



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

Lukáš Tatýrek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Lukáš Tatýrek**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Návrh výměníku tepla

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Obsahem bakalářské práce bude návrh tepelného výměníku spaliny–voda pro využití zbytkové energie spalin ze spalovacího motoru. Návrh bude obsahovat tepelný a hydraulický výpočet a základní konstrukční výkres.

Cíle bakalářské práce:

- rešerše výměníků tepla
- návrh vhodné technologie pro aplikaci spaliny–voda
- návrh teplosměnných ploch
- konstrukční návrh výměníku
- výkresová dokumentace

Seznam doporučené literatury:

BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7.

BUDAJ, Florian. Parní kotle: podklady pro tepelný výpočet. 4. přeprac. vyd. Brno: Vysoké učení technické, 1992.

DLOUHÝ, Tomáš. Výpočty kotlů a spalinových výměníků. Vyd. 3. V Praze: Nakladatelství ČVUT, 1999. ISBN 978-80-01-03757-7.

KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.

PAVELEK, Milan. Termomechanika. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2011. ISBN 978-8-214-4300-6.

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

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Navrhovaný tepelný výměník je součástí kogenerační jednotky, kterou se v současné době zabývám, jako možnou alternativou pro získávání elektřiny a tepla v období topné sezóny. Cílem je zpracovat rešerši použitelných tepelných výměníků, vybrat vhodnou technologii pro aplikaci spaliny-voda, vypočítat a navrhnout teplosměnné plochy, vypočítat tlakové ztráty a zpracovat přiloženou výkresovou dokumentaci výměníku. Z výměníků byl vybrán rekuperační deskový výměník s těsněním. Bylo navrženo nestandardní těsnění pro vyšší teploty, než bývá běžné. Výsledkem je deskový výměník nestandardních rozměrů s velmi malým množstvím desek.

Klíčová slova

Tepelný výměník, spaliny-voda, deskový výměník, výpočet, návrh

ABSTRACT

The designed heat exchanger is part of a cogeneration unit, which I am considering as a possible alternative for acquiring electrical and heat energy during heating season. The objective is to compile research about usable heat exchangers, pick a suitable technology for flue gas water application, calculate and design a heat exchange surface, calculate pressure drops and process the enclosed drawing documentation of the heat exchanger. For calculations, the recuperation gasket plate heat exchanger was chosen. The design of gaskets is nonstandard as it has been made for higher than usual temperatures. The result of this work is a heat exchanger with uncommon dimensions with a very low count of plates.

Key words

Heat exchanger, flue gas-water, plate heat exchanger, PHE, computations, design

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

TATÝREK, L. *Návrh výměníku tepla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 49 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Marek Baláš, Ph.D..

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma **Šablona závěrečných prací Energetického ústavu** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

23.5.2018

Lukáš Tatýrek

PODĚKOVÁNÍ

Tímto děkuji doc. Ing. Markovi Balášovi, Ph.D za trpělivost a chápavý přístup při vypracovávání této závěrečné práce. Dále děkuji rodičům, za důvěru, kterou ve mě vkládají.

OBSAH

ÚVOD	11
1 Tepelné výměníky	12
1.1 Použití	12
1.2 Základní principy přenosu energie	12
1.3 Tepelné výměníky vhodné pro použití se spaliny	13
1.3.1 Rozdělení rekuperačních výměníků podle směru a smyslů toku médií	13
1.3.2 Rozdělení rekuperačních výměníků podle konstrukce	13
1.3.3 Přehled rozdělení	14
1.3.4 Trubkové výměníky	14
1.3.5 Deskové výměníky	16
1.4 Požadavky na tepelné výměníky	19
2 Návrh vhodné technologie pro aplikaci spaliny voda	20
2.1 Popis kogenerační jednotky	20
2.2 Využití energie výfukových plynů	20
2.3 Problematika TUV	20
2.4 Popis motoru	21
2.5 Vstupní parametry	21
2.6 Volba vhodné technologie	22
2.7 Deskový výměník s těsněním	23
2.7.1 Typy desek podle úhlu sklonu kanálů β	24
2.7.2 Omezení použití	24
2.7.3 Návrh těsnění	25
3 Návrh výměníku tepla	26
3.1 Vlastnosti spalin	26
3.2 Výpočet průtoku médií	26
3.3 Výpočet spotřeby paliva	27
3.4 Výpočet vlastností spalin	27
3.4.1 Hmotnostní tok spalin:	28
3.5 Výpočet teplosměnné plochy	29
3.5.1 Výpočet hmotnostního toku vody	29
3.5.2 Výpočet LMTD [1]	30
3.6 Algoritmus výpočtu	31
3.6.1 Stanovení vstupních parametrů	32

3.6.2	Výpočet Prandltových a Reynoldsových čísel pro spalin	32
3.6.3	Výpočet Prandltových a Reynoldsových čísel pro spalin	33
3.6.4	Výpočet Nusseltova čísla pro spaliny	33
3.6.5	Výpočet Nusseltova čísla pro vodu	34
3.6.6	Výpočet součinitelů přestupu tepla [1]	34
3.6.7	Výpočet součinitele prostupu tepla [1]	34
3.6.8	Výpočet celkové teplosměnné plochy [1].....	34
3.6.9	Výpočet počtu teplosměnných ploch ND	34
3.6.10	Kontrola počtu kanálů	34
3.7	Výpočet tlakových ztrát.....	35
3.8	Výsledný výkon výměníku	36
3.8.1	Výpočet množství vyrobené TUV	36
3.9	Parametry navrženého výměníku	37
3.10	Díly potřebné pro výrobu a zprovoznění výměníku tepla:	38
4	ZÁVĚR.....	41
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	42
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	45
	SEZNAM OBRÁZKŮ	47
	Nenalezena položka seznamu obrázků.SEZNAM TABULEK.....	48
	SEZNAM PŘÍLOH.....	49

ÚVOD

Výměníky tepla jsou široce rozšířená zařízení, která zprostředkovávají tepelný tok mezi dvěma a více látkami. Jejich různorodost využití a konstrukce je předurčuje pro nasazení ve značné většině odvětví. Setkáváme se s nimi každodenně ať už doma v podobě ledniček a tepelných čerpadel, v autě jako chladiči, nebo na pracovištích ve formě klimatizací a chladičů strojů. Tepelný výměník je navrhován jako část kogenerační jednotky využívající jako základ zážehový motor. V současné době se jednotkou zabývám jako možnou alternativou pro získávání elektřiny a tepla v období topné sezóny.

První kapitola se zabývá rešerší tepelných výměníků s důrazem na rekuperační výměníky, nejběžněji používané jsou blíže popsány.

Druhá kapitola se zaměřuje na popis jednotky, volbu vhodné technologie pro aplikaci spaliny-voda a řešení problému pro nestandardní použití zvoleného rekuperačního deskového výměníku s těsněním. Jako nejvíce limitující prvek se projevilo těsnění, které se standardně používá pouze při nižších teplotách.

Třetí kapitola obsahuje geometrický návrh, výpočet teplosměnné plochy a výpočet tlakových ztrát podle odborné literatury.

1 Tepelné výměníky

Tepelný výměník, dále jen výměník, je zařízení sloužící pro přesun tepelné energie z ochlazovaného média na médium ohřívané. Jeho účelem je snižovat a zvyšovat entalpii médií [1], [2].

1.1 Použití

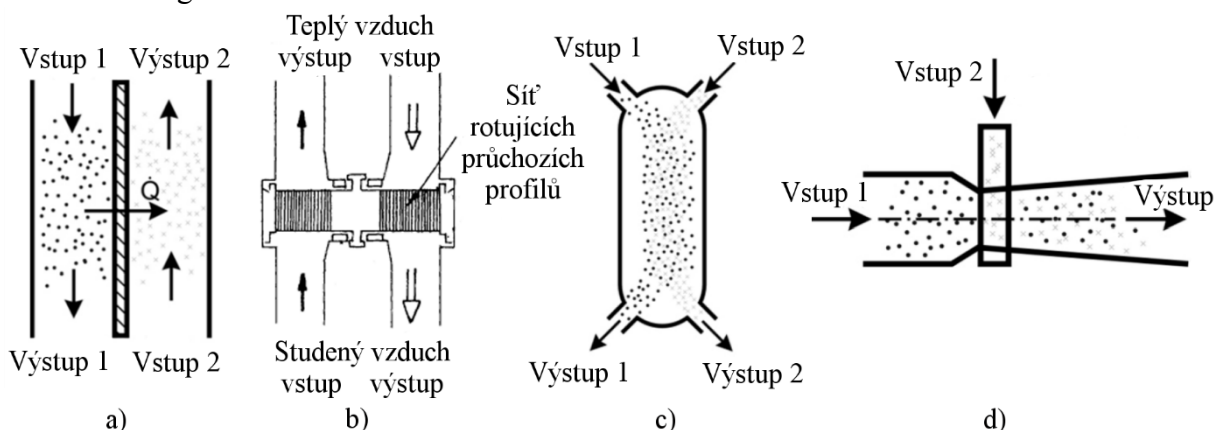
Nejčastěji je hlavním úkolem výměníku změnit teplotu jednoho média. Kromě změny teploty může být naším cílem i změna vlhkosti, skupenství nebo kombinace všech výše uvedených. Pro různé použití rozlišujeme tyto zařízení [1]:

- | | |
|-------------------------|--|
| ❖ ohříváky | zvyšují teplotu média bez změny fáze, |
| ❖ přehřívák | speciální typ ohříváku pro zvyšování teploty par, |
| ❖ chladiče | snižují teplotu média bez změny fáze, |
| ❖ výparníky | mění fáze z kapalné na plynnou, |
| ❖ kondenzátory | mění fáze z plynné na kapalnou, |
| ❖ stabilizátory teploty | pomocí akumulace a uvolňování energie při změně fáze udržuje stabilní teplotu (PCM materiály) [3]. |

1.2 Základní principy přenosu energie

Výměníky se dělí dle principu přenosu energie na [1]:

- ❖ Rekuperační, viz obr. 1.1 a): přenos je realizován prostupem tepla přes teplosměnnou plochu. Na jednu stranu je přiváděno ochlazované médium a na druhou stranu médium ohřívané.
- ❖ Regenerační, viz obr. 1.1 b): přenos probíhá střídavým nebo průběžným nahříváním a ochlazováním teplosměnného prvku, rozdíl oproti rekuperačnímu je v působení médií na stejnou plochu s určitým časovým zpožděním. U tohoto typu výměníku může docházet k částečnému míšení médií.
- ❖ Kontaktní, viz obr. 1.1 c): Média různých fází jsou v pracovním prostoru smísena a po předání tepla jsou znovu rozdělena. U tohoto typu výměníku může docházet k částečnému míšení médií.
- ❖ Směšovací, viz obr. 1.1 d): média po smíšení v pracovním prostoru vytváří homogenní směs.



Obr. 1.1 Principy přenosu energie ve výměnících [1],[2]

1.3 Tepelné výměníky vhodné pro použití se spaliny

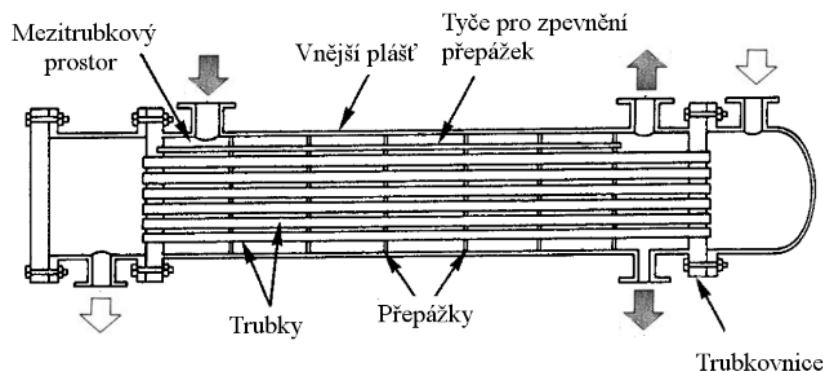
Zadáním této práce je vytvořit výměník, který jako média používá spaliny a vodu. Je tedy důležité, aby nedocházelo k míšení medií. Z podkapitoly 1.3 je patrné, že toto kritérium splňují výměníky rekuperační.

1.3.1 Rozdělení rekuperačních výměníků podle směru a smyslů toku medií

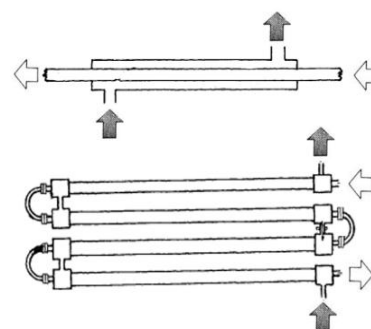
- ❖ Souproudé smysly proudění spolu svírají úhel 0° ,
- ❖ protiproudé smysly proudění spolu svírají úhel 180° ,
- ❖ křížové smysly proudění spolu svírají úhel 90° ,
- ❖ se šikmým proudem smysly proudění spolu svírají úhel jiný než 0° , 90° a 180° ,
- ❖ kombinované [1].

1.3.2 Rozdělení rekuperačních výměníků podle konstrukce

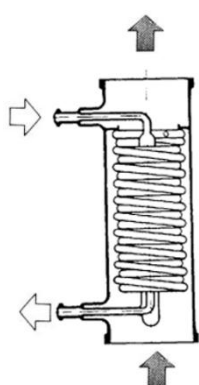
Konstrukce tepelného výměníku závisí na řadě parametrů, například: dominantní typ přenosu tepla, požadavky na zástavbový prostor, možnosti údržby, cena a mnoho dalších parametrů, které jsou často protichůdné. Běžně se používají tyto konstrukční uspořádání: trubkové (obr. 1.2 a obr. 1.3), trubkové spirálové (obr. 1.4), deskové s těsněním (obr. 1.5), deskové lamelové (obr. 1.6) a deskové spirálové (obr. 1.7) [1], [2], [4].



