



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÝMĚNÍKU TEPLA

HEAT EXCHANGER DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Vojtěch Skalický

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Vojtěch Skalický**
Studijní program: Základy strojního inženýrství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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

Návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Výměníky tepla jsou základní jednotkou jakékoli energetické či procesní technologie. Pochopení principu přestupu tepla a návrhu výměníku patří mezi základní energetické dovednosti. Obsahem bakalářské práce bude návrh vzduchem chlazeného výměníku.

Cíle bakalářské práce:

- přehled výměníků tepla se zaměřením na výměníky plyn–kapalina
- návrh výměníku – návrh geometrie, výpočet teplosměnné plochy a určení tlakových ztrát
- výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury:

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 bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem výměníku tepla pro média voda – vzduch. V úvodní části je zmíněn princip funkce tepelných výměníků a základní rozdělení výměníků tepla. Následně je uveden přehled často používaných výměníků tepla pracujících s médii kapalina – plyn. Jsou diskutovány konstrukční varianty, typy používaného žebrování a provozní podmínky. V druhé – výpočetní části je již zpracován samotný návrh výměníku, který obsahuje volbu geometrických rozměrů a tepelný a hydraulický výpočet výměníku. V závěru práce jsou zhodnoceny získané výsledky. Součástí práce je základní výkresová dokumentace navrženého výměníku tepla.

Klíčová slova

Tepelný výměník, žebrovaný tepelný výměník, tlaková ztráta, tepelný výkon, média kapalina – plyn

ABSTRACT

This bachelor's thesis deals with the design of a heat exchanger for water – air media. In the first part, the principle of the heat exchangers function and the basic division of heat exchangers are mentioned. Subsequently, an overview of frequently used heat exchangers working with liquid – gas media is presented. Design variants, types of ribbing used and operating conditions are discussed. In the second – calculation part, the design of the exchanger itself is already processed, which includes the choice of geometric dimensions and thermal and hydraulic calculation of the exchanger. At the end of the thesis, the obtained results are evaluated. The work includes the basic drawing documentation of the designed heat exchanger.

Key words

Heat exchanger, fin heat exchanger, pressure drop, heat output, liquid – gas fluids

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SKALICKÝ, Vojtěch. *Návrh výměníku tepla*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/157721>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.

PROHLÁŠENÍ

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

V Brně dne 23.května 2024

.....
Datum

Vojtěch Skalický

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	12
1.1 Rozdělení tepelných výměníků	12
1.1.1 Podle pracovního pochodu	12
1.1.2 Podle účelu a použití	13
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla	13
1.1.4 Podle vzájemného smyslu proudění	13
1.1.5 Podle kombinace použitých médií.....	14
1.1.6 Podle konstrukčního řešení.....	15
2 Výměníky tepla plyn – kapalina.....	16
2.1 Žebrování.....	16
2.1.1 Žebrování trubkových výměníků.....	17
2.1.2 Žebrování deskových výměníků.....	17
2.2 Kompaktní výměníky	18
2.2.1 Trubkové žebrované výměníky	18
2.2.2 Desko-žebrový výměník tepla.....	19
2.3 Plášťový trubkový výměník s rovnými trubkami.....	21
2.4 Článekový trubkový výměník	21
2.5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami	22
3 Provoz tepelných výměníků	23
3.1 Zanášení.....	23
3.2 Koroze	24
3.3 Abraze.....	24
4 Výpočet výměníku tepla.....	25
4.1 Zadání pro výpočet	25
4.2 Bilanční rovnice výměníku tepla	25
4.3 Stechiometrické výpočty vody	25
4.4 Stechiometrické výpočty vzduchu.....	26
4.5 Volba rozměrů trubek	27
4.6 Počet trubek v jedné řadě.....	27
4.7 Rychlost proudění vody v trubkách.....	28
4.8 Průtočný průřez vzduchového kanálu.....	29
4.9 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu	29
4.10 Součinitel přestupu tepla na straně vody	31
4.11 Povrch jednoho žebra:	31
4.12 Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry:.....	32
4.13 Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky:.....	32
4.14 Součinitel prostupu tepla	32
4.15 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	33
4.16 Tlakové ztráty v na straně vzduchu	34
ZÁVĚR.....	35
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	36

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	38
SEZNAM PŘÍLOH.....	40

ÚVOD

Snahou využít teplou látku pro ohřev jiné, studené látky nebo pomocí studené látky ochladit teplou, se lidstvo zabývá už od nepaměti. Postupem času došel vývoj zařízení nazývaných tepelný výměník až do současné podoby. Rozvoj výměníků dále pokračuje, neboť s rostoucími požadavky společnosti roste i potřeba efektivně nakládat s energií. V lidské společnosti stále ještě existuje mnoho případů, kde je možné nakládání s odpadním teplem zefektivnit.

V průmyslových podnicích se často pracuje s kapalinami, které mají vysokou teplotu. Po použití v primární pracovní aplikaci mají tyto kapaliny uvnitř stále naakumulováno velké množství tepelné energie. O její efektivní využití se postará právě výměník tepla, který pomocí teplosměnných ploch předá tuto energii jiným médiím k dalšímu využití, například k ohřevu vzduchu, pomocí kterého se vytápí průmyslová hala.

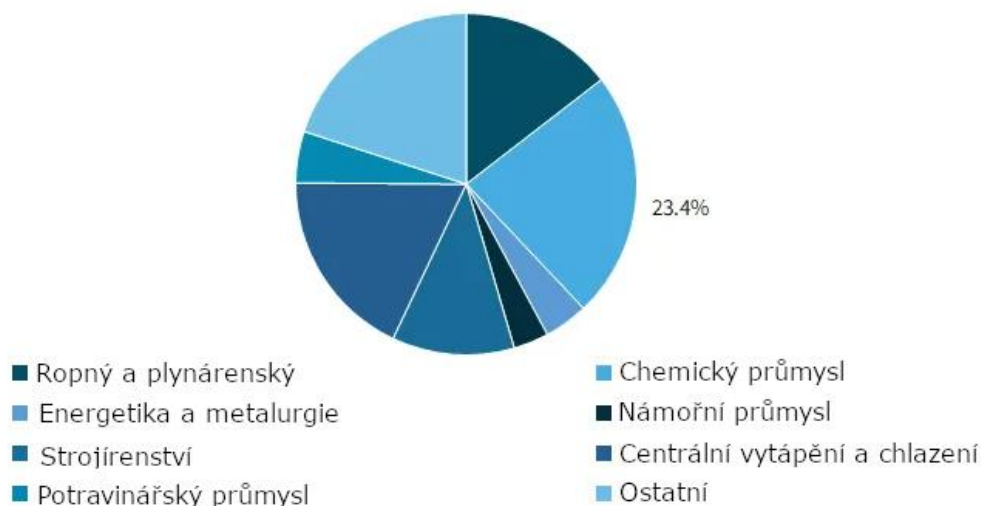
Typů těchto zařízení je mnoho a vývoj stále pokračuje, neboť je téměř nemožné navrhnout univerzální výměník pro všechny aplikace. Při vývoji se střetávají často protichůdné požadavky na výměník jako je například nízká cena a zároveň co nejmenší rozměry výměníku, které jsou dány schopností materiálu přenášet teplo. Což obvykle lépe umožňují ty dražší. Nesmí být opomenuty ani provozní podmínky. Pokud návrh výměníku vychází optimálně, ale neuvazuje se například o tom, že provozní kapalina má velké sklony zanášet systém nečistotami, nemusí být navržený výkon dostatečný nebo se musí provádět častá údržba, která zvyšuje finanční náklady.

Obsahem této bakalářské práce je navrhnout tepelný výměník pro ohřev ve vzduchovodu pomocí odpadní energie vody a následně provést výpočet tlakových ztrát, které jsou potřeba znát ke správnému chodu celého systému.

1 Tepelné výměníky

Výměník tepla je zařízení používané k přenosu tepla mezi dvěma nebo více tekutinami s rozdílnými teplotami. Přenos energie probíhá skrze teplotně nosná média, kdy teplejší médium předává energii médiu chladnějšímu. Tato média mohou být v kapalném, plynném nebo pevném skupenství. V běžné praxi jsou výměníky hojně rozšířené. Používají se v chemickém průmyslu, v energetice, dopravě, technice prostředí a dalších oborech [1]. Podíl jednotlivých oblastí použití v rámci celkové produkce výměníků tepla je uveden na Obr. 1.1.

Přenos tepla ve výměníku probíhá všemi třemi mechanismy přenosu tepla, tj. vedením tepla, konvekce a radiace. Vedením teplo přechází při přímém styku dvou sousedních částic hmoty. U plynů a kovových materiálů se jedná o difúzní proces. Přenos tepla konvekci u tekutin je způsoben pohybem jejich částic, průběh pochodu záleží na charakteru tohoto pohybu. K přenosu tepla makročásticemi dochází u laminárního i turbulentního proudění, ale u turbulentního probíhá intenzivněji [2]. Přenos tepla konvekci se také dělí na přirozenou a nucenou. Při přenosu tepla radiací není třeba kontakt látek, protože probíhá prostřednictvím šíření elektromagnetických vln. Větší vliv na celkový přenos tepla má radiace až při vyšších rozdílech teplot povrchů, a tak se tento mechanismus většinou zanedbává [2].



Obr. 1.1 Podíl tepelných výměníků na trhu podle aplikace; upraveno dle [3]

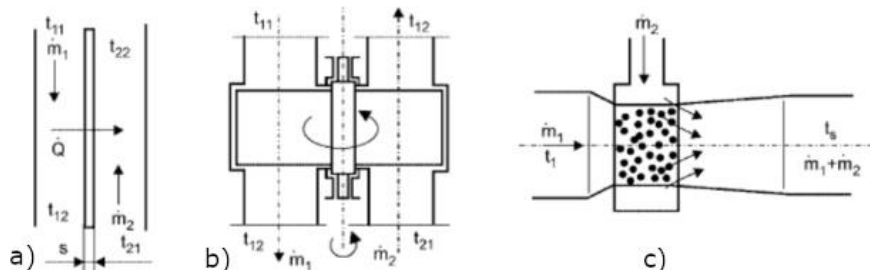
1.1 Rozdělení tepelných výměníků

Tepelné výměníky se mohou podle zdrojů [1; 4] rozdělit do několika skupin.

