



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# REKUPERACE TEPLA Z ODPADNÍCH PLYNŮ TAVICÍ PECE

HEAT RECOVERY FROM MELTING FURNACE WASTE GASES

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Szabolcs Dobai

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.

BRNO 2019



# Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav  
Student: **Bc. Szabolcs Dobai**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Energetické inženýrství  
Vedoucí práce: **doc. Ing. Michal Jaroš, Dr.**  
Akademický rok: 2018/19

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

## Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V mnoha průmyslových provozech vznikají odpadní látky s vyšší teplotou, které jsou bez užitku vypouštěny do okolního prostředí. Zde se nabízí možnost zpětného získávání tepelné energie v nich obsažené a její využití pro vytápění objektů a ohřev užitkové nebo technologické teplé vody. To přináší energetické a následně i ekonomické úspory.

### Cíle diplomové práce:

Navrhněte systém zpětného získávání tepla z odpadních plynů tavicí pece s ohledem na specifika provozu a jeho využití pro vytápění průmyslového objektu a přípravu užitkové teplé vody. Proveďte základní ekonomické posouzení návrhu včetně vyhodnocení návratnosti investice, posuďte možná provozní rizika a formulujte závěrečné doporučení.

### Seznam doporučené literatury:

JÍCHA, M. Přenos tepla a látky. Brno: Akad. nakladatelství CERM, 2001. ISBN 80-214-2029-4.

INCROPERA, F. P., De Witt, D. P. Fundamentals of Heat and Mass Transfer. 3rd Ed. New York: Wiley, 1990. ISBN 0-471-51729-1.

BROŽ, K. Zásobování teplem. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01587-4.

BROŽ, K. Vytápění. Dotisk 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-01-01313-8.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

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

---

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



## **ABSTRAKT**

Diplomová práca sa zaoberá návrhom systému spätného získavania tepla z odpadových plynov taviacej pece. Prvá časť práce je venovaná stručnému popisu tepelných výmenníkov, pričom najväčší dôraz je kladený na rúrkové výmenníky. Druhá časť obsahuje stechiometrický výpočet spaľovania, návrh geometrických rozmerov výmenníka, výpočet tlakových strát a výkonu. V závere práce sú uvedené rôzne možnosti využitia získaného odpadového tepla a ich základné ekonomické posúdenie.

## **Kľúčové slová**

Rúrkový zväzkový výmenník tepla, odpadové teplo, prenos tepla, spaliny, tlaková strata, vykurovanie

## **ABSTRACT**

This master's thesis deals with the design of heat recovery system from melting furnace waste gases. The first part is devoted to a brief description of heat exchangers, with the special importance being placed on the shell-and-tube heat exchanger. The second part contains a calculation of stoichiometric combustion, design of geometrical dimensions, calculation of pressure drops and power. At the end of the thesis there are various possibilities of utilization of the obtained waste heat and their basic economic assessment.

## **Key words**

Shell-and-tube heat exchanger, waste heat, heat transmission, flue gas, pressure drop, heating

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA**

DOBAI, Szabolcs. *Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece* [online]. Brno, 2019. 68 s. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/116854>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce doc. Ing. Michal Jaroš, Dr..

## **ČESTNÉ PREHLÁSENIE**

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na tému *Rekuperace tepla z odpadních plynů tavicí pece* vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce s využitím odbornej literatúry a prameňov uvedených v zozname použitej literatúry.

V Brne, dňa 17.5.2019

---

Bc. Szabolcs Dobai

## **POĎAKOVANIE**

Rád by som sa poďakoval svojmu vedúcemu diplomovej práce doc. Ing. Michalovi Jarošovi, Dr. za cenné rady a pripomienky pri tvorbe tejto práce a taktiež rodine a blízkym za podporu počas celého štúdia.

## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZDROJE (DEZ) .....	12
1.1 Využitie odpadového tepla spalín.....	12
2 VÝMENNÍKY TEPLA .....	13
2.1 Rozdelenie výmenníkov tepla.....	13
2.1.1 Podľa spôsobu odovzdávania tepelnej energie.....	13
2.1.2 Podľa vzájomného smeru a zmyslu prúdenia.....	14
2.1.3 Podľa spôsobu prenosu tepla .....	15
2.1.4 Podľa kombinácie teplonosných médií .....	15
2.1.5 Podľa skupenstva pracovných médií .....	15
2.1.6 Podľa účelu a použitia .....	15
2.2 Základné požiadavky na výmenníky tepla.....	16
2.2.1 Požiadavky kladené na výmenník .....	16
2.2.2 Požiadavky kladené na teplonosné látky .....	16
2.3 Rúrkové výmenníky .....	16
2.3.1 Plášťový výmenník s rovnými rúrkami .....	16
2.3.2 Článkový výmenník.....	19
2.3.3 Vlásokový výmenník s U-trubkami .....	19
2.3.4 Výmenník tepla so skrutkovicovo zatočenou rúrkou .....	20
2.3.5 Geometria rúrok výmenníka.....	20
3 SPÔSOBY PRENOSU TEPLA.....	22
3.1 Prenos tepla vedením (kondukcia).....	22
3.2 Prenos tepla prúdením (konvekcia) .....	23
3.3 Prenos tepla sálaním (radiácia) .....	23
3.4 Prechod tepla.....	24
4 NÁVRH VÝMENNÍKA TEPLA .....	27
4.1 Zadanie výpočtu výmenníka .....	27
4.2 Výpočet objemového množstva a zloženia teplonosných látok .....	27
4.2.1 Vzduch.....	27
4.2.2 Spaliny .....	28
4.2.3 Zloženie spalín.....	30
4.3 Bilancia výmenníka .....	31
4.4 Rúrkový priestor (RP).....	32
4.4.1 Súčiniteľ prestupu tepla v RP .....	33
4.4.2 Tlakové straty v RP .....	36

---

4.5	Medzirúrkový priestor (MP) .....	39
4.5.1	Segmentové prepážky .....	39
4.5.2	Súčiniteľ prestupu tepla v MP .....	41
4.5.3	Výpočet korekčných faktorov .....	43
4.5.4	Tlakové straty v MP .....	47
4.6	Skutočný výkon výmenníka .....	51
5	VYUŽITIE ZÍSKANÉHO ODPADOVÉHO TEPLA .....	53
5.1	Využitie odpadového tepla v zimnej a letnej prevádzke na prípravu teplej vody.....	53
5.1.1	Centrálny spôsob prípravy vody s prietokovým ohrievačom .....	53
5.1.2	Centrálny spôsob prípravy vody so zásobníkovým ohrievačom .....	54
5.2	Využitie odpadového tepla v zimnej prevádzke pre vykurovanie .....	55
5.3	Kombinované využitie odpadového tepla .....	55
6	EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE NAVRHNUTÝCH RIEŠENÍ .....	56
6.1	Úspora pri využití všetkého tepla na vykurovanie .....	56
6.2	Úspora pri využití všetkého tepla na ohrev vody .....	57
	ZÁVER .....	58
	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV .....	60
	ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK .....	62
	ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK .....	68

## **ÚVOD**

V dnešnej dobe ľudstvo potrebuje k svojmu životu značné množstvo energie. S rastúcou populáciou a industrializáciou zaostalých regiónov rok po roku narastá celosvetová spotreba energie a palív. Postupne dochádza aj k trvalému zvyšovaniu cien energií. Primárne zdroje ako uhlie, plyn a ropa sú vyčerpatel'né a ich využitím zasahujeme do krehkej rovnováhy životného prostredia. Preto je nevyhnutné, aby sme šetrili tieto primárne zdroje znížením spotreby energie, využívaním obnoviteľných zdrojov alebo zefektívnením výrobných procesov.

Jednou z možností úspor energie je využívanie odpadového tepla spalín pri spaľovaní zemného plynu. Odpadové teplo zo spalín, ktoré radíme ako druhotný energetický zdroj, je často vypúšťané do atmosféry v mnohých priemyselných závodoch. Pomocou technológie výmenníkov tepla je možné dosiahnuť premenu tohto nevyužitého tepla na využiteľnú formu energie, napr. na výrobu elektrickej energie, vykurovanie alebo chladenie objektov, chladenie priemyselných procesov a ohrev teplej úžitkovej alebo technologickej vody.

Zámerom tejto diplomovej práce je navrhnúť systém spätného získavania tepla z odpadových plynov taviacej pece a jeho využitie pre vykurovanie priemyselného objektu a prípravu TÚV.

## 1 DRUHOTNÉ ENERGETICKÉ ZDROJE (DEZ)

Popri tradičných obnoviteľných zdrojov energie (energia slnečného žiarenia, energia vetra, energia vody, energia biomasy či geotermálna energia), ktoré málo zaťažujú životné prostredie, existuje celý rad možností získavania energie. Svoj potenciál čoraz viac získavajú druhotné energetické zdroje, ktoré môžu aspoň čiastočne nahradiť existujúce primárne zdroje energie (uhlie, ropa, zemný plyn). Zásoby týchto primárnych zdrojov totiž klesajú a ich cena rastie. Druhotné energetické zdroje vznikajú ako vedľajší produkt technologickej výroby alebo inej ľudskej činnosti. Aj keď sú pre pôvodnú technológiu nevhodné, môžu byť zdrojom energie pre iné zariadenia [1]. Podľa [2] dôležité DEZ sú:

- komunálny odpad – energetické spaľovanie odpadov,
- vyjazdené oleje – hlavne pre vykurovanie,
- skládkové plyny – vznikajú na skládkach komunálneho odpadu, pri neodplynovaní môžu vznikáť výbušné zmesi, možno použiť na výrobu elektriny,
- odpadové teplo – využitím inak zmareného tepla možno dosiahnuť energetické úspory alebo ho možno využiť pre priamu výrobu elektriny.

Využívanie všetkých týchto zdrojov energie umožňuje zníženie spotreby fosílnych palív, a tým pádom aj ich negatívny vplyv na kvalitu životného prostredia.

### 1.1 Využitie odpadového tepla spalín [3], [4]

So zvyšujúcimi sa nárokmi na efektívnosť a účinnosť energetických procesov sa stále zvyšuje význam využitia energie odpadového tepla. Teda tepla, ktoré by za normálnych podmienok bolo vypúšťané do okolitého prostredia bez akéhokoľvek účelného využitia. Odpadové teplo, ako druhotný energetický zdroj, vzniká pri rade technologických procesov v najrôznejších priemyselných oblastiach. K najväčším producentom odpadového tepla sa radia oceliarne, ropné rafinérie, sklárne, papierne, sušiarne, pece, spaľovne odpadov atď. Ďalším zdrojom odpadového tepla sú výrobné procesy v potravinárskom priemysle a veľké dátové centrá, ktoré vyžadujú nepretržité chladenie.

Využitím odpadového tepla dochádza okrem efektívnejšieho použitia energie v priemyselných procesoch k zlepšeniu energetickej hospodárnosti budov. Najčastejšie je využitie odpadového tepla na vykurovanie či ohrev teplej vody. Jedným zo zariadení na tento účel je výmenník tepla.



## 2 VÝMENNÍKY TEPLA

Výmenníky tepla sú technologické zariadenia, vďaka ktorým je uskutočnený priebežný alebo prerušovaný prenos tepelnej energie medzi dvoma či viac prúdiacimi teplotnými médiami pri rôznych teplotách. Dochádza v nich k odovzdávaniu tepla z teplého (ohrievacieho) média do média chladnejšieho (ohrievaného). Potreba používania výmenníkov tepla v priemysle je daná nielen z dôvodu získania inak vypúšťaného odpadového tepla, ale aj kvôli ochladeniu zariadení, aby nedošlo k ich prehriatiu a poškodeniu. [5], [6]

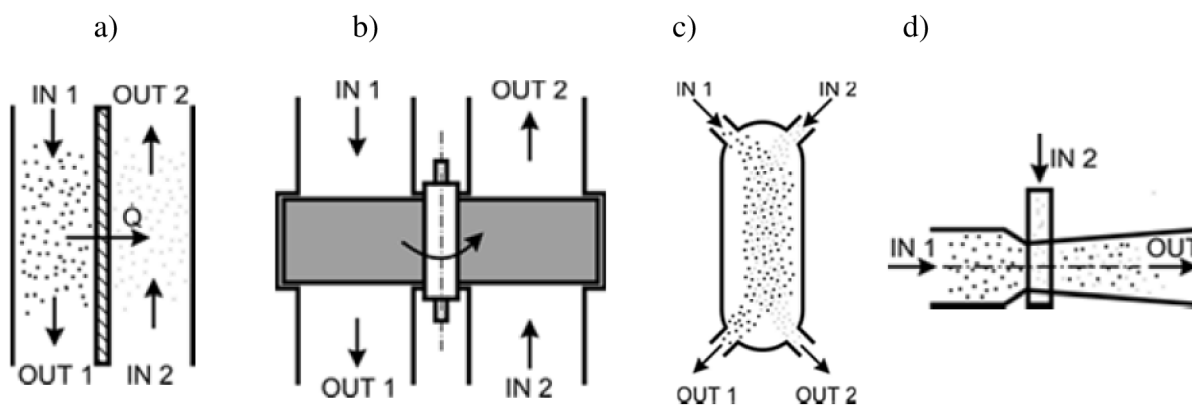
### 2.1 Rozdelenie výmenníkov tepla

Zdroj [5] udáva rozdelenie výmenníkov podľa nasledujúcich kritérií.

#### 2.1.1 Podľa spôsobu odovzdávania tepelnej energie

Podľa druhu pracovného pochodu existujú štyri základné typy výmenníkov:

- Rekuperáčny – pracovné médiá vo výmenníku sú oddelené nepriepustnou stenou, ktorá tvorí teplovýmennú plochu. Nedochádza teda ku kontaktu teplotných látok.
- Regeneráčny – prenos tepla medzi dvoma hlavnými médiami je sprostredkovaný treťou pevnou teplotnou látkou, ktorá akumuluje teplo prijaté od ohrievacieho média, a potom ho odovzdáva médiu ohrievanému. Rozdiel oproti rekuperáčnemu je v pôsobení médií na rovnakú plochu s určitým časovým oneskorením. Pri tomto procese môže dôjsť k čiastočnému zmiešaniu oboch médií.
- Kontaktný – studené a teplé médium majú rozdielne fázy skupenstva, po ich kontakte a vzájomnej výmene tepla sú od seba oddelené. Teplovýmenná plocha je daná povrchom častíc pevnej fázy.
- Zmiešavací – výmenník nemá teplovýmenné plochy, ohrievacie a ohrievané médiá sa zmiešajú, v pracovnom priestore sa vytvára homogénna zmes.

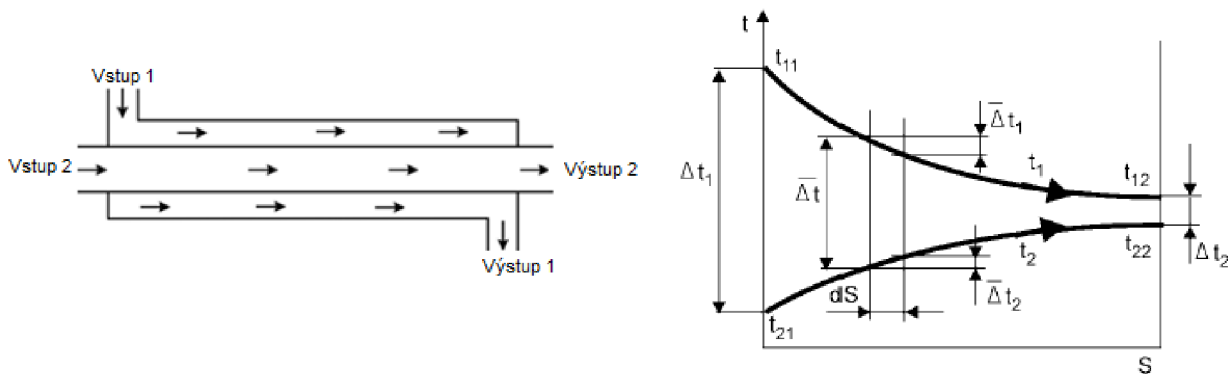


Obr. 2.1 Spôsoby prenosu tepelnej energie vo výmenníkoch [5]

### 2.1.2 Podľa vzájomného smeru a zmyslu prúdenia

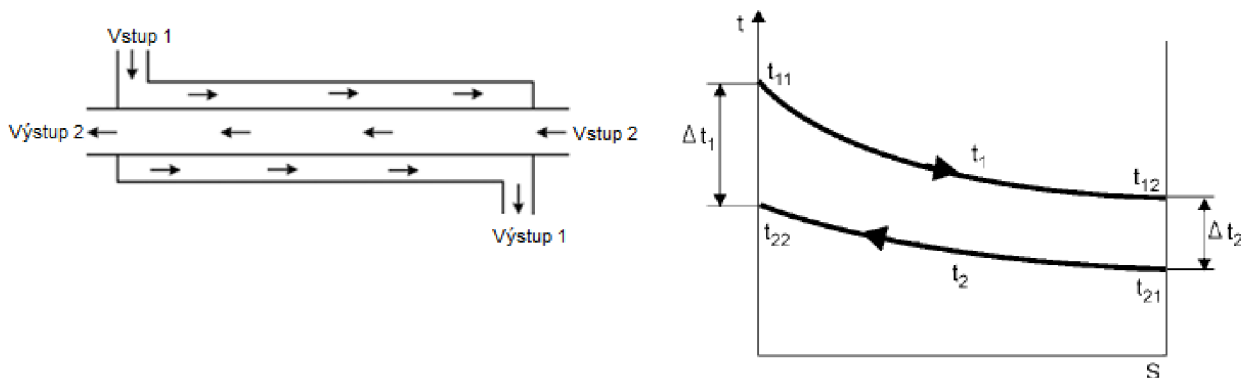
Rôzne spôsoby vzájomného prúdenia pracovných médií majú zásadný vplyv na priebeh prestupu tepla, a tým pádom aj na konštrukciu výmenníka:

a) súprúdové – smery prúdov médií sú rovnobežné a majú rovnaký zmysel,



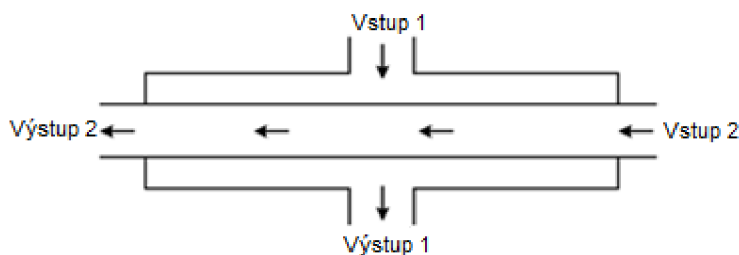
Obr. 2.2 Schéma a priebeh teplôt súprúdového výmenníka [5], [7]

b) protiprúdové – smery prúdov médií sú rovnobežné, ale majú opačný zmysel,



Obr. 2.3 Schéma a priebeh teplôt protiprúdového výmenníka [5], [7]

c) krížové – osy prúdov sú mimobežné a v kolmom priemete zvierajú uhol s veľkosťou  $90^\circ$ ,

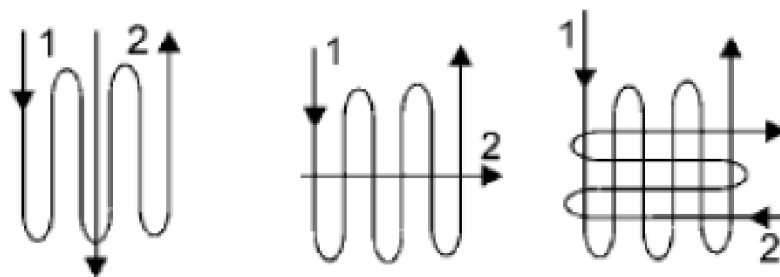


Obr. 2.4 Schéma krížového prúdu [5]

d) so šikmým vzájomným prúdom – osy prúdov zvierajú v kolmom priemete spolu uhol väčší alebo menší ako  $90^\circ$ ,

e) viacnásobne súprúdové, protiprúdové a krížové prúdenie,

f) kombinované prúdenie.