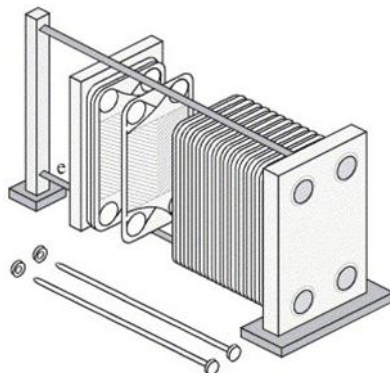
Obr. 1.2 Trubkový plášťový výměník s rovnými trubkami [3]



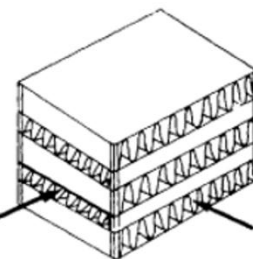
Obr. 1.3 Dvoutrubkový výměník a dvoutrubkový článkový výměník [2]



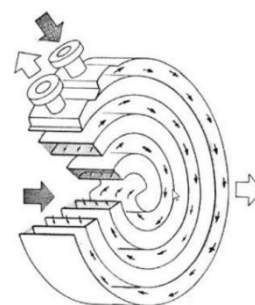
Obr. 1.4 Trubkový spirálový výměník [2]



Obr. 1.5 Deskový výměník s těsněním [5]

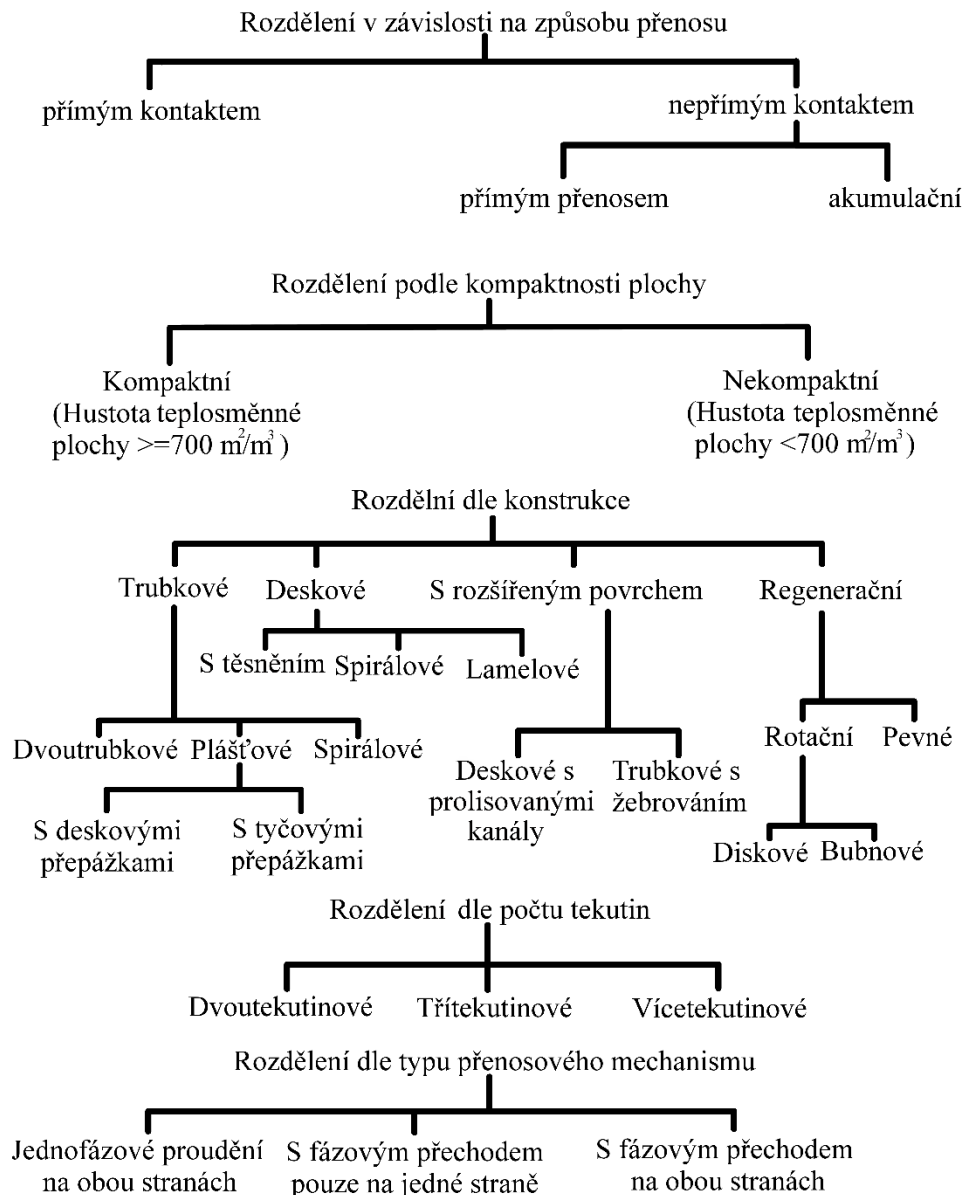


Obr. 1.6 Deskový lamelový výměník [2]



Obr. 1.7 Deskový spirálový výměník [2]

1.3.3 Přehled rozdělení



Obr. 1.8 Přehled rozdělení tepelných výměníků [2]

1.3.4 Trubkové výměníky

Nejjednodušší je výměník dvoutrubkový viz obr 1.9. Skládá ze dvou trubek kruhového průřezu a různých průměrů. Menší trubka je souose uložena ve větší, viz obr 5. Toto uspořádání umožňuje jak souproudé tak protiproudé uspořádání. Díky tomu je dosaženo požadovaných LMTD¹ a tlakových ztrát. Pro zlepšení vlastností výměníku lze použít žebrovaných trubek. Jejich hlavní nevýhodou je velký poměr délky na jednotku teplosměnné plochy a problémy spojené s teplotní dilatací. To částečně řeší modulární varianty, například článkový². Za hlavní výhody lze považovat možnost velkých tlaků obou médií, dobré podmínky pro mechanické čištění, jednoduchou výrobu a opravitelnost [1], [4].

¹ Logarithmic mean temperature difference, neboli střední teplotní spád.

² V anglické literatuře označované jako hairpin.



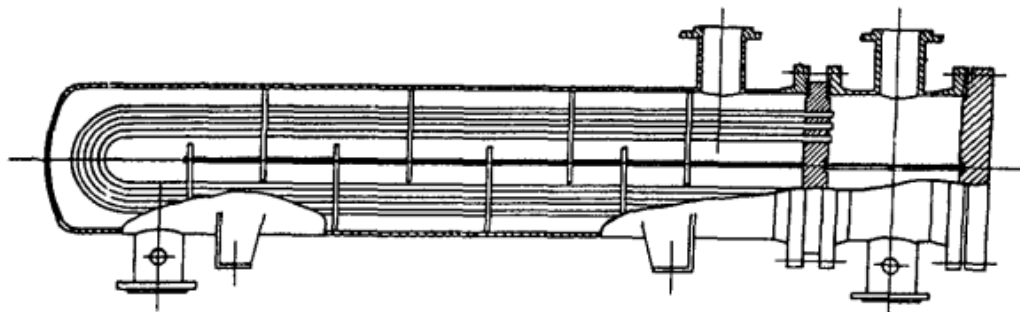
Příčný řez potrubím s
vnějším žebrovaním na
vnitřní trubce



Dvoutrubkový článkový výměník
typ 40

Obr. 1.9 Dvoutrubkový článkový výměník [4]

Složitější variantou je plášťový výměník, viz obr.1.10. Ten se skládá ze svazku rovných trubek kruhového průřezu, uloženém ve vnějším válcovém plášti rovnoběžně s jeho osou. Jsou konstruovány s členem, který řeší teplotní dilataci. Pokud není podmínkou jednoduše proveditelné mechanické čištění, lze použít vlásenkové varianty. Ta mimo jiné řeší problémy teplotních dilatací a zlepšuje velikost teplosměnné plochy na jednotku délky. V mezitrubkovém prostoru se používají přepážky, které slouží ke zpomalení tekutiny a prodloužení trajektorie proudění. Hlavními nevýhodami jsou špatná, nebo žádná možnost mechanického čištění vlásenkové varianty a problematická opravitelnost. Hlavní výhody jsou: vyřešení problému teplotních dilatací, zvýšení hustoty teplosměnné plochy na jednotku délky i objemu a možnost používat výměník jako vícetekutinový [1], [4].

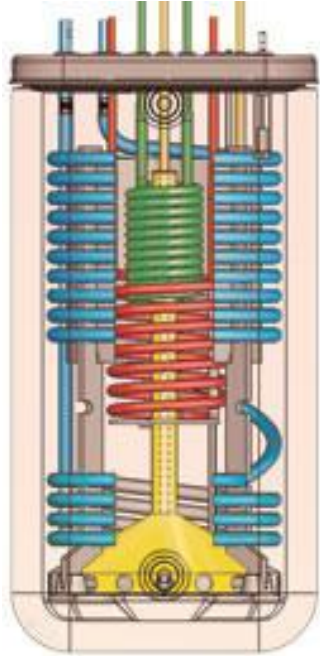


Obr. 1.10 Plášťový vlásenkový výměník s U-trubkami [4]

Další často používanou variantou jsou výměníky se spirálovitě vinutými trubkami. Skládá se z vnějšího válcového pláště a jedné či více trubek navinuté do spirály, jejíž osa je totožná s osou vnějšího pláště. Spirálovité vinutí řeší problémy teplotních dilatací a zlepšuje hustotu teplosměnné plochy. Místo rovného potrubí může být použito žebrované potrubí nebo vlnovec. Používají se jako vyvíječe páry, kde se vnější plášť používá jako spalovací komora. Do spirály vstupuje voda, která opouští výměník ve formě syté páry. Dalším častým použitím jsou akumulární nádrže TUV³ viz obr.1.11. Do vnějšího pláště, který slouží jako akumulární nádrž, jsou zavedeny dvě, nebo více spirál. Aspoň jedna slouží pro přívod tepla, například ze

³ Teplé užitkové vody.

solárních kolektorů a zbylé složí k rozvodu TUV. Hlavními nevýhodami jsou: nemožnost mechanického čištění vnitřní plochy vinutí⁴ a nutnost při opravě vyměnit celou spirálu. Výhodou je velká hustota teplosměnné plochy, možnost používání více tekutin a jednoduchá výrobitelnost [1] [30].



Obr. 1.11 Akumulační nádrž pro TUV se spirálovými výměníky [6]

Modrý okruh slouží jako výměník TUV pro domácnost. Odebírá teplo z akumulací nádrže.

Zelený okruh slouží jako výměník pro otopný systém. Odebírá teplo z akumulací nádrže.

Žlutý okruh slouží jako solární výměník, nejedná se o spirálový trubkový výměník. Dodává teplo do akumulací nádrže.

Červený okruh slouží jako výměník pro dohřev v období kdy je výkon solárního výměníku nedostatečný. Dodává teplo do akumulací nádrže.

1.3.5 Deskové výměníky

Typickou variantou jsou deskové výměníky s těsněním⁵ viz obr.1.12. Mezi jednotlivými deskami, které jsou na sebe pevně nalisovány, je vloženo těsnění vhodně tvarované tak, aby z každé strany proudilo jedno médium. Lze použít hladké desky, ale většinou se používají desky s vyhlisovanými kanálky, které usměrňují proudění tekutiny. Tím snižují množství slepých míst. Desky jsou staženy pomocí šroubů nebo jsou slisovány a spájeny. Velkou předností je možnost úplného rozložení výměníků stažených šrouby. Původně byl tento typ výměníků navržen pro pasterizaci mléka, kde umožňuje plnit vysoké hygienické standardy, které požadují každodenní kompletní sterilizaci. Hlavními nevýhodami jsou problematické dosažení těsnosti při vyšších tlacích a citlivost na čistotu medií. Výhody jsou velká hustota teplosměnné plochy, vysoké součinitele prostupu tepla, možnost použití při tlaku tekutin do 3,5 MPa, velmi pomalé zanášení prolisovaných desek a možnost použití více tekutin [1], [2].

⁴ S rostoucí teplotou vody se snižuje rychlost zanášení výměníku. V případě teploty vody alespoň 50 °C se po 15-20 letech provozu počítá s chemickým čištěním, pro eliminování rizika poškození trubkovnice. Případně kompletní výměnou vinutí [30].

⁵ V anglické literatuře označovány jako PHE-plate heat exchangers.



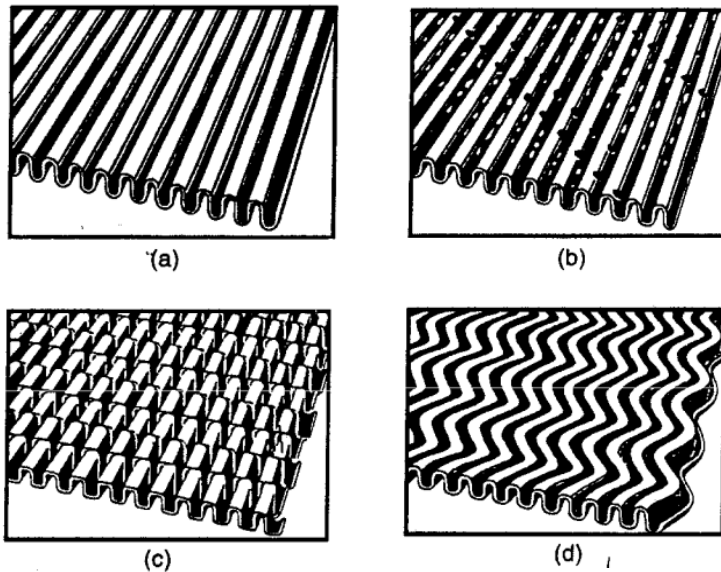
Obr. 1.13 Deskový výměník s těsněním [7]

Další velmi častou variantou jsou deskové výměníky s žebrovanými deskami⁶ viz obr. 1.13. Jejich nejčastější použití je v automobilovém průmyslu jako chladiče nasávaného vzduchu, chladiče vody motoru a chladiče oleje. Jedná se o, různě složitě tvarované plechové výlisky viz obr. 1.14. Tyto plechy jsou odděleny plochou deskou a následuje stejný nebo případně i jiný typ, který je pootočený o 90°. Takové uspořádání je vhodné pro kombinaci plyn-plyn. Pro aplikaci plyn-kapalina se místo ploché, oddělující desky používá úzká dutá plechová lamela. Ta má většinou pouze jeden kanál a proudí v ní kapalina. Hlavními nevýhodami jsou náchylnost k mechanickému poškození velmi tenkých plechů, náročnost výroby, vysoké nároky na kvalitu svarů. Výhodou je velmi vysoká hustota teplosměnné plochy, nízká hmotnost, vysoké hodnoty součinitele prostupu tepla a malá náchylnost k zanášení [2], [4].



Obr. 1.12 Lamelový chladič používaný v automobilovém průmyslu [8].

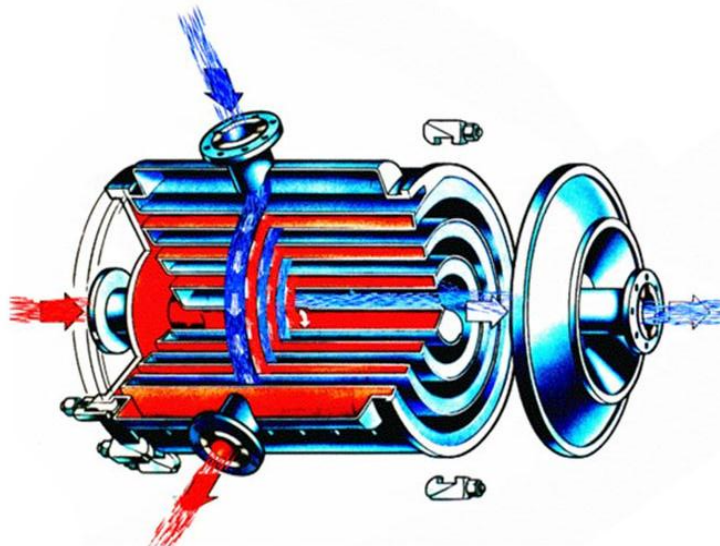
⁶ V anglické literatuře označovány jako plate fin heat exchangers.



Obr. 1.14 Různé typy lamel
lamelových výměníků [4]

- a) rovné
- b) perforované
- c) zoubkované
- d) stromečkový vzor⁷

Jedny z nejstarších deskových výměníků jsou výměníky spirálové⁸ viz obr 1.15. Jsou vyráběny z dlouhých plechů, které jsou navíjeny na dělený trn. Pro dvoukanálové výměníky se používá jeden nebo dva plechy, pro více kanálů je nutné použít stejné množství plechů, jako má být počet kanálů. Podle typu konstrukce jsou potom svařeny spirálové konce tak, aby vytvořily neprůchozí kanál a tekutiny musely putovat po spirále. Tato konstrukce umožňuje jak souprůdé, tak protiprůdé uspořádání proudění. Pokud necháme jeden kanál otevřen, vytvoříme tím křížové proudění. Hlavní nevýhodou těchto výměníků jsou teplotní dilatace, při kterých dochází k velkému namáhání svarů a jejich praskání. Proto nejsou vhodné pro přerušovaný provoz. Výhodou je možnost používat silně znečištěné tekutiny nebo tekutiny s vysokou viskozitou, s malým rizikem zanesení a dobrým přístupem pro čištění u dvoutekutinových variant.[2], [4]



Obr. 1.15 Spirálový deskový výměník [4]

⁷ V anglické literatuře označovány jako a) plain b) perforated c) serrated d) herringbone.

⁸ V anglické literatuře označovány jako SPHE-spiral plate heat exchanger.

1.4 Požadavky na tepelné výměníky

Pokud má výměník obstát v tržním a dotacemi nepokřiveném prostředí, je nutné z následujících požadavků sestavit co nejoptimálnější řešení z hlediska ekonomické kalkulace⁹. Pokud jde o experimentální použití nebo dotované prostředí, je nutné navrhnout výměník, který splňuje dané požadavky navzdory ekonomickým kalkulacím.

Při konstrukci tepelného výměníku jsme nejčastěji limitováni těmito faktory:

- ❖ cenou a s ní přímo souvisejícími faktory jako je volba materiálu, kvalita zpracování a další,
- ❖ přenášeným výkonem,
- ❖ rozměry a hmotností,
- ❖ možnostmi oprav a čištění,
- ❖ výrobitelností,
- ❖ spolehlivostí.

Při volbě teplosměnných médií jsme nejčastěji limitováni těmito faktory:

- ❖ cenou¹⁰,
- ❖ dostupností,
- ❖ agresivitou vůči materiálům tepelného výměníku,
- ❖ chemicko-fyzikálními vlastnostmi důležitými pro přenos tepla,
- ❖ bezpečností a ekologií¹¹.

⁹ Ve smyslu, v jakém byla definována Ludwigem von Misesem [9].

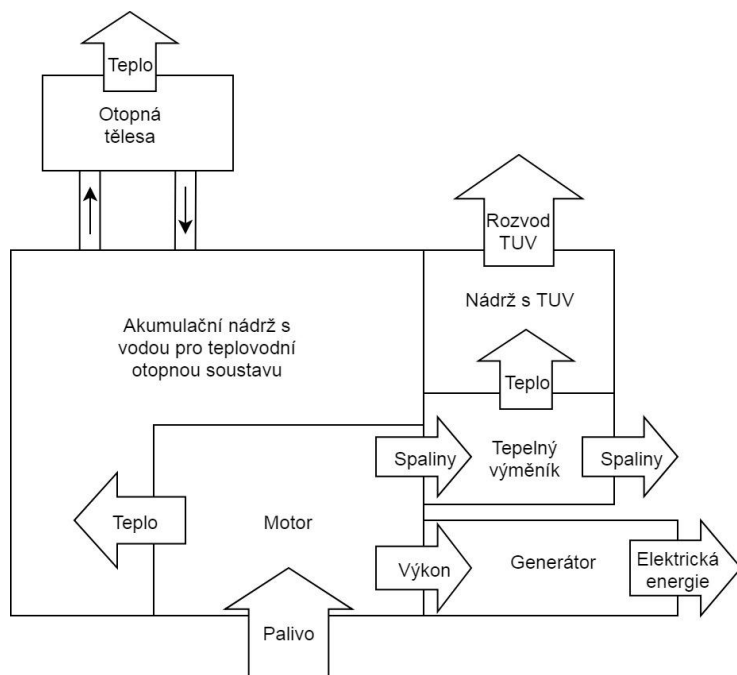
¹⁰ U chladiv se v posledních letech tento faktor jeví jako vůbec ten nejdůležitější. Díky legislativním změnám v rámci EU, zejména zavedením kvót pro jednotlivá chladiva a členské země dochází, k uměle vyvolané cenové nekonkurenceschopnosti technologií s celosvětově nejpoužívanějších chladiv R134a (automobilové klimatizace a průmyslové tepelné výměníky) a R410a (střední a malé chladicí jednotky) [10], [11], [30].

¹¹ Díky stejným legislativním změnám má být používáno chladivo R1234yf, které má v případě úniku nižší hodnotu GWP (potenciál globálního oteplování). Zato je hořlavé při nižších teplotách. Vhodnost takového chladiva, kterého můžou být v průmyslových aplikacích i desítky tun, je často nevhodná a musí být nahrazováno ještě dražší alternativami [11], [30].

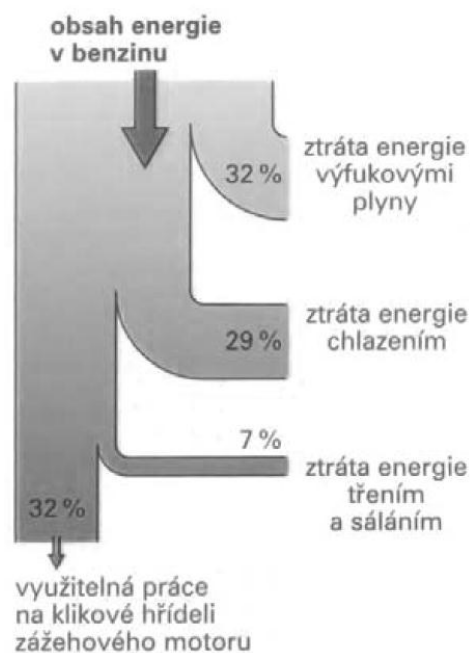
2 Návrh vhodné technologie pro aplikaci spaliny voda

2.1 Popis kogenerační jednotky

Jedná se o kogenerační jednotku, viz obr. 2.1, využívající jako základ spalovací zážehový motor. Využívá se pro výrobu elektrické energie a pro ohřev vody otopného systému. Z obr.2.2 je patrné, že účinnost jednotky se pouhým využitím, tepla získaného chlazením motoru, téměř zdvojnásobí. Stále ovšem zbývá přibližně třetina energie, obsažena ve výfukových plynech.



Obr. 2.1 Schéma kogenerační jednotky



Obr. 2.2

Grafické znázornění energetických ztrát zážehového motoru [12]

2.2 Využití energie výfukových plynů

Spotřeba elektrické energie i teplé vody otopného systému je pokryta. Dalším logickým krokem je pokrytí spotřeby TUV.

2.3 Problematika TUV

Hlavním problémem TUV je přímý kontakt s lidmi, kdy hrozí infekce různými nemocemi, z nichž nejrizikovější jsou Legionella a E. coli. Obě se nejlépe množí při teplotách mezi 25 a 45 °C. Obě je možné eliminovat teplotami nad 70 °C. K infekci Legionellou nejčastěji dochází vdechnutím aerosolu, to hrozí převážně v koupelnách a kuchyních, tedy v místech kde je systém TUV využíván nejvíce. Proto volím výstupní teplotu vody z výměníku 75 °C [13], [14].

2.4 Popis motoru

Jedná se o zážehový motor z automobilu Audi 100 bez turbodmychadla, technická data jsou uvedena v následující tabulce.

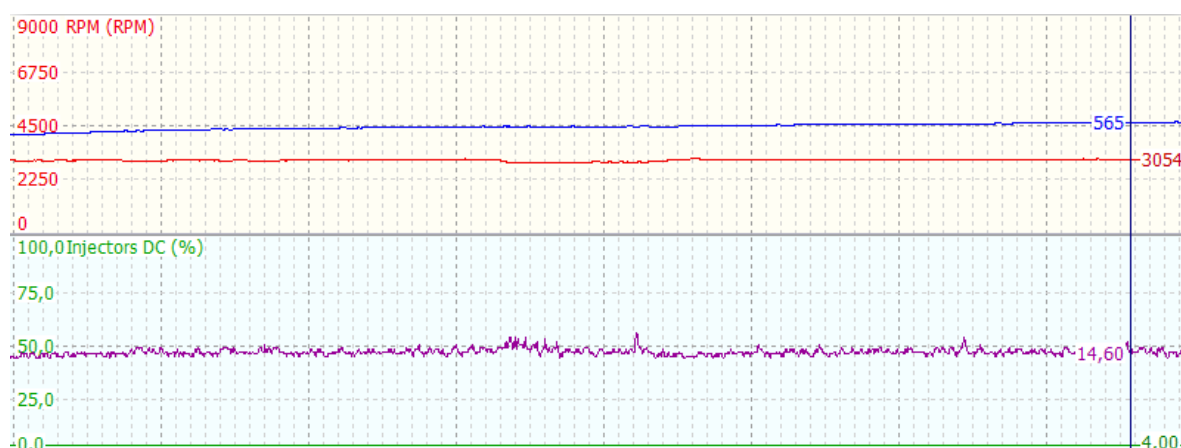
Tab. 2.1 Parametry motoru [15]

Označení	KZ
Výroba	1984-1986
Počet válců	5
Zdvihový objem	2,23 l
Výkon	85 kW
Vrtání	Ø 81 mm
Komprese	8,5
Palivo	101 benzín
Řídící jednotka	EMU Ecumaster

101 oktanový benzín je vybrán pro absenci biosložky, která kromě jiných potíží, má i hygroskopický efekt. Váže na sebe vodu z okolní atmosféry, která díky vyšší hustotě klesá ke dnu nádrže. Tento jev se výrazně projeví už přibližně po dvou měsících, značným zhoršením startovací schopnosti motoru a korozi nádrží z uhlíkových ocelí¹². Výhody jsou hlavně v čistotě paliva a aditivech, které prodlužují životnost motoru, například rozpouštěním usazenin [16].

2.5 Vstupní parametry

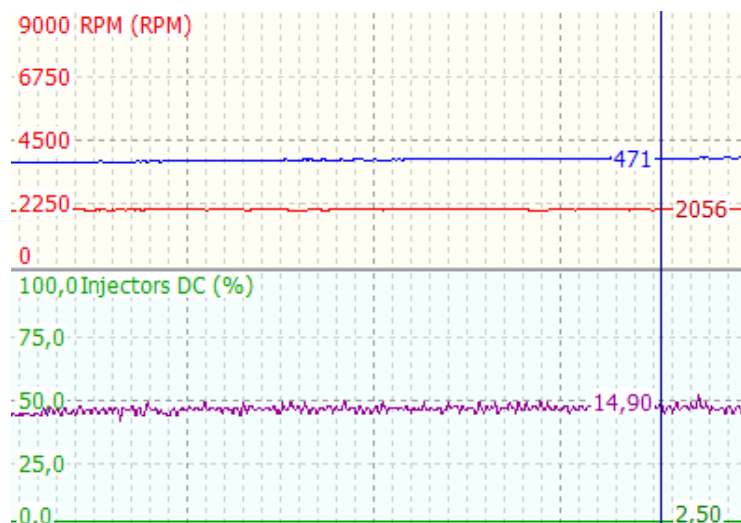
Výstupní teplota vody byla určena v podkapitole 2.3. Vstupní teplotu vody volím 10 °C [25]. Vstupní teplota spalín je dána měřením z čidla EGT¹³ na motoru bez zátěže. Původně mělo měření probíhat na dynamometrech při různých odebíraných výkonech. Bohužel došlo k opakováním technickým problémům a naměřené hodnoty jsou nesmyslné. Při maximálním zatížení motoru byl naměřen výkon pouze 6 kW. Protože se tak dělo opakovaně, bylo pro volbu vstupní teploty spalín přistoupeno k méně přesné metodě. Teplota spalín bude měřena při konstantních otáčkách 2000 min^{-1} a 3000 min^{-1} , stechiometrickém poměru a s nulovým zatížením.