1.1.1 Podle pracovního pochodu

- rekuperační – obě pracovní látky, mezi nimiž probíhá výměna tepla jsou odděleny pevnou stěnou. Přenos tepla probíhá bez přímého kontaktu prostupem tepla skrze tuto stěnu.
- regenerační – přenos látky je zprostředkován skrze třetí teplotně nosnou látku (prostředníka), která akumuluje teplo od teplejšího média a předává ho chladnějšímu [2].

- c) Kontaktní – dochází k přímému kontaktu mezi teplým a studeným médiem, přičemž jsou tato média rozdílných fází. Po přenosu tepla dochází k opětovnému oddělení látek. Teplosměnná plocha je určena povrchem částic pevné fáze [4].
- d) Směšovací – nemá teplosměnné plochy, obě média přicházejí do bezprostředního styku a vytváří dohromady homogenní směs [4].



Obr. 1.2 Typy výměníků: a) rekuperační; b) regenerační; c) směšovací

1.1.2 Podle účelu a použití

- a) ohříváky – teplota ohřivaného média se zvyšuje, ale nemění se fáze
- b) výparníky – ohřivané médium se mění z kapaliny v páru
- c) chladiče – ochlazované médium snižuje teplotu, ale nedochází ke změně fáze
- d) kondenzátory – teplejší médium z parní fáze kondenzuje na kapalinu
- e) přehříváky a mezipřehříváky – zvyšují teplotu syté nebo přehřáté páry
- f) sušárny – snižují vlhkost látky v pevné fázi dodáním tepla
- g) termické odplyňovávky vody – po ohřevu vody k bodu varu dochází k vylučování pohlcených plynů
- h) topná tělesa ústředního topení – médium ohřívá okolní vzduch

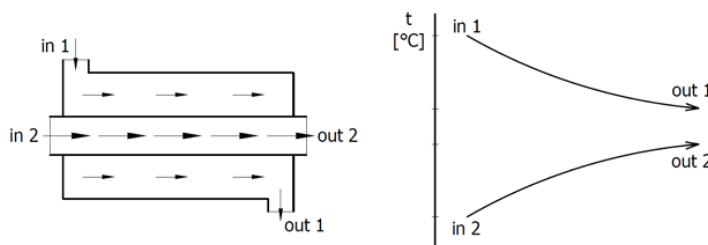
1.1.3 Podle způsobu přenosu tepla

Na přenosu tepla ve výměnících se ve většině případů podílejí všechny tři druhy mechanismů přenosu dohromady. Pro řešení technických problémů lze ale některý mechanismus přenosu tepla zanedbat, což právě zohledňuje toto rozdělení: [2]

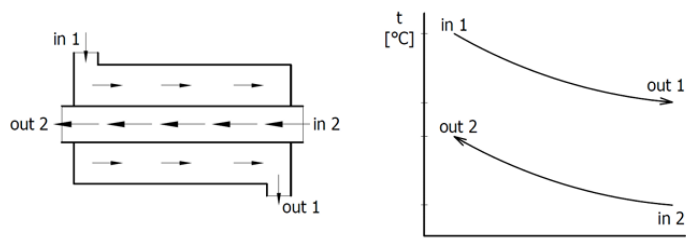
- a) konvekční – většina tepla se předává pomocí konvekce, nejčastější případ
- b) sálavé (radiální) – přestup tepla probíhá především radiací
- c) kombinované – z hlediska přenosu tepla je významné proudění i záření

1.1.4 Podle vzájemného smyslu proudění

- a) souproudé – směry os proudění médií spolu svírají úhel 0° (viz Obr. 1.3)
- b) protiproudé – směry os proudění médií spolu svírají úhel 180° (viz Obr. 1.4)

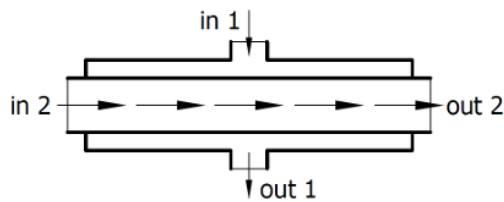


Obr. 1.3 Souprouký výměník [5]



Obr. 1.4 Protiproudý výměník [5]

- c) křížové – směry os proudění médií jsou na sebe kolmé (viz Obr. 1.5)



Obr. 1.5 Křížový výměník [5]

- d) se šikmým vzájemným prouděním – směry os proudění médií spolu svírají úhel jiný než 0° , 180° a 90°
e) s kombinovaným prouděním

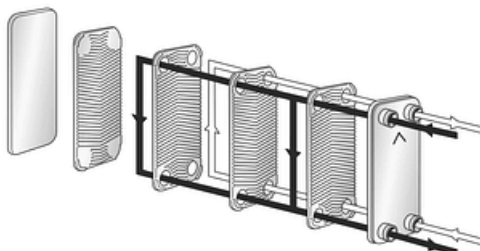
1.1.5 Podle kombinace použitých médií

- Kapalinové
- Plynné
- Kombinované – např. pára – olej, spaliny – voda, pára – voda

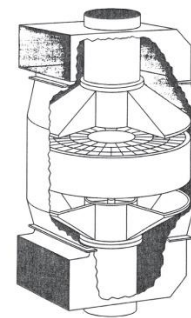
1.1.6 Podle konstrukčního řešení

Při návrhu konstrukce tepelného výměníku je třeba zohlednit více požadavků jako je např. dominantní typ přenosu tepla, tlakové ztráty, požadavky na zástavbový prostor, cena nebo složitost údržby. Tyto požadavky jsou často protichůdné a je potřeba zvolit vhodné řešení. Mezi běžné uspořádání patří tyto:

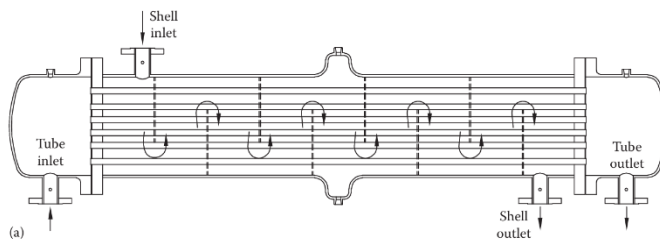
- a) trubkové
- b) deskové
- c) svazkové
- d) kompaktní
- e) bubnové



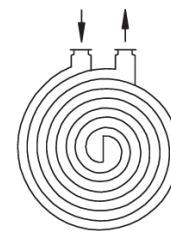
Obr. 1.6 Deskový výměník [1]



Obr. 1.7 Bubnový výměník [1]



Obr. 1.8 Trubkový výměník [1]



Obr. 1.9 Spirálový výměník [1]

2 Výměníky tepla plyn – kapalina

Výměníky tepla typu kapalina – plyn jsou zařízení, která umožňují efektivní výměnu tepla mezi kapalinou a plynem. K často používaným dvojicím teplotnosných látek se řadí tyto [6]:

- a) voda – vzduch
- b) glykol – vzduch
- c) voda – spaliny
- d) olej – vzduch

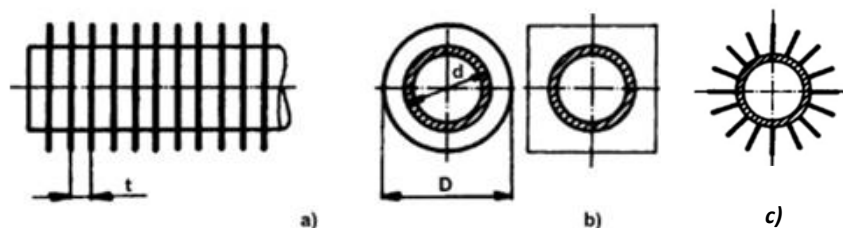
Výměník voda – vzduch je často využíván v topných a klimatizačních systémech, kde ohřátá voda v kotlích předává teplo vzduchu, který je poté distribuován v místnostech. Výměníky tepla glykol – vzduch využívají vlastnosti glykolu jako chladicí kapaliny v různých odvětvích průmyslu a v obytných budovách, kde má glykol za úkol zvýšit efektivitu ventilačních zařízení sloužících k ohřevu vzduchu v zimě a jeho chlazení v létě [6]. S dvojicí látek voda – spaliny se běžně setkáváme např. u kotlů v ekonomizérech [4]. Typickým příkladem použití výměníku olej – vzduch je chladič motorového oleje automobilu.

2.1 Žebrování

V rámci snahy o zvýšení intenzity přenosu tepla se ve výměnících kapalina – vzduch používá žebrování. Je to z důvodu velkého rozdílu součinitele přestupu tepla mezi médii. Použití žeber zvětšuje teplosměnnou plochu, ale zároveň příliš nezvyšuje hmotnost výměníku [7]. Aplikace žeber není vhodná při používání výměníku při vysokých teplotách a pro zaprášená média [4].

Dle vzájemné polohy žeber vůči trubce (viz Obr. 2.1) lze žebrování rozdělit na:

- a) příčné
- b) podélné
- c) ostatní (šroubovitá, kolíková, ...)



Obr. 2.1 Typ žebrování dle polohy vůči trubce: a) příčné kruhové; b) příčné čtvercové; c) podélné; upraveno dle [4]

V případě trubkového výměníku kapalina – plyn s žebrovanými trubkami kapalina obvykle protéká uvnitř trubek a plyn proudí vně trubek. Žebra se umísťují na vnější povrch trubky [4].

Většina tepelných výměníků s žebrovanými trubkami je s křížovým prouděním. U křížového trubkového výměníku s žebry se obvykle volí radiální žebra, buď kruhová nebo čtvercová. U dvoutrubkového výměníku s protiproudým nebo souprroudým prouděním bývají žebra umístěna podélně [1].

Trubkové žebrové výměníky lze také rozdělit podle toho, zda má každá trubka svoje vlastní žebra nebo jestli jsou žebra umístěna průběžně přes celý výměník a jsou tedy společná pro všechny trubky.

2.1.1 Žebrování trubkových výměníků

U výměníků se žebry zvlášť na každé trubce se používají žebra šroubovicová nebo kruhová, segmentová, štěrbínová a další. Žebra se obvykle vyrábí z hliníku, mědi nebo oceli [1]. Pro spojení žebra a trubky se používá mechanické spojení, navíjení žeber ve formě pásku na trubku, lepení, pájení, svařování nebo extruze žeber. Nejpoužívanější a nejjednodušší žebra jsou kruhová, která se vytváří navíjením pásku na trubku, a nebo montáží kruhových kotoučů [8].

Výměníky s žebry přes celou plochu svazku mívají žebra plochá, zvlněná nebo žaluziová. Plochá žebra hůře přenášejí oproti zvlněným teplo, což ale kompenzují nižší tlakové ztráty. Žaluziová zvyšují přenos tepla a zmenšují rozměry výměníku. Spojení žeber s trubkami se realizuje mechanicky nebo pájením. Při mechanickém spojování jsou nejprve nachystána žebra, kdy se do plechů děrují otvory pro trubky, které mají mírně větší průměr, než je průměr trubek. Do žeber s otvory se vsunou trubky a následně se trubky roztáhnou. Metoda pájením se většinou používá u plochých trubko-žebrových výměníků s pocínovanými mosaznými trubkami [1]. V případě metody pájení jsou žebra rovněž děrována a do vytvořených otvorů se volně vsunou trubky. Rozdílem je potažení vnějšího povrchu trubky a žeber pájecím materiálem. Sestava se následně vloží do pájecí pece, pájený materiál se roztaví a zapříčiní pevné spojení trubky s žebrem. Technologie pájením je z energetického hlediska náročnější než mechanické spojení [1].

2.1.2 Žebrování deskových výměníků

Geometrie žeber deskových výměníků se používají trojúhelníkové, obdélníkové, zvlněné, zubové, žaluziové nebo perforované (viz Obr. 2.2). Žebra se vyrábí ze stejného materiálu jako ostatní části výměníku, což bývá hliník nebo nerezová ocel [1].

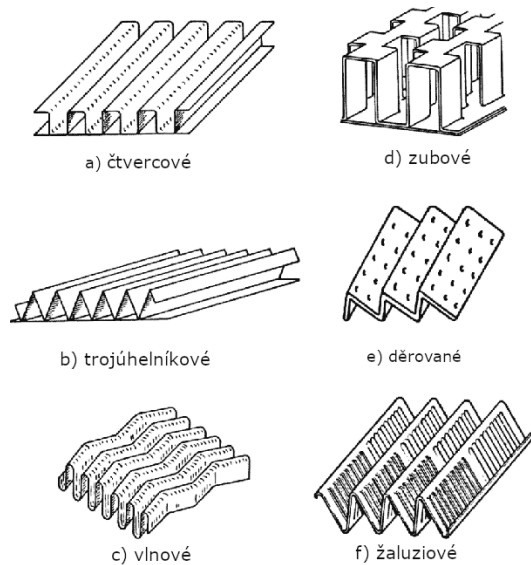
Výroba žebrování probíhá ohýbáním plechů ve formovacích strojích do požadovaného tvaru. U složitějších tvarů se před ohýbáním mohou plechy řezat dle požadované výsledné geometrie.

Nejjednodušším typem žebrování je pouze ohýbané, které je ve směru proudění nepřerušované. Nejčastěji používané jsou trojúhelníkové a obdélníkové průchody. Pokud je žebrování děrované, lze tím ještě více zvýšit přenos tepla [9].

Často používané je zubové žebrování, jehož principem je narušování mezní vrstvy, která je nucená na každém žebře znovu vznikat, čímž se zvyšuje výměna tepla.

Vlnová žebrování se používají tam, kde jsou mírně znečištěné kapaliny, protože jsou poměrně odolnější vůči zanášení. Tvarem se podobají základním ohýbaným profilům, ovšem díky zvlnění ve směru proudu tekutiny se zvyšuje přenos tepla [1].

U chladičů spalovacích motorů se používá žaluziové žebrování, která mění směr proudu plynu podle tvaru prolisů, což narušuje mezní vrstvu tekutiny a tím i zvyšuje přestup tepla [9]. Výhodou těchto prolisů jsou nižší výrobní náklady, protože se vyrábí válcováním oproti lisování používanému u většiny ostatních žebrování. Nevýhodou je větší sklon k zanášení.



Obr. 2.2 Typy žebrování: a) čtvercové; b) trojúhelníkové; c) vlnové; d) zubové; e) děrované; f) žaluziové; upraveno dle [10]

2.2 Kompaktní výměníky

Kompaktní výměníky, jak už název napovídá, jsou charakteristické svými kompaktními rozměry. Těch je docíleno zvětšením teplosměnné plochy pomocí žebrování, díky němuž se dosahuje vyššího součinitele přestupu tepla. Teplosměnná média používaná v těchto výměnících by neměla být příliš náchylná k zanášení, protože proudí poměrně malým průtočným průřezem, který je obtížný na čištění. Maximální provozní tlaky a teploty nedosahují tak vysokých hodnot jako je to možné u trubkových výměníků, protože jsou omezeny pevností spojení žeborů a trubek či desek [1].

Kompaktní výměníky se používají ve velkém rozsahu aplikací jako jsou například výměníky v automobilech, chladicích zařízeních, kryogenice nebo při využívání odpadního tepla [9].

Kompaktní výměníky se dělí dle konstrukčního uspořádání podle Kuppána [1] na:

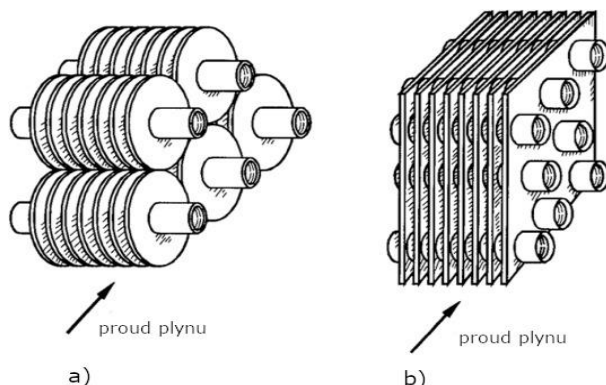
- a) trubkové žebrované
- b) deskové žebrované
- c) regenerační

Regenerační výměníky pracují s médii plyn – plyn, a proto nejsou dále rozváděny.

2.2.1 Trubkové žebrované výměníky

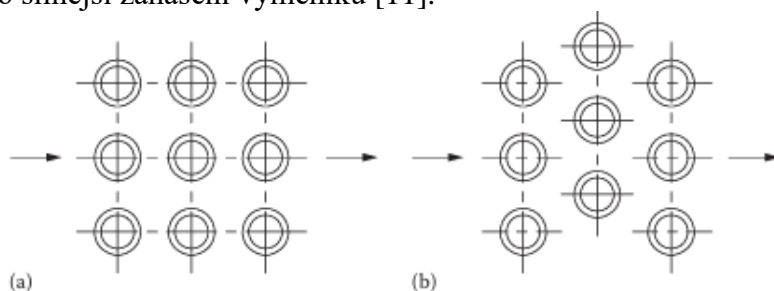
Při použití těchto výměníků proudí kapalina v trubce a plyn v mezitrubkovém prostoru, protože kapalina má vyšší hodnoty tlaku a má větší součinitel přestupu tepla. Z toho důvodu jsou žebra na straně plynu. Nejčastěji používané jsou kruhové, čtvercové případně elipsovité průřezy trubek vyráběné z mědi, hliníku nebo oceli [4]. Žebrované trubkové výměníky lze rozdělit dle typu žebrování (viz Obr. 2.3) na:

- a) trubky s jednotlivým žebrováním
- b) průběžné žebrování



Obr. 2.3 Typy žebrování trubkových kompaktních výměníků: a) jednotlivé; b) průběžné; upraveno dle [8]

Trubkové žebrované výměníky se používají s jednou trubkou nebo často ve svazku trubek. Uspořádání tohoto svazku se používá buď vystřídané nebo za sebou (Obr. 2.4). Vystřídané uspořádání, kdy jsou trubky v další řadě vůči předchozí předsazeny, se používá přednostně, protože probíhá efektivněji přenos tepla. Uspořádání za sebou se volí v případech, kdy je očekáváno silnější zanášení výměníku [11].



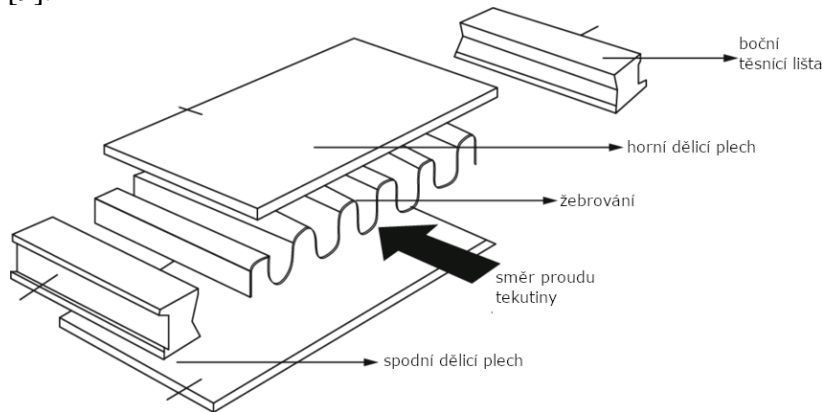
Obr. 2.4 Uspořádání svazku trubek: a) za sebou; b) vystřídané; [1]

S výměníky tepla s žebrovanými trubkami se lze setkat v mnoha odvětvích průmyslu. Používají se v elektrárnách k výměně tepla spalín, přehřevu spalovacího vzduchu a také kondenzaci odpadní páry z parních turbín. V průmyslových sušičkách se používají žebrované trubkové výměníky tepla pro ohřev vzduchu horkou vodou nebo olejem [13]. V oblastech s nedostatkem vody se používají namísto chladicích věží s otevřeným vodním okruhem uzavřené chladicí okruhy s žebrovými trubkovými výměníky [13]. V průmyslu i domácnosti jsou trubkové žebrované výměníky tepla typické pro klimatizační jednotky nebo pro vytápění vzduchu pomocí tepla akumulovaného v kapalině.

2.2.2 Desko-žebrový výměník tepla

Konstrukce chladicí sítě výměníku je složena z elementů, které tvoří boční těsnicí lišty, dělicí plechy a vrstvy žebek. Konstrukce tohoto elementu je zobrazena na Obr. 2.5. Tyto jednotlivé elementy jsou skládány na sebe a dohromady vytváří blok. Po sestavení je blok vložen do pájecí pece, kde dojde ke spojení materiálu a zajištění pevnosti [12]. Zvlnění žebrových desek slouží jednak jako sekundární teplosměnné plochy a také jako mechanické výtzuhy.

U výměníků kapalina – plyn se kanálky pro proudění kapaliny často nahrazují plochými trubkami [9].



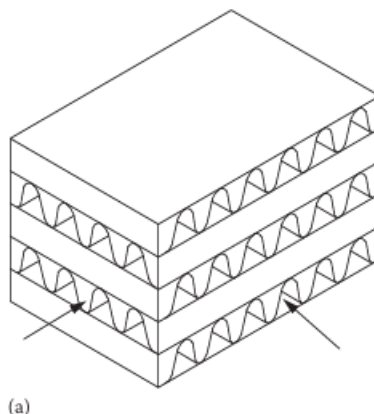
Obr. 2.5 Typický element desko-žebrového výměníku; upraveno dle [13]

Konstrukcí je tento výměník značně variabilní a díky tomu umožňuje pojmout velkou škálu průtoků, včetně protiproudých, křížových (viz Obr. 2.6), paralelních, víceprůchodových a víceprůdých směrů proudů [1].

Výhodami desko-žebrového výměníku je výborný poměr výkonu výměníku vůči rozměrům a vysoký přenos tepla a také nízká hmotnost. Přesto nemusí být desko-žebrový výměník pro daný tepelný výkon z hlediska nákladů nutně výhodnější než jiné formy výměníků tepla, protože výrobní metoda pájením použitá pro konstrukci je složitá a energeticky náročná [1].

Použití je vhodné pouze pro méně zanášivé kapaliny kvůli malým průtokovým kanálům a velmi obtížnému čištění a maximální velikost výměníku je omezena rozměry pájecí pece.

Tyto výměníky jsou navrženy pro chlazení různých médií, zejména olejů, vody a vzduchu. Široká paleta kombinací různých chladicích médií v jednom bloku poskytuje velkou flexibilitu pro různé aplikace. Často se používají jako kombinované chladiče olej – vzduch pro kompresory. Díky kompaktnosti se tyto výměníky uplatňují v automobilismu, leteckém průmyslu nebo v kryogenických aplikacích. Chladiče olej – vzduch a vzduch – voda se používají v oblasti stavebnictví, zemědělství a dalších průmyslových odvětvích. [12]



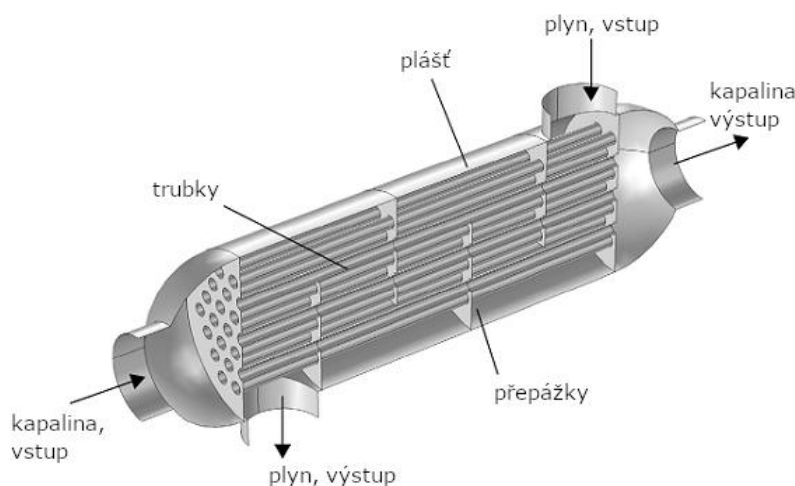
Obr. 2.6 Jeden blok desko-žebrového výměníku tepla s křížovým prouděním [1]

2.3 Plášťový trubkový výměník s rovnými trubkami

Konstrukce plášťového trubkového výměníku se skládá z trubek, přepážek, pláště a vstupní a výstupní hlavy [1] (viz Obr. 2.7). Kapalina proudí do výměníku vstupní přírubou, dále vnitřkem trubek, které jsou většinou ocelové nebo mosazné, a vytéká výstupní hlavou [4]. Plyn vstupuje do mezitrubkového prostoru, proudí mezi přepážkami a vystupuje přírubou. Přepážky slouží ve výměníku ke zpomalení plynu a prodlužují trajektorii proudění.

Nevýhodou tohoto typu výměníku je jeho nízká kompaktnost. Dále také problémy s teplotní dilatací, a proto se tyto výměníky používají při nižších teplotních a tlakových rozdílech obou pracovních médií. Pro použití tohoto typu tepelného výměníku i při vyšších požadovaných parametrech se provádí kompenzace, která se provádí pružným zvlněním pláště nebo uložení výměníku s plovoucí hlavou [4].

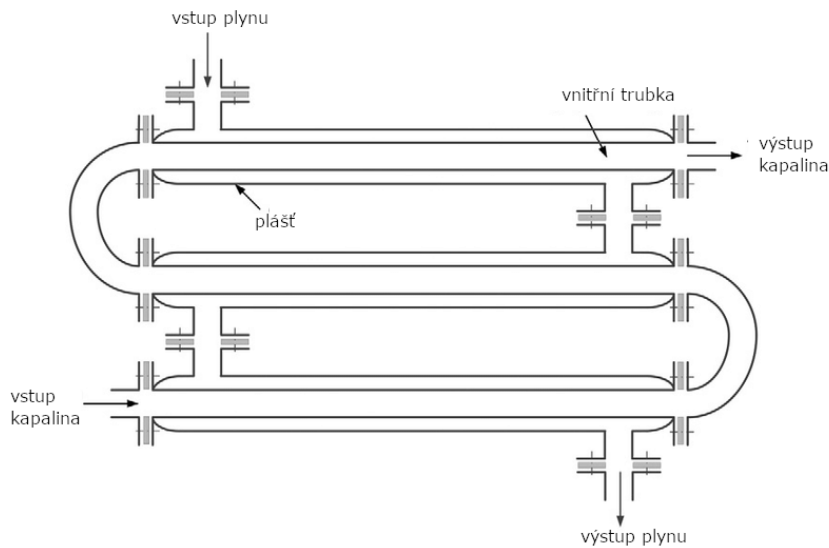
Výměníky tepla se svazkem trubek lze použít k chlazení výfukových plynů generátorů pomocí vody, např. na ropných plošinách, kde hrozí riziko exploze [15].



Obr. 2.7 Trubkový výměník s rovnými trubkami; upraveno dle [14]

2.4 Článekový trubkový výměník

Oproti kompaktním výměníkům je článekový trubkový výměník nebo výměník dvoutrubkový v aplikacích kapalina – plyn méně používaným typem. Jedná se o protiproudý výměník, kdy tekutina podélně omývá vnější povrch [4], viz Obr. 2.8. Princip funkce tohoto výměníku je stejný jako u plášťového výměníku s rovnými trubkami včetně jeho výhod i nevýhod. Nejčastěji se používají jako výměníky pára – voda. Používá se při větších tepelných tocích. Typickým příkladem použití jsou kotlové plamence spaliny – voda [4].

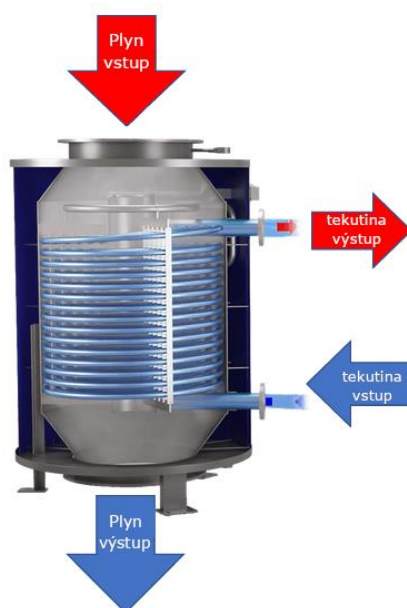


Obr. 2.8 Článekový trubkový výměník; upraveno dle [15]

2.5 Výměník se šroubovitě vinutými trubkami

Uvnitř pláště tohoto výměníku je spirálovitě vinutá trubka či více řad trubek (viz Obr. 2.9). Výhodou tohoto typu výměníku je snadná výroba a využití čistého protiproudu při zachování příčného obtékání trubek [4]. V porovnání s výměníkem s rovnými trubkami je šroubovitě vinutí z hlediska přenosu tepla efektivnější [16]. Mezi nevýhody patří nutnost výměny celé trubky v případě opravy, protože je z jednoho kusu. Další nevýhodou je horší využití vnitřního prostoru výměníku [4].

Spirálovitě vinuté trubkové výměníky se využívají jako parní vyvíječe. Okolo trubek proudí např. spaliny z plynového hořáku, které ohřívají vodu uvnitř trubek. Tato voda na konci vystupuje jako sytá pára [4].



Obr. 2.9 Spirálový výměník; upraveno dle [17]

3 Provoz tepelných výměníků

Během provozu tepelných výměníků dochází k určitým mechanismům poruch, se kterými je potřeba se vyrovnat. Mezi časté poruchy patří: [4]

- a) zanášení
- b) koroze
- c) abraze

3.1 Zanášení

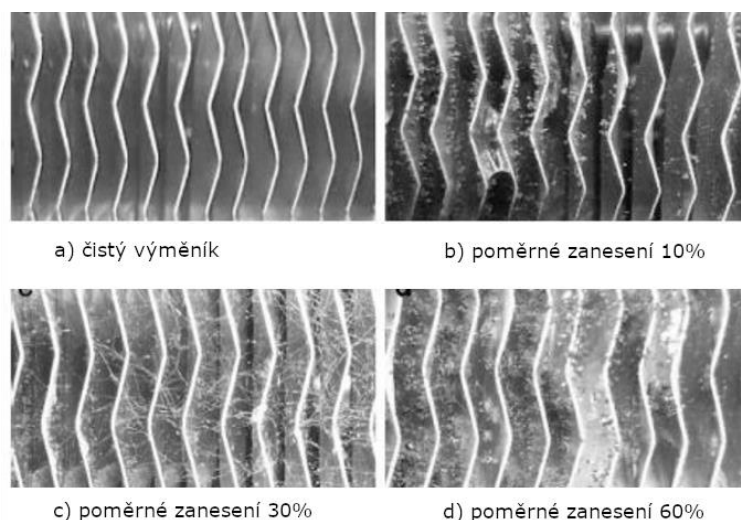
Zanášení je tvorba nežádoucích usazenin na teplotně nosných plochách, které brání přenosu tepla a zužují průtočný průřez proudící tekutiny [1]. Zúžením průtočného průřezu dochází k zvýšení rychlosti proudění média, zvýšení tlakové ztráty a vyššímu výkonu čerpadel a ventilátorů [4]. Tepelná vodivost nánosů je oproti materiálu stěn výměníku nízká, a z toho důvodu dochází k horšímu přestupu tepla a ke snižování výkonu výměníku [4].

U kompaktních výměníků tepla je znečištění jedním z hlavních problémů, zejména u různých geometrií žebrování a jemných průtokových kanálků, které nelze mechanicky vyčistit. Kompaktní výměníky tepla se proto nepoužívají v aplikacích s vysokým znečištěním [1].

Existují tři hlavní důvody, proč dochází k znečištění žebrovaných výměníků. Jedná se o znečištění úlomky a částicemi, biologické znečištění (Obr. 3.1) a znečištění mrazem a námrazou [18].

Prach a biologické materiály se dostávají do systému společně s proudem vzduchu a usazují se na žebrech výměníku a dalších površích, což způsobuje pokles výkonu. Dalším rizikem je při nízkých teplotách u chladicích zařízení kondenzace vlhkosti na žebrování. Ta přitahuje nečistoty a také vytváří vhodné podmínky pro tvorbu bakterií a plísní. Pokud se na povrchu nashromáždí velké množství těchto mikroorganismů, vznikne film, který negativně ovlivňuje přenos tepla [18]. Dopady biologického a částicového znečištění lze snížit volbou vhodného materiálu, uspořádání trubek, hustotou žebrování a mechanickým nebo chemickým čištěním [1].

Během zimy může být problémem ve venkovních vzduchových instalacích námraza a zamrzání. Akumulace ledu snižuje objemový průtok vzduchu a tím pádem dochází ke zvyšování rychlosti proudění, větším tlakovým ztrátám a poklesu výkonu výměníku.



Obr. 3.1 Tepelný výměník během zanášení biologickým materiálem; upraveno dle [19]

3.2 Koroze

Koroze je samovolný proces rozrušování kovů působením okolního agresivního prostředí [20]. Jejím důsledkem je zeslabení konstrukčních částí výměníku a poruchovost. U trubek malých průměrů může dojít vlivem koroze až k jejich zanesení [4].

Podle druhu dějů dělíme korozi na:

- a) elektrochemickou – v kapalném prostředí, vznik galvanického článku – materiál, který je anodou, koroduje
- b) chemickou – v plynném prostředí, vznikají korozní zplodiny
- c) ostatní – kavitace

U výměníků spaliny – voda, u kterých spaliny obsahují velké množství síry, může dojít k tvorbě kyselin, které při poklesu teploty pod rosný bod na stěnách výměníku způsobují nízkoteplotní korozi ze strany spalin. Koroze probíhá zvláště rychle během odstávek výměníků tepla, kdy se doporučuje výměník v klidovém režimu konzervovat [4].

Korozi lze předejít volbou vhodného materiálu v závislosti na druhu použitého média. Další možností ochrany je aplikace povrchové úpravy materiálu nebo katodická ochrana [1].

3.3 Abraze

Abraze je proces mechanického opotřebení materiálu, který vzniká při pohybu tuhých částic po povrchu jiného materiálu. Tento jev nastává při použití teplonosných látek, které tyto tuhé částice obsahují. Abraze je častá u ohříváků vzduchu kotle. Abrazi mohou způsobit i kapky vody v proudu plynu [4]. U chladicích zařízení provozovaných v nízkých teplotách také hrozí abraze krystalkami ledu.

4 Výpočet výměníku tepla

4.1 Zadání pro výpočet

Navrhněte výměník pro využití odpadního tepla vody pro předehřev vzduchu:

- objemový tok vzduchu $\dot{V}_2 = 4,0 \text{ m}^3/\text{s}$
- požadovaná teplota odpadního vzduchu $t_{22} = 130 \text{ }^\circ\text{C}$
- vstupní teplota vzduchu $t_{21} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
- vstupní teplota vody $t_{11} = 180 \text{ }^\circ\text{C}$
- hmotnostní tok topné vody $\dot{m}_1 = 1,9 \text{ kg/s}$

Výměník umístěte do vzduchovodu o rozměrech 0,8x0,8 m

Pro výpočet uvažujte suchý vzduch. Tlak vody na vstupu je 8 MPa, tlak vzduchu je atmosferický 101,325 kPa

Na základě zadaných parametrů a dle obvyklých konstrukčních řešení viz kap.2 byl vybrán jako řešení křížový trubkový výměník s kulatými žebry. Uspořádání trubek je zvoleno vystřídání, protože je předpokládáno pouze obvyklé zanášení.

4.2 Bilanční rovnice výměníku tepla

Základem pro výpočet tepelného výměníku jsou dvě rovnice, známé jako rovnice tepelné bilance a rovnice prostupu tepla. Tyto rovnice jsou odvozeny z principu zachování energie, což znamená, že v ustáleném stavu se tepelný příkon dodávaný do výměníku pomocí teplejšího média musí rovnat tepelnému výkonu přenášenému na chladnější médium [4].

Bilanční rovnice výměníku tepla má tvar:

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = \dot{M}_1 \cdot c_{p1} \cdot (t_{11} - t_{12}) \quad (4.1)$$

Příčemž index 2 má chladnější médium a index 1 teplejší. Úpravou této rovnice můžeme dopočítat výstupní teplotu vody:

$$t_{12} = t_{11} - \frac{\dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21})}{\dot{M}_1 \cdot c_{p1}} = 124,26 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.2)$$

$$t_{12} = 180 - \frac{4,055 \cdot 1,019 \cdot (130 - 20)}{1,9 \cdot 4,292} = 124,26 \text{ }^\circ\text{C}$$

Z rovnice (4.1) je možné dopočítat také potřebný tepelný výkon výměníku

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_2 \cdot c_{p2} \cdot (t_{22} - t_{21}) = 454,53 \text{ kW} \quad (4.3)$$

4.3 Stechiometrické výpočty vody

Pro další zjištění vlastností vody je potřeba určit střední teplotu vodu a střední tlak, který ale není známý, a proto jsou odhadnuty tlakové ztráty na 2 kPa.

$$t_{1stř} = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{180 + 124,26}{2} = 152,13 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.4)$$

$$p_{1stř} = \frac{p_{11} + p_{12}}{2} = \frac{8 + 0,002}{2} = 7,99 \text{ MPa} \quad (4.5)$$

Zjištěné parametry vody jsou uvedeny v Tab. 4.1 Hodnoty byly stanoveny pomocí programu XSteam

Tab. 4.1 Vlastnosti vody při teplotě 152 °C a tlaku 7,99 MPa

Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Hustota	ρ_1	919,368	$\frac{kg}{m^3}$
Měrná tepelná kapacita	c_{p1}	4,292	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Tepelná vodivost	λ_1	0,6885	$\frac{W}{m \cdot K}$
Dynamická viskozita	η_1	$1,818 \cdot 10^{-5}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$
Kinematická viskozita	ν_1	$1,977 \cdot 10^{-7}$	$\frac{m^2}{s}$

4.4 Stechiometrické výpočty vzduchu

Následně je potřeba stejným způsobem zjistit stejné parametry i pro vzduch. Tlakové ztráty byly odhadnuty na 0,2 kPa

$$T_{2stř} = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{20 + 130}{2} = 75 \text{ °C} \quad (4.6)$$

$$p_{2stř} = \frac{p_{21} + p_{22}}{2} = \frac{101,32 + 101,12}{2} = 101,22 \text{ kPa} \quad (4.7)$$

Parametry vzduchu potřebné pro výpočet jsou uvedeny v Tab. 4.2.

Tab. 4.2 Vlastnosti suchého vzduchu při teplotě 75 °C a tlaku 101,22 kPa

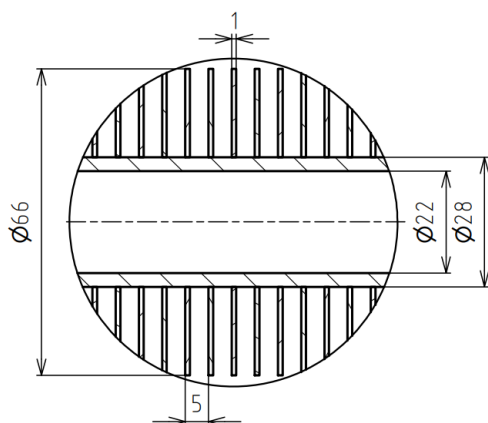
Parametr	Značka	Hodnota	Jednotka
Měrná tepelná kapacita	c_{p2}	1,019	$\frac{kJ}{kg \cdot K}$
Tepelná vodivost	λ_2	0,029	$\frac{W}{m \cdot K}$
Dynamická viskozita	η_2	$2,069 \cdot 10^{-5}$	$\frac{kg}{m \cdot s}$
Kinematická viskozita	ν_2	$2,041 \cdot 10^{-5}$	$\frac{m^2}{s}$
Měrná hmotnost	ρ_2	1,048	$\frac{kg}{m^3}$

4.5 Volba rozměrů trubek

Zvolené rozměry trubek jsou uvedeny v Tab. 4.3 a znázorněny na Obr. 4.2

Tab. 4.3 Rozměry žebrovaných trubek

Rozměr	označení	hodnota	jednotka
Vnější průměr trubky	d_o	28	mm
tloušťka trubky	δ	3	mm
Vnitřní průměr trubky	d_i	22	mm
Výška žeber	h_z	19	mm
Tloušťka žeber	t_z	1	mm
Vnější průměr žeber	d_z	66	mm
Rozteč žeber	s_z	5	mm
Počet žeber na metr trubky	n_z	200	1/m



Obr. 4.2 Rozměry trubky s žebry

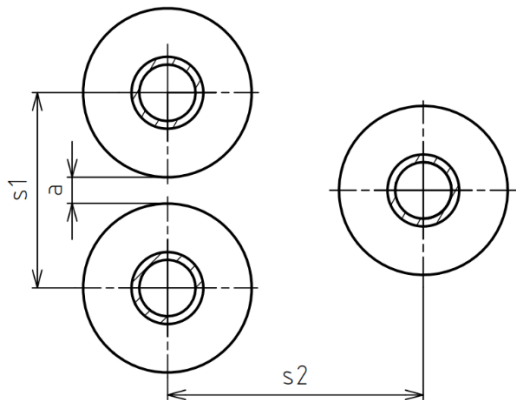
4.6 Počet trubek v jedné řadě

Před spočtením počtu trubek je potřeba vypočítat příčnou rozteč s_1 , kde je třeba zvolit mezitrubkovou vzdálenost a a podélnou rozteč s_2 . Schéma uspořádání trubek je znázorněno na Obr. 4.3

$$a = 15 \text{ mm}$$

$$s_2 = 100 \text{ mm}$$

$$s_1 = d_z + a = 66 + 15 = 81 \text{ mm} \quad (4.8)$$



Obr. 4.3 Schéma vystřídání uspořádání trubek ve výměníku

Výpočet šířky proudícího kanálu:

$$\check{s} = \frac{s_1}{2} + (n_{tr} - 1) \cdot s_1 + \frac{s_1}{2} + \frac{s_1}{2} \quad (4.9)$$

Úpravou vzorce (4.9) lze určit návrhový počet trubek pro proudící vodu:

$$n_{tr} = \frac{L_2}{s_1} - \frac{1}{2} = \frac{800}{78} - \frac{1}{2} = 9,38 [-] \quad (4.10)$$

Skutečný počet trubek v jedné řadě musí být celé číslo, proto byl zvolen $n_{tr} = 10$

Skutečná příčná rozteč bude z rovnice (4.9)

$$s_{1skut} = \frac{L_2}{n_{tr} + \frac{1}{2}} = \frac{800}{10 + \frac{1}{2}} = 76,2 \text{ mm} \quad (4.11)$$

4.7 Rychlost proudění vody v trubkách

Rovnice kontinuity má tvar

$$\dot{M}_1 = w_1 \cdot S_1 \cdot \rho_1 \quad (4.12)$$

Kde ρ_1 je hustota vody a \dot{M}_1 je S_1 je průtočný průřez daný vztahem (4.13)

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot n_{tr} \quad (4.13)$$

Dosazením průtočného průřezu do rovnice kontinuity (4.12) a její následnou úpravou lze spočítat rychlost vody v trubkách:

$$w_1 = \frac{4 \cdot \dot{M}_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot n_{tr} \cdot \rho_1} = \frac{4 \cdot 1,9}{\pi \cdot 22^2 \cdot 10 \cdot 919,368} = 0,544 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.14)$$

4.8 Průtočný průřez vzduchového kanálu

Průtočný průřez se spočítá odečtením průmětu žebrovaných trubek ve směru vzduchu od průřezu kanálu:

$$S_2 = L_2 \cdot L_1 - L_2 \cdot d_o \cdot n_{tr} - 2 \cdot h_z \cdot t_z \cdot L_2 \cdot n_z \cdot n_{tr} \quad (4.15)$$

$$S_2 = 800 \cdot 800 - 800 \cdot 22 \cdot 10 - 2 \cdot 18 \cdot 1 \cdot 800 \cdot 200 \cdot 10 = 0,355 \text{ m}^2$$

Rychlost vzduchu

Rychlost vzduchu v kanálu se určí vztahem (4.16):

$$w_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_2} = \frac{4,0}{0,360} = 11,261 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.16)$$

4.9 Výpočet součinitele přestupu tepla na straně vzduchu

Součinitel přestupu tepla se určí dle literatury [11]:

$$\alpha_{2r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (4.17)$$

Podíl výhřevných ploch žebek ku celkové ploše ze strany spalin:

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{d_z}{d_o}\right)^2 - 1}{\left(\frac{d_z}{d_o}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{S_z}{d_o} - \frac{t_z}{d_o}\right)} \quad (4.18)$$

$$\frac{S_z}{S} = \frac{\left(\frac{66}{28}\right)^2 - 1}{\left(\frac{66}{28}\right)^2 - 1 + 2 \cdot \left(\frac{5}{28} - \frac{1}{28}\right)} = 0,941 [-]$$

Podíl volných trubek ku celkové ploše:

$$\frac{S_h}{S} = 1 - \frac{S_z}{S} = 1 - 0,941 = 0,059 [-] \quad (4.19)$$

Poměrná příčná rozteč trubek:

$$\sigma_1 = \frac{S_{1skut}}{d_o} = \frac{76,2}{28} = 2,72 [-] \quad (4.20)$$

Poměrná úhlopříčná rozteč trubek:

$$\sigma'_2 = \frac{\sqrt{\left(\frac{S_{1skut}}{2}\right)^2 + s_2^2}}{d_o} = \frac{\sqrt{\left(\frac{76,2}{2}\right)^2 + 100^2}}{28} = 3,82 [-] \quad (4.21)$$

Součinitel poměrných roztečí:

$$\varphi_{\sigma} = \frac{\sigma_1 - 1}{\sigma_2' - 1} = \frac{2,82 - 1}{3,84 - 1} = 0,61 [-] \quad (4.22)$$

Součinitel C_Z byl určen z tabulek ze zdroje [11]:

$$C_Z = 0,95 [-]$$

Součinitel přestupu tepla konvencí:

$$\alpha_k = 0,23 \cdot C_Z \cdot \varphi_{\sigma}^{0,2} \cdot \frac{\lambda_2}{s_z} \cdot \left(\frac{d_o}{s_z}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{h_z}{s_z}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{w_2 \cdot s_z}{v_2}\right)^{0,65} \quad (4.23)$$

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,23 \cdot 0,95 \cdot 0,61^{0,2} \cdot \frac{0,029}{5} \cdot \left(\frac{28}{5}\right)^{-0,54} \cdot \left(\frac{17,5}{5}\right)^{-0,14} \cdot \left(\frac{11,26 \cdot 5}{2,041 \cdot 10^{-5}}\right)^{0,65} \\ &= 64,73 \frac{W}{m^2 \cdot K} \end{aligned}$$

Součinitel pro kruhová žebra je dle literatury [11]:

$$\psi_z = 0,85 [-]$$

Materiálem pro žebra byla zvolena ocel z důvodu nízké ceny.

Součinitel tepelné vodivosti žeber pro ocel:

$$\lambda_z = 40 \frac{W}{m \cdot K}$$

Součinitel β je dán rovnicí (4.24) dle literatury [11]:

$$\beta = \frac{2 \cdot \psi_z \cdot \alpha_k}{t_z \cdot \lambda_z \cdot (1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k)} \quad (4.24)$$

$$\beta = \frac{2 \cdot 0,85 \cdot 64,92}{1 \cdot 40 \cdot (1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 64,73)} = 52,45 [-]$$

Součinitel efektivnosti žebra:

Hodnota součinitel efektivnosti žebra se odečte z grafu z literatury [11] s použitím poměrů:

$$\frac{d_z}{d_o} = \frac{63}{28} = 2,36 [-]$$

$$\beta \cdot s_z = 0,99 [-]$$

Výsledný součinitel efektivnosti je určen z diagramů z literatury [11]

$$E = 0,70 [-]$$

Součinitel rozšíření žebra – žebro se nerozšiřuje
 $\mu = 1$

Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu

$$\alpha_{2r} = \left(\frac{S_z}{S} \cdot E \cdot \mu + \frac{S_h}{S} \right) \cdot \frac{\psi_z \cdot \alpha_k}{1 + \varepsilon \cdot \psi_z \cdot \alpha_k} \quad (4.25)$$

$$\alpha_{2r} = (0,941 \cdot 0,70 \cdot 1 + 0,059) \cdot \frac{0,85 \cdot 64,73}{1 + 0 \cdot 0,85 \cdot 64,73} = 39,49 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

4.10 Součinitel přestupu tepla na straně vody

Součinitel přestupu tepla se určí ze vztahu pro Nusseltovo číslo (4.26)

$$Nu_1 = \frac{\alpha_1 \cdot d_i}{\lambda_1} \quad (4.26)$$

Kde je nejprve potřeba spočítat pomocí rovnic (4.27) a (4.28) Prandtlovo a Reynoldsovo číslo

$$Pr_1 = \frac{c_{p1} \cdot \eta_1}{\lambda_1} = \frac{4,292 \cdot 1,818 \cdot 10^{-5}}{0,6885} = 1,133 [-] \quad (4.27)$$

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_i}{v_1} = \frac{0,544 \cdot 22}{1,977 \cdot 10^{-7}} = 60498,24 [-] \quad (4.28)$$

Z určených podobnostní čísel lze dopočítat Nusseltovo číslo:

$$Nu_1 = 0,33 \cdot Re_1^{0,6} \cdot Pr_1^{0,33} \quad (4.29)$$

$$Nu_1 = 0,33 \cdot 60498,24^{0,6} \cdot 1,133^{0,33} = 254,36 [-]$$

Úpravou rovnice (4.26) se určí součinitel přestupu tepla pro trubkový prostor:

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_i} = \frac{254,36 \cdot 0,6885}{22} = 7960,274 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.30)$$

4.11 Povrch jednoho žebra:

$$S_{1z} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (d_z^2 - d_o^2)}{4} + \pi \cdot d_z \cdot t_z \quad (4.31)$$

$$S_{1ž} = \frac{2 \cdot \pi \cdot (66^2 - 28^2)}{4} + \pi \cdot 66 \cdot 1 = 0,0058 \text{ m}^2$$

4.12 Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry:

$$S_{1m} = \pi \cdot d_o \cdot (1 - n_z \cdot t_z) + n_z \cdot S_{1ž} \quad (4. 32)$$

$$S_{1m} = \pi \cdot 28 \cdot (1 - 200 \cdot 1) + 200 \cdot 0,0058 = 1,234 \text{ m}^2$$

4.13 Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky:

$$S_{2m} = \pi \cdot d_i = \pi \cdot 22 = 0,069 \text{ m}^2 \quad (4. 33)$$

4.14 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla se určí dle literatury [4] rovnicí (4.34)

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{2r}} + \frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{S_{1m}}{S_{2m}}} \quad (4. 34)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{39,49} + \frac{1}{7960,274} \cdot \frac{1,234}{0,069}} = 36,279 \frac{W}{\text{m}^2 \cdot K}$$

Rovnice pro výpočet výkonu výměníku je dána rovnicí (4.35):

$$Q_b = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{SP} \quad (4. 35)$$

Kde Δt_{ln} je střední teplotní logaritmický spád:

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \right)} \quad (4. 36)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{160 - 5,74}{\ln \left(\frac{160}{5,74} \right)} = 77,23 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Rozdíly teplot Δt_1 a Δt_2 pro výpočet středního logaritmického spádu:

$$\Delta t_1 = \Delta t_{11} - \Delta t_{12} = 160 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4. 37)$$

$$\Delta t_2 = \Delta t_{22} - \Delta t_{21} = 5,74 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.38)$$

Úpravou rovnice (4.35) pro výpočet výkonu výměníku tepla spočteme vnější teplosměnnou plochu:

$$S_{SP} = \frac{Q_b}{k \cdot \Delta t_{ln}} = \frac{454,53}{36,279 \cdot 77,23} = 35,757 \text{ m}^2 \quad (4.39)$$

Z teplosměnné plochy můžeme pomocí vztahu (4.40) zjistit počet řad trubek:

$$n_{\text{řad}} = \frac{S_{SP}}{L_1 \cdot S_{1m} \cdot n_{tr}} \quad (4.40)$$

$$n_{\text{řad}} = \frac{35,757}{800 \cdot 1,234 \cdot 10} = 3,62 [-]$$

Počet řad musí být celočíselný, proto je počet řad $n_{\text{řad}} = 4$

Skutečná teplosměnná plocha:

$$S_{SPreal} = n_{\text{řad}} \cdot n_{tr} \cdot L_1 \cdot S_{1m} \quad (4.41)$$

$$S_{SPreal} = 4 \cdot 10 \cdot 800 \cdot 1,234 = 36,489 \text{ m}^2$$

Skutečný výkon výměníku potom bude

$$Q_{skut} = k \cdot \Delta t_{ln} \cdot S_{SPreal} \quad (4.42)$$

$$Q_{skut} = 36,279 \cdot 77,23 \cdot 36,489 = 501,96 \text{ kW}$$

4.15 Tlakové ztráty v trubkovém prostoru

Tlakové ztráty jsou dány jako součet ztrát třením kapaliny a místních ztrát.

$$\Delta p_1 = p_{tř} + p_{mís} \quad (4.43)$$

Pro určení tlakových ztrát je nutné znát součinitel místních ztrát, které jsou podle literatury [21]:

$$\zeta_1 = 1,0$$

$$\zeta_2 = 0,8$$

Kde ζ_1 je součinitel ztrát pro napojení na rozdělovač a ζ_2 součinitel ztrát v oblouku

Součinitel tření je dán vztahem:

$$\lambda = \frac{0,316}{\sqrt[4]{Re_1}} = \frac{0,316}{\sqrt[4]{60498,24}} = 0,020 [-] \quad (4.44)$$

Tlakové ztráty třením $p_{tř}$ a ztráty místní jsou potom dány rovnicemi (4.45), (4.46):

$$p_{tř} = \lambda \cdot \frac{L_1}{d_i} \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1 \cdot n_{řad} \quad (4.45)$$

$$p_{tř} = 0,020 \cdot \frac{800}{22} \cdot \frac{0,544^2}{2} \cdot 919,368 \cdot 4 = 438 \text{ Pa}$$

$$p_{mís} = (\zeta_1 + (n_{řad} - 1) \cdot \zeta_2) \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot \rho_1 \quad (4.46)$$

$$p_{mís} = (1,0 + (4 - 1) \cdot 0,8) \cdot \frac{0,544^2}{2} \cdot 919,368 = 462 \text{ Pa}$$

Celkové ztráty pro jednu trubku jsou dány jako:

$$\Delta p_1 = p_{tř} + p_{mís} \quad (4.47)$$

$$\Delta p_1 = 438,0 + 462,0 = 900 \text{ Pa}$$

4.16 Tlakové ztráty v na straně vzduchu

Ztrátový součinitel na straně vzduchu pro vystřídané uspořádání trubek je dán vztahem z literatury [11]:

$$\zeta_{sv} = (4 + 6,6 \cdot n_{řad}) \cdot Re_2^{-0,28} \quad (4.48)$$

$$\zeta_{sv} = (4 + 6,6 \cdot 4) \cdot 60498,24^{-0,28} = 2,049 [-]$$

Kde Re_2 je Reynoldsovo číslo vně trubek, určené podle vztahu:

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_o}{\nu_2} = \frac{11,261 \cdot 28}{1,977 \cdot 10^{-7}} = 15446,08 [-]$$

Výsledná tlaková ztráta vzduchu se pak určí ze rovnice (4.49):

$$\Delta p_2 = \zeta_{sv} \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad (4.49)$$

$$\Delta p_2 = 2,047 \cdot \frac{11,261^2}{2} \cdot 1,050 = 205 \text{ Pa}$$

ZÁVĚR

Hlavním cílem této práce bylo navrhnout vhodný výměník pro ohřev vzduchu proudícího vzduchovým kanálem pomocí odpadního tepla vody. Pro tento případ byl zvolen svazkový trubkový výměník s kulatými žebry a vystřídáním uspořádáním. Postup výpočtu je uveden ve čtvrté kapitole.

V úvodu této práce je krátká rešerše o výměnících tepla, která se skládá ze všeobecného rozdělení typů výměníků tepla a přehledu výměníků používaných pro média kapalina – plyn, jejich obvyklého použití a provozních požadavcích. Pro výměníky kapalina – plyn jsou typické žebrované povrchy, a proto je jedna podkapitola věnována také tomuto tématu.

Výpočtová část se zabývá návrhem výměníku pro média voda – vzduch. Zadané vstupní parametry výměníku byly vstupní teploty obou médií, výstupní teplota vzduchu, hmotnostní tok vody a objemový tok vzduchu na vstupu do výměníku. Jako konstrukční řešení výměníku byl zvolen svazkový trubkový výměník s žebrovanými trubkami ve vystřídáném uspořádání. Voda je z důvodu vyššího tlaku umístěna do trubek a vzduch proudí v příčném směru skrze svazek. Trubky jsou uspořádány do 10 řad a mají dohromady 4 chody. Pro zvětšení teplosměnné plochy jsou opatřeny kulatými žebry s hustotou žebrování 200 žeber na metr délky.

Navržený výměník tepla dosahuje výkonu 501,96 kW. Požadovaný výkon, který vyplynul ze zadané výstupní teploty, byl 454,53 kW. Lze konstatovat, že navržený tepelný výměník odpovídá požadavkům na přenos tepla mezi médii. Odchylka mezi požadovaným a navrženým výkonem je 9,4 %. Toto předimenzování je vhodné, neboť kompenzuje případné zanášení tepelného výměníku nečistotami.

Tlakové ztráty vody v trubkovém prostoru jsou 900 Pa, což odpovídá očekávaným hodnotám. Výpočet zahrnuje ztráty pouze v trubkách a ve vtoku z rozdělovače do trubek a bez vtoku a výtoku do rozdělovače. Ztráta ve vzduchovodu činí 200 Pa.

V dalším pokračování vývoje tohoto výměníku by bylo vhodné provést pevnostní výpočet, což ale nebylo součástí zadání této práce.

Výpočet tepelného výměníku byl proveden v programu SMATH.

Součástí práce je i výkresová dokumentace, která je obsažena v příloze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] THULUKKANAM, Kuppan. *Heat Exchanger Design Handbook*. Second edition. Milton: CRC Press, 2013, 1260 s. ISBN 1439842132. Dostupné z: doi:10.1201/b14877
- [2] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN isbn80-214-0363-2.
- [3] Heat Exchanger Market Size - By Technology (Shell & Tube, Plate, Air Cooled), By Application (Oil & Gas, Chemical, Power Generation & Metallurgy, Marine, Mechanical Industry, Central Heating & Refrigeration, Food Processing), & Forecast, 2024 - 2032. In: *Global Market Insights Inc* [online]. 2024-01 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.gminsights.com/industry-analysis/heat-exchanger-market>
- [4] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Vydání čtvrté. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2022. ISBN 978-80-214-6093-5.
- [5] GULIŠ, Jan. *Přepočet výměníku tepla pro nová média*. Brno, 2021. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Marek Baláš.
- [6] Typy výměníků tepla. In: NORDICTEC EU. *Nordic Tec EU* [online]. 2024, 2024-03-18 [cit. 2024-04-23]. Dostupné z: <https://nordictec-shop.cz/cs/blog/prispevek/typy-vymeniku-tepla>
- [7] LEE, Ho Sung. *Thermal design: heat sinks, thermoelectrics, heat pipes, compact heat exchangers, and solar cells*. Hoboken: Wiley, c2010. ISBN 978-047-0496-626.
- [8] WANG, C.-C., G. XIE, S. PESTEEI, et al. Heat transfer enhancement in fin-and-tube heat exchangers – A review on different mechanisms. *A review on different mechanisms - ScienceDirect* [online]. [cit. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S1364032120307565>
- [9] HEDH Multimedia. *Heat Exchanger Design Handbook, Multimedia Edition* [online]. 2014 [cit. 2024-05-17]. Dostupné z: doi:10.1615/hedhme.a.000429
- [10] WEBB, Ralph L. a Nae-Hyun KIM. *Principles of enhanced heat transfer*. 2nd ed. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005. ISBN isbn9781591690146.
- [11] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 2. přeprac. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002. ISBN 80-010-2591-8.
- [12] Chlazení vody: Deskožebrový systém. In: BS COOLERS A.S. *BS Coolers a.s.* [online]. [cit. 2024-04-29]. Dostupné z: <https://www.bscoolers.cz/nase-systemy-ds-chlazení-vody>
- [13] 45 Construction details of a typical single-element plate-fin heat exchanger. In: *ResearchGate* [online]. [cit. 2024-05-17]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Construction-details-of-a-typical-single-element-plate-fin-heat-exchanger_fig105_308464561
- [14] How to Model a Shell and Tube Heat Exchanger. In: *COMSOL* [online]. 2013, 2013-09-11 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.comsol.com/blogs/how-model-shell-and-tube-heat-exchanger/>

- [15] Configuration of a double pipe heat exchanger. The inner pipe is the tube side and the outer pipe is a shell side if looking from the viewpoint of a shell. In: *ResearchGate* [online]. [cit. 2024-05-16]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/Configuration-of-a-double-pipe-heat-exchanger-The-inner-pipe-is-the-tube-side-and-the_fig7_302922766
- [16] INYANG, Uwem Ekwere a Iniubong James UWA. Heat Transfer in Helical Coil Heat Exchanger. *Advances in Chemical Engineering and Science* [online]. 2022, **12**(01), 26-39 [cit. 2024-05-15]. ISSN 2160-0392. Dostupné z: doi:10.4236/aces.2022.121003
- [17] NAG, Pradosh. Exhaust Gas. In: *Valutech Inc* [online]. [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.valutechinc.com/products/heat-exchangers/exhaust-gas-heat-exchanger/>
- [18] How to Avoid Fin Tube Heat Exchange Coil Fouling. In: MAINSTREAM FLUID & AIR LLC. *Mainstream Fluid & Air LLC* [online]. 2023, 2023-10-25 [cit. 2024-05-14]. Dostupné z: <https://mainstream-corp.com/how-to-avoid-fin-tube-heat-exchange-coil-fouling/>
- [19] A Literature Review On Heat Exchanger Air Side Fouling In Heating, Ventilation And Air-conditioning (HVAC) Applications. In: *Semantic Scholar* [online]. 2009 [cit. 2024-05-15]. Dostupné z: <https://www.semanticscholar.org/paper/A-Literature-Review-On-Heat-Exchanger-Air-Side-In-Sarfraz-Bach/6a492190fbf8e22d4837893e0bc921c01b35ba35/figure/2>
- [20] Katodická ochrana. In: *ATEKO* [online]. [cit. 2024-05-24]. Dostupné z: <https://ateko.info/cs/katodicka-ochrana/>
- [21] LABOUTKA, Karel a Tomáš SUCHÁNEK. Hodnoty součinitelů místních ztrát - základní tvarovky v potrubí. In: *TZB-info* [online]. [cit. 2024-05-16]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/21-hodnoty-soucinitelu-mistnich-ztrat-zakladni-tvarovky-v-potrubi>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
a	Mezitrubková vzdálenost	[mm]
c_{p1}	Měrná tepelná kapacita vody	[J/kg · K]
c_{p2}	Měrná tepelná kapacita vzduchu	[W/m ² · K]
C_Z	Koeficient ve výpočtu přestupu tepla	[–]
d_i	Vnitřní průměr trubky	[mm]
d_o	Vnější průměr trubky	[mm]
d_z	Vnější průměr žebra	[mm]
E	Efektivnost žeber	[–]
h_z	Výška žebra	[mm]
k	Součinitel prostupu tepla	[W/m ² · K]
L_1	Šířka vzduchovodu	[mm]
L_2	Šířka vzduchovodu	[mm]
\dot{M}_1	Hmotnostní tok vody	[kg/s]
\dot{M}_2	Hmotnostní tok vzduchu	[kg/s]
$n_{řad}$	Počet řad trubek	[–]
n_{tr}	Počet trubek v jedné řadě	[–]
n_z	Počet žeber na metr trubky	[–]
Nu_1	Nuseltovo číslo na straně vody	[–]
$p_{mís}$	Tlakové ztráty místní v trubce	[Pa]
$p_{tř}$	Tlakové ztráty třením v trubce	[Pa]
Pr_1	Prandtlovo číslo na straně vody	[–]
\dot{Q}_b	Potřebný výkon výměníku	[kW]
Q_{skut}	Skutečný výkon výměníku	[kW]
r_2	Měrná plynová konstanta	[J/kg · K]
Re_1	Reynoldsovo číslo na straně vody	[–]
S_1	Průtočný průřez trubky	[mm ²]
s_1	Příčná rozteč	[mm]
s_{1skut}	Skutečná příčná rozteč	[mm]
S_{1m}	Celkový vnější povrch jedné jeden metr dlouhé trubky se žebry	[mm ²]
$S_{1ž}$	Povrch jednoho žebra	[mm ²]
S_2	Průtočný průřez vzduchového kanálu	[mm ²]
s_2	Podélná rozteč	[mm]
S_{2m}	Celkový vnitřní povrch jedné jeden metr dlouhé trubky	[mm ²]
S_{SP}	Vnější teplosměnná plocha	[mm ²]
S_{SPreal}	Skutečná teplosměnná plochu	[–]
s_z	Rozteč žeber	[mm]

\check{s}	Šířka proudícího kanálu	[mm]
t_{11}	Teplota vody na vstupu	[°C]
t_{12}	Teplota vody na výstupu	[°C]
t_{21}	Teplota vzduchu na vstupu	[°C]
t_{22}	Teplota vzduchu na výstupu	[°C]
$T_{2stř}$	Střední teplota proudu vzduchu	[°C]
$t_{\check{z}}$	Tloušťka žebra	[mm]
\dot{V}_2	Objemový tok vzduchu	[m ³ /s]
w_1	Rychlost vody	[m/s]
w_2	Rychlost vzduchu	[m/s]
α_1	Součinitel přestupu tepla z trubky	[W/m ² · K]
α_{2r}	Součinitel přestupu tepla na straně vzduchu	[W/m ² · K]
α_k	Součinitel přestupu tepla konvekcí	[W/m ² · K]
η_1	Dynamická viskozita vody	[Pa · s]
λ	Součinitel tření	[–]
λ_1	Součinitel tepelné vodivosti trubek	[W/m · K]
$\lambda_{\check{z}}$	Součinitel tepelné vodivosti žebek	[W/m · K]
ξ_1	Součinitel místních ztát – napojení trubky	[–]
ξ_2	Součinitel místních ztát – oblouk	[–]
ξ_{sv}	Ztrátový součinitel na straně vzduchu	[–]
ρ_1	Hustota vody	[kg/m ³]
σ_1	Poměrná příčná rozteč trubek	[–]
σ'_2	Poměrná úhlopříčná rozteč trubek	[–]
ν_1	Kinematická viskozita vody	[m ² /s]
φ_σ	Součinitel poměrných roztečí	[–]
$\psi_{\check{z}}$	Korekční součinitel pro kruhová žebra	[–]
δ	Tloušťka trubky	[mm]
Δp_1	Tlakové ztráty v trubkovém prostoru	[Pa]
Δp_2	Tlakové ztráty na straně vzduchu	[Pa]
Δt_1	Rozdíl teplot na ve výměníku	[°C]
Δt_2	Rozdíl teplot na ve výměníku	[°C]
Δt_{ln}	Střední teplostní logaritmičeský spád	[°C]
μ	Součinitel rozšíření žebra	[–]

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Výkresová dokumentace navrženého tepelného výměníku