Obr. 2.5 Schéma kombinovaných prúdov [7]

### 2.1.3 Podľa spôsobu prenosu tepla

Výmenníky tepla môžeme ďalej rozdeliť podľa toho, ktorým zo spôsobov prenosu tepla sa odovzdá najviac tepla:

- konvekčný – o odovzdanom teple rozhoduje hlavne prúdiace médium,
- sálavé (radičný) – väčšina tepla sa odovzdáva sálaním,
- kombinované – uvažuje sa prenos tepla prúdením aj radiáciou.

### 2.1.4 Podľa kombinácie teplonosných médií

V teplárstve sa najčastejšie vyskytujú tieto výmenníky:

- kvapalina – kvapalina (voda – voda),
- kvapalina – plyn (voda – para, olej – para, voda – spaliny),
- plyn – plyn (para – para, vzduch – para, spaliny – para, spaliny – vzduch).

### 2.1.5 Podľa skupenstva pracovných médií [7]

- bez zmeny skupenstva pracovných látok
- so zmenou skupenstva jednej teplonosnej látky
- so zmenou skupenstva oboch teplonosných látok

### 2.1.6 Podľa účelu a použitia

Výmenníky tepla rozdeľujeme podľa účelu a použitia do niekoľkých skupín:

- a) ohrievače – ohrievané médium v nich zvyšuje svoju teplotu, ale nedochádza k zmene fázy,
- b) chladiče – ochladzované médium v nich znižuje svoju teplotu bez zmeny fázy,
- c) výparníky a odparky – ohrievané kvapalné médium sa mení na paru,
- d) kondenzátory – teplejšie médium v plynnej fáze sa mení na kvapalinu (kondenzát),
- e) prehrievače a prihrievače – slúžia na zvyšovanie teploty sýtej alebo prehriatej pary,
- f) sušiarne – prísunom tepla sa dosahuje zníženie vlhkosti látky v pevnej fáze,
- g) termické odplyňovače vody – parným ohrevom vody na teplotu varu dochádza k odlúčeniu pohltených plynov,
- h) vykurovacie telesá – vykurovacie médium ohrieva okolitý vzduch.

## 2.2 Základné požiadavky na výmenníky tepla [5]

Pri návrhu výmenníka je najdôležitejšie čo najintenzívnejšie odovzdanie tepla pri nízkych nákladoch. Intenzívneho prestupu tepla je možné dosiahnuť voľbou vhodného materiálu a pracovného média, ale aj konštrukčnými úpravami.

### 2.2.1 Požiadavky kladené na výmenník

Výmenníky tepla musia spĺňať niekoľko základných požiadaviek, ktoré sú často navzájom protichodné. Preto je dôležité nájsť optimálne riešenie konečného návrhu, ktoré je vždy kompromisom medzi požiadavkami:

- čo najmenšie rozmery a hmotnosť,
- čo najnižšia cena,
- čo najmenšie tlakové straty (čerpacie práce),
- čo najvyššia spoľahlivosť v prevádzke a jednoduchá údržba.

### 2.2.2 Požiadavky kladené na teplotnosné látky

Ideálne pracovné médium by malo spĺňať veľké množstvo požiadaviek:

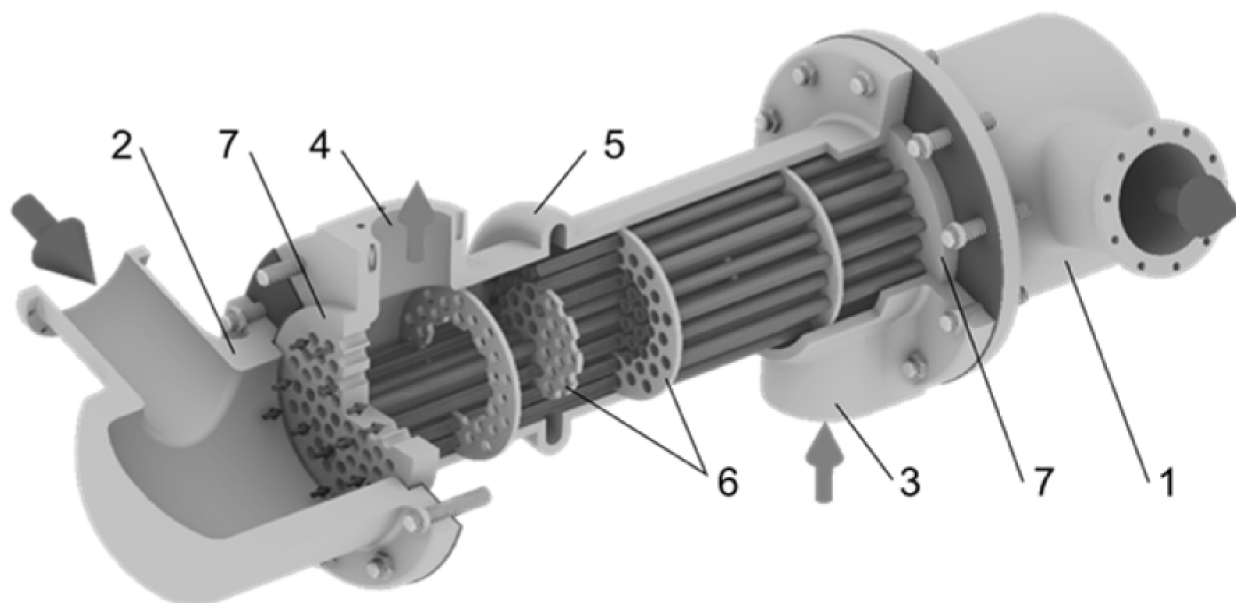
- veľká merná tepelná kapacita,
- vysoký súčiniteľ tepelnej vodivosti a prestupu tepla,
- nízka viskozita (nízke tlakové straty pri prúde),
- nízka agresivita vedúca ku korózii zariadenia,
- nízka cena,
- dostupnosť v dostatočnom množstve.

## 2.3 Rúrkové výmenníky [5]

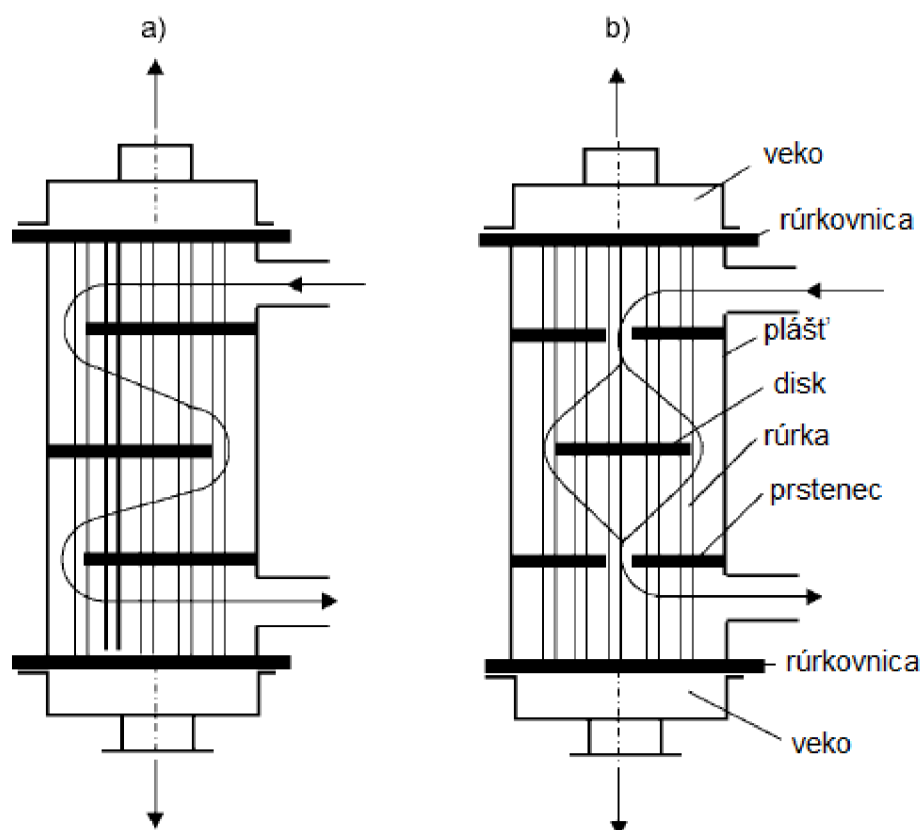
### 2.3.1 Plášťový výmenník s rovnými rúrkami

Plášťový výmenník s rovnými rúrkami (viď. obr. 2.6) je najstarším a zároveň konštrukčne najjednoduchším typom rekuperačných výmenníkov. Skladá sa z vonkajšieho plášťa s dvomi privarenými rúrkovnicami (7), do ktorých sú zavalcované alebo zavarené hladké resp. rebrované rúrky. Povrch rúrok tvorí teplovýmennú plochu pre prenos tepla medzi pracovnými látkami. Rúrky bývajú oceľové alebo mosadzné s hrúbkou steny 1,5–2,5 mm. Prietokový prierez medzi rúrkami býva 2–3× väčší ako prietokový prierez rúrkového zväzku.

Výmenník má dve veká (1 a 2), ktoré sa k rúrkovnici pripevňujú skrutkami. Jedno médium do výmenníka vstupuje armatúrou predného hrdla (2), prechádza rovnými rúrkami a vystupuje cez armatúru výstupného hrdla (1). Druhé médium vstupuje do výmenníka vstupným hrdlom (3), prechádza medzirúrkovým priestorom a vystupuje prírubou (4). Do medzirúrkového prostredia sa zvyčajne inštalujú prepážky (6) – najčastejšie segmentové alebo koncentrické (viď. obr. 2.7), ktoré spomaľujú pohyb tekutiny a predlžujú trajektóriu prúdenia. Tým pádom dochádza k intenzívnejšiemu prenosu tepla, za cenu zvýšenia tlakovej straty. Ďalšou funkciou prepážok je podopretie rúrok, aby nedošlo k ich ohybu a vibrácii. Výmenník je vybavený kompenzátorom dĺžkovej dilatácie (5).



Obr. 2.6 Plášťový rúrkový výmenník s rovnými rúrkami [5]

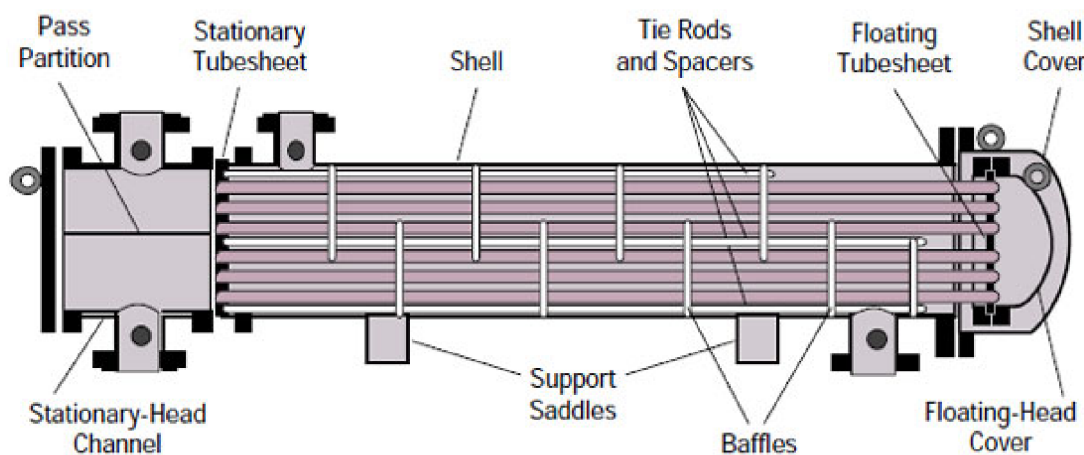


Obr. 2.7 Plášťový rúrkový výmenník s prepážkami [7]

a) segmentovými, b) koncentrickými

Medzi kladným vlastnostiam rovných rúrok patria jednoduchá výroba, dobré podmienky pre mechanické čistenie a možnosť výmeny poškodených rúrok. Okrem toho je možné použiť minimálnu hrúbku steny, čo vedie k zníženiu hmotnosti. Nevýhodou tohto typu konštrukcie je problém s tepelnou dilatáciou medzi pevnými rúrkovnicami. Preto je použitie obmedzené na nižšie teplotné rozdiely oboch pracovných médií a nižšie tlaky. Aby bolo možné využiť výhody plášťových výmenníkov s rovnými rúrkami aj pre vyššie parametre, vykonávajú sa konštrukčné úpravy:

- Kompenzácia s upchávkou nepatrí medzi najpoužívanejšie riešenia kvôli zložitosti a obtiažnosti udržiavania upchávok.
- Pri väčších tepelných tokoch je používaná kompenzácia s pružným zvlnením plášťa.
- Výmenníky s plávajúcou hlavou majú vyberateľnú rúrkovú sústavu, čo uľahčuje opravy. Najčastejšie sa používajú pre kombinácie médiá para-voda alebo voda-voda.



Obr. 2.8 Schéma plášťového výmenníka s plávajúcou hlavou [8]



Obr. 2.9 Plášťový výmenník s plávajúcou hlavou [8]



### 2.3.2 Článekový výmenník

Výmenník dvojrúrkový alebo rúrka v rúrke je protiprúdový s pozdĺžnym omývaním vonkajšieho povrchu. Nevýhodou je teplotná dilatácia rúrok, preto sa používa pre malé teplotné rozdiely, malé tlaky a prietoky.



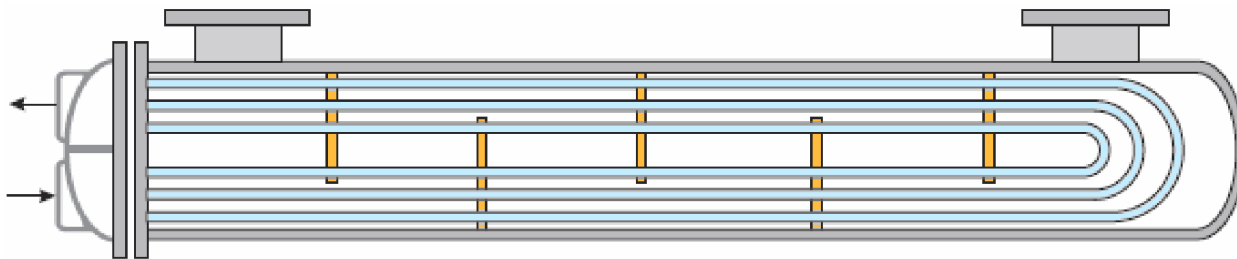
Obr. 2.10 Článekový výmenník [9]

### 2.3.3 Vlásokový výmenník s U-trubkami

Rúrky v plášti sú ohýbané do tvaru U. Hlavnou výhodou týchto výmenníkov je, že nenastanú problémy s teplotnými dilatáciami, pretože rúrky sa môžu voľne rozťahovať. Používajú sa menšie rúrky, konštrukcia má tak nižšiu hmotnosť a je kompaktnjšia. Nevýhodou je, že nie je možné mechanické čistenie vnútorného povrchu rúrok a výmeny poškodených rúrok.