Obr. 2.3 Záznam z řídicí jednotky při 3000 ot/min

¹² Mimo topnou sezónu se předpokládá odstávka systému a provoz na solární panely.

¹³ Exhaust gas temperature, neboli teplota výfukových plynů.



Obr. 2.4 Záznam z řídicí jednotky při 2000 ot/min

- ❖ Modrá křivka zobrazuje hodnotu EGT ve ° C.
- ❖ Červená křivka zobrazuje otáčky za minutu.
- ❖ Fialová křivka zobrazuje okamžitý poměr vzduchu a paliva.
- ❖ Zelená křivka zobrazuje procentuální využití možností vstříků.

Z naměřených hodnot vyplývá, že při otáčkách 2000 min^{-1} se výstupní teplota spalín ustálí přibližně na teplotě 471 °C . Při otáčkách 3000 min^{-1} se výstupní teplota spalín ustálí přibližně na teplotě 565 °C . Při měřeních na delších úsecích a plném nasazení motoru došlo k ustálení teplot kolem 700 °C . Motor bude využíván na polovinu maximálního výkonu, a proto jako vstupní teplotu spalín volím 565 °C ¹⁴.

Výstupní teplotu spalín volím 120 °C , aby nedocházelo ke kondenzaci vody ze spalín ve výměníku. Teplota kondenzace H_2SO_4 je již kolem 160 °C [17], ale z důvodu velmi malého obsahu síry v kvalitním benzínu [18] lze její korozivní vliv zanedbat.

2.6 Volba vhodné technologie

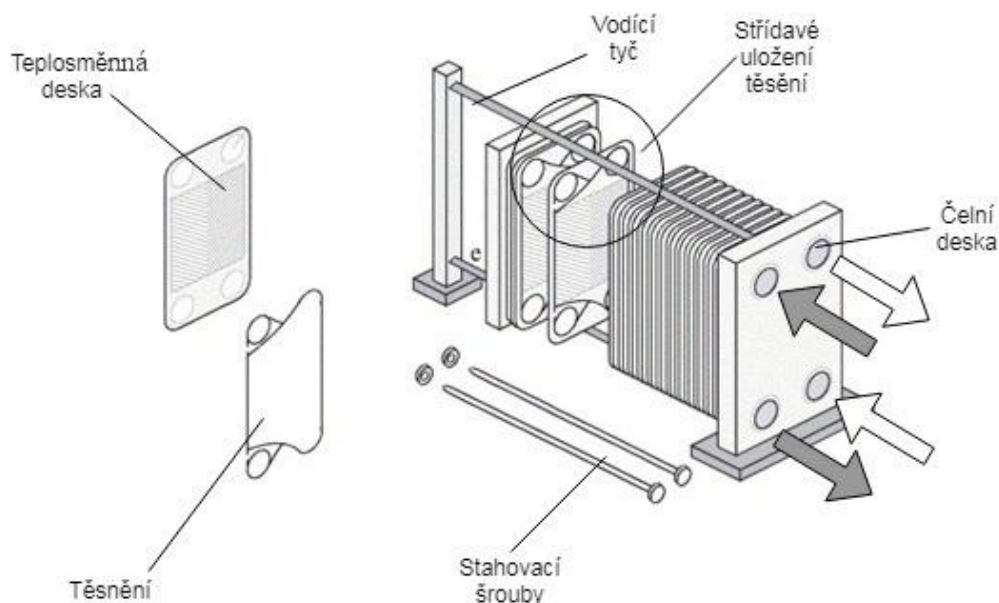
Je důležité, aby nedocházelo k míšení spalín a vody. Z podkapitoly 1.3 je patrné, že toto kritérium splňují výměníky rekuperační. Jelikož dochází k častému cyklickému ohřevu a chladnutí jsou nevhodné deskové spirálové výměníky, protože díky cyklickému rozpínání a smršťování dochází ke vzniku netěsností a prasklin [2]. Ze spalín mohou kondenzovat v malém množství kyseliny díky obsahu oxidů dusíku a oxidů síry [19], proto není vhodné použít měděné potrubí. Vhodné je potrubí z oceli odolných vůči korozi¹⁵. Ale tyto oceli mají několikanásobně horší součinitel tepelné vodivosti [1]. To je potřeba kompenzovat navýšením hodnoty součinitele prostupu tepla, je tedy vhodné volit vhodné tvarové plochy na místo rovinných. Nejčastěji se používají vlnovce a žebrované potrubí [1], [4], které většinou mají i tu výhodu že jsou snadno ohebné. Díky tomu se využívají v trubkových spirálových výměnících, které mají lepší hustotu teplosměnné plochy. Dostupnost hodnot pro výpočty s těmito potrubími je poměrně nízká. V literatuře lze nalézt hodnoty pro některé typy tvarových potrubí, ale téměř vždy jen pro přímé

¹⁴ Měření bylo provedeno v programu EMU ECUMASTER 1.2.0.

¹⁵ Například AISI 304, nebo AISI 316.

úseky [2], [21], [22], [23], [24]¹⁶. Z experimentů vyplývá, v ideálním případě a na přímém potrubí, že dojde k navýšení Nusseltova čísla až na 180 % hodnoty hladkého potrubí, ale za cenu nárůstu tlakových ztrát na 580 % hodnot rovného potrubí [21]. Proto ani tento typ výměníku není příliš vhodný kvůli předpokládané nutnosti velké teplosměnné plochy a velkých tlakových ztrát. Je tedy vhodné použít výměníky s velkou hustotou teplosměnné plochy. Z běžně používaných výměníků to nejčastěji bývají výměníky deskové a deskové výměníky s žebrovanými deskami. Z nich je pro další výpočet vybrán deskový výměník, který umožňuje mnohem jednodušší čištění, opravy a výrobu.

2.7 Deskový výměník s těsněním



Obr. 2.5 Schéma deskového výměníku [5]

Deskový výměník, zobrazen na obr 2.5, se obvykle skládá z tenkých prolisovaných desek, které jsou na sebe nalisovány a staženy šrouby¹⁷. Rozvod médií v kanálech mezi deskami je realizován čtyřmi kruhovými otvory. Střídavé uložení těsnění zaručí rozvod médií tak, aby na každé straně desky proudilo jedno médium. Těsnost je vytvořena stažením teplosměnných ploch a těsnění pomocí čelní a tlakové desky¹⁸ a stahovacích šroubů. Šíře kanálku po stažení bývá mezi 1,5 a 5 mm. Plechy se používají od tloušťky 0,6 mm. V kombinaci s prolisováním ve stromečkovém nebo krokrovém¹⁹ vzoru lze i takto tenké desky používat pro přetlak médií až 1,6 MPa [2]. U stromečkového vzoru jsou sousední desky pootočené o 180 °, jsou staženy do přímého kontaktu, a tím vznikne velké množství kontaktních bodů. Proudění kapalin v kanálu mezi teplosměnnými plochami je cíleně v turbulentním režimu, viz obr. 2.6. Rychlosti kapalin se pohybují mezi 0,1 a 1 m/s.

¹⁶ Zde se nejedná o výčet prohledané literatury, ale citace zdrojů se stejným závěrem.

¹⁷ U výměníků s větším počtem teplosměnných desek se používají šroubové svorníky.

¹⁸ V anglické literatuře označovány jako frame and pressure plate.

¹⁹ V anglické literatuře označován jako chevron pattern.



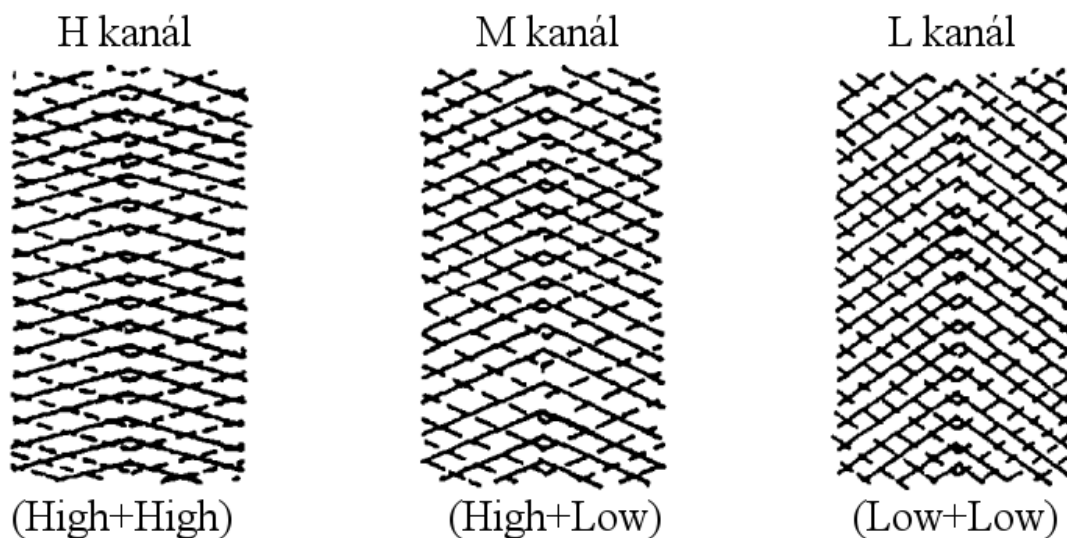
Obr. 2.6 Zobrazení turbulentního proudění mezi teplosměnnými deskami[4]

2.7.1 Typy desek podle úhlu sklonu kanálů β

Desky se podle úhlů sklonu vylisovaných kanálků dělí na:

- ❖ Low-theta s úhlem $\beta = 30^\circ \pm 5^\circ$
- ❖ high-theta s úhlem $\beta = 60^\circ \pm 5^\circ$

Low-theta desky zajišťují vysoký prostup tepla, ale i velké tlakové ztráty. High-theta desky mají nižší prostup tepla a tlakové ztráty ve srovnání s Low-theta deskami. Díky složitosti problematiky proudění mezi deskami s prolisovanými kanálky se nejčastěji používají uspořádání zobrazené na obr. 2.7. Mimo tato uspořádání existuje celá škála geometrií, umožňující dosáhnout požadovaných vlastností výměníků u méně typických aplikací.



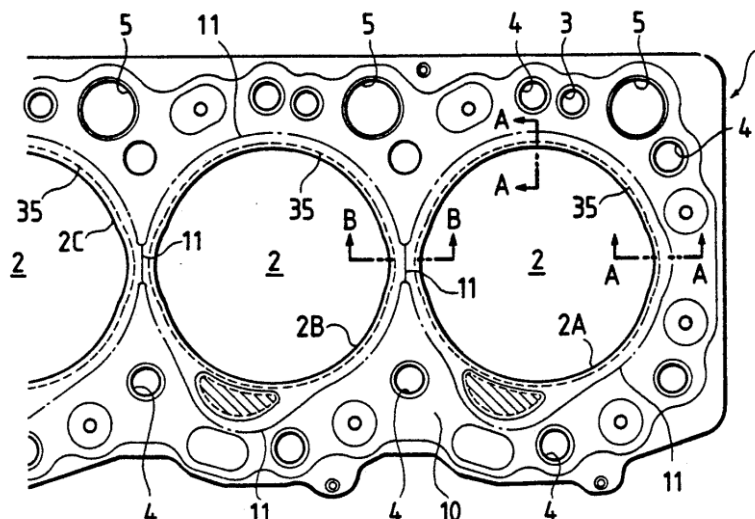
Obr. 2.7 Typické uspořádání kanálů deskového výměníku [2]

2.7.2 Omezení použití

Deskové výměníky se běžně používají pro tlak do 2,5 MPa a teploty 200 °C, přičemž některé typy mohou pracovat až při tlaku 3,5 MPa a teplotách 270 °C [1]. Limitním prvkem pro teplotu médií jsou těsnění, viz tab 2.2. Maximální teplota spalin výměníku je 700 °C, proto musí být použito alternativní řešení.

2.7.3 Návrh těsnění

Jednou z možností je plechové těsnění [26], [27], které se běžně používá v automobilovém průmyslu jako těsnění pod hlavu motoru. Jeho výroba je poměrně levná a pohybuje se kolem 300 Kč za jeden kus [28]. Odolnost těsnění vůči vlivům vody a spalin je zajištěna, protože v prostředí hlavy motoru dochází k jeho kontaktu jak se spaliny o velmi vysoké teplotě tak vodou. Ta se používá pro chlazení bloku motoru a těsněním prochází, viz obr. 2.6. Těsnění zároveň slouží jako rozpěrný prvek pevně definující mezeru mezi jednotlivými plechy. Problémem takového těsnění je jeho omezená znovupoužitelnost. Je doporučeno těsnění měnit po každém rozebrání zařízení, což značně prodražuje provoz výměníku, pokud by docházelo k pravidelnější, například každoroční údržbě. Další možností je použít grafitové těsnění [29], které vydrží teploty až 525 °C v oxidační atmosféře a 4000 °C v inertní atmosféře. Spaliny by měly obsahovat žádné nebo minimální množství oxidačních prvků, proto je tento druh těsnění vhodný. Dále má oproti plechovému těsnění téměř neomezenou znovupoužitelnost a je netečný i vůči cyklickému ohřívání a ochlazování. Proto volím na stranu spalin těsnění Grafoil Power®grafl Premium. A z důvodu snížení ceny výměníku volím na stranu vody těsnění EPDM.



