nereagují a po proběhnutí tepelného procesu se obě látky opět rozdělí, což je rozdílné oproti předchozím směšovacím výměníkům. Teplosměnná plocha je určena povrchem částic pevné fáze. Pro názornost viz obrázek 1.5 [1].



Obrázek 1.5: Kontaktní výměník [1]

1.2.3 Rozdělení podle účelu použití

Podle účelu výměníku a toho, jak jsou používány se rozeznávají:

a) Ohříváky

Ohříváky jsou výměníky, kde ohřivaná látka zvyšuje svoji teplotu přijmutím tepla z látky ohřívající bez skupenské přeměny. Příkladem může být ohřívač vody (bojler) [1].

b) Chladiče

Chladič má za účel ochladit ochlazované médium na nižší teplotu bez fázové přeměny. Příkladem využití je například chladič v automobilech [1].

c) Výparníky a odparky

V těchto zařízeních je úkolem převést pomocí dodávání tepla ohřivanou látku z kapalného stavu do stavu plynného, například nejčastěji vodu na páru. Výparník je používán jako například klíčová součást tepelného čerpadla [1].

d) Kondenzátory

Funkce kondenzátorových zařízení je přeměnit pomocí studenějšího média teplejší médium z plynné fáze do kapalné, kdy dochází ke kondenzaci a vzniku kondenzátu. Běžným příkladem je kondenzátor chladničky [1].

e) Přehříváky a mezipřehříváky (přihříváky)

Jedná se o výměníky tepla sloužící k ohřevu syté nebo přehřáté páry. Typickým příkladem přehříváku je jeho umístění v soustavě kotle [1].

f) Sušárny

Jde o výměníky, kde dochází pomocí tepla ke snižování vlhkosti látky neboli k odstraňování kapaliny nejčastěji vody. Příkladem může být sušárna dřeva či potravin [1, 12].

g) Termické odplyňovávky vody

Smyslem zařízení je vyloučení pohlcených plynů z vody díky ohřátí média na bod varu [1].

h) Topná tělesa ústředního vytápění

Topné těleso je tepelný výměník sloužící k ohřevu okolního vzduchu pomocí vytápějícího média. Nejznámějším použitím je radiátor v domácnosti [1].

1.2.4 Rozdělení podle počtu chodů

Podle množství chodů média ve výměníku jsou děleny na:

a) Jednochodé

Jednochodý je takový výměník, ve kterém projde médium po celé délce výměníku pouze jednou a nedochází k žádným obrátům. Jejich výhodou oproti vícechodým je jednoduchost konstrukce a snazší údržba. Jednochodé lze dále dělit na souprouté, protiproudé, křížové, split a s rozděleným proudem (více viz kapitola 1.2.5) [2, 10].

b) Vícechodé

Za vícechodé výměníky se považují ty, u kterých dojde ke dvěma a více průchodům v rámci délky výměníku. Jedná se o výměníky, kde dojde k obrátu proudu či o výměníky s U-trubkou. Používají se v případech, kdy by při použití jednochodého výměníku byla délka výměníku

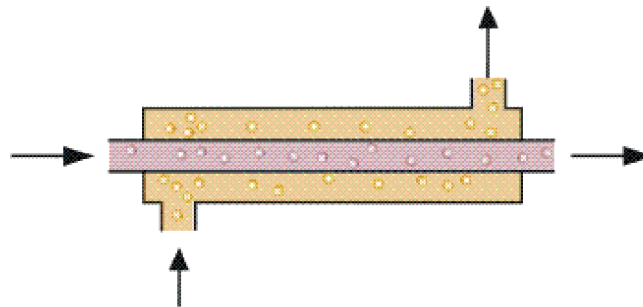
extrémně velká nebo kde by konstrukce vedla k nízké účinnosti. Tudiž výsledkem je kompaktnější kratší výměník se zvýšenou účinností [2, 10].

1.2.5 Rozdělení podle směru proudění

Podle vzájemného směru proudění dvojice látek ve výměníku jsou rozděleny na:

a) Souproudé

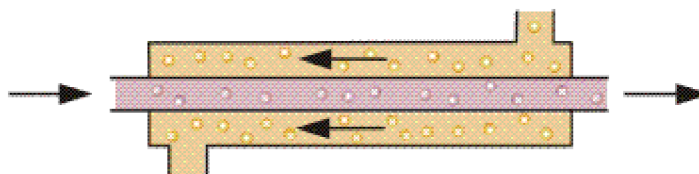
U souproudých výměníků míří obě média vůči sobě paralelně ve shodném smyslu, tudíž vstupují i vystupují na stejné straně (viz obrázek 1.6). Předností je nižší tepelné namáhání (dilatace) trubek (rovnoměrnější rozložení teploty), negativem je horší přestup tepla [1, 2].



Obrázek 1.6: Souproud [14]

b) Protiproudé

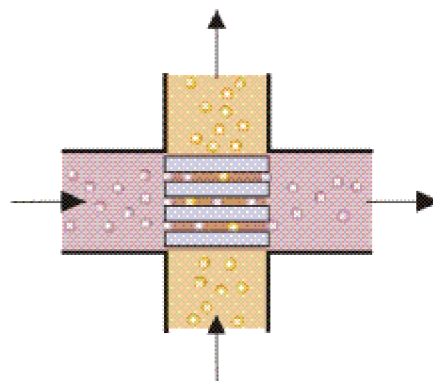
Protiproudé řešení je takové, kdy směr proudění ohřívajícího a ohřívaného média je rovnoběžný, ale má opačný smysl (viz obrázek 1.7). Jedná se v praxi o nejvyužívanější řešení pro vyšší přenos tepla, a tedy výměníky s tímto uspořádáním dosahují vyšších výkonů v porovnání se souproudým o stejné teplosměnné ploše. Výhodou je také menší vzájemný rozdíl teplot médií během procesu [1, 13].



Obrázek 1.7: Protiproud [14]

c) Křížové

Křížový proud je takovým případem, kdy proudy protékajících médií navzájem tečou v kolmém směru a mají vůči sobě úhel 90° (viz obrázek 1.8). V rámci účinnosti se výměníky s křížovým

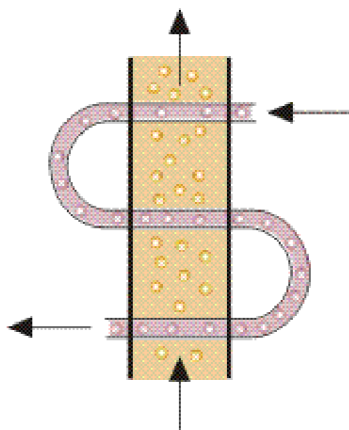


Obrázek 1.8: Křížový proud [14]

proudem řadí zhruba uprostřed mezi souproudé a protiproudé. Tato konfigurace proudění je nejběžněji používanou pro výměníky se zvětšeným povrchem [1, 10].

d) Další

Existují další možné typy proudění, které již ovšem nepatří mezi ty nejnámější. Dalším možným typem je výměník se šikmým vzájemným proudem, který patří rovněž mezi jednochodé a je podobný křížovému, avšak osy proudů svírají úhel větší nebo menší než 90° . Mezi ty s více průchody patří vícenásobné souproudé, protiproudé a křížové. Dále ještě existují výměníky s kombinovaným prouděním, jejichž jeden typ, konkrétně spojení protiproudu a křížového proudu je vyobrazen na obrázku 1.9 [1, 10].



Obrázek 1.9: Křížový/protiproudý výměník [14]

1.2.6 Rozdělení podle kompaktnosti

Dle kompaktnosti dělení závisí na tom, jaká média jsou ve výměníku použita. Potom dělení vypadá následovně:

a) Plyn – kapalina

Pro výměník plyn – kapalina je výměník považován za kompaktní je-li jeho poměr teplosměnné plochy a objemu výměníku větší než $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Naopak pokud je nižší než tato hodnota, jedná se o výměník nekompaktní. Větší velikost této hodnoty má za následek výslednou redukci hmotnosti, prostoru či nákladů výměníku [9, 10].

b) Kapalina – kapalina (a výměníky s fázovými přeměnami)

Pro výměník kapalina – kapalina je rozdělení stejné jako u předchozího až na to, že hranice mezi kompaktním a nekompaktním je na hodnotě $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$ [9, 10].

1.2.7 Rozdělení podle způsobu přenosu tepla

Podle principu sdílení tepla se výměníky dělí na:

a) Konvenční

V konvekčních výměnících dochází k přenosu tepla zejména díky proudění, jež je závislé na proudícím médiu a přenos sáláním se neuvažuje, neboť je zanedbatelný [1].

b) Sálavé (radiální)

U sálavých výměníků je majoritním mechanismem přenosu tepla radiace a konvekční mechanismus zde nenastává nebo je zanedbatelným [1].

c) **Kombinované**

U kombinovaných jsou oba mechanismy srovnatelně důležité, proto se uvažuje jak s konvekcí, tak radiací [1].

1.2.8 Rozdělení podle počtu teplotních látek

Pro většinu základních procesů od ohřevu po chlazení se využívají dvě teplotní média, proto jsou nejběžnější dvoulátkové výměníky. Třilátkové výměníky se hojně využívají ve speciálních odvětvích jako je kryogenika nebo v určitých chemických procesech (například při zkapalňování vodíku). Úkolem třetího média je například rozdělení dvou látek, aby nedocházelo k jejich mísení. Je vzácné, avšak možné využít i více médií, kdy existují aplikace výměníků s až 12 látkami. Návrh podobných typů je však velmi složitý [10].

1.2.9 Rozdělení podle změny fáze

Dle změny fáze lze výměníky jednoduše rozlišit na:

a) Bez změny fáze

Jedná se o hojně využívané výměníky, kde nedochází u teplotních látek ke změně jejich skupenství. Více o nich v kapitole 1.2.10 [2, 15].

b) Změna fáze u jednoho média

Rovněž využívanou variantou jsou výměníky, kde dochází ke změně skupenství u jednoho média. Dochází tedy buď ke kondenzaci nebo k vypařování, tedy jde o kondenzátory sloužící k odvodu tepla či výparníky používané například pro generování páry [13, 15].

c) Změna fáze u obou médií

Existují rovněž výměníky, u nichž dochází ke změně fáze u obou médií. U ohřívání látky dochází k varu za současné kondenzace ohřívající látky [2, 15].

1.2.10 Rozdělení podle typu použitého média

Kromě nejběžnějších typů médií zmíněných níže mohou být dále jako média použity solné roztoky, směsi kapalin, freony, tekuté kovy či jiné látky [16]. Podle typu použitých médií neboli podle jejich fáze, jsou výměníky rozděleny na:

a) Kapalina – kapalina

Většina výměníků kapalina – kapalina jsou trubkového typu, v menší míře deskové. Kapaliny mají poměrně vysokou rychlost přenosu tepla a z toho důvodu není nutné využít žebrování. Nejčastěji jde o výměník voda – voda [1, 2].

b) Kapalina – plyn

Výměníky typu kapalina – plyn jsou velmi často trubkového typu s žebrovaným povrchem, který zlepšuje přenos tepla z důvodu nižších hodnot přestupu tepla u plynu. Hlavním typem použití je chladič, jež může být výměník voda – vzduch. Dalšími typickými médii jsou pára – voda, pára – olej či spaliny – voda [1, 2].

c) Plyn – plyn

Ve srovnání s výměníky kapalina – kapalina bude velikost tohoto výměníku mnohem větší, protože součinitel přestupu tepla konvekcí na straně plynu je ve srovnání s kapalinou nízký. I zde se proto využívá sekundárních povrchů (žebrování) pro zvýšení rychlosti přenosu tepla.

Nejčastěji jde o výměníky pára – vzduch, spaliny – pára a spaliny – vzduch. Slouží k predehřívání výfukových plynů, dochlazování či mezichlazení [1, 2, 10].

1.2.11 Rozdělení podle konstrukce

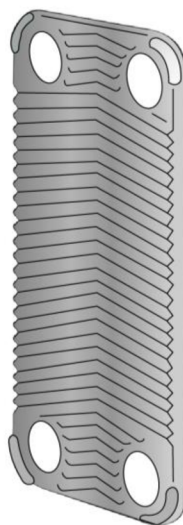
Dle konstrukčního řešení výhřevné plochy existují výměníky bubnové (kotlové), deskové, trubkové, svazkové, šroubové, hadové, žebrové, vlásenkové a další z nichž mnohé již byly nebo budou popsány [1]. Obecně na základě konstrukce se však výměníky rozdělují na tyto čtyři hlavní skupiny:

a) Trubkové

Trubkové výměníky jsou takové, které mají jako hlavní součást trubky s proudícím médiem. Již dlouhou dobu jsou nejčastějším typem používaných výměníků. Jsou vhodné pro vysoké tlaky i teploty, je možné je využít pro kapaliny i plyny včetně fázových změn či u nich lze využít různého směru proudění, použít přepážky a podobně v dalších různých konfiguracích. Dále je možno je dělit na dvoutrubkové (tzv. trubka v trubce), svazkové a spirálové, do nichž je dále opět možné zařadit různé další druhy výměníků. V rámci tohoto výčtu trubkové výměníky nejsou detailně popsány, neboť se těmito typy výměníku bude zabývat zbytek této práce včetně výpočtové části, proto jsou podrobněji popsány v kapitole 2 [1, 2, 17].

b) Deskové

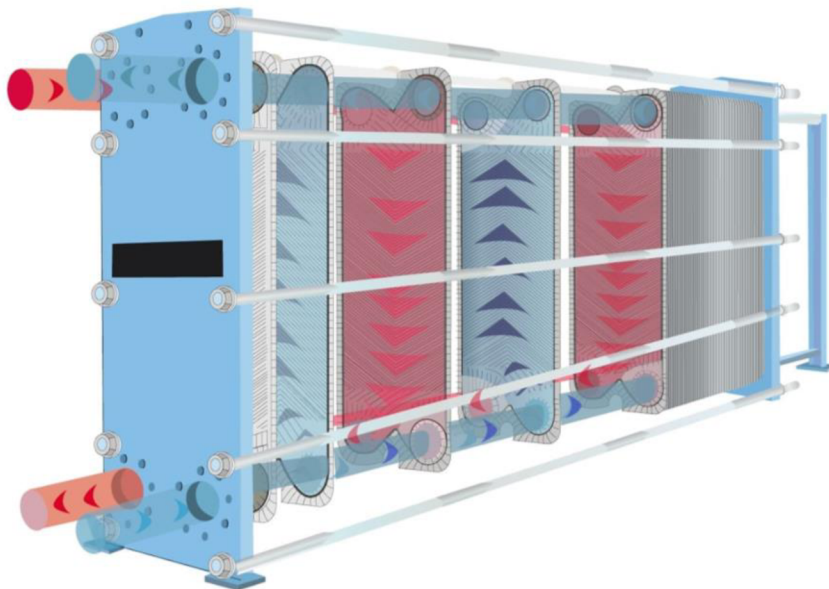
Deskové výměníky jsou rekuperační výměníky tvořeny několika deskami, které v poslední době zažívají velký nárůst použití. Ve výměníku proudí teplotná média protiproudě ve štěrbinách díky prolisům mezi jednotlivými sousedními deskami, jež tvoří teplosměnnou plochu a jsou upnuty na rámu. Protiproudé řešení umožňuje nejvýhodnější přestup tepla při co nejlepší kompaktnosti výměníku. Typická je obdélníková deska se čtyřmi otvory pro vstup a výstup látek vyrobená z tenkého kovu nerezové oceli (případně titanu, niklu, grafitu aj.) s lisovaným profilováním nejčastěji do tvaru V podobnému rybí kosti (fishbone, herringbone). Ukázka klasické desky je na obrázku 1.10. Prolisy tvoří kanálky pro proudění, avšak jsou pozitivem také pro turbulenci proudění či tuhost desek. Ve výměníku jsou desky na sobě pevně přisazeny s maximální mezerou 3-5 mm. Použití deskových výměníků je výhradně určeno pro ohřev či chlazení kapalin s provozními tlaky nižšími než 3,5 MPa a teplotami do 150 °C (existují typy jež umožňují použití do teplot až 300 °C). Právě tyto parametry nejvíce závisí na použitém těsnění. Těsnění jsou vyrobena z pryže, silikonu, nitrilu či jako takzvaná tvrdá těsnění z minerálních vláken (grafitu) [1, 17, 18].



Obrázek 1.10: Deska s V vzorem (Herringbone) [19]

V základu se deskové výměníky dělí na dvě kategorie. Rozebíratelné, u kterých spojení zajišťují šroubové svorníky a mezi deskami je zmíněné těsnění. Snadná údržba a opravy jsou jejich výhodou. Druhou skupinou jsou výměníky nerozebíratelné. Jejich spoj může být uskutečněn svařením nebo pájením. Dají se použít pro vyšší tlaky a teploty díky neexistenci těsnění, avšak kvůli trvalému spoji je nutné zajistit stoprocentní čistotu média. Existují další typy jako deskové spirálové výměníky, lamelové (plášťové s deskami), polosvařované, které jsou z půlky přivařené a druhá polovina je těsněna těsněním, nebo výměníky s dvojitými deskami, jež se používají pro aplikace, kde nesmí dojít ke smísení médií. Dále je ještě možné deskové výměníky rozdělit podle proudění na proudění paralelní a sériové, kdy paralelního je využito zhruba u 80 % výměníků [1, 10].

Dominují zejména z důvodu intenzivního přestupu tepla, kratšího výpočtu a jednoduššího návrhu, nízké ceny vůči trubkovým výměníkům díky sériovosti výroby či jejich kompaktnosti (nízké rozměry a hmotnost), a tedy i nižším nárokům na manipulační prostory. Nízké zanášení díky vymývání vysoko turbulentním prouděním je další předností, avšak nadměrné zanášení může zničit stěny desek. Je u nich také snazší změna výkonu díky modularitě, neboť lze dle potřeby desky přidávat či ubírat. Při použití speciálních materiálů se hodí taktéž pro agresivní prostředí. V rozebíratelné variantě je možné i využití pro znečištěná média díky jednoduché a levné výměně desek, jinak kladené nároky na čistotu jsou spíše záporům z důvodu postupné abrazie desek částicemi média. Nevýhodou je vyšší tlaková ztráta a jejich nemožnost využití pro kombinaci plyn – kapalina. Nevhodné jsou celkově pro plynné látky, tudíž se výhradně používají jen pro kapaliny. Nedají se použít pro velmi rozdílné hmotnostní toky médií či velmi znečištěná a viskózní média v rámci například potravinářského či farmaceutického průmyslu. Jejich velkým omezením u rozebíratelné varianty je nutnost akceptovat nižší parametry médií kvůli závislosti na odolnosti těsnění, které určuje výšku teploty a tlaku. Těsnění rovněž může být zničeno nekompatibilitou s použitou látkou a všeobecně degraduje v čase. Vyobrazení základního deskového výměníku a jeho proces fungování je na obrázku 1.11 [1, 18, 19].

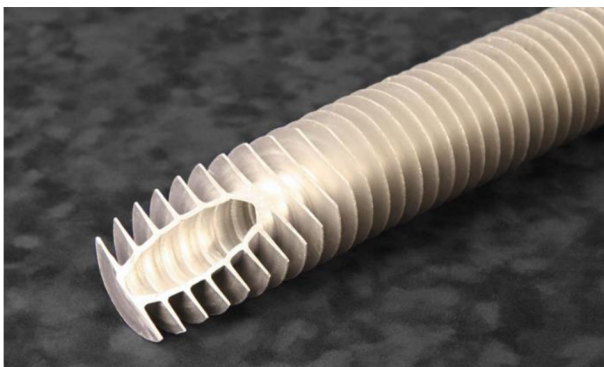


Obrázek 1.11: Základní struktura deskového výměníku [19]

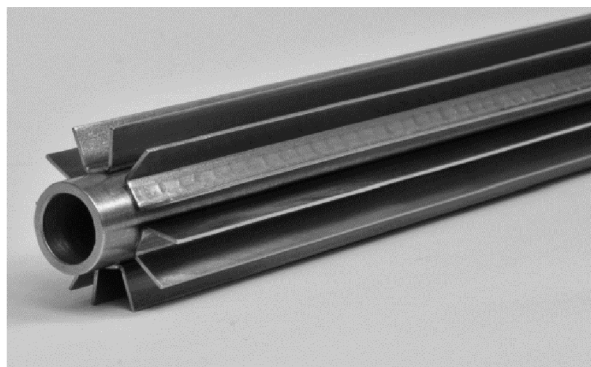
c) Se zvětšeným povrchem

Výměníky se zvětšeným povrchem jsou výměníky z předchozích bodů, které jsou vybaveny dalším povrchem a to žebry. Jde tedy o trubkové žebrované a deskové žebrované výměníky. Žebra mohou být nízká (2-3 mm) nebo vysoká. Aplikují se nejčastěji pokud je používaným

médiem plyn a v prostoru tohoto plynného média tedy na straně s menším přestupem tepla. Běžnější je použití na vnější straně trubek. Jejich účelem je zvětšení teplosměnné plochy pro lepší přestup tepla. To však sebou přináší negativa jako je větší zanášení a následně složitější čištění. Žebra mohou být na vnější i vnitřní straně. Existuje plno možných tvarů a typů (hladká, perforovaná...) a mohou být připevněny různými technologiemi (pájením, svařením, lepením...), což celkově komplikuje zařízení a jeho provoz. Některé vybrané typy jsou pro ukázkou poskytnuty na obrázcích 1.12 a 1.13. Jsou často používány v mnoha odvětvích průmyslu (chladírenském, automobilním...) [10, 11].



Obrázek 1.12: Trubka s příčným žebrováním [20]



Obrázek 1.13: Podélně žebrovaná trubka [21]

d) Regenerační

Jak již bylo zmíněno mnoho kategorií se prolíná a tyto typy výměníků jsou již součástí kapitoly 1.2.2.

1.3 Základní požadavky na zařízení

U každého zařízení je při návrhu velmi důležitá volba prakticky všech komponent a kooperujících částí, aby došlo k co nejlepšímu seskupení pro daný případ. Jinak tomu není ani u výměníků. Vždy se v rámci návrhu hledá optimální kompromis vedoucí k nejlepší možné kombinaci. Správnou volbou typu konstrukce, materiálu, pracovních médií a dalších lze dosáhnout lepších výsledků. V opačném případě může dojít k znemožnění provozu či dokonce havárii. Jeden z hlavních požadavků u výměníků je maximální možná intenzita předání tepla při co nejnižších nákladech. Dalšími faktory a kritérii ovlivňující volbu výměníku jsou: [1]

a) Tepelné a hydraulické požadavky

Dbá se na určení vstupní a výstupní teploty obou médií kvůli teplotnímu omezení výměníku a také na jejich tlak. Dále se stanovuje dovolená tlaková ztráta [2, 9].

b) Kompatibilita s médii

Zde je kladen důraz na materiál a jeho schopnosti odolat působení látek celou dobu provozu. Je třeba zajistit zamezení mísení tekutin při použití nebezpečných látek a dále aby nedocházelo k zanášení teplosměnných ploch [2, 9].

c) Údržba

Dle vlastností látek je potřeba zvážit možnosti čištění pracovních ploch a jejich kontrolu znečištění, popřípadě možnou výměnu poškozených dílů [2, 9].

d) Dostupnost

Nutné zvolení například standardních konstrukcí a materiálů, pokud to lze, neboť jakákoliv odchylka od standardů může prodloužit dobu výpočtů či výroby [2, 9].

e) Ekonomika

Je potřeba také hledat co nejvýhodnější ekonomické hledisko a zvolit ekonomičtější variantu, pokud je na výběr vícero možností výměníků. Je potřeba brát ohled na investiční i provozní náklady [2, 9].