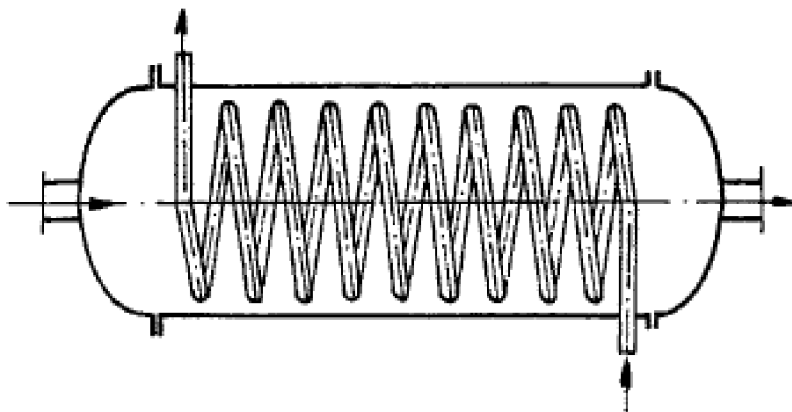
Obr. 2.11 Vlásokový výmenník tepla s U-rúrkami [10]



Obr. 2.12 Schéma vlásenkového výmenníka s U-růrkami [10]

### 2.3.4 Výmenník tepla so skrutkovicovo zatočenou rúrkou

Rúrky u tohto typu výmenníka sú v plášti vinuté skrutkovicovo, niekedy aj vo viacerých radoch. Výhodou je jednoduchá výroba a využitie čistého protiprúdu pri zachovaní priečného obtekania rúrok médium. Vďaka tomu je možné dosiahnuť lepší prestup tepla pri menšej teplovýmennej ploche. Nevýhodou je, že rúrka je z jedného kusu, takže pri oprave je nutné ju celú vymeniť.



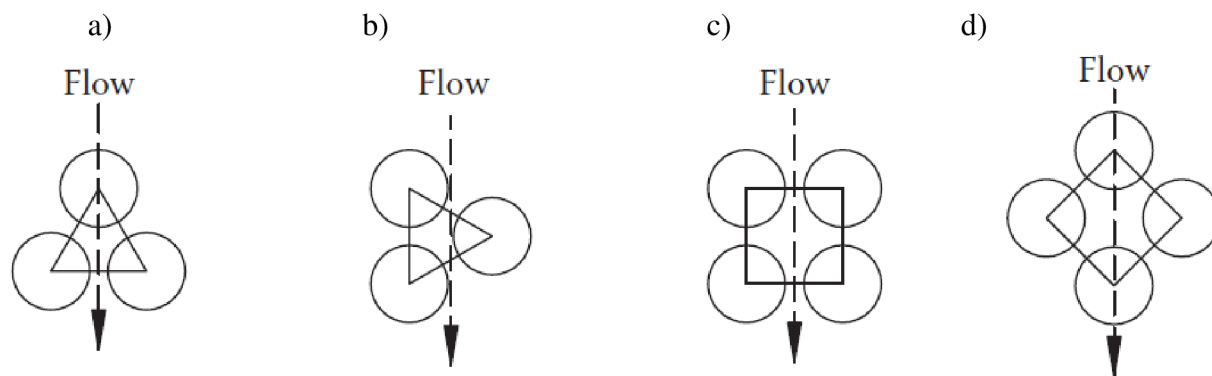
Obr. 2.13 Ležatý výmenník so skrutkovicovo vinutými rúrkami [7]

### 2.3.5 Geometria rúrok výmenníka

Dôležité konštrukčné predpoklady rúrkového zväzku:

- hrúbka stien rúrok sa volí väčšinou v rozmedzí 0,5–2,5 mm;
- vnútorný priemer rúrok nemá byť menší ako 12 mm, pričom sa nedoporučuje použiť svetlosť väčšia ako 30 mm;
- rozstup rúrok sa obvykle volí 1,3–1,5  $d_e$  (vnútorného priemeru rúrok), vždy väčší ako  $d_e+6$  mm;
- dĺžka rúrok nemá byť dlhšia ako 6 m;
- rúrky na rúrkovnici sa rozmiestňujú tak, aby ich stredy boli na vrcholoch rovnoramenných trojuholníkov, alebo na sústredných kružniciach;
- spôsoby usporiadania rúrok v zväzku môže byť 30°, 45°, 60°, 90°.

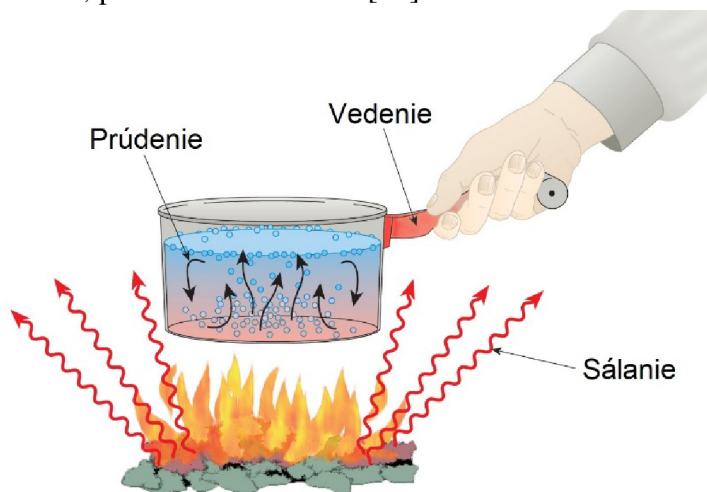




Obr. 2.14 Usporiadanie rúrok: a) 30°, b) 60°, c) 90°, d) 45° [11]

### 3 SPÔSOBY PRENOSU TEPLA

Prenos tepla je dej, pri ktorom dochádza k výmene tepla medzi dvoma telesami alebo látkami s rôznymi teplotami. Tepelná výmena vždy prebieha tak, že látka s vyššou teplotou odovzdáva časť svojej vnútornej energie látke s nižšou teplotou. Zdieľanie môže dochádzať tromi spôsobmi: vedením, prúdením a sálaním. [12]



Obr. 3.1 Spôsoby prenosu tepla [13]

#### 3.1 Prenos tepla vedením (kondukcia) [5], [12]

Pri vedení tepla sa tepelná energia prenáša od viac energetických k menej energetickým časticiam. Táto forma zdieľania tepla vyžaduje priamy kontakt hmoty. Uplatňuje sa prednostne v látkach pevného skupenstva, v kvapalinách a plynoch býva jeho význam druhoradý oproti prúdeniu. Veľkosť tepelného toku vedením je definovaná Fourierovým zákonom tepelnej vodivosti

$$dq = -\lambda \cdot \frac{dt_{st}}{d\delta} \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.1)$$

kde	q	[W.m <sup>-2</sup> ]	je merný tepelný tok,
	λ	[W.m <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	je tepelná vodivosť,
	t <sub>st</sub>	[°C]	je teplota steny,
	δ	[m]	je hrúbka steny.

Podiel  $\frac{\delta}{\lambda}$  sa tiež nazýva tepelný odpor. Pre jednoduchú rovinnú stenu je rovný

$$R_{st} = \frac{\delta}{\lambda} \quad \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.2)$$

pre valcovú stenu potom

$$R_{st} = \frac{d_2}{2 \cdot \lambda} \cdot \ln \frac{d_2}{d_1} \quad \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.3)$$

kde	d <sub>1</sub>	[m]	je vnútorný priemer rúrky,
	d <sub>2</sub>	[m]	je vonkajší priemer rúrky.

Tepelná vodivost'  $\lambda$  je fyzikálna vlastnosť látky charakterizujúca vedenie tepla v danom prostredí. Veľkosť tepelnej vodivosti môžeme nájsť v tabuľkách, pre väčšinu materiálov je závislá od teploty.

### 3.2 Prenos tepla prúdením (konvekcia) [5], [12]

Druhý spôsob prenosu tepla je prúdenie. Uskutočňuje sa tým, že častice hmoty menia miesto v priestore a prenášajú pritom svoju tepelnú energiu. Tento dej sa odohráva v prúdiacich tekutinách. Je sprevádzaný súčasne vedením tepla od jednej častice k druhej, pretože v prúdiacej látke neexistuje teplotná rovnováha. Podľa typu prúdenia sa konvekcia delí na:

- prirodzenú – pohyb tekutiny je vyvolaný vztlakovými silami v dôsledku rozdielných teplôt,
- nútenú – k prúdeniu dochádza pôsobením vonkajšieho faktora (ventilátor, čerpadlo, ale aj vietor).

Pre prenášaný merný tepelný tok platí Newtonov ochladzovací zákon

$$\dot{q} = \alpha \cdot (T_w - T_\infty) \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.4)$$

kde	$\dot{q}$	[W.m <sup>-2</sup> ]	je merný tepelný tok,
	$\alpha$	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> ]	je súčiniteľ prestupu tepla,
	$T_w$	[K]	je teplota povrchu obtekaného telesa,
	$T_\infty$	[K]	je teplota tekutiny v dostatočnej vzdialenosti od povrchu.

Oproti súčiniteľu tepelnej vodivosti  $\lambda$ , ktorého hodnota je približne konštantná, určenie súčiniteľa prestupu tepla  $\alpha$  je komplikované. Závisí od viacerých faktorov ako druh tekutiny, rýchlosť a charakter prúdenia (laminárne, turbulentné), typ prúdenia (prirodzené, nútené), tvar, rozmery a teploty teplovýmenných stien, stav a vlastnosti tekutiny (teplota, tlak, hustota, merné teplo, viskozita). Všeobecne je  $\alpha = f(w, t, t_{st}, d, l, \lambda, \mu, \rho, c_p)$ .

### 3.3 Prenos tepla sálaním (radiácia) [5], [12]

Z každého povrchu, ktorý má teplotu väčšiu ako 0 K, je nepretržite emitovaná tepelná energia. Tento proces sa nazýva tepelné žiarenie, ktoré sa môže objaviť aj u plynov a kvapalín. Zatiaľ čo prenos tepla vedením a prúdením vyžaduje prítomnosť hmotnej látky, žiarenie sa môže šíriť aj vo vákuu.

Maximálny tepelný tok, ktorý môže byť vyžarovaný z povrchu, je daný Stefan-Boltzmannovým zákonom

$$\dot{q} = \sigma \cdot T^4 \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.5)$$

kde	$\dot{q}$	[W.m <sup>-2</sup> ]	je merný tepelný tok,
	$\sigma$	[W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-4</sup> ]	je Stefan-Boltzmannova konštanta $\sigma = 5,67032 \cdot 10^{-8} \text{ W.m}^{-2} \cdot \text{K}^{-4}$ ,
	$T$	[K]	je absolútna teplota telesa.

Táto rovnica platí len pre ideálny žiarič (absolútne čierne teleso), ktorý vyžaruje maximálnu možnú energiu. Pre reálne telesá platí

$$E = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T^4 \quad \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (3.6)$$

kde  $\varepsilon$  [-] je emisný súčiniteľ, ktorý vyjadruje, ako je efektívne žiarenie z povrchu v porovnaní s absolútnym čiernym telesom, v rozsahu (0,1).

Prenos tepla vo výmenníkoch je kombinovaný proces, na ktorom sa podieľajú všetky druhy mechanizmov zdieľania tepla. Avšak väčšinou je jeden z týchto spôsobov dominantný. Najčastejšie používané sú výmenníky s konvektívnou zložkou prenosu tepla. U výmenníkov s vysokými teplotami niektorého z médií sa najviac uplatňuje prenos tepla sálaním. V špeciálnych prípadoch dochádza k fázovým premenám.

### 3.4 Prechod tepla [5]

Prechodom tepla je myslený prenos tepelnej energie medzi dvoma tekutinami v dvoch priestoroch oddelených pevnou stenou. Uvažujeme základné prechody stenou rovinnou a valcovou.

#### • Rovinná stena

Prechod tepla jednoduchou rovinnou stenou sa skladá z prestupu tepla konvekciou na oboch stranách steny a vedenia tepla stenou. Platia vzťahy

$$\dot{Q}_1 = \alpha_1 \cdot (t_1 - t_{s1}) \cdot S \quad [W] \quad (3.7)$$

$$\dot{Q}_2 = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (t_{s1} - t_{s2}) \cdot S \quad [W] \quad (3.8)$$

$$\dot{Q}_3 = \alpha_2 \cdot (t_{s2} - t_2) \cdot S \quad [W] \quad (3.9)$$

Prechod tepla je potom daný rovnicou prechodu tepla

$$\dot{Q} = \dot{Q}_1 = \dot{Q}_2 = \dot{Q}_3 = k \cdot \Delta t \cdot S \quad [W] \quad (3.10)$$

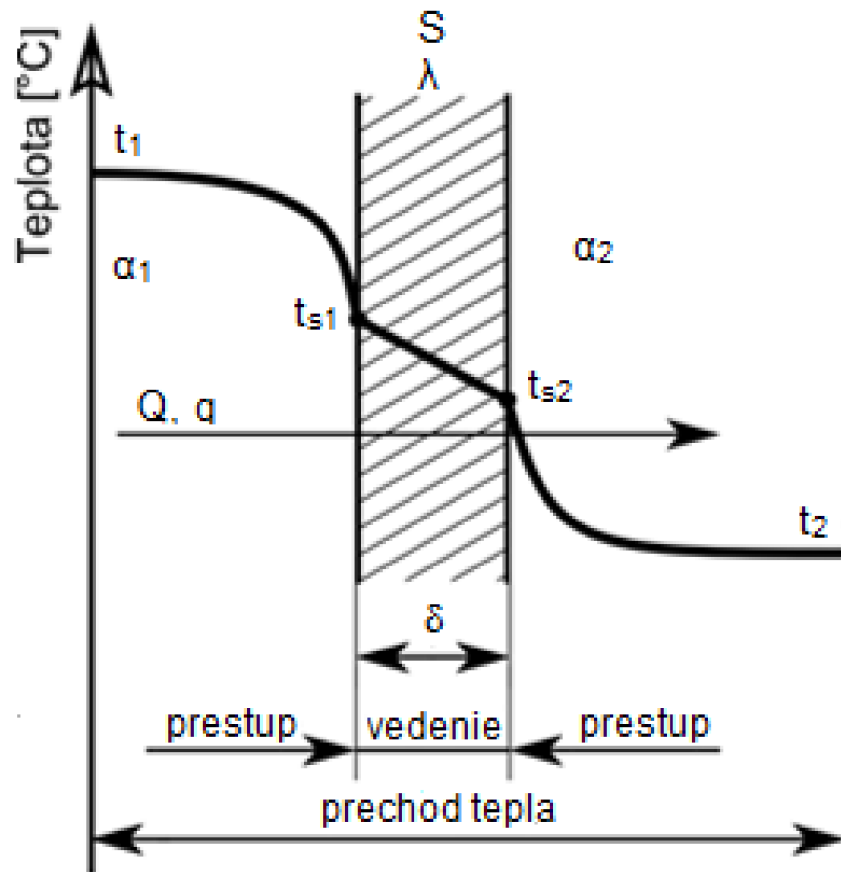
kde  $k$  je súčiniteľ prechodu tepla, ktorý môžeme vypočítať pomocou súčtu jednotlivých tepelných odporov.

$$\frac{1}{k} = \sum_{j=1}^n R_j = R_{\alpha_1} + R_{\lambda} + R_{\alpha_2} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2} \quad \left[ \frac{m^2 \cdot K}{W} \right] \quad (3.11)$$

kde  $\alpha_1$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>] je súčiniteľ prestupu tepla z ohrievacej látky do steny,  
 $\alpha_2$  [W.m<sup>-2</sup>.K<sup>-1</sup>] je súčiniteľ prestupu tepla zo steny do ohrievanej látky,  
 $\lambda$  [W.m<sup>-1</sup>.K<sup>-1</sup>] je súčiniteľ tepelnej vodivosti materiálu steny,  
 $\delta$  [m] je hrúbka steny.

Súčiniteľ prechodu tepla pre rovinnú stenu zloženú z niekoľkých vrstiev (platí aj pre nánosy na oboch stranách steny) o rôznej hrúbke a rôznej tepelnej vodivosti je daný vzťahom

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (3.12)$$



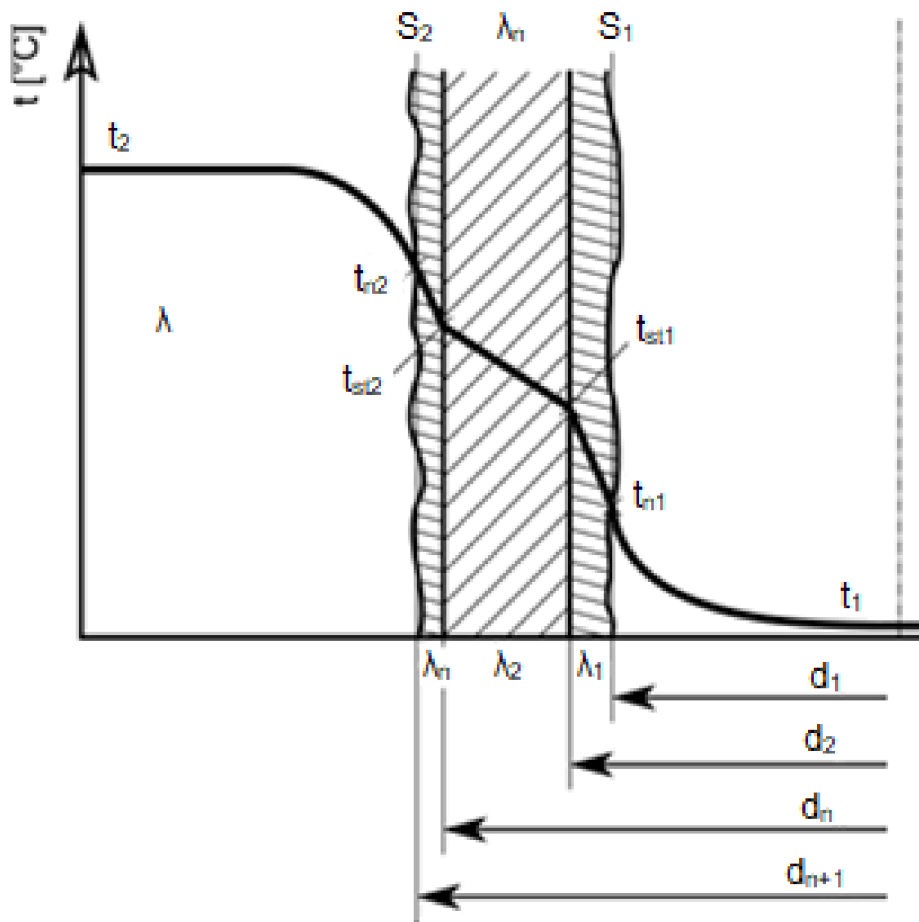
Obr. 3.2 Prechod tepla rovinnou stenou [5]

### • Valcová stena

U valcovej steny je výhodnejšie, vzhľadom na premenlivú veľkosť výhrevnej plochy v smere tepelného toku (vnútorný alebo vonkajší priemer rúrky), vypočítať súčiniteľ prechodu tepla na 1 m dĺžky rúrky. Pre viacvrstvovú valcovú stenu potom platí

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\alpha_2 d_{n+1}}} \quad \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (3.13)$$

kde 1 sú parametre na vnútornej strane valcovej steny,  
2 sú parametre na vonkajšej strane valcovej steny.



Obr. 3.3 Prechod tepla valcovou stenou [5]

## 4 NÁVRH VÝMENNÍKA TEPLA

Plášťový výmenník s rovnými rúrkami je navrhovaný na využitie odpadového tepla spalín od 5-tonovej taviacej plynovej pece. Rúrky vo výmenníku budú kruhové, v ktorých prúdia spaliny. V medzirúrkovom priestore obieha vodný roztok glykolu s bodom mrazu  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

### 4.1 Zadanie výpočtu výmenníka

Pred spalínovým filtrom by sa teplota mala udržiavať medzi  $100\text{--}130\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Klapka sa bude otvárať pri  $130\text{ }^{\circ}\text{C}$ , je možné, že už pri  $120\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Je to kvôli určitej odozve snímača, pretože môže hroziť neskoré rozpoznanie zmeny (zvýšenia) teploty, ktoré spôsobuje omeškané ochladenie spalín. Tým pádom teplota by mohla stúpať ku kritickému bodu  $150\text{ }^{\circ}\text{C}$ , kedy by už došlo k poškodeniu zariadenia. Teplota by nemala klesnúť pod  $100\text{ }^{\circ}\text{C}$  dlhodobu a ani krátkodobu pod kritický bod  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Ideálna teplota na výstupe pred filtrom je  $115\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

Zadané hodnoty navrhovaného výmenníka:

- Vstupná teplota spalín  $t_{11} = 400\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Výstupná teplota spalín  $t_{12} = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Vstupná teplota chladiaceho média  $t_{21} = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Výstupná teplota chladiaceho média  $t_{22} = 80\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Spotreba zemného plynu  $\dot{V}_{ZP} = 225\frac{\text{Nm}^3}{\text{h}}$
- Informatívny objemový tok spalín na vstupe  $\dot{V}_{SP}^{in} = 26000\frac{\text{m}^3}{\text{h}}$

Okrem týchto je známe prvkové zloženie paliva a suchého vzduchu.

Tab. 4.1 Prvkové zloženie tranzitného zemného plynu [14]

Prvok	CH <sub>4</sub>	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>
Objemový podiel	98,39	0,44	0,16	0,07	0,03	0,84	0,07

Tab. 4.2 Prvkové zloženie vzduchu [15]

Prvok	O <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	CO <sub>2</sub>	Ar
Objemový podiel	21,00	78,05	0,03	0,92

### 4.2 Výpočet objemového množstva a zloženia teplotných látok

Vstupné a výstupné teploty oboch médií sú dané, ako aj objemový prietok spalín. K určeniu výkonu výmenníka je nutné poznať prvkové zloženie spalín. Výpočet bude prebiehať podľa [15].

#### 4.2.1 Vzduch

Najprv je potrebné určiť minimálne množstvo vzduchu k dokonalému spáleniu  $1\text{ Nm}^3$  paliva. Pomocou zjednodušených stechiometrických výpočtov je určené minimálne množstvo kyslíka pre spálenie  $1\text{ Nm}^3$  zemného plynu.

$$\dot{V}_{O_2min} = 0,5 \frac{\omega_{H_2} + \omega_{CO}}{100} + \sum \left( x + \frac{y}{4} \right) \cdot \frac{\omega_{C_xH_y}}{100} - \frac{\omega_{O_2}}{100} \quad \left[ \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.1)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{O_2min} = & 0,5 \frac{0 + 0}{100} + \left( 1 + \frac{4}{4} \right) \cdot \frac{98,39}{100} + \left( 2 + \frac{6}{4} \right) \cdot \frac{0,44}{100} + \left( 3 + \frac{8}{4} \right) \cdot \frac{0,16}{100} + \\ & + \left( 4 + \frac{10}{4} \right) \cdot \frac{0,07}{100} + \left( 5 + \frac{12}{4} \right) \cdot \frac{0,03}{100} - \frac{0}{100} = 1,9982 \frac{Nm^3 O_2}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

Zo známeho množstva kyslíka je získaný minimálny objem suchého vzduchu pre dokonalé spálenie 1 Nm<sup>3</sup> zemného plynu.

$$\dot{V}_{VZmin}^S = \dot{V}_{O_2min} \cdot \frac{100}{21} \quad \left[ \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.2)$$

$$\dot{V}_{VZmin}^S = 1,99815 \cdot \frac{100}{21} = 9,515 \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP}$$

Atmosférický vzduch obsahuje vodnú paru, ktorá jeho objem zväčšuje. Pri konštrukčných výpočtoch pre bežné klimatické podmienky je možné voliť faktor pomerného zväčšenia suchého vzduchu o vodnú paru  $f = 1,016$ , čo zodpovedá približne relatívnej vlhkosti 70 % a teplote 20 °C. Minimálny objem vlhkého vzduchu potrebný pre dokonalé spálenie 1 Nm<sup>3</sup> zemného plynu sa potom rovná

$$\dot{V}_{VZmin}^V = \dot{V}_{VZmin}^S \cdot f \quad \left[ \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.3)$$

$$\dot{V}_{VZmin}^V = 9,515 \cdot 1,016 = 9,6672 \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP}$$

Aby skutočný objemový tok spalín na konci výpočtu dosiahol hodnotu cca 26000 m<sup>3</sup>/h, spaľuje sa s prebytkom vzduchu  $\alpha = 5,7$ . Skutočné množstvo suchého a vlhkého vzduchu je teda

$$\dot{V}_{VZ}^S = \dot{V}_{VZmin}^S \cdot \alpha \quad \left[ \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.4)$$

$$\dot{V}_{VZ}^S = 9,515 \cdot 5,7 = 54,2355 \frac{Nm^3 VZ^S}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{VZ}^V = \dot{V}_{VZmin}^V \cdot \alpha \quad \left[ \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.5)$$

$$\dot{V}_{VZ}^V = 9,66724 \cdot 5,7 = 55,1033 \frac{Nm^3 VZ^V}{Nm^3 ZP}$$

#### 4.2.2 Spaliny

Ďalším krokom je výpočet objemov jednotlivých zložiek spalín vzniknuté spálením zmesi zemného plynu so vzduchom. Za predpokladu, že spaliny obsahujú CO<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, Ar a H<sub>2</sub>O, výpočet bude nasledovný



- Objem oxidu uhličitého v spalinách

$$\dot{V}_{CO_2} = 0,01 \cdot (\omega_{CO} + \omega_{CO_2} + \sum x \cdot \omega_{C_xH_y} + 0,03 \cdot \dot{V}_{VZ}^S) \quad \left[ \frac{Nm^3 CO_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.6)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{CO_2} &= 0,01 \cdot (0 + 0,07 + 98,39 + 2 \cdot 0,44 + 3 \cdot 0,16 + 4 \cdot 0,07 + 5 \cdot 0,03 + \\ &+ 0,03 \cdot 54,2355) = 1,0188 \frac{Nm^3 CO_2}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

- Objem dusíka v spalinách

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (\omega_{N_2} + 78,05 \cdot \dot{V}_{VZ}^S) \quad \left[ \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.7)$$

$$\dot{V}_{N_2} = 0,01 \cdot (0,84 + 78,05 \cdot 54,2355) = 42,3392 \frac{Nm^3 N_2}{Nm^3 ZP}$$

- Objem argónu v spalinách

$$\dot{V}_{Ar} = \frac{0,92}{100} \cdot \dot{V}_{VZ}^S \quad \left[ \frac{Nm^3 Ar}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.8)$$

$$\dot{V}_{Ar} = \frac{0,92}{100} \cdot 54,2355 = 0,4990 \frac{Nm^3 Ar}{Nm^3 ZP}$$

- Objem vodnej pary v spalinách

$$\dot{V}_{H_2O} = 0,01 \cdot \left( \omega_{H_2} + \sum \frac{y}{2} \cdot \omega_{C_xH_y} \right) + (f - 1) \cdot \dot{V}_{VZ}^S \quad \left[ \frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.9)$$

$$\begin{aligned} \dot{V}_{H_2O} &= 0,01 \cdot \left( 0 + \frac{4}{2} \cdot 98,39 + \frac{6}{2} \cdot 0,44 + \frac{8}{2} \cdot 0,16 + \frac{10}{2} \cdot 0,07 + \frac{12}{2} \cdot 0,03 + \right. \\ &+ (1,016 - 1) \cdot 54,2355 \left. \right) = 2,8605 \frac{Nm^3 H_2O}{Nm^3 ZP} \end{aligned}$$

Z jednotlivých objemov zložiek spalín sú určené celkové množstvá suchých a vlhkých spalín vstupujúcich do výmenníka.

$$\dot{V}_{SP}^S = \dot{V}_{CO_2} + \dot{V}_{N_2} + \dot{V}_{Ar} \quad \left[ \frac{Nm^3 SP^S}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.10)$$

$$\dot{V}_{SP}^S = 1,0188 + 42,3392 + 0,4990 = 43,8570 \frac{Nm^3 SP^S}{Nm^3 ZP}$$

$$\dot{V}_{SP}^V = \dot{V}_{SP}^S + \dot{V}_{H_2O} \quad \left[ \frac{Nm^3 SP^V}{Nm^3 ZP} \right] \quad (4.11)$$

$$\dot{V}_{SP}^V = 43,8570 + 2,8605 = 46,7174 \frac{Nm^3 SP^V}{Nm^3 ZP}$$

Teoretický objemový prietok spalín je získaný vynásobením množstva vlhkých spalín so spotrebou zemného plynu.

$$\dot{V}_{SP} = \dot{V}_{SP}^V \cdot \dot{V}_{ZP} \quad \left[ \frac{Nm^3}{s} \right] \quad (4.12)$$

$$\dot{V}_{SP} = 46,7174 \cdot \frac{225}{3600} = 2,9198 \frac{Nm^3}{s}$$

Pre skutočný objemový prietok spalín na vstupe do výmenníka je potrebné prepočítať teoretický objemový prietok z normálnych fyzikálnych podmienok podľa vzťahu

$$\dot{V}_{SP}^{in} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{t_{11} + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{p_1} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (4.13)$$

kde  $t_{11} = 400 \text{ } ^\circ\text{C}$  je vstupná teplota spalín do výmenníka. Tlak spalín  $p_1$  je uvažovaný atmosférický. Objemový prietok spalín je daný rovnicou (4.12). Skutočný objemový tok spalín vstupujúci do výmenníka je potom

$$\dot{V}_{SP}^{in} = 2,9198 \cdot \frac{400 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{101325} = 7,1956 \frac{m^3}{s} = 25904,305 \frac{m^3}{h}$$

Výsledná hodnota objemového toku spalín na vstupe vyšla približne o 0,4 % nižšia ako zadaná, pri takomto množstve spalín je táto odchýlka zanedbateľná.

### 4.2.3 Zloženie spalín

Pre určenie fyzikálnych vlastností spalín je nevyhnutné poznať jeho presné objemové a hmotnostné zloženie.

Objemový zlomok v spalínach je získaný vzťahom

$$x_n = \frac{\dot{V}_n}{\dot{V}_{SP}^V} \quad [-] \quad (4.14)$$

Pre jednotlivé zložky spalín objemové zastúpenie vypadá nasledovne

$$x_{CO_2} = \frac{\dot{V}_{CO_2}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{1,0188}{46,7174} = 0,02181$$

$$x_{N_2} = \frac{\dot{V}_{N_2}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{42,3392}{46,7174} = 0,90628$$

$$x_{Ar} = \frac{\dot{V}_{Ar}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{0,4990}{46,7174} = 0,01068$$

$$x_{H_2O} = \frac{\dot{V}_{H_2O}}{\dot{V}_{SP}^V} = \frac{2,8605}{46,7174} = 0,06123$$

Hmotnostné zlomky sú vypočítané pomocou vzťahu

$$w_n = \frac{M_n \cdot x_n}{\sum M_n \cdot x_n} \quad [-] \quad (4.15)$$

Molárne hmotnosti jednotlivých zložiek sú v tab. 4.3.

$$w_{CO_2} = \frac{M_{CO_2} \cdot x_{CO_2}}{\sum M_n \cdot x_n} = \frac{44,01 \cdot 0,02181}{27,87445} = 0,03443$$

U  $N_2$ ,  $Ar$  a  $H_2O$  je postup výpočtu totožný.

Tab. 4.3 Objemové a hmotnostné zloženie spalín [15]

n	$M_n$ [g/mol]	x [-]	x [%]	w [-]	w [%]
CO <sub>2</sub>	44,01	0,02181	2,181	0,03443	3,443
N <sub>2</sub>	28,01	0,90628	90,628	0,91069	91,069
Ar	39,944	0,01068	1,068	0,01531	1,531
H <sub>2</sub> O	18,016	0,06123	6,123	0,03957	3,957

### 4.3 Bilancia výmenníka [5], [6]

Základom tepelného výpočtu výmenníka sú dve rovnice, a to rovnica tepelnej (výkonovej) bilancie (4.16) a rovnica prechodu tepla (3.10), ktoré musia byť navzájom v úplnej zhode. To znamená, že po návrhovom výpočte výmenníka, kedy sa hľadá predovšetkým jeho veľkosť výhrevnej plochy  $S$ , musí nutne dôjsť k doladeniu rovnice výkonovej bilancie resp. znova ku kontrole navrhutej plochy výmeny tepla. Tento postup je potrebné opakovať dovtedy, až kým si rovnice budú odpovedať s dostatočnou presnosťou.

Rovnica tepelnej bilancie vyplýva zo zákona zachovania energie, keď tepelný príkon privádzaný teplejšou pracovnou látkou do výmenníka sa musí rovnať tepelnému výkonu prenesenému do chladnejšej pracovnej látky.

Rovnica tepelnej bilancie

$$\dot{Q}_b = \dot{M}_1 \cdot c_1 \cdot (t_{11} - t_{12}) \cdot \eta = \dot{M}_2 \cdot c_2 \cdot (t_{22} - t_{21}) \quad [kW] \quad (4.16)$$

kde	$t_{11}, t_{12}$	[°C]	je teplota ohrievacej látky na vstupe a výstupe,
	$t_{21}, t_{22}$	[°C]	je teplota ohrievanej látky na vstupe a výstupe,
	$\dot{M}_1, \dot{M}_2$	[kg.s <sup>-1</sup> ]	je hmotnostný tok ohrievacej a ohrievanej látky,
	$c_1, c_2$	[kJ.kg <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]	je stredná tepelná kapacita pri konštantnom tlaku látok,
	$\eta$	[-]	je tepelná účinnosť výmenníka ( $\eta = 0,98-0,999$ ), v praktických výpočtoch sa väčšinou neuvažuje.

Rovnicu upravím vzťahom

$$i = c \cdot t \quad \left[ \frac{kJ}{m^3} \right] \quad (4.17)$$

kde  $i$  je merná entalpia spalín. Z tabuliek je možno získať hodnoty merných entalpií zložiek spalín v jednotkách  $\text{kJ/Nm}^3$ . Hmotnostný tok  $\dot{M}$  v rovnici (4.16) je preto nahradený objemovým tokom  $\dot{V}$ .

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = \dot{V}_2 \cdot (i_{22} - i_{21}) \quad [\text{kW}] \quad (4.18)$$

Merná entalpia spalín sa dá získať z merných entalpií jednotlivých zložiek (tab. 4.4) a ich objemového podielu (tab. 4.3) v spalinách podľa vzťahu

$$i = \sum i_n \cdot x_n \quad \left[ \frac{\text{kJ}}{\text{m}^3} \right] \quad (4.19)$$

Tab. 4.4 Merné entalpie  $[\text{kJ/Nm}^3]$  zložiek spalín pre  $t_{11} = 400 \text{ }^\circ\text{C}$  a  $t_{12} = 115 \text{ }^\circ\text{C}$  [15]

t [ $^\circ\text{C}$ ]	CO <sub>2</sub>	N <sub>2</sub>	Ar	H <sub>2</sub> O
115	198,13	149,06	107,01	173,69
400	771,9	526,7	371,7	625,9

Merné entalpie spalín na vstupe  $i_{11}$  a výstupe  $i_{12}$  sa potom rovnajú

$$i_{11} = 771,9 \cdot 0,0218 + 526,7 \cdot 0,9063 + 371,7 \cdot 0,0107 + 625,9 \cdot 0,0612 = 536,46 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

$$i_{12} = 198,13 \cdot 0,0218 + 149,06 \cdot 0,9063 + 107 \cdot 0,0107 + 173,7 \cdot 0,0612 = 151,19 \frac{\text{kJ}}{\text{Nm}^3}$$

Potrebný výkon výmenníka je

$$\dot{Q}_b = \dot{V}_1 \cdot (i_{11} - i_{12}) = 2,9198 \cdot (536,46 - 151,19) = 1124,928 \text{ kW}$$

#### 4.4 Rúrkový priestor (RP) [6]

V rúrkovom priestore budú prúdiť spaliny. Vonkajší priemer rúrok je zadaný  $d_2 = 60 \text{ mm}$  s hrúbkou steny  $\delta_l = 4 \text{ mm}$ . Tým pádom vnútorný priemer je  $d_1 = 52 \text{ mm}$ . Medzera medzi rúrkami má byť minimálne 15 mm. Rúrky sú usporiadané šachovnicovo, uhol usporiadania je  $30^\circ$ . Počet chodov  $n_{CH} = 1$ . Po niekoľkých iteráciách v programe Mathcad bola zvolená dĺžka rúrok  $L_{tr} = 5,4 \text{ m}$ .

Rýchlosť prúdenia plynných látok v rúrkach býva v rozmedzí 5–12 m/s [5]. Navrhnutá rýchlosť prúdenia spalín je  $w = 8 \text{ m/s}$ .

Počet rúrok je získaný zo vzťahu

$$N_{tr} = \frac{\dot{V}_{SPR}}{S_{tr} \cdot w} \quad (4.20)$$

kde  $S_{tr}$  je prierez jednej rúrky

$$S_{tr} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} = 0,00212 \text{ m}^2 \quad (4.21)$$

$\dot{V}_{SPr}$  je skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote  $\bar{t}_1$ . Táto teplota je vypočítaná nasledujúcim spôsobom

$$\bar{t}_1 = \frac{t_{11} + t_{12}}{2} = \frac{400 + 115}{2} = 257,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

Dosadením  $\bar{t}_1$  do vzorca (4.13) je získaný skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote.

$$\dot{V}_{SPr} = \dot{V}_{SP} \cdot \frac{\bar{t}_1 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{p_1} \quad \left[ \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right] \quad (4.23)$$

$$\dot{V}_{SPr} = 2,9198 \cdot \frac{257,5 + 273,15}{273,15} \cdot \frac{101325}{101325} = 5,672 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Počet rúrok sa rovná potom

$$N_{tr} = \frac{5,672}{0,00212 \cdot 8} = 333,87$$

Vypočítaný počet rúrok je zaokrúhlený nahor a je zvolené také číslo, aby medzirúrkové prostredie bolo čo najviac vyplnené. Je stanovený skutočný počet rúrok  $N_{tr} = 367$ .

Skutočná rýchlosť spalín je daná vzťahom

$$w_1 = \frac{\dot{V}_{SPr}}{S_{sv}} \quad (4.24)$$

kde  $S_{sv}$  je prietokový prierez zväzku rúrok

$$S_{sv} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot N_{tr} = \frac{\pi \cdot 0,052^2}{4} \cdot 367 = 0,7794 \text{ m}^2 \quad (4.25)$$

Skutočná rýchlosť spalín sa rovná

$$w_1 = \frac{5,672}{0,7794} = 7,278 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

#### 4.4.1 Súčiniteľ prestupu tepla v RP

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla spalín je nezbytné znáť fyzikálne vlastnosti spalín, ktoré sú možné vypočítať z hodnôt jednotlivých zložiek spalín v tab. 4.5. Tieto hodnoty sa vzťahujú na strednú teplotu spalín  $\bar{t}_1 = 257,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ .

Tab. 4.5 Fyzikálne vlastnosti zložiek spalín pre strednú teplotu  $\bar{t}_i$  [16]

n	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	c [J/(kg.K)]	$\eta \cdot 10^6$ [Pa.s]	$\lambda \cdot 10^3$ [W/(m.K)]
CO <sub>2</sub>	1,0192	1032,3625	24,2275	35,17
N <sub>2</sub>	0,6486	1061,8325	26,155	42,3525
Ar	0,9265	519	34,86	28,0725
H <sub>2</sub> O	0,4189	1974,1125	18,6175	39,1225

a) Hustota spalín

$$\rho_1 = \sum \rho_n x_n \quad \left[ \frac{kg}{m^3} \right] \quad (4.26)$$

$$\rho_1 = 1,0192 \cdot 0,0218 + 0,6486 \cdot 0,9063 + 0,9265 \cdot 0,0107 + 0,4189 \cdot 0,0612 = 0,6455 \frac{kg}{m^3}$$

b) Merná tepelná kapacita spalín

$$c_1 = \sum c_n x_n \quad \left[ \frac{J}{kg \cdot K} \right] \quad (4.27)$$

$$\begin{aligned} c_1 &= 1032,363 \cdot 0,0218 + 1061,833 \cdot 0,9063 + 519 \cdot 0,0107 + 1974,113 \cdot 0,0612 = \\ &= 1111,25 \frac{J}{kg \cdot K} \end{aligned}$$

c) Kinematická viskozita spalín

$$v_1 = \frac{\eta_1}{\rho_1} \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right] \quad (4.28)$$

kde  $\eta_1$  je dynamická viskozita spalín daná rovnicou

$$\eta_1 = \sum \frac{\eta_n \cdot w_n \cdot \sqrt{M_n}}{w_n \cdot \sqrt{M_n}} \quad [Pa \cdot s] \quad (4.29)$$

$$\eta_1 = 2,684 \cdot 10^{-5} Pa \cdot s$$

$$v_1 = \frac{2,684 \cdot 10^{-5}}{0,6455} = 4,158 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

d) Súčiniteľ tepelnej vodivosti spalín

$$\lambda_1 = \sum \frac{\lambda_n \cdot w_n \cdot \sqrt{M_n}}{w_n \cdot \sqrt{M_n}} \quad \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (4.30)$$

$$\lambda_1 = 0,04168 \frac{W}{m \cdot K}$$

Súčiniteľ prestupu tepla je daný podľa vzťahu

$$\alpha_1 = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_1} \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.31)$$

Pre výpočet Nusseltovho čísla spalín je potrebné znáť ďalšie dve bezrozmerné kritériá podobnosti.

Reynoldsovo číslo spalín

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot d_1}{\nu_1} \quad [-] \quad (4.32)$$

$$Re_1 = \frac{7,278 \cdot 0,052}{4,158 \cdot 10^{-5}} = 9101,847$$

Prandtlovo číslo spalín

$$Pr_1 = \frac{\nu_1}{a_1} \quad [-] \quad (4.33)$$

kde  $a_1$  je súčiniteľ teplotnej vodivosti spalín

$$a_1 = \frac{\lambda_1}{c_1 \cdot \rho_1} \quad \left[ \frac{m^2}{s} \right] \quad (4.34)$$

$$a_1 = \frac{0,04168}{1111,25 \cdot 0,6455} = 5,81 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$$

$$Pr_1 = \frac{4,158 \cdot 10^{-5}}{5,81 \cdot 10^{-5}} = 0,7156$$

Vzorec pre výpočet Nusseltovho čísla pre vynútenú konvekciu v kruhovej rúrke je (4.35), ktorý platí pre  $0,5 < Pr < 2000$  a  $2300 < Re < 5 \cdot 10^6$ . Týmto vzťahom odchýlku výsledku je možné znížiť pod 10 %, oproti jednoduchším vzorcom, kde táto chyba môže byť až 25 % [17].

$$Nu_1 = \frac{\frac{f}{8} \cdot (Re_1 - 1000) \cdot Pr_1}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{f}{8}\right)^{0,5} \cdot \left(Pr_1^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad [-] \quad (4.35)$$

kde  $f$  je súčiniteľ trenia

$$f = (0,79 \cdot \ln(Re_1) - 1,64)^{-2} \quad [-] \quad (4.36)$$

$$f = (0,79 \cdot \ln(9101,847) - 1,64)^{-2} = 0,03233$$

$$Nu_1 = \frac{\frac{0,03233}{8} \cdot 9101,847 \cdot 0,7156}{1 + 12,7 \cdot \left(\frac{0,03233}{8}\right)^{0,5} \cdot (0,7156^{\frac{2}{3}} - 1)} = 27,9374$$

Súčiniteľ prestupu tepla na strane spalín je

$$\alpha_1 = \frac{27,9374 \cdot 0,04168}{0,052} = 22,3938 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

#### 4.4.2 Tlakové straty v RP

Tlakové straty v rúrkovom priestore sú dané vzťahom [6]

$$\Delta p_{z1} = \Delta p_{t1} + \Delta p_{m1} \quad [Pa] \quad (4.37)$$

kde  $\Delta p_{t1}$  sú tlakové straty vyvolané trením a  $\Delta p_{m1}$  sú tlakové straty miestne, vyvolané miestnymi odpormi.

- Tlakové straty trením v rúrkach kruhového prierezu majú tvar

$$\Delta p_{t1} = \lambda_{11} \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \cdot n_{CH} \cdot z_1 \cdot z_2 \quad [Pa] \quad (4.38)$$

kde  $\lambda_{11}$  je stratový súčiniteľ, pre ktorý platí vzťah (pre  $Re > 2320$ )

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \sqrt[12]{\left(\frac{8}{Re_1}\right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(x_9 + x_{10})^3}}} \quad [-] \quad (4.39)$$

Substitučné faktory  $x_9$  a  $x_{10}$  podľa vzťahov

$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left(\frac{7}{Re_1}\right)^{0,9} + 0,27 \cdot k_{r1}} \right] \right\}^{16} \quad [-] \quad (4.40)$$

$$x_{10} = \left(\frac{37530}{Re_1}\right)^{16} \quad [-] \quad (4.41)$$

Pre relatívnu drsnosť steny rúrky platí

$$k_{r1} = \frac{k}{d_1} \quad [-] \quad (4.42)$$

kde  $k$  je absolútna drsnosť steny, uvažovaná 46  $\mu\text{m}$ . [17]

$$k_{r1} = \frac{46 \cdot 10^{-6}}{0,052} = 0,00088$$



$$x_9 = \left\{ 2,457 \cdot \ln \left[ \frac{1}{\left( \frac{7}{9101,847} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot 0,00088} \right] \right\}^{16} = 11,202 \cdot 10^{18}$$

$$x_{10} = \left( \frac{37530}{9101,847} \right)^{16} = 6,9821 \cdot 10^9$$

$$\lambda_{11} = 8 \cdot \sqrt[12]{\left( \frac{8}{9101,847} \right)^{12} + \frac{1}{\sqrt{(11,202 \cdot 10^{18} + 6,9821 \cdot 10^9)^3}}} = 0,03326$$

Súčiniteľ  $z_1$  je daný vzťahom

$$z_1 = \frac{L_{tr}}{d_1} = \frac{5,4}{0,052} = 103,846 \quad [-] \quad (4.43)$$

Korekčný faktor  $z_2$  je súčiniteľ zohľadňujúci zmenu dynamickej viskozity v medznej vrstve s ohľadom na smer tepelného toku, kde koeficient  $a = 0,6$  pri podmienkach  $Re > 2320$  a smer tepelného toku z RP. Pre látky plynového skupenstva platí

$$z_2 = \left( \frac{\bar{t}_{1w} + 273,15}{\bar{t}_1 + 273,15} \right)^a \quad [-] \quad (4.44)$$

Stredná teplota vnútorného povrchu rúrky  $\bar{t}_{1w}$  je daná vzťahom

$$\bar{t}_{1w} = \bar{t}_1 - \frac{\dot{Q}_b}{S_{1tp} \cdot \alpha_1} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.45)$$

kde teplovýmenná plocha  $S_{1tp}$  je

$$S_{1tp} = \pi \cdot d_1 \cdot N_{tr} \cdot L_{tr} \quad [\text{m}^2] \quad (4.46)$$

$$S_{1tp} = \pi \cdot 0,052 \cdot 367 \cdot 5,4 = 323,752 \text{ m}^2$$

$$\bar{t}_{1w} = 257,5 - \frac{1124928}{323,752 \cdot 22,3938} = 102,34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$z_2 = \left( \frac{102,34 + 273,15}{257,5 + 273,15} \right)^{0,6} = 0,8126$$

Tlaková strata trením v RP sa rovná

$$\Delta p_{t1} = 0,03326 \cdot 0,6455 \cdot \frac{7,278^2}{2} \cdot 1 \cdot 103,846 \cdot 0,8126 = 47,98 \text{ Pa}$$

- Tlakové straty miestne sú stanovené pomocou vzťahu

$$\Delta p_{m1} = [\xi_{11} \cdot n_{CH1} + \xi_{12} \cdot (n_{CH1} - 1)] \cdot \rho_1 \cdot \frac{w_1^2}{2} \quad [Pa] \quad (4.47)$$

kde  $\xi_{11} = 0,7$  je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup z rúrok zväzku a  $\xi_{12} = 0,4$  je stratový súčiniteľ miestneho odporu pre ohyb prúdu v komore.

$$\Delta p_{m1} = [0,7 \cdot 1 + 0,4 \cdot (1 - 1)] \cdot 0,6455 \cdot \frac{7,278^2}{2} = 11,97 Pa$$

- Celková tlaková strata v rúrkovom priestore sa potom rovná

$$\Delta p_{z1} = 47,98 + 11,97 = 59,95 Pa$$

## 4.5 Medzirúrkový priestor (MP) [11], [18]

V medzirúrkovom priestore prúdi chladiace médium. Daný 52% roztok je zmes vody a monoetylén glykolu, s bodom mrazu  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Rúrky v rúrkovnici sú usporiadané šachovnicovo do trojuholníku s uhlom  $30^{\circ}$ . Rozstup rúrok ovplyvňuje rýchlosť prúdenia a tlakovú stratu v medzirúrkovom prostredí. Zvyčajne sa volí vzdialenosť 1,25–1,5  $d_2$ . Pre vonkajší priemer rúrky  $d_2 = 60\text{ mm}$  je zvolený rozstup  $L_{rp} = 75\text{ mm}$ . Schéma zväzku rúrkovnice je na obr. 4.3.

Vôľa medzi zväzkom rúrok a plášťom výmenníka z konštrukčných dôvodov má byť väčšia ako 12 mm. Pre presnejšiu hodnotu je používaný vzťah

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot D_s \quad [\text{mm}] \quad (4.48)$$

$$L_{bb} = 12 + 0,005 \cdot 1580 = 19,9\text{ mm}$$

Po zaokrúhlení je zvolená vzdialenosť  $L_{bb} = 20\text{ mm}$ .

Pre plášť s vonkajším priemerom väčším ako 762 mm má byť hrúbka steny plášťa minimálne 6,35 mm. Pre vnútorný priemer  $D_s = 1580\text{ mm}$  volím hrúbku steny  $\delta_2 = 8\text{ mm}$ .

### 4.5.1 Segmentové prepážky

Súčasťou medzirúrkového prostredia výmenníka sú segmentové prepážky. Tieto predlžujú dráhu prúdu média a nútia ho ku kolmému priečnemu omývaniu rúrkovej výhrevnej plochy. V dôsledku bude prestup tepla intenzívnejší. Rozmery segmentových prepážok a vzdialenosť medzi nimi sa volí tak, aby rýchlosť média bola v každom úseku rovnaká. Prepážky taktiež podopierajú rúrky, zabezpečujú ich stabilitu a eliminujú vibráciu rúrok.

Výrezy sa používajú v rozmedzí 15–45 % vnútorného priemeru plášťa. Výšku prepážok som volil  $0,726 D_s$ , t. j.  $h_p = 1147\text{ mm}$ .

Pre prierez výrezu prepážky  $S_{vp}$  platí vzťah

$$S_{vp} = \frac{D_s^2}{8} \cdot \left( \frac{\theta_{ds} \cdot \pi}{180} - \sin(\theta_{ds}) \right) - \left( \frac{\pi \cdot d_2^2}{4} \cdot n_c \right) \quad [\text{m}^2] \quad (4.49)$$

kde  $n_c = 77$  je počet rúrok vo výrezu prepážky, s uhlom  $\theta_{ds} = 126,27^{\circ}$  sú znázornené na obr. 4.3.

$$S_{vp} = \frac{1,58^2}{8} \cdot \left( \frac{126,27 \cdot \pi}{180} - \sin(126,27) \right) - \left( \frac{\pi \cdot 0,06^2}{4} \cdot 77 \right) = 0,2184\text{ m}^2$$

Pre zachovanie stálej rýchlosti chladiaceho média sa tento prierez musí rovnať prierezu medzi prepážkami  $S_m$

$$S_m = L_{bc} \cdot \left( L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right) \quad [\text{m}^2] \quad (4.50)$$

kde  $L_{tp,eff} = L_{tp}$  pre usporiadanie rúrok s uhlom  $30^\circ$ . Spojením rovnic (4.49) a (4.50) je možné vyjadriť rozstup medzi prepážkami  $L_{bc}$ .

$$S_m = S_{vp}$$

$$L_{bc} = \frac{S_{vp}}{\left( L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} \cdot (L_{tp} - d_2) \right)} \quad [m] \quad (4.51)$$

$$L_{bc} = \frac{0,2184}{\left( 0,02 + \frac{1,5}{0,075} \cdot (0,075 - 0,06) \right)} = 0,6825 \text{ m}$$

$$S_m = 0,6825 \cdot \left( 0,02 + \frac{1,5}{0,075} \cdot (0,075 - 0,06) \right) = 0,2184 \text{ m}^2$$

Zo známeho prietočného prierezu je možné vypočítať rýchlosť prúdenia chladiaceho média.

$$w_2 = \frac{\dot{V}_2}{S_m} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4.52)$$

$\dot{V}_2$  je objemový prietok roztoku daný vzťahom

$$\dot{V}_2 = \frac{\dot{m}_2}{\rho_2} \quad \left[ \frac{m^3}{s} \right] \quad (4.53)$$

kde  $\dot{m}_2$  je hmotnostný prietok roztoku, ktorý je vyjadrený z bilančnej rovnice (4.16).

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{Q}_b}{c_2 \cdot (t_{22} - t_{21})} \quad \left[ \frac{kg}{s} \right] \quad (4.54)$$

$\rho_2$  je hustota,  $c_2$  je merná tepelná kapacita chladiaceho média pri strednej teplote, ich hodnota je v tab. 4.6.

Stredná teplota chladiaceho média  $\bar{t}_2$  je získaná nasledovne

$$\bar{t}_2 = \frac{t_{21} + t_{22}}{2} = \frac{40 + 80}{2} = 60 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.55)$$

$$\dot{m}_2 = \frac{1124928}{3410 \cdot (80 - 40)} = 8,247 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{V}_2 = \frac{8,247}{1057} = 0,0078 \frac{m^3}{s} = 28,089 \frac{m^3}{h}$$

Výsledná rychlost' prúdenia média v MP je

$$w_2 = \frac{0,0078}{0,2184} = 0,0357 \frac{m}{s}$$

#### 4.5.2 Súčiniteľ prestupu tepla v MP

Podobne ako u spalín, pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla v MP je potrebné zistiť fyzikálne vlastnosti chladiva. Tieto hodnoty sa nachádzajú v tab. 4.6 a vzťahujú sa na strednú teplotu chladiva  $\bar{t}_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ .

Tab. 4.6 Fyzikálne vlastnosti chladiva pre strednú teplotu  $\bar{t}_2$  [19]

$\bar{t}_2$ [ $^\circ\text{C}$ ]	$\rho_2$ [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]	$c_2$ [ $\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ]	$\lambda_2$ [ $\text{W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ ]	$\eta_2$ [ $\text{Pa}\cdot\text{s}$ ]
60	1057	3410	0,394	$1,59 \cdot 10^{-3}$

Pre výpočet Reynoldsovho čísla chladiva je potrebné určiť ekvivalentný hydraulický priemer vzťahom [18]

$$d_e = \frac{4 \left( \sqrt{3} \cdot L_{th}^2 - \frac{\pi \cdot d_2^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot d_2}{2}} \quad [m] \quad (4.56)$$

kde  $L_{th}$  je pozdĺžny rozstup rúrok a platí (viď. obr. 4.3)

$$L_{th} = \frac{L_{tp} \cdot tg(60)}{2} = \frac{0,075 \cdot tg(60)}{2} = 0,065 \text{ m} \quad (4.57)$$

$$d_e = \frac{4 \left( \sqrt{3} \cdot 0,065^2 - \frac{\pi \cdot 0,06^2}{8} \right)}{\frac{\pi \cdot 0,06}{2}} = 0,2501 \text{ m}$$

Nusseltovo číslo pre vynútenú konvekciu na obtekaného zväzku rúrok je vypočítané podľa vzťahu (4.58), ktorý platí pre  $0,7 < Pr < 500$  a  $1000 < Re < 2 \cdot 10^6$  [12]

$$Nu_2 = C \cdot Re_2^m \cdot Pr_2^n \cdot \left( \frac{Pr_2}{Pr_{2w}} \right)^{0,25} \quad [-] \quad (4.58)$$

Tab. 4.7 Konštanty pre šachovnicovo usporiadaný, priečne obtekaný zväzok rúrok [12]

C	m	n
0,4	0,6	0,36

Kinematickú viskozitu chladiva dostaneme zo známej dynamickej viskozity

$$\nu_2 = \frac{\eta_2}{\rho_2} = \frac{1,59 \cdot 10^{-3}}{1057} = 1,504 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (4.59)$$

Reynoldsovo číslo chladiva sa rovná

$$Re_2 = \frac{w_2 \cdot d_e}{\nu_2} = \frac{0,0357 \cdot 0,2501}{1,504 \cdot 10^{-6}} = 5940,222 \quad (4.60)$$

Súčiniteľ teplotnej vodivosti chladiva

$$a_2 = \frac{\lambda_2}{c_2 \cdot \rho_2} = \frac{0,394}{3410 \cdot 1057} = 109,3 \cdot 10^{-9} \frac{m^2}{s} \quad (4.61)$$

Prandtlovo číslo chladiva

$$Pr_2 = \frac{\nu_2}{a_2} = \frac{1,504 \cdot 10^{-6}}{109,3 \cdot 10^{-9}} = 13,7612 \quad (4.62)$$

$Pr_{2w}$  je Prandtlovo číslo pri strednej teplote vonkajšieho povrchu rúrok, ktorá je navrhnutá  
 $\bar{t}_{w2} = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$

Tab. 4.8 Vlastnosti chladiva pre navrhovanú vonkajšiu teplotu steny rúrok  $\bar{t}_{2w}$  [19]

$\bar{t}_{2w}$ [°C]	$\rho_{2w}$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$c_{2w}$ [J/(kg.K)]	$\lambda_{2w}$ [W/(m.K)]	$\eta_{2w}$ [Pa.s]
80	1045	3490	0,39	$1,05 \cdot 10^{-3}$

$$\nu_{2w} = \frac{\eta_{2w}}{\rho_{2w}} = \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{1045} = 1,005 \cdot 10^{-6} \frac{m^2}{s} \quad (4.63)$$

$$a_{2w} = \frac{\lambda_{2w}}{c_{2w} \cdot \rho_{2w}} = \frac{0,39}{3490 \cdot 1045} = 106,9 \cdot 10^{-9} \frac{m^2}{s} \quad (4.64)$$

$$Pr_{2w} = \frac{\nu_{2w}}{a_{2w}} = \frac{1,005 \cdot 10^{-6}}{106,9 \cdot 10^{-9}} = 9,3962 \quad (4.65)$$

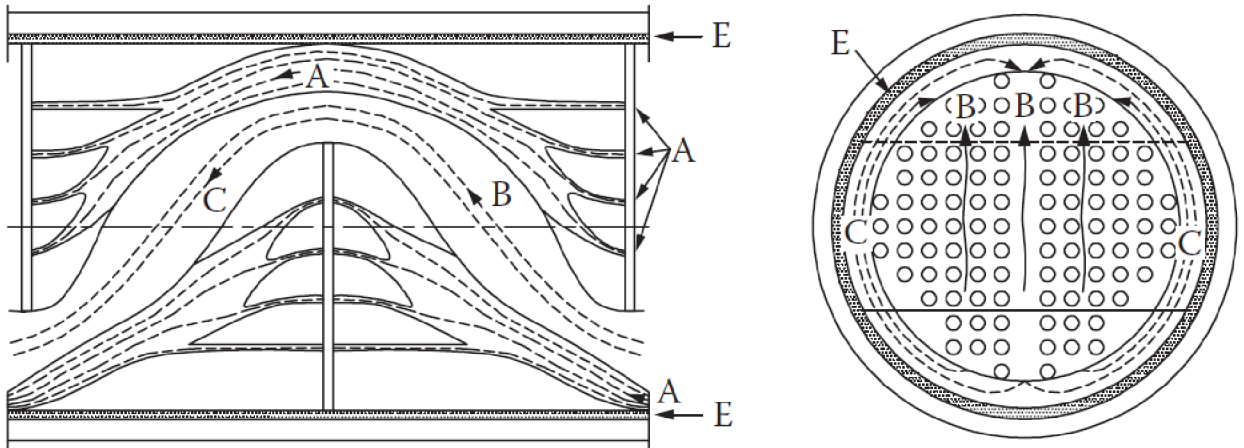
Nusseltovo číslo pre chladivo sa rovná

$$Nu_2 = 0,4 \cdot 5940,222^{0,6} \cdot 13,7612^{0,36} \cdot \left(\frac{13,7612}{9,3962}\right)^{0,25} = 207,8183$$

Ideálny súčiniteľ prestupu tepla na stane chladiva je

$$\alpha_{2i} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_e} = \frac{207,8183 \cdot 0,394}{0,2501} = 327,365 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (4.66)$$

Túto ideálnu hodnotu treba upraviť vzhľadom vplyvu skratových a obtokových prúdov.



Obr. 4.1 Skratové prúdy vo výmenníku [11]

- A – skratový prúd medzi prepážkou a rúrkou
- B – pričné obtekanie rúrok
- C – obtokový prúd medzi plášťom a rúrkovým zväzkom
- E – skratový prúd medzi prepážkou a plášťom výmenníka

#### 4.5.3 Výpočet korekčných faktorov

Skutočný súčiniteľ prestupu tepla je daný vzťahom [11]

$$\alpha_2 = \alpha_{2i} \cdot J_c \cdot J_l \cdot J_b \cdot J_r \cdot J_s \quad \left[ \frac{W}{m^2 \cdot K} \right] \quad (4.67)$$

- a) Korekčný faktor  $J_c$  zohľadňuje podiel pozdĺžne obtekaných rúrok na pričnom prúdení výrezu prepážok

$$J_c = 0,55 + 0,72 \left[ 1 - 2 \left( \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \right] \quad [-] \quad (4.68)$$

kde uhol  $\theta_{ctl} = 123,15^\circ$  je znázornený na obr. 4.3.

$$J_c = 0,55 + 0,72 \left[ 1 - 2 \left( \frac{123,15}{360} - \frac{\sin(123,15)}{2\pi} \right) \right] = 0,9693$$

- b) Korekčný faktor  $J_l$  zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v prepážkach

$$J_l = 0,44(1 - r_s) + [1 - 0,44(1 - r_s)]e^{-2,2r_{lm}} \quad [-] \quad (4.69)$$

kde parametry  $r_s$  a  $r_{lm}$  sú

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad [-] \quad (4.70)$$

$$r_{lm} = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad [-] \quad (4.71)$$

$S_{sb}$  je plocha mezi prepážkou a pláštěm výměníka daná vztahom

$$S_{sb} = \pi D_s \frac{L_{sb}}{2} \left( \frac{360 - \theta_{ds}}{360} \right) \quad [m^2] \quad (4.72)$$

kde  $L_{sb}$  je tolerancia mezi prepážkou a pláštěm výměníka.

$$L_{sb} = 3,1 + 0,004 \cdot D_s = 3,1 + 0,004 \cdot 1580 = 9,42 \text{ mm} \quad (4.73)$$

$$S_{sb} = \frac{\pi \cdot 1,58 \cdot 0,00942}{2} \cdot \left( \frac{360 - 126,27}{360} \right) = 0,0152 \text{ m}^2$$

$S_{tb}$  je plocha mezi prepážkou a rúrkou

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} [(d_2 + L_{tb})^2 - d_2^2] \cdot N_{tr} \left[ 1 - \left( \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \right) \right] \quad [m^2] \quad (4.74)$$

kde  $L_{tb}$  je tolerancia mezi prepážkou a rúrkou, pre  $d_2 > 31,8 \text{ mm}$  je  $L_{tb} = 0,8 \text{ mm}$ .

$$S_{tb} = \frac{\pi}{4} \cdot [(0,06 + 8 \cdot 10^{-4})^2 - 0,06^2] \cdot 367 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{123,15}{360} - \frac{\sin(123,15)}{2\pi} \right) \right] = 0,022 \text{ m}^2$$

$$r_s = \frac{0,0152}{(0,0152 + 0,022)} = 0,4078$$

$$r_{lm} = \frac{(0,0152 + 0,020) \cdot 10^{-3}}{0,2184} = 0,1704$$

$$J_l = 0,44 \cdot (1 - 0,4078) + [1 - 0,44 \cdot (1 - 0,4078)] \cdot e^{-2,2 \cdot 0,1704} = 0,7688$$

- c) Korekčný faktor  $J_b$  zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a pláštěm výměníka (prúd C)

$$J_b = e^{(-C_{bh} \frac{S_b}{S_m})} \quad [-] \quad (4.75)$$

kde  $C_{bh} = 1,35$  (pre  $Re > 100$ ),  $S_b$  je obtoková plocha medzi zväzkom rúrok a pláštěm výměníka daná vztahom

$$S_b = L_{bc} (D_s - D_{otl} + L_{pl}) \quad [m^2] \quad (4.76)$$

pre bežné výpočty  $L_{pl} = 0$ .

$$S_b = 0,6825 \cdot (1,58 - 1,56 + 0) = 0,0137 \text{ m}^2$$



$$J_b = e^{\left(-1,35 \frac{0,0137}{0,2184}\right)} = 0,9191$$

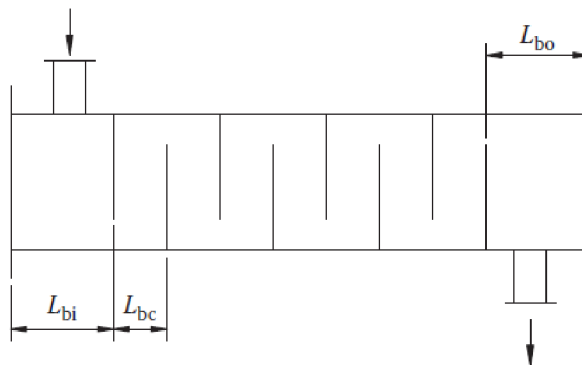
- d) Korekčný faktor  $J_r$  zohľadňuje nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pri laminárnom prúdení

$$J_r = 1 \text{ pre } Re > 100$$

- e) Korekčný faktor  $J_s$  zohľadňuje neoprepážkované priestory pod vstupnými hrdlami MP

$$J_s = \frac{(N_b - 1) + \left(\frac{L_{bi}}{L_{bc}}\right)^{1-n} + \left(\frac{L_{bo}}{L_{bc}}\right)^{1-n}}{(N_b - 1) + \frac{L_{bi}}{L_{bc}} + \frac{L_{bo}}{L_{bc}}} \quad [-] \quad (4.77)$$

kde  $N_b = 7$  je počet prepážok, koeficient  $n = 0,6$  pri turbulentnom prúdení,  $L_{bi}$  a  $L_{bo}$  sú znázornené na obr. 4.2.  $L_{bi} = L_{bo}$ , aby rozmiestnenie prepážok bolo rovnomerné. Počet prepážok je zvolený tak, aby šírka neoprepážkovaného priestoru bola čo najbližšie k rozstupu prepážok  $L_{bc}$ . Hrúbka prepážok sa rovná  $s_b = 4 \text{ mm}$ .



Obr. 4.2 Schematické usporiadanie prepážok [11]

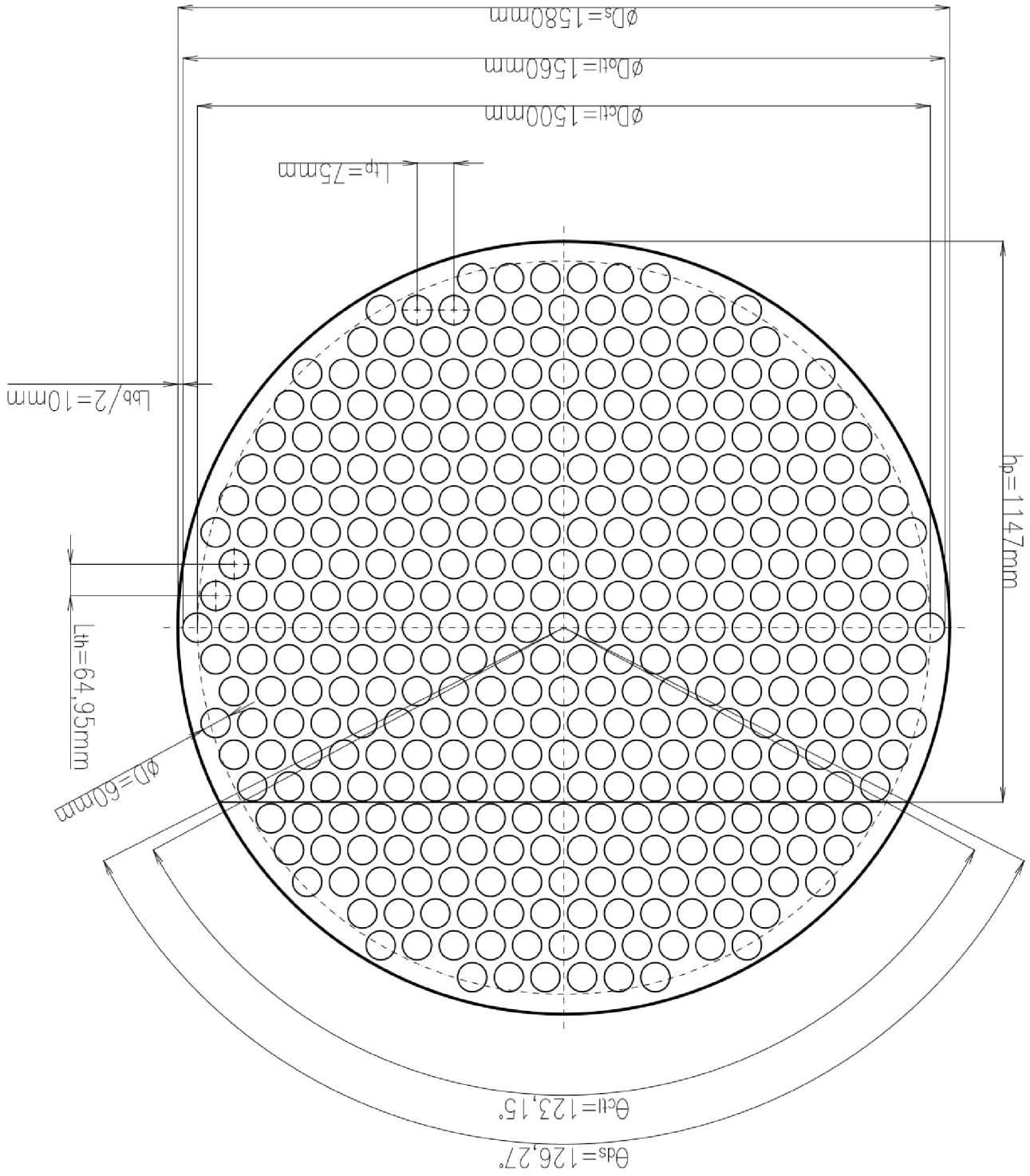
$$L_{bi} = L_{bo} = \frac{L_{tr} - (N_b - 1)L_{bc} - N_b \cdot s_b}{2} \quad [m] \quad (4.78)$$

$$L_{bi} = L_{bo} = \frac{5,4 - (7 - 1) \cdot 0,6825 - 7 \cdot 0,004}{2} = 0,6384 \text{ m}$$

$$J_s = \frac{(7 - 1) + \left(\frac{0,6384}{0,6825}\right)^{1-0,6} + \left(\frac{0,6384}{0,6825}\right)^{1-0,6}}{(7 - 1) + \frac{0,6384}{0,6825} + \frac{0,6384}{0,6825}} = 1,0097$$

Skutočný súčiniteľ prestupu tepla chladiva na strane MP je

$$\alpha_2 = 327,365 \cdot 0,9693 \cdot 0,7688 \cdot 0,9191 \cdot 1 \cdot 1,0097 = 226,372 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$



Obr. 4.3 Schéma rúrkovnice (367 rúrok)

**4.5.4 Tlakové straty v MP**

Tlakové straty v medzirúrkovom priestore sú dané vzťahom [6]

$$\Delta p_{z2} = \Delta p_{t0} + \Delta p_n + \Delta p_v \quad [Pa] \quad (4.79)$$

a)  $\Delta p_{t0}$  – tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v oprepážkovanom priestore zväzku

$$\Delta p_{t0} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot N_{rp} \cdot (N_b - 1) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (4.80)$$

kde  $\lambda_{22}$  je stratový súčiniteľ priečného obtekania rúrok, pre usporiadanie rúrok  $30^\circ$  a pre  $10^3 < Re < 10^4$  platí vzťah

$$\lambda_{22} = 0,486 \left( \frac{1,33}{\frac{L_{tp}}{d_2}} \right)^a \cdot Re_2^{-0,152} \quad [-] \quad (4.81)$$

$$a = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot Re_2^{0,5}} = \frac{7}{1 + 0,14 \cdot 5940,222^{0,5}} = 0,5937 \quad (4.82)$$

$$\lambda_{22} = 0,486 \cdot \left( \frac{1,33}{\frac{0,075}{0,06}} \right)^{0,5937} \cdot 5940,222^{-0,152} = 0,1346$$

$N_{rp}$  je počet priečne obtekaných radov rúrok medzi hranami prepážok, v tomto prípade  $N_{rp} = 11$ . Korekčný faktor  $z_2$  zohľadňuje zmenu látkových vlastností v medznej vrstve. Pre kvapaliny platí vzťah

$$z_2 = \left( \frac{\eta_{2w}}{\eta_2} \right)^{0,14} \quad [-] \quad (4.83)$$

kde  $\eta_{2w}$  je dynamická viskozita chladiva pre strednú teplotu vonkajšej steny rúrok, jej hodnota je v tab. 4.8.

$$z_2 = \left( \frac{1,05 \cdot 10^{-3}}{1,59 \cdot 10^{-3}} \right)^{0,14} = 0,9436$$

Je potrebné skontrolovať navrhnutú strednú teplotu vonkajšej steny rúrky a to podľa vzťahu

$$\bar{t}_{2w} = \bar{t}_2 + \frac{\dot{Q}_b}{S_{2tp} \cdot \alpha_2} \quad [^\circ C] \quad (4.84)$$

kde teplovýmenná plocha  $S_{2tp}$  je

$$S_{2tp} = \pi \cdot d_2 \cdot N_{tr} \cdot L_{tr} \quad [m^2] \quad (4.85)$$

$$S_{2tp} = \pi \cdot 0,06 \cdot 367 \cdot 5,4 = 373,561 \text{ m}^2$$

$$\bar{t}_{2w} = 60 + \frac{1124928}{373,561 \cdot 226,372} = 73,3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Skutočná stredná teplota vonkajšieho povrchu rúrky je o 6,7 °C menší od navrhnutého (80 °C). Táto odchýlka nespôsobuje výraznejšiu chybu vo výpočte súčiniteľa prestupu tepla chladiva.

Korekčný faktor  $z_3$  zohľadňuje vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom výmenníka, kde  $c_l = 3,7$  (pre  $Re \geq 100$ ).

$$z_3 = e^{\left(-c_l \frac{S_b}{S_m}\right)} \quad [-] \quad (4.86)$$

$$z_3 = e^{\left(-3,7 \cdot \frac{0,01365}{0,21841}\right)} = 0,7935$$

Korekčný faktor  $z_4$  zohľadňuje vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom a medzi rúrkami zväzku a otvormi v prepážkach.

$$z_4 = \exp\left[-1,33(1 + r_s) \cdot r_{lm}^{x_{13}}\right] \quad [-] \quad (4.87)$$

kde

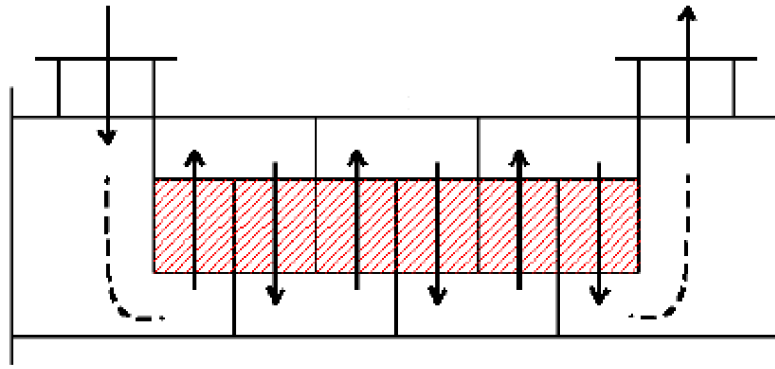
$$x_{13} = [-0,15(1 + r_s) + 0,8] \quad [-] \quad (4.88)$$

$$x_{13} = [-0,15 \cdot (1 + 0,4078) + 0,8] = 0,5888$$

$$z_4 = \exp\left[-1,33 \cdot (1 + 0,4078) \cdot 0,1704^{0,5888}\right] = 0,5166$$

Tlakové straty v oprepážkovanom priestore v MP sa rovnajú

$$\Delta p_{to} = 2 \cdot 0,1346 \cdot 11 \cdot (7 - 1) \cdot 1057 \cdot 0,0357^2 \cdot 0,9436 \cdot 0,7935 \cdot 0,5166 = 9,27 \text{ Pa}$$



Obr. 4.4 Schematické znázornenie  $\Delta p_{t0}$  v medzitrubkovom priestore [20]

b)  $\Delta p_m$  – tlakové straty trením pri priečnom obtekaní rúrok v neoprepážkovanom priestore

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot \lambda_{22} \cdot (N_{rp} + N_{rv}) \cdot \rho_2 \cdot w_2^2 \cdot z_2 \cdot z_3 \cdot z_5 \quad [Pa] \quad (4.89)$$

kde  $\lambda_{22}$ ,  $z_2$  a  $z_3$  sú rovnaké ako pre oprepážkovaný priestor.  $N_{rv}$  je počet radov rúrok vo výreze nad prepážkou, pre ktorý platí vzťah

$$N_{rv} = \frac{0,8}{L_{th}} \left( \frac{D_s + D_{ctl}}{2} - h_p \right) \quad [-] \quad (4.90)$$

$h_p = 1,147 \text{ m}$  je výška prepážky

$$N_{rv} = \frac{0,8}{0,065} \cdot \left( \frac{1,58 + 1,5}{2} - 1,147 \right) = 4,841$$

Korekčný faktor  $z_5$  zohľadňuje vplyv veľkostí neoprepážkovaných priestorov pod hrdlami a platí

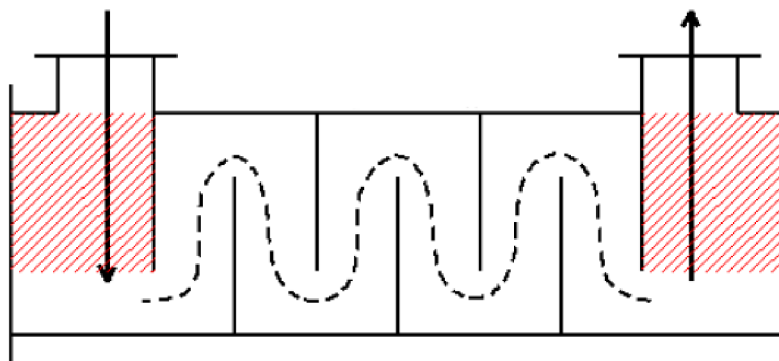
$$z_5 = 2 \left( \frac{2L_{bc}}{L_{bi}} \right)^{2-a} \quad [-] \quad (4.91)$$

$a = 0,2$  pre  $Re \geq 100$

$$z_5 = 2 \cdot \left( \frac{2 \cdot 0,6825}{0,6384} \right)^{2-0,2} = 7,854$$

Tlakové straty v neoprepážkovanom priestore v MP sú

$$\Delta p_{tn} = 2 \cdot 0,1346 \cdot (11 + 4,841) \cdot 1057 \cdot 0,0357^2 \cdot 0,9436 \cdot 0,7935 \cdot 7,854 = 33,826 \text{ Pa}$$



Obr. 4.5 Schematické znázornenie  $\Delta p_m$  v medzitrubkovom priestore [20]

- c)  $\Delta p_{tv}$  – tlakové straty trením pri pozdĺžnom a priečnom obtekaní rúrok v priestore nad zrezaním prepážok

Pre turbulentné prúdenie v MP ( $Re > 100$ ) platí

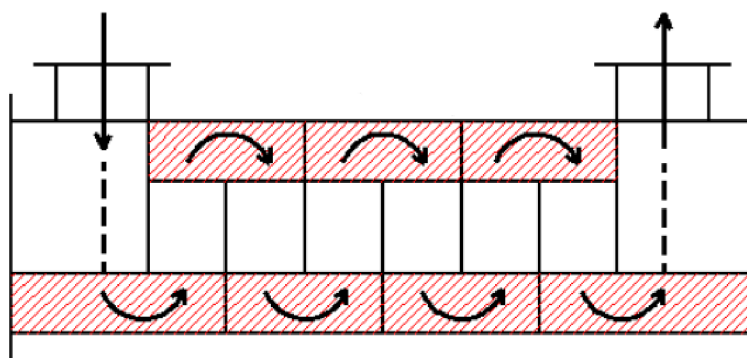
$$\Delta p_{tv} = N_b \left[ (2 + 0,6N_{rv}) \cdot \frac{\rho_2 \cdot w_{2v}^2}{2} \right] \cdot z_4 \quad [Pa] \quad (4.92)$$

kde  $w_{2v}$  je rýchlosť pracovnej látky vzťahnutá k strednému geometrickému priemeru prietokových prierezov  $S_m$  a  $S_{vp}$ .

$$w_{2v} = \frac{\dot{V}_2}{\sqrt{S_m \cdot S_{vp}}} \quad \left[ \frac{m}{s} \right] \quad (4.93)$$

$$w_{2v} = \frac{0,0078}{\sqrt{0,2184 \cdot 0,2184}} = 0,0357 \frac{m}{s}$$

$$\Delta p_{tv} = 7 \cdot \left[ (2 + 0,6 \cdot 4,841) \cdot \frac{1057 \cdot 0,0357^2}{2} \right] \cdot 0,5166 = 11,962 Pa$$



Obr. 4.6 Schematické znázornenie  $\Delta p_{tv}$  v medzitrubkovom priestore [20]

d) Celková tlaková strata v MP je

$$\Delta p_{z2} = 9,27 + 33,826 + 11,962 = 55,058 \text{ Pa}$$

#### 4.6 Skutočný výkon výmenníka [5]

Výsledný výkon výmenníka je určené z rovnice prechodu tepla

$$\dot{Q} = k_L \cdot \Delta t_{ln} \cdot S \quad [W] \quad (4.94)$$

kde  $k_L$  je súčiniteľ prechodu tepla valcovou stenou, ktorá sa vzťahuje na 1 m dĺžky rúrky.

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_1} + \left[ \frac{1}{2\lambda} \ln \left( \frac{d_2}{d_1} \right) \right] + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_2}} \quad \left[ \frac{W}{m \cdot K} \right] \quad (4.95)$$

Súčinitele  $\alpha_1$  a  $\alpha_2$  sú už určené vzťahmi (4.31) resp. (4.67),  $\lambda$  je tepelná vodivosť materiálu. Konštrukcia celého výmenníka pozostáva z konštrukčnej ocele s obsahom uhlíka 0,2 %, takže  $\lambda = 50 \text{ W/(m.K)}$  [21].

$$k_L = \frac{\pi}{\frac{1}{22,394} + \frac{1}{2 \cdot 50} \cdot \ln \left( \frac{0,06}{0,052} \right) + \frac{1}{226,392 \cdot 0,06}} = 3,364 \frac{W}{m \cdot K}$$

$\Delta t_{ln}$  je stredný logaritmickej teplotný spád pre protiprúd, pre ktorý platí [18]

$$\Delta t_{ln} = \frac{(t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})}{\ln \left( \frac{t_{11} - t_{22}}{t_{12} - t_{21}} \right)} \quad [^\circ\text{C}] \quad (4.96)$$

$$\Delta t_{ln} = \frac{(400 - 80) - (115 - 40)}{\ln \left( \frac{400 - 80}{115 - 40} \right)} = 168,87 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$S$  je veľkosť teplovýmennej výhrevnej plochy výmenníka. Keďže súčiniteľ prechodu tepla sa vzťahuje na valcovú rúrku na meter, je možné nahradiť plochu dĺžkou  $L_{tr}$ . Potom skutočný výkon výmenníka sa rovná

$$\dot{Q} = k_L \cdot \Delta t_{ln} \cdot L_{tr} \cdot N_{tr} \quad [W] \quad (4.97)$$

$$\dot{Q} = 3,364 \cdot 168,87 \cdot 5,4 \cdot 367 = 1125,91 \text{ kW}$$

Minimálny výkon výmenníka, ktorý vyšiel z rovnice (4.18) je  $Q_b = 1124,928 \text{ kW}$ . Skutočný výkon je teda o necelých 1 kW (0,087 %) vyšší.

Tab. 4.9 Zhrnutie zadaných, navrhnutých a vypočítaných parametrov výmenníka

Teplota spalín na vstupe	$t_{11}$	°C	400
Teplota spalín na výstupe	$t_{12}$	°C	115
Teplota chladiva na vstupe	$t_{21}$	°C	40
Teplota chladiva na výstupe	$t_{22}$	°C	80
Spotreba zemného plynu	$V_{ZP}$	Nm <sup>3</sup> /h	225
Skutočný objemový prietok spalín pri $\bar{t}_1$	$V_{SPr}$	m <sup>3</sup> /s	5,672
Objemový prietok chladiva	$V_2$	m <sup>3</sup> /s	0,0078
Rýchlosť prúdenia spalín	$w_1$	m/s	7,278
Rýchlosť prúdenia chladiva	$w_2$	m/s	0,0357
Súčiniteľ prestupu tepla spalín	$\alpha_1$	W/(m <sup>2</sup> .K)	22,394
Súčiniteľ prestupu tepla chladiva	$\alpha_2$	W/(m <sup>2</sup> .K)	226,372
Súčiniteľ prechodu tepla	$k_L$	W/(m.K)	3,364
Minimálny výkon výmenníka	$Q_b$	kW	1124,93
Skutočný výkon výmenníka	$Q$	kW	1125,91
Vnútorň priemer rúrok	$d_1$	mm	52
Vonkajší priemer rúrok	$d_2$	mm	60
Dĺžka rúrok	$L_{tr}$	m	5,4
Počet rúrok	$N_{tr}$	-	367
Rozstup rúrok	$L_{tp}$	mm	75
Rozstup prepážok	$L_{bc}$	mm	682,5
Vnútorň priemer plášťa	$D_s$	mm	1580
Tlaková strata na strane spalín	$\Delta p_{z1}$	Pa	59,95
Tlaková strata na strane chladiva	$\Delta p_{z2}$	Pa	55,058



## 5 VYUŽITIE ZÍSKANÉHO ODPADOVÉHO TEPLA

Keďže pôdorysné a výškové rozmery priemyselnej budovy, v ktorej sa spomenutá taviaca pec nachádza, nie sú známe, nasledujúce výpočty využívania odpadového tepla budú čisto teoretické. Rovnako to platí aj pre počet pracovníkov.

### 5.1 Využitie odpadového tepla v zimnej a letnej prevádzke na prípravu teplej vody

V tejto kapitole sú popísané spôsoby využívania získaného tepla iba pre ohrev teplej vody. Nie je uvažované s vykurovaním budovy, lebo z pece a ostatných technologických zariadení sála teplo, vďaka čomu vzduch v jednotlivých miestnostiach sa dostatočne ohrieva. K návrhu centrálnej prípravy TÚV je nutné poznať množstvo odberu vody. Podľa ČSN 06 0320 sa voda ohrieva na najvyššiu teplotu 55 °C a predpokladá sa, že na vstupe do ohrievača má strednú teplotu 10 °C. K rozdielu teplôt 45 K je vzťahnuté aj ďalej uvedené množstvo tepla. [22]

#### 5.1.1 Centrálny spôsob prípravy vody s prietokovým ohrievačom

Odpadové teplo sa bude odovzdávať v doskovom výmenníku tepla. Počet užívateľov je vypočítaný zo vzorca pre výpočet tepelného príkonu pre ohrev teplej vody podľa STN 06 0320 [23].

$$\Phi_{DHW} = n \cdot q_n \cdot \sigma \quad [kW] \quad (5.1)$$

kde	$\Phi_{DHW}$	[kW]	je príkon prietokového ohrevu teplej vody,
	$n$	[-]	je počet osôb v objekte,
	$q_n$	[kW]	je smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody na jednu zásobovanú osobu,
	$\sigma$	[-]	je koeficient pre prietokový ohrev, $\sigma = 1,33$ .

Pre smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody platí

$$q_n = 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \quad \left[ \frac{kW}{os} \right] \quad (5.2)$$

Dosadením (5.2) do (5.1) a s uvažovaním  $\Phi_{DHW} = \dot{Q} = 1126 kW$ , dostaneme

$$1126 kW = n \cdot 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33 \quad (5.3)$$

Počet ľudí  $n$  je získaný iteračným spôsobom vo výpočtovom programe Mathcad.

$$1126 = 1670 \cdot 0,4 + (15 \cdot 1670^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33$$

Pomocou prietokového ohrievača daného výkonu by bolo možné ohriať vodu pre 1670 pracovníkov. Vlastnosti vody vo výmenníku:

- Merná tepelná kapacita vody  $c_v = 4187 \frac{J}{kg \cdot K}$
- Hustota vody  $\rho_v = 1000 \frac{kg}{m^3}$
- Vstupná teplota studenej vody  $\theta_c = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

- Výstupná teplota teplej vody  $\theta_H = 55 \text{ }^\circ\text{C}$
- Teplotný spád vody  $\Delta\theta = \theta_H - \theta_C = 55 - 10 = 45 \text{ K}$

Hmotnostný prietok vody je daný vzťahom

$$\dot{M}_v = \frac{\Phi_{DHW}}{c_v \cdot \Delta\theta} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{4187 \cdot 45} = 5,972 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \quad (5.4)$$

Objemový prietok vody sa potom rovná

$$\dot{V}_v = \dot{M}_v \cdot \frac{3600}{1000} = 5,972 \cdot \frac{3600}{1000} = 21,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} \quad (5.5)$$

### 5.1.2 Centrálny spôsob prípravy vody so zásobníkovým ohrievačom

Literatúra [22] udáva, že denná spotreba TÚV v závodoch pri teplote  $55 \text{ }^\circ\text{C}$  na jedného pracovníka je priemerne  $V_{os} = 35 \text{ dm}^3$ . Stredná spotreba tepla pre jedno sprchovanie je  $q_m = 6600 \text{ kJ}$ . Kapacita zásobníka sa určí prepočtom strednej špecifickej spotreby pri jednom odbere na celkovú spotrebu.

$$Q_{sp} = q_m \cdot n \quad [\text{kJ}] \quad (5.6)$$

Kde  $n$  je počet osôb vypočítaný v kap. 5.1.1.

$$Q_{sp} = 6600 \cdot 1670 = 11022 \text{ MJ}$$

Objem zásobníka je získaný podľa vzťahu

$$V_{sp} = \frac{Q_{sp}}{\Delta\theta \cdot c_v} \quad [\text{l}] \quad (5.7)$$

kde  $\Delta\theta = 45 \text{ }^\circ\text{C}$  je teplotný spád vody a  $c_v = 4187 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$  je merná tepelná kapacita vody.

$$V_{sp} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{45 \cdot 4187} = 58500 \text{ l}$$

Najvyššia denná spotreba teplej vody v závode je [24]

$$E_p = V_{os} \cdot n = 35 \cdot 1670 = 58450 \frac{\text{l}}{\text{deň}} = 58,45 \frac{\text{m}^3}{\text{deň}} \quad (5.8)$$

Úspora tepla pre ohrev teplej vody z  $10 \text{ }^\circ\text{C}$  na  $55 \text{ }^\circ\text{C}$  odpadovým teplom je

$$P_{tv} = E_p \cdot \rho_v \cdot c_v \cdot \Delta\theta = 58,45 \cdot 1000 \cdot 4187 \cdot 45 = 11,013 \frac{\text{GJ}}{\text{deň}} = 3059,2 \frac{\text{kWh}}{\text{deň}} \quad (5.9)$$

Keďže využitie takého veľkého objemu teplej vody na umývanie a sprchovanie v jednom závode je dosť nereálne, získané odpadové teplo bude využívané aj na ďalšie účely.

## 5.2 Využitie odpadového tepla v zimnej prevádzke pre vykurovanie

Na výpočet tepelných strát podľa obostavaného priestoru sa používa vzťah [25]

$$Q_{op} = V_{op} \cdot q_{op} \quad [kW] \quad (5.10)$$

kde  $V_{op}$   $[m^3]$  je objem obostavaného priestoru,  
 $q_{op}$   $[W \cdot m^{-3}]$  je merná tepelná strata obostavaného priestoru, pre nové alebo zateplené priemyselné haly  $q_{op} = 20 \frac{W}{m^3}$ .

Pri výpočte obostavaného priestoru  $V_o$  sa uvažujú vonkajšie rozmery stavebnej konštrukcie, nevykurované priestory sa neuvažujú. Merná tepelná strata obostavaného priestoru  $q_o$  sa stanoví buď odhadom na základe skúseností, podľa opakovaného projektu, alebo z tabuliek podľa charakteru a účelu budovy.

Za predpokladu, že  $Q_{op} = \dot{Q} = 1126 kW$ , objem vykurovaného obostavaného priestoru sa rovná

$$V_{op} = \frac{Q_{op}}{q_{op}} = \frac{1,126 \cdot 10^6}{20} = 56300 m^3 \quad (5.11)$$

Získané odpadové teplo by teoreticky bolo dostatočné na vykurovanie budovy s rozmermi napr. (140 × 40 × 10) m. Výpočet potreby tepla na vykurovanie budovy nemôže byť presný, keďže nie sú známe architektonické a tepelnotechnické vlastnosti stavebnej konštrukcie. Dodané teplo má pokryť tepelnú stratu budovy, veľkosť týchto strát najviac ovplyvňuje:

- vonkajšia výpočtová teplota, čo závisí od lokality umiestnenia objektu,
- konštrukcia a tepelná izolácia budovy,
- dispozičné rozmiestnenie priestorov v budove,
- interiérová teplota miestností závislá od účelu priestorov,
- teplota prívodnej a vratnej vody, teplotný spád vykurovacej vody.

## 5.3 Kombinované využitie odpadového tepla

Ďalšou možnosťou je rozdelenie získaného odpadového tepla medzi vyššie uvedené spôsoby. Napr. tretina tepla je používaná na prípravu teplej vody, zvyšok na vykurovanie. Postup výpočtu sa zhoduje s predchádzajúcimi.

Teplo, ktoré je k dispozícii k ohrevu teplej vody sa rovná  $\Phi_{DHW} = 376 kW$ .

$$376 kW = n \cdot 0,4 + (15 \cdot n^{-\frac{2}{3}}) \cdot 1,33$$

S navrhnutým množstvom tepla prietokovým ohrievačom je možné ohriať vodu pre 425 pracovníkov.

Pre vykurovanie budovy je dostupné 2/3 celkového odpadového tepla,  $Q_{op} = 750 kW$ . S uvažovaním rovnakej hodnoty mernej tepelnej straty obostavaného priestoru  $q_{op} = 20 \frac{W}{m^3}$ , získané teplo je postačujúce pre vykurovanie objektu s rozmermi (125 × 30 × 10) m.

## 6 EKONOMICKÉ ZHODNOTENIE NAVRHNUTÝCH RIEŠENÍ

Najdôležitejším meradlom pre posúdenie výhodnosti navrhovaného riešenia je ekonomické zhodnotenie. Je potrebné porovnať dosiahnuteľné úspory pri využití odpadového tepla na rôzne účely. V tejto kapitole budú stanovené finančné úspory pri použití systému spätného získavania tepla na vykurovanie a ohrev TÚV.

### 6.1 Úspora pri využití všetkého tepla na vykurovanie [25]

Presný výpočet ročnej potreby tepla v budove na vykurovanie, t. j. potreby za vykurovacie obdobie, vychádza z teoretickej potreby tepla, ktorá sa pri neprerušovanej prevádzke vykurovania vypočíta podľa dennostupňovej metódy zo vzťahu

$$Q_{r,vyk} = 24 \cdot 3600 \cdot \varepsilon \cdot Q_{max} \cdot \frac{\theta_i - \theta_{e,pr}}{\theta_i - \theta_e} \cdot d \quad \frac{J}{rok} \quad (6.1)$$

kde	$\varepsilon$	[-]	je opravný súčiniteľ vyjadrujúci vplyv nesúčasnosti prirážok, pre centrálnu reguláciu $\varepsilon = 0,80$ ,
	$Q_{max}$	[kW]	je maximálna tepelná strata budovy, v tomto prípade sa rovná tepelnému výkonu výmenníka $Q_{max} = Q_{op} = 1126 \text{ kW}$ ,
	$\theta_i$	[°C]	je predpokladaná vnútorná výpočtová teplota, $\theta_i = 20 \text{ °C}$ ,
	$\theta_e$	[°C]	je predpokladaná vonkajšia výpočtová teplota, $\theta_e = -12 \text{ °C}$ ,
	$\theta_{e,pr}$	[°C]	je priemerná teplota vonkajšieho vzduchu vo vykurovacom období, $\theta_{e,pr} = 3,6 \text{ °C}$ ,
	$d$	[deň]	je počet dní vo vykurovacom období, $d = 222$ .

Základom metódy je znalosť priebehov vonkajších teplôt z meteorologických dát. Hodnoty  $\theta_e$ ,  $\theta_{e,pr}$  a  $d$  sa vzťahujú na Brno, sú v literatúre [26]. Výpočtová vnútorná teplota  $\theta_i$  sa vzťahuje na priemyselú stavbu s prevádzkou pece.

$$Q_{r,vyk} = 24 \cdot 3600 \cdot 0,8 \cdot 1126 \cdot \frac{20 - 3,6}{20 - (-12)} \cdot 222 = 8855 \frac{GJ}{rok} = 2460 \frac{MWh}{rok}$$

Pri použití rekuperačného tepelného výmenníka ako hlavného zdroja tepla pre vykurovanie je možné usporiť ročne 2460 MWh. Túto hodnotu treba vynásobiť jednotkovou cenou na výrobu 1 kWh tepla, ktorá závisí najmä od spaľovaného druhu paliva, príp. elektriny. Za predpokladu čierneho uhlia ako zdroja tepla, ktorého cena je podľa [27] 0,0547 €/kWh, ročné úspory sú

$$Q_{r,vyk} \cdot 0,0547 = 2,46 \cdot 10^6 = 134547 \text{ €} \quad (6.2)$$

S počítaním so stredným prevodným kurzom mien 25,7, ročná úspora využitia odpadového tepla na vykurovanie činí 3,458 mil. Kč.

## 6.2 Úspora pri využití všetkého tepla na ohrev vody

Z kap. 5.1.2 je už známa najvyššia denná spotreba teplej vody,  $E_p = 58,45 \frac{m^3}{deň}$ . Túto hodnotu treba vynásobiť s počtom pracovných dní (251 v roku 2019), aby bola získaná spotreba teplej vody za rok.

$$E_{p,rok} = E_p \cdot 251 = 14671 \frac{m^3}{rok} \quad (6.3)$$

Náklady na ohrev vody závisia od spôsobu jej prípravy. Zo zdroja [28] sú vybrané a porovnávané náklady pri zásobníkovom ohreve vody elektrinou a plynovým kotlom.

- Zásobníkový ohrev vody elektrinou

Cena za ohrev 1 m<sup>3</sup> teplej vody: 6,47 €

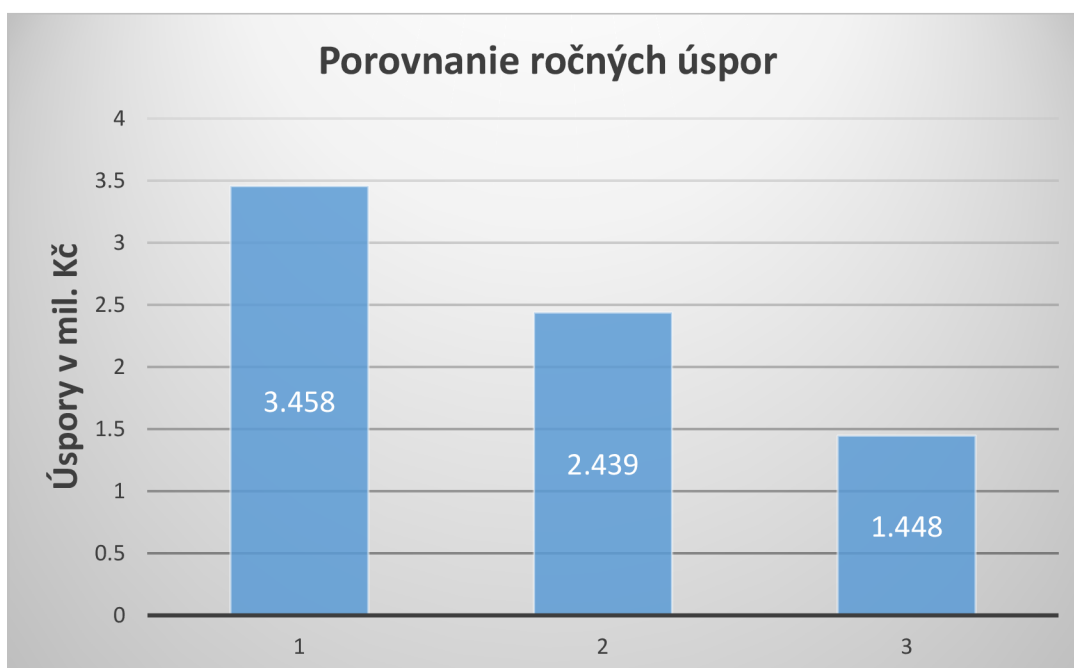
$$\text{Ročné úspory sa rovnajú: } E_{p,rok} \cdot 6,47 = 14671 \cdot 6,47 = 94921 \text{ €} = 2,439 \text{ mil. Kč} \quad (6.4)$$

- Zásobníkový ohrev vody zemným plynom

Cena za ohrev 1 m<sup>3</sup> teplej vody: 3,84 €

$$\text{Ročné úspory sa rovnajú: } E_{p,rok} \cdot 3,84 = 14671 \cdot 3,84 = 56336,5 \text{ €} = 1,448 \text{ mil. Kč} \quad (6.5)$$

Za predpokladu rovnakého prevodového kurzu mien 25,7 pri zásobníkovom ohreve vody elektrinou a zemným plynom, ročné úspory predstavujú 2,439 mil. Kč, resp. 1,448 mil. Kč.



Obr. 6.1 Diagram na porovnanie úspor

1 – oproti vykurovaniu pri spaľovaní čiernym uhlím, 2 – oproti zásobníkovému ohrevu teplej vody elektrinou, 3 – oproti zásobníkovému ohrevu teplej vody zemným plynom

## ZÁVER

Cieľom tejto záverečnej práce bolo spracovanie návrhu rúrkového výmenníka tepla pre využitie odpadového tepla 5-tonovej taviacej pece. Následne predstaviť spôsoby využívania získaného tepla pre vykurovanie a prípravu teplej úžitkovej vody so základným ekonomickým posúdením.

Na začiatku rešeršnej časti je vysvetľovaný pojem druhotné energetické zdroje, medzi ktoré patrí aj odpadové teplo. Po základnom rozdelení a vymenovaní požiadaviek kladené na tepelné výmenníky a teplotné látky nasleduje charakteristika jednotlivých typov rúrkových výmenníkov. V ďalšej kapitole sú popísané spôsoby prenosu tepla vedením, prúdením, sálaním a prechod tepla rovinnou a valcovou stenou.

Plášťový výmenník so zväzkom rúrok je navrhnutý na médiá spaliny-vodný roztok glykolu s bodom mrazu  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Hoci približný objemový prietok spalín na vstupe bol zadaný, pre ďalší priebeh výpočtu bolo potrebné poznať presné prvkové zloženie spalín (tab. 4.3) pomocou stechiometrických rovníc. Zo známych vstupných a výstupných teplôt spalín a chladiva je možné získať tepelný výkon výmenníka  $\dot{Q}_b = 1125\text{ kW}$ . Na tento výkon boli dimenzované rozmery výmenníka s pomocou programu Mathcad. Pri výpočte bolo nutné optimalizovať rozmery tak, aby sa našiel najideálnejší kompromis medzi veľkosťou výmenníka, rýchlosťou prúdenia látok, tlakovou stratou a výkonom.

Spaliny vyplňajú rúrkový priestor, prúdia v 367 rúrkach s dĺžkou 5,4 m. Vnútorň priemer rúrok je 52 mm, čo bola najlepšia varianta s ohľadom na rýchlosť prúdenia spalín a veľkosť tlakovej straty. Do medzirúrkového priestoru, kde prúdi chladivo, je umiestnené 7 segmentových prepážok s rozstupom 0,683 m. Slúžia k predĺženiu trajektórie prúdenia a kolmému priečnemu omývaniu zväzku, čím sa intenzifikuje prestup tepla. Vnútorň priemer plášťa je navrhovaný na 1,58 m, schéma rúrkovnice je znázornená na obr. 4.3. Vo výpočte boli uvažované aj skratové a obtokové prúdy. Výsledné parametre navrhnutého výmenníka sú zhrnuté v tab. 4.9, kde skutočný výkon vyšiel o cca 0,1 % vyšší. Výhodnejšie by bolo ešte väčšie predimenzovanie výkonu, ktorým je možné kompenzovať zanášenie výmenníka, ktoré v tejto práci nie je zohľadnené. V praxi je s tým nutné vždy počítať, pretože zanášenie znižuje intenzitu prestupu tepla, a tým aj výsledný výkon výmenníka. Tlakové straty vyšli pre obidve látky pod 60 Pa, čo vzhľadom na rozmery je plne akceptovateľné.

Ďalšia kapitola navrhuje spôsoby využitia získaného tepla. Jednou z možností v zimnej prevádzke je vykurovanie, podľa obostavaného priestoru by teplo bolo dostatočné pre budovu s rozmermi cca (140 × 40 × 10) m. Keďže veľké priemyselné haly bývajú vykurované sálavou vykurovacou sústavou, je vhodnejším riešením predávať získané teplo odovzdávacej stanici pre bytové domy.

Druhou možnosťou je ohrev teplej vody odpadovým teplom, kde nie je rozdiel medzi letnou a zimnou prevádzkou. Centrálnym spôsobom s prietokovým ