



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

POSOUZENÍ TŘÍ TYPŮ TEPELNÝCH VÝMĚNÍKŮ

ASSESSMENT OF THREE TYPES OF HEAT EXCHANGERS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Valérie Hlavinková

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Studentka:	Bc. Valérie Hlavinková
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.
Akademický rok:	2021/22

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:

Posouzení tří typů tepelných výměníků

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Při volbě konkrétního typu výměníku tepla jsou brány v potaz různé požadavky na volené zařízení. Každý typ výměníku tepla má své přednosti i svá omezení. Náplní práce bude návrh tří typově odlišných výměníků tepla pro jednu konkrétní aplikaci a výběr nejvhodnější varianty.

Cíle diplomové práce:

- přehled typů výměníků,
- vybrání tří typů výměníků a detailní určení jejich výhod a omezení,
- návrh jednotlivých typů výměníků,
- porovnání.

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 3. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2019. ISBN 978-80-214-5769-7.

STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla. Brno: VUT, 1991. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-0363-2.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 0-8247-9787-6.

HEWITT, Geoffrey Frederick: Heat Exchanger Design Handbook 2008, Begell House, New York, 2008. ISBN: 978-1-56700-259-1

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem této práce je posoudit vybrané tři typy tepelných výměníků, které jsou určeny pro havarijní chlazení. Teoretickou část práce tvoří rešerše obsahující přehled výměníků, jehož součástí je popis konstrukce výměníků, charakteristik z pohledu přenosu tepla a uvedení oblastí použití daných typů. Praktická část se zabývá tepelným a hydraulickým návrhem dvou trubkových výměníků a výměníku deskového. Na závěr je provedeno zhodnocení navržených výměníků.

Klíčová slova

Tepelný výměník, přenos tepla, součinitel prostupu tepla, teplosměnná plocha, médium, trubka, plášť

ABSTRACT

The aim of this thesis is to assess selected three types of heat exchangers designed for emergency cooling. The theoretical part of this thesis consists of a research containing an overview of exchangers. It includes a description of the construction of exchangers, characteristics in terms of heat transfer and an indication of the areas of its use. The practical part deals with the thermal and hydraulic design of two tube heat exchangers and a plate heat exchanger. Finally, the evaluation of the designed exchangers is performed.

Key words

Heat exchanger, heat transfer, heat transfer coefficient, heat transfer area, medium, tube, shell

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

HLAVINKOVÁ, Valérie. *Posouzení tří typů tepelných výměníků* [online]. Brno, 2022 [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139594>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem *diplomovou práci* na téma **Posouzení tří typů tepelných výměníků** vypracovala samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

.....
Bc. Valérie Hlavinková

PODĚKOVÁNÍ

Děkuji tímto doc. Ing. Marku Balášovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady, které mi poskytl při vypracování závěrečné práce.

OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Tepelné výměníky a jejich klasifikace	12
1.1 Trubkové výměníky	13
1.1.1 Dvoutrubkový výměník.....	13
1.1.2 Plášťový trubkový výměník	14
1.1.3 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami.....	16
1.2 Deskové výměníky	17
1.3 Těsněný deskový výměník.....	18
1.3.1 Svařovaný deskový výměník	19
1.3.2 Pájený deskový výměník.....	19
1.3.3 Polosvařovaný deskový výměník.....	20
1.3.4 Spirálový deskový výměník	20
1.3.5 Lamelový výměník.....	21
1.4 Výměníky s rozšířeným povrchem	21
1.4.1 Deskový žebrovaný výměník	21
1.4.2 Trubkový žebrovaný výměník	22
1.5 Regenerační výměníky	22
2 Plášťový trubkový výměník s jedním tahem	24
2.1 Tepelná bilance výměníku	25
2.2 Geometrie svazku trubek a pláště	25
2.3 Přepážky.....	30
2.4 Součinitel přestupu tepla na straně pláště	32
2.5 Součinitel přestupu tepla na straně trubek	36
2.6 Součinitel prostupu tepla	37
2.7 Kontrolní výpočet a určení délky výměníku.....	38
2.8 Tlaková ztráta na straně pláště.....	39
2.9 Tlaková ztráta na straně trubek	40
3 Plášťový trubkový výměník se dvěma tahy a s U-trubkami	42
3.1 Tepelná bilance výměníku	42
3.2 Geometrie svazku trubek a pláště	42
3.3 Přepážky.....	45
3.4 Součinitel přestupu tepla na straně pláště	46
3.5 Součinitel přestupu tepla na straně trubek	47
3.6 Součinitel prostupu tepla	47
3.7 Kontrolní výpočet a určení délky výměníku.....	47
3.8 Tlaková ztráta na straně pláště.....	48
3.9 Tlaková ztráta na straně trubek	48
4 Rozebíratelný deskový výměník	50
4.1 Geometrie desky	50
4.2 Součinitele přestupu tepla.....	51
4.3 Součinitel prostupu tepla	54
4.4 Velikost výměníku.....	54

4.5	Kontrolní výpočet.....	55
4.6	Tlakové ztráty	55
POSOUZENÍ VÝSLEDKŮ		57
ZÁVĚR		60
SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ		62
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK		65
SEZNAM OBRÁZKŮ		70
SEZNAM TABULEK.....		71

ÚVOD

Tepelné výměníky slouží k předávání tepelné energie mezi dvěma či více médii s rozdílnými teplotami, přičemž těmito médii mohou být kapaliny, plyny i pevné látky. Tepelný výměník je jednou z hlavní konstrukčních komponent v oblasti energetiky, ale nezastupitelnou roli má také v chemickém průmyslu či potravinářském průmyslu, v oblasti chlazení, zpětného získávání tepla, vytápění a mnohých dalších odvětvích.

Cílem návrhů všech výměníků je dosáhnout co nejefektivnějšího přenosu tepla, nicméně je potřeba zohlednit i výrobní a provozní náklady nebo rozměry výměníku. Výměník je třeba navrhnout tak, aby nebyly překročeny maximální přípustné tlakové ztráty, neboť vyšší tlakové ztráty mají za následek zvýšení provozních nákladů. Současně musí být výměníky schopny odolávat nežádoucím jevům, které při provozu mohou vznikat. Jedním z nich je například zanášení, jehož vlivem dochází ke snížení tepelné účinnosti a také zmíněných tlakových ztrát.

Cílem práce je uvést přehled tepelných výměníků a následně navrhnout tři typy pro zadanou aplikaci, kterou je havarijní chlazení upravené vody pomocí říční vody při daných parametrech obou médií, a následně tyto navržené výměníky porovnat vybrat nejvhodnější návrh.

Práce je rozdělena do čtyř kapitol, přičemž první kapitolu tvoří rešerše věnovaná klasifikaci a přehledu typů tepelných výměníků. Součástí přehledu je popis konstrukčních znaků jednotlivých typů výměníků, uvedení jejich výhod i omezení a oblastí použití. Vzhledem k tomu, že návrh trubkového plášťového a deskového výměníku je předmětem dalších kapitol, je na tyto typy výměníků zaměřeno více pozornosti. Blíže jsou specifikovány zejména jejich výhody i nevýhody, které pramení z jejich konstrukce.

Druhá kapitola je věnována teplenému a hydraulickému návrhu trubkového plášťového výměníku s jedním tahem, v němž chladicí voda proudí v trubkách. Ve třetí kapitole je návrh proveden pro trubkový plášťový výměník se dvěma tahy, jehož součástí jsou U-trubky, přičemž zde chladicí voda proudí v plášti výměníku. Poslední kapitola se zabývá návrhem deskového výměníku s těsněním.

V závěru je provedeno zhodnocení a posouzení navržených výměníků podle různých kritérií včetně výběru nejvhodnějšího návrhu.

1 Tepelné výměníky a jejich klasifikace

Jak bylo zmíněno v úvodu, tepelné výměníky jsou využívány v řadě průmyslových odvětvích a provozech, kvůli jejichž specifikům jsou na ně kladeny různé požadavky. Existuje mnoho typů a variant výměníků, u nichž můžeme nacházet společné vlastnosti a podle různých hledisek výměníky klasifikovat. Níže budou některá tato hlediska blíže popsána. Stěžejní částí budou poté podkapitoly věnující se některým typům výměníků z hlediska jejich konstrukce. Budou zde představeny výměníky trubkové, deskové, dále výměníky s rozšířeným povrchem a výměníky regenerační. Blíže budou popsány jejich hlavní konstrukční znaky a uvedena jejich aplikace. Pro navrhované výměníky bude uvedena bližší specifikace jejich výhod a nevýhod.

Rozdělení podle procesu přenosu tepla

Prvním z hledisek klasifikace je proces přenosu tepla. Přenos tepla může být realizován buď přímým nebo nepřímým kontaktem teplotonosných látek. Při přímém kontaktu se přenos děje na rozhraní médií, přijdou-li do vzájemného kontaktu. Médii jsou zde dvě nemísitelné kapaliny, dvojice plyn-kapalina nebo pevná částice-kapalina. Typickým příkladem je chladič věž nebo vstříkovací chladič páry [1].

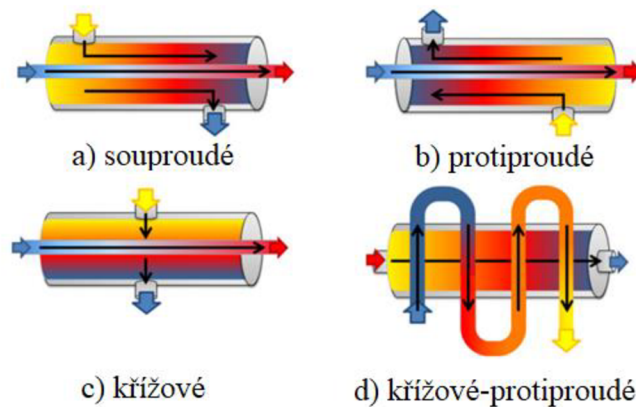
V případě nepřímého kontaktu jsou média oddělena stěnou a nedochází tak k jejich mísení. Zde dále rozlišujeme přímý přenos, akumulaci, příp. fluidní lože. Přímým přenosem se rozumí nepřetržitý tok obou médií, při němž dochází přes stěnu k přenosu tepla. Sem řadíme výměníky trubkové, deskové a výměníky se zvětšeným povrchem, které budou popsány níže. Pro skupinu těchto výměníků můžeme užít nadřazený pojem rekuperačních výměníků, zatímco akumulační typ nepřímého přenosu spadá pod regenerační výměníky, které se vyznačují přerušným přenosem tepla – teplé médium předává teplo matici, ta jej akumuluje a v pozdějším čase ho předá chladnějšímu médiu. Sem řadíme například rotační ohřívák vzduchu (viz níže) [2], [3].

Rozdělení z hlediska počtu chodů

Z hlediska počtu chodů, též tahu, rozlišujeme výměníky s jedním chodem, ve kterých médium po délce výměníku protéká pouze jednou. Ve výměníku s více chody po prvním průtoku proudu dojde k jeho otočení (např. v U-trubce) na konci výměníku a po délce výměníku tak protéká vícekrát. Vícechodé uspořádání umožní zkrátit konstrukci výměníku [3].

Rozdělení z hlediska uspořádání toků

Ve výměnících lze toky uspořádat třemi základními způsoby, a to souproudě, protiproudě a křížově. Souproudé uspořádání, při kterém obě tekutiny proudí stejným směrem, vede k nízké účinnosti výměníku vlivem nízkého součinitele přestupu tepla. Velký teplotní rozdíl médií na vstupu může způsobit tepelné pnutí. Souproudé uspořádání je naopak vhodné pro zajištění rovnoměrného rozložení teploty po délce trubky [1]. Efektivnější je protiproudé uspořádání, které má vyšší teplotní spád a vyšší přestup tepla. Křížové uspořádání se svou účinností řadí mezi dříve zmíněné [3]. Média proudí navzájem v kolmém směru. U vícechodých výměníků lze navíc rozlišit křížový protiproud i křížový souproud [1]. Zmíněné způsoby uspořádání jsou znázorněny na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Uspořádání toků – a) souproudé, b) protiproudé, c) křížové, d) křížové-protiproudé [26].

Rozdělení z hlediska kompaktnosti

Kompaktnost vyjadřuje poměr teplosměnné plochy a objemu výměníku. Pro dvojici médií plyn-kapalina je hranicí hodnota $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, hodnoty větší dosahují výměníky kompaktní, naopak za nekompaktní se považují výměníky s poměrem nižším než $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Pro dvojici kapalina-kapalina pak jsou výměníky považovány za kompaktní, je-li tento poměr vyšší než $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$.

Kompaktní konstrukce výměníků pak vede k nižším hmotnostem a rozměrům výměníku, nižším nákladům a energetické náročnosti [3].

Další hlediska klasifikace výměníků uvádí [2], [3] a [4], a to na např. základě počtu teplotných látek, fází teplotných látek, fázové změny, pokud k ní dochází, způsobu přenosu tepla nebo dále podle aplikace.

1.1 Trubkové výměníky

Hlavní konstrukční komponentou jsou trubky, v nichž média proudí nebo je obtékají. Trubky mají obvykle kruhový průřez, pro některé aplikace je však vhodné použití i eliptického či obdélníkového průřezu, používají se i kroucené kulaté či ploché trubky. Trubkové výměníky se používají pro kombinace médií kapalina-kapalina, kapalina-fáze (odpařování nebo vypařování), plyn-plyn nebo plyn-kapalina [3].

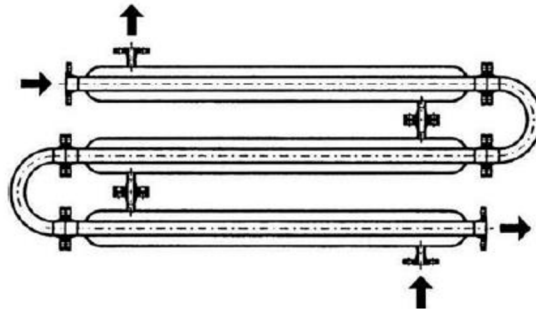
1.1.1 Dvoutrubkový výměník

Dvoutrubkový výměník (obr. 1.2), též tzv. výměník typu „trubka v trubce“ nebo také článkový výměník, je tvořen dvěma soustřednými trubkami. Často jsou tyto výměníky řazené za sebou – pomocí spojení U-trubkami) [5].

Využívá čistého protiproudou, který má za následek lepší přestup tepla. K výhodám se řadí jejich snadná údržba v podobě mechanického čištění [4]. Tento typ výměníku umožňuje křížení teplot¹. Dvoutrubkové výměníky jsou vhodné pro vysoké tlaky i teploty a dlouhé provozování s vysokým tepelným zatížením [1]. Dále jsou vhodné jsou pro aplikaci, kde je dosahováno velkého znečištění, např. při manipulaci s kaly, současně také pokud je výměník vystaven te-

¹ Křížení teplot znamená, že výstupní teplota chladícího média nižší než výstupní než výstupní teplota ochlazovaného média [2].

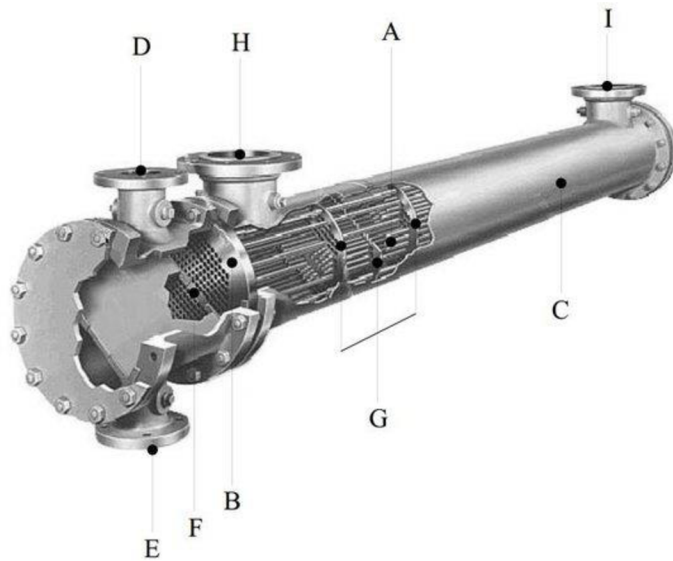
plným šokům nebo v případě, kdy nastávají vibrace způsobené prouděním vody [2]. Nevýhodou je, že jsou drahé v přepočtu na jednotku teplosměnné plochy, proto se používají v případech, kdy teplosměnná plocha nepřekračuje 50 m^2 [1].



Obr. 1.2 Dvoutrubkový výměník [5].

1.1.2 Plášťový trubkový výměník

Plášťový trubkový výměník (obr. 1.3) je tvořen svazkem trubek uložených ve válcovém plášti, rovnoběžně s osou pláště. Média zde proudí trubkami a mezitrubkovým prostorem, příčně či podélně. Mezi základní komponenty patří mimo trubek a pláště přední a zadní hlava, hrdla a trubkovnice. V mezitrubkovém prostoru se často instalují přepážky, jejichž význam bude vysvětlen níže [2].

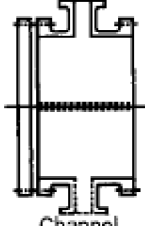
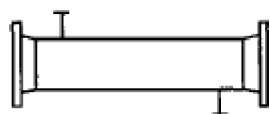
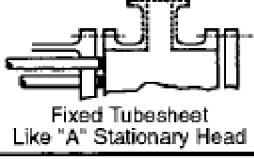
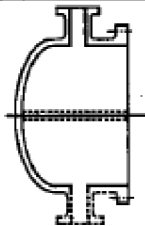
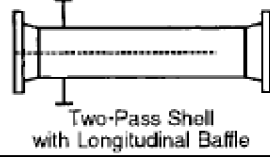
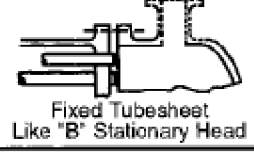
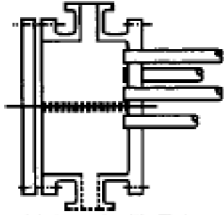


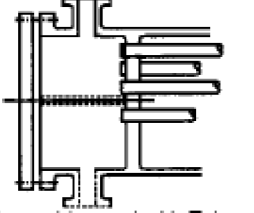

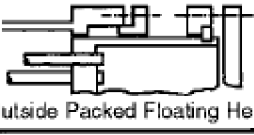
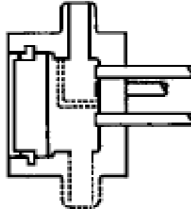
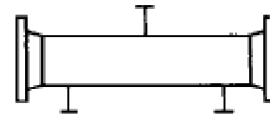
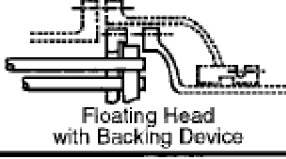
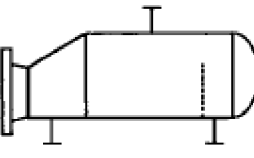


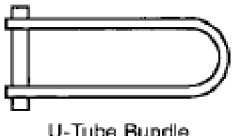



Obr. 1.3 Plášťový trubkový výměník –

- A – trubky,
- B – trubkovnice,
- C – plášť,
- D – vstupní hrdlo trubek,
- E – výstupní hrdlo trubek,
- F – předěl tahu,
- G – přepážky,
- H – výstupní hrdlo pláště,
- I – vstupní hrdlo pláště [29].

Základní konstrukce plášťových výměníků je klasifikována dle standardizace TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)² (obr. 1.4). Konkrétní typy přední hlavy, pláště a zadní hlavy nebo obrátové komory nesou označení písmenem, přičemž označení pro celý plášťový výměník je tvořeno těmito třemi písmeny [4].

² Dále také existují normy DIN nebo ASME, avšak TEMA je dodržována ve většině zemí světa [2].

	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

Obr. 1.4 Standardizace hlav a plášťů trubkových výměníků dle TEMA [19].

Svazek trubek se navrhuje tak, aby zaplňoval co největší část pláště a byla tak k dispozici maximální plocha pro přestup tepla. Uspořádání trubek se volí s ohledem na změnu fáze, dále dle požadavků na čištění, tlakovou ztrátu či přenos tepla [2].

Trubkavnice plní úlohu bariéry mezi médii na straně pláště a trubek, dále slouží k uchycení trubek na jejich koncích, a to např. svařováním, válcováním, pájením apod [2] [3].

Přední hlava je vždy pevná, zatímco zadní může být plovoucí, která umožňuje dilataci trubek. Přední i zadní hlava se volí s podobnými ohledy, a to na údržbu, nebezpečí smíchání

médií ze strany trubek a ze strany pláště, úniky do okolí, s ohledem na provozní tlak a v neposlední řadě na již zmíněné dilataci [3].

Výhodné je použití dříve zmíněných přepážek. Ty zvyšují turbulenci, čímž zvyšují přestup tepla, a také slouží k nasměrování proudícího média požadovaným směrem. Dále plní funkci podpory trubek při montáži i provozu, díky tomu, že udržují rozteče trubek. Existuje celá řada typů přepážek, obecně se rozlišují přepážky příčné a podélné – příčné směřují médium kolmým směrem vzhledem k trubkám a zajišťují tak turbulenci, podélné směřují kapalinu v rovnoběžném směru s osami trubek. Mezi příčné se řadí tyčové a deskové přepážky, k deskovým patří segmentové, kotoučové a koncentrické [2].

Plášťové trubkové výměníky tvoří víc jak 90 % výměníků užívaných v průmyslu [2]. Jsou totiž nejuniverzálnější ze všech výměníků. Mohou být navrženy na jakékoli tlaky i teploty – omezení je zde pouze materiálové. Pokud je však při vysokých tlacích nutné volit větší tloušťku stěny, narůstá tím celková hmotnost výměníku [2]. Dále „*mohou být navrženy pro speciální provozní podmínky: vibrace, silné znečištění, vysoce viskózní kapaliny, eroze, koroze, toxicita, radioaktivita, vicesložkové směsi atd.* [3]“ Výhodou je také poměrně velká variabilita konstrukce. Podle požadavků lze vybírat z několika typů předních, zadních hlav i pláště a vnitřních konstrukcí, jako jsou např. přepážky, které zvyšují součinitel přestupu tepla nebo tlumí vibrace. K dalším přednostem se řadí snadná údržba a oprava, s čímž se však pojí nevýhoda, a to nutnost prostoru pro vytažení svazku z pláště. Tento typ výměníku je nekompaktní – v případě velkých výkonů a velkých teplosměnných ploch jsou plášťové trubkové výměníky náročné na prostor.

Další nevýhodou svazkových výměníků jsou vibrace, které mohou způsobovat poškození pláště [3]. „*Při chodu výměníku jsou jeho jednotlivé části zahřívány na různou teplotu a tím dochází i k nerovnoměrné tepelné roztažnosti, která může způsobit deformaci trubek, popř. i jejich poškození.*“ Důležitou součástí konstrukce pak musí být kompenzátor délkové dilatace (v případě pevné trubkovnice), zadní plovoucí hlava nebo U-trubky [6].

Provozní podmínky plášťových trubkových výměníků se pohybují v rozsahu teplot -20 °C až 500 °C a maximální tlak je 600 bar [2]. Používány jsou jako chladiče oleje, povrchové kondenzátory a výparníky, ohříváky napájecí vody, parogenerátory nebo procesní výměníky v petrochemickém a chemickém průmyslu [1], [3].

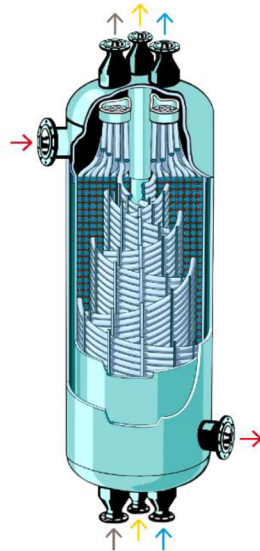
1.1.3 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami

Tyto výměníky jsou tvořeny svazkem trubek spirálově navinutých kolem centrálního trnu, který je umístěn ve válcovém plášti (obr. 1.5). Vinuté trubky mohou být také ve vrstvách, přičemž v každé vrstvě může protékat různé médium [2], [7]. Do trubek se umísťuje médium s vyšším tlakem, zatímco mezitrubkovým prostorem proudí médium o nižším tlaku [2]. Tyto výměníky je kvůli malým průměrům trubek problematické mechanicky čistit. Z tohoto důvodu jsou pro spirálové výměníky používána média bez nečistot v podobě pevných částic [2].

Materiál se volí s ohledem na provozní požadavky, materiál trubek však musí být dostatečně tažný, aby bylo trubky možné svinout do spirály. Používají se hliníkové slitiny pro kryogeniku a ocel pro vysokoteplotní aplikace [7].

Proudění po spirále je výhodnější než proudění v rovné trubce z hlediska přestupu tepla [3]. Tyto výměníky jsou velmi kompaktní. Jsou schopné vysokých výkonů (až 100 MW) a disponují velkou teplosměnnou plochou (až $20\,000$ m²). Nevýhodou je, že svinutí trubek je cenově nákladné.

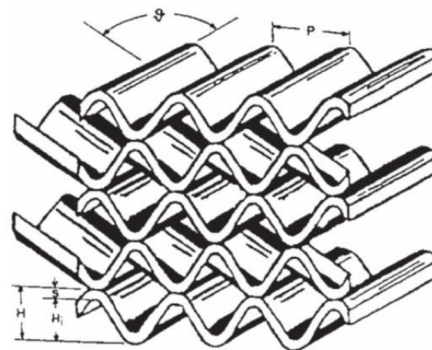
Uplatnění nachází v kryogenice, při zkapalňování zemního plynu, v chladicích jednotkách, separačních jednotkách vzduchu nebo jako parogenerátory [7].



Obr. 1.5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [24].

1.2 Deskové výměníky

Deskový výměník je složen z několika tenkých desek, mezi nimiž střídavě proudí chladné a teplé médium. Desky jsou často profilované, kontaktem sousedních desek jsou vytvořeny kanálky, jimiž média proudí (obr. 1.6). Ta jsou přiváděna a odváděna čtyřmi otvory (porty) v každém rohu desek. Když jsou desky spojeny do svazku, otvory vytvářejí přívodní a sběrný kanál a pomocí těsnění dochází k distribuci toků od portů do příslušných mezideskových prostorů [3], [8].



Obr. 1.6 Kanálky deskových výměníků vzniklé kontaktem profilovaných desek [8].

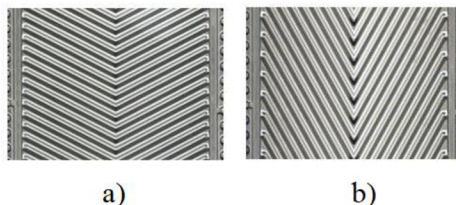
Deskové výměníky se dělí z hlediska rozebíratelnosti na nerozebíratelné, u nichž jsou jednotlivé desky k sobě svařeny nebo pájeny, a rozebíratelné, kdy jsou desky staženy šroubovými svorníky [4]. Dalšími typy výměníku spadající pod deskové výměníky jsou např. spirálové a lamelové [3] výměníky.

Díky kanálkům je proudění turbulentní a vede k nižšímu zanášení, tzn. menším nárokům na čištění. K lepšímu přenosu (vyššímu součiniteli přestupu tepla, než mají plášťové) tepla vede nejen turbulence, ale také čistě protiproudé uspořádání toků [2]. V deskových výměnících nenacházíme zkratové ani obtokové proudy, jako je tomu u svazkových výměníků. Tyto vyjmenované výhody vedou k tomu, že potřebná plocha k přestupu tepla je menší v porovnání s jinými typy výměníků (o polovinu až jednu třetinu oproti svazkovému) [3]. S tím souvisí celková hmotnost – deskové výměníky jsou lehčí, a to nejen kvůli menší ploše, ale také menšímu objemu médií, která jimi proudí. Důvodem je úzký prostor, který je mezi jednotlivými deskami. Díky menšímu objemu tak deskový výměník rychleji reaguje na změny provozních podmínek. Ze zmíněného vyplývá, že i výsledný rozměr je menší (až o polovinu menší než srovnatelný svazkový výměník). Ani při údržbě nejsou deskové výměníky náročné na prostor v porovnání

opět se svazkovým výměníkem, u něž je třeba prostor pro vytažení svazku z pláště. Provoz není hlučný ani zde nehrozí vibrace jako je tomu u plášťového výměníku [2], [8].

Pro proudění je charakteristická vysoká tlaková ztráta, avšak při nízkých rychlostech proudění, kterých je v deskových výměnících dosahováno, „je výsledná tlaková ztráta přijatelná.“ Pro deskové výměníky není vhodné volit kapaliny s partikulárními částicemi, aby nedocházelo erozi. Při použití suspenzí by částice měly být velké natolik, aby nedošlo k ucpání kanálku. Problematické jsou také kapaliny s vysokou viskozitou způsobující nerovnoměrné rozdělení toků kapaliny. Deskové výměníky se nevyužívají při aplikacích plyn-plyn a dále pokud rychlost proudění nedosahuje alespoň 0,1 m/s, kdy součinitel přestupu tepla je malý a celková účinnost je také velmi malá [2].

Prolisování desek nejenže zvyšuje turbulenci, zároveň také zvětšuje efektivní plochu a zpevňuje desky ve svazku. Ty se díky prolisům sebe dotýkají v několika kontaktních bodech a jsou schopné tak odolávat tlakům mezi deskami při zachování jejich malé tloušťky okolo 0,6 mm. Vzor prolisu ovlivňuje součinitel přestupu tepla a tlakovou ztrátu. Existuje široká škála prolisů, nejčastěji používanými jsou vzory tzv. rybí kosti nebo tzv. chevron. Charakteristickým rozměrem je úhel prolisování. Pro desku typu L je charakteristická nižší tlaková ztráta i nižší součinitel přestupu tepla, zatímco u desky typu H je tomu naopak (obr. 1.7) [2].



Obr. 1.7 Typy desek – a) H – High theta, b) L – Low theta [9].

Desky jsou běžně vyráběny z nerezové oceli, dále také z titanu, pro korozivní prostředí se využívá grafit či polymery.

Deskové výměníky nejsou vhodné pro vysoké tlaky, teploty nebo velké tlakové a teplotní diference. Jejich výhodou je kompaktnost. Provozní podmínky jsou pak závislé na typu výměníku – tedy jedná-li se o těsněný, pájený nebo svařovaný.

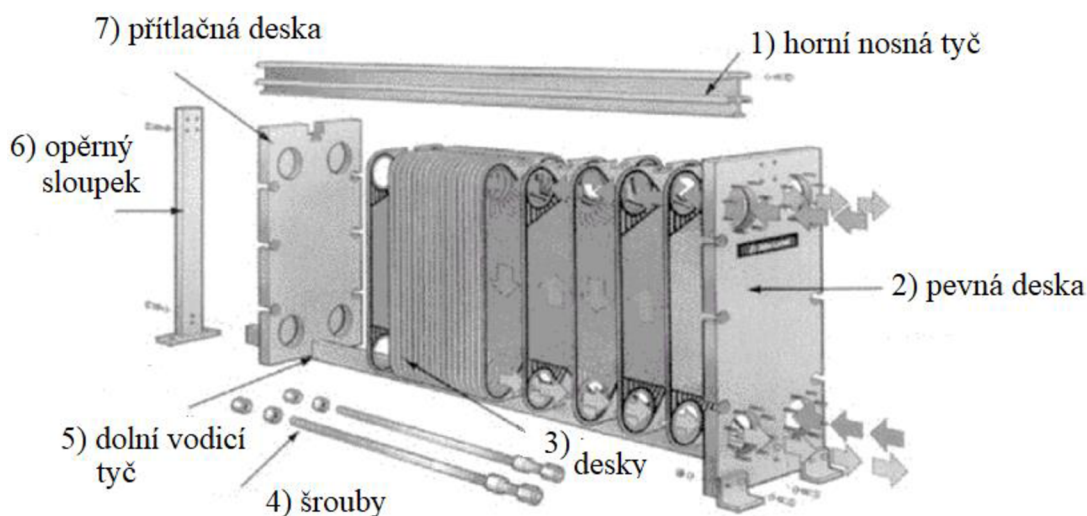
Nejčastěji se deskové výměníky používají pro kombinaci kapalina-kapalina. Aplikaci deskových výměníků nacházíme v potravinářském (mlékárny, výroba nápojů), farmaceutickém či papírenském průmyslu. Dále v oblasti vytápění a ventilace. Využívají se jako procesní chladiče nebo ohřívače a jsou součástí chladicích okruhů v petrochemických závodech a elektrárnách za využití mořské vody či říční vody jako chladiva [2], [3], [8].

1.3 Těsněný deskový výměník

Konstrukci těsněných deskových výměníku, která je zobrazena na obr. 1.8, tvoří rám, jehož součástí je pevná krycí deska, přičemž z druhé strany je deska přítlačná. Jednotlivé teplosměnné desky jsou opatřeny po obvodu těsněními, díky čemuž je dosaženo oddělení obou proudících médií. Dále jsou desky opatřeny zářezy v horní a spodní části desky, jimiž jsou zavěšeny na horní nosné tyči a zasazeny ve spodní vodící tyči. Desky jsou pak staženy dlouhými šrouby k získání požadované těsnosti. Profilované desky stažením na sebe doléhají a dotýkají se (v několika kontaktních bodech). Vzniklé kanálky pro proudění médií jsou přerušované a úzké a zvyšují turbulenci, rychlost přestupu tepla [3], [7].

Těsnění (nejčastěji o tloušťce 5 mm) se tzv. nacvakává do rámečku a není jej tedy nutné zatmelovat, jak tomu bylo dříve. Materiál těsnění je nejčastěji butyl nebo nitril-kaučuk. Provozní teploty výměníku jsou omezeny teplotami, kterým je těsnění schopné odolat – pohybuje se do 260 °C, pro běžné, resp. cenově přípustné těsnění, nepřekračuje 150 °C [3].

Výhoda tohoto typu výměníku tkví v rozebiratelnosti – výměník lze čistit, provádět jeho servis v podobě výměny desek či těsnění, desky lze také přidávat či ubírat a tím měnit výkon celého výměníku. Pro těsněné výměníky není vhodné volit toxické kapaliny pro případné netěsnosti.



Obr. 1.8 Deskový výměník těsněný – 1) horní nosná tyč, 2) pevná deska, 3) desky, 4) šrouby, 5) dolní vodící tyč, 6) opěrný sloupek, 7) přitlačná deska – převzato z [7] a upraveno.

1.3.1 Svařovaný deskový výměník

Svařování výměníků se provádí v místě, kde se u těsněných nachází těsnění, provádí se na obou stranách médií nebo pouze na jedné straně.

Absence těsnění přináší výhodu v podobě zvýšení provozních teploty i tlaku (350 °C, 4 MPa). Dále je možné používat korozivní kapaliny, které však musí být kompatibilní s materiálem desky. Svařené deskové výměníky představují utěsněný kompaktní celek, který má navíc vysokou tepelnou účinnost [2], [3].

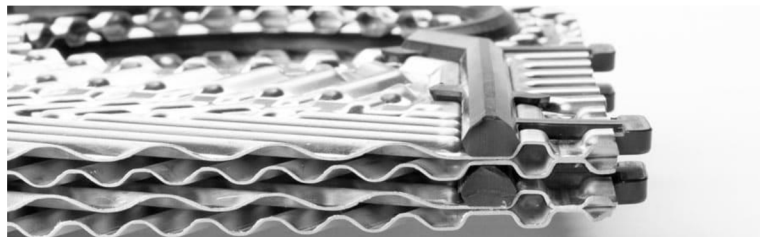
1.3.2 Pájený deskový výměník

Dalším typem deskového výměníku je pájený, splňující požadavky na kompaktnost a vyšší parametry než těsněný. Pájený deskový výměník má v porovnání s výše popisovaným těsněným méně konstrukčních prvků – chybí zde rám, přitlačné desky, obě tyče i šrouby ke stažení a také těsnění. Je složen pouze z nerezových desek a dvou koncových desek, které jsou k sobě pájeny ve vakuové peci nejčastěji mědí nebo niklem. Pájené výměníky již nelze rozšířit, s tím je spojena také nemožnost mechanického čištění, avšak výhodou stejně jako u výše popisované svařovaného deskového výměníku je možnost použití při vyšších tlacích, širokém teplotním rozsahu od nízkých kryogenních teplot až 200 °C [2], [3].

Využívány jsou v procesním průmyslu, jako výparníky nebo kondenzátory v chladicích systémech, a v oblastech vytápění, větrání a klimatizace (HVAC) [8].

1.3.3 Polosvařovaný deskový výměník

Tento typ deskových výměníků je vhodný pro aplikace, je-li jedno z médií agresivní vůči těsnění. Svazek desek je tvořen dvojicemi laserem k sobě svařených desek, které jsou od sousedních dvojic odděleny těsněním (obr. 1.9). Agresivní médium proudí kanálem opatřeným svarem a nedostává se tak do kontaktu s obvodovým těsněním, ale pouze s těsněním kruhových přívodních a odvodních otvorů. Polosvařovaný výměník umožňuje vyšší provozní tlaky na straně média ve svařeném kanálu, který se pohybuje na hranici 30 bar, díky čemuž je možné použít tyto výměníky při odpařování nebo kondenzaci v chladicích a klimatizačních jednotkách [1].



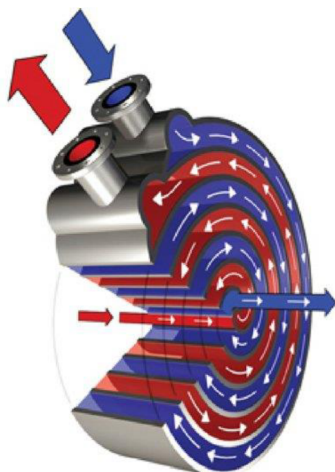
Obr. 1.9 Polosvařovaný deskový výměník – detail desek [25].

1.3.4 Spirálový deskový výměník

Spirálový deskový výměník je tvořen dvěma soustřednými spirálovými kanály, které vzniknou válčováním dvou pásů plechu okolo trnu (obr. 1.10). Na plechy mohou být před válčováním přivařeny distanční kolíky, díky kterým je dosaženo rovnoměrné rozteče kanálů. Rozteč se volí podle průtoku a pohybuje se od 5 do 20 mm [1]. Okraje desek jsou pak střídavě svařeny, takže každé z médií má vlastní kanál a nedochází k promíchání médií. V některých aplikacích je jeden z kanálků ponechán zcela otevřený a druhý uzavřený na obou stranách desky [2]. Po bocích jsou poté výměníky opatřeny kryty, které lze odejmout a je tak snadné provádět údržbu výměníků. Vyráběny jsou z kovů, které lze tvarovat za studena – běžně z uhlíkové oceli nebo nerez, případně titanu, niklu, aj.

Výhodou je jejich kompaktnost, naopak nevýhodou je jejich výrobní cena kvůli specializované výrobě. Disponují nízkou tlakovou ztrátou. Součinitel přestupu tepla při proudění spirálovými výměníky je vyšší než u plášťových svazkových výměníků, ale nižší než u deskových. Maximální provozní tlak je 15 bar a teplota 500 °C [1].

Jsou používány pro média s tendencí zanášení jako jsou vysoce viskózní média nebo suspenze, erozivní média obsahující vlákna, odpadní voda, splaškové kaly a buničina [1]. Mají totiž samočisticí efekt – dojde-li k formování usazenin, průtočný průřez se zmenšuje a rychlost narůstá. Kontinuální proudění média vytlačuje usazeninu efektem „drhnutí“, který je mj. podpořen turbulencí díky spirálově zahnutým kanálům. Významně tím klesnou výdaje na údržbu [1], [10].



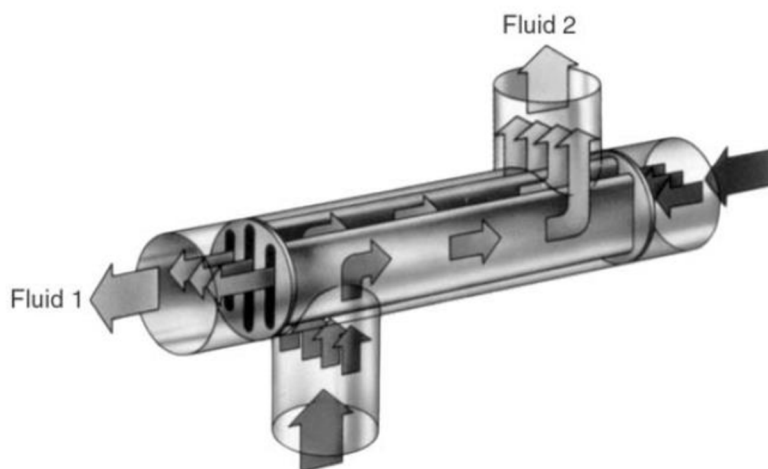
Obr. 1.10 Spirálový deskový výměník [10].

1.3.5 Lamelový výměník

Lamelový výměník je tvořen lamelami (deskami) uvnitř válcového pláště (obr. 1.11). Jedná se o kombinaci trubkového výměníku s deskovým, kde trubky nahrazují desky, které jsou po okrajích svařeny. Svařením vzniknou kanálky, kudy médium proudí [3], zatímco druhé médium proudí zpravidla protiproudě na straně pláště. Jedna strana svazku desek je pevná a druhá je plovoucí, umožňující dilataci svazku. Svazek je pak možné při údržbě z pláště vytáhnout.

Maximální teploty, při níž je možné lamelový výměník provozovat, dosahují 200 °C případně 500 °C v závislosti na zvoleném těsnění, tlak se pohybuje do 3,45 MPa. Součinitel přestupu tepla zvyšuje případné použití zvlněných desek, nebo bodové důlky vzniklé bodovým svarem desek [3].

Lamelové výměníky jsou využívány v papírenském a celulózovém průmyslu, dále jako chladiče a kondenzátory spalin nebo chladiče olejů [2].



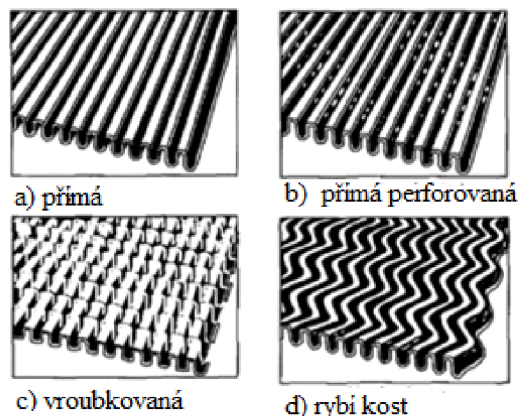
Obr. 1.11 Lamelový výměník [3].

1.4 Výměníky s rozšířeným povrchem

Mezi výměníky s rozšířeným povrchem spadají deskové i trubkové výměníky, přičemž trubky nebo desky jsou vybaveny žebry, které zvětšují teplosměnnou plochu. Žebrování tak zvyšuje celkovou tepelnou účinnost výměníku. Umisťuje se na stranu média s nižším součinitelem přestupu tepla nebo nižším tlakem, obvykle na stranu plynu [1]. Pro některé typy žebrování dojde nejen ke zvětšení plochy, ale také ke zvýšení součinitele přestupu tepla. V případě použití vnitřního žebrování trubky však může docházet k mírnému poklesu součinitele přestupu tepla, v závislosti na rozteči žebor [3].

1.4.1 Deskový žebrovaný výměník

Žebrování desek výměníků je provedeno umístěním zvlněných desek mezi desky rovné. Deskové žebrované výměníky se nejčastěji používají pro aplikace plyn-plyn. Proudění lze uspořádat jak souproudě, protiproudě tak i křížově. Používaná žebra desek jsou zobrazeny na obr. 1.12. Jedná se o žebra přímá, přímá perforovaná, vroubkovaná nebo se vzorem rybí kost. Výhoda těchto výměníků tkví ve vysoké kompaktnosti okolo 2000 m²/m³. Deskové žebrované výměníky nachází využití např. v automobilech, letadlech, elektronice a mnohých dalších oblastech průmyslu [1], [7].

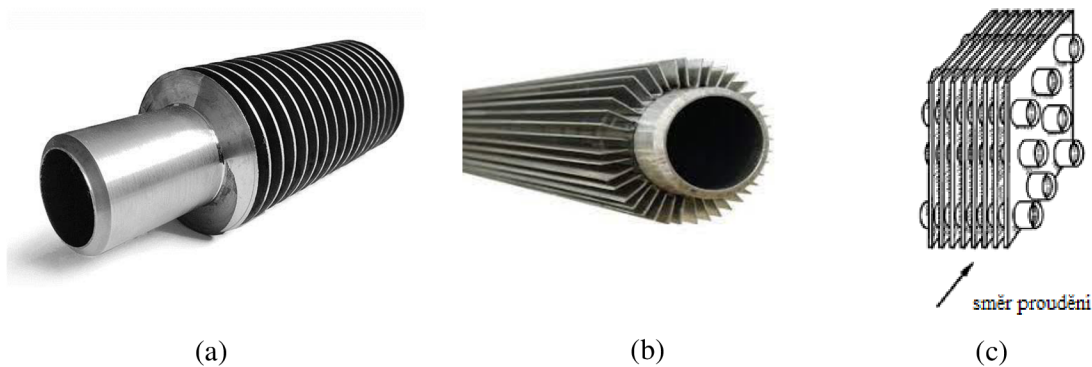


Obr. 1.12 Typy žeber deskových výměníků – převzato z [7] a upraveno.

1.4.2 Trubkový žebrovaný výměník

Žebrovaní trubek se nejčastěji používá pro aplikaci kapalina-plyn [1]. Provádí se u trubek s kulatým či obdélníkovým průřezem. Žebra se mohou umístit vně i dovnitř trubky v závislosti na dalších požadavcích a k trubkám mohou být připojena např. svařením, pájením, navíjením, lepením nebo vytlačováním. Pro vnější žebrovaní lze rozlišovat: normální žebrovaní trubek (také jednotlivě žebrované trubky) (obr.1.13a), podélné žebrovaní jednotlivých trubek (obr.1.13b) a souvislé (ploché) žebrovaní na řadě trubek (obr. 1.13c). Několik dalších variant lze pak rozlišovat u jednotlivě žebrovaných trubek, jedná se např. o žebrovaní trnové, navíjené, spirálové apod. [2], [3].

Žebrované trubkové výměníky nachází využití např. jako kondenzátory a výparníky v chladicích a klimatizačních okruzích, v chladicích systémech spalovacích motorů, v energetice jsou to vzduchem chlazené kondenzátory [2].



Obr. 1.13 Typy žebrovaní trubek – a) jednotlivě žebrované trubky [30], b) podélné žebrovaní jednotlivých trubek [31], c) souvislé žebrovaní na řadě trubek [3].

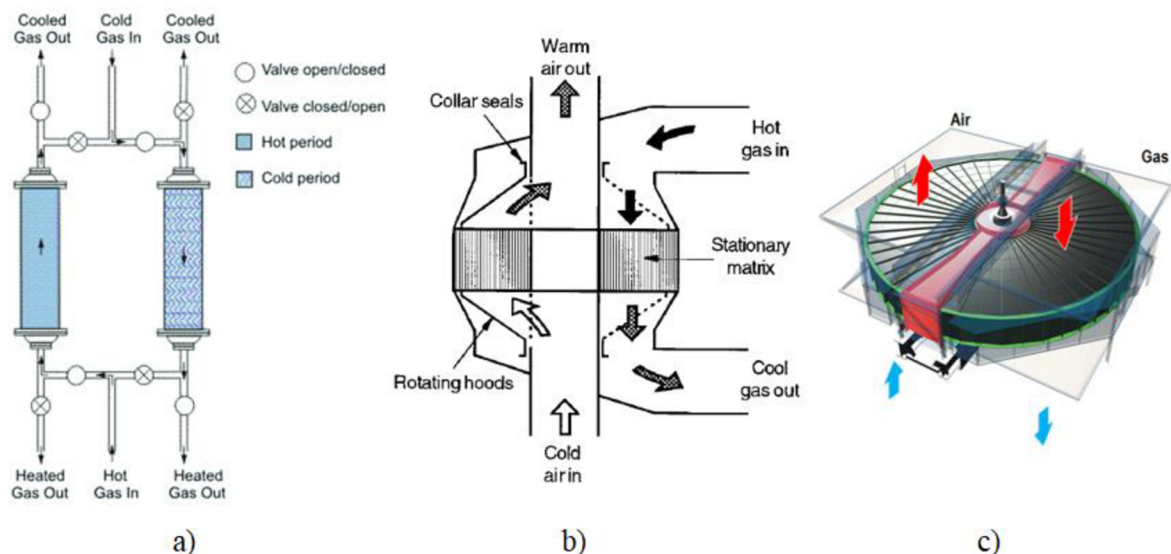
1.5 Regenerační výměníky

Regenerační výměníky principiálně fungují tak, že teplý plyn ohřívá matici, která předává teplo chladnějšímu plynu proudícímu zpravidla protiproudě. Mezi regeneračními výměníky rozlišujeme výměníky s pevným ložem (obr. 1.14a) nebo pevnou maticí (obr. 1.14b) a rotačními výměníky (obr. 1.14c). U výměníku s pevnou maticí a ložem plyny proudí periodicky a střídavě přes matici, zatímco u rotačního dochází k otáčení matrice nebo kanálu a oba proudy jsou přiváděny kontinuálně. Aby byl zaručen kontinuální provoz u výměníku s pevnou maticí, musí mít výměník dvě matice, přes které jsou proudy plynů řízeny pomocí ventilů.

Matrice se vyrábí z materiálů s velkou tepelnou kapacitou. Volí se dle konkrétní aplikace, jedná se nejčastěji buď o porézní materiál nebo cihly seskládané do šachovnice. Regenerační

výměníky disponují vysokými provozními teplotami – 800-1100 °C pro kovové matrice, v případě keramických až 2000 °C.

Rotační výměníky se využívají jako ohříváky spalovacího vzduchu kotlů i plynových turbín, dále v chladicích jednotkách. Výměníky s pevnou maticí se využívají v metalurgickém a sklářském průmyslu v pecích. U rotačních výměníků nastává problém při utěsnění obou proudů, protože dochází k jejich smíchávání v důsledku tlakového rozdílu. Dále je nevýhodou tepelné namáhání při zapínání a vypínání výměníku. Nevýhodou výměníku s pevným ložem je složitost systému ventilů [2], [11].



Obr. 1.14 Regenerační výměník a) se dvěma pevnými loži [27], b) s pevnou maticí [3], c) rotační [28].

2 Plášťový trubkový výměník s jedním tahem

V následujících kapitolách je proveden termo-hydraulický návrh tří typů tepelných výměníků pro zadané parametry uvedené v tab. 2.1. Jedná se o výměník pro havarijní ochlazování upravené vody pomocí vody říční.

Prvním typem výměníku, který byl pro danou aplikaci zvolen, je protiproudý trubkový plášťový výměník s jedním tahem. Pro toto uspořádání proudů byl zvolen plášť s označením E dle TEMA (viz obr. 1.4) Do trubek se zpravidla doporučuje umisťovat média náchylnější k zanášení z důvodu snazšího čištění trubek v porovnání s mezitrubkovým prostorem v plášti [12]. Proto zde bylo navrženo umístění chladicí říční vody do trubek. Uspořádání trubek bylo zvoleno vystřídané s úhlem 30° (viz obr. 2.1), které je výhodnější z hlediska přestupu tepla a zaplnění prostoru pláště [12]. Návrh byl proveden metodou Bell-Delaware, kterou uvádí [2].

Výměníky se zpravidla kvůli zanášení navrhuji předdimenzované. V důsledku usazenin se totiž vytváří tepelný odpor snižující přenos tepla. Požadavky na předdimenzování se mohou lišit dle konkrétní aplikace a dosahovat mohou až ke 40 % [2]. Pro tento konkrétní případ nebyl požadavek stanoven, a proto byl pro všechny navrhované výměníky volen v běžné hodnotě 10 % [13].

Tab. 2.1 Zadané parametry.

		Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Ochlazované médium	upravená voda	teplota na vstupu	t_{11}	290	°C
		teplota na výstupu	t_{12}	90	°C
		tlak	p_1	8	MPa
		průtok	\dot{M}_1	20	kg/s
Chladicí médium	říční voda	teplota na vstupu	t_{21}	25	°C
		teplota na výstupu	t_{22}	85	°C
		tlak	p_2	0,4	MPa

Termodynamické vlastnosti obou médií uvedené v tab. 2.2 byly určeny pro střední teploty proudů $t_{1,s} = 190$ °C a $t_{2,s} = 55$ °C, které byly určeny podle rov. (2.1), a příslušné tlaky p_1 , p_2 v programu *Engineering Equation Solver* (dále jen „EES“), přičemž dynamické viskozity μ_1 , μ_2 byly vypočteny podle rov. (2.2).

$$t_{i,s} = \frac{t_{i1} + t_{i2}}{2} \quad (2.1)$$

$$\mu_i = \nu_i \cdot \rho_i \quad (2.2)$$

Tab. 2.2 Termodynamické vlastnosti médií.

	Měrná tepelná kapacita	Tepelná vodivost	Kinematická viskozita	Hustota	Dynamická viskozita
	$c_{p,i}$ J/(kg · K)	λ_i W/(m · K)	ν_i m ² /s	ρ_i kg/m ³	μ_i Pa · s
Upravená voda i = 1	4414	0,6714	$1,63 \cdot 10^{-7}$	880,8	$1,43 \cdot 10^{-4}$
Říční voda i = 2	4182	0,6462	$5,11 \cdot 10^{-7}$	985,8	$5,04 \cdot 10^{-4}$

2.1 Tepelná bilance výměníku

Z rovnice tepelné bilance (rov. (2.3)) byl dopočten výkon výměníku \dot{Q}_b a následně hmotnostní průtok chladicího média \dot{M}_2 , který nebyl součástí zadání. Dále byl vypočten střední teplotní logaritmický spád Δt_{ln} . Obvykle se provádí jeho korekce pomocí korekčního součinitele F . Vzhledem k tomu, že pro daný výměník bylo navrženo více než 6 přepážek podle rov. (2.26), není nutné v tomto případě korekci provádět [2].

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = \dot{M}_2 \cdot c_{p,2} \cdot (t_{21} - t_{22}) \quad (2.3)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_1 \cdot c_{p,1} \cdot (t_{11} - t_{12}) = 20 \cdot 4414 \cdot (290 - 90) = 17\,656\,000 \text{ W} \quad (2.4)$$

$$\dot{M}_2 = \frac{\dot{Q}_b}{c_{p,2} \cdot (t_{22} - t_{21})} = \frac{17,7 \cdot 10^6}{4182 \cdot (85 - 25)} = 70,4 \text{ kg/s} \quad (2.5)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln\left(\frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}}\right)} \quad (2.6)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(290 - 85) - (90 - 25)}{\ln\left(\frac{290 - 85}{90 - 25}\right)} = 121,9 \text{ °C}$$

2.2 Geometrie svazku trubek a pláště

Pro návrh geometrie výměníku byl zvolen postup založený na odhadu délky trubkového svazku L_{ta} , teplosměnné plochy S a volbě vnějšího průměru trubek d_2 . Z těchto vstupních parametrů byla navržena geometrie svazku a určen počet trubek ve svazku N_t .

Odhadovaná celková plocha přestupu tepla S byla určena z rovnice prostupu tepla (rov. 2.7) na základě předpokládané hodnoty součinitele prostupu tepla k , které lze podle [1] v trubkových výměnících dosáhnout v rozmezí 1300-2500 W/(m² · K), je-li oběma teplotonosnými látkami voda.

$$\dot{Q}_b = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \rightarrow S = \frac{\dot{Q}_b}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (2.7)$$

$$S = \frac{17,7 \cdot 10^6}{1500 \cdot 121,9} = 96,6 \text{ m}^2$$

Pro výměník byly navrženy trubky ISO 4200 25×1,2 [14] z nerezové oceli 1.4301 [15]. Materiál byl zvolen pro svou odolnost vůči korozi s ohledem na pracovní média. Velikost vnějšího průměru trubky $d_2 = 25$ mm byla zvolena podle [2] jako minimální hodnota pro případ, že v trubce proudí médium s tendencí tvořit usazeniny, kterým neupravená říční voda je. Tloušťka trubky t byla určena s ohledem na provozní tlak podle doporučení výrobce [15].

Příčná rozteč trubek L_{tp} byla zvolena podle [4] v rozsahu $(1,25-1,5) \cdot d_2$, zbylé rozteče byly vypočteny podle vztahů dle [2] platných pro vystřídané uspořádání trubek s úhlem 30° . Takto navržené uspořádání je zobrazeno na obr. 2.1.

$$L_{tp} = 1,5 \cdot d_2 \quad (2.8)$$

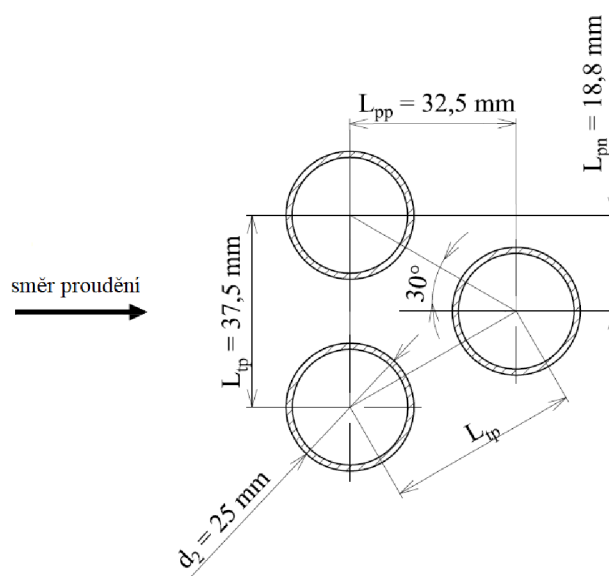
$$L_{tp} = 1,5 \cdot 0,025 = 0,0375 \text{ m}$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot L_{tp} \quad (2.9)$$

$$L_{pn} = 0,5 \cdot 0,0375 = 0,0188 \text{ m}$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot L_{tp} \quad (2.10)$$

$$L_{pp} = 0,866 \cdot 0,0375 = 0,0325 \text{ m}$$



Obr. 2.1 Vystřídané uspořádání trubek s úhlem 30° .

Následně byla odhadnuta délka trubkového svazku $L_{ta} = 6$ m, přičemž pro odhadovanou celkovou teplosměnnou plochu S platí:

$$S = (0,78 \cdot \pi) \cdot \frac{d_2}{C_1 \cdot L_{tp}^2} \cdot (L_{ta} \cdot D'_{ctl})^2 \quad (2.11)$$

odtud

$$D'_{ctl} = \sqrt{\frac{S \cdot C_1 \cdot L_{tp}^2}{0,78 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L_{ta}}} \quad (2.12)$$

$$D'_{ctl} = \sqrt{\frac{96,6 \cdot 0,86 \cdot 0,0375^2}{0,78 \cdot \pi \cdot 0,025 \cdot 6}} = 0,5637 \text{ m}$$

kde

C_I je konstanta, $C_I = 0,86$ pro vystřídání uspořádání trubek s úhlem 30° [2].

$$D'_{otl} = D'_{ctl} + d_2 \quad (2.13)$$

$$D'_{otl} = 0,5637 + 0,025 = 0,5887 \text{ m}$$

Při návrhu vnitřního průměru pláště D_s musí být dodržena minimální mezera mezi svazkem a pláštěm na každé straně $L_{bb}/2 = 6 \text{ mm}$ [4]:

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot D_s \text{ (mm)} \quad (2.14)$$

dále platí

$$D_s = D'_{otl} + L_{bb} \quad (2.15)$$

odtud

$$D_s = D'_{otl} + 12 + 0,005 \cdot D_s \rightarrow D_s = \frac{D'_{otl} + 12}{1 - 0,005} \text{ (mm)} \quad (2.16)$$

$$D_s = \frac{0,5887 \cdot 10^3 + 12}{1 - 0,005} = 603,7 \text{ mm} \doteq 604 \text{ mm}$$

Vzhledem k přesnosti výrobní technologie pláště tzv. zakružováním plechu byl výpočtový vnitřní průměr pláště D_s zaokrouhlen na celé číslo v (mm). Aby skutečná velikost mezery mezi pláštěm a svazkem L_{bb} zbytečně nenarůstala vlivem zaokrouhlení, byl proveden přepočítan rozměrů svazku a následně určen počet trubek N_t .

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot D_s \text{ (mm)} \quad (2.17)$$

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot 604 = 15,02 \text{ mm}$$

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (2.18)$$

$$D_{otl} = 0,604 - 15,02 \cdot 10^{-3} = 0,589 \text{ m}$$

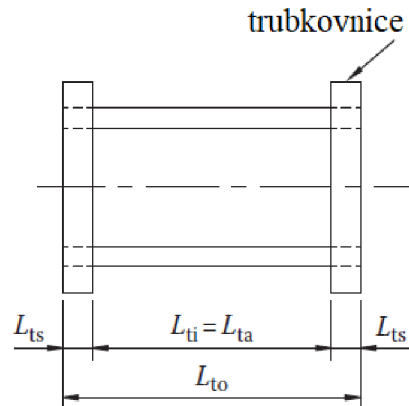
$$D_{ctl} = D_{otl} - d_2 \quad (2.19)$$

$$D_{ctl} = 0,589 - 0,025 = 0,564 \text{ m}$$

$$N_t = \frac{0,78 \cdot D_{ctl}^2}{C_1 \cdot L_{tp}^2} \quad (2.20)$$

$$N_t = \frac{0,78 \cdot 0,564^2}{0,86 \cdot 0,0375^2} = 205,1 \doteq 206$$

S takto navrženou geometrií svazku byl poté proveden celý návrh výměníku, přičemž skutečná délka svazku $L_{ta} = 10,12$ m byla vypočtena dle rov. (2.79). Následující část výpočtu, počínaje délkou pláště L_{to} , je provedena již se skutečnou délkou trubkového svazku L_{ta} . Tloušťka trubkovnice $L_{ts} = 25,4$ mm byla zvolena dle [2], vzdálenost mezi trubkovnicemi L_{ti} (tzv. efektivní délka trubek) odpovídá délce trubkového svazku L_{ta} (obr. 2.2)



Obr. 2.2 Délkové rozměry pláště – převzato z [2] a upraveno.

$$L_{to} = L_{ta} + 2 \cdot L_{ts} \quad (2.21)$$

$$L_{to} = 10,12 + 2 \cdot 0,0254 = 10,17 \text{ m}$$

Pro plášť byl zvolen stejný materiál jako pro trubky. Minimální tloušťku pláště udává TEMA [16] pouze na základě velikosti vnitřního průměru pláště D_s . Vliv vnitřního přetlaku pláště zohledňuje norma ČSN 69 0010 – Tlakové nádoby stabilní [17] – článek 4.5 – Skořepiny zatížené vnitřním přtlakem, podle kterého byla tloušťka pláště s určena. Značení některých veličin dle ČSN neodpovídá značení, resp. indexování použitému v práci. Podoba normy však byla zachována a odlišné značení je z tohoto důvodu níže uvedeno a vysvětleno.

Velikosti přídavek c k výpočtové tloušťce stěny s_R nebyly blíže specifikovány. Zao-krouhlení provedené tloušťky stěny s na druhý nejbližší vyšší standardizovaný rozměr plechu lze považovat za splnění požadavku na tyto přídávky.

$$s \geq s_R + c \quad (2.22)$$

$$s \geq 17,9 + c \doteq 20 \text{ mm}$$

kde

$$s_R = \frac{p \cdot D}{2 \cdot [\sigma] \cdot \varphi_p - p} \quad (2.23)$$

$$s_R = \frac{8 \cdot 604}{2 \cdot 146,2 \cdot 0,95 - 8} = 17,9 \text{ mm}$$

kde

p je výpočtový přetlak (MPa);

D je vnitřní průměr skořepiny (mm);

φ_p je součinitel hodnoty svarového spoje, $\varphi_p = 0,95$ pro zvolený typ svaru.

$[\sigma]$ je dovolené namáhání (MPa).

Dovolené namáhání $[\sigma]$ bylo vypočteno z článku 4.2 téže normy – Všeobecná část pro nádoby z oceli [17]. Z důvodu nedostupných údajů o únavovém namáhání a tečení materiálu byl výpočet zjednodušen do podoby rov. (2.24).

$$[\sigma] = \tau \cdot \min \left\{ \frac{R_{p,0,2}}{n_T}; \frac{R_m}{n_B} \right\} \quad (2.24)$$

$$[\sigma] = 1 \cdot \min \left\{ \frac{190}{1,3}; \frac{500}{2,4} \right\} = \min\{146,2; 208,3\} = 146,2 \text{ MPa}$$

kde

τ je opravný součinitel pro dovolené namáhání, $\tau = 1$ nejedná-li se o odlitky;

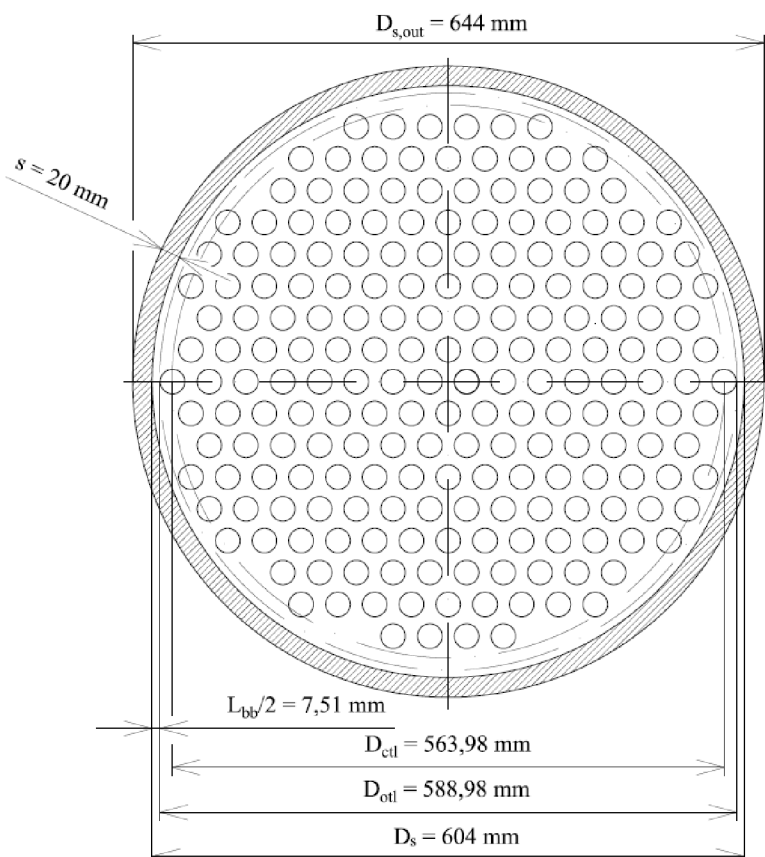
$R_{p,0,2}$ je minimální hodnota smluvní meze kluzu (MPa), $R_{p,0,2} = 190 \text{ MPa}$ pro ocel 1.4301 [18];

R_m je minimální hodnota meze pevnosti (MPa), $R_m = 500 \text{ MPa}$ pro ocel 1.4301 [18];

n_T je součinitel bezpečnosti ke smluvní mezi kluzu, $n_T = 1,3$ pro provoz a austenitickou ocel;

n_B je součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti, $n_B = 2,4$ pro provoz.

Tloušťka pláště s vypočtená dle ČSN zohledňující vnitřní přetlak je vyšší než minimální udávaná TEMA. Vnější průměr pláště pak bude $D_{s,out} = D_s + 2 \cdot s = 644 \text{ mm}$. Takto navržený svazek trubek v plášti v řezu je zobrazený na obr. 2.3.



Obr. 2.3 Svazek trubek a plášť v řezu.

2.3 Přepážky

Výměníku byly navrženy segmentové přepážky plnící funkci nejen zvýšení přestupu tepla, ale také podpory svazku trubek. Určení počtu přepážek N_b vycházelo z určení rozteče přepážek L_{bc} , jejíž velikost byla dle [2] zvolena v optimálním rozsahu $L_{bc} = (0,4-0,5) \cdot D_s$. Po zaokrouhlení počtu přepážek N_b dolů na celé číslo byla velikost rozteče přepážek L_{bc} přepočtena.

$$L_{bc} = 0,5 \cdot D_s \quad (2.25)$$

$$L_{bc} = 0,5 \cdot 0,604 = 0,302 \text{ m}$$

$$N_b = \frac{L_{ta}}{L_{bc}} - 1 \quad (2.26)$$

$$N_b = \frac{10,12}{0,302} - 1 = 32,5 \doteq 32$$

$$N_b = \frac{L_{ta}}{L_{bc}} - 1 \rightarrow L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (2.27)$$

$$L_{bc} = \frac{10,12}{32 + 1} = 0,3067 \text{ m}$$

Výřez přepážky B_c byl zvolen dle [19] v rozsahu $B_c = 20-25 \%$, který je optimální z hlediska přenosu tepla a také tlakové ztráty.

$$\theta_{ds} = 2 \cdot \arccos \left(1 - 2 \cdot \frac{B_c}{100} \right) \quad (2.28)$$

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

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos \left[\frac{D_s}{D_{ctl}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \right] \quad (2.29)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cdot \arccos \left[\frac{0,604}{0,564} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100} \right) \right] = 2 \text{ rad}$$

$$S_m = L_{bc} \cdot \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right] \quad (2.30)$$

$$S_m = 0,3067 \left[0,015 + \frac{0,564}{0,0375} \cdot (0,0375 - 0,025) \right] = 0,0613 \text{ m}^2$$

kde

$L_{tp,eff}$ je efektivní příčná rozteč (m), $L_{tp,eff} = L_{tp}$ pro uspořádání trubek do 30 i 90° [2].

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot D_s^2 \cdot \left(\frac{\theta_{ds}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (2.31)$$

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} \cdot 0,604^2 \cdot \left(\frac{2,1}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin 2,1}{2 \cdot \pi} \right) = 0,056 \text{ m}^2$$

$$F_c = 1 - 2 \cdot F_w \quad (2.32)$$

$$F_c = 1 - 2 \cdot 0,2 = 0,6$$

kde

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2 \cdot \pi} \quad (2.33)$$

$$F_w = \frac{2}{2 \cdot \pi} - \frac{\sin 2}{2 \cdot \pi} = 0,2$$

$$S_{wt} = N_{tw} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_2^2 \quad (2.34)$$

$$S_{wt} = 206 \cdot 0,2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 0,025^2 = 0,0178 \text{ m}^2$$

kde

$$N_{tw} = N_t \cdot F_w \quad (2.35)$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} \quad (2.36)$$

$$S_w = 0,056 - 0,0178 = 0,0382 \text{ m}^2$$

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot B_c}{100} \right) \quad (2.37)$$

$$N_{tcc} = \frac{0,604}{0,0325} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 25}{100} \right) = 9,3 \doteq 10$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{L_{pp}} \cdot \left[\frac{D_s \cdot B_c}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (2.38)$$

$$N_{tcw} = \frac{0,8}{0,0325} \cdot \left[\frac{0,604 \cdot 25}{100} - \frac{0,604 - 0,564}{2} \right] = 3,2 \doteq 4$$

$$S_b = L_{bc} \cdot (D_s - D_{otl}) \quad (2.39)$$

$$S_b = 0,3067 \cdot (0,604 - 0,589) = 0,0046 \text{ m}^2$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (2.40)$$

$$F_{sbp} = \frac{0,0046}{0,0613} = 0,075$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s \text{ (mm)} \quad (2.41)$$

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot 604 = 5,5 \text{ mm}$$

$$S_{sb} = \pi \cdot D_s \cdot \frac{L_{sb}}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - \theta_{ds}}{2 \cdot \pi} \right) \quad (2.42)$$

$$S_{sb} = \pi \cdot 0,604 \cdot \frac{5,5 \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi - 2,1}{2 \cdot \pi} \right) = 0,0035 \text{ m}^2$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \cdot [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] \cdot N_t \cdot (1 - F_w) \quad (2.43)$$

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,025 + 0,0008)^2 - 0,025^2] \cdot 206 \cdot (1 - 0,2) = 0,0054 \text{ m}^2$$

kde

L_{tb} je mezera mezi trubkou a přepážkou (m), $L_{tb} = 0,8$ mm podle [2].

2.4 Součinitel přestupu tepla na straně pláště

Součinitel přestupu tepla na straně pláště α_s se určí dle rov. (2.44).

$$\alpha_s = \alpha_i \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r \quad (2.44)$$

Tento vztah koriguje ideální součinitel přestupu tepla α_i čistého protiproudu ideálního trubkového svazku pomocí součinitelů na skutečný α_s , který je snížen mj. vlivem obtokových a zkratových proudů. Součinitele zohledňují:

- J_c vliv podélného proudění a příčného proudění,
- J_l vliv zkratových proudů mezi pláštěm a přepážkou a trubkami a otvory v přepážce,
- J_b vliv obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem trubek,
- J_s vliv neopřepážkovaných prostorů u hrdel,
- J_r vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění [2].

Nejprve byl proveden výpočet rychlosti proudění U_s , resp. hmotnostního toku média na straně pláště vztaženého na plochu G_s , a Reynoldsova čísla Re_s . Na základě Re_s pak byly voleny některé z dalších koeficientů. Součástí výpočtu je také stanovení opravných koeficientů tlakových ztrát R_b , R_l a R_s pro potřeby výpočtů podkapitoly 2.8 Index s u veličin vyjadřuje, že se tyto veličiny vztahují k médiu v plášti (angl. shell), tedy upravené vodě.

$$U_s = \frac{\dot{M}_s}{\rho_s \cdot S_m} \quad (2.45)$$

$$U_s = \frac{20}{880,8 \cdot 0,0613} = 0,4 \text{ m/s}$$

$$G_s = \frac{\dot{M}_s}{S_m} \quad (2.46)$$

$$G_s = \frac{20}{0,0613} = 326,1 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$$

$$Re_s = \frac{d_2 \cdot G_s}{\mu_s} \quad (2.47)$$

$$Re_s = \frac{0,025 \cdot 326,1}{1,43 \cdot 10^{-4}} = 56838,17$$

$$Pr_s = \frac{\mu_s \cdot c_{p,s}}{\lambda_s} \quad (2.48)$$

$$Pr_s = \frac{1,43 \cdot 10^{-4} \cdot 4414}{0,6714} = 0,94$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot F_c \quad (2.49)$$

$$J_c = 0,55 + 0,72 \cdot 0,6 = 1,02$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - r_s) + [1 - 0,44 \cdot (1 - r_s)] \cdot e^{-2,2 \cdot r_{lm}} \quad (2.50)$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - 0,39) + [1 - 0,44 \cdot (1 - 0,39)] \cdot e^{-2,2 \cdot 0,15} = 0,8$$

kde

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (2.51)$$

$$r_s = \frac{0,0035}{0,0035 + 0,0054} = 0,39$$

a

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (2.52)$$

$$r_{lm} = \frac{0,0035 + 0,0054}{0,0613} = 0,15$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + r_s)] \cdot r_{lm}^x \quad (2.53)$$

$$R_l = \exp[-1,33 \cdot (1 + 0,39)] \cdot 0,15^{0,59} = 0,05$$

kde

$$x = [-0,15 \cdot (1 + r_s) + 0,8] \quad (2.54)$$

$$x = [-0,15 \cdot (1 + 0,39) + 0,8] = 0,59$$

$$J_b = \exp\{-C_{bh} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (2 \cdot r_{ss})^{1/3}]\} \quad (2.55)$$

$$J_b = \exp\{-1,35 \cdot 0,1 \cdot [1 - (2 \cdot 0,39)^{1/3}]\} = 0,99$$

kde

C_{bh} je konstanta, $C_{bh} = 1,35$ pro $Re_s > 100$ [2],

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (2.56)$$

$$r_{ss} = \frac{4}{10} = 0,4$$

kde

N_{ss} je počet párů těsnících pásků, $N_{ss} = 4$, přičemž hodnota byla zvolena s ohledem na velikost korekčního součinitele J_b tak, aby přibližně $J_b = 0,9$ (tato optimální hodnota J_b je platná pro případ malých mezer mezi pláštěm a svazkem trubek, tj. nejedná-li se např. o plovoucí hlavu) [2].

Je-li $r_{ss} \leq 0,5$, korekční součinitel tlakové ztráty R_b se stanoví takto:

$$R_b = e\{-C_{bp} \cdot F_{sbp} \cdot [1 - (r_{ss})^{1/3}]\} \quad (2.57)$$

$$R_b = e\{-3,7 \cdot 0,08 \cdot [1 - (0,4)^{1/3}]\} = 0,93$$

kde

C_{bp} je konstanta, $C_{bp} = 3,7$ pro $Re_s > 100$ [2].

Dále byly stanoveny zbylé součinitele. Opravný součinitel zohledňující vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění je $J_r = 1$ při $Re_s > 100$ [2].

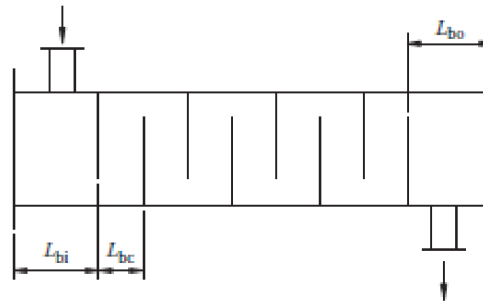
Součinitel zohledňující vliv neopřepážkovaných prostorů u hrdel J_s je $J_s = 1$, jelikož velikosti neopřepážkovaných prostorů u hrdel byly navrženy sobě rovny a o velikosti rozteče mezi přepážkami L_{bc} , tedy $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ (obr. 2.4). Stejně tak byla stanovena hodnota součinitele tlakové ztráty R_s , kde $R_s = 2$, je-li $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ [2].

Volbě $L_{bi} = L_{bo} = L_{bc}$ předcházelo ověření, zda L_{bi} , resp. L_{bc} , je větší než průměr hrdla d_n . K jeho výpočtu byla využita rovnice kontinuity za předpokladu rychlosti proudění hrdlem $U_n = 1$ m/s.

$$\dot{V} = \frac{\dot{M}_s}{\rho_s} = U_n \cdot S_n = U_n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \rightarrow d_n = \sqrt{\frac{\dot{M}_s \cdot 4}{\rho_s \cdot U_n \cdot \pi}} \quad (2.58)$$

$$d_n = \sqrt{\frac{20 \cdot 4}{880,8 \cdot 1 \cdot \pi}} = 0,17 \text{ m}$$

$$d_n < L_{bc}$$



Obr. 2.4 Schematické zobrazení délkových rozměrů přepážky a neopřepážkovaných prostorů [2].

Vztah pro výpočet ideálního součinitele přestupu tepla α_i je dán rov. (2.59).

$$\alpha_i = \frac{j_i \cdot c_{p,s} \cdot G_s \cdot (\theta_s)^n}{Pr_s^{2/3}} \quad (2.59)$$

kde j_i se určí dle rov. (2.60) platné pro $Re_s \geq 1000$ [2].

$$j_i = 0,236 \cdot Re_s^{-0,346} \quad (2.60)$$

$$j_i = 0,236 \cdot 56838,17^{-0,346} = 0,0053$$

Korekční součinitel viskozity $(\theta_s)^n$ vyjadřuje gradient viskozity v jádře proudu a v mezní vrstvě u stěny trubky, které jsou rozdílné vlivem rozdílných teplot.

$$(\theta_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{w,s}} \right)^{0,14} \quad (2.61)$$

Teplota stěny byla určena podle rov. (2.62), kde teploty $T_{t,av}$ a $T_{s,av}$ vyjadřují střední teploty stěny a určí se jako aritmetické průměry teplot na vstupu do výměníku a na výstupu z výměníku pro stranu trubek a pro stranu pláště. Teplota stěny T_w musela být určena iteračně, jelikož součinitele přestupu tepla α_s a α_t byly stanoveny až v další fázi výpočtu.

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + \alpha_t/\alpha_s} \quad (2.62)$$

$$T_w = 55 + \frac{190 - 55}{1 + 5929,5/6049,7} = 123,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde

$$T_{t,av} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{25 + 85}{2} = 55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.63)$$

$$T_{s,av} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{290 + 90}{2} = 190 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.64)$$

Dynamická viskozita $\mu_{w,s}$ byla určena dle rov. (2.2), přičemž kinematická viskozita $\nu_{w,s}$ byla určena v EES jako funkce teploty stěny T_w a tlaku v plášti $p_s = p_1$.

$$\nu_{w,s} = f(T_w, p_s)$$

$$\nu_{w,s} = f(T_w = 123,2 \text{ } ^\circ\text{C}, p_1 = 8 \text{ MPa}) = 2,4 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\mu_{w,s} = \nu_w \cdot \rho_s = 2,4 \cdot 10^{-7} \cdot 880,8 = 2,28 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

$(\theta_s)^n$ potom bude

$$(\theta_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_{w,s}} \right)^{0,14} = \left(\frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{2,28 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,14} = 0,94$$

a hodnota ideálního součinitele přestupu α_i tepla bude

$$\alpha_i = \frac{j_i \cdot c_{p,s} \cdot G_s \cdot (\theta_s)^n}{Pr_s^{2/3}} = \frac{0,0053 \cdot 4414 \cdot 326,2 \cdot 0,94}{0,94^{2/3}} = 7498,2 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

Následným dosazením do rov. (2.44) byl stanoven výsledný součinitel přestupu tepla na straně pláště.

$$\alpha_s = \alpha_i \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_s \cdot J_r = 7498,2 \cdot 1,02 \cdot 0,8 \cdot 0,99 \cdot 1 \cdot 1 = 6049,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2.5 Součinitel přestupu tepla na straně trubek

Stejně jako výše byl proveden výpočet G_t , U_t , Re_t a Pr_t . Index s u veličin vyjadřuje, že se tyto veličiny vztahují k médiu v trubkách (angl. tubes), tedy k říční vodě.

$$G_t = \frac{\dot{M}_t}{A_t/N_p} \quad (2.65)$$

$$G_t = \frac{70,4}{0,0826/1} = 851,5 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

kde

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot (d_2 - 2 \cdot t)^2 \cdot N_t \quad (2.66)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} \cdot 0,0226^2 \cdot 206 = 0,0826 \text{ m}^2$$

kde

$$U_t = \frac{G_t}{\rho_t} \quad (2.67)$$

$$U_t = \frac{851,5}{985,8} = 0,9 \text{ m/s}$$

$$Re_t = \frac{G_t \cdot d_1}{\mu_t} \quad (2.68)$$

$$Re_t = \frac{851,5 \cdot 0,0226}{5,04 \cdot 10^{-4}} = 38179,21$$

$$Pr_t = \frac{\mu_t \cdot c_{p,t}}{\lambda_t} \quad (2.69)$$

$$Pr_t = \frac{5,04 \cdot 10^{-4} \cdot 4182}{0,6462} = 3,26$$

Pro výpočet součinitele přestupu tepla α_t byla zvolena rov. (2.70) dle Sider-Tate z [2] platná při hodnotách Reynoldsova čísla vyšších než 10 000.

$$\frac{\alpha_t \cdot d_1}{\lambda_t} = 0,027 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w,t}} \right)^{0,14} \quad (2.70)$$

Odtud

$$\alpha_t = 0,027 \cdot Re_t^{0,8} \cdot Pr_t^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w,t}} \right)^{0,14} \cdot \frac{\lambda_t}{d_1} \quad (2.71)$$

$$\alpha_t = 0,027 \cdot 38179,21^{0,8} \cdot 3,26^{1/3} \cdot \left(\frac{5,04 \cdot 10^{-4}}{2,26 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,14} \cdot \frac{0,6462}{0,0226} = 5929,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

kde

$\mu_{w,t}$ je dynamická viskozita v mezní vrstvě u stěny trubky ($\text{Pa} \cdot \text{s}$), $\mu_{w,t} = 2,26 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ určená v EES jako $f(T_w, p_t = p_2)$.

2.6 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla k byl určen podle rov. (2.72), kterou udává TEMA [16].

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_{fo} + \frac{t}{\lambda_w} \cdot \frac{A_o}{A_m} + \left(R_{fi} + \frac{1}{\alpha_t} \right) \cdot \frac{A_o}{A_i}} \quad (2.72)$$

kde

R_{fo} je odpor zanášením vně trubky ($\text{K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$), $R_{fo} = 0,000175 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$ pro upravenou vodu dle TEMA [16];

λ_w je součinitel tepelné vodivosti trubky ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$), $\lambda_w = 15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ pro ocel 1.4301 [18];

R_{fi} je odpor zanášením uvnitř trubky ($\text{K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$), $R_{fi} = 0,00044 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$ pro říční vodu dle TEMA [16];

A_m je střední efektivní plocha přestupu tepla (m^2), přičemž pro případ holé trubky (tj. bez žeber) lze provést aproximaci:

$$\frac{A_o}{A_m} \rightarrow \frac{r_o}{r_o + r_i} \quad (2.73)$$

$$\frac{A_o}{A_i} \rightarrow \frac{r_o}{r_i} \quad (2.74)$$

kde

$$r_o = \frac{d_2}{2} = \frac{0,025}{2} = 0,0125 \text{ m} \quad (2.75)$$

$$r_i = \frac{d_1}{2} = \frac{0,0226}{2} = 0,0113 \text{ m} \quad (2.76)$$

odtud

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_s} + R_{fo} + \frac{t}{\lambda_w} \cdot \frac{r_o}{r_o + r_i} + \left(R_{fi} + \frac{1}{\alpha_t}\right) \cdot \frac{r_o}{r_i}} \quad (2.77)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{6049,7} + 0,000175 + \frac{0,0012}{15} \cdot \frac{0,0125}{0,0125 + 0,0113} + \left(0,00044 + \frac{1}{5929,5}\right) \cdot \frac{0,0125}{0,0113}}$$

$$k = 973,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

2.7 Kontrolní výpočet a určení délky výměníku

Jako kontrolní výpočet bylo provedeno porovnání teplosměnných ploch podle rov. (2.81), tj. plochy požadované $S_{required}$ a plochy navržené $S_{návrh}$, přičemž výsledkem by mělo být přibližně 10% předimenzování výměníku. Z požadované plochy $S_{required}$ byla dále vypočtena délka svazku trubek výměníku L_{ta} tak, aby bylo zaručeno zmíněné předimenzování.

$$S_{required} = \frac{\dot{Q}_b}{k \cdot \Delta t_{ln}} \quad (2.78)$$

$$S_{required} = \frac{17,7 \cdot 10^6}{973,3 \cdot 121,9} = 148,8 \text{ m}^2$$

$$L_{ta} = 1,1 \cdot \frac{S_{required}}{S_{1m}} = 1,1 \cdot \frac{S_{required}}{\pi \cdot d_2 \cdot N_t} \quad (2.79)$$

$$L_{ta} = 1,1 \cdot \frac{148,8}{\pi \cdot 0,025 \cdot 206} = 10,12 \text{ m}$$

$$S_{návrh} = \pi \cdot d_2 \cdot L_{ta} \cdot N_t \quad (2.80)$$

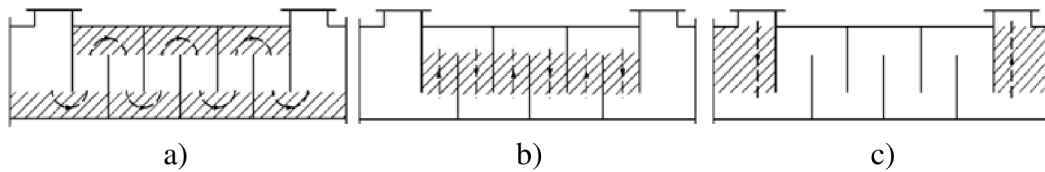
$$S_{návrh} = \pi \cdot 0,025 \cdot 10,12 \cdot 206 = 163,7 \text{ m}^2$$

$$\%OD = \left(\frac{S_{návrh} - S_{required}}{S_{required}} \right) \cdot 100 \% \quad (2.81)$$

$$\%OD = \left(\frac{163,7 - 148,9}{148,9} \right) \cdot 100 \% = 10 \%$$

2.8 Tlaková ztráta na straně pláště

Celková tlaková ztráta na straně pláště Δp_s je dána součtem tlakových ztrát při podélném obtékání trubek v prostoru nad přepážkami Δp_w , tlakových ztrát třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru Δp_c a tlakových ztrát třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru (vstupní a výstupní prostor) Δp_e . Oblasti těchto ztrát jsou zobrazeny na obr. 2.5.



Obr. 2.5 Tlakové ztráty v plášti – a) Δp_w , b) Δp_c , c) Δp_e – převzato z [5] a upraveno.

Ideální tlaková ztráta v plášti způsobená třením, z níž výpočet ztrát Δp_c a Δp_e vychází, byla určena takto:

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot f_s \cdot N_{tcc} \cdot \frac{G_s^2}{g_c \cdot \rho_s} \cdot (\phi_s)^{-n} \quad (2.82)$$

$$\Delta p_{b,i} = 2 \cdot 0,12 \cdot 10 \cdot \frac{326,2^2}{9,81 \cdot 880,8} \cdot \left(\frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{2,28 \cdot 10^{-4}} \right)^{-0,14} = 31,8 \text{ Pa}$$

kde f_s je součinitel tření na straně pláště, který se určí dle rov. (2.83), která je platná pro $500 \leq Re_s$ [2].

$$f_s = 0,56 \cdot Re_s^{-0,14} \quad (2.83)$$

$$f_s = 0,56 \cdot 56838,2^{-0,14} = 0,12$$

Celková tlaková ztráta nad všemi přepážkami se určí jako součin počtu přepážek N_b , korekčního součinitele R_l a tlakové ztráty nad jednou přepážkou Δp_w . Je-li $100 \leq Re_s$, pak pro tuto ztrátu platí:

$$\Delta p_w = \frac{(2 + 0,6 \cdot N_{tcw}) \cdot G_w^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_s} \quad (2.84)$$

$$\Delta p_w = \frac{(2 + 0,6 \cdot 4) \cdot 413,3^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 880,8} = 43,5 \text{ Pa}$$

kde

$$G_w = \frac{\dot{M}_s}{\sqrt{S_m \cdot S_w}} \quad (2.85)$$

$$G_w = \frac{20}{\sqrt{0,0613 \cdot 0,0382}} = 413,3 \text{ Pa}$$

Ztráty Δp_c a Δp_e se vyjádří takto:

$$\Delta p_c = (N_b - 1) \cdot (\Delta p_{b,i} \cdot R_b \cdot R_l) \quad (2.86)$$

$$\Delta p_e = 2 \cdot (\Delta p_{b,i}) \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (2.87)$$

přičemž výsledná rovnice pro celkové ztráty Δp_s je dána

$$\Delta p_s = [(N_b - 1) \cdot (\Delta p_{b,i} \cdot R_b) + N_b \cdot (\Delta p_w)] \cdot R_l + 2(\Delta p_{b,i}) \cdot \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}}\right) \cdot R_b \cdot R_s \quad (2.88)$$

$$\Delta p_s = [(32 - 1) \cdot (31,8 \cdot 0,93) + 32 \cdot 43,5] \cdot 0,05 + 2 \cdot 31,8 \cdot \left(1 + \frac{4}{10}\right) \cdot 0,93 \cdot 2$$

$$\Delta p_s = 283,1 \text{ Pa}$$

2.9 Tlaková ztráta na straně trubek

Celková tlaková ztráta na straně trubek Δp_t je tvořena tlakovou ztrátou ve vstupních hrdlech Δp_n , tlakovou ztrátou způsobenou náhlým zúžením a rozšířením proudu při vstupu, resp. výstupu, média do trubek, resp. z trubek, $\Delta p_{c,e}$ a tlakovou ztrátou třením uvnitř trubek $\Delta p_{t,f}$. Velikost $\Delta p_{c,e}$ je dle [3] zanedbatelná, a proto byla při výpočtu záměrně opomenuta.

$$\Delta p_n = \frac{1,5 \cdot G_n^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t} \quad (2.89)$$

kde

G_n je hmotnostní průtok vztažený na plochu hrdlem ($\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$), který je roven hmotnostnímu průtoku trubkami G_t [2].

$$\Delta p_{t,f} = \frac{f_t \cdot L_{ta} \cdot G_t^2 \cdot N_p}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t \cdot d_1} \cdot \frac{1}{\theta_t^r} \quad (2.90)$$

kde korekční faktor viskozity $(\theta_t)^r$ se určí podle rov. (2.91) platné pro $Re_t > 2100$.

$$(\theta_t)^r = \left(\frac{\mu_t}{\mu_{w,t}}\right)^{0,14} \quad (2.91)$$

$$(\theta_t)^r = \left(\frac{5,04 \cdot 10^{-4}}{2,26 \cdot 10^{-4}}\right)^{0,14} = 1,12$$

a součinitel tření f_t se určí dle rov. platné pro proudění v hladkých trubkách, je-li Re_t v rozsahu 10 000-120 000.

$$f_t = \frac{0,184}{Re_t^{0,2}} \quad (2.92)$$

$$f_t = \frac{0,184}{38179,21^{0,2}} = 0,02$$

Celková tlaková ztráta Δp_t je pak dána

$$\Delta p_t = \frac{G_t^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t} \cdot \left[\frac{1,5}{N_p} + \frac{f_t \cdot L_{ta}}{d_1} \cdot \frac{1}{\theta_t^r} \right] \cdot N_p \quad (2.93)$$

$$\Delta p_t = \frac{851,5^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 985,8} \cdot \left[\frac{1,5}{1} + \frac{0,02 \cdot 10,12}{0,0226} \cdot \frac{1}{1,12} \right] \cdot 1 = 390,9 \text{ Pa}$$

3 Plášťový trubkový výměník se dvěma tahy a s U-trubkami

Druhým typem výměníku, který byl zvolen, byl plášťový trubkový výměník se dvěma tahy s U-trubkami umístěnými v plášti typu E. Do trubek byla v tomto případě navržena upravená voda, a to na základě doporučení dle [2], podle kterého je vhodné umístit pracovní látku s vyšším tlakem do trubek z důvodu menšího nároku na tloušťku pláště. Nutné bylo vzít v potaz také to, že je-li neupravená voda v plášti, je vhodnější zvolit zároveň jiné uspořádání trubek než v předchozím případě, a to za sebou s úhlem 90°, které na rozdíl od vystřídání umožňuje čištění mezitrubkového prostoru. Uspořádání za sebou je charakteristické nižším přestupem tepla než vystřídání, vyžaduje tedy větší plochu k přestupu tepla. Proto byly výměníku navrženy dva tahy, což má za následek zkrácení celého výměníku. Volbu U-trubek, které jsou charakteristické problematickým čištěním, zde neomezuje čistota média, a proto je pro tento případ vhodná.

Postup výpočtu se v některých krocích liší oproti výpočtu v kapitole 2. Tyto odlišné kroky budou níže popsány, přičemž zbylé výpočty nebudou opakovány a v tab. 3.1-3.8 budou pouze uvedeny jejich výsledky.

3.1 Tepelná bilance výměníku

Pro výměníky s více chody, podobně jako pro výměníky s křížovým tokem, je nutné korekci Δt_{ln} , vypočteného podle rov. (2.6), provádět vždy, a to podle rov. (3.1). Pro stanovení korekčního součinitele F je možné využít grafy uvedené v [1] nebo [2], případně jej lze vypočítat podle rov. (3.2) platné pro trubkové výměníky se sudým počtem tahů [2].

$$\Delta t = F \cdot \Delta t_{ln} \quad (3.1)$$

$$\Delta t = 0,833 \cdot 121,9 = 101,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde

$$F = \frac{\sqrt{R^2 + 1} \cdot \ln \left[\frac{1 - P}{1 - R \cdot P} \right]}{(R - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - P \cdot (R + 1 - \sqrt{R^2 + 1})}{2 - P \cdot (R + 1 + \sqrt{R^2 + 1})} \right]} \quad (3.2)$$

$$F = \frac{\sqrt{3,3^2 + 1} \cdot \ln \left[\frac{1 - 0,2}{1 - 3,3 \cdot 0,2} \right]}{(3,3 - 1) \cdot \ln \left[\frac{2 - 0,2 \cdot (3,3 + 1 - \sqrt{3,3^2 + 1})}{2 - 0,2 \cdot (3,3 + 1 + \sqrt{3,3^2 + 1})} \right]} = 0,833$$

kde

$$P = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} = \frac{85 - 25}{290 - 25} = 0,2 \quad (3.3)$$

$$R = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{22} - t_{21}} = \frac{290 - 90}{85 - 25} = 3,3 \quad (3.4)$$

3.2 Geometrie svazku trubek a pláště

Pro tento výměník s čistým médiem uvnitř trubek byly zvoleny trubky ISO 4200 13,5×1. Tloušťka trubek byla volena s ohledem na vnitřní přetlak a ohyb, jelikož při tvarování trubek dochází ke ztenčování tloušťky stěny na vnějším poloměru ohybu. Podle TEMA [16] je minimální tloušťka trubky t_0 dána

$$t_0 = t_1 \cdot \left(1 + \frac{d_2}{4 \cdot R_b}\right) \quad (3.5)$$

$$t_0 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 + \frac{13,5 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 2 \cdot 13,5 \cdot 10^{-3}}\right) = 5,6 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

kde

t_1 je minimální tloušťka trubky vzhledem k vnitřnímu přetlaku (m), $t = 0,5 \cdot 10^{-3}$ m, určeno na základě doporučení výrobce vzhledem k vnitřnímu přetlaku a teplotě stěny trubky [15];

R_b je střední poloměr ohybu trubky [m], $R_b = 2 \cdot d_2$ [20].

Rozteče trubek pro uspořádání za sebou s úhlem 90° byly určeny dle [2] pomocí rov. (3.6), kde L_{tp} byla opět volena v rozsahu $L_{tp} = (1,25-1,5) \cdot d_2$

$$L_{tp} = L_{pn} = L_{pp} \quad (3.6)$$

$$L_{tp} = L_{pn} = L_{pp} = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 0,0135 = 0,01688 \text{ m}$$

Předběžný návrh počtu trubek N'_t byl proveden stejně jako v kapitole 2 z odhadované plochy přestupu tepla S , resp. součinitele přestupu tepla $k = 1300-2500 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{K)}$ a odhadované délky svazku $L_{ta} = 4 \text{ m}$.

$$S = \frac{\dot{Q}_b}{k \cdot \Delta t} \quad (3.7)$$

$$S = \frac{17,7 \cdot 10^6}{1500 \cdot 101,5} = 116 \text{ m}^2$$

$$D'_{ctl} = \sqrt{\frac{S \cdot C_1 \cdot L_{tp}^2}{0,78 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L_{ta}}} \quad (3.8)$$

$$D'_{ctl} = \sqrt{\frac{116 \cdot 1 \cdot 0,01688^2}{0,78 \cdot \pi \cdot 0,0135 \cdot 4}} = 0,4996 \text{ m}$$

kde

C_1 je konstanta, $C_1 = 1$ pro uspořádání za sebou s úhlem 90° [2].

$$N'_t = \frac{0,78 \cdot D'_{ctl}{}^2}{C_1 \cdot L_{tp}^2} \quad (3.9)$$

$$N'_t = \frac{0,78 \cdot 0,4996^2}{1 \cdot 0,01688^2} = 683,6 \doteq 684$$

V případě dvou tahů však v řezu svazku je dvojnásobný počet trubek. Byl tedy proveden přepočítání rozměrů svazku a pláště ze známého počtu trubek, tj. dvojnásobku N'_t – úpravou rov. (3.8) byl vyjádřen a vypočítán průměr kružnice procházející středy krajních trubek D_{ctl} a

následně vnitřní průměr pláště D_s , po jehož zaokrouhlení kvůli zakružování byly rozměry znovu přepočítány jako v kapitole 2.

$$D''_{ctl} = \sqrt{\frac{2 \cdot N'_t \cdot C_1 \cdot L_{tp}^2}{0,78}} \quad (3.10)$$

$$D''_{ctl} = \sqrt{\frac{2 \cdot 684 \cdot 1 \cdot 0,01688^2}{0,78}} = 0,7067 \text{ m}$$

$$D''_{otl} = D''_{ctl} + d_2 \quad (3.11)$$

$$D''_{otl} = 0,7067 + 0,0135 = 0,7202 \text{ m}$$

$$D_s = \frac{D''_{otl} + 12}{1 - 0,005} \text{ (mm)} \quad (3.12)$$

$$D_s = \frac{720,2 + 12}{1 - 0,005} = 735,9 \text{ mm} \doteq 736 \text{ mm}$$

Výpočet dalších rozměrů svazku trubek uvedených v tab. 3.1 byl proveden podle rov. (2.17) až (2.19).

Navržený počet trubek N'_t bylo následně nutné snížit o trubky, které se v řezu nachází okolo horizontální osy výměníku. A to z toho důvodu, že zde dojde ke zvýšení rozteče trubek symetrických podle horizontální osy kvůli minimálnímu poloměru ohybu trubek [19]. Konečný počet trubek N_t je potom

$$N_t = N'_t - \frac{D_{otl}}{L_{tp}} \quad (3.13)$$

$$N_t = 684 - \frac{0,7203}{0,01688} = 641,3 \doteq 642$$

kde

D_{otl} je přepočtený průměr obalové kružnice svazku podle rov. (2.18) (m), $D_{otl} = 0,7203$ m, viz tab 3.1.

Při určení délky trubkového svazku bylo provedeno zjednodušení, kdy byla uvažována pouze rovná část trubek. Část zakřiveného úseku U-trubek, který se určitou mírou přenosu tepla také účastní, uvažována nebyla.

Provedená tloušťka stěny pláště byla vypočtená dle ČSN [17], avšak byla menší než minimální tloušťka pro daný průměr pláště daná TEMA [16]. Pláště proto byla navržena tloušťka s právě dle TEMA a standardizovaných tlouštěk plechů. Výsledky jsou souhrnně uvedeny v tab. 3.1.

Tab. 3.1 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Počet tahů	N_p	2	-
Úhel uspořádání trubek	θ_{tp}	90	°
Vnější průměr trubky	d_2	0,0135	m
Vnitřní průměr trubky	d_1	0,0115	m
Tloušťka stěny trubky	t	0,001	m
Příčná rozteč	L_{tp}	0,01688	m
Podélná rozteč	L_{pn}	0,01688	m
Polovina příčné rozteče	L_{pp}	0,01688	m
Konstanta	C_1	1	-
Průměr kružnice procházející středy krajních trubek svazku	D_{ctl}	0,7068	m
Mezera mezi pláštěm a přepážkou	L_{bb}	0,0157	m
Vnitřní průměr pláště	D_s	0,736	m
Průměr obalové kružnice svazku trubek	D_{otl}	0,7203	m
Počet trubek	N_t	642	-
Délka trubkového svazku	L_{ta}	3,2	m
Tloušťka trubkovnice	L_{ts}	0,0254	m
Délka pláště ³	L_{to}	3,225	m
Provedená tloušťka stěny skořepiny	s	0,005	m
Vnější průměr pláště	$D_{s,out}$	0,746	m

3.3 Přepážky

Výpočet přepážkového systému byl proveden podle rov. (2.25) až (2.43) a výsledky jsou uvedeny v tab. 3.2.

Tab. 3.2 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Rozteč přepážek	L_{bc}	0,32	m
Počet přepážek	N_b	9	-
Výřez přepážky	B_c	25	%
Úhel, pod kterým se přepážka protíná s vnitřním průměrem pláště	θ_{ds}	2,09	rad
Úhel, pod kterým se přepážka protíná s kružnicí procházející středy krajních trubek svazku	θ_{ctl}	2,04	rad
Plocha v podélném řezu vose výměníku	S_m	0,0416	m ²
Efektivní příčná rozteč	$L_{tp,eff}$	0,01688	m

³ V případě výměníku s U-trubkami je součástí konstrukce pouze jedna trubkovnice, délka pláště se poté určí: $L_{to} = L_{ta} + L_{ts}$

Plocha nad přepážkou	S_{wg}	0,0832	m ²
Podíl trubek v prostoru mezi hranami přepážek	F_c	0,63	-
Podíl trubek and přepážkou	F_w	0,18	-
Plocha trubek and přepážkou	S_{wt}	0,0169	m ²
Počet trubek and přepážkou	N_{tw}	119	-
Čistá plocha průtočného průřezu and přepážkou	S_w	0,0662	m ²
Počet efektivních řad trubek v čistém průřezu	N_{icc}	22	-
Počet efektivních řad trubek and přepážkou	N_{icw}	9	-
Plocha mezi pláštěm a svazkem	S_b	0,005	m ²
Poměr ploch S_b a S_m	F_{sbp}	0,12	-
Mezera mezi přepážkou a pláštěm	L_{sb}	0,006	m
Plocha mezi přepážkou a pláštěm	S_{sb}	0,0047	m ²
Plocha mezer mezi trubkami a přepážkou	S_{tb}	0,0091	m ²

3.4 Součinitel přestupu tepla na straně pláště

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně pláště a ostatních veličin, jejichž určení tomu předcházelo, byl proveden podle rov. (2.43) až (2.64). Výsledky jsou uvedeny v tab 3.3.

Tab. 3.3 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Rychlost proudění v plášti	U_s	1,7	m/s
Hmotnostní průtok vztažený na plochu v plášti	G_s	1690,6	kg/(s · m ²)
Reynoldsovo číslo na straně pláště	Re_s	45279,5	-
Prandtlovo číslo na straně pláště	Pr_s	3,26	-
Korekční součinitel zohledňující vliv podélného proudění a příčného proudění	J_c	1	-
Korekční součinitel zohledňující vliv zkratových proudů mezi pláštěm a přepážkou a trubkami a otvory v přepážce	J_l	0,63	-
Korekční součinitel zohledňující vliv obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem trubek	J_b	0,95	-
Korekční součinitel zohledňující vliv neopřepážkových prostorů u hrdel	J_s	1	-
Korekční součinitel zohledňující vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění	J_r	1	-
Korelační koeficient	r_s	0,34	-
Korelační koeficient	r_{lm}	0,33	-
Korekční součinitel tlakové ztráty pro zkratový proud přepážky	R_l	0,08	-
Koeficient	x	0,6	-
Konstanta	C_{bh}	1,35	-
Počet párů těsnících pásků	N_{ss}	4	-

Korekční součinitel tlakové ztráty pro obtokový proud svazku	R_b	0,82	-
Korekční součinitel tlakové ztráty pro neopřepážkované prostory	R_s	2	-
Neopřepážkovaný prostor u vstupního hrdla	L_{bi}	0,32	m
Neopřepážkovaný prostor u výstupního hrdla	L_{bo}	0,32	m
Ideální Colburnův součinitel	j_i	0,006	-
Průměrná teplota stěny na straně trubky	$T_{t,av}$	190	°C
Průměrná teplota stěny na straně pláště	$T_{s,av}$	55	°C
Teplota stěny	T_w	107,6	°C
Dynamická viskozita média v mezní vrstvě u stěny	$\mu_{w,s}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	Pa · s
Ideální součinitel přestupu tepla na straně pláště	α_i	20377,5	W/(m ² · K)
Součinitel přestupu tepla na straně pláště	α_s	12371	W/(m ² · K)

3.5 Součinitel přestupu tepla na straně trubek

Výpočet součinitele přestupu tepla na straně trubek a ostatních veličin, jejichž určení tomu předcházelo, byl proveden podle rov. (2.65) až (2.71). Výsledky jsou uvedeny v tab. 3.4.

Tab. 3.4 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Rychlost proudění na straně trubek	U_t	0,7	m/s
Hmotnostní průtok vztažený na plochu v trubkách	G_t	599,8	kg/(m ² · s)
Plocha trubek	A_t	0,0667	m ²
Reynoldsovo číslo na straně trubek	Re_t	48077,2	-
Prandtlovo číslo na straně pláště	Pr_t	0,94	-
Dynamická viskozita média v mezní vrstvě u stěny	$\mu_{w,t}$	$2,6 \cdot 10^{-4}$	Pa · s
Součinitel přestupu tepla na straně trubek	α_t	7906,3	W/(m ² · K)

3.6 Součinitel prostupu tepla

Výpočet součinitele prostupu tepla byl proveden podle rov. (2.72) až (2.77), přičemž $R_{fo} = 0,00044 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$ a $R_{fi} = 0,000175 \text{ K} \cdot \text{m}^2/\text{W}$. Výsledky jsou uvedeny v tab. 3.5.

Tab. 3.5 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Tepelná vodivost materiálu trubky	λ_t	15	W/(m · K)
Součinitel přestupu tepla na straně trubek	k	1098	W/(m ² · K)

3.7 Kontrolní výpočet a určení délky výměníku

Požadovaná plocha přestupu tepla $S_{required}$ byla určena podle rov. (2.78). Délka svazku L_{ta} a navržená plocha přestupu tepla S_{navrh} se v případě výměníku se dvěma tahy určila podle rov. (3.14) a (3.15). Ověření předimenzování bylo provedeno podle rov. (2.81). Výsledky jsou souhrnně uvedeny v tab. 3.6.

$$L_{ta} = 1,1 \cdot \frac{S_{required}}{S_{1m}} = 1,1 \cdot \frac{S_{required}}{2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot N_t} \quad (3.14)$$

$$L_{ta} = 1,1 \cdot \frac{158,34}{2 \cdot \pi \cdot 0,0135 \cdot 642} = 3,2 \text{ m}$$

$$S_{návrh} = 2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot L_{ta} \cdot N_t \quad (3.15)$$

$$S_{návrh} = 2 \cdot \pi \cdot 0,0135 \cdot 3,2 \cdot 642 = 174,3 \text{ m}^2$$

Tab. 3.6 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Délka trubkového svazku	L_{ta}	3,2	m
Navržená plocha přestupu tepla	$S_{návrh}$	174,3	m ²
Požadovaná plocha přestupu tepla	$S_{required}$	158,4	m ²
Overdesign	%OD	10	%

3.8 Tlaková ztráta na straně pláště

Tlaková ztráta na straně pláště byla určena podle rov. (2.52) až (2.88). Výsledky jsou uvedeny v tab. 3.7.

Tab. 3.7 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Ideální ztráta třením v plášti při příčném obtékání trubek	$\Delta p_{b,i}$	1480,3	Pa
Součinitel tření na straně pláště	f_s	0,125	-
Tlaková ztráta třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru	Δp_c	850,6	Pa
Tlaková ztráta třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	Δp_e	6876,5	Pa
Tlaková ztráta při podélném obtékání trubek nad přepážkou	Δp_w	687	Pa
Hmotnostní průtok vztažený na plochu and přepážkou	G_w	1340	kg/(s · m ²)
Celková tlaková ztráta na straně pláště	Δp_s	8410,4	Pa

3.9 Tlaková ztráta na straně trubek

Výpočet pro určení tlakové ztráty na straně trubek byl proveden podle rov. (2.89) až (2.92). Tlaková ztráta na straně trubek je v případě výměníků s více tahy navýšena ještě o ztrátu otáčkou proudu Δp_r , která se určí takto:

$$\Delta p_r = \frac{4 \cdot N_p \cdot G_t^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t} \quad (3.16)$$

Výsledný vztah pro celkovou ztrátu na straně trubek Δp_t s opomenutím zanedbatelné ztráty náhlým zúžením a rozšířením proudu je

$$\Delta p_t = \frac{G_t^2}{2 \cdot g_c \cdot \rho_t} \cdot \left[\frac{1,5}{N_p} + \frac{f_t \cdot L_{ta}}{d_1} \cdot \frac{1}{\theta_t^r} + 4 \right] \cdot N_p \quad (3.17)$$

$$\Delta p_t = \frac{599,8^2}{2 \cdot 9,81 \cdot 880,8} \cdot \left[\frac{1,5}{2} + \frac{0,02 \cdot 3,2}{0,0115} \cdot \frac{1}{0,9} + 4 \right] \cdot 2 = 466,2 \text{ Pa}$$

kde

f_t je součinitel tření, $f_t = 0,02$, viz tab. 3.8;

$(\theta_t)^r$ je korekční součinitel viskozity na straně trubek, $(\theta_t)^r = 0,9$, viz tab. 3.8

Výsledky jsou souhrnně uvedeny v tab. 3.8.

Tab. 3.8 Tabulka výsledků.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Tlaková ztráta třením v trubkách	$\Delta p_{t,f}$	1,4	Pa
Korekční součinitel viskozity na straně trubek	$(\theta_t)^r$	0,9	-
Součinitel tření na straně trubek	f_t	0,02	-
Celková tlaková ztráta na straně trubek	Δp_t	466,15	Pa

4 Rozebíratelný deskový výměník

Dalším typem výměníku, který byl navržen, byl deskový rozebíratelný výměník, který je možné rozebrat a tedy čistit.

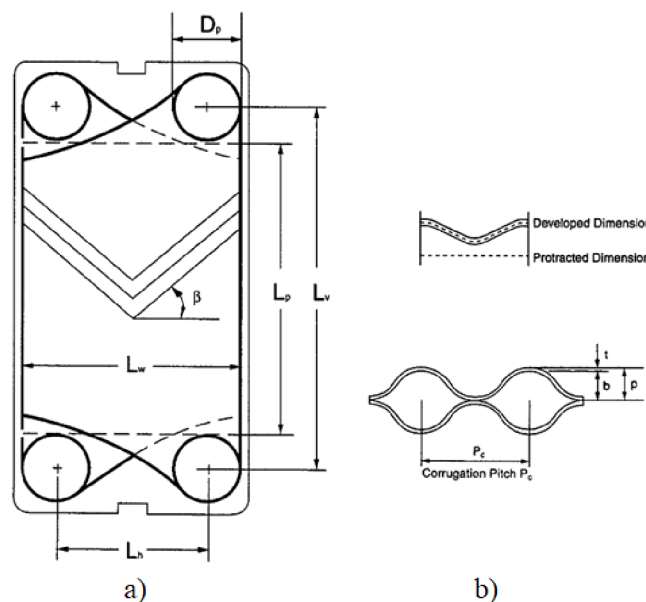
Uspořádání toků ve výměníku bylo navrženo s jedním chodem a protiproudé, které umožňuje maximální přenos tepla. Protože v deskových výměnících lze snadněji dosáhnout čistého protiproudu a jedná se o uspořádání s jedním chodem, nebyla při návrhu prováděna korekce Δt_{ln} určeného z rov. (2.6). Vstupním parametrem pro návrh byl počet desek N_t , resp. efektivní počet desek N_e , které se účastní přestupu tepla. Tento údaj byl zpočátku zvolen a následně iteračně dopočten, kde $N_e = 167$.

4.1 Geometrie desky

Pro výměník byla zvolena deska *M10-M* výrobce Alfa Laval [21] z oceli 1.4301 s prolisem typu chevron. Z dostupných nabídkových listů bylo možné určit hlavní rozměry desky, a to L_v , D_p , L_h . Zbylé rozměry poskytl výrobce na vyžádání. Tyto parametry jsou uvedeny v tab. 4.1 níže.

Tab. 4.1 Parametry desky.

Veličina	Značka	Hodnota	Jednotka
Vertikální vzdálenost vstupních a výstupních otvorů	L_v	0,719	m
Průměr vstupních a výstupních otvorů	D_p	0,1	m
Horizontální vzdálenost vstupních a výstupních otvorů	L_h	0,233	m
Úhel prolisu ⁴	β	60	°
Faktor rozšíření plochy	ϕ	1,17	-
Tloušťka desky	t	0,0004	m
Hloubka prolisu	b	0,002	m



Obr. 4.1 a) Hlavní rozměry desky, b) rozvinuté a projektované rozměry v řezu desky [22].

⁴ V tomto případě se nejedná o úhel theta (viz obr. 1.7), podle nějž se rozlišují desky L (Low theta) a H (High theta). Úhel $\beta = 60^\circ$ odpovídá typu desky L.

Z geometrie desky na obr. 4.1 je pomocí rov. (4.1) až (4.3) možné určit některé další rozměry pro potřeby dalších výpočtů.

$$L_w = L_h + D_p \quad (4.1)$$

$$L_w = 0,223 + 0,1 = 0,323 \text{ m}$$

$$L_p = L_v - D_p \quad (4.2)$$

$$L_p = 0,719 - 0,1 = 0,619 \text{ m}$$

$$p = b + t \quad (4.3)$$

$$p = 0,002 + 0,0004 = 0,0024 \text{ m}$$

$$A_x = b \cdot L_w \quad (4.4)$$

$$A_x = 0,002 \cdot 0,323 = 6,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$D_e = 2 \cdot b \quad (4.5)$$

$$D_e = 2 \cdot 0,002 = 0,004 \text{ m}$$

$$D_h = \frac{D_e}{\phi} \quad (4.6)$$

$$D_h = \frac{0,004}{1,17} = 0,0034 \text{ m}$$

4.2 Součinitele přestupu tepla

Pro výpočet součinitelů přestupu tepla byla zvolena rov. (4.7) podle Kumara uvedená v [1].

$$\frac{\alpha \cdot D_h}{\lambda} = C_h \cdot Re^n \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0,17} \quad (4.7)$$

kde konstanty C_h a n byly určeny v závislosti na velikosti Reynoldsova čísla Re a úhlu prolisu desky β .

Nejprve byly pro obě média vypočteny rychlosti proudění U_1 , U_2 , resp. hmotnostní toky kanály $G_{c,1}$, $G_{c,2}$ a následně Reynoldsova čísla Re_1 , Re_2 . Dále byla vypočtena Prandtlova čísla Pr_1 , Pr_2 a korekční součinitele zohledňující proměnnou dynamickou viskozitu média. Dynamické viskozity $\mu_{w,1}$, $\mu_{w,2}$ v mezní vrstvě u stěn byly určeny stejným způsobem jako v kapitolách 2 a 3 za pomoci programu *EES* jako funkce teploty stěny T_w a tlaku médií p_1 a p_2 . Číselný index 1 u veličin vyjadřuje, že se tyto veličiny vztahují k upravené vodě, číselný index 2 k říční vodě.

$$U_1 = \frac{\dot{M}_1}{\rho_1 \cdot A_x \cdot N_{cp}} \quad (4.8)$$

$$U_1 = \frac{20}{880,8 \cdot 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot 84} = 0,4 \text{ m/s}$$

$$U_2 = \frac{\dot{M}_2}{\rho_2 \cdot A_x \cdot N_{cp}} \quad (4.9)$$

$$U_2 = \frac{70,4}{985,8 \cdot 6,5 \cdot 10^{-4} \cdot 84} = 1,3 \text{ m/s}$$

$$G_{c,1} = \frac{\dot{M}_1}{N_{cp} \cdot b \cdot L_w} \quad (4.10)$$

$$G_{c,1} = \frac{20}{84 \cdot 0,002 \cdot 0,323} = 368,6 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

$$G_{c,2} = \frac{\dot{M}_2}{N_{cp} \cdot b \cdot L_w} \quad (4.11)$$

$$G_{c,2} = \frac{70,4}{84 \cdot 0,002 \cdot 0,323} = 1296,7 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

kde

$$N_{cp} = \frac{N_t - 1}{2 \cdot N_p} \quad (4.12)$$

$$N_{cp} = \frac{167 + 2 - 1}{2 \cdot N_p} = 84$$

kde

N_t je celkový počet desek, $N_t = N_e + 2$;

N_p je počet proudů, $N_p = 1$ pro uspořádání s jedním chodem.

$$Re_1 = \frac{G_{c,1} \cdot D_h}{\mu_1} \quad (4.13)$$

$$Re_1 = \frac{368,6 \cdot 0,0034}{1,43 \cdot 10^{-4}} = 8782$$

$$Re_2 = \frac{G_{c,2} \cdot D_h}{\mu_2} \quad (4.14)$$

$$Re_2 = \frac{1296,7 \cdot 0,0034}{5,04 \cdot 10^{-4}} = 8795,4 \quad (4.15)$$

$$Pr_1 = \frac{c_{p,1} \cdot \mu_1}{\lambda_1}$$

$$Pr_1 = \frac{4414 \cdot 1,43 \cdot 10^{-4}}{0,67} = 0,94 \quad (4.16)$$

$$Pr_2 = \frac{c_{p,2} \cdot \mu_2}{\lambda_2}$$

$$Pr_2 = \frac{4182 \cdot 5,04 \cdot 10^{-4}}{0,65} = 3,26$$

$$T_w = T_{1,av} + \frac{T_{2,av} - T_{1,av}}{1 + \frac{\alpha_1}{\alpha_2}} \quad (4.17)$$

$$T_w = 190 + \frac{55 - 190}{1 + \frac{11025,4}{19915,3}} = 103,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Úpravou rov. (4.7) získáme vztahy pro určení součinitelů přestupu tepla pro obě média.

$$\alpha_1 = C_h \cdot Re_1^n \cdot Pr_1^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_{w,1}} \right)^{0,17} \cdot \frac{\lambda_1}{D_h} \quad (4.18)$$

$$\alpha_1 = 0,108 \cdot 8782^{0,703} \cdot 0,94^{1/3} \cdot \left(\frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{2,75 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,17} \cdot \frac{0,67}{0,003} = 11025,4 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

$$\alpha_2 = C_h \cdot Re_2^n \cdot Pr_2^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{w,2}} \right)^{0,17} \cdot \frac{\lambda_2}{D_h} \quad (4.19)$$

$$\alpha_2 = 0,108 \cdot 8795,4^{0,703} \cdot 3,26^{1/3} \cdot \left(\frac{5,04 \cdot 10^{-4}}{2,73 \cdot 10^{-4}} \right)^{0,17} \cdot \frac{0,65}{0,003} = 19915,3 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

kde

C_h je konstanta, $C_h = 0,108$, je-li $Re_i > 100$ a úhel prolisu $\beta = 60^\circ$ [1];

n je konstanta, $n = 0,703$, je-li $Re_i > 100$ a úhel prolisu $\beta = 60^\circ$ [1];

$\mu_{w,1}$ je dynamická viskozita v mezní vrstvě u stěny na straně upravené vody ($\text{Pa} \cdot \text{s}$),

$\mu_{w,1} = f(T_w, p_1) = 2,75 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$;

$\mu_{w,2}$ je dynamická viskozita v mezní vrstvě u stěny na straně říční vody ($\text{Pa} \cdot \text{s}$),

$\mu_{w,2} = f(T_w, p_2) = 2,73 \cdot 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$.

4.3 Součinitel prostupu tepla

Vztah pro výpočet součinitele prostupu tepla byl vyjádřen z rov. (4.20), přičemž odpory zanášením pro rozebíratelné deskové výměníky byly určeny podle literatury.

$$\frac{1}{k_f} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \frac{t}{\lambda} + R_{f,1} + R_{f,2} \quad (4.20)$$

$$k_f = \frac{1}{\frac{1}{11025,4} + \frac{1}{19915,3} + \frac{0,0004}{15} + 3,4 \cdot 10^{-5} + 4,3 \cdot 10^{-5}} = 4088,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$$

kde

λ je součinitel tepelné vodivosti desky ($\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$), $\lambda = 15 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$ pro ocel 1.4301 [18];

$R_{f,1}$ je odpor zanášením upravenou vodou ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$), $R_{f,1} = 0,000034 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ [1];

$R_{f,2}$ je odpor zanášením říční vodou ($\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$), $R_{f,2} = 0,000043 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ [1].

4.4 Velikost výměníku

Na základě celkové teplosměnné plochy A_t vypočítané podle rov. (4.21) potřebné k přenesení požadovaného výkonu a efektivní plochy jedné desky A_1 vypočítané podle rov. (4.24) byl měněn počet desek N_t tak, aby bylo dosaženo požadované 10% předimenzování.

$$A_t = \frac{\dot{Q}_b}{k_f \cdot \Delta t_{ln}} \quad (4.21)$$

Platí

$$\phi = \frac{A_1}{A_{1p}} \quad (4.22)$$

$$A_{1p} = L_p \cdot L_w \quad (4.23)$$

odtud

$$A_1 = \phi \cdot L_p \cdot L_w \quad (4.24)$$

$$A_1 = 1,17 \cdot 0,619 \cdot 0,323 = 0,23 \text{ m}^2$$

Nejlépeších výsledků bylo dosaženo při $N_e = 16$, přičemž A_t je potom

$$A_t = A_1 \cdot N_e \quad (4.25)$$

$$A_t = 0,23 \cdot 167 = 39,1 \text{ m}^2$$

Následně byla určena délka výměníku L_c .

$$p = \frac{L_c}{N_t} \rightarrow L_c = p \cdot N_t \quad (4.26)$$

$$L_c = 0,0024 \cdot (167 + 2) = 0,4056 \text{ m}$$

4.5 Kontrolní výpočet

Z rovnice prostupu tepla byl vypočten výkon výměníku a následně byl ověřeno jeho předimenzování.

$$\dot{Q}_f = A_t \cdot k_f \cdot \Delta t_{ln} \quad (4.27)$$

$$\dot{Q}_f = 39,1 \cdot 4088,7 \cdot 121,9 = 19\,468\,233,2 \text{ W}$$

$$\%OD = \left(\frac{\dot{Q}_f}{\dot{Q}_b} - 1 \right) \cdot 100 \% \quad (4.28)$$

$$\%OD = \left(\frac{19,5 \cdot 10^6}{17,7 \cdot 10^6} - 1 \right) \cdot 100 \% = 10,3 \%$$

4.6 Tlakové ztráty

Celkové tlakové ztráty jednotlivých médií jsou dány součtem tlakové ztráty mezi deskami Δp_c a tlakové ztráty ve vstupních otvorech Δp_p .

$$\Delta p_t = \Delta p_c + \Delta p_p \quad (4.29)$$

$$\Delta p_{c,1} = 4 \cdot f_1 \cdot \frac{L_v \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_{c,1}^2}{2 \cdot \rho_1} \cdot \left(\frac{\mu_1}{\mu_{w,1}} \right)^{-0,17} \quad (4.30)$$

$$\Delta p_{c,1} = 4 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,719 \cdot 1}{0,0034} \cdot \frac{368,6^2}{2 \cdot 880,8} \cdot \left(\frac{1,43 \cdot 10^{-4}}{2,75 \cdot 10^{-4}} \right)^{-0,17} = 7816,1 \text{ Pa}$$

kde

$$f_1 = \frac{K_p}{Re_1^m} \quad (4.31)$$

$$f_1 = \frac{0,76}{8782^{0,215}} = 0,1$$

kde

K_p je konstanta, $K_p = 0,76$, je-li $Re_i > 100$ a úhel prolisu $\beta = 60^\circ$ [1];

M je konstanta, $m = 0,215$, je-li $Re_i > 100$ a úhel prolisu $\beta = 60^\circ$ [1].

$$\Delta p_{c,2} = 4 \cdot f_2 \cdot \frac{L_v \cdot N_p}{D_h} \cdot \frac{G_{c,2}^2}{2 \cdot \rho_2} \cdot \left(\frac{\mu_2}{\mu_{w,2}} \right)^{-0,17} \quad (4.32)$$

$$\Delta p_{c,2} = 4 \cdot 0,1 \cdot \frac{0,719 \cdot 1}{0,0034} \cdot \frac{1296,7^2}{2 \cdot 958,8} \cdot \left(\frac{5,04 \cdot 10^{-4}}{2,73 \cdot 10^{-4}} \right)^{-0,17} = 69708,7 \text{ Pa}$$

kde

$$f_2 = \frac{K_p}{Re_2^m} \quad (4.33)$$

$$f_2 = \frac{0,76}{8795,4^{0,215}} = 0,1$$

$$\Delta p_{p,1} = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_{p,1}^2}{2 \cdot \rho_1} \quad (4.34)$$

$$\Delta p_{p,1} = 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{2546,5^2}{2 \cdot 880,8} = 5153,5 \text{ Pa}$$

kde

$$G_{p,1} = \frac{4 \cdot \dot{M}_1}{\pi \cdot D_p^2} \quad (4.35)$$

$$G_{p,1} = \frac{4 \cdot 20}{\pi \cdot 0,1^2} = 2546,5 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2) \quad (4.36)$$

$$\Delta p_{p,2} = 1,4 \cdot N_p \cdot \frac{G_{p,2}^2}{2 \cdot \rho_2}$$

$$\Delta p_{p,2} = 1,4 \cdot 1 \cdot \frac{8959,2^2}{2 \cdot 985,8} = 56995,9 \text{ Pa}$$

kde

$$G_{p,2} = \frac{4 \cdot \dot{M}_2}{\pi \cdot D_p^2} \quad (4.37)$$

$$G_{p,2} = \frac{4 \cdot 70,4}{\pi \cdot 0,1^2} = 8959,2 \text{ kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$$

Celkové ztráty na stranách jednotlivých médií po dosazení do rov. (4.29) budou

$$\begin{aligned} \Delta p_{t,1} &= \Delta p_{c,1} + \Delta p_{p,1} = 7816,1 + 5153,5 = 12969,6 \text{ Pa} \\ \Delta p_{t,2} &= \Delta p_{c,2} + \Delta p_{p,2} = 69708,7 + 56995,9 = 126704,6 \text{ Pa} \end{aligned}$$

POSOUZENÍ VÝSLEDKŮ

Následující tabulka slouží ke shrnutí hlavních parametrů navržených výměníků.

Tab. 5.1 Hlavní parametry navržených výměníků.

	1. varianta Plášťový trubkový 1 tah uspořádání 30°	2. varianta Plášťový trubkový 2 tahy, U-trubky uspořádání 90°	3. varianta Deskový těsněný 1 tah
Průměr pláště/šířka, výška desky (m)	0,644	0,746	0,375 × 0,879 [21]
Délka svazku (m)	10,12	3,2	0,4056
Teplosměnná plocha (m ²)	163,7	174,25	39,06
Součinitel prostupu tepla (W/m ² ·K)	973,3	1098	3870,4
Tlaková ztráta (Pa)	390,9 (t – říční) 283,1 (s – upravená)	466,2 (t – upravená) 8410,4 (s – říční)	13 · 10 ³ (upravená) 126,7 · 10 ³ (říční)

Pozn. t = trubky, s = plášť.

Přenos tepla

Předpokládané hodnoty součinitele prostupu tepla k , ze kterých návrh výměníku vycházel, dosáhly ve všech třech navržených výměnících doporučených hodnot. Přestože byly tyto hodnoty nižší než na počátku zvolené, spadají do rozsahu, který literatura uvádí. Tyto intervaly jsou značně rozdílné, např. [5] uvádí pro trubkové plášťové výměníky pro kapaliny na obou stranách $k = 150-1200 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, zatímco [1] uvádí pro vodu na obou stranách $k = 1300-2500 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. V případě deskových výměníků [23] udává $k = 6000-7000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$, zatímco [5] $k = 1000-4000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$. Dosažené hodnoty k navržených výměníků tak lze považovat za optimální.

U prvních dvou navržených trubkových výměníků nebyl potvrzen předpoklad, že pro 30° upořádání je vyšší k než pro 90° uspořádání. Jedním z důvodů pravděpodobně mohou být větší rozteče trubek, které byly pro vystřídání uspořádání navrženy nebo odlišný střední teplotní logaritmický spád. Porovnání z tohoto hlediska by bylo zřejmě vhodné pro dva identické výměníky.

Nejmenší teplosměnnou plochou disponoval podle očekávání deskový výměník, a to díky vysokému k . Porovnáme-li z tohoto hlediska mezi sebou trubkové výměníky, je patrné, že dvoutahový výměník (2. varianta) vyžaduje vyšší plochu přestupu tepla než jednotahový (1. varianta). Jedním z důvodů je nižší střední teplotní logaritmický spád.

Tlakové ztráty

Nejvyšší tlakovou ztrátu z navržených výměníků měl deskový výměník, který je tímto charakteristický. V porovnání s trubkovými výměníky, u kterých tlaková ztráta dosáhla jednotek kPa, byla ztráta deskového výměníku násobně vyšší a přesáhla 100 kPa. Dle [23] jsou přijatelné tlakové ztráty deskových výměníků pro média voda-voda do 100 kPa. Přestože byla zvolena deska typu L, typická nízkou tlakovou ztrátou, pro stranu chladicího média toto nebylo dostačující z důvodu velkého hmotnostního průtoku.

Pro trubkové výměníky udává [12] horní hranici 50 kPa, která nebyla překročena v žádném z obou uvedených návrhů. Z tab. 5.1 je patrné, že u obou výměníků vzniká vyšší tlaková

ztráta na straně chladicího média. Ve 2. variantě navrženého výměníku je však tato ztráta výrazně vyšší. Vedle vyššího průtoku a rychlosti média jsou dalšími důvody vyšší tlakové ztráty menší průměr trubek a skutečnost, že se jedná o výměník se dvěma, resp. více tahy.

Zanášení

Při navrhování výměníků je nutné vždy zohlednit zanášení, které snižuje přenos tepla a zvyšuje tlakovou ztrátu [8]. Wang [8] rozlišuje 6 základních typů zanášení, přičemž v souvislosti s chlazením neupravenou říčnou vodou lze zmínit jako potencionální problém zanášení biologické nebo partikulární.

Prvním opatřením, které bylo při návrhu výměníků zohledněno, bylo jejich předimenzování. Dále byla v případě trubkového výměníku dodržena minimální hodnota průměru trubky. V neposlední řadě je však nutné se zaměřit také na rychlost proudění, jelikož nízká rychlost napomáhá ke zvýšení rychlosti tvorby usazenin.

Deskové výměníky jsou v porovnání s trubkovými typické nižším zanášením, což je patrné na hodnotách R_f . V trubkových výměnících se rozlišuje mezi rychlostmi proudění v plášti a v trubkách, přičemž požadavky na minimální rychlosti proudění se různí. Náchylnější k zanášení jsou zpravidla trubky. Nejnižší rychlost proudění v trubkách pro vodu a jí podobné kapaliny udává [3], kdy $U_t = 0,9$ m/s. V případě jednotahého výměníku (1. varianta), kdy v trubkách proudila říční voda s tendencí tvořit usazeniny, bylo této minimální hodnoty dosaženo, zatímco u dvoutahého výměníku s upravenou vodou v trubkách (2. varianta) nikoli. [4] udává obvyklé hodnoty proudění vody v trubkách nižší, a to 0,5-3 m/s. V případě upravené vody tak lze pravděpodobně tuto rychlost považovat za akceptovatelnou.

Velikost

Jednou z hlavních předností deskových výměníků v porovnání s trubkovými je jejich menší velikost, které lze dosáhnout díky vysokému k . Z uvedených návrhů se právě deskový jeví jako nejvhodnější z hlediska malých rozměrů a také vyšší kompaktnosti. V případě dvoutahého výměníku jsou rozměry také na přijatelné úrovni. Avšak jako optimální se z hlediska rozměrů nejeví při daných parametrech jednotahý výměník, kdy délka trubek L_{ta} přesáhla 10 m. V případě, že by součástí zadání bylo omezení rozměrové, bylo by nutné jej navrhnout minimálně jako dvoutahý.

Důvod, proč v porovnání s druhou variantou byla L_{ta} u prvního výměníku tak odlišná, je následující: obecně je dvoutahý výměník svou délkou přibližně poloviční oproti jednotahému při stejné počáteční geometrii (S, L, d_2, L_{tp}). V případě prvního jednotahého výměníku byl však s ohledem na zanášení volen větší průměr trubek d_2 , přičemž s rostoucím průměrem dochází ke snížení rychlosti proudění v trubce. Ta klesla pod minimální doporučenou hranici $U_t = 0,9$ m/s. Proto byla zvýšena rozteč trubek L_{tp} , čímž klesl také počet N_t , a došlo ke zvýšení rychlosti U_t . Následkem toho pak narostla také teplosměnná plocha, která se projevila ve zvýšení L_{ta} .

Další konstrukční požadavky

V případě velmi rozdílných teplot médií na vstupech je nutné brát v potaz to, že bude docházet k teplotní dilataci materiálu. Pro tyto případy je u trubkových výměníků řešením, jak předejít rozdílnému namáhání pláště a trubek, umožnit tomuto materiálu dilatovat. U-trubky navržené dvoutahému výměníku toto umožňují. V případě, že by byl první navržený výměník přepočítán na dvoutahový, U-trubky by zde nebyly vhodné vzhledem k problematičnosti čištění. Řešením je zde použití plášťového kompenzátoru jako varianty pro výměníky s pevnou trubkovicí. Jako další řešení tohoto problému se nabízí použití plovoucí hlavy. [12] však uvádí možnost použití plovoucích hlav pouze do pracovních přetlaků 6,3 MPa, proto tato varianta při daných parametrech médií není vhodná.

Pokud bychom pominuli velikost tlakové ztráty u deskového výměníku, bylo by nutné nalézt vhodné těsnění, které by oběma médii o daných parametrech odolávalo. Z přehledu v první kapitole je zjevné, že na takto vysoké parametry běžná těsnění nejsou dostatečná. Volba deskového výměníku s těsněním proto pravděpodobně není vhodná. Vyšší provozní podmínky umožňují svařované či pájené deskové výměníky, naopak ale neumožňují výměník rozebrat a čistit. Jako další možnost se nabízí provedení výměníku jako polosvařovaného, kdy by chlazená voda byla umístěna do svařených kanálů. Z uvedených běžných provozních tlaků v kapitole 1 vyplývá, že ani varianta polosvařovaného výměníku pro dané parametry není vhodná.

Shrneme-li výše zmíněné, lze říct, že z hlediska

- přenosu tepla je nejvýhodnější deskový výměník;
- tlakové ztráty je nejvýhodnější provedení trubkového plášťového výměníku s jedním tahem (1. varianta), vyhovující je také trubkový plášťový se dvěma tahy (2. varianta), naopak zcela nevyhovující je deskový výměník;
- zanášení je nejvýhodnější deskový výměník, ostatní dva však také vyhovují;
- rozměrů je nejvýhodnější deskový výměník, vyhovující je také dvoutahý trubkový plášťový (2. varianta), naopak nevyhovující je jednotahý trubkový plášťový (1. varianta).

Všechna zmíněná hlediska z představených variant výměníků splňuje pouze plášťový trubkový výměník se dvěma tahy (2. varianta), a proto jej lze považovat za nejvhodnější.

Otázkou však je, zda by již výše zmíněný přepočtený jednotahý výměník s chladicí vodou v trubkách (1. varianta) na dvoutahý nebyl vhodnější. V tomto případě by díky dvěma tahům vzrostla rychlost proudění chladicí říční vody v trubkách. Rychlost by byla dostatečná vzhledem k zanášení a bylo by možné volit menší rozteče, než byly voleny původně. Svazek trubek by tak lépe zaplňoval prostor pláště a délka výměníku by se tak ještě snížila. K nárůstu rychlosti by došlo také v plášti, avšak lze očekávat, že tlaková ztráta by byla nižší než u dříve navrženého dvoutahého (2. varianta), a to kvůli nižšímu průtoku média v plášti, kterým je zde upravená voda. Vhodné by bylo tento předpoklad ověřit výpočtem a následně porovnat i velikosti teplosměnných ploch. Poté by bylo také vhodné posoudit obě varianty z pohledu nákladů. V případě nově navržené a přepočtené 1. varianty by byly provozní náklady pravděpodobně nižší než u 2. varianty, a to díky menším tlakovým ztrátám. Na druhou stranu u 1. varianty může být (vzhledem k tomu, že upravená voda o vysokém tlaku proudící v plášti zvyšuje nárok na tloušťku pláště) výrobní náklady vyšší.

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo uvést přehled tepelných výměníků, přičemž pozornost z pohledu výhod a omezení těchto výměníků měla být zaměřena na konkrétní typy, které byly následně zvoleny pro návrh výměníku pro zadanou aplikaci – havarijní chlazení upravené vody říční vodou. Upravená voda o hmotnostním průtoku 20 kg/s vstupovala do výměníku o teplotě 290 °C a tlaku 8 MPa a ve výměníku měla být ochlazená na teplotu 90 °C. Vstupní teplota chladicí vody byla 25 °C při tlaku 0,4 MPa, přičemž na výstupu měla teplotu 85 °C. Po návrhu třech různých výměníků pro tuto aplikaci mělo být provedeno jejich posouzení a na závěr měl být vybrán nejvhodnější návrh.

Teoretické části práce byla věnována první kapitola, v níž byla představena některá hlediska, podle nichž se tepelné výměníky klasifikují. Podrobněji bylo popsáno hledisko konstrukční, které rozlišuje výměníky trubkové, deskové, výměníky s rozšířeným povrchem a výměníky regenerační. Pro tyto typy výměníků byly uvedeny konstrukční znaky, oblasti aplikace, a zmíněny byly také výhody i omezení. Výhody a omezení byly podrobněji rozpracovány u výměníků plášťových trubkových a výměníků deskových, které byly následně zvoleny pro návrh.

Druhá kapitola se zabývala tepelným a hydraulickým návrhem plášťového trubkového výměníku s umístěním chladicí vody do trubek. Výměník byl navržen jako jednotahý, v němž média proudila protiproudě. Snahou bylo, aby výměník splňoval požadavky na doporučené předimenzování, minimální rychlosti proudění a optimální tlakové ztráty. Prvním krokem zde bylo navržení geometrie, z níž tepelný a hydraulický návrh vycházel. Po volbě geometrie následoval návrh prepážkového systému, na nějž navazoval výpočet součinitele přestupu tepla na straně pláště a dále byl vypočten i součinitel přestupu tepla na straně trubek. Následně byl určen součinitel prostupu tepla a celková teplosměnná plocha. Na závěr byly stanoveny tlakové ztráty na obou stranách.

Druhým navrhovaným výměníkem, jemuž byla věnována následující kapitola, byl plášťový trubkový výměník se dvěma tahy a U-trubkami. V této kapitole byly uvedeny rozdíly výpočtu dvoutahého výměníku oproti jednotahému a výsledky byly uvedeny v tabulkách.

Návrhu deskového výměníku se věnovala čtvrtá kapitola. Návrh vycházel z volby desky, jejích parametrů a počtu těchto desek. Po určení součinitelů přestupu a prostupu tepla pak byla stanovena celková teplosměnná plocha. Posledním krokem byl výpočet tlakových ztrát.

V kapitole „Posouzení výsledků“ bylo provedeno zhodnocení navržených výměníků z různých hledisek. Jako nevhodný se ukázal deskový výměník, který měl vysoké nároky na těsnění, a u něhož byla překročena maximální doporučená tlaková ztráta 100 kPa. Jednotahý plášťový trubkový výměník by svými rozměry pravděpodobně neodpovídal optimálnímu návrhu, jelikož jeho délka přesáhla 10 m. Jako nejvhodnější se jevil plášťový trubkový výměník se dvěma tahy s vnitřním průměrem pláště 0,736 m a délkou trubek 3,2 m, s chladicí vodou umístěnou v mezitrubkovém prostoru pláště a ochlazovanou upravenou vodou v trubkách, pro něž bylo navrženo uspořádání za sebou (90°). Pro tento výměník byl splněn požadavek na čištění mezitrubkového prostoru díky zvolenému uspořádání trubek. Rychlost proudění v trubkách odpovídala běžným rychlostem, tudíž ji bylo možné vzhledem k čistotě média z pohledu zanášení považovat za dostačující. Díky použitým U-trubkám plášť výměníku nevyžadoval další konstrukční prvek v podobě kompenzátoru, jelikož jsou U-trubky k plášti připojeny prostřednictvím pouze jedné pevné trubkovnice, a mohou tak dilatovat. Dále se tento výměník ukázal jako vhodný z pohledu tlakových ztrát, které činily na straně trubek 0,4 kPa a na straně pláště 8,4 kPa, přičemž nebyla překročena maximální dovolená hodnota 50 kPa.

V kapitole „Posouzení výsledků“ byla dále diskutována možnost přepočtu jednotahého výměníku na dvoutahý a byla položena otázka, zdali by tato varianta nebyla vhodnější, přičemž v tomto ohledu se nabízí možnost práci do budoucna rozšířit.

SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] KAKAÇ, S. a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002. ISBN 08-493-0902-6.
- [2] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbook* [online]. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013 [cit. 2022-04-19]. Mechanical engineering. ISBN 978-042-9105-647. Dostupné z: <https://www.taylorfrancis.com/books/mono/10.1201/b14877/heat-exchanger-design-handbook>
- [3] SHAH, R. K. a Dušan P. SEKULIĆ. *Fundamentals of heat exchanger design* [online]. Hoboken: Wiley, 2003 [cit. 2022-04-19]. ISBN 04-713-2171-0. Dostupné z: doi:10.1002/9780470172605
- [4] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-2144-770-7.
- [5] *VDI Heat Atlas* [online]. Second Edition. Heidelberg: Springer Berlin, 2010 [cit. 2022-05-15]. ISBN 978-3-540-77876-9. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6>
- [6] *Technologie chemických látek*. 1. vyd. Praha: Vydavatelství VŠCHT, 2005, s. 24. ISBN 80-7080-588-9.
- [7] TRAMBOUZE, Pierre. *Petroleum Refining: Materials and Equipment* [online]. [cit. 2022-05-14]. ISBN 978-1-62198-774-1.
- [8] WANG, L., B. SUNDÉN a R.M. MANGLIK. *Plate Heat Exchangers: design, applications and performance*. 1st. Southampton: WIT Press, 2007. ISBN 978-1-85312-737-3.
- [9] Plate Heat Exchanger Plate for SWEP/Tranter/Formerly. In: *TongZe* [online]. Shanghai: © TongZe [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: <https://www.tzphe.com/?p=313>
- [10] ALFA LAVAL. Spiral heat exchanger. In: *ResearchGate* [online]. Berlin: © 2008-2022 ResearchGate GmbH [cit. 2022-05-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/278695521_Design_of_Compact_Heat_Exchangers_for_Transfer_Intensification
- [11] *Heat Exchanger Design Handbook: Heat Exchanger Theory* [online]. Vol. 1. Washington: Hemisphere Publishing Corporation, 1983 [cit. 2022-05-18]. ISBN TJ263.H38. Dostupné z: https://kostmash.ru/assets/1schlunder_e_u_heat_exchanger_design_handbook.pdf
- [12] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: Výpočet výměníku tepla*. První. Brno: Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1991. ISBN 80-214-0363-2.
- [13] Static Equipment: Understanding Heat Exchangers. *Journal of Petroleum Technology* [online]. 2019 [cit. 2022-05-15]. ISSN 1944-978X. Dostupné z: <https://jpt.spe.org/static-equipment-understanding-heat-exchangers>
- [14] ČSN ISO 4200. *Trubky ocelové svařované a bezešvé s hladkými konci: Všeobecné tabulky rozměrů a hmotností na jednotku délky*. Čtvrté vyd. Praha: Český normalizační institut, 1991.
- [15] *Pipe and Tubes Sizes* [online]. In: . Amari Metals Ltd [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.academia.edu/28336720/Pipe_and_Tube_Sizes
- [16] *TEMA: Standards of The Tubular Exchanger Manufacturers Association*. Tenth Edition. United States of America: Tubular Exchanger Manufacturers Association, 2019.

- [17] ČSN 69 0010. *Tlakové nádoby stabilní*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1993.
- [18] Datasheet: 1.4301. In: *Metalcor* [online]. Essen: Metalcor [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.metalcor.de/en/datenblatt/5/>
- [19] *Chemical Engineering Design* [online]. 5th Edition. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2009 [cit. 2022-05-15]. ISBN 978-0-0809-4249-0. Dostupné z: https://app.knovel.com/kn/resources/kpCEDSIEE1/toc?b-q=tema%20dimensions&include_synonyms=no&issue_id=kt00ANTBV5&hierarchy=undefined
- [20] How To Design Pipe Bend Radius ? . In: *HIPPO* [online]. Zhangjiagang City: Hippo Bender, 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.hippobender.com/how-to-design-pipe-bend-radius%EF%BC%9F/>
- [21] Plate Heat Exchanger Gaskets & Plates for Alfa Laval Products. In: *C. J. Mulanix Company, Inc.: Global Heat Exchanger Specialists* [online]. Clearwater, Florida: C. J. Mulanix Company, Inc. [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://www.cjmulanixco.com/Alfa-Laval/index.php>
- [22] Basic dimensions of the gasket plate heat exchanger. In: *ResearchGate* [online]. Berlín: ResearchGate GmbH, 2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/301904913_Characteristics_of_heat_transfer_and_pressure_drop_in_a_chevron-type_plate_heat_exchanger_with_Al2O3water_nanofluids/figures
- [23] The theory behind heat transfer. In: *Alfa Laval* [online]. Lund: Alfa Laval, © 2015-2022 [cit. 2022-05-15]. Dostupné z: <https://edit-prd.alfalaval.com/globalassets/documents/local/united-states/hvac/the-theory-behind-heat-transfer.pdf>
- [24] Coil Wound Heat Exchangers. In: *Heat Exchanger Design Handbook* [online]. © Heat Exchanger Design Handbook, Multimedia Edition [cit. 2022-05-16]. Dostupné z: https://hedhme.com/content_map/?link_id=30125&article_id=15672
- [25] Semi-welded Plate Heat Exchanger: Plate & Frame Heat Exchanger. In: *Grano* [online]. Beijing: Grano Heat Energy Technology Co., 2020 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://grano-heat.com/products/semi-welded-plate-heat-exchanger/>
- [26] Heat Exchanger Flow Configurations. In: *Semantic Scholar* [online]. Semantic Scholar, 2015 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/CFD-Analysis-of-Cross-Flow-Heat-Exchanger-with-Fin-Rajput-Arya/7a8bf4f0e6f297d71eb22590397dda70cb81b0ab/figure/0>
- [27] Fixed bed regenerator arrangement. In: © *THERMOPEdia* [online]. THERMOPEdia, 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.thermopedia.com/content/1087/>
- [28] Regenerative Air Pre-heater. In: *L&T Howden* [online]. Delhi: L&T-Howden Limited, 2022 [cit. 2022-05-18]. Dostupné z: <https://www.lnthowden.com/product-services/regenerative-air-pre-heater/>
- [29] Parts of typical shell and tube heat exchanger. In: *ResearchGate* [online]. Berlin: ResearchGate GmbH, 2008 [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/publication/319528508_DESIGN_OF_SHELL_AND_TUBE_HEAT_EXCHANGER_USING_COMPUTATIONAL_FLUID_DYNAMICS_TO_OLS/figures

- [30] Mild Steel Integral Finned Tubes. In: *Simcan* [online]. Huashi: Simcan Industrial Equipment [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://m.simcanindustry.com/fin-tube/integral-fin-tube/mild-steel-integral-finned-tubes.html>
- Vertical Finned Tube. In: *Simcan* [online]. Huashi: Simcan Industrial Equipment [cit. 2022-05-20]. Dostupné z: <http://m.simcanindustry.com/fin-tube/longitudinal-finned-tube/vertical-finned-tube.html>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Pro přehlednost je „Seznam použitých symbolů a zkratek“ rozdělen na dvě části. První část seznamu je společná pro kapitoly 2 a 3, druhá část přísluší kapitole 4.

První část

Index	Význam	
1	Ochlazované médium (upravená voda)	
2	Chladicí médium (říční voda)	
t	Strana trubek	
s	Strana pláště	
w	Stěna trubky	

Symbol	Veličina	Jednotka
\dot{Q}_b	Tepelný výkon	W
\dot{M}	Hmotnostní průtok	kg/s
A_m	Střední efektivní plocha přestupu tepla	m ²
A_o	Celková plocha přestupu tepla	m ²
A_t	Plocha trubek	m ²
B_c	Výřez přepážky	%
C_1	Konstanta	-
C_{bh}	Konstanta	-
$c_{p,i}$	Měrná tepelná kapacita	J/(kg · K)
D	Vnitřní průměr skořepiny	mm
d_1	Vnitřní průměr trubky	m
d_2	Vnější průměr trubky	m
D_{ctl}	Průměr kružnice procházející středy krajních trubek svazku	
d_n	Průměr hrdla	m
d_n	Průměr hrdla	m
D_{otl}	Průměr obalové kružnice svazku trubek	m
D_s	Vnitřní průměr pláště	m
$D_{s,out}$	Vnější průměr pláště	m
F	Korekční součinitel středního teplotního logaritmického spádu	-
f	Součinitel tření	-
F_c	Podíl trubek v prostoru mezi hranami přepážek	-
F_{sbp}	Poměr ploch S_b a S_m	
F_w	Podíl trubek and přepážkou	-
G	Hmotnostní průtok vztahovaný na plochu	kg/(s · m ²)
g_c	Gravitační zrychlení	m/s ²

G_n	Hmotnostní průtok hrdlem vztažený na plochu	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
G_w	Hmotnostní průtok vztažený na plochu nad přepážkou	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
J_b	Korekční součinitel zohledňující vliv obtokových proudů mezi pláštěm a svazkem trubek	-
J_c	Korekční součinitel zohledňující vliv podélného proudění a příčného proudění	-
j_i	Ideální Colburnův součinitel	-
J_l	Korekční součinitel zohledňující vliv zkratových proudů mezi pláštěm a přepážkou a trubkami a otvory v přepážce	-
J_r	Korekční součinitel zohledňující vliv nežádoucího teplotního gradientu při laminárním proudění	-
J_s	Korekční součinitel zohledňující vliv neopřepážkovaných prostorů u hrdel	-
k	Součinitel prostupu tepla	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
L_{bb}	Mezera mezi pláštěm a přepážkou	m
L_{bc}	Rozteč přepážek	m
L_{bi}	Délka neopřepážkovaného prostoru u vstupního hrdla	m
L_{bo}	Délka neopřepážkovaného prostoru u výstupního hrdla	m
L_{pn}	Podélná rozteč	m
L_{pp}	Poloviční příčná rozteč	m
L_{sb}	Mezera mezi přepážkou a pláštěm	m
L_{ta}	Délka trubkového svazku	m
L_{tb}	Mezera mezi trubkou a přepážkou	m
L_{ti}	Efektivní délka trubkového svazku	
L_{to}	Délka pláště	m
L_{tp}	Příčná rozteč	m
$L_{tp,eff}$	Efektivní příčná rozteč	m
L_{ts}	Tloušťka trubkovnice	m
n_B	Součinitel bezpečnosti k mezi pevnosti	-
N_b	Počet přepážek	-
N_p	Počet tahů	-
N_{ss}	Počet párů těsnících pásků	-
N_t	Počet trubek	-
n_T	Součinitel bezpečnosti ke smluvní mezi kluzu	-
N_{tcc}	Počet efektivních řad trubek v čistém průřezu	-
N_{tcw}	Počet efektivních řad trubek nad přepážkou	-
N_{tw}	Počet trubek nad přepážkou	-
p	Tlak	MPa
P	Teplotní účinnost	-
Pr	Prandtlovo číslo	-
R	Poměr tepelných kapacit proudů	-

R_b	Korekční součinitel tlakové ztráty pro obtokový proud svazku	-
Re	Reynoldsovo číslo	-
$R_{f,i}$	Odpor zanášením uvnitř trubek	$m^2 \cdot K/W$
$R_{f,o}$	Odpor zanášením vně trubek	$m^2 \cdot K/W$
r_i	Vnitřní poloměr trubky	m
R_l	Korekční součinitel tlakové ztráty pro zkratový proud přepážky	-
r_{lm}	Korelační koeficient	-
R_m	Minimální hodnota meze pevnosti	MPa
r_o	Vnější poloměr trubky	m
$R_{p,0,2}$	Minimální hodnota smluvní meze kluzu	MPa
r_s	Korelační koeficient	-
R_s	Korekční součinitel tlakové ztráty pro neopřepážkované prostory	-
S	Odhadovaná celková teplosměnná plocha	m^2
s	Provedená tloušťky stěny skořepiny	mm
S_b	Plocha mezi pláštěm a svazkem	m^2
S_m	Plocha v podélném řezu v ose výměníku	m^2
$S_{návrh}$	Navržená plocha přestupu tepla	m^2
s_R	Výpočtová tloušťky stěny skořepiny	mm
$S_{required}$	Požadovaná plocha přestupu tepla	m^2
S_{sb}	Plocha mezi přepážkou a pláštěm	m^2
S_{tb}	Plocha mezer mezi trubkami a přepážkou	m^2
S_w	Čistá plocha průtočného průřezu nad přepážkou	m^2
S_{wg}	Plocha nad přepážkou	m^2
S_{wt}	Plocha trubek and přepážkou	m^2
t	Tloušťka stěny trubky	m
T_{av}	Průměrná teplota stěny	$^{\circ}C$
$t_{i,s}$	Střední teplota	$^{\circ}C$
t_{i1}	Teplota na vstupu	$^{\circ}C$
t_{i2}	Teplota na výstupu	$^{\circ}C$
T_w	Teplota stěny	$^{\circ}C$
U	Rychlost proudění	m/s
x	Koeficient	-
Δp	Celková tlaková ztráta	Pa
$\Delta p_{b,i}$	Ideální ztráta třením v plášti při příčném obtékání trubek	Pa
Δp_c	Tlaková ztráta třením při příčném obtékání trubek v opřepážkovaném prostoru	Pa
$\Delta p_{c,e}$	Tlaková ztráta náhlým zúžením a rozšířením proudu	Pa

Δp_e	Tlaková ztráta třením při příčném obtékání trubek v neopřepážkovaném prostoru	Pa
Δp_n	Tlaková ztráta ve vstupních hrdlech	Pa
$\Delta p_{t,f}$	Tlaková ztráta třením v trubkách	Pa
Δp_w	Tlaková ztráta při podélném obtékání trubek nad přepážkou	Pa
Δt	Korigovaný střední teplotní logaritmický spád	
Δt_{ln}	Střední teplotní logaritmický spád	°C
%OD	Overdesign	%
$(\theta_t)^r$	Korekční součinitel viskozity na straně trubek	-
$(\theta_s)^n$	Korekční součinitel viskozity na straně pláště	-
$[\sigma]$	Dovolené namáhání	MPa
α	Součinitel přestupu tepla	W/(m ² · K)
α_i	Ideální součinitel přestupu tepla na straně pláště	W/(m ² · K)
θ_{ctl}	Úhel, pod kterým se přepážka protíná s kružnicí procházející středy krajních trubek svazku	rad
θ_{ds}	Úhel, pod kterým se přepážka protíná s vnitřním průměrem pláště	rad
λ	Tepelná vodivost	W/(m · K)
μ	Dynamická viskozita	Pa · s
ν	Kinematická viskozita	m ² /s
ρ	Hustota	kg/m ³
τ	Opravný součinitel pro dovolené namáhání	-
φ_p	Součinitel hodnoty svarového spoje	-

Druhá část

Index	Význam	
1	Ochlazované médium (upravená voda)	
2	Chladicí médium (říční voda)	
Symbol	Veličina	Jednotka
A_l	Efektivní plocha jedné desky	m ²
$A_{l,p}$	Plocha jedné desky	m ²
A_t	Celková efektivní plocha přestupu tepla	m ²
A_x	Střední průřezová plocha kanálu	m ²
b	Hloubka prolisu	m
c_p	Měrná tepelná kapacita	J/(kg · K)
D_e	Ekvivalentní průměr	m
D_h	Hydraulický průměr	m
D_p	Průměr vstupních otvorů	m
f	Součinitel tření	-

G_c	Hmotnostní tok kanálem vztažený na plochu	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
G_p	Hmotnostní tok vstupním otvorem vztažený na plochu	$\text{kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^2)$
C_h	Konstanta	-
k_f	Součinitel prostupu tepla s uvažováním zanášení	$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
K_p	Konstanta	-
L_c	Délka výměníku	m
L_h	Horizontální vzdálenost vstupních otvorů	m
L_p	Projektovaná délka desky	m
L_v	Vertikální vzdálenost vstupních otvorů	m
L_w	Efektivní šířka kanálu	m
m	Konstanta	-
\dot{M}	Hmotnostní průtok	kg/s
n	Konstanta	-
N_{cp}	Počet kanálů	-
N_e	Efektivní počet desek	-
N_p	Počet proudů	-
N_t	Celkový počet desek	-
p	Rozteč desek	m
p_i	Tlak média	MPa
Pr	Prandtlovo číslo	-
Q_f	Tepelný výkon výměníku se zanášením	W
Re	Reynoldsovo číslo	-
R_f	Odpor zanášením	$\text{m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
t	Tloušťka desky	m
T_{av}	Průměrná teplota stěny	$^{\circ}\text{C}$
t_{i1}	Teplota na vstupu do výměníku	$^{\circ}\text{C}$
t_{i2}	Teplota na výstupu z výměníku	$^{\circ}\text{C}$
t_s	Střední teplota	$^{\circ}\text{C}$
T_w	Teplota stěny	$^{\circ}\text{C}$
U	Rychlost proudění kanálem	m/s
Δp_c	Tlaková ztráta mezi deskami	Pa
Δp_p	Tlaková ztráta ve vstupních otvorech	Pa
Δp_t	Celková tlaková ztráta	Pa
Δt_{ln}	Střední teplotní logaritmičeský spád	$^{\circ}\text{C}$
%OD	Overdesign	%
α	Součinitel přestupu tepla	$\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$\text{W}/(\text{m} \cdot \text{K})$
μ	Dynamická viskozita	$\text{Pa} \cdot \text{s}$
ν	Kinematická viskozita	m^2/s
ρ	Hustota	kg/m^3
ϕ	Faktor zvětšení plochy	-

SEZNAM OBRÁZKŮ

- Obr. 1.1 Uspořádání toků – a) souproudé, b) protiproudé, c) křížové, d) křížové-protiproudé [26].
- Obr. 1.2 Dvoutrubkový výměník [5].
- Obr. 1.3 Plášťový trubkový výměník –
- Obr. 1.4 Standardizace hlav a plášťů trubkových výměníků dle TEMA [19].
- Obr. 1.5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami [24].
- Obr. 1.6 Kanálky deskových výměníků vzniklé kontaktem profilovaných desek [8].
- Obr. 1.7 Typy desek – a) H – High theta, b) L – Low theta [9].
- Obr. 1.8 Deskový výměník těsněný – 1) horní nosná tyč, 2) pevná deska, 3) desky, 4) šrouby, 5) dolní vodící tyč, 6) opěrný sloupek, 7) přítlačná deska – převzato z [7] a upraveno.
- Obr. 1.9 Polosvařovaný deskový výměník – detail desek [25].
- Obr. 1.10 Spirálový deskový výměník [10].
- Obr. 1.11 Lamelový výměník [3].
- Obr. 1.12 Typy žebek deskových výměníků – převzato z [7] a upraveno.
- Obr. 1.13 Typy žebrování trubek – a) jednotlivě žebrované trubky [30], b) podélné žebrování jednotlivých trubek [31], c) souvislé žebrování na řadě trubek [3].
- Obr. 1.14 Regenerační výměník a) se dvěma pevnými loži [27], b) s pevnou maticí [3], c) rotační [28].
- Obr. 2.1 Vystřídání uspořádání trubek s úhlem 30°.
- Obr. 2.2 Délkové rozměry pláště – převzato z [2] a upraveno.
- Obr. 2.3 Svazek trubek a plášť v řezu.
- Obr. 2.4 Schematické zobrazení délkových rozměrů přepážky a neopřepážkovaných prostorů [2].
- Obr. 2.5 Tlakové ztráty v plášti – a) Δp_w , b) Δp_c , c) Δp_e – převzato z [5] a upraveno.
- Obr. 4.1 a) Hlavní rozměry desky, b) rozvinuté a projektované rozměry v řezu desky [22].

SEZNAM TABULEK

- Tab. 2.1 Zadané parametry.
- Tab. 2.2 Termodynamické vlastnosti médií.
- Tab. 3.1 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.2 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.3 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.4 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.5 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.6 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.7 Tabulka výsledků.
- Tab. 3.8 Tabulka výsledků.
- Tab. 4.1 Parametry desky.
- Tab. 5.1 Hlavní parametry navržených výměníků.