1.3.1 Požadavky ze strany výměníku

Nároky na výměníky jsou na:

a) Co nejnižší cenu (hmotnost, rozměry)

Požadavek na co nejnižší cenu souvisí s požadavky na co nejmenší rozměry výměníku a také jeho hmotnost. Dalším faktorem je složitost výroby, která může proces zdražovat, popřípadě zavedením výroby sériové zlevňovat [22].

b) Co nejmenší tlakovou ztrátu (čerpací práce)

Jedná se o protichůdný požadavek oproti předchozímu bodu, tudíž konečným řešením těchto dvou bodů je adekvátní bilance mezi cenou a tlakovou ztrátou podle důležitosti v daném problému [22].

c) Co nejvyšší spolehlivost v provozu

Provozní spolehlivost je především určena minimální poruchovostí, která pochází z konstrukce výměníku. Souvisí s ní také snadnost údržby a její pravidelnost a kvalita nebo snadná opravitelnost zařízení [22].

1.3.2 Požadavky ze strany teplotnosných médií

Problémem v rámci požadavků na teplotnosné médium je to, že jej mnohdy nelze určit a měnit, protože je již dáno typem systému, do kterého se výměník navrhuje. Obecně nejlépe vyhovuje dále vypsáním požadavkům voda a vodní pára, jejichž nevýhodou je zejména vznik koroze nebo vznik nánosů solí na materiálu. Pokud je volba látky umožněna kladou se na ni požadavky, které jsou: [22]

- a) Velká měrná tepelná kapacita,
- b) Vysoký součinitel tepelné vodivosti a přestupu tepla,
- c) Nízká viskozita a s ní související tlakové ztráty při proudění,
- d) Nízká agresivita vedoucí ke korozi,
- e) Zdravotní nezávadnost,
- f) Dostatečný výskyt,
- g) Nízká cena.

1.4 Poruchy v provozu výměníku

V rámci provozu se lze setkat s mnoha nepříjemnostmi, které výměník mohou negativně ovlivnit. Pro dlouhodobý a stálý provoz je nutné tyto mechanismy odbourat. Mezi nejvýznamnější mechanismy poruch patří:

a) Zanášení

Problémem je usazování částic pocházejících z teplotního média na povrchu teplosměnných ploch. Tím mohou být soli či pevné částice. Negativem ovlivňujícím chod výměníku je zejména zhoršení přestupu tepla, snížení výkonu výměníku a kvůli nánosu snížení průtočného průřezu (zvýšení rychlosti), jež souvisí s dalším problémem, a to s abrazí. Pokud dojde ke kompletnímu ucpání může dojít až k prasknutí trubky. Chránit lze výměník vůči nánosům pomocí správného konstrukčního řešení a pravidelným čištěním. Nejznámějším nánosem v rámci vody je vodní kámen [1, 22].

b) Koroze

Koroze je dána jak kvalitou materiálu, tak teplotních látek. Vzniká působením korozivních složek látek na materiál stěn výměníku. To způsobuje slábnutí trubek, čímž se zvyšuje pravděpodobnost poruchy. Běžnou příčinou je na straně vody její nedostatečné odplynění a špatné pH. Chránit lze výměník vhodným výběrem korozivzdorných materiálů, použitím speciálních povlaků a vhodnou úpravou korozi-způsobujících látek [1, 22].

c) Abraze

Abraze, českým slovem ořez, vzniká, pokud pracovní látka obsahuje tuhé částice, které nárazem na stěny výměníku způsobují úbytek materiálu. Částicemi mohou být myšleny i vodní kapičky vody v proudícím plynném médiu, avšak typicky pochází ze spalování. Nejčastěji může k této poruše docházet u ohříváků vody a ohříváků vzduchu kotle. Snížením rychlosti spalin, snížením koncentrace částic nebo pomocí různých například plechových ochranných je možno tento mechanismus odbourávat [1, 22].

d) Tepelné namáhání

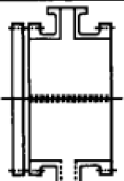
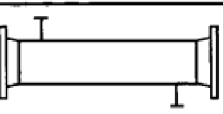
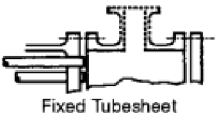
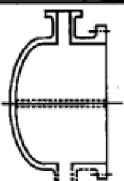
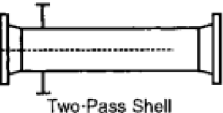
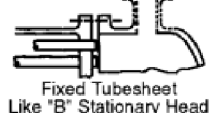
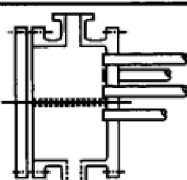
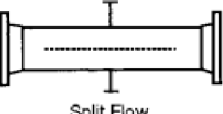
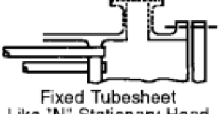
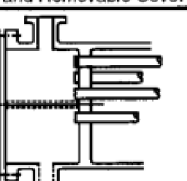
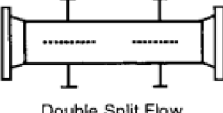
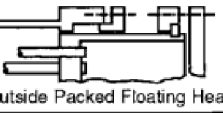
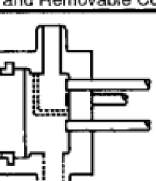
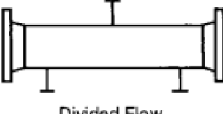

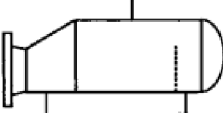
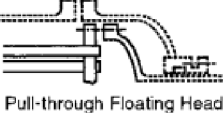
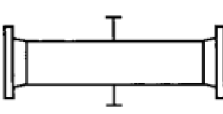
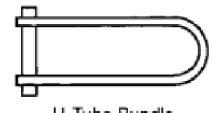
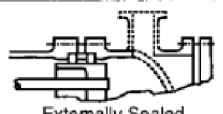
Při závadě na chlazení, přílišným tepelným zatěžováním ploch nebo při prošlehnutí plamene nastává přehřátí stěn výměníku. Následně může dojít k defektu svaru či poruše kvůli vysoké tepelné roztažnosti a mechanickému napětí [1, 22].

Dalšími závadami mohou být nedokonalé svary a těsnění, netěsnosti v zaválcování trubek, trhliny z důvodu vibrací, poškození při vzniku kavitace či úsady biologického původu (řasy atd.) [1, 22].

2 Trubkové výměníky

Jak již bylo zmíněno, tato práce se zabývá zejména trubkovými výměníky, kterým se bude věnovat detailněji tato kapitola. Jedná se o rekuperační výměníky, jež obecně patří mezi ty nejpoužívanější hlavně díky širokému spektru použití díky variabilitě v konstrukci. Hlavním konstrukčním prvkem je trubka nejčastěji kruhového tvaru. Existují však aplikace s eliptickými nebo obdélníkovými průřezy. Jedná se o výměníky s odzkoušenou technologií s dobrou teplotní i tlakovou odolností a s poměrně jednoduchou údržbou. Použití je vhodné pro různé fáze látek i při jejich přeměnách (vypařování, kondenzace). Naproti tomu stojí horší kompaktnost a vyšší hmotnost, nebezpečí koroze a hrubé odstupňování velikostí. Jejich rozdělení je uvedeno v následujících podkapitolách [10, 11].

2.1 TEMA

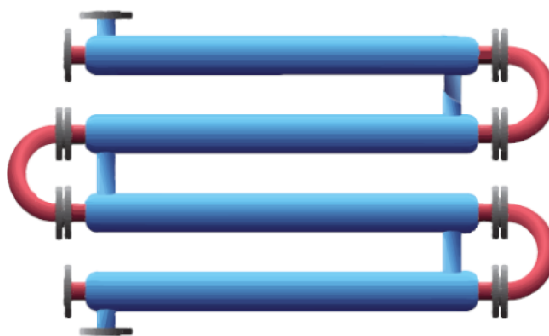
	Front-End Stationary Head Types		Shell Types		Rear-End Head Types
A	 Channel and Removable Cover	E	 One-Pass Shell	L	 Fixed Tubesheet Like "A" Stationary Head
B	 Bonnet (Integral Cover)	F	 Two-Pass Shell with Longitudinal Baffle	M	 Fixed Tubesheet Like "B" Stationary Head
C	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	G	 Split Flow	N	 Fixed Tubesheet Like "N" Stationary Head
N	 Channel Integral with Tube-Sheet and Removable Cover	H	 Double Split Flow	P	 Outside Packed Floating Head
D	 Special High-Pressure Closure	J	 Divided Flow	S	 Floating Head with Backing Device
		K	 Kettle Type Reboiler	T	 Pull-through Floating Head
		X	 Crossflow	U	 U-Tube Bundle
				W	 Externally Sealed Floating Tubesheet

Obrázek 2.1: Označení částí výměníku dle TEMA [10]

Ještě před uvedením konkrétních typů trubkových výměníků je důležité definovat zkratku z názvu této podkapitoly. Tubular Exchanger Manufacturers Association neboli TEMA je standardizace využívající se pro konstrukci plášťových výměníků a určuje jejich rozdělení. Na základě tří písmen lze definovat kompletní stavbu výměníku. Písmena udávají základní konstrukční typy přední hlavy, pláště výměníku a konce výměníku (zadní hlava nebo obratová komora). Přesto že existují samozřejmě i další normy jako DIN nebo ASME, TEMA je považována za všeobecnou a celosvětově uznávanou normu. Její označování je ukázáno na obrázku 2.1 [1, 10].

2.2 Dvoutrubkový výměník („trubka v trubce“)

Nejjednodušším typem trubkového výměníku je dvoutrubkový výměník nebo rovněž článkový výměník, jež je pouze vícenásobným dvoutrubkovým výměníkem propojeným běžně pomocí U-trubek viz obrázek 2.2. Tento typ se tedy obvykle skládá ze dvou soustředných trubek, kde uvnitř trubky proudí jedno médium a v mezikruží druhé. Přednosti tohoto výměníku jsou hlavně v jeho jednoduchosti, je možné jej využít pro vysoké tlaky a poměrně snadno se udržuje a čistí, popřípadě vyměňují poškozené komponenty. Nevýhodou je jeho nízká kompaktnost. Pro zlepšení výkonu je možné využít žebrování. Obvykle se využívá pro menší aplikace a případy s velmi znečišťujícími látkami [1, 2].

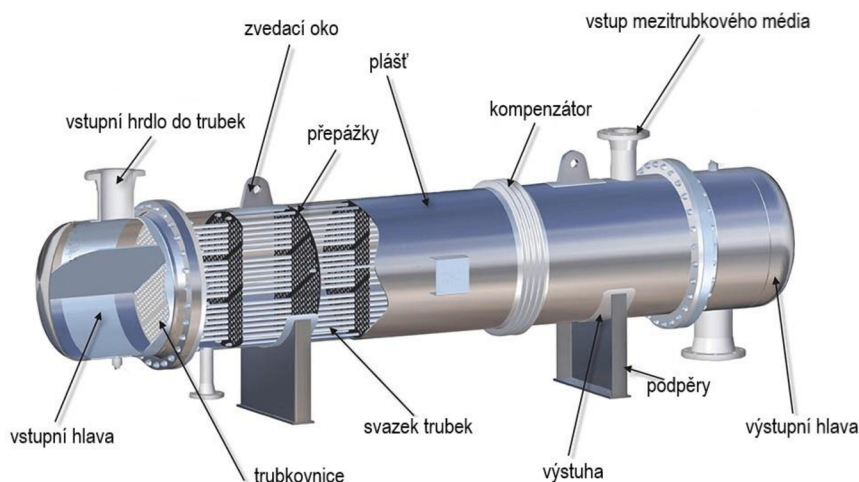


Obrázek 2.2: Článkový výměník [23]

2.3 Svazkový trubkový výměník

Výměníky se svazkem trubek v plášti (anglicky Shell-and-Tube) jsou nejběžnějším typem používaných výměníků a tvoří většinový podíl na trhu. Jde o svazek mnoha trubek, které jsou uchyceny v trubkovnici a uloženy ve větší trubce neboli plášti. Svazek trubek vytváří teplosměnnou plochu pro přenos tepla mezi oběma médii, kdy jedno proudí v trubkách svazku a druhé v meziprostoru. Trubkovnice je deska s otvory pro jednotlivé trubky sloužící k jejich podpírání a jako bariéra mezi látkami a k plášti je připevněna šrouby nebo je přivařena. Mezi další součásti zařízení patří, mimo plášť, svazek trubek a trubkovnice, přepážky, vstupní a výstupní hlava, příruby a další. Popularita plášťových výměníků vedla k vytvoření normy pro jejich označování a tou je zmíněná standardizace TEMA. Třemi nejběžnějšími typy jsou výměníky s rovnými trubkami, s U-trubkami a s plovoucí hlavou, jež jsou popsány níže a jejich název je dán především jejich provedením zadní komory [3, 24].

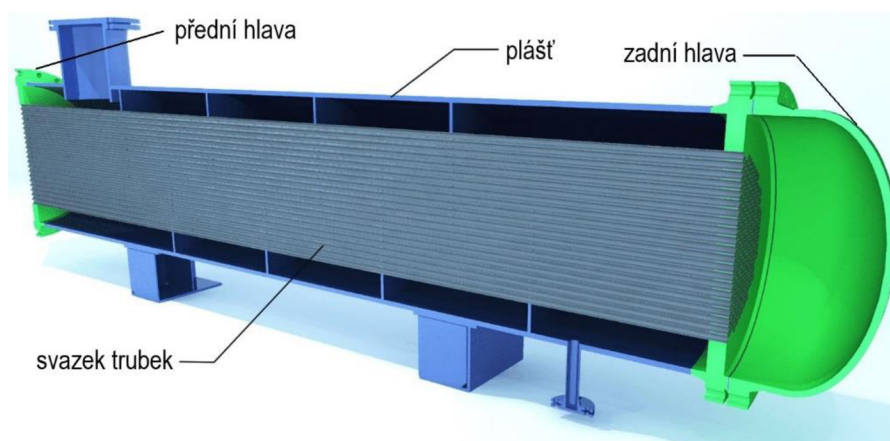
Obecných důvodů pro jejich využívání je několik. Snesou vyšší namáhání provozu, dají se většinou poměrně dobře čistit a udržovat, jsou použitelné za různorodých podmínek jako jsou vysoké a nízké tlaky a teploty a pro jejich výpočet je známo mnoho výpočtových metod. Kromě nich existuje mnoho příruček a odborných doporučení k návrhu těchto výměníků. Jsou široce využívány v ropném a chemickém průmyslu, jako parogenerátory, kondenzátory atd. Obrázkem 2.3 je přiblížena základní konstrukce těchto typů výměníku [3, 10].



Obrázek 2.3: Popis svazkového výměníku [25]

2.3.1 Výměník s přímými trubkami

Nejstarším nejjednodušším typem ze zmíněných je plášťový výměník s přímými (rovnými) trubkami jehož struktura je popsána na obrázku 2.4. Jeho signifikantní komponentou je pevná zadní hlava. Problémem je, právě z důvodu upevnění trubek v pevných trubkovnicích z obou stran, zejména teplotní dilatace trubek. Využití je proto určené pro nižší tlaky médií a rozdíl střední teploty stěny trubek vůči plášťovému prostoru by neměl přesáhnout 20°C. Pro vyšší parametry je nutné do výměníku zakomponovat kompenzátor délkové dilatace, aby nedošlo díky významné teplotní roztažnosti k případné destrukci trubek. Je možné využít kompenzaci s ucpávkou, která se ve větší míře nepoužívá kvůli složitosti, kompenzaci pružným zvlněním pláště, výhodná pro větší tepelné toky, a kompenzace s plovoucí hlavou popsána dále [1, 26].

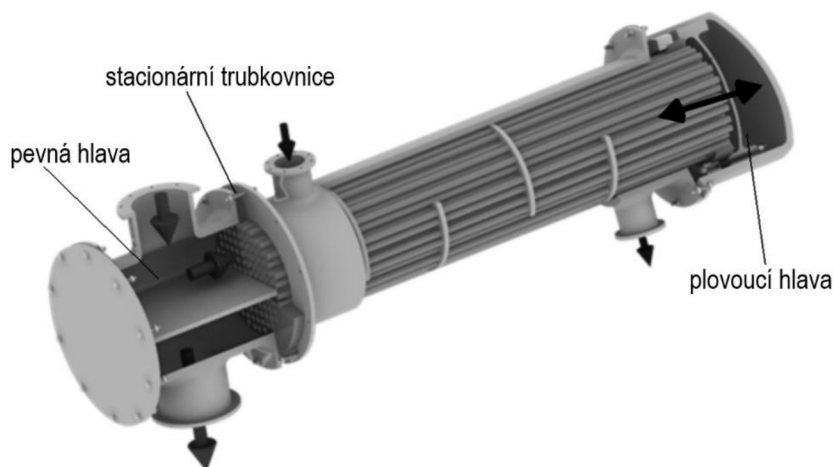


Obrázek 2.4: Plášťový výměník s přímými trubkami [24]

2.3.2 Výměník s plovoucí hlavou

Výměníky s plovoucí hlavou postupem času dospěly k velmi rozšířenému použití, kterým je nejčastěji výměník pára – voda a voda – voda. Jde o výměník podobný předchozímu, opět se stacionární přední hlavou, ovšem zadní hlava je plovoucí (viz obrázek 2.5). Jejich symbolickou schopností je „plavání“ trubek neboli schopností se pohybovat (roztahovat a smršťovat) v závislosti na teplotě. Lze je využít při velmi rozdílných teplotách stěny trubek svazku a pláště výměníku. Výhodou je poměrně dobrá údržba a opravitelnost díky vyjímatelnému svazku trubek. Omezením může být poněkud vyšší cena a technická náročnost. Nelze je využít

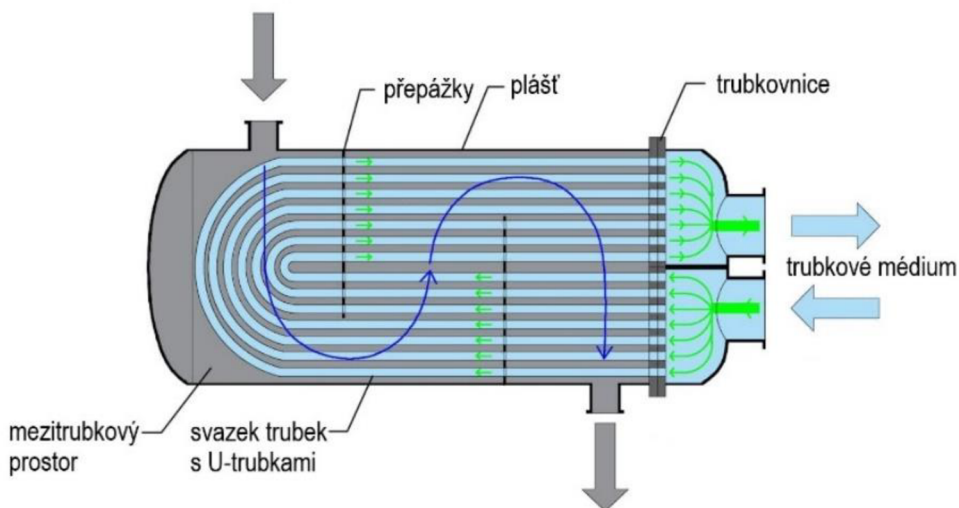
v případech, kdy je nutná dokonalá těsnost obou prostorů a látky se nesmí smísit. Rovněž je nutné zvolit jiný typ, pokud pracovní přetlaky přesahují 6,3 MPa [1, 3, 13].



Obrázek 2.5: Výměník s plovoucí hlavou [1]

2.3.3 Výměník s U-trubkami

Výměníky s U-trubkami rovněž v energetice dospěly k hojně rozšířenému využívání. Jejich poznávacím prvkem je svazek trubek provedený do tvaru U, ve kterém je médium otočeno do protisměru. Svazek trubek je uchycen pouze do jedné trubkovnice na jednom konci (viz obrázek 2.6). To přináší pozitivum v rámci teplotní dilatace, protože se s ní výměník vyrovná roztahováním trubek, jež je konfigurací umožněno. Proto je možné je využít pro vyšší teplotní rozdíly stejně jako výměníky s plovoucí hlavou. Tato varianta navíc bývá levnější. Trubky se konstruují o malém průměru a tloušťce, což vede k výměníku kompaktních rozměrů s dobře využitým prostorem v plášti a s nízkou hmotností. U-trubky také způsobují jisté překážky, jimiž je nemožnost vytažení svazku trubek z pláště. To znemožňuje výměnu poničených trubek a mechanické čištění jejich povrchu, proto jej nelze použít při předpokládaném vyšším riziku zanášení trubek [1, 3, 13].



Obrázek 2.6: Výměník s U-trubkami [24]

2.4 Výměník se šroubovitými trubkami

Dalším typem trubkového výměníku je výměník se šroubovitě vinutými trubkami uvnitř nádoby (pláště). Trubky jsou do tvaru šroubovice a mohou být vedeny ve více řadách. Jejich rozšíření způsobila v celku jednoduchá výroba, menší plocha výměníku a dobrý přestup tepla díky využití čistého protiproudu s příčným obtékáním trubek. Přestup tepla je díky spirálovité trubce vyšší než u klasických rovných trubek a rovněž není problematická ani tepelná roztažnost. Principiální stavba výměníku je na obrázku 2.7 [10, 22].

Problematická je konstrukce spirálové trubky, která je vyrobena z jednoho kusu, což znesnadňuje opravy a je většinou nutné ji celou nahradit. Proto je vhodné využívat tento typ pro čistá média. Materiál trubek musí být dostatečně tažný, aby se trubky daly přetvořit do požadovaného tvaru. Materiály jsou obvykle hliníkové slitiny pro kryogeniku a nerezové oceli pro vysokoteplotní případy. Horší využití prostoru uvnitř nádoby oproti svazkovým výměníkům je rovněž nevýhodou způsobenou šroubovitým tvarem trubky. Používají se například jako tzv. vyvíječe páry. Dále jsou využívány pro zkapalňovací systémy [1, 2, 27, 28].



Obrázek 2.7: Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [29]

2.5 Konstrukční prvky trubkového výměníku

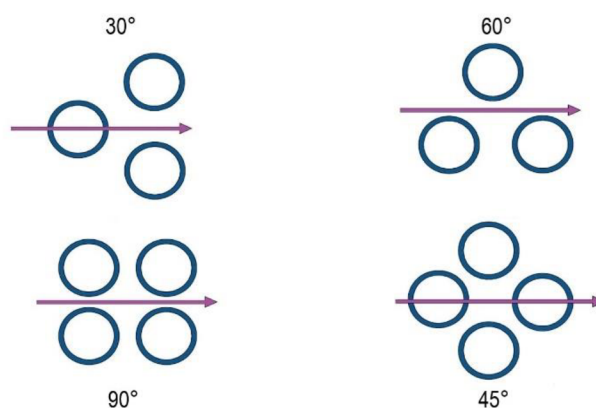
Výměník jako soustava obsahuje mnoho prvků, které spolupracují na jeho správném fungování. Mnoho z nich již bylo zmíněno výše a jsou názorně vyobrazeny na obrázku 2.3. Nejdůležitější části, které ještě nebyly detailněji popsány, jsou blíže rozebrány v této kapitole.

2.5.1 Trubky a jejich rozložení

Trubky jsou hlavní částí výměníku, díky kterým probíhá proces výměny tepla, a proto se na ně při návrhu klade velký důraz. Určuje se materiál trubek (ocel, mosaz, korozi-vzdorný materiál...), typ trubek (hladké, žebrované, zkroucené...) a v rámci geometrie tloušťka stěn (obvykle 1,5-5 mm), vnitřní průměr trubek (obvykle 12-30 mm), rozteč trubek (běžně 1,25-1,5násobek vnějšího průměru), délka trubek (běžně <6 m), rozložení trubek (30°, 90°, 60°...) a pomocí výpočtu jejich počet [1, 3, 26].

Trubky se rozmisťují tak, že jejich středy leží na soustředných kružnicích nebo častěji na vrcholech rovnoramenných trojúhelníků, popř. čtverců. Dělí se obecně na vystřídané uspořádání a uspořádání za sebou. Z pohledu přenosu tepla (vyššího součinitele přestupu tepla)

vychází nejlépe uspořádání vystřídané, konkrétně uspořádání s úhlem 30° (∇). Jde o nejkompaktnější provedení a při tomto uspořádání se dosahuje největšího množství trubek. Jeho hlavní nevýhodou je složitější čištění a vyšší tlakové ztráty. Obecně jde o nejpoužívanější variantu. Horší v rámci přestupu tepla je uspořádání trubek s úhlem 45° (\diamond). Toto uspořádání vede k nižším tlakovým ztrátám v mezitrubkovém prostoru. Rovněž lze díky tomu lépe čistit vnější povrch trubek. Dalším je uspořádání s úhlem 90° (\square), jež patří do uspořádání za sebou. Vlastnosti jsou velmi podobné 45° uspořádání s ještě o něco horším přenosem tepla. Dále toto uspořádání způsobuje větší velikost výměníku. Lze jej využít v technicky odůvodněných případech, například pokud ve výměníku dochází k varu nebo pro více znečištěné médium. Plusem rozložení je ochrana vůči abrazi. Posledním základním rozložením je uspořádání s 60° úhlem (\triangleright), které se příliš nepoužívá. Na obrázku 2.8 je názorně předvedeno rozložení všech čtyř popsaných variant [1, 3, 10].



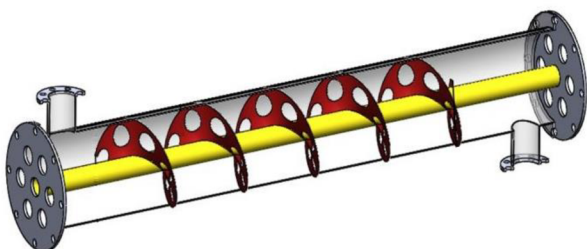
Obrázek 2.8: Uspořádání trubek [24]

2.5.2 Přepážky a jejich typy

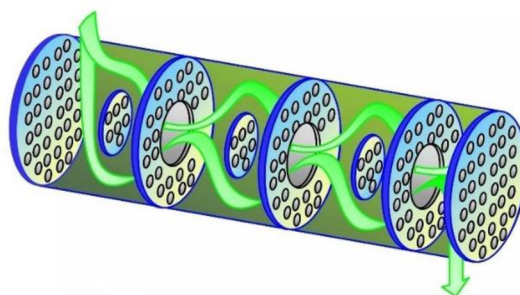
Přepážky jsou konstrukčním prvkem instalovaným u plášťových výměníků v mezitrubkovém prostoru uvnitř pláště. Slouží pro podporu svazku trubek, potlačení vibrací a usměrnění proudu mezitrubkového média. Rovněž prodlužují trajektorii proudění, čímž zintenzivňují přenos tepla. Nevýhodou je zvyšující se tlaková ztráta a také zkomplikování konstrukce, což může mimo jiné znesnadňovat údržbu. Existence zkratových proudů, jež snižují účinnost jsou dalším mínusem. Při návrhu přepážkového systému je nutné se zabírat roztečí mezi přepážkami, jejich tloušťkou a výškou (velikostí výřezu). Volba typu, rozteče a výřezu přepážek závisí převážně na průtoku, požadované rychlosti přenosu tepla, přípustné hranici tlaku a vibracích vyvolaných prouděním. Dělit je lze na segmentové, koncentrické, tyčové (mřížové), šroubovicové a otevřené přepážky či další méně obvyklé. Jednotlivé typy jsou znázorněny na obrázcích 2.9, 2.10, 2.11 a 2.12 [1, 2, 10].

Mezi nejčastěji používaný patří přepážkový systém segmentový, který se rozčleňuje na další všemožné typy. Přepážka je kruhovitou deskou s odstraněnou částí, která zaujímá 20-25 % (neboli kruhová úseč). Jeho velkou výhodou je vysoký přestup tepla. Nepříjemností jsou velké tlakové ztráty. Tyčové přepážky jsou přesným opakem. Mají velmi nízkou tlakovou ztrátu, avšak pomoc při přenosu tepla je malá, neboť slouží zejména jako podpěra trubek a k lehkému zvýšení turbulence plášťové tekutiny. Koncentrické přepážky se v porovnání s nejběžnějšími segmentovými vyznačují nižším přenosem tepla, ale také nižší tlakovou ztrátou. Využívají se ve výměnících v jaderné energetice. Šroubovicové přepážky mají celkově velmi dobré vlastnosti. Nízké tlakové ztráty, nízké zanášení, malý vliv zkratových proudů a vysoké zvýšení

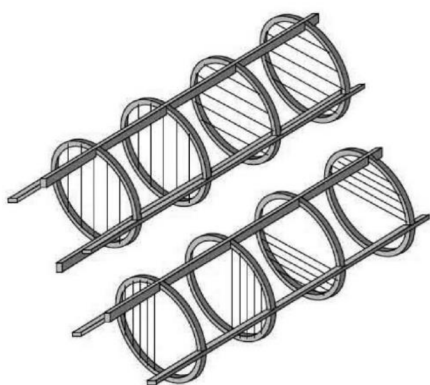
přestupu tepla. Jejich záporem je však složitost konstrukce například její náročnější sestavení [3, 9, 10].



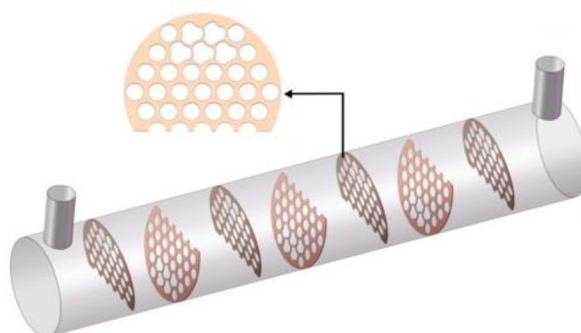
Obrázek 2.9: Šroubovité přepážky [30]



Obrázek 2.10: Koncentrické přepážky [31]



Obrázek 2.11: Tyčové přepážky [32]



Obrázek 2.12: Segmentové přepážky [33]

2.5.3 Plášť

Plášť výměníku je jakýmsi velkým obalem v konstrukci, ve kterém je mimo sekundární objekty obsažen svazek trubek a proudí v něm mezitrubkové médium. Obvyklý tvar je válcový, jehož se nejčastěji dosahuje pomocí svinutí vhodného kovového plechu s následným podélným svarovým spojem. Avšak v jaderných či jiných speciálních aplikacích může mít tvar různý. U průměru menšího než zhruba 0,6 m se plášť vyrábí z trubky. Při návrhu pláště výměníku je nutné volit jeho vnitřní uspořádání, druh materiálu, tloušťku a velikost. Typy používaných plášťů lze najít ve standardizaci TEMA [3, 10].

3 Návrh výměníku s přímými trubkami

V následujících kapitolách 3 a 4 je proveden tepelně hydraulický návrh dvou odlišných typů tepelných výměníků pro rovnocenné zadané parametry (viz kapitola 3.1). Jedná se o výměník, ve kterém probíhá chlazení procesního plynu a současně se ohřívá napájecí voda určená pro výparník. Ohřívání vody bude uskutečňovat vysokopecní plyn, který se dále využije v navazujících procesech. Následným spalováním tohoto plynu vznikne teplo využitě k vypaření vody ve výparníku. Pomocí vzniklé páry dojde dále k výrobě elektřiny.

Prvním zvoleným typem tepelného výměníku je základní trubkový svazkový výměník s přímými trubkami. Tento typ byl vybrán z důvodu nejjednodušší konstrukce a prověřeného výpočtu. Jde o protiproudý výměník s jedním tahem. V rámci této volby byly zvoleny ze standardizace TEMA: přední hlava typu B, plášť typu E a výstupní hlava typu M.

Výpočet je proveden v programu Engineering Equation Solver (zkratkou EES) výhradně dle literatury [2] pomocí metody Bell-Delaware, avšak s využitím pomocné literatury [1, 3, 10, 34].

3.1 Zadané parametry

Návrh výměníku spočívá v termodynamickém a hydraulickém výpočtu dle zadání. Zadány byly vstupní a výstupní teploty obou pracovních látek, chladícího (napájecí voda) a chlazeného (procesní plyn) média, jejich tlak a dovolená tlaková ztráta. U procesního plynu ještě hmotnostní průtok a jeho složení. Hodnoty zadaných parametrů jsou v následující tabulce 3.1.

Tabulka 3.1: Zadané parametry

Parametry napájecí vody			
vstupní teplota	$t_{w,in}$	55	$^{\circ}C$
výstupní teplota	$t_{w,out}$	80	$^{\circ}C$
tlak	p_w	4	$bar(a)$
maximální tlaková ztráta	$\Delta p_{w,max}$	2	kPa
Parametry procesního plynu			
hmotnostní průtok	\dot{M}_p	1200	kg/h
vstupní teplota	$t_{p,in}$	850	$^{\circ}C$
výstupní teplota	$t_{p,out}$	300	$^{\circ}C$
tlak	p_p	1	$bar(a)$
maximální tlaková ztráta	$\Delta p_{p,max}$	1,2	kPa
Složení procesního plynu – objemová koncentrace			
oxid uhelnatý	x_{CO}	25	$\%_{obj.}$
oxid uhličitý	x_{CO_2}	12	$\%_{obj.}$
metan	x_{N_2}	60	$\%_{obj.}$
vodík	x_{CH_4}	0,5	$\%_{obj.}$
dusík	x_{H_2}	2,5	$\%_{obj.}$

3.2 Program EES

Engineering Equation Solver zkratkou EES je softwarový program sloužící pro výpočet soustavy rovnic. Jeho výhodou v rámci řešení problematiky výměníků je, že obsahuje knihovny s termofyzikálními vlastnostmi látek. Díky vestavěné široké databázi vlastností i funkcí či možnostmi jako vytvářet grafy nebo tabulky je poměrně výhodným nástrojem pro strojní inženýry při technických výpočtech. Jeho další výhodou oproti konkurenčním programům je možnost zadávání rovnic v libovolném pořadí, tudíž odpadá nutnost systematického vkládání navazujících rovnic, jež v určitých případech může být matoucí a neintuitivní. Kompletní výpočty v této práci byly provedeny právě pomocí programu EES, který usnadnil práci mimo jiné například v hledání již zmíněných vlastností médií [35].

3.3 Určení parametrů procesního plynu

Vzhledem k tomu, že zadaný plyn je směsí plynů je nutné provést několik operací ke zjištění vlastností směsi, se kterými bude počítán následný výpočet, neboť až výsledná směs je při výpočtech zásadní. V rámci určení vlastností je uvažováno jako s ideálním plynem.

Prvním krokem bylo zjistit molární hmotnosti jednotlivých složek plynu, které jsou uvedeny v tabulce 3.2. Ty jsou potřeba pro následný přepočet na hmotnostní zlomky w_i dle rovnice (3.1). Hmotnostní zlomky všech složek jsou uvedeny v tabulce 3.3.

Tabulka 3.2: Molární hmotnosti složek plynu

Molární hmotnost	Hodnota	Jednotka
M_{CO}	28	kg/mol
M_{CO_2}	44	kg/mol
M_{N_2}	28	kg/mol
M_{CH_4}	16	kg/mol
M_{H_2}	2	kg/mol

$$w_i = \frac{x_i \cdot M_i}{\sum_{j=1}^n (x_j \cdot M_j)} \quad (3.1)$$

Kde n je počet složek.

Tabulka 3.3: Hmotnostní zlomky složek plynu

Hmotnostní zlomky	Hodnota	Jednotka
w_{CO}	23,96	% _{hm.}
w_{CO_2}	18,07	% _{hm.}
w_{N_2}	57,52	% _{hm.}
w_{CH_4}	0,27	% _{hm.}
w_{H_2}	0,17	% _{hm.}

Následným krokem bylo vypočítání programem EES jednotlivých entalpií pro vstupní a výstupní teplotu každé složky, díky čemuž s pomocí znalosti hmotnostních zlomků bylo možné vypočítat celkovou vstupní a výstupní entalpii směsi. Výpočet je proveden na základě rovnice (3.2). Obdobně je provedena rovnice (3.3).

$$I_p = \sum_{i=1}^n w_i \cdot I_i \quad (3.2)$$

$$\begin{aligned} I_{p,in} &= w_{CO} \cdot I_{CO,in} + w_{CO_2} \cdot I_{CO_2,in} + w_{N_2} \cdot I_{N_2,in} + w_{CH_4} \\ &\quad \cdot I_{CH_4,in} + w_{H_2} \cdot I_{H_2,in} \\ I_{p,in} &= 23,96 \cdot 946,9 + 18,07 \cdot 933,1 + 57,52 \cdot 936,9 + 0,27 \\ &\quad \cdot 3042 + 0,17 \cdot 12481 \\ I_{p,in} &= 964,3 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_{p,out} &= 23,96 \cdot 316,5 + 18,07 \cdot 285,7 + 57,52 \cdot 314,8 + 0,27 \\ &\quad \cdot 796,6 + 0,17 \cdot 4328 \\ I_{p,out} &= 318,2 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Poté bylo nutné pro zjištění vlastností směsi plynu uvedených v kapitole 3.4 opět zjistit nejprve vlastnosti jednotlivých složek. Pro jednotlivé složky byla zjištěna jejich hustota ρ , měrná tepelná kapacita cp , kinematická viskozita ν , dynamická viskozita μ a teplotní vodivost λ . Pomocí nich byly vypočítány dané vlastnosti směsi podle rovnic (3.4) až (3.8) uvedené v tabulce 3.4.

$$\rho_{směs} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \rho_i \quad (3.4)$$

$$cp_{směs} = \sum_{i=1}^n w_i \cdot cp_i \quad (3.5)$$

$$\nu_{směs} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \nu_i \quad (3.6)$$

$$\mu_{směs} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \mu_i \quad (3.7)$$

$$\lambda_{směs} = \sum_{i=1}^n x_i \cdot \lambda_i \quad (3.8)$$

3.4 Vlastnosti

Termofyzikální vlastnosti pracovních látek byly zjištěny dle tlaků látek a na základě vypočtených středních teplot pro obě média podle rovnice (3.9). Vlastnosti jako hustota, dynamická viskozita, kinematická viskozita, měrná tepelná kapacita a teplotní vodivost jsou uvedeny v tabulce 3.4 a byly získány z programu EES.

$$t_{i,s} = \frac{t_{i,in} + t_{i,out}}{2} \quad (3.9)$$

Kde i je index značící dané médium.

Tabulka 3.4: Vlastnosti pracovních látek

Vlastnosti napájecí vody			
střední teplota	$t_{w,s}$	67,5	°C
měrná tepelná kapacita	cp_w	4188	J/(kg · K)
hustota	ρ_w	979,3	kg/m ³
dynamická viskozita	μ_w	4,182·10 ⁻⁴	Pa · s
kinematická viskozita	ν_w	4,271·10 ⁻⁷	m ² /s
tepelná vodivost	λ_w	0,6579	W/(m · K)
Vlastnosti procesního plynu			
střední teplota	$t_{p,s}$	575	°C
měrná tepelná kapacita	cp_p	1177	J/(kg · K)
hustota	ρ_p	0,4144	kg/m ³
dynamická viskozita	μ_p	3,579·10 ⁻⁵	Pa · s
kinematická viskozita	ν_p	1,013·10 ⁻⁴	m ² /s
tepelná vodivost	λ_p	0,06594	W/(m · K)

3.5 Bilanční rovnice

Výpočet výkonu výměníku \dot{Q}_{req} pomocí energetické bilance byl spočten na základě rovnice (3.10). Následným krokem bylo získání nezadaného hmotnostního toku napájecí vody \dot{M}_w pomocí rovnice (3.11).

$$\dot{Q}_{req} = \dot{M}_p \cdot (I_{p,in} - I_{p,out}) \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{req} = 0,33 \cdot (964,3 - 318,2) = 215,4 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{req} = \dot{M}_w \cdot cp_w \cdot (t_{w,out} - t_{w,in}) \quad (3.11)$$

$$\dot{M}_w = \frac{215 \ 368}{4188 \cdot (80 - 55)} = 2,06 \text{ kg/s} = 7405 \text{ kg/h}$$

3.6 Umístění médií

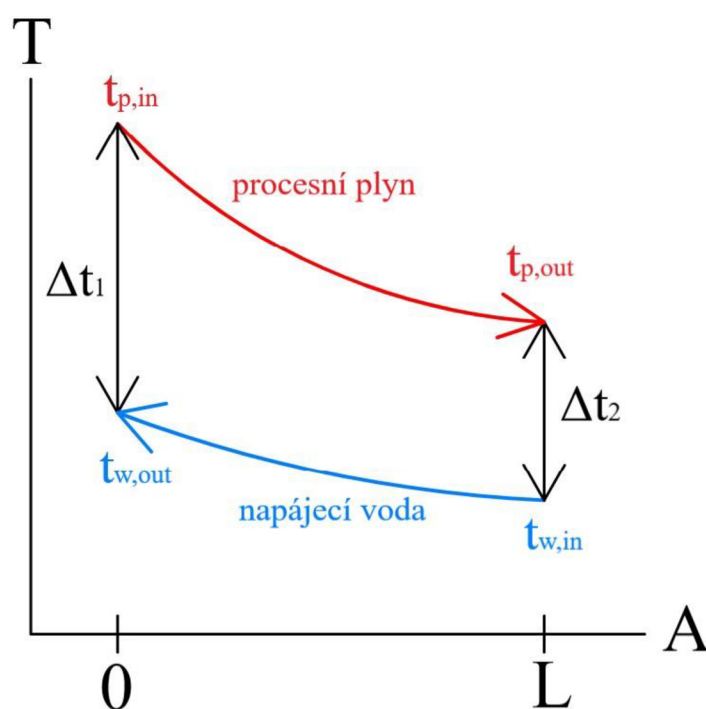
Volba umístění médií závisí na mnoha faktorech, které se mnohdy vylučují, tudíž je potřeba uskutečnit kompromis a zvolit nejlepší možnou variantu. Pro tento případ bylo vhodnější do trubek umístit procesní plyn. Obě média uvažujeme jako velmi čistá tudíž tento parametr nerozhoduje. Stejně tak zde není výrazný tlak jednoho z médií. Volba umístění pracovních látek byla tedy zvolena na základě podstatně vyššího přestupu tepla procesního plynu, pokud proudí v trubkách [3].

3.7 Logaritmická teplota LMTD

Dalším krokem je výpočet střední logaritmické teploty Δt_{ln} , někdy označované jako střední teplotní spád. Výpočet je dle rovnice (3.12). Běžně se ještě do výpočtu zahrnuje korekční součinitel F . Ten se zanedbává v případě, kdy se jedná o čistý souprroudý či protiproudý výměník nebo když výměník obsahuje větší počet přepážek. Z tohoto důvodu je v tomto počítaném případě zanedbán, neboť by byl prakticky roven 1 [2]. Příložený obrázek 3.1 udává systém teplot použitý ve výpočtu.

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} = \frac{(t_{p,in} - t_{w,out}) - (t_{p,out} - t_{w,in})}{\ln \left(\frac{t_{p,in} - t_{w,out}}{t_{p,out} - t_{w,in}} \right)} \quad (3.12)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(850 - 80) - (300 - 55)}{\ln \left(\frac{850 - 80}{300 - 55} \right)} = 458,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Obrázek 3.1: Systém teplot pro LMTD

3.8 Typ a geometrie trubek

Použitými trubkami ve výměníku jsou bezešvé trubky o rozměrech $32 \times 1,5$ vyrobené z nerezové oceli 1.4301 [36]. Vnější průměr trubek d_2 a tloušťka t_t byly zvoleny jako nejvhodnější po vícero vyzkoušených výpočtech. Nerezová ocel byla zvolena, neboť zajišťuje odolnost vůči vodní korozi. Jednoduchým výpočtem vztahu (3.13) byl vypočten vnitřní průměr trubky d_1 .

Dalším krokem po určení rozměrů trubek byl výpočet příčné rozteče trubek L_{tp} v rovnici (3.14), který byl proveden jako násobek d_2 dle doporučeného rozsahu z lit. [1]. Další rozteče trubek L_{pn} a L_{pp} jsou vypočítány dle rovnic (3.15) a (3.16) na základě L_{tp} vynásobené konstantami z [2] pro vystřídání uspořádání trubek dle úhlu θ_{tp} , který byl zvolen 30° .

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t_t \quad (3.13)$$

$$d_1 = 32 - 2 \cdot 1,5 = 29 \text{ mm}$$

$$L_{tp} = (1,25 - 1,5) \cdot d_2 \quad (3.14)$$

$$L_{tp} = (1,25) \cdot 32 = 40 \text{ mm}$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot L_{tp} \quad (3.15)$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ mm}$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot L_{tp} \quad (3.16)$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot 40 = 34,64 \text{ mm}$$

3.9 Počet trubek

K výpočtu počtu trubek byla zvolena rychlost média proudícího v trubkách u'_p 12,5 m/s dle doporučených hodnot 10-15 m/s pro proudění plynu v trubkách z lit. [1]. Díky této hodnotě byl vypočítán počet trubek N_t dle rovnice (3.17), kde je výsledek zaokrouhlen na celé číslo.

$$N_t = \frac{4 \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot d_1^2 \cdot u'_p \cdot \rho_p} \quad (3.17)$$

$$N_t = \frac{4 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,029^2 \cdot 12,5 \cdot 0,41} = 97,43 \text{ ks} \doteq 97 \text{ ks}$$

Z důvodu zaokrouhlení musela být rychlost přepočítána na reálnou rychlost pracovního média u_p .

$$u_p = \frac{\dot{M}_p}{\rho_p \cdot S_t} = \frac{4 \cdot N_p \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot d_1^2 \cdot N_t \cdot \rho_p} \quad (3.18)$$

$$u_p = \frac{4 \cdot 1 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,029^2 \cdot 97 \cdot 0,41} = 12,55 \text{ m/s}$$

Kde:

S_t ... průtočná plocha,

N_p ... počet chodů výměníku.

3.10 Geometrie svazku a pláště

V tomto kroku je potřeba vypočítat základní charakteristické rozměry svazku pro finální určení průměru pláště D_s . Dle rovnice (3.19), je spočten průměr kružnice středů krajních trubek ve svazku D_{ctl} .

$$D_{ctl} = \sqrt{\frac{N_t \cdot C_1 \cdot L_{tp}^2}{0,78}} \quad (3.19)$$

$$D_{ctl} = \sqrt{\frac{97 \cdot 0,86 \cdot 0,040^2}{0,78}} = 413,7 \text{ mm}$$

Kde C_1 je konstanta rovna 0,86 pro úhel rozložení trubek 30° [2].

Navazuje rovnice (3.20) s výpočtem kružnice udávající průměr svazku D_{otl} . Z těchto rozměrů je pomocí rovnic (3.21) a (3.22) vytvořena rovnice (3.23), kde je vypočítán průměr pláště D_s , který byl iteracemi během výpočtu doveden do vycházejícího celého čísla. Minimální mezera mezi svazkem a pláštěm na každé straně $L_{bb}/2$ je vypočtena rovnicí (3.24) podle rovnice (3.22).

$$D_{otl} = D_{ctl} + d_2 \quad (3.20)$$

$$D_{otl} = 413,7 + 32 = 445,7 \text{ mm}$$

$$D_s = D_{otl} + L_{bb} \quad (3.21)$$

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot D_s \quad (3.22)$$

$$D_s = \frac{D_{otl} + 12}{1 - 0,005} \quad (3.23)$$

$$D_s = \frac{445,7 + 12}{1 - 0,005} = 460 \text{ mm}$$

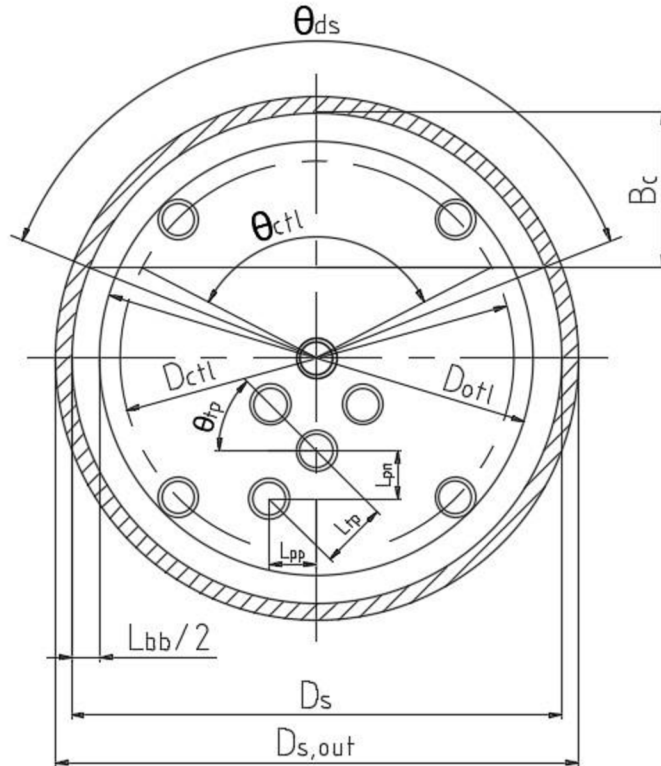
$$L_{bb}/2 = \frac{12 + 0,005 \cdot 460}{2} = 7,15 \text{ mm} \quad (3.24)$$

Plášť je vyroben ze stejného materiálu jako trubky tzn. z nerezové oceli 1.4301, kvůli totožným důvodům. Tloušťka pláště t_s byla stanovena ze standardizace TEMA [37], která udává minimální tloušťku pláště podle rozměru vnitřního průměru pláště. Byla zvolena nejbližší vyšší tloušťka z vyráběných možností tj. 5 mm. V tomto konkrétním případě není nutné plášť a jeho sílu plechu počítat jako tlakovou nádobu, neboť tlak daných médií je tak malý, že minimální tloušťka dle výpočtu při zahrnutí přetlaku v plášti by byla řádově nižší. Ze znalosti tloušťky je v rovnici (3.25) vypočítán vnější průměr pláště $D_{s,out}$. Pro lepší představu popsanych rozměrů je předložen obrázek 3.2.

$$D_{s,out} = D_s + 2 \cdot t_s \quad (3.25)$$

$$D_{s,out} = 460 + 2 \cdot 5 = 470 \text{ mm}$$

Kde t_s je tloušťka stěny pláště rovna 5 mm.



Obrázek 3.2: Základní geometrie svazku a pláště

Pro konstrukční úplnost je pomocí rovnice kontinuity v rovnici (3.26) vypočítán ještě průměr hrdla v rámci mezitrubkového prostoru $D_{n,w}$. Tento rozměr je pro snadnější konstrukční výrobu zaokrouhlen na vhodný celý rozměr.

$$D_{n,w} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot u_{n,w}}} \quad (3.26)$$

$$D_{n,w} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06}{\pi \cdot 979,3 \cdot 1}} = 51,7 \text{ mm} \rightarrow 60 \text{ mm}$$

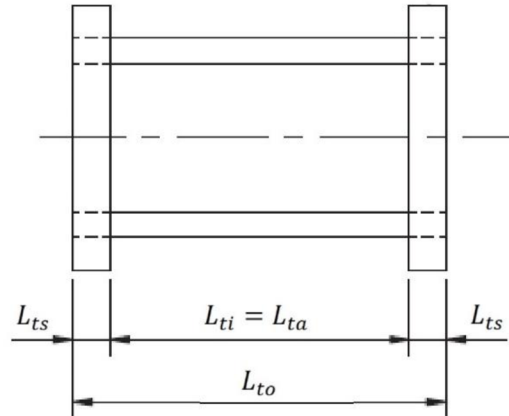
Kde $u_{n,w}$ je rychlost proudící vody v hrdle volena 1 m/s.

Dále, neboť obsahově tento rozměr patří do této kapitoly, je uvedena délka pláště výměníku L_{to} podle rovnice (3.27). V rovnici vystupuje délka svazku L_{ta} , která je však vypočtena až v rovnici (3.77). Pro přehled délek výměníku jsou rozměry ukázány na obrázku 3.3.

$$L_{to} = L_{ta} + 2 \cdot L_{ts} \quad (3.27)$$

$$L_{to} = 1,76 + 2 \cdot 0,025 = 1,81 \text{ m}$$

Kde L_{ts} je tloušťka trubkovnice zvolena 25 mm dle doporučení v [2].



Obrázek 3.3: Rozměry pláště [2]

3.11 Geometrie přepážek

V této části je proveden návrh a výpočet segmentových přepážek, které jsou umístěny v plášti výměníku a zlepšují jeho vlastnosti. Nejprve je určena v rovnici (3.28) rozteč přepážek L'_{bc} , která je dána doporučeným rozsahem z [2].

$$L'_{bc} = (0,4 - 0,5) \cdot D_s \quad (3.28)$$

$$L'_{bc} = (0,45) \cdot 460 = 207 \text{ mm}$$

Výpočet počtu přepážek N_b v rovnici (3.29) je opět kvůli tematické návaznosti vložen do této části, i když jeho výpočet závisí na vypočtené délce svazku L_{ta} stanovené později v rovnici (3.77). Výsledná hodnota počtu přepážek je logicky zaokrouhlena (na celé číslo dolů), čímž dojde ke změně velikosti rozteče přepážek L_{bc} . Proto je poté dle zaokrouhlené hodnoty proveden přepočet rozteče mezi přepážkami pomocí rovnice (3.30).

$$N_b = \frac{L_{ta}}{L'_{bc}} - 1 \quad (3.29)$$

$$N_b = \frac{1,76}{0,21} - 1 = 7,5 \text{ ks} \rightarrow 7 \text{ ks}$$

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (3.30)$$

$$L_{bc} = \frac{1,76}{7 + 1} = 220 \text{ mm}$$

Výřez přepážky B_c v rovnici (3.31) je rovněž volen z uvedeného optimálního rozsahu dle [2], podle kterého vyjde ideální přestup tepla a tlakové ztráty.

$$B_c = (20 - 25 \%) \quad (3.31)$$

$$B_c = 25 \%$$

Dále lze stanovit úhly θ_{ds} a θ_{ctl} závislé právě na velikosti výřezu, jejichž výpočet je v rovnicích (3.32) a (3.33).

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (3.32)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos\left(1 - 2 \cdot \frac{25}{100}\right) = 2,09 \text{ rad}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos\left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100}\right)\right] \quad (3.33)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos\left[\frac{460}{413,7} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{25}{100}\right)\right] = 1,96 \text{ rad}$$

Následujícím je výpočet příslušných ploch. Volná plocha v podélném řezu v ose výměníku S_m definovaná dle rovnice (3.34).

$$S_m = L_{bc} \cdot \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2)\right] \quad (3.34)$$

$$S_m = 0,22 \cdot \left[0,014 + \frac{0,41}{0,04} \cdot (0,04 - 0,032)\right] = 0,0214 \text{ m}^2$$

Kde $L_{tp,eff}$ je efektivní příčná rozteč pro případ uspořádání trubek 30° rovna L_{tp} [2].

Plocha nad přepážkou S_{wg} vypočítána dle rovnice (3.35).

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left[\frac{\theta_{ds}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ds})}{2 \cdot \pi}\right] \quad (3.35)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,46^2 \cdot \left[\frac{2,09}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(2,09)}{2 \cdot \pi}\right] = 0,0325 \text{ m}^2$$

Podíl trubek nad přepážkou F_w definovaný rovnicí (3.36).

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (3.36)$$

$$F_w = \frac{1,96}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(1,96)}{2 \cdot \pi} = 0,165$$

Podíl trubek v prostoru mezi hranami přepážek F_c vypočítaný v rovnici (3.37).

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (3.37)$$

$$F_c = 1 - 2 \cdot 0,165 = 0,670$$

Počet trubek nad přepážkou N_{tw} definovaný rovnicí (3.38).

$$N_{tw} = N_t \cdot F_w \quad (3.38)$$

$$N_{tw} = 97 \cdot 0,165 = 16,0$$

Plocha trubek nad přepážkou S_{wt} spočtena v rovnici (3.39).

$$S_{wt} = N_{tw} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \quad (3.39)$$

$$S_{wt} = 16,0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,032^2 = 0,0129 \text{ m}^2$$

Čistá plocha průtočného průřezu nad přepážkou S_w definovaná rovnicí (3.40).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (3.40)$$

$$S_w = 0,0325 - 0,0129 = 0,0196 \text{ m}^2$$

Počet efektivních řad trubek v čistém průřezu N_{tcc} určena v rovnici (3.41).

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (3.41)$$

$$N_{tcc} = \frac{0,46}{0,035} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100}\right) = 6,64$$

Počet efektivních řad trubek nad přepážkou N_{tcw} v rovnici (3.42).

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left(\frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2}\right) \quad (3.42)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{0,035} \cdot \left(\frac{0,46 \cdot 25}{100} - \frac{0,46 - 0,41}{2}\right) = 2,12$$

Plocha mezi pláštěm a svazkem S_b spočtena dle rovnice (3.43).

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl}) \quad (3.43)$$

$$S_b = 0,22 \cdot (0,460 - 0,446) = 0,00315 \text{ m}^2$$

Poměr ploch S_b a S_m F_{sbp} definovaný v rovnici (3.44).

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (3.44)$$

$$F_{sbp} = \frac{0,0032}{0,021} = 0,147$$

Mezera mezi přepážkou a pláštěm L_{sb} vypočtena dle rovnice (3.45).

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s \quad (3.45)$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot 460 = 4,94 \text{ mm}$$

Plocha mezi pláštěm a přepážkou S_{sb} v rovnici (3.46).

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot L_{sb}}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi}\right) \quad (3.46)$$

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot 0,46 \cdot 0,005}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - 2,09}{2 \cdot \pi}\right) = 0,00238 \text{ m}^2$$

Plocha mezer mezi trubkami a přepážkou S_{tb} definovaná rovnicí (3.47).

$$S_{tb} = \frac{\pi \cdot N_t \cdot (1 - F_w)}{4} \cdot [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] \quad (3.47)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi \cdot 97 \cdot (1 - 0,165)}{4} \cdot [(0,032 + 0,0008)^2 - 0,032^2]$$

$$S_{tb} = 0,00330 \text{ m}^2$$

Kde L_{tb} je mezera mezi trubkou a přepážkou určena 0,8 mm dle TEMA [37].

Posledním konstrukčním rozměrem v rámci přepážek je tloušťka přepážky L_t stanovena v rovnici (3.48). Tloušťka byla vybrána z lit. [3] dle doporučené hodnoty pro patřičnou velikost výměníku.

$$L_t = 5 \text{ mm} \quad (3.48)$$

3.12 Přestup tepla ze strany pláště

V rámci tohoto kroku bude stanoven součinitel přestupu tepla ze strany pláště α_w . První fází výpočtu je zjištění rychlosti proudění média v mezitrubkovém prostoru u_w , v tomto případě napájecí vody. Dále jde o výpočet hmotnostního toku média na straně pláště vztaženého na plochu G_w . V tuto chvíli již lze vypočítat Reynoldsovo číslo Re_w dle rovnice (3.51).

$$u_w = \frac{\dot{M}_w}{\rho_w \cdot S_m} \quad (3.49)$$

$$u_w = \frac{2,06}{979,3 \cdot 0,021} = 0,10 \text{ m/s}$$

$$G_w = \frac{\dot{M}_w}{S_m} \quad (3.50)$$

$$G_w = \frac{2,06}{0,021} = 96,36 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$Re_w = \frac{d_2 \cdot G_w}{\mu_w} \quad (3.51)$$

$$Re_w = \frac{0,032 \cdot 96,36}{0,00042} = 7373$$

Prandtlovo číslo pro mezitrubkové médium (napájecí vodu) Pr_w bylo získáno opět pomocí vestavěné knihovny programu EES na základě střední teploty $t_{w,s}$ a tlaku p_w .

$$Pr_w = 2,66 \quad (3.52)$$

3.12.1 Ideální součinitel přestupu tepla ze strany pláště

Pro výpočet ideálního součinitele přestupu tepla ze strany pláště α_{id} je nutno nejprve uvést ideální Colburnův faktor j_i v rovnici (3.53), která dle lit. [2] platí pro případ, kdy Reynoldsovo číslo $Re_w \geq 1000$.

$$j_i = 0,236 \cdot Re_w^{-0,346} \quad (3.53)$$

$$j_i = 0,236 \cdot 7373^{-0,346} = 0,011$$

Dále je třeba stanovit korekční faktor viskozity $(\phi_w)^n$ z rovnice (3.56), pro který je nejprve nutné zjistit teplotu stěny T_{wall} dle výpočtu (3.54). Vzhledem k tomu, že se v rovnici pro teplotu stěny vyskytují stále neznámé součinitele přestupu tepla α_w a α_p , bylo nutné tento výpočet provést postupně, s čímž pomohl program EES. Výpočet zmíněných neznámých součinitelů je v rovnici (3.66) potažmo (3.70). Dále je pak možné, opět programem EES, zjistit dynamickou viskozitu pro teplotu na stěně trubky $\mu_{wall,w}$, vystupující v korekčním faktoru viskozity, právě z vypočtené teploty stěny a tlaku napájecí vody. Ta je uvedena v rovnici (3.55).

Pro kontrolu je v lit. [2] uvedeno stanovisko, které říká, že je-li médium v mezitrubkovém prostoru ohříváno, korekční faktor viskozity by měl být větší než 1.

$$T_{wall} = t_{p,s} + \frac{t_{w,s} - t_{p,s}}{1 + \frac{\alpha_p}{\alpha_w}} \quad (3.54)$$

$$T_{wall} = 575 + \frac{67,5 - 575}{1 + \frac{36,31}{1507}} = 79,44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{wall,w} = 0,000357 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (3.55)$$

$$(\phi_w)^n = \left(\frac{\mu_w}{\mu_{wall,w}} \right)^{0,14} \quad (3.56)$$

$$(\phi_w)^n = \left(\frac{0,00042}{0,00036} \right)^{0,14} = 1,02$$

Potom výpočet ideálního součinitele přestupu tepla α_{id} lze vypočítat dle rovnice (3.57).

$$\alpha_{id} = \frac{j_i \cdot cp_w \cdot G_w \cdot (\phi_w)^n}{Pr_w^{2/3}} \quad (3.57)$$

$$\alpha_{id} = \frac{0,011 \cdot 4188 \cdot 96,36 \cdot 1,02}{2,66^{2/3}} = 2327 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

3.12.2 Korekční součinitelé

Pro výsledný součinitel přestupu tepla ze strany pláště je potřeba vypočtený ideální součinitel přestupu tepla korigovat několika součiniteli.

Prvním uvedeným je součinitel zohledňující vliv podélného a příčného proudění J_c , jehož hodnota je okolo 1,0 pro dobře navržený výměník s kapalinou v mezitrubkovém prostoru [2].

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (3.58)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot 0,67 = 1,03$$

Dále opravný faktor zohledňující vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách J_l vypočtený v rovnici (3.61), ve které se vyskytují hodnoty r_s a r_{lm} vypočtené v (3.59) a (3.60). Tento korekční součinitel by v rámci správného návrhu měl být větší než 0,6 [2].

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (3.59)$$

$$r_s = \frac{0,0024}{0,0024 + 0,0033} = 0,419$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (3.60)$$

$$r_{lm} = \frac{0,0024 + 0,0033}{0,021} = 0,266$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)] \cdot e^{-2,2 \cdot r_{lm}} \quad (3.61)$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - 0,42) + [1 - 0,44 \cdot (1 - 0,42)] \cdot e^{-2,2 \cdot 0,27}$$

$$J_l = 0,67$$

Následuje součinitel obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem J_b v rovnici (3.66), pro který je nutný předchozí výpočet r_{ss} .

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (3.62)$$

$$r_{ss} = \frac{1}{6,64} = 0,151$$

Kde N_{ss} je počet párů těsnících pásků roven 1 volený tak, aby hodnota J_b byla cca 0,9 [2].

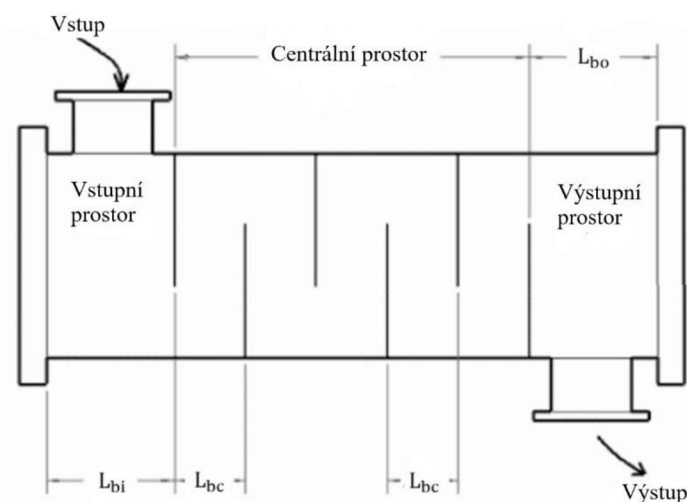
$$J_b = \exp\{-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3}]\} \quad (3.63)$$

$$J_b = \exp\{-1,35 \cdot 0,15 \cdot [1 - (2 \cdot 0,15)^{1/3}]\} = 0,937$$

Kde C_{bh} je konstanta rovna 1,35 pro $Re_w > 100$ [2].

Součinitel vlivu neopřepázkovaných prostorů u hrdel mezitrubkového prostoru J_s je zvolen v rovnici (3.64) tak z důvodu, že při návrhu výměníku bylo zvoleno rozložení roztečí $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ neboli, že vstupní L_{bi} a výstupní L_{bo} neopřepázkovaný prostor u hrdel je stejně velký a roven velikosti rozteče mezi přepážkami L_{bc} . V případě, že jsou si tyto prostory rovny, je dle lit. [2] součinitel roven právě 1. Pro přehlednost je přiložen obrázek 3.4.

$$J_s = 1 \quad (3.64)$$



Obrázek 3.4: Rozložení přepážek a prostorů pláště [9]

Posledním součinitelem zahrnutým ve výpočtu je součinitel, který bere v potaz vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění J_r . Ten je roven 1, pokud je velikost Reynoldsova čísla $Re_w > 100$ [2].

$$J_r = 1 \quad (3.65)$$

3.12.3 Reálný součinitel přestupu tepla ze strany pláště

Výsledný součinitel přestupu tepla mezitrubkového prostoru α_w je možné díky všem vypočteným potřebným parametrům stanovit na základě rovnice (3.66). Pro správně navržený výměník by měl reálný součinitel přestupu tepla dosahovat zhruba 60 % z ideálního součinitele, což je s 65 % splněno [2].

$$\alpha_w = \alpha_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad (3.66)$$

$$\alpha_w = 2327 \cdot 1,03 \cdot 0,67 \cdot 0,94 \cdot 1 \cdot 1 = 1507 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

3.13 Přestup tepla ze strany trubek

Pro výpočet součinitele přestupu tepla v trubkách α_p je nejprve opět nutné vyčíslit několik základních parametrů, konkrétně jde o podobnostní čísla.

Prvním v rovnici (3.67) je uveden výpočet Reynoldsova čísla Re_p .

$$Re_p = \frac{u_p \cdot d_1 \cdot \rho_p}{\mu_p} \quad (3.67)$$

$$Re_p = \frac{12,55 \cdot 0,029 \cdot 0,41}{0,000036} = 4216$$

Navazuje vypočtené Prandtlovo číslo Pr_p , které tentokrát nelze získat pomocí programu EES, neboť se jedná o směs plynů, kterou knihovna neobsahuje. Proto je nutné využít vzorec uvedený v rovnici (3.68).

$$Pr_p = \frac{c p_p \cdot \mu_p}{\lambda_p} \quad (3.68)$$

$$Pr_p = \frac{1177 \cdot 0,000036}{0,066} = 0,639$$

Dalším krokem je výpočet Nusseltova čísla Nu_p . Pro tento případ, tedy pro přechodnou oblast, kdy pro Reynoldsovo číslo Re_p platí: $2100 < Re_p < 10\,000$, byla vybrána z lit. [2] rovnice Dittus–Boelter uvedená v (3.69). Tento vztah byl vybrán, neboť zohledňuje a rozlišuje ochlazování a ohřívání média.

$$Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^n \quad (3.69)$$

$$Nu_p = 0,023 \cdot 4216^{0,8} \cdot 0,64^{0,3} = 15,97$$

Kde n je konstanta rovna 0,3 po případ ochlazování média [2].

Posledním krokem je dopočet výsledného součinitele přestupu tepla ze strany trubek α_p uvedeného v rovnici (3.70).

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{d_1} \quad (3.70)$$

$$\alpha_p = \frac{15,97 \cdot 0,066}{0,029} = 36,31 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

3.14 Prostup tepla

Vztah pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla k je uveden v rovnici (3.71).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{fo} + \frac{t_t}{\lambda_t} \cdot \frac{A_o}{A_m} + \left(R_{fi} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{A_o}{A_i}} \quad (3.71)$$

Tato rovnice může být podle lit. [2] v případě použití trubek bez žeber zjednodušena pomocí uvedených rovnic (3.72) a (3.73).

$$\frac{A_o}{A_i} \rightarrow \frac{r_o}{r_i} = \frac{d_2}{d_1} \quad (3.72)$$

$$\frac{A_o}{A_m} \rightarrow \frac{r_o}{r_o + r_i} = \frac{d_2}{d_2 + d_1} \quad (3.73)$$

Potom tedy lze celkový součinitel prostupu tepla k vyčíslit dosazením již vypočtených hodnot díky rovnici (3.74).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{fo} + \frac{t_t}{\lambda_t} \cdot \frac{d_2}{d_2 + d_1} + \left(R_{fi} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{d_2}{d_1}} \quad (3.74)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2327} + 0,00018 + \frac{0,0015}{15} \cdot \frac{0,032}{0,032 + 0,029} + \left(0,0018 + \frac{1}{36,31}\right) \cdot \frac{0,032}{0,029}}$$

$$k = 30,10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Kde:

R_{fo} ... odpor zanášením vně trubky roven $0,000176 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ pro napájecí vodu [37],

R_{fi} ... odpor zanášením uvnitř trubky roven $0,00176 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ pro procesní plyn [37],

λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky roven $15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ pro materiál 1.4301 [38].

3.15 Určení délky výměníku

Pro výpočet délky výměníku L_{ta} je nejprve rovnicí (3.75) stanovena požadovaná teplosměnná plocha S_{req} .

$$S_{req} = \frac{\dot{Q}_{req}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (3.75)$$

$$S_{req} = \frac{215\,368}{30,1 \cdot 458,5} = 15,61 \text{ m}^2$$

Z vypočtené požadované plochy S_{req} je nejprve v rovnici (3.76) vypočítaná navržená teplosměnná plocha S pro počítaný výměník. Návrh tepelných výměníků je většinou kvůli mnoha faktorům (postupné zanášení, zaslepování trubek apod.) předimenzován. Vzhledem

k tomu, že dle zadání není tento parametr specifikován je uvažováno s běžným předdimenzováním o 10 % [9].

$$S = 1,1 \cdot S_{req} \quad (3.76)$$

$$S = 1,1 \cdot 15,61 = 17,17 \text{ m}^2$$

V tuto chvíli je již možné spočítat délku svazku výměníku L_{ta} , jež je se zahrnutým předdimenzováním uvedena v rovnici (3.77). Délka svazku byla opět průběhem výpočtu iterována tak, aby její finální hodnota vyšla celočíselně.

$$L_{ta} = \frac{S}{\pi \cdot d_2 \cdot N_t} \quad (3.77)$$

$$L_{ta} = \frac{17,17}{\pi \cdot 0,032 \cdot 97} = 1760 \text{ mm}$$

3.16 Hydraulický výpočet výměníku

Výpočet tlakových ztrát je nedílnou součástí návrhu výměníku. Výpočet je nutné provést jak pro trubkový prostor, tak pro prostor v plášti. Vznik tlakových ztrát je způsoben vlivem tření či místními ztrátami určenými změnou proudu. V rámci tohoto návrhu je dle zadání stanovena maximální přípustná hodnota pro obě finální tlakové ztráty uvedená v tabulce 3.1.

3.16.1 Tlaková ztráta uvnitř trubek

Celková ztráta uvnitř trubek Δp_p je součtem dílčích částí. První vypočtenou ztrátou je v rovnici (3.80) uvedena ztráta ve vstupních hrdlech Δp_n . Pro tuto ztrátu je předem potřeba spočítat hmotnostní tok protékající hrdly G_n , ve kterém vystupuje průměr vstupního hrdla do trubek $d_{n,p}$ z rovnice (3.78) založené na rovnici kontinuity.

$$d_{n,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot \rho_p \cdot u_{n,p}}} \quad (3.78)$$

$$d_{n,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,41 \cdot 10}} = 0,32 \text{ m} \rightarrow 0,3 \text{ m}$$

Kde $u_{n,p}$ je rychlost proudícího plynu v hrdle volena pro výpočet 10 m/s.

$$G_n = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{n,p}^2} \quad (3.79)$$

$$G_n = \frac{0,33}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,3^2} = 4,72 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

$$\Delta p_n = \frac{1,5 \cdot G_n^2}{2 \cdot \rho_p} \quad (3.80)$$

$$\Delta p_n = \frac{1,5 \cdot 4,72^2}{2 \cdot 0,41} = 40,25 \text{ Pa}$$

Následuje výpočet ztráty vznikající na vstupu/výstupu proudu vstupující do/vystupující ze svazku trubek $\Delta p_{c,e}$ v rovnici (3.82). Pro tuto rovnici je potřeba předem znát parametr hmotnostního toku trubkou G_t .

$$G_t = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \cdot \frac{N_p}{N_t} \quad (3.81)$$

$$G_t = \frac{0,33}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,029^2} \cdot \frac{1}{97} = 5,20 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

$$\Delta p_{c,e} = \frac{2,3 \cdot G_t^2 \cdot N_p}{2 \cdot \rho_p} \quad (3.82)$$

$$\Delta p_{c,e} = \frac{2,3 \cdot 5,20^2 \cdot 1}{2 \cdot 0,41} = 75,12 \text{ Pa}$$

Další tlakovou ztrátou je ztráta v trubkovém svazku Δp_t . Pro tu je nejprve nutné vypočítat korekční faktor $(\phi_p)^r$, který je stanoven rovnicí (3.84), která je platná v případě, že je Reynoldsovo číslo Re_p větší než 2100 [2]. V korekčním faktoru vystupuje dynamická viskozita na stěně trubky $\mu_{wall,p}$, jež byla zjištěna programem EES za pomoci znalosti dříve vypočítané teploty stěny T_{wall} a tlaku procesního plynu p_p .

$$\mu_{wall,p} = 0,000357 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (3.83)$$

$$(\phi_p)^r = \left(\frac{\mu_p}{\mu_{wall,p}} \right)^{0,14} \quad (3.84)$$

$$(\phi_p)^r = \left(\frac{0,000036}{0,00036} \right)^{0,14} = 0,725$$

Další vyskytující se člen, součinitel tření f_i , je určen dle rovnice (3.85). Ta je použitelná v případě turbulentního proudění v hladkých trubkách, kdy Reynoldsovo číslo Re_p nepřesahuje 10 000 [2].

$$f_i = \frac{0,3164}{Re_p^{0,25}} \quad (3.85)$$

$$f_i = \frac{0,3164}{4216^{0,25}} = 0,0393$$

V tuto chvíli již lze kompletně dopočítat tlakovou ztrátu v trubkovém svazku Δp_t dle rovnice (3.86).

$$\Delta p_t = \frac{f_i \cdot L_{ta} \cdot N_t \cdot G_t^2}{2 \cdot \rho_p \cdot g_c \cdot d_1} \cdot \frac{1}{(\phi_p)^r} \quad (3.86)$$

$$\Delta p_t = \frac{0,039 \cdot 1,76 \cdot 97 \cdot 5,20^2}{2 \cdot 0,41 \cdot 9,81 \cdot 0,029} \cdot \frac{1}{0,73} = 1062 \text{ Pa}$$

Kde g_c je gravitační zrychlení rovno $9,81 \text{ m/s}^2$.

Výsledná tlaková ztráta uvnitř trubek Δp_p je pak vyjádřena v rovnici (3.87).

$$\begin{aligned} \Delta p_p &= \Delta p_n + \Delta p_{c,e} + \Delta p_t \\ \Delta p_p &= 40,3 + 75,1 + 1062 = 1177,4 \text{ Pa} \end{aligned} \quad (3.87)$$

3.16.2 Tlaková ztráta mezitrubkového prostoru

Celková ztráta na straně pláště Δp_w je opět součtem vícero jednotlivých ztrát. První zmíněnou v rovnici (3.89) je ideální tlaková ztráta v plášti $\Delta p_{b,i}$, kde vyskytující se faktor tření plášťového prostoru f_s je spočten dle rovnice (3.88), která platí pro $Re_w \geq 500$.

$$f_s = \frac{0,56}{Re_w^{0,14}} \quad (3.88)$$

$$f_s = \frac{0,56}{7373^{0,14}} = 1,95$$

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot f_s \cdot N_{tcc} \cdot \frac{G_w^2}{g_c \cdot \rho_w} \cdot \frac{1}{(\phi_w)^n} \quad (3.89)$$

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot 1,95 \cdot 6,64 \cdot \frac{96,36^2}{9,81 \cdot 979,3} \cdot \frac{1}{1,02} = 24,46 \text{ Pa}$$

Předem vypočtená ideální ztráta byla nutná, neboť vystupuje v následujících ztrátách. První z nich je ztráta vznikající při obtékání trubek mezi přepážkami Δp_c uvedená v rovnici (3.93). Pro tento vztah je nutné předem uvést odpor prostoru nad přepážkami R_b dle rovnice (3.90). Ta je použitelná, když parametr $r_{ss} \leq 0,5$. Dále je třeba uvést odpor tlakové ztráty oblasti mezi přepážkami R_l v rovnici (3.92), pro který byl předem dopočítán parametr X .

$$R_b = \exp\{-C_{bp} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (r_{ss})^{1/3}]\} \quad (3.90)$$

$$R_b = \exp\{-3,7 \cdot 0,15 \cdot [1 - (0,15)^{1/3}]\} = 0,776$$

Kde C_{bp} je konstanta rovna $3,7$ pro $Re_w > 100$ [2].

$$X = -0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8 \quad (3.91)$$

$$X = -0,15 \cdot (1 + 0,42) + 0,8 = 0,587$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + r_s)] \cdot r_{lm}^X \quad (3.92)$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + 0,42)] \cdot 0,27^{0,59} = 0,0696$$

$$\Delta p_c = \Delta p_{b,i} \cdot (N_b - 1) \cdot R_b \cdot R_l \quad (3.93)$$

$$\Delta p_c = 24,46 \cdot (7 - 1) \cdot 0,78 \cdot 0,07 = 7,93 \text{ Pa}$$

Následuje výpočet ztráty vznikající ve vstupním/výstupním neopřepážkovaném prostoru Δp_e v rovnici (3.94).

$$\Delta p_e = 2 \cdot \Delta p_{b,i} \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_{se} \quad (3.94)$$

$$\Delta p_e = 2 \cdot 24,46 \cdot \left(1 + \frac{2,12}{6,64}\right) \cdot 0,78 \cdot 2 = 100,2 \text{ Pa}$$

Kde R_{se} je odpor roven 2 pro $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ [2].

Celková tlaková ztráta nad přepážkami Δp_v je spočtena ve vzorci (3.96), který platí pro situaci $Re_w \geq 100$ [2]. K tomuto výpočtu je přiložen potřebný výpočet parametru hmotnostního toku nad přepážkami G_v v předchozí rovnici (3.95).

$$G_v = \frac{\dot{M}_w}{\sqrt{S_m \cdot S_w}} \quad (3.95)$$

$$G_v = \frac{2,06}{\sqrt{0,021 \cdot 0,02}} = 100,60 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

$$\Delta p_v = \frac{(2 + 0,6 \cdot N_{tcw}) \cdot G_v^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_w} \cdot N_b \cdot R_l \quad (3.96)$$

$$\Delta p_v = \frac{(2 + 0,6 \cdot 2,12) \cdot 100,60^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 979,3} \cdot 7 \cdot 0,07 = 0,839 \text{ Pa}$$

Výsledná tlaková ztráta v rámci mezitrubkového prostoru Δp_w je stanovena v rovnici (3.97).

$$\Delta p_w = \Delta p_c + \Delta p_e + \Delta p_v \quad (3.97)$$

$$\Delta p_w = 7,9 + 100,2 + 0,8 = 108,9 \text{ Pa}$$

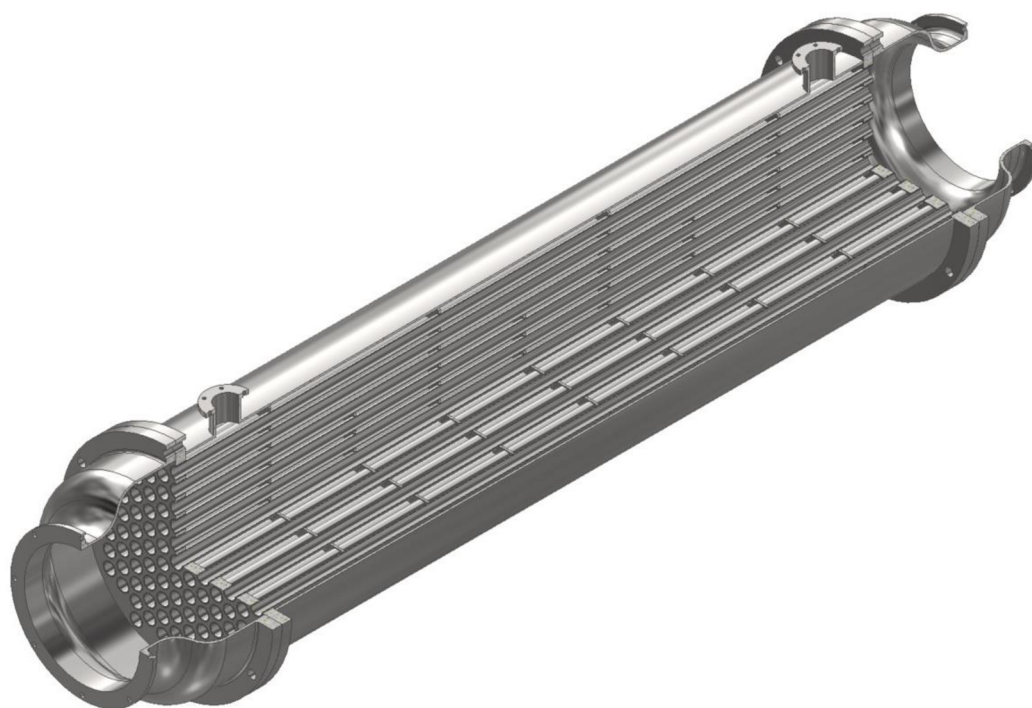
3.17 Datasheet

V této části je uvedena souhrnná tabulka 3.5 se základními a konstrukčními parametry vypočteného výměníku společně s jeho 3D modelem na obrázku 3.5. Kompletní datasheet výměníku s přímými trubkami včetně výkresu je v rámci přílohy 1.

Tabulka 3.5: Částečný datasheet výměníku s přímými trubkami

PARAMETRY VÝMĚNÍKU			
Tepelný výkon výměníku	\dot{Q}_{req}	215,4	kW
Celková teplosměnná plocha	S	17,2	m^2
Logaritmičtý teplotní spád	Δt_{ln}	458,5	$^{\circ}\text{C}$
Součinitel prostupu tepla	k	30,1	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
KONSTRUKČNÍ PARAMETRY VÝMĚNÍKU			
Počet chodů TP	N_p	1	-
Počet chodů MP	N_{ch}	1	-

Počet trubek v svazku	N_t	97	ks
Vnější průměr trubky	d_2	32	mm
Tloušťka stěny trubky	t_t	1,5	mm
Úhel uspořádání trubek	θ_{tp}	30	$^\circ$
Délka svazku výměníku	L_{ta}	1760	mm
Vnitřní průměr pláště	D_s	460	mm
Tloušťka pláště	t_s	5	mm
Tloušťka trubkovnice	L_{ts}	25	mm
Výřez přepážky	B_c	25	$\%$
Rozteč přepážek	L_{bc}	220	mm
Počet přepážek	N_b	7	ks
Průměr vstupního hrdla TP	$d_{n,p}$	300	mm
Průměr vstupního hrdla MP	$D_{n,w}$	60	mm



Obrázek 3.5: Model výměníku s přímými trubkami

4 Návrh výměníku s U-trubkami

V této kapitole je proveden druhý tepelně hydraulický návrh tepelného výměníku. Zvolen byl svazkový výměník s U-trubkami. Výběr byl uskutečněn na základě toho, že se jedná rovněž o trubkový výměník, který je běžně využívaný a je vhodný pro danou aplikaci. Nabízí ovšem jinou konstrukci, jež má svoje výhody i negativa. Tuto volbu neeliminuje hlavní nevýhoda tohoto typu, kterou je složité čištění trubek, neboť zadaná média jsou uvažována jako čistá. Výsledek by tedy mohl nabídnout odlišné, avšak konkurenceschopné řešení vůči první variantě, nicméně podle počátečních úvah se očekává, že první varianta přinese mírně lepší celkový výsledek. Konkrétně se jedná o typ se zkratkou BEU v rámci standardizace TEMA. Výpočet je velmi podobný předchozímu, a proto je opět proveden v programu EES majoritně dle literatury [2] s využitím pomocné literatury [1, 3, 10, 34].

4.1 Zadání, parametry, vlastnosti

Vzhledem k totožnému zadání pro oba typy výměníků jsou parametry a vlastnosti médií stejné. Z tohoto důvodu není výpočet z kapitol 3.1 až 3.7 opakován. Je zde však pro přehlednost uvedena souhrnná tabulka 4.1.

Tabulka 4.1: Souhrnná tabulka hodnot

Napájecí voda			
hmotnostní průtok	\dot{M}_w	7405	kg/h
vstupní teplota	$t_{w,in}$	55	°C
výstupní teplota	$t_{w,out}$	80	°C
tlak	p_w	4	bar(a)
maximální tlaková ztráta	$\Delta p_{w,max}$	2	kPa
střední teplota	$t_{w,s}$	67,5	°C
měrná tepelná kapacita	cp_w	4188	J/(kg · K)
hustota	ρ_w	979,3	kg/m ³
dynamická viskozita	μ_w	$4,182 \cdot 10^{-4}$	Pa · s
kinematická viskozita	ν_w	$4,271 \cdot 10^{-7}$	m ² /s
tepelná vodivost	λ_w	0,6579	W/(m · K)
Procesní plyn			
hmotnostní průtok	\dot{M}_p	1200	kg/h
vstupní teplota	$t_{p,in}$	850	°C
výstupní teplota	$t_{p,out}$	300	°C
tlak	p_p	1	bar(a)
maximální tlaková ztráta	$\Delta p_{p,max}$	1,2	kPa
střední teplota	$t_{p,s}$	575	°C
měrná tepelná kapacita	cp_p	1177	J/(kg · K)
hustota	ρ_p	0,4144	kg/m ³
dynamická viskozita	μ_p	$3,579 \cdot 10^{-5}$	Pa · s
kinematická viskozita	ν_p	$1,013 \cdot 10^{-4}$	m ² /s

vstupní entalpie	$I_{p,in}$	964,3	kJ/kg
výstupní entalpie	$I_{p,out}$	318,2	kJ/kg
Výměník			
požadovaný výkon	\dot{Q}_{req}	215,4	kW
střední logaritmická teplota	Δt_{ln}	458,5	$^{\circ}\text{C}$

4.2 Umístění médií

Obecně je efektivnější chladit látku obklopením látkou chladící než provádět chlazení v protichůdné variantě. Umístění médií bylo proto i v tomto případě voleno tak, že se procesní plyn umístil do trubek a napájecí voda do plášťového prostoru. Je to jak z důvodu porovnávání, kdy po provedeném návrhu lze oba výměníky rovnocenně porovnat, tak zejména z návrhových důvodů zmíněných v předchozím případě.

4.3 Logaritmická teplota LMTD

V případě výměníku s U-trubkami již při výpočtu střední logaritmické teploty Δt_{ln} nelze uvažovat podmínky, které vedou k zanedbání korekčního součinitele F . Proto je nutné střední logaritmickou teplotu tímto součinitelem vynásobit. Korekční součinitel F je vypočítán v rovnici (4.3), které předchází rovnice (4.1) a (4.2) s výpočtem potřebných členů P (bezrozměrná teplotní diference) a R (poměr tepelných kapacit proudů). V rovnici (4.4) je pak uvedena korigovaná střední logaritmická teplota Δt_m [13]. Hodnota korekčního součinitele by pro kontrolu měla být mezi 0,8 a 1 [2].

$$P = \frac{t_{w,out} - t_{w,in}}{t_{p,in} - t_{w,in}} \quad (4.1)$$

$$P = \frac{80 - 55}{850 - 55} = 0,0314$$

$$R = \frac{t_{p,in} - t_{p,out}}{t_{w,out} - t_{w,in}} \quad (4.2)$$

$$R = \frac{850 - 300}{80 - 55} = 22$$

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left[\frac{(1 - P)}{1 - R \cdot P} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (4.3)$$

$$F = \frac{\sqrt{22^2 + 1} \cdot \ln \left[\frac{(1 - 0,031)}{1 - 22 \cdot 0,031} \right]}{(22 - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - 0,031 \cdot (22 + 1 - \sqrt{22^2 + 1})}{2 - 0,031 \cdot (22 + 1 + \sqrt{22^2 + 1})} \right]}$$

$$F = 0,988$$

$$\Delta t_m = F \cdot \Delta t_{ln} \quad (4.4)$$

$$\Delta t_m = 0,99 \cdot 458,5 = 453,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.4 Typ a geometrie trubek

Použitými trubkami pro tento výměník jsou bezešvé trubky o rozměrech 38×1,5 vyrobené z nerezové oceli 1.4301 [36]. Vnější průměr trubek d_2 a tloušťka t_t byly zvoleny jako nejvhodnější možnost po uskutečnění mnoha výpočtů. Určení tloušťky trubky t_t předcházelo výpočet požadované tloušťky stěny trubky t_0 v rovnici (4.5) [37]. Tento výpočet je nutný, neboť při realizaci trubek do tvaru U dochází při ohybu ke ztenčování materiálu. Nerezová ocel byla zvolena, neboť zajišťuje odolnost vůči vodní korozi.

$$t_0 = t_1 \cdot \left[1 + \frac{d_2}{C_0 \cdot R_0} \right] \quad (4.5)$$

$$t_0 = 0,5 \cdot \left[1 + \frac{38}{4 \cdot (2 \cdot 38)} \right] = 0,563 \text{ mm}$$

Kde:

t_1 ... minimální tloušťka trubky rovna 0,5 mm pro dané podmínky [39],

C_0 ... konstanta ztenčování rovna 4 pro zvolený materiál [37],

R_0 ... střední poloměr ohybu, který lze počítat jako $2 \cdot d_2$.

Výpočet vnitřního průměru trubky d_1 je proveden v rovnici (4.6).

$$d_1 = d_2 - 2 \cdot t_t \quad (4.6)$$

$$d_1 = 38 - 2 \cdot 1,5 = 35 \text{ mm}$$

Dalším krokem, při pokračování v postupu z předchozí kapitoly, je výpočet příčné rozteče trubek L_{tp} . Dále rozteče trubek L_{pn} a L_{pp} , kde bylo opět zvoleno 30° vystřídání uspořádání trubek.

$$L_{tp} = (1,25 - 1,5) \cdot d_2 \quad (4.7)$$

$$L_{tp} = (1,25) \cdot 38 = 47,5 \text{ mm}$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot L_{tp} \quad (4.8)$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot 47,5 = 23,75 \text{ mm}$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot L_{tp} \quad (4.9)$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot 47,5 = 41,14 \text{ mm}$$

4.5 Počet trubek

K výpočtu počtu trubek byla zvolena rychlost média proudícího v trubkách u'_p 7,5 m/s, což znamená snížení rychlosti proudění oproti předchozímu typu. Přestože jde o rychlost mimo rozmezí doporučených hodnot, je tato operace nutná z důvodu později narůstající tlakové

ztráty, jež má pro tento výpočet jasně stanovenou hranici a je tedy potřeba se tomuto faktu přizpůsobit. Poté následuje výpočet počtu trubek N'_t v rovnici (4.10).

$$N_t = \frac{4 \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot d_1^2 \cdot u'_p \cdot \rho_p} \quad (4.10)$$

$$N'_t = \frac{4 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 7,5 \cdot 0,41} = 111,48 \text{ ks} \doteq 111 \text{ ks}$$

4.6 Geometrie svazku a pláště

Výpočet v tomto kroku se opět liší od první varianty, a to z důvodu dvou tahů. Při stanovování rozměrů svazku trubek a pláště je nutné tedy uvažovat s dvojnásobným počtem trubek. Proto se vztah pro průměr kružnice středů krajních trubek D_{ctl} upraví následovně tak, jak je uvedeno v rovnici (4.11).

$$D_{ctl} = \sqrt{\frac{2 \cdot N'_t \cdot C_1 \cdot L_{tp}^2}{0,78}} \quad (4.11)$$

$$D_{ctl} = \sqrt{\frac{2 \cdot 111 \cdot 0,86 \cdot 0,0475^2}{0,78}} = 743,1 \text{ mm}$$

Kde C_1 je konstanta rovna 0,86 pro úhel rozložení trubek 30° [2].

Výpočet rozměrů pokračuje rovnicemi (4.12), (4.13) a (4.14). Vnitřní průměr pláště D_s je z konstrukčního hlediska kvůli snazší výrobě zaokrouhlen na celé číslo, čímž mírně naroste mezera L_{bb} dle výpočtu níže.

$$D_{otl} = D_{ctl} + d_2 \quad (4.12)$$

$$D_{otl} = 743,1 + 38 = 781,1 \text{ mm}$$

$$D_s = \frac{D_{otl} + 12}{1 - 0,005} \quad (4.13)$$

$$D_s = \frac{781,1 + 12}{1 - 0,005} = 797,1 \text{ mm} \rightarrow 800 \text{ mm}$$

$$\frac{L_{bb}}{2} = \frac{12 + 0,005 \cdot D_s}{2}$$

$$\frac{L_{bb}}{2} = \frac{12 + 0,005 \cdot 800}{2} = 8 \text{ mm} \rightarrow 9,45 \text{ mm} \quad (4.14)$$

Plášť je vyroben z nerezové oceli 1.4301 a jeho tloušťka t_s je zvolena dle udávané minimální tloušťky pláště z TEMA [37], která je zaokrouhlena dle vyráběných rozměrů na hodnotu 8 mm. Výpočet vnějšího průměru pláště $D_{s,out}$ a průměru hrdla mezitrubkového prostoru $D_{n,w}$ níže je pak dle rovnice (4.15) potažmo (4.16).

$$D_{s,out} = D_s + 2 \cdot t_s \quad (4.15)$$

$$D_{s,out} = 800 + 2 \cdot 8 = 816 \text{ mm}$$

$$D_{n,w} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_w}{\pi \cdot \rho_w \cdot u_{n,w}}} \quad (4.16)$$

$$D_{n,w} = \sqrt{\frac{4 \cdot 2,06}{\pi \cdot 979,3 \cdot 0,6}} = 66,8 \text{ mm} \rightarrow 70 \text{ mm}$$

Kde $u_{n,w}$ je rychlost proudící vody v hrdle volena pro výpočet 0,6 m/s.

Délkové rozměry pláště L_{to} a L_{ti} jsou v rámci tohoto případu pozměněny oproti první variantě, a proto jsou navíc vyobrazeny v obrázku 4.1. Jejich výpočet je proveden v rovnicích (4.17) a (4.18) s použitím rozměru L_{ta} , jež je vypočten později v rovnici (4.69).

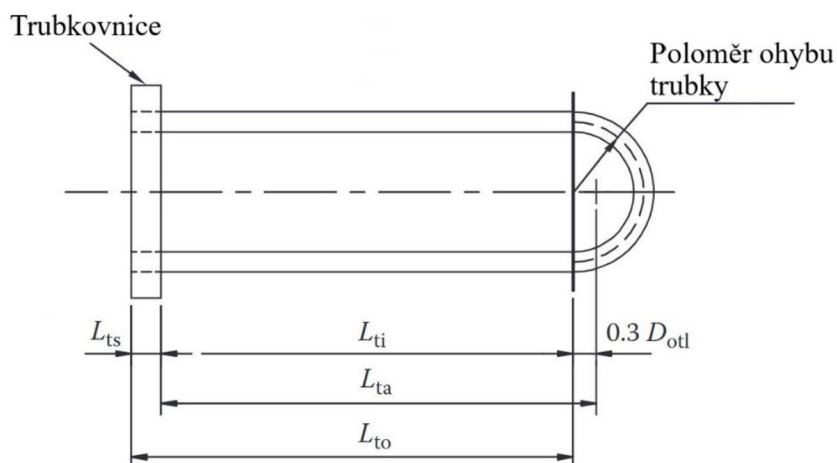
$$L_{ti} = L_{ta} - 0,3 \cdot D_{otl} \quad (4.17)$$

$$L_{ti} = 1000 - 0,3 \cdot 781,1 = 765,67 \text{ mm}$$

$$L_{to} = L_{ti} + L_{ts} \quad (4.18)$$

$$L_{to} = 765,7 + 25 = 790,67 \text{ mm}$$

Kde L_{ts} je tloušťka trubkovnice zvolena 25 mm dle doporučení [2].



Obrázek 4.1: Definice délek [2]

Dále je ještě nutné mírně upravit finální počet trubek, konkrétně jej snížit kvůli jejich ohybu. Toto snížení pramení z nutnosti prakticky odstranit prostřední řadu trubek. V rovnici (4.19) pro reálný počet trubek N_t je uveden výpočetní vztah pro tuto operaci. Tento vztah však není úplně přesný a jeho odchylka se udává zhruba 5 %, proto je dle této chyby počet trubek zpřesněn díky využití vytvořené konstrukce výměníku [10].

$$N_t = N'_t \cdot (1 - \psi_n) \quad (4.19)$$

$$N_t = 111 \cdot (1 - 0,04) = 106,56 \text{ ks} \rightarrow 107 \text{ ks}$$

Kde ψ_n je korekční faktor roven 0,04 pro daný průměr a počet tahů trubek [10].

Z důvodu předchozího kroku je nutný přepočítání rychlosti proudění média v trubkách u_p .

$$u_p = \frac{4 \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot d_1^2 \cdot N_t \cdot \rho_p} \quad (4.20)$$

$$u_p = \frac{4 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,035^2 \cdot 107 \cdot 0,41} = 7,81 \text{ m/s}$$

4.7 Geometrie přepážek

System přepážek, jehož výpočet je shodný s rovnicemi (3.28) až (3.48), je uveden níže s příležitostnými poznámkami změn. Nejprve je určena v rovnici (4.21) rozteč přepážek L'_{bc} a následuje výpočet počtu přepážek N_b v rovnici (4.22). Kvůli tematické návaznosti je vložen do této části, i když jeho výpočet závisí na vypočtené délce svazku L_{ta} stanovené později. Výsledná hodnota počtu přepážek je logicky zaokrouhlena, čímž dojde ke změně velikosti rozteče přepážek L_{bc} . Proto je poté dle zaokrouhlené hodnoty proveden přepočítání.

$$L'_{bc} = (0,4 - 0,5) \cdot D_s \quad (4.21)$$

$$L'_{bc} = (0,4) \cdot 800 = 320 \text{ mm}$$

$$N_b = \frac{L_{ta}}{L'_{bc}} - 1 \quad (4.22)$$

$$N_b = \frac{1}{0,32} - 1 = 2,125 \text{ ks} \rightarrow 2 \text{ ks}$$

Vzhledem ke skutečnosti, že u tradičního U-trubkového výměníku je uvažováno rozložení roztečí $L_{bi} = L_{bc} = 0,5 \cdot L_{bo}$, je potřeba k počtu přepážek přičíst číslo 2, neboť výstupní prostor L_{bo} je dvojnásobný [2].

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 2} \quad (4.23)$$

$$L_{bc} = \frac{1}{2 + 2} = 250 \text{ mm}$$

Výřez přepážky B_c v rovnici (4.24) je volen z optimálního rozsahu dle [2], podle kterého vyjde ideální přestup tepla a tlakové ztráty.

$$B_c = (20 - 25 \%) \quad (4.24)$$

$$B_c = 25 \%$$

Dále lze stanovit úhly θ_{ds} a θ_{ctl} závislé právě na velikosti výřezu, jejichž výpočet je v rovnicích (4.25) a (4.26).

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (4.25)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos\left(1 - 2 \cdot \frac{25}{100}\right) = 2,09 \text{ rad}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos\left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100}\right)\right] \quad (4.26)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos\left[\frac{800}{743,1} \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{25}{100}\right)\right] = 2,01 \text{ rad}$$

Následujícím je výpočet příslušných ploch. Volná plocha v podélném řezu v ose výměníku S_m definovaná dle rovnice (4.27).

$$S_m = L_{bc} \cdot \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right] \quad (4.27)$$

$$S_m = 0,25 \cdot \left[0,019 + \frac{0,74}{0,048} \cdot (0,048 - 0,038) \right] = 0,419 \text{ m}^2$$

Plocha nad přepážkou S_{wg} vypočítána dle rovnice (4.28).

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left[\frac{\theta_{ds}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ds})}{2 \cdot \pi} \right] \quad (4.28)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,80^2 \cdot \left[\frac{2,09}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(2,09)}{2 \cdot \pi} \right] = 0,0983 \text{ m}^2$$

Podíl trubek nad přepážkou F_w definovaný rovnicí (4.29).

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(\theta_{ctl})}{2 \cdot \pi} \quad (4.29)$$

$$F_w = \frac{2,01}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin(2,01)}{2 \cdot \pi} = 0,175$$

Podíl trubek v prostoru mezi hranami přepážek F_c vypočítaný v rovnici (4.30).

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (4.30)$$

$$F_c = 1 - 2 \cdot 0,175 = 0,651$$

Počet trubek nad přepážkou N_{tw} definovaný rovnicí (4.31).

$$N_{tw} = N_t \cdot F_w \quad (4.31)$$

$$N_{tw} = 107 \cdot 0,175 = 18,69$$

Plocha trubek nad přepážkou S_{wt} spočtena v rovnici (4.32).

$$S_{wt} = N_{tw} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \quad (4.32)$$

$$S_{wt} = 18,69 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,038^2 = 0,0212 \text{ m}^2$$

Čistá plocha průtočného průřezu nad přepážkou S_w definovaná rovnicí (4.33).

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (4.33)$$

$$S_w = 0,0983 - 0,0212 = 0,0771 \text{ m}^2$$

Počet efektivních řad trubek v čistém průřezu N_{tcc} určena v rovnici (4.34).

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100}\right) \quad (4.34)$$

$$N_{tcc} = \frac{0,80}{0,041} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100}\right) = 9,72$$

Počet efektivních řad trubek nad přepážkou N_{tcw} v rovnici (4.35).

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left(\frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2}\right) \quad (4.35)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{0,041} \cdot \left(\frac{0,80 \cdot 25}{100} - \frac{0,80 - 0,74}{2}\right) = 3,34$$

Plocha mezi pláštěm a svazkem S_b spočtena dle rovnice (4.36).

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl}) \quad (4.36)$$

$$S_b = 0,25 \cdot (0,800 - 0,781) = 0,00471 \text{ m}^2$$

Poměr ploch S_b a S_m F_{sbp} definovaný v rovnici (4.37).

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (4.37)$$

$$F_{sbp} = \frac{0,0047}{0,042} = 0,113$$

Mezera mezi přepážkou a pláštěm L_{sb} vypočtena dle rovnice (4.38).

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s \quad (4.38)$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot 800 = 6,3 \text{ mm}$$

Plocha mezi pláštěm a přepážkou S_{sb} v rovnici (4.39).

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot D_s \cdot L_{sb}}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi}\right) \quad (4.39)$$

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot 0,80 \cdot 0,006}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - 2,09}{2 \cdot \pi}\right) = 0,00528 \text{ m}^2$$

Plocha mezer mezi trubkami a přepážkou S_{tb} definovaná rovnicí (4.40).

$$S_{tb} = \frac{\pi \cdot N_t \cdot (1 - F_w)}{4} \cdot [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] \quad (4.40)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi \cdot 107 \cdot (1 - 0,175)}{4} \cdot [(0,038 + 0,0008)^2 - 0,038^2]$$

$$S_{tb} = 0,00426 \text{ m}^2$$

Kde L_{tb} je mezera mezi trubkou a přepážkou určena 0,8 mm dle TEMA [37].

Posledním konstrukčním rozměrem v rámci přepážek je tloušťka přepážky L_t stanovena v rovnici (4.41). Tloušťka byla vybrána z lit. [3] dle doporučené hodnoty pro patřičnou velikost výměníku.

$$L_t = 6 \text{ mm} \quad (4.41)$$

4.8 Přestup tepla ze strany pláště

V rámci stanovení součinitel přestupu tepla ze strany pláště α_w a všech ostatních přidružených výpočtů je postupováno s malými nuancemi totožně jako v kapitole 3.12 tedy dle rovnic (3.49) až (3.66). První fází výpočtu je zjištění rychlosti proudění média v mezitrubkovém prostoru u_w . Dále jde o výpočet hmotnostního toku média na straně pláště vztaženého na plochu G_w . V tuto chvíli již lze vypočítat Reynoldsovo číslo Re_w dle rovnice (4.44).

$$u_w = \frac{\dot{M}_w}{\rho_w \cdot S_m} \quad (4.42)$$

$$u_w = \frac{2,06}{979,3 \cdot 0,042} = 0,050 \text{ m/s}$$

$$G_w = \frac{\dot{M}_w}{S_m} \quad (4.43)$$

$$G_w = \frac{2,06}{0,042} = 49,11 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$Re_w = \frac{d_2 \cdot G_w}{\mu_w} \quad (4.44)$$

$$Re_w = \frac{0,038 \cdot 49,11}{0,00042} = 4463$$

Prandtlovo číslo pro mezitrubkové médium (napájecí vodu) Pr_w bylo získáno opět pomocí vestavěné knihovny programu EES na základě střední teploty $t_{w,s}$ a tlaku p_w .

$$Pr_w = 2,66 \quad (4.45)$$

4.8.1 Ideální součinitel přestupu tepla ze strany pláště

Pro výpočet ideálního součinitele přestupu tepla ze strany pláště α_{id} je nutno nejprve uvést ideální Colburnův faktor j_i v rovnici (4.46), která dle lit. [2] platí pro případ, kdy Reynoldsovo číslo $Re_w \geq 1000$.

$$j_i = 0,236 \cdot Re_w^{-0,346} \quad (4.46)$$

$$j_i = 0,236 \cdot 4463^{-0,346} = 0,0129$$

Dále je třeba stanovit korekční faktor viskozity $(\phi_w)^n$ z rovnice (4.49), pro který je nejprve nutné zjistit teplotu stěny T_{wall} dle výpočtu (4.47). Vzhledem k tomu, že se v rovnici pro teplotu stěny vyskytují stále neznámé součinitele přestupu tepla α_w a α_p , bylo nutné tento výpočet provést postupně, s čímž pomohl program EES. Dále, opět programem EES, je zjištěna dynamická viskozita pro teplotu na stěně trubky $\mu_{wall,w}$ v rovnici (4.48).

$$T_{wall} = t_{p,s} + \frac{t_{w,s} - t_{p,s}}{1 + \frac{\alpha_p}{\alpha_w}} \quad (4.47)$$

$$T_{wall} = 575 + \frac{67,5 - 575}{1 + \frac{23,93}{770,1}} = 82,79 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\mu_{wall,w} = 0,000342 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (4.48)$$

$$(\phi_w)^n = \left(\frac{\mu_w}{\mu_{wall,w}} \right)^{0,14} \quad (4.49)$$

$$(\phi_w)^n = \left(\frac{0,00042}{0,00034} \right)^{0,14} = 1,03$$

Výpočet ideálního součinitele přestupu tepla α_{id} lze vypočítat dle rovnice (4.50).

$$\alpha_{id} = \frac{j_i \cdot c_{p_w} \cdot G_w \cdot (\phi_w)^n}{Pr_w^{2/3}} \quad (4.50)$$

$$\alpha_{id} = \frac{0,013 \cdot 4188 \cdot 49,11 \cdot 1,03}{2,66^{2/3}} = 1419 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4.8.2 Korekční součinitelé

Pro výsledný součinitel přestupu tepla ze strany pláště je potřeba vypočtený ideální součinitel přestupu tepla korigovat několika součiniteli.

Prvním uvedeným je součinitel zohledňující vliv podélného a příčného proudění J_c .

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (4.51)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot 0,65 = 1,02$$

Dále opravný faktor zohledňující vliv zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách J_l vypočtený v rovnici (4.54), ve které se vyskytují hodnoty r_s a r_{lm} vypočtené v (4.52) a (4.53).

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (4.52)$$

$$r_s = \frac{0,0053}{0,0053 + 0,0043} = 0,553$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (4.53)$$

$$r_{lm} = \frac{0,0053 + 0,0043}{0,042} = 0,228$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)] \cdot e^{-2,2 \cdot r_{lm}} \quad (4.54)$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - 0,55) + [1 - 0,44 \cdot (1 - 0,55)] \cdot e^{-2,2 \cdot 0,23}$$

$$J_l = 0,683$$

Následuje součinitel obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem J_b v rovnici (4.55), pro který je nutný předchozí výpočet r_{ss} .

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (4.55)$$

$$r_{ss} = \frac{1}{9,72} = 0,103$$

Kde N_{ss} je počet párů těsnících pásků roven 1 volený tak, aby hodnota J_b byla cca 0,9 [2].

$$J_b = \exp\{-1,35 \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3}]\} \quad (4.56)$$

$$J_b = \exp\{-1,35 \cdot 0,11 \cdot [1 - (2 \cdot 0,10)^{1/3}]\} = 0,940$$

Součinitel J_r , který bere v potaz vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění a jehož hodnota je 1 při $Re_w > 100$ [2], je uveden v rovnici (4.57).

$$J_r = 1 \quad (4.57)$$

Součinitel vlivu neopřepázkovaných prostorů u hrdel mezitrubkového prostoru J_s je vypočítán na základě rovnic (4.58) až (4.60). Při návrhu U-trubkového výměníku bylo zvoleno typické rozložení roztečí pro tento typ: $L_{bi} = L_{bc} = 0,5 \cdot L_{bo}$ [2]. Výstupní neopřepázkovaný prostor L_{bo} je tedy dvojnásobný oproti velikosti rozteče mezi přepážkami L_{bc} . Hodnota výsledného součinitele bývá okolo 0,85–1 [10].

$$L_i^+ = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (4.58)$$

$$L_i^+ = \frac{250}{250} = 1$$

$$L_o^+ = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (4.59)$$

$$L_o^+ = \frac{500}{250} = 2$$

$$J_s = \frac{N_b - 1 + (L_i^+)^{(1-n)} + (L_o^+)^{(1-n)}}{N_b - 1 + L_i^+ + L_o^+} \quad (4.60)$$

$$\frac{2 - 1 + (1)^{(1-0,6)} + (2)^{(1-0,6)}}{2 - 1 + 1 + 2} = 0,830$$

Kde n je konstanta rovna 0,6 pro turbulentní proudění [10].

4.8.3 Reálný součinitel přestupu tepla ze strany pláště

Výsledný součinitel přestupu tepla mezitrubkového prostoru α_w je díky všem vypočteným potřebným parametrům uveden v rovnici (4.61).

$$\alpha_w = \alpha_{id} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad (4.61)$$
$$\alpha_w = 1419 \cdot 1,02 \cdot 0,68 \cdot 0,94 \cdot 0,83 \cdot 1 = 770,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4.9 Přestup tepla ze strany trubek

V rámci stanovení součinitele přestupu tepla ze strany trubek α_p a všech ostatních přidružených výpočtů je postupováno jako v kapitole 3.13.

Prvním bodem je výpočet Reynoldsova čísla Re_p v rovnici (4.62).

$$Re_p = \frac{u_p \cdot d_1 \cdot \rho_p}{\mu_p} \quad (4.62)$$
$$Re_p = \frac{7,81 \cdot 0,035 \cdot 0,41}{0,000036} = 3167$$

Navazuje Prandtlovo číslo Pr_p uvedeno v rovnici (4.63).

$$Pr_p = \frac{c_{p_p} \cdot \mu_p}{\lambda_p} \quad (4.63)$$
$$Pr_p = \frac{1177 \cdot 0,000036}{0,066} = 0,639$$

Dalším krokem je výpočet Nusseltova čísla Nu_p . Pro tento případ, přechodné oblasti, kdy pro Reynoldsovo číslo Re_p platí: $2100 < Re_p < 10\,000$, byla vybrána z lit. [2] rovnice Dittus-Boelter, podle které je proveden výpočet v rovnici (4.64).

$$Nu_p = 0,023 \cdot Re_p^{0,8} \cdot Pr_p^{0,3} \quad (4.64)$$
$$Nu_p = 0,023 \cdot 3167^{0,8} \cdot 0,64^{0,3} = 12,70$$

Posledním krokem je dopočet výsledného součinitele přestupu tepla ze strany trubek α_p uvedeného v rovnici (4.65).

$$\alpha_p = \frac{Nu_p \cdot \lambda_p}{d_1} \quad (4.65)$$
$$\alpha_p = \frac{12,70 \cdot 0,066}{0,035} = 23,93 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

4.10 Prostup tepla

Postup pro výpočet celkového součinitele prostupu tepla k podle kterého se postupuje je uveden v kapitole 3.14. Výsledek součinitele prostupu tepla je pak vyčíslen v rovnici (4.66).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_w} + R_{fo} + \frac{t_t}{\lambda_t} \cdot \frac{d_2}{d_2 + d_1} + \left(R_{fi} + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{d_2}{d_1}} \quad (4.66)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{770,1} + 0,00018 + \frac{0,0015}{15} \cdot \frac{0,038}{0,038 + 0,035} + \left(0,0018 + \frac{1}{23,93}\right) \cdot \frac{0,038}{0,035}}$$

$$k = 20,50 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Kde:

R_{fo} ... odpor zanášením vně trubky roven $0,000176 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ pro napájecí vodu [37],

R_{fi} ... odpor zanášením uvnitř trubky roven $0,00176 \text{ (m}^2 \cdot \text{K)}/\text{W}$ pro procesní plyn [37],

λ_t ... součinitel tepelné vodivosti trubky roven $15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ pro materiál 1.4301 [38].

4.11 Určení délky výměníku

Dle rovnice (4.67) je stanovena požadovaná teplosměnná plocha S_{req} a dle rovnice (4.68) navržená naddimenzovaná teplosměnná plocha S .

$$S_{req} = \frac{\dot{Q}_{req}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (4.67)$$

$$S_{req} = \frac{215\,368}{20,5 \cdot 453,1} = 23,19 \text{ m}^2$$

$$S = 1,1 \cdot S_{req} \quad (4.68)$$

$$S = 1,1 \cdot 23,19 = 25,52 \text{ m}^2$$

Délka L_{ta} se kvůli dvěma tahům počítá upraveným způsobem dle rovnice (4.69). Důvodem je to, že se potřebná teplosměnná plocha S rozdělí jakoby do dvojnásobného počtu trubek. Tato délka byla opět během prováděného výpočtu iterována a zaokrouhlena na finální celočíselnou hodnotu, která je použita ve výpočtu.

$$L_{ta} = \frac{S}{2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot N_t} \quad (4.69)$$

$$L_{ta} = \frac{25,52}{2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 107} = 999,1 \text{ mm} \rightarrow 1000 \text{ mm}$$

4.12 Hydraulický výpočet

Hydraulický výpočet je velmi podobný s předchozím případem a je zhotoven podle rovnic (3.78) až (3.97). Změny v postupu jsou opět průběžně komentovány.

4.12.1 Tlaková ztráta uvnitř trubek

Přidružené rovnice pro výslednou tlakovou ztrátu uvnitř trubek jsou vypočítány v následujícím postupu (4.70) až (4.75). Předem je potřeba spočítat hmotnostní tok protékající hrdly G_n , ve kterém vystupuje průměr vstupního hrdla do trubek $d_{n,p}$ z rovnice (4.71) založené na rovnici kontinuity.

$$d_{n,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{M}_p}{\pi \cdot \rho_p \cdot u_{n,p}}} \quad (4.70)$$

$$d_{n,p} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,33}{\pi \cdot 0,41 \cdot 10}} = 0,32 \text{ m} \rightarrow 0,4 \text{ m}$$

Kde $u_{n,p}$ je rychlost proudícího plynu v hrdle volena pro výpočet 10 m/s.

$$G_n = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi}{4} \cdot d_{n,p}^2} \quad (4.71)$$

$$G_n = \frac{0,33}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,4^2} = 2,65 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

Následuje potřebný parametr hmotnostního toku trubkou G_t , korekční faktor $(\phi_p)^r$ pro který je předem stanovena dynamická viskozita $\mu_{wall,p}$ a součinitel tření f_i .

$$G_t = \frac{\dot{M}_p}{\frac{\pi}{4} \cdot d_1^2} \cdot \frac{N_p}{N_t} \quad (4.72)$$

$$G_t = \frac{0,33}{\frac{\pi}{4} \cdot 0,035^2} \cdot \frac{2}{107} = 6,48 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

$$\mu_{wall,p} = 0,000342 \text{ Pa} \cdot \text{s} \quad (4.73)$$

$$(\phi_p)^r = \left(\frac{\mu_p}{\mu_{wall,p}} \right)^{0,14} \quad (4.74)$$

$$(\phi_p)^r = \left(\frac{0,000036}{0,00034} \right)^{0,14} = 0,730$$

$$f_i = \frac{0,3164}{Re_p^{0,25}} \quad (4.75)$$

$$f_i = \frac{0,3164}{3167^{0,25}} = 0,0422$$

Celková tlaková ztráta v trubkách Δp_p je zde vypočítána souhrnně v rovnici (4.77). Z důvodu více tahů je navíc doplněna o ztrátu vzniklou otočením proudu v rámci trubek Δp_r , která je uvedena v rovnici (4.76).

$$\Delta p_r = \frac{4 \cdot N_p \cdot G_t^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_p} \quad (4.76)$$

$$\Delta p_p = \frac{G_t^2}{2 \cdot \rho_p} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot G_n^2}{G_t^2} + \frac{f_i \cdot L_{ta} \cdot N_t}{d_1 \cdot g_c \cdot (\phi_p)^r} + 2,3 \cdot N_p + \frac{4 \cdot N_p}{g_c} \right) \quad (4.77)$$

$$\Delta p_p = \frac{6,48^2}{2 \cdot 0,41} \cdot \left(\frac{1,5 \cdot 2,65^2}{6,48^2} + \frac{0,042 \cdot 1 \cdot 107}{0,035 \cdot 9,81 \cdot 0,73} + 2,3 \cdot 2 + \frac{4 \cdot 2}{9,81} \right)$$

$$\Delta p_p = 1198 \text{ Pa}$$

4.12.2 Tlaková ztráta mezitrubkového prostoru

Pomocné výpočty pro celkovou tlakovou ztrátu na straně pláště jsou v rámci rovnic (4.78) až (4.83). Předem je potřeba znát ideální tlakovou ztrátu v plášti $\Delta p_{b,i}$, kde vyskytující se faktor tření plášťového prostoru f_s je spočten dle rovnice (4.78), která platí pro $Re_w \geq 500$.

$$f_s = \frac{0,56}{Re_w^{0,14}} \quad (4.78)$$

$$f_s = \frac{0,56}{4463^{0,14}} = 1,82$$

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot f_s \cdot N_{tcc} \cdot \frac{G_w^2}{g_c \cdot \rho_w} \cdot \frac{1}{(\phi_w)^n} \quad (4.79)$$

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot 1,82 \cdot 9,72 \cdot \frac{49,11^2}{9,81 \cdot 979,3} \cdot \frac{1}{1,03} = 8,62 \text{ Pa}$$

Následuje potřebný odpor prostoru nad přepážkami R_b , odpor tlakové ztráty oblasti mezi přepážkami R_l , pro který je předem stanoven parametr X a hmotnostní tok nad přepážkami G_v .

$$R_b = \exp\{-3,7 \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (r_{ss})^{1/3}]\} \quad (4.80)$$

$$R_b = \exp\{-3,7 \cdot 0,11 \cdot [1 - (0,10)^{1/3}]\} = 0,803$$

$$X = -0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8 \quad (4.81)$$

$$X = -0,15 \cdot (1 + 0,55) + 0,8 = 0,567$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + r_s)] \cdot r_{lm}^X \quad (4.82)$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + 0,55)] \cdot 0,23^{0,567} = 0,0548$$

$$G_v = \frac{\dot{M}_w}{\sqrt{S_m \cdot S_w}} \quad (4.83)$$

$$G_v = \frac{2,06}{\sqrt{0,042 \cdot 0,077}} = 36,21 \text{ kg}/(s \cdot m^2)$$

Výsledná tlaková ztráta v rámci mezitrubkového prostoru Δp_w je stanovena souhrnně v rovnici (4.84).

$$\Delta p_w = \left[(N_b - 1) \cdot \Delta p_{b,i} \cdot R_b + N_b \cdot \frac{(2 + 0,6 \cdot N_{tcw}) \cdot G_v^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_w} \right] \cdot R_l \quad (4.84)$$

$$+ 2 \cdot \Delta p_{b,i} \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) \cdot R_b \cdot R_{se}$$

$$\Delta p_w = \left[(2 - 1) \cdot 8,62 \cdot 0,80 + 2 \cdot \frac{(2 + 0,6 \cdot 3,34) \cdot 36,21^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 979,3} \right]$$

$$\cdot 0,055 + 2 \cdot 8,62 \cdot \left(1 + \frac{3,34}{9,72} \right) \cdot 0,80 \cdot 3$$

$$\Delta p_w = 56,2 \text{ Pa}$$

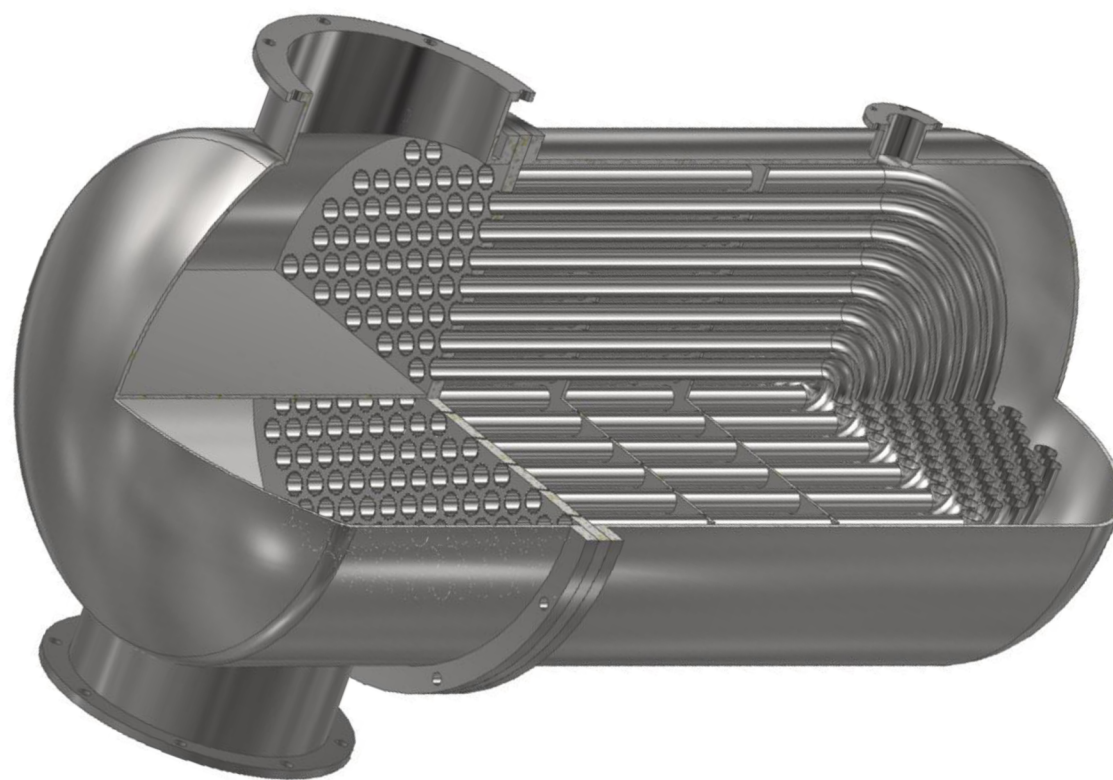
Kde R_{se} je odpor roven 3 pro turbulentní proudění při $L_{bi} = L_{bc} = 0,5 \cdot L_{bo}$ [2].

4.13 Datasheet

V této části je uvedena souhrnná tabulka 4.2 se základními a konstrukčními parametry vypočteného výměníku společně s jeho 3D modelem na obrázku 4.2. Kompletní datasheet výměníku s U-trubkami včetně výkresu je v rámci přílohy 2.

Tabulka 4.2: Částečný datasheet výměníku s U-trubkami

PARAMETRY VÝMĚNÍKU			
Tepelný výkon výměníku	\dot{Q}_{req}	215,4	<i>kW</i>
Celková teplosměnná plocha	S	25,5	m^2
Korigovaná střední teplota	Δt_m	453,1	$^{\circ}C$
Součinitel prostupu tepla	k	20,5	$W/(m^2 \cdot K)$
KONSTRUKČNÍ PARAMETRY VÝMĚNÍKU			
Počet chodů TP	N_p	2	-
Počet chodů MP	N_{ch}	1	-
Počet trubek v svazku	N_t	107	<i>ks</i>
Vnější průměr trubky	d_2	38	<i>mm</i>
Tloušťka stěny trubky	t_t	1,5	<i>mm</i>
Úhel uspořádání trubek	θ_{tp}	30	$^{\circ}$
Délka svazku výměníku	L_{ta}	1000	<i>mm</i>
Vnitřní průměr pláště	D_s	800	<i>mm</i>
Tloušťka pláště	t_s	8	<i>mm</i>
Tloušťka trubkovnice	L_{ts}	25	<i>mm</i>
Výřez přepážky	B_c	25	%
Rozteč přepážek	L_{bc}	250	<i>mm</i>
Počet přepážek	N_b	2	<i>ks</i>
Průměr vstupního hrdla TP	$d_{n,p}$	400	<i>mm</i>
Průměr vstupního hrdla MP	$D_{n,w}$	70	<i>mm</i>



Obrázek 4.2: Model výměníku s U-trubkami

5 Porovnání navržených výměníků

V této kapitole budou diskutovány rozdíly obou navržených výměníků a také výsledný posudek toho, který typ je pro danou aplikaci vhodnější. Kompletní parametry k porovnání výměníků lze nalézt v kapitole 3.17 a 4.13 potažmo v přílohách. Pro snadnější orientaci jsou však nejdůležitější parametry, podle kterých je srovnání posuzováno, uvedeny i zde v tabulce 5.1.

Tabulka 5.1: Srovnávací parametry výměníků

PARAMETR	VÝMĚNÍK S ROVNÝMI TRUBKAMI	VÝMĚNÍK S U-TRUBKAMI
Velikost výměníku	570×2300 mm	1046×1908 mm
Celková teplosměnná plocha	17,2 m ²	25,5 m ²
Délka svazku	1760 mm	1000 mm
Počet trubek	97 ks	107 ks
Vnější průměr trubky	32 mm	38 mm
Průměr pláště	470 mm	816 mm
Počet přepážek	7 ks	2 ks
Součinitel prostupu tepla	30,1 W/(m ² · K)	20,5 W/(m ² · K)
Tlakové ztráty v TP	1177 Pa	1198 Pa
Tlakové ztráty v MP	109 Pa	56 Pa

5.1 Konstrukce a její rozměry

V rámci konstrukce a rozměrů výměníků má každá varianta svoje pro i proti. Výměník s rovnými trubkami vychází dle předpokladů delší a užší, zatímco výměník s U-trubkami je kratší a širší. Zde výběr závisí čistě na konkrétní aplikaci a prostoru, který je pro výměník vymezen, neboť každý areál může mít jiné požadavky na velikost.

Jistá výhoda, kterou výměník s U-trubkami přináší v oblasti konstrukce, je vlastnost samočinného roztahování trubek v rámci teplotní dilatace, což znamená, že tento problém není třeba řešit. Tento problém je u výměníku s přímými trubkami nutné řešit pomocí kompenzátoru, což lehce komplikuje a zdražuje jednoduchou konstrukci.

Na druhou stranu U-trubkový výměník prohrává v oblasti zanášení. Navržený výměník má sice větší průměr trubek, který tento problém snižuje, i přesto ale bude kvůli ohnutým trubkám zanášením trpět více než typ s rovnými trubkami. Tomuto faktu rovněž přidává nižší rychlost proudění médií, kterou bylo nutné zvolit mimo rozsah doporučených rychlostí. Tento problém se během výpočtu výrazně neřešil, neboť bylo uvažováno s čistými médii. Je ovšem nutné na tuto vlastnost nezapomenout a kalkulovat s ní během několikaletého provozu výměníku, a to i při použití teoreticky čistých médií, kdy bude dobré klást důraz na čištění.

Parametr, který je přímo porovnatelný je celková teplosměnná plocha. Tento údaj nahrává především pro výměník s přímými trubkami, neboť jeho hodnota je nižší. To znamená, že pro stejný přenesený výkon je potřeba menší plocha, což přesněji činní zhruba třetinovou úsporu. Přímý vliv na to má mimo vyšší součinitel prostupu tepla také vyšší střední logaritmická teplota.

5.2 Přenos tepla

V této kategorii je srovnání v celku jednoduché. Podle počátečních úvah vychází součinitel přestupu tepla jak pro trubkovou, tak pro mezitrubkovou část lépe v případě výměníku

s rovnými trubkami. Proto je výsledný součinitel prostupu tepla vyšší právě v případě rovných trubek. Tato hodnota je pro volbu mezi typy výměníků velmi důležitá, neboť stanovuje, jak rychle se teplo přenáší. Rozdíl je poměrně výrazný a jde o cca $1,5\times$ vyšší hodnotu. Obě hodnoty jsou však v pořádku, protože spadají do rozsahu doporučených hodnot 10-250 W/(m²·K) pro výměník voda – plyn [13].

5.3 Tlakové ztráty

Tlakové ztráty měly na výpočet velkou roli, neboť bylo nutné dodržet maximální stanovené ztráty ze zadání. V obou případech bylo nutné zvolené parametry (průměr trubek, rychlost atd.) výrazně měnit a občas upustit od doporučených hodnot právě kvůli tomuto požadavku.

V plášťovém prostoru jsou v obou případech tlakové ztráty daleko od maximální hranice, což lze vysvětlit nízkou rychlostí proudění vody. Problémovější byla dle očekávání tlaková ztráta v trubkách. V obou případech je požadovaná hranice dodržena, nicméně velmi těsně. U prvního případu je rezerva 23 Pa a u U-trubek jsou v rezervě 2 Pa. Přesto, že je rozdíl těchto rezerv zanedbatelný, lze celkově říci, že v rámci tlakových ztrát je na tom opět lépe výměník s přímými trubkami. Je to z toho důvodu, že výpočet výměníku s U-trubkami byl dodržáním této skutečnosti ovlivněn mnohem významněji. Bylo nutné zvětšit průměr trubek, což záporně ovlivnilo kompaktnost výměníku, či snížit již zmiňovanou rychlost proudění, která ovlivnila přenos tepla.

Blížkost ztráty v trubkovém prostoru obou řešení k hraniční mezi je dána mnoha důvody. Prvním velmi ovlivňujícím prvkem je uvažování viskozity. V mnoha zjednodušených výpočtech se s viskozitou často neuvažuje a v několika zdrojích je konkrétně pro plyn uvedeno, že je změna výsledku minimální. V průběhu tohoto výpočtu bylo možno navzdory literatuře vidět, že korekční faktor viskozity (tedy poměr viskozit) poměrně významně zvýšil celkovou hodnotu tlakové ztráty v trubkách. Konkrétně mění výsledek zhruba o 20 % negativním směrem. Proto je velice důležité s tímto často opomíjeným parametrem pracovat, zejména v oblasti, což byl právě případ tohoto řešení, vysokých teplot. Další důvod, proč jsou obě tlakové ztráty hraniční, je takový, že mezní hranice v zadání byla stanovena poměrně nízko. Pro příklad udávána horní hranice pro trubkové výměníky literaturou je v řádech desítek kilopascalů. Poslední důvod je jednoduchý a čistě praktický. Hodnota tlakové ztráty byla tlačena právě k mezní hranici z toho důvodu, že čím blíže jí byla, tím lepší výměník vychází jak z pohledu velikosti, tak přenosu tepla.

5.4 Výsledné posouzení

Z pohledu celkového zhodnocení je již z předchozích řádků zřejmé, že lepší volbou je výměník s přímými trubkami. Tento výsledek není překvapivý, neboť potvrzuje počáteční hypotézu. Dle očekávání je vhodnější v rámci přenosu tepla, kompaktnosti i tlakových ztrát. Použití U-trubkového výměníku, namísto výměníku s rovnými trubkami, je vhodné prakticky a pouze v případě, kdy jsou dané prostory pro výměník délkově omezeny a je tedy nutné mít výměník krátký. V tomto případě by však bylo vhodné s tímto omezením pracovat hned od začátku výpočtu a k U-trubkovému výměníku pro porovnání raději navrhnout konkurenceschopný výměník s plovoucí hlavou.

Závěr

Cílem této práce bylo provést rešerši tepelných výměníků, která obsahuje významněji tematiku trubkových výměníků, jež byly využity v navazujícím návrhu. Tepelné a hydraulické návrhy dvou různých výměníků byly dalšími cíli této práce. Poté již mělo následovat zhodnocení a porovnání navržených výměníků s výběrem nejoptimálnější možnosti. V rámci práce byly vytvořeny také 3D modely obou výměníků, které byly základem pro výkresovou dokumentaci.

Návrh výměníků, který byl hlavní částí práce, byl proveden pro proces chlazení procesního plynu z teploty 850 °C na teplotu 300 °C. Ochlazován byl pomocí napájecí vody, která má na vstupu do výměníku 55 °C. Průchodem výměníku se její teplota zvyšuje až na 80 °C. Pro obě média byl rovněž zadán tlak, který byl pro plyn 1 bar a pro vodu 4 bary. Pro procesní plyn byl v zadání také stanoven potřebný průtok 1200 kg/h a jeho složení.

V první kapitole byl prezentován obecný úvod do výměníků, jejich přehled, dělení a popis různých typů. V této kapitole lze také nalézt další související aspekty, jako jsou požadavky na zařízení či problematické stavy. Ve druhé, rovněž teoretické části, byl blíže představen trubkový výměník. Byly přiblíženy existující různorodé varianty řešení a použití společně s jejich klady a zápory, podrobněji byly popsány konstrukční prvky výměníku a byl představen celosvětový způsob označování dle standardizace TEMA.

Ve třetí kapitole již začíná praktická část diplomové práce, a tedy výpočet jednoho z výměníků. Byl zvolen jednoduchý výměník s přímými trubkami s označením BEM s vystřídáním uspořádáním trubek do 30 °. Procesní plyn byl umístěn do trubek a napájecí voda do plášťového prostoru. Po stanovení kompletních vlastností a parametrů plynu následoval výpočet výkonu z bilanční rovnice, na který navazovalo určení logaritmické teploty. Dále již byly počítány parametry a geometrie všech složek výměníku, trubek, pláště či přepážek, a také byl vyjádřen výsledný prostup tepla. Výpočet byl zkompleťován určením tlakových ztrát, které splňovali stanovenou podmínku danou zadáním.

Následující čtvrtá část pokračovala ve výpočtu, a to návrhem druhého typu výměníku. Tentokrát byl zvolen U-trubkový výměník s označením BEU, který je dvoutahým typem na straně trubek. Uspořádání trubek bylo opět zvoleno vystřídané do 30 ° se stejným umístěním médií jako v předchozím případě. Celkově byl výpočet strukturovaný velmi podobně jako předešlý a obsahoval příležitostné komentáře změn.

Jelikož primárním účelem výpočtu bylo zjistit, který typ výměníku je pro danou aplikaci vhodnější, popřípadě v jakých oblastech vyniká první či druhý, je toto porovnání podrobně analyzováno v páté části. Celá pátá kapitola se věnuje zhodnocení výsledků konstrukce a rozměrů, přenosu tepla a tlakových ztrát.

V průběhu výpočtu byla snaha dodržet doporučené hodnoty parametrů (průměrů, rychlostí atd.). Rovněž bylo během výpočtu pro oba výměníky provedeno mnoho iterací a vyzkoušeno několik různých způsobů voleb parametrů a řešení, aby výsledný návrh byl co nejlepší. Ve finálním pohledu podloženým výpočtem lze říci, že ačkoliv oba typy splňují zadání, optimálnějším je výměník s přímými trubkami. Navzdory tomu, že se nejjednodušší typy občas přehlízejí a moderní doba často upřednostňuje sofistikované možnosti řešení, je důležité brát v úvahu právě i elementární varianty. Typ výměníku s přímými trubkami patří mezi ten nejstarší a nejjednodušší, a i když bývá občas zastíněn komplikovanějšími typy, může být jeho využití v různorodých aplikacích velmi vhodné.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla. Vydání čtvrté*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-214-6093-5.
- [2] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook*. New York: Marcel Dekker, [2000]. Mechanical engineering. ISBN 0-8247-9787-6.
- [3] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Vyd. 1. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0363-2.
- [4] KLIMEŠ, Lubomír. *6TT Termomechanika*. Online. Dostupné z: <https://sites.google.com/vutbr.cz/klimes>. [cit. 2023-10-19].
- [5] MACHÁČKOVÁ, Adéla. *Sdílení tepla a proudění: učební text*. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2012. ISBN 978-80-248-2576-2.
- [6] JIJI, Latif M. *Heat Convection*. Berlin: Springer, 2006. ISBN 10 3-540-30692-7.
- [7] PAVELEK, Milan. *Termomechanika*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011, 192 s. ISBN 978-80-214-4300-6.
- [8] MICHEJEV, M.A. *Základy sdílení tepla*. Praha: Průmyslové vydatelství, 1952.
- [9] BALÁŠ, Marek. *Výměníky tepla*. Online. VUT. Dostupné z <https://moodle.vut.cz/course/view.php?id=266768>. [cit. 2023-10-27].
- [10] SHAH, Ramesh K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design*. Hoboken: Wiley, 2003. ISBN 0-471-32171-0.
- [11] BALÁŠ, Marek. *Aktuální vývoj výměníků tepla*. Online. Keepwarmeurope. Dostupné z: https://keepwarmeurope.eu/fileadmin/user_upload/Learning_Centre/Czech_Republic/T2.2-2_Recent_development_of_heat_exchangers.pdf. [cit. 2023-10-27].
- [12] NEUŽIL, Lubomír a MÍKA, Vladimír. Sušení. Online. In: *Chemické inženýrství II.*. Vyd. 2. Praha: Vysoká škola chemicko-technologická, 1999. ISBN 80-7080-359-2. Dostupné z: <https://old.vscht.cz/uchi/ped/chi/chi.ii.text.k25.suseni.pdf>. [cit. 2023-10-28].
- [13] KAKAÇ, Sadik a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002. ISBN 0-8493-0902-6.
- [14] BROGAN, R.J. *HEAT EXCHANGERS*. Online. Thermopedia. 2011. Dostupné z: <https://thermopedia.com/content/832/>. [cit. 2023-10-30].
- [15] DLOUHÝ, Tomáš. *Výměníky tepla a kotle*. Online. Energetika ČVUT. Dostupné z: <http://energetika.cvut.cz/wp-content/uploads/VTK-pr1-1.pdf>. [cit. 2023-11-01].

- [16] LIBICH, Vladimír a OCHRANA, Ladislav. *Spalovací zařízení a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 1989. ISBN 80-214-1078-7.
- [17] ŠESTÁK, Jiří a ŽITNÝ, Rudolf. *Tepelné pochody. II, Výměníky tepla, odpařování, sušení, průmyslové pece a elektrický ohřev*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-01-01630-7.
- [18] WANG, L., B. SUNDÉN a R.M. MANGLIK. *Plate Heat Exchangers: design, applications and performance*. Southampton: WIT Press, 2007. ISBN 978-1-85312-737-3.
- [19] *Plate heat exchangers*. Online. IQS Directory. Dostupné z: <https://www.iqsdirectory.com/articles/heat-exchanger/plate-heat-exchangers.html>. [cit. 2023-11-11].
- [20] *Žebrované trubky Žaba*. Online. Dostupné z: <http://www.zebrovanetrubky.cz/index.php?nid=10865&lid=cs&oid=2563161>. [cit. 2023-11-11].
- [21] *Žebrované trubky*. Online. Dostupné z: <https://www.pars-decin.cz/sectors/zebrovane-trubky>. [cit. 2023-11-11].
- [22] OCHRANA, Ladislav. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. ISBN 80-214-2847-3.
- [23] *Double Pipe Heat Exchangers*. Online. Genesis. Dostupné z: <https://www.genesthai.com/process-equipment-and-project-division/double-pipe-heat-exchangers/>. [cit. 2023-11-18].
- [24] *Shell and Tube Heat Exchangers*. Online. IQS Directory. Dostupné z: <https://www.iqsdirectory.com/articles/heat-exchanger/shell-and-tube-heat-exchangers.html>. [cit. 2023-11-21].
- [25] *Types of Heat Exchanger- according to construction*. Online. In: The Piping Talk. Dostupné z: <https://thepipingtalk.com/types-of-heat-exchanger-according-to-construction/>. [cit. 2023-11-23].
- [26] SCHLUNDER, Ernst U. *Heat exchanger design handbook*. Hemisphere Publishing Corporation, 1983. ISBN 3-1841-9080-3.
- [27] TRAMBOUZE, Pierre. *Petroleum Refining: Materials and Equipment*. Editions Technip, 2000. ISBN 2-7108-0761-0.
- [28] *Coil Wound Heat Exchangers*. Online. Heat Exchanger Design Handbook. Dostupné z: https://hedhme.com/content_map/?link_id=30125&article_id=15672. [cit. 2023-11-26].
- [29] *Heat transfer and performance analysis of nanofluid flow in helically coiled tube heat exchangers*. Online. ResearchGate. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Schema-of-a-shell-and-helical-tube-heat-exchanger_fig1_299417471. [cit. 2023-11-26].

- [30] *Shell-and-tube heat exchangers performance improvement employing hybrid segmental–helical baffles and ribbed tubes combination*. Online. In: SPRINGER LINK. Dostupné z: <https://link.springer.com/article/10.1007/s40430-021-03109-y>. [cit. 2023-11-30].
- [31] SAVASADIYA, Ch. *Heat exchangers*. Online. 2015. Dostupné z: <https://www.slideshare.net/savasadiya55/heat-exchangers-52902228>. [cit. 2023-11-30].
- [32] ŠOLJIČ, I. *Vibration Analysis of Heat Exchangers of a Nitric Acid Plant*. Online. Zagreb, 2009. Dostupné z: <http://silverstripe.fkit.hr/cabeq/assets/Uploads/Cabeq-2009-03-05.pdf>. [cit. 2023-11-30].
- [33] SUN, Y. *Numerical Investigation and Optimization on Shell Side Performance of A Shell and Tube Heat Exchanger with Inclined Trefoil-Hole Baffles*. Online. In: Energies. 2019. Dostupné z: <https://www.mdpi.com/1996-1073/12/21/4138>. [cit. 2023-11-30].
- [34] TESTER, Jefferson W. a MODELL, Michael. *Thermodynamics and its applications*. 3rd Edition. Prentice Hall PTR, 1997. ISBN 0-13-915356-X.
- [35] *EES*. Online. F-Chart Software. Dostupné z: <https://fchartsoftware.com/ees>. [cit. 2024-02-04].
- [36] *Nerezové trubky*. Online. MZ Hutní Materiály. Dostupné z: <https://www.mzhutni.cz/ner-trubky-c372/>. [cit. 2024-03-06].
- [37] *TEMA: Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Tenth Edition. Online. United States of America: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2019. Dostupné z: www.tema.org. [cit. 2024-02-15].
- [38] *Nerezová ocel 1.4301 / AISI 304*. Online. AGST Draht & Biegetechnik. Dostupné z: <https://www.agst.de/4301?lang=cs>. [cit. 2024-03-07].
- [39] *International standard*. Online. In: . ISO. Dostupné z: <https://cdn.standards.iteh.ai/samples/9985/a31e6a223a8f4108810f38151c202552/ISO-4200-1991.pdf>. [cit. 2024-03-30].

Seznam použitých symbolů a zkratk

Symbol	Veličina	Jednotka
α_{id}	Ideální součinitel přestupu tepla ze strany pláště	$W/(m^2 \cdot K)$
α_p	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany trubek	$W/(m^2 \cdot K)$
α_w	Celkový součinitel přestupu tepla ze strany pláště	$W/(m^2 \cdot K)$
A_o	Plocha přestupu tepla „out“	m^2
A_i	Plocha přestupu tepla „in“	m^2
A_m	Střední efektivní plocha přestupu tepla	m^2
B_c	Výřez přepážky	%
C_0	Konstanta ztenčování	-
C_1	Konstanta	-
C_{bh}	Konstanta	-
C_{bp}	Konstanta	-
cp_i	Měrná tepelná kapacita	$J/(kg \cdot K)$
$\Delta p_{b,i}$	Ideální tlaková ztráta v plášti	Pa
Δp_c	Tlaková ztráta vznikající při obtékání trubek mezi přepážkami	Pa
$\Delta p_{c,e}$	Tlaková ztráta na vstupu/výstupu proudu vstupující do/vystupující ze svazku trubek	Pa
Δp_e	Tlaková ztráta ve vstupním/výstupním neopřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_n	Tlaková ztráta ve vstupních hrdlech	Pa
Δp_p	Výsledná tlaková ztráta trubkového prostoru	Pa
$\Delta p_{p,max}$	Maximální dovolená tlaková ztráta trubkového prostoru	Pa
Δp_r	Tlaková ztráta při otočení proudu	Pa
Δp_t	Tlaková ztráta v trubkovém svazku	Pa
Δp_v	Celková tlaková ztráta nad přepážkami	Pa
Δp_w	Výsledná tlaková ztráta mezitubkového prostoru	Pa
$\Delta p_{w,max}$	Maximální dovolená tlaková ztráta mezitubkového prostoru	Pa
Δt_{ln}	Střední teplotní logaritmický spád	$^{\circ}C$
Δt_m	Efektivní střední teplotní logaritmický spád	$^{\circ}C$
d_1	Vnitřní průměr trubky	m
d_2	Vnější průměr trubky	m

D_{ctl}	Průměr kružnice středů krajních trubek ve svazku	m
$d_{n,p}$	Průměr hrdla trubkového prostoru	m
$D_{n,w}$	Průměr hrdla mezitrubkového prostoru	m
D_{otl}	Průměr kružnice svazku trubek	m
D_s	Vnitřní průměr pláště	m
$D_{s,out}$	Vnější průměr pláště	m
μ_i	Dynamická viskozita	$Pa \cdot s$
E_0	Zářivost	W/m^2
$(\phi_p)^r$	Korekční faktor viskozity trubkového prostoru	-
$(\phi_w)^n$	Korekční faktor viskozity mezitrubkového prostoru	-
F	Korekční součinitel středního teplotního spádu	-
F_c	Podíl trubek v prostoru mezi hranami přepážek	-
f_i	Součinitel tření v trubce	-
f_s	Součinitel tření plášťového prostoru	-
F_{sbp}	Poměr ploch S_b a S_m	-
F_w	Podíl trubek nad přepážkou	-
g_c	Gravitační zrychlení	m/s^2
G_n	Hmotnostní tok hrdly vztažený na plochu	$kg/(s \cdot m^2)$
G_v	Hmotnostní tok vztažený na plochu nad přepážkou	$kg/(s \cdot m^2)$
G_t	Hmotnostní tok trubkou vztažený na plochu	$kg/(s \cdot m^2)$
G_w	Hmotnostní tok média na straně pláště vztaženého na plochu	$kg/(s \cdot m^2)$
i	Obecný index	
I	Entalpie	kJ/kg
J_b	Korekční součinitel vlivu obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem	-
J_c	Korekční součinitel vlivu podélného a příčného proudění	-
j_i	ideální Colburnův faktor	-
J_l	Korekční součinitel vlivu zkratových proudů mezi přepážkou a pláštěm a mezi trubkami svazku a otvory v přepážkách	-
J_r	Korekční součinitel vlivu nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění	-
J_s	Korekční součinitel vlivu neopřepážkovaných prostorů u hrdel mezitrubkového prostoru	-

k	Součinitel prostupu tepla	$W/(m^2 \cdot K)$
λ_i	Součinitel tepelné vodivosti	$W/(m \cdot K)$
L_{bb}	Mezera mezi pláštěm a svazkem trubek	m
L_{bc}	Rozteč přepážek	m
L_{bi}	Délka prostoru u vstupního hrdla	m
L_{bo}	Délka prostoru u výstupního hrdla	m
L_i^+	Poměr roztečí	-
L_o^+	Poměr roztečí	-
L_{pn}	Rozteč trubek	m
L_{pp}	Rozteč trubek	m
L_{sb}	Mezera mezi přepážkou a pláštěm	m
L_t	Tloušťka přepážky	m
L_{ta}	Délka svazku	m
L_{tb}	Mezera mezi trubkou a přepážkou	m
L_{ti}	Efektivní délka svazku	m
L_{to}	Délka pláště výměníku	m
L_{tp}	Příčná rozteč	m
$L_{tp,eff}$	Efektivní příčná rozteč	m
L_{ts}	Tloušťka trubkovnice	m
M_i	Molární hmotnost	kg/mol
\dot{M}_p	Hmotnostní tok procesního plynu v trubkách	kg/s
\dot{M}_w	Hmotnostní tok napájecí vody v plášti	kg/s
ν_i	Kinematická viskozita	m^2/s
n	konstanta	-
N_b	Počet přepážek	ks
N_{ch}	Počet chodů výměníku mezitrubkového prostoru	-
N_p	Počet chodů trubek	-
N_{ss}	Počet párů těsnících pásků	-
N_t	Počet trubek	ks
N_{tcc}	Počet efektivních řad trubek v čistém průřezu	-
N_{tcw}	Počet efektivních řad trubek nad přepážkou	-
N_{tw}	Počet trubek nad přepážkou	-

Nu_p	Nusseltovo číslo pro plyn v trubkách	-
ψ_n	Korekční faktor pro odhad počtu trubek	-
p	Index pro stranu trubek (plynu)	
P	Bezrozměrná teplotní diference	-
p_p	Tlak plynu	$bar(a)$
p_w	Tlak vody	$bar(a)$
Pr_p	Prandtlovo číslo pro plyn	-
Pr_w	Prandtlovo číslo pro vodu	-
\dot{Q}_{req}	Tepelný výkon výměníku	W
\dot{Q}_k	Tepelný tok při prostupu tepla	W
\dot{Q}_v	Tepelný tok vedením	W
\dot{Q}_p	Tepelný tok prouděním	W
ρ_i	Hustota	kg/m^3
R	Poměr tepelných kapacit proudů	-
R_0	Střední poloměr ohybu	m
R_b	Odpor prostoru nad přepážkami	-
R_{fi}	Odpor zanášením uvnitř trubky	$(m^2 \cdot K)/W$
R_{fo}	Odpor zanášením vně trubky	$(m^2 \cdot K)/W$
R_l	Odpor tlakové ztráty prostoru mezi přepážkami	-
r_{lm}	Korelační parametr	-
r_s	Korelační parametr	-
R_{se}	Odpor tlakové ztráty neopřepážkovaného prostoru na vstupu/výstupu	-
r_{ss}	Korelační parametr	-
Re_p	Reynoldsovo číslo plynu	-
Re_w	Reynoldsovo číslo vody	-
σ	Stefan-Boltzmannova konstanta	$W/(m^2 \cdot K^4)$
S	Navržená teplosměnná plocha výměníku	m^2
S_b	Plocha mezi pláštěm a trubkovým svazkem	m^2
S_m	Plocha v podélném řezu v ose výměníku	m^2
S_{req}	Požadovaná teplosměnná plocha výměníku	m^2
S_{sb}	Plocha mezi pláštěm a přepážkou	m^2

S_t	Průtočná plocha	m^2
S_{tb}	Plocha mezer mezi trubkami a přepážkou	m^2
S_{wt}	Plocha trubek nad přepážkou	m^2
S_w	Plocha průtočného průřezu nad přepážkou	m^2
S_{wg}	Plocha nad přepážkou	m^2
θ_{ctl}	Úhel vztažený k výřezu přepážky dle D_{ctl}	rad
θ_{ds}	Úhel vztažený k výřezu přepážky dle D_s	rad
θ_{tp}	Úhel uspořádání trubek v trubkovnici	$^\circ$
t_0	Požadovaná tloušťka stěny trubky před ohýbáním	m
t_1	Minimální tloušťka stěny trubky pro rovnou trubku	m
$t_{p,in}$	Vstupní teplota plynu	$^\circ C$
$t_{p,out}$	Výstupní teplota plynu	$^\circ C$
$t_{p,s}$	Střední teplota plynu	$^\circ C$
t_t	Tloušťka stěny trubky	m
t_s	Tloušťka stěny pláště	m
$t_{w,in}$	Vstupní teplota vody	$^\circ C$
$t_{w,out}$	Výstupní teplota vody	$^\circ C$
$t_{w,s}$	Střední teplota vody	$^\circ C$
T_{wall}	Teplota stěny	$^\circ C$
$u_{n,p}$	Rychlost proudícího plynu v hrdle	m/s
$u_{n,w}$	Rychlost proudící vody v hrdle	m/s
u_p	Rychlost proudění plynu	m/s
u'_p	Původně zvolená rychlost proudění plynu	m/s
u_w	Rychlost proudění vody	m/s
w	Index pro stranu pláště (vody)	
w_i	Hmotnostní zlomky	$\%_{hm.}$
x_i	Objemové zlomky	$\%_{obj.}$
X	Koeficient	-

Seznam obrázků

Obrázek 1.1: Přenos tepla [4]	12
Obrázek 1.2: Rekuperační výměník [11].....	15
Obrázek 1.3: Regenerační výměník [11].....	15
Obrázek 1.4: Směšovací výměník [11].....	16
Obrázek 1.5: Kontaktní výměník [1].....	16
Obrázek 1.6: Souproud [14]	18
Obrázek 1.7: Protiproud [14].....	18
Obrázek 1.8: Křížový proud [14]	18
Obrázek 1.9: Křížový/protiproudý výměník [14].....	19
Obrázek 1.10: Deska s V vzorem (Herringbone) [19].....	21
Obrázek 1.11: Základní struktura deskového výměníku [19]	22
Obrázek 1.12: Trubka s příčným žebrováním [20].....	23
Obrázek 1.13: Podélně žebrovaná trubka [21]	23
Obrázek 2.1: Označení částí výměníku dle TEMA [10]	26
Obrázek 2.2: Článekový výměník [23]	27
Obrázek 2.3: Popis svazkového výměníku [25]	28
Obrázek 2.4: Plášťový výměník s přímými trubkami [24].....	28
Obrázek 2.5: Výměník s plovoucí hlavou [1].....	29
Obrázek 2.6: Výměník s U-trubkami [24].....	29
Obrázek 2.7: Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [29].....	30
Obrázek 2.8: Uspořádání trubek [24]	31
Obrázek 2.9: Šroubovitě přepážky [30].....	32
Obrázek 2.10: Koncentrické přepážky [31].....	32
Obrázek 2.11: Tyčové přepážky [32]	32
Obrázek 2.12: Segmentové přepážky [33]	32
Obrázek 3.1: Systém teplot pro LMTD	37
Obrázek 3.2: Základní geometrie svazku a pláště	40
Obrázek 3.3: Rozměry pláště [2]	41
Obrázek 3.4: Rozložení přepážek a prostorů pláště [9].....	46
Obrázek 3.5: Model výměníku s přímými trubkami	53
Obrázek 4.1: Definice délek [2]	58
Obrázek 4.2: Model výměníku s U-trubkami	70

Seznam tabulek

Tabulka 3.1: Zadané parametry.....	33
Tabulka 3.2: Molární hmotnosti složek plynu	34
Tabulka 3.3: Hmotnostní zlomky složek plynu	34
Tabulka 3.4: Vlastnosti pracovních látek.....	36
Tabulka 3.5: Částečný datasheet výměníku s přímými trubkami	52
Tabulka 4.1: Souhrnná tabulka hodnot	54
Tabulka 4.2: Částečný datasheet výměníku s U-trubkami.....	69
Tabulka 5.1: Srovnávací parametry výměníků	71

Seznam příloh

Příloha 1: Výměník s přímými trubkami

Příloha 2: Výměník s U-trubkami