Obr. 2.8 Plechové těsnění pod hlavu motoru [26]

Tab. 2.2 Limitující teploty těsnění [2], [29]

Materiál těsnění	Maximální provozní teplota
Grafitové těsnění	4000 °C v inertní atmosféře/ 525 °C v oxidační atmosféře
Polytetrafluorethylen-PTFE (teflon) [1]	200 až 270 °C
Slisovaná azbestová vlákna-CAF	260 °C
Fluorouhklíkové gumy	180 °C
Etylen-propylen-dienový kaučuk-EPDM	150 °C

3 Návrh výměníku tepla

3.1 Vlastnosti spalín

Pro určení vlastností spalín je potřeba nejprve určit jejich složení. Výpočet vychází z předpokladu dokonalého spálení paliva, tedy že poměr vzduchu a paliva je stechiometrický. Chemické složení benzínu je uvedeno v tab. 3.1. Zbývajících desetinu procenta tvoří nečistoty a příměsi, které se u jednotlivých značek benzínu liší a proto jsou zde zanedbány. Chemické složení vzduchu je uvedeno v tab. 3.2.

Tab. 3.1 Prvkové složení benzínu [31]

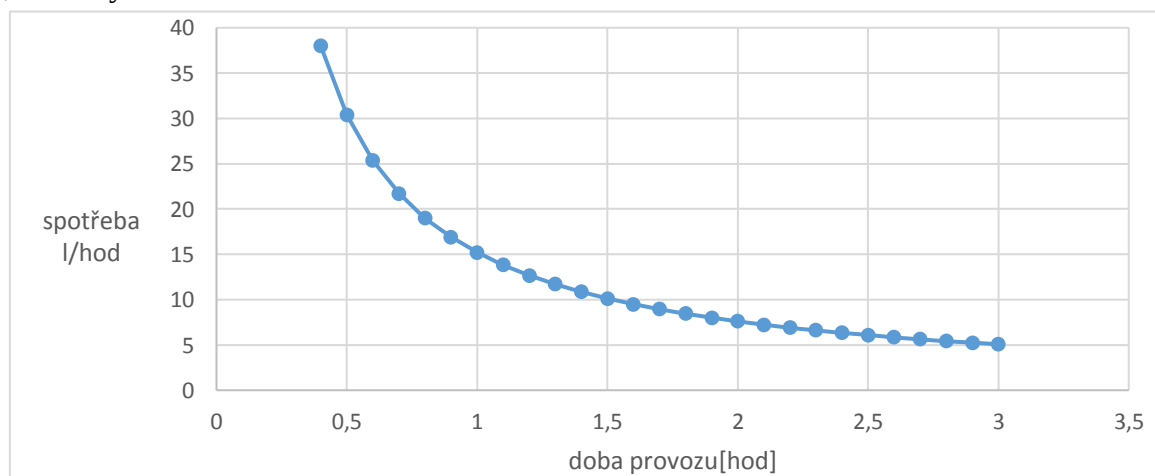
Prvek	C ^r	H ^r
%	85,5	14,4

Tab. 3.2 Prvkové složení suchého vzduchu [1]

Prvek	O ₂	N ₂	Ar	CO ₂
%	21	78,05	0,92	0,03
V _M	22,39	22,40	22,56	22,26

3.2 Výpočet průtoku médií

Pro výpočet hmotnostního toku médií je potřeba určit spotřebu paliva. Jelikož se nepodařilo naměřit použitelné hodnoty na dynamometru, je potřeba spotřebu odhadnout. V podkapitole 2.1 je vidět, že účinnost motoru je 32 %, avšak pro výpočet volím konzervativnější hodnotu 30 %. Důvodem je velká tlaková ztráta, typická pro deskové výměníky. Velikost tlakového ztráty²⁰ má přímý vliv na účinnost motoru, protože zhoršuje odvod spalín z pracovního prostoru válce [32]. Spotřeba elektrické energie v rodinném domě, pro který je výměník navrhován, se dlouhodobě pohybuje kolem 35 kWh. Pro pokrytí ztrát na výrobu, skladování a rozvod elektřiny volím rezervu 5 kWh. Celková denní spotřeba elektrické energie je tedy $E = 40 \text{ kWh}$. Nyní je potřeba najít kompromis mezi dobou provozu a spotřebou. Provozní doba by měla být co nejkratší, aby docházelo k co nejmenšímu rušení vlivem vibrací a hluku. Spotřeba by se měla nacházet v oblasti, pro kterou byl motor dimenzován a má tam tedy největší účinnost. Spotřeba se obvykle, podle stylu jízdy, nachází mezi 7 a 12 litry za hodinu. Z obr. 3.1 volím dobu provozu 1,5 hodiny.



Obr. 3.1 Graf závislosti spotřeby na době provozu

²⁰ U výfukových systémů běžně označované jako protitlak.

3.3 Výpočet spotřeby paliva

Celková spotřeba:

$$SC = \frac{E}{H \times \rho_{Ben} \times \xi_m} = \frac{40}{12,1 \times 725 \times 0,3} = 0,015 \text{ m}^3 \quad \text{Rov. 3.1}$$

Kde E je potřebná energie, H je výhřevnost [31], ρ_{Ben} je hustota benzínu [120] a ξ_m je účinnost motoru.

Spotřeba v litrech za hodinu:

$$SH = \frac{SC}{t_p} = \frac{0,015}{1,5} = 10,13 \frac{l}{hod} \quad \text{Rov. 3.2}$$

Kde t_p je doba provozu.

Spotřeba v kilogramech za hodinu:

$$SH_M = SH \times \rho_{Ben} = 10,13 \times 725 = 7,35 \frac{kg}{hod} \quad \text{Rov. 3.3}$$

3.4 Výpočet vlastností spalín

Při dokonalém spálení 1 kg paliva vzniknou spaliny, jejichž složení je v tabulce 130. Stechiometrický poměr pro benzín a vzduch je $AFR = 14,7$. Pro výpočet celkového objemového množství vzduchu je nejprve potřeba vypočítat objemy jednotlivých složek.

Množství oxidu uhličitého [1]:

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \times \frac{C}{12,01} + \frac{CO_2}{100} \times AFR =$$

$$V_{CO_2} = \frac{22,26}{100} \times \frac{85,5}{12,01} + \frac{0,03}{100} \times 14,7 = 1,59 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Rov. 3.4}$$

Množství vodní páry [1]:

Faktor poměrného zvětšení suchého vzduchu o vodní páru je pro běžné podmínky $f = 1,016$, to odpovídá relativní vlhkosti 70 % a teplotě 20 °C [1].

$$V_{H_2O} = \frac{44,81}{100} \times \frac{H}{4,032} + (f - 1) \times AFR =$$

$$V_{H_2O} = \frac{44,81}{100} \times \frac{14,4}{4,032} + (1,016 - 1) \times 14,7 = V_{H_2O} = 1,84 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Rov. 3.5}$$

Množství dusíku [1]:

$$V_{N_2} = \frac{N_2}{100} \times AFR = \frac{0,03}{100} \times 14,7 = 11,47 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Rov. 3.6}$$

Množství argonu [1]:

$$V_{Ar} = \frac{Ar}{100} \times AFR = \frac{0,92}{100} \times 14,7 = 0,14 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Rov. 3.7}$$

Množství spalín z jednoho kilogramu paliva [1]:

$$\begin{aligned} V_{SP0} &= V_{CO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + V_{Ar} = \\ V_{SP0} &= 1,59 + 1,84 + 11,47 + 0,135 = 15,033 \frac{m^3}{kg} \end{aligned} \quad \text{Rov. 3.8}$$

Střední teplota [1]:

$$T_{SP} = \frac{T_{SP1} + T_{SP2}}{2} = \frac{838,15 + 393,15}{2} = 615,65 \text{ K} = 342,5 \text{ °C} \quad \text{Rov. 3.9}$$

Střední tlak [1]:

$$p_{SP} = \frac{p_1 + p_2}{2} = \frac{0,4 + 0,1}{2} = 0,25 \text{ MPa} \quad \text{Rov. 3.10}$$

Množství spalín z jednoho kilogramu paliva při střední teplotě spalín [1]:

Všechny předchozí výpočty počítaly s hodnotami pro normální fyzikální podmínky. Následující vztah vychází ze stavové rovnice a přepočítává množství spalín vzhledem k teplotě a tlaku. Vstupní teplota spalín je $T_{SP1} = 838,15 \text{ K} = 565 \text{ °C}$, výstupní teplota spalín je $T_{SP2} = 393,15 \text{ K} = 120 \text{ °C}$, výstupní tlak spalín z motoru je $p_1 = 0,4 \text{ MPa}$ [32] a výstupní tlak spalín z výměníku je atmosférický, tedy $p_2 = 0,1 \text{ MPa}$.

$$V_{SP} = V_{SP0} \times \frac{T_{SP}}{273,15} \times \frac{0,1}{p_{SP}} = 15,033 \times \frac{615,65}{273,15} \times \frac{0,1}{0,25} = 13,55 \frac{m^3}{kg} \quad \text{Rov. 3.11}$$

3.4.1 Hmotnostní tok spalín

Výpočet vychází ze zákona zachování hmotnosti, se zanedbáním úbytku hmotnosti v usazeninách a únikem přes netěsnosti systému.

$$\dot{M}_{SP} = (AFR + 1) \times SH_M = (14,7 + 1) \times 7,35 = 0,032 \frac{kg}{s} \quad \text{Rov. 3.12}$$

Hustota spalín:

$$\rho_{SP} = \frac{AFR + 1}{V_{SP}} = \frac{14,7 + 1}{13,55} = 1,16 \frac{kg}{m^3} \quad \text{Rov. 3.13}$$

Objemové zlomky jednotlivých složek spalín:

Výsledky jsou uvedeny v tab. 3.3

$$x_n = \frac{V_n}{V_{SP}} \quad \text{Rov. 3.14}$$

Součinitel tepelné vodivosti spalin:

$$\lambda_{SP} = \sum x_n \times \lambda_n = 0,045 \frac{W}{m \times K} \quad \text{Rov. 3.15}$$

Součinitel dynamické viskozity:

$$\eta_{SP} = \sum x_n \times \eta_n = 28,17 \times 10^{-6} Pa \times s \quad \text{Rov. 3.16}$$

Součinitel měrné tepelné kapacity:

$$c_{SP} = \sum x_n \times c_{pn} = 1189,35 \frac{J}{kg \times K} \quad \text{Rov. 3.17}$$

Součinitel kinematické viskozity spalin:

$$\vartheta_{SP} = \frac{\eta_{SP}}{\rho_{SP}} = \frac{28,17 \times 10^{-6}}{1,16} = 2,43 \times 10^{-5} \frac{m^2}{s} \quad \text{Rov. 3.18}$$

Tab. 3.3 Tabulka vlastností spalin²¹ [33]

n	V _n [m ³ /kg]	x _n [1]	x _n [%]	$\lambda_n [\frac{W}{m \times K}]$	$\eta_n [\frac{Pa \times s}{10^{-6}}]$	$C_{pn} [\frac{J}{kg \times K}]$
CO ₂	1,59	0,11	10,57	0,042	27,24	1069,35
H ₂ O [34]	1,84	0,12	12,21	0,049	22,41	2030,76
N ₂	11,47	0,76	76,32	0,045	29,31	1079,19
Ar	0,14	0,0090	0,90	0,030	20,96	520,65
Spaliny	15,033	1	100	0,045	28,17351	1189,35

3.5 Výpočet teplosměnné plochy

Známe vstupní a výstupní teploty obou médií, hmotnostní tok spalin a přes rovnice tepelné bilance můžeme dopočítat hmotnostní tok vody. Proto je vhodnější použít LMTD přístup.

3.5.1 Výpočet hmotnostního toku vody

Střední teplota vody:

$$T_V = T_{V2} - T_{V1} = \frac{348,15 + 283,15}{2} = 310,65 K = 42,5 ^\circ C \quad \text{Rov. 3.19}$$

Kinematická viskozita vody:

$$\vartheta_V = \frac{\eta_V}{\rho_V} = \frac{0,65 \times 10^{-3}}{992,2} = 6,58 \times 10^{-7} \frac{m^2}{s} \quad \text{Rov. 3.20}$$

²¹ Hodnoty voleny pro střední teplotu 342,5 °C.

Tab. 3.4 Souhrn charakteristik vody pro střední teplotu

Vstupní teplota	$T_{V1} = 283,15 \text{ K} = 5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Výstupní teplota	$T_{V2} = 348,15 \text{ K} = 75 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Střední teplota	$T_V = 310,65 \text{ K} = 42,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
Hustota vody	$\rho_V = 992,2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$
Součinitel tepelné vodivosti	$c_{pV} = 4180 \frac{\text{J}}{\text{kg} \times \text{K}}$
Dynamická viskozita	$\eta_V = 0,65 \times 10^{-3} \text{ Pa} \times \text{s}$
Kinematická viskozita	$\nu_V = 6,58 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}}$
Tepelná vodivost	$\lambda_V = 0,58 \frac{\text{W}}{\text{m} \times \text{K}}$

Rovnice tepelné bilance výměníku [1]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_b &= \dot{M}_{SP} \times c_{SP} \times (T_{SP1} - T_{SP2}) \times \xi_v = \\ \dot{Q}_b &= \dot{M}_V \times c_{pV} \times (T_{V2} - T_{V1}) \text{ [kW]} \end{aligned} \quad \text{Rov. 3.21}$$

Kde ξ_v značí účinnost výměníku. Ta se většinou pohybuje v hodnotách 0,98 až 0,999, a proto se většinou zanedbává [1].

Tepelný tok na straně spalin [1]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_b &= \dot{M}_{SP} \times c_{SP} \times (T_{SP1} - T_{SP2}) = \\ \dot{Q}_b &= 0,032 \times 1189,35 \times (838,15 - 393,15) = \dot{Q}_b = 16,96 \text{ kW} \end{aligned} \quad \text{Rov. 3.22}$$

Hmotnostní tok na straně vody:

$$\dot{M}_V = \frac{\dot{Q}_b}{c_V \times (T_{V2} - T_{V1})} = \frac{16,96 \times 1000}{4180 \times (348,15 - 283,15)} = 0,062 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad \text{Rov. 3.23}$$

3.5.2 Výpočet LMTD

Deskový výměník je v protiproudém uspořádání a pro takové platí rovnice [1]:

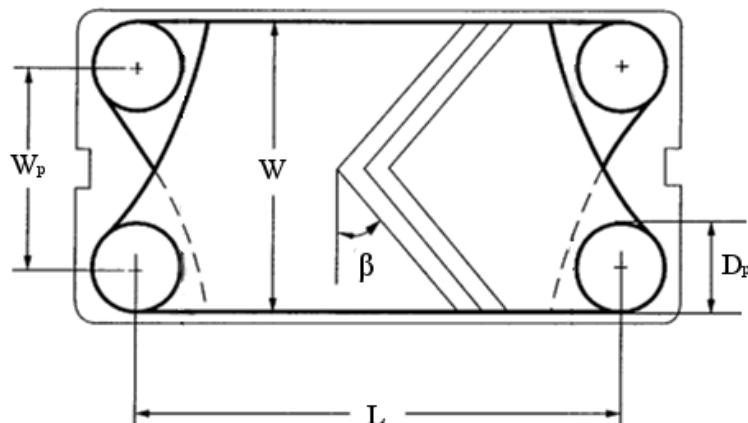
$$\Delta T_1 = T_{SP1} - T_{V2} = 838,15 - 348,15 = 490 \text{ K} \quad \text{Rov. 3.24}$$

$$\Delta T_2 = T_{SP2} - T_V = 393,15 - 283,15 = 110 \text{ K} \quad \text{Rov. 3.25}$$

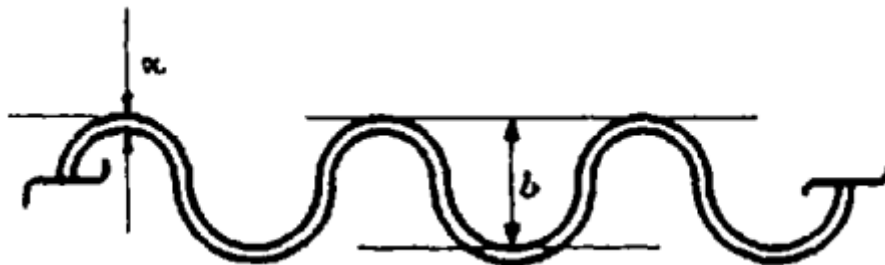
$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{110 - 490}{\ln \frac{110}{490}} = 254,36 \text{ K} \quad \text{Rov. 3.26}$$

3.6 Algoritmus výpočtu

Pro další výpočet je potřeba určit geometrii výměníku. Návrh výměníku je iterační proces, pokud výsledky nevyhovují, je třeba provést přepočítání s pozměněnými parametry. Firmy zabývající se návrhem deskových výměníků, většinou mají řadu teplosměnných ploch, pro které výpočty provádí, dokud nenajdou nejvhodnější řešení. Návrh tohoto deskového výměníku není limitován rozměrovou řadou, ale velikostí nástroje pro lisování teplosměnných ploch [20]. Volí se tedy rozměr šířky teplosměnné plochy W , vzdálenost středů vstupních a výstupních otvorů L a sklonu prolisování β , viz obr.3.2. Dalším voleným parametrem je hloubka prolisování b patrná z obr. 3.3. Poslední volený parametr je počet kanálů.



Obr. 3.2 Základní geometrické rozměry teplosměnné plochy [4]



Obr. 3.3 Příčný průřez teplosměnnou plochou [2]

Všechny vstupní parametry jsou určeny a je třeba projít následující algoritmus výpočtu [2], [4]:

1. Výpočet Prandeltových a Reynoldsových čísel.

Pokud vychází rychlost proudění kanálem menší než $0,1 \text{ m} \times \text{s}^{-1}$, je třeba zvolit jiné vstupní parametry.

2. Výpočet Nusseltových čísel.

V závislosti na vypočtených Reynoldsových a Prandltových číslech a úhlu sklonu prolisování β , je poté třeba zvolit vhodné rovnice pro výpočet Nusseltových čísel.

3. Výpočet součinitelů přestupu tepla α .
4. Výpočet součinitele prostupu tepla k .
5. Výpočet celkové teplosměnné plochy A_C .

6. Výpočet počtu teplosměnných ploch N_D .

Pokud vyjde počet N_D lichý, pak bude počet kanálů pro obě tekutiny stejný.

Pokud vyjde sudý, pak bude mít jedno médium průtok navíc a musí být proveden nový výpočet pro zvolené médium s kanálem navíc.

7. Výpočet počtu kanálů.

$$LMTD = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}} = \frac{110 - 490}{\ln \frac{110}{490}} = 254,36 \text{ K} \quad \text{Rov. 3.27}$$

Vypočtený počet kanálu se musí shodovat s počtem kanálů, který jsme zvolili na začátku výpočtu, jinak je nutné provést další iteraci výpočtu s pozměněnými parametry.

8. Výpočet tlakových ztrát.

a) Výpočet součinitele tření f .

V závislosti na vypočtených Reynoldsových a Prandltových číslech a úhlu sklonu prolisování, je poté třeba zvolit vhodné rovnice pro výpočet součinitele tření.

b) Výpočet jednotlivých částí tlakové ztráty.

c) Výsledný součet.

Velikost tlakových ztrát na straně spalín je značná a může dojít k situaci, že je větší než tlak spalín na vstupu do výměníku. V takovém případě je nutné změnit vstupní parametry výměníku. Pokud by byl rozdíl příliš velký, bylo by nutné zvolit jiný typ výměníku. Dále je třeba tlakové ztráty co nejvíce snížit kvůli jejich negativnímu vlivu na emise, výkon a spotřebu [32].

Pro výpočet bylo použito víc než 40 iterací, a proto zde bude uvedena pouze finální.

3.6.1 Stanovení vstupních parametrů

Na základě přechozích iterací volím tyto parametry:

$$W = 75 \text{ mm} = 0,075 \text{ m}; b = 3 \text{ mm} = 0,003 \text{ m}; N = 2; \beta = 45^\circ; L = 385 \text{ mm} = 0,385 \text{ m}$$

3.6.2 Výpočet Prandltových a Reynoldsových čísel pro spaliny

Střední průřezová plocha kanálu [2]:

$$A_s = W \times b = 0,075 \times 0,003 = 0,00023 \text{ m}^2 \quad \text{Rov. 3.28}$$

Pro určení charakteristické rozměru, je potřeba určit součinitel zvětšení θ , jeho hodnoty se pohybují mezi 1,15 a 1,25. Pokud není znám je možné použít typickou hodnotu $\theta = 1,17$ [4].

Ekvivalentní průměr [2]:

$$D_e = \frac{4 \times W \times b}{2 \times (W + b)} \rightarrow \text{pokud je } b \text{ mnohem menší než } W \text{ pak} \rightarrow \quad \text{Rov. 3.29}$$

$$\rightarrow D_e = 2b = 2 \times 0,003 = 0,006 \text{ m}$$

Hydraulický průměr [4]:

$$D_h = \frac{D_e}{\theta} = \frac{0,006}{1,17} = 0,0051 \text{ m} \quad \text{Rov. 3.30}$$

Rychlost spalin:

$$v_{SP} = \frac{\dot{M}_{SP}}{\rho_{SP} \times A_s \times N} = \frac{0,032}{1,16 \times 0,00023 \times 2} = 61,46 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Rov. 3.31}$$

Reynoldsovo číslo pro spaliny [1]:

$$Re_{SP} = \frac{v_{SP} \times D_h}{\vartheta_{SP}} = \frac{61,46 \times 0,0051}{2,43 \times 10^{-5}} = 12959 \quad \text{Rov. 3.32}$$

Součinitel teplotní vodivosti spalin [1]:

$$a_{SP} = \frac{\lambda_{SP}}{\rho_{SP} \times c_{pSP}} = \frac{0,045}{1,16 \times 1189,35} = 3,27 \times 10^{-5} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \text{Rov. 3.33}$$

Prandltovo číslo pro spaliny [1]:

$$Pr_{SP} = \frac{\vartheta_{SP}}{a_{SP}} = \frac{2,43 \times 10^{-5}}{3,27 \times 10^{-5}} = 0,74 \quad \text{Rov. 3.34}$$

3.6.3 Výpočet Prandltových a Reynoldsových čísel pro spaliny

Rychlost vody:

$$v_V = \frac{\dot{M}_V}{\rho_V \times A_s \times N} = \frac{0,062}{992,2 \times 0,00023 \times 2} = 0,14 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{Rov. 3.35}$$

Reynoldsovo číslo pro vodu²² [1]:

$$Re_V = \frac{v_V \times D_h}{\vartheta_V} = \frac{0,14 \times 0,0051}{6,58 \times 10^{-7}} = 1088,63 \quad \text{Rov. 3.36}$$

Součinitel teplotní vodivosti vody [1]:

$$a_V = \frac{\lambda_V}{\rho_V \times c_{pV}} = \frac{0,58}{992,2 \times 4180} = 1,40 \times 10^{-7} \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \quad \text{Rov. 3.37}$$

Prandltovo číslo pro vody [1]:

$$Pr_V = \frac{\vartheta_V}{a_V} = \frac{6,58 \times 10^{-7}}{1,40 \times 10^{-7}} = 4,71 \quad \text{Rov. 3.38}$$

3.6.4 Výpočet Nusseltova čísla pro spaliny

Pro $Re_{SP} = 12959$; $\beta = 45^\circ$ je nejvhodnější použít vztah podle Tovazhnyanského [4]

$$Nu_{SP} = 0,051 \times (\exp(0,64 \times \tan(\beta))) \times Re_{SP}^{0,73} \times Pr_{SP}^{0,43}$$

$$Nu_{SP} = 0,051 \times (\exp(0,64 \times \tan(45^\circ))) \times 12959^{0,73} \times 0,74^{0,43} = 85,55 \quad \text{Rov. 3.39}$$

²² Kritické Reynoldsovo číslo $\in (20; 400)$

3.6.5 Výpočet Nusseltova čísla pro vodu

Pro $Re_V = 1088,63$; $\beta = 45^\circ$ je nejvhodnější použít vztah podle Chisholmova a Wanniarachchiova [4].

$$Nu_V = 0,72 \times Re_V^{0,59} \times Pr_V^{0,4} \times \theta^{0,41} \times \left(\frac{\beta}{30^\circ}\right)^{0,66}$$

$$Nu_V = 0,72 \times 1088,63^{0,59} \times 4,71^{0,4} \times 1,17^{0,41} \times \left(\frac{45^\circ}{30^\circ}\right)^{0,66} = 1670,20 \quad \text{Rov. 3.40}$$

3.6.6 Výpočet součinitelů přestupu tepla

$$\alpha_{SP} = Nu_{SP} \times \frac{\lambda_{SP}}{D_h} = 85,55 \times \frac{0,045}{0,0051} = 752,36 \frac{W}{m^2 \times K} \quad \text{Rov. 3.41}$$

$$\alpha_V = Nu_V \times \frac{\lambda_V}{D_h} = 1670,22 \times \frac{0,58}{0,0051} = 188901,75 \frac{W}{m^2 \times K} \quad \text{Rov. 3.42}$$

3.6.7 Výpočet součinitele prostupu tepla

Charakteristiky teplosměnné plochy jsou $\lambda_D = 16,2 \frac{W}{m \times K}$, $\delta_D = 0,8 \text{ mm} = 0,0008 \text{ m}$.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_V} + \frac{\delta_D}{\lambda_D} + \frac{1}{\alpha_{SP}}} = \frac{1}{\frac{1}{188901,75} + \frac{0,0008}{16,2} + \frac{1}{752,36}} = 722,63 \frac{W}{m^2 \times K} \quad \text{Rov. 3.43}$$

3.6.8 Výpočet celkové teplosměnné plochy

Součinitel zanášení volím $\mu_Z = 1,1$ [4], rov. 3.44 je pouze upravené rovnice prostupu tepla.

$$A_C = \frac{\dot{Q}_b}{k \times LMTD} \times \mu_Z = \frac{16,96 \times 1000}{722,63 \times 254,36} \times 1,1 = 0,10 \text{ m}^2 \quad \text{Rov. 3.44}$$

3.6.9 Výpočet počtu teplosměnných ploch N_D

Efektivní plocha jedné teplosměnné desky [4]:

$$A_D = \theta \times W \times L = 1,17 \times 0,075 \times 0,385 = 0,034 \text{ m}^2 \quad \text{Rov. 3.45}$$

$$N_D = \frac{A_C}{A_D} = \frac{0,10}{0,034} = 3,006 \rightarrow \text{volím } N_p = 3 \quad \text{Rov. 3.46}$$

3.6.10 Kontrola počtu kanálů

$$N = \frac{N_D + 1}{2} = \frac{3 + 1}{2} = 2 \rightarrow \text{Shoduje se s volenou hodnotou} \quad \text{Rov. 3.47}$$

Celková teplosměnná plocha:

$$A_V = A_D \times N_D = 0,034 \times 3 = 0,10 \text{ m}^2 \quad \text{Rov. 3.48}$$

3.7 Výpočet tlakových ztrát

Pro výpočet součinitele tření spalín je nejvhodnější použít vztah podle Tovazhnyanského [4]:

$$f_{SP} = 2,48 \times Re_{SP}^{-0,2} = 2,48 \times 12959^{-0,2} = 0,37 \quad \text{Rov. 3.49}$$

Pro výpočet součinitele tření vody je nejvhodnější použít vztah podle Chrisholmova a Wanniarachchiová [4]:

$$f_V = 0,08 \times Re_V^{-0,25} \times \theta^{1,25} \times \left(\frac{\beta}{30^\circ}\right)^{3,6} =$$

$$f_V = 0,08 \times 1088,68^{-0,25} \times \left(\frac{45^\circ}{30^\circ}\right)^{3,6} = 0,073 \quad \text{Rov. 3.50}$$

Jednotlivé dílčí tlakové ztráty jsou:

❖ Tlaková ztráta ve vstupních a výstupních kanálech [2]

Průměr kanálů volím tak, aby celková plocha, a tím i rychlost, byla stejná jako v prostorech mezi teplosměnnými plochami.

$$d_p = \sqrt{A_S \times N \times \frac{4}{\pi}} = \sqrt{0,00023 \times 2 \times \frac{4}{\pi}} = 0,024 \rightarrow$$

$$\rightarrow \text{volím } d_p = 24 \text{ mm} \quad \text{Rov. 3.51}$$

$$\Delta p_{mV} = 1,5 \times \left(\frac{\rho_V \times v_V^2}{2}\right) \times N_P = 1,5 \times \left(\frac{992,2 \times 0,14^2}{2}\right) \times 2 =$$

$$\Delta p_{mV} = 29,08 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.52}$$

$$\Delta p_{mSP} = 1,5 \times \left(\frac{\rho_{SP} \times v_{SP}^2}{2}\right) \times N_P = 1,5 \times \left(\frac{1,16 \times 61,46^2}{2}\right) \times 2 =$$

$$\Delta p_{mSP} = 6563,32 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.53}$$

❖ Tlaková ztráta v prostoru teplosměnných desek [4]

$$\Delta p_{cV} = \frac{4 \times f_V \times L \times \dot{M}_V^2}{2 \times D_h \times \rho_V \times A_S^2} = \frac{4 \times 0,073 \times 0,385 \times 0,062^2}{2 \times 0,0051 \times 992,2 \times 0,00023^2} =$$

$$\Delta p_{cV} = 849,32 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.54}$$

$$\Delta p_{cSP} = \frac{4 \times f_{SP} \times L \times \dot{M}_{SP}^2}{2 \times D_h \times \rho_{SP} \times A_S^2} = \frac{4 \times 0,37 \times 0,385 \times 0,032^2}{2 \times 0,0051 \times 1,16 \times 0,00023^2} =$$

$$\Delta p_{cSP} = 168956,66 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.55}$$

❖ Tlaková ztráta vlivem změny výšek

Výměník bude umístěn v horizontální poloze, a proto je tato tlaková ztráta zanedbaná.

Celková tlaková ztráta:

$$\Delta p_V = \Delta p_{mV} + \Delta p_{cV} = 29,08 + 849,32 = 878,40 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.56}$$

$$\Delta p_{SP} = \Delta p_{mSP} + \Delta p_{cSP} = 6563,32 + 168956,66 =$$

$$\Delta p_{SP} = 175519,98 \text{ Pa} \quad \text{Rov. 3.57}$$

3.8 Výsledný výkon výměníku

Výsledný výkon pro konečné hodnoty lze vypočítat z rovnice tepelné bilance viz rov. 3.21.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_V &= A_V \times k \times LMTD = 0,10134 \times 722,6341 \times 254,3635 = \\ \dot{Q}_V &= 18627,4816 \text{ W} = 18,6275 \text{ kW}\end{aligned}\quad \text{Rov. 3.58}$$

Výpočet výkonové rezervy:

$$\mu_R = 100 - \frac{\dot{Q}_V}{\dot{Q}_b} \times 100 = 100 - \frac{18,6275}{16,9562} \times 100 = 9,8564 \% \quad \text{Rov. 3.59}$$

Výkon navrženého výměníku je o 9,86% větší než minimální potřebný výkon. Výkonová rezerva slouží pro pokrytí zhoršení provozních vlastností vlivem zanášení. Doporučená hodnota pro středně náročné podmínky je 10 % [4]. I zanesený výměník by tedy měl zvládat přenášet požadovaný výkon.

3.8.1 Výpočet množství vyrobené TUV

$$V_{TUV} = \dot{M}_V \times t_p = 0,062 \times 3600 \times 1,5 = 336,96 \text{ l}$$

3.9 Parametry navrženého výměníku

Tab. 3.5 Parametry navrženého výměníku

Skutečný výkon výměníku	$\dot{Q}_V = 18,63 \text{ kW}$
Výkonová rezerva	$\mu_R = 9,86 \%$
Počet kanálů	$N = 2$
Počet desek	$N_D = 3$
Tlaková ztráta spalin	$\Delta p_{SP} = 175519,98 \text{ Pa}$
Tlaková ztráta vody	$\Delta p_V = 878,40 \text{ Pa}$
Celková teplosměnná plocha	$A_V = 0,10 \text{ m}^2$
Součinitel prostupu tepla	$k = 722,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$
Součinitel přestupu tepla spalin	$\alpha_{SP} = 752,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$
Součinitel přestupu tepla vody	$\alpha_V = 188901,75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$
Rychlost spalin	$v_{SP} = 61,46 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Rychlost vody	$v_V = 0,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
Hydraulický průměr	$D_h = 0,0051 \text{ m}$
Střední průřezová plocha kanálu	$A_s = 0,00023 \text{ m}^2$
Efektivní šířka kanálu	$W = 75 \text{ mm}$
Efektivní délka kanálu	$L = 385 \text{ mm}$
Hloubka prolisování	$b = 3 \text{ mm}$
Sklon prolisování	$\beta = 45^\circ$
Střední teplotní spád	$LMTD = 254,36 \text{ K}$
Vstupní teplota spalin	$T_{SP1} = 565 \text{ }^\circ\text{C}$
Výstupní teplota spalin	$T_{SP2} = 120 \text{ }^\circ\text{C}$
Vstupní teplota vody	$T_{V1} = 5 \text{ }^\circ\text{C}$
Výstupní teplota vody	$T_{V2} = 75 \text{ }^\circ\text{C}$
Hmotnostní tok spalin	$\dot{M}_{SP} = 0,032 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$
Hmotnostní tok vody	$\dot{M}_V = 0,062 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$

3.10 Díly potřebné pro výrobu a zprovoznění výměníku tepla:

- ❖ Čelní a přítlačná deska-vyrobeny podle výkresové dokumentace v příloze 1,
- ❖ těsnění-vyřezáváno na CNC plotru podle dxf souboru v elektronické příloze 2,
- ❖ teplosměnné desky-jsou vyráběny prolisováním hladkého leštěného nerezového plech. Na CNC obráběcím centru je potřeba vyrobit lisovací matici²³. Její 3D model je přiložen v elektronické příloze 3,
- ❖ vodící tyče-zakoupeny dvě typu W10-0060 [35],
- ❖ stahovací šrouby a matice-zakoupeno šestkrát ŠROUB M20 × 80 ČSN EN 24014 a šestkrát MATICE M20 ČSN EN 24032.

²³ Vhodným materiálem na výrobu matrice je 19 312 [36].

DISKUSE

Vhodnost deskového výměníku pro aplikaci spaliny voda.

Výsledný deskový výměník je netypický svým malým počtem kanálů. Desky by bylo možné zmenšit, a tím by se navýšil počet kanálů, ale výpočty s takovými výměníky vždy vedly k velkému navýšení tlakové ztráty. Výsledná teplosměnná plocha je mnohem menší, než bylo odhadováno při volbě vhodného výměníku. To je dáno jednak velkým navýšením součinitele prostupu tepla a nedostatečnými zkušenostmi s touto problematikou. Z běžných výměníků je nejbližší alternativou šroubovitý trubkový s nerezovým vlnovcem. Zde ale nastává problém s čistěním na straně spalin. To lze vyřešit pravidelnou výměnou vlnovce nebo jeho značným předimenzováním pro kompenzaci snížení součinitele prostupu tepla zanášením. Je vhodné provést výpočet i pro tento výměník, vytvořit ekonomické porovnání a až dle výsledků se rozhodnout pro výměník, který je výhodnější. Ostatní výměníky byly vyhodnoceny jako méně vhodné kvůli horším možnostem údržby a oprav. Tyto velmi důležité faktory se v podobných aplikacích většinou týkají pouze strany spalin, ale zde jsou důležité i na straně vody. Ta je neustále přiváděna nová a dochází tedy k neustálému přísunu minerálních látek a mikroorganismů, které minimálně v místech, kde teplota vody ještě nedosahuje 50 °C, budou mít velmi dobré podmínky.

Nepřesnost vstupních parametrů

Chybou v návrhu výměníku je nenaměření vstupních teplot spalin, pro konkrétní zatížení motoru. Vstupní teplota spalin je tedy získána bez zátěže. Je tedy možné, že bude vyšší, než teplota použitá ve výpočtu. Čidlo EGT, které tuto teplotu hlídá, ji nepustí přes 720 °C. I tato teplota je pro výměník bezpečná, tedy těsnění jako limitující prvek ji vydrží. Kritickou teplotu čidla lze jednoduše měnit a může být snížena na 600 °C. V případě, že by teplota byla vyšší, než se kterou se počítalo, dojde k zvýšení výstupních teplot obou médií. Teploty můžeme snížit na původní hodnotu zvýšením průtoku vody. Důsledkem tedy je zvýšení množství nebo teploty TUV, což je pozitivní jev.

Výpočet výměníku

Rovnice pro výpočet Nusseltových čísel jsou odvozeny pro konkrétní geometrie desek výměníku, kdy jediným známým parametrem je úhel sklonu kanálů β . Je tedy otázka, jak výrazný vliv budou mít odchylky navržené geometrie, od geometrie, pro kterou byly rovnice odvozeny. Jako výpočetní program byl zvolen PTC Mathcad prime 4.0. Ten umožňuje i ve volně dostupné verzi provést všechny potřebné výpočty. Díky velkému množství iterací, které bylo potřeba pro optimalizaci provést, by bylo vhodné naprogramovat algoritmus. Ten by optimalizaci provedl rychleji a lépe. Opakované výpočty ale nebyly zbytečné, protože umožnily odhalit a opravit některé chyby. Velmi problematický byl převod rovnic do aplikace Word 2013. To vedlo k nutnosti všechny rovnice znovu ručně přepsat. Vhodnější kombinace programů s jednodušší migrací rovnic uspoří mnoho času.

Vypočítaný výkon je nižší než teoretický

Energie obsažená ve spalínách a energie odebraná na hřídeli by měly být téměř shodné, vychází však přibližně poloviční. To je způsobeno nevyužitím celého teplotního spádu spalín, ale i nepřesně zvolenou teplotou spalín.

Ekonomika provozu kogenerační jednotky, jejímž základem je zážehový motor

Pokud by motor byl využíván pouze pro výrobu elektrické energie, tak by za současného stavu byl provoz značně neekonomický. Cena za kW elektrické energie v takovém případě vychází přes 11 Kč. Pokud ovšem bude využito teplo motoru a energie spalín, sníží se cena na 4,50 Kč za kW získané energie²⁴. I tato aplikace má smysl v případě odlehlejších míst, kde je drahé zavést elektrické vedení a nemají jednoduchý a stabilní zdroj energie, jako například potok. Téměř polovinu ceny benzínu tvoří daně. V současné situaci nic nenasvědčuje tomu, že by se měla cena nějak výrazně snížit. Existuje ale velice jednoduché řešení, které téměř zdvojnásobí ekonomiku provozu. Konverze motoru na LPG²⁵. Toto je velice jednoduché a levné řešení. I přesto, že změny poměry energií v motoru tak, že se mírně sníží výkon na hřídeli [37], ale zvýší se množství tepelné energie. Ceny za kW pak vychází přibližně poloviční. Tento cenový rozdíl je způsoben převážně daňovým zatížením a v okamžiku, kdy by začalo být LPG masově využíváno, dojde k vyrovnání cen.

²⁴ Ceny jsou získané jednoduchým výpočtem, kdy je cena benzínu vynásobena procentuálním využitím ceny za kW energie v benzínu (přibližně 3,75 Kč) a vydělena účinností kogenerační jednotky.

²⁵ Přibližně 2,20 Kč za kW.

4 ZÁVĚR

Výstupem této práce je návrh deskového výměníku s těsněním pro ohřev TUV pro rodinný dům.

V úvodní části byla provedena základní rešerše výměníků tepla. Dále byla provedena podrobnější rešerše běžně používaných rekuperačních výměníků. Z nich byl vybrán deskový výměník s těsněním, který nejlépe splňoval kombinaci požadavků na odolnost vůči korozi, snadnou údržbu, vysoké hodnoty součinitele prostupu tepla a jednoduchou výrobu.

Druhá kapitola se věnuje návrhu vhodné technologie. Nejprve je popsána aplikace, pro kterou je výměník navrhován. Poté jsou podrobněji popsány jednotlivé problémy spojené s konkrétní aplikací a je navrženo jejich řešení. Největší důraz je kladen na těsnění, které se kvůli vysoké teplotě spalin projevilo jako nejvíce limitující prvek výměníku. Místo běžně používaných těsnění z umělých hmot je navrženo řešení za použití plechových těsnění a těsnění ze slisovaných uhlíkových kompozitů. Pro výměník je vybráno těsnění z uhlíkových kompozitů kvůli znovupoužitelnosti.

Po nezbytném určení všech vstupních parametrů a vlastností obou médií, následuje výpočet teplosměnné plochy. Z rovnice tepelné bilance je určen celkový přenášený výkon $\dot{Q}_b = 16,96 \text{ kW}$. Následuje popis algoritmu výpočtu, volba geometrie teplosměnné plochy a určení podobnostních čísel. Pro výpočet součinitele prostupu tepla $k = 722,63 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$ bylo nejprve nutné vypočítat součinitele přestupu tepla spalin $\alpha_{SP} = 752,36 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$ a vody $\alpha_V = 188901,75 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \times \text{K}}$. Celková vypočtená plocha výměníku $A_c = 0,10 \text{ m}^2$ obsahuje zvětšení o součinitel zanášení $\mu_z = 1,1$. Po určení počtu teplosměnných desek je proveden kontrolní výpočet na ověření, jestli se počet kanálů shoduje s voleným počtem.

Poslední část výpočtu je věnována tlakovým ztrátám. Ztráty na straně vody $\Delta p_V = 878,40 \text{ Pa}$ jsou oproti ztrátám na straně spalin $\Delta p_{SP} = 175519,98 \text{ Pa}$ zanedbatelné. I takto velké ztráty je schopen motor pokrýt s více než 50% rezervou.

Výsledný přenášený výkon výměníku je $\dot{Q}_V = 18627,48 \text{ W}$, který má výkonovou rezervu na zanášení $\mu_R = 9,86 \%$. Množství ohřáté TUV o teplotě 75°C je $V_{TUV} = 336,96 \text{ l}$.

Parametry výměníku jsou shrnuty v závěrečné tab. 3.5, po které následuje návrh možnosti výroby výměníku. K návrhu je zpracována výkresová dokumentace, přiložená v příloze.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] BALÁŠ, Marek. Kotle a výměníky tepla. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2013. ISBN 978-80-214-4770-7
- [2] KUPPAN, Thulukkanam. Heat exchanger design handbook. New York: Marcel Dekker, 2000. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.). ISBN 08-247-9787-6.
- [3] VALENTOVÁ, Kateřina. Studium tepelných vlastností materiálů akumulujících teplo na bázi fázové přeměny [online]. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta chemická, 2016 [cit. 2018-04-29]. Dostupné z: <http://hdl.handle.net/11012/58431>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta chemická. Ústav fyzikální a spotřební chemie. Vedoucí práce Oldřich Zmeškal.
- [4] KAKAÇ, Sadik a Hongtan LIU. Heat exchangers: selection, rating, and thermal design. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, 2002, 501 s. : il. ISBN 0-8493-0902-6.
- [5] GUT, Jorge, Renato FERNANDES, Jose PINTO a Carmen TADINI. Thermal model validation of plate heat exchangers with generalized configurations. Chemical Engineering Science [online]. 2004, 59(21), 4591-4600. [cit. 2018-04-14]. DOI: 10.1016/j.ces.2004.07.025. ISSN 0009-2509.
- [6] Schéma akumulární nádrže LATENTO. In: . b.r. [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://www.dufa.biz/images/latento_streva.jpg
- [7] Plate heat exchanger for ships. In: . b.r. [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: http://img.nauticexpo.com/images_ne/photo-mg/30935-473617.jpg
- [8] Engine-Cooling System. In: . b.r. [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.cstatic-images.com/original/srv-c-gloss/1415724101107.png>
- [9] VON MISES, Ludwig. Lidské jednání: pojednání o ekonomii. Praha: Liberální institut, 2006, xxvii, 959 s. ISBN 80-863-8945-6.
- [10] Chadivo R 1234yf. *GHC Invest* [online]. 2011 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.ghcinvest.cz/cz/chladiva-od-profesionalu/chadivo-r-1234yf/c5527>
- [11] ING. SEDLÁŘ, Jan. Chladiva: úvod, definice, historie. *TZB-info* [online]. Praha: ČVUT, 28.12.2015 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://vetrani.tzb-info.cz/klimatizace-a-chlazení/13626-chladiva-uvod-definice-historie>
- [12] PROF. ING. ŠTĚTINA, Josef. SeminarAT2017-18Z-IIZTD: II. ZÁKON TERMODYNAMIKY. Brno, 2017.
- [13] *Bakterie legionella: Legionella.cz* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://legionella.cz>
- [14] *Centers for Disease Control and Prevention* [online]. NCEZID, 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.cdc.gov/ecoli/ecoli-prevention.html>
- [15] ETZOLD, Hans-Rüdiger. *Údržba a opravy automobilů Audi 100, Audi 200*. České Budějovice: Kopp, 2000. Jak na to? (Kopp). ISBN 80-7232-099-8.
- [16] ZÁRUBA, Lád'a. *Motorkáři.cz: internet v jedné stopě* [online]. 2012 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.motorkari.cz/clanky/clanky-predstavujeme/jak-se-delaji-stoektanove-benziny--22061.html>
- [17] ING. LYČKA, Zdeněk. Kotlíkové dotace v praxi: kotle na pevná paliva. *TZB-info* [online]. 31.7.2017 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/kotlikove-dotace/16081-kotlikove-dotace-v-praxi-kotle-na-pevna-paliva>
- [18] CHEMagazín: časopis pro chemicko-technologickou a laboratorní praxi. Pardubice: Ing. Mi-loslav Rotrekl. 1 (XXIII) ISSN 1210-7409

- [19] Martin A. Elliott, Gerge J. Nebel & Fred G. Rounds (1955) The Composition of Exhaust Gases from Diesel, Gasoline and Propane Powered Motor Coaches, Journal of the Air Pollution Control Association, 5:2, 103-108, DOI: 10.1080/00966665.1955.10467686
- [20] ING. JANKŮ, František. CENÍK OBROBENÉ NÁSTROJOVÉ OCELI. Janků - Nástrojové oceli [online]. 2015 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.nastrojove-oceli.com/katalog/cenik.pdf>
- [21] NELLY, Steven Mac, Willi NIERATSCHKER, Marc NADLER, Daniel RAAB a Antonio DELGADO. Experimental and Numerical Investigation of the Pressure Drop and Heat Transfer Coefficient in Corrugated Tubes. Chemical Engineering & Technology[online]. Weinheim: WILEY-VCH Verlag, 2015, 38(12), 2279-2290 [cit. 2018-04-29]. DOI: 10.1002/ceat.201500160. ISSN 0930-7516.
- [22] IDELCHIK, I. E., *Handbook of hydraulic resistance*. 1st ed. Israel, 1996, 526 s. : il..
- [23] Z. Hu, Y. Chen and W. Pi, „Experimental study on heat transfer and resistance performance of corrugated tube,“ 2017 12th International Conference on Computer Science and Education (ICCSE), Houston, TX, 2017, pp. 773-776. doi: 10.1109/ICCSE.2017.808559
- [24] Riley, Kenneth Lloyd, „Flow Losses in Flexible Hose.“ (1967). LSU Historical Dissertations and Theses. 1313. https://digitalcommons.lsu.edu/grad-school_disstheses/1313
- [25] DOC. ING. MATUŠKA, Tomáš Ph.D. *AZE-P7-tepelna_cerpadla_NPT: Nízko-penciální zdroje tepla*. PRAHA: ČVUT, 2015. Dostupné také z: http://users.fs.cvut.cz/tomas.matuska/wordpress/wp-content/uploads/2015/02/AZE-P7-tepelna_cerpadla_NPT.pdf
- [26] KAWAGUCHI, Shigeru, Kenji KUBOUCHI a Naoki LI. *Metal gasket*. US. US5286039A. Uděleno 1991-08-21.
- [27] HIRAMATSU, Takeshi a Kazuya KICHIJIMA. *Single-layer metal gasket*. Japan. JP2001280502A. Uděleno 2000-03-29.
- [28] *Kalina Industries s.r.o.* [online]. 2018 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.kalina.cz/home>
- [29] POLLOCK, Mark. *Grafoil Engineering Design Manual: Flexible Graphite*. 2002. 2002, 117 s. 2nd. Dostupné také z: <http://www.graftech.com/wp-content/uploads/2014/12/GRAFOIL-Engineering-Manual-2nd-Ed.pdf>
- [30] Ing. BAHR Josef, PhD-ústní sdělení (vedoucí úseku Technika fy Klimakom s.r.o., Zámecká 4, 643 00 Brno-Chrlice)
- [31] MATĚJOVSKÝ, Vladimír. *Automobilová paliva*. Praha: Grada, 2005, 223 s. : il. ISBN 80-247-0350-5.
- [32] EDUARD, Mikeš. *Tlumič hluku výfukových plynů, : zejména pro motorová vozidla*. Česká republika. CZ 297930 B6. Uděleno 21.03.2007-osobní předání včetně podkladů
- [33] JAHODA, M., L. SCHREIBEROVÁ a O. HOLEČEK. *E-tabulky*[online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://uchi.vscht.cz/index.php/cs/studium/uplatneni-absolutu/e-tabulky>
- [34] BEATON, C.F. *Thermopedia™* [online]. 1986 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: 10.1615/AtoZ.s.steam_tables

- [35] T.E.A. TECHNIK s.r.o.: *Lineární vedení a pohony* [online]. [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <https://www.teatechnik.cz/vodici-tyce-standard-w/>
- [36] P Bielaczyc et al 2016 IOP Conf. Ser.: Mater. Sci. Eng. 148 012060, doi:10.1088/1757-899X/148/1/012060
- [37] Raznice II. In: *Knife: vše o nožích* [online]. 9.2.2008 [cit. 2018-05-21]. Dostupné z: <http://www.knife.cz/Default.aspx?tabid=53&g=posts&t=2912>

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
$\dot{Q}_V$	Výsledný výkon	W
$\dot{Q}_b$	Tepelný tok	W
c_p	Součinitel měrné tepelné kapacity	$\frac{J}{kg \times K}$
A_C	Celková teplosměnná plocha	m^2
A_D	Plocha desky	m^2
A_V	Skutečná celková teplosměnná plocha	m^2
A_S	Střední průřezová plocha kanálu	m^2
D_h	Hydraulický průměr	m
D_e	Ekvivalentní průměr	m
$\dot{M}$	Hmotnostní tok	kg/s
N_D	Počet desek	1
T_1	Vstupní teplota	K
T_2	Výstupní teplota	K
V_{SP}	Objem spalín	m^3
V_{TUV}	Množství TUV	l
d_P	Průměr kanálu	m
p_1	Vstupní tlak spalín	Pa
p_2	Výstupní tlak spalín	Pa
p_{SP}	Střední tlak spalín	Pa
t_p	Doba provozu	s
Δp_V	Celková tlaková ztráta	Pa
Δp_C	Tlaková ztráta v prostoru teplosměnných ploch	Pa
μ_R	Výkonová rezerva	%
μ_Z	Součinitel zanášení	1
ξ_m	Účinnost motoru	%
CAF	Slisovaná azbestová vlákna	
E	Denní spotřeba elektrické energie	kWh
EPDM	Etylen-propylen-dienový kaučuk	
H	Výhřevnost	J/kg
LMTD	Střední teplotní spád	K
PCM	Materiál s fázovou přeměnou	
PTFE	Polytetrafluorethylen	
SC	Celková spotřeba	m^3
T	Střední teplota	K
TUV	Teplá užitková voda	
AFR	Poměr vzduchu a paliva	1

L	Efektivní délka teplosměnné plochy	m
N	Počet kanálů	1
Nu	Nusseltovo číslo	1
Pr	Prandeltovo číslo	1
Re	Reynoldsovo číslo	1
SH_M	Hmotnostní spotřeba za hodinu	kg/hod
SH	Spotřeba za hodinu	l/hod
W	Efektivní šířka teplosměnné plochy	m
b	Hloubka prolisování	m
f	Součinitel tření	1
k	Součinitel prostupu tepla	$\frac{W}{m^2 \times K}$
v	Rychlost média	m/s
ΔT_1	Větší teplotní spád	T
ΔT_2	Menší teplotní spád	T
Δp_m	Tlaková ztráta ve vstupních a výstupních kanálech	Pa
α	Součinitel přestupu tepla	deg
β	Úhel sklonu prolisování	deg
η	Součinitel dynamické viskozity	$Pa \times s$
θ	Součinitel zvětšení plochy	1
λ	Součinitel tepelné vodivosti	$\frac{W}{m \times K}$
ρ	Hustota	kg/m^3
ϑ	Součinitel kinematické viskozity	m^2/s

SEZNAM TABULEK

Tab. 3.1 Prvkové složení benzínu [31]	26
Tab. 3.2 Prvkové složení suchého vzduchu [1].....	26
Tab. 3.3 Tabulka vlastností spalin [33]	29
Tab. 3.4 Souhrn charakteristik vody pro střední teplotu.....	30
Tab. 3.5 Parametry navrženého výměníku	37

SEZNAM OBRAZKŮ

Obr. 1.1 Principy přenosu energie ve výměnících [1],[2]	12
Obr. 1.2 Trubkový plášťový výměník s rovnými trubkami [3]	13
Obr. 1.3 Dvoutrubkový výměník a dvoutrubkový článkový výměník [2]	13
Obr. 1.4 Trubkový spirálový výměník [2]	13
Obr. 1.5 Deskový výměník s těsněním [37]	13
Obr. 1.6 Deskový lamelový výměník [2]	13
Obr. 1.7 Deskový spirálový výměník [2]	13
Obr. 1.8 Přehled rozdělení tepelných výměníků [2]	14
Obr. 1.9 Dvoutrubkový článkový výměník [4]	15
Obr. 1.10 Vlášenkový výměník s U-trubkami [4]	15
Obr. 1.11 Akumulační nádrž pro TUV se spirálovými výměníky [6]	16
Obr. 1.12 Deskový výměník s těsněním [7]	17
Obr. 1.13 Lamelový chladič používaný v automobilovém průmyslu [8].	17
Obr. 1.14 Různé typy lamel lamelových výměníků [4]	18
Obr. 1.15 Spirálový deskový výměník [4]	18
Obr. 2.1 Schéma kogenerační jednotky	20
Obr. 2.2 Grafické znázornění energetických ztrát zážehového motoru [12]	20
Obr. 2.3 Záznam z řídicí jednotky při 3000 ot/min	21
Obr. 2.4 Záznam z řídicí jednotky při 2000 ot/min	22
Obr. 2.5 Schéma deskového výměníku [5]	23
Obr. 2.6 Zobrazení turbulentního proudění mezi teplosměnnými deskami[4]	24
Obr. 2.7 Typické uspořádání kanálů deskového výměníku [2]	24
Obr. 2.8 Plechové těsnění pod hlavu motoru [26]	25
Obr. 3.1 Graf závislosti spotřeby na době provozu	26
Obr. 3.2 Příčný průřez teplosměnnou plochou [2]	31
Obr. 3.3 Základní geometrické rozměry teplosměnné plochy [4]	31

SEZNAM PŘÍLOH

- 1 Výkresová dokumentace
- 2 Dxf soubor s návrhem těsnění
- 3 3D model lisovací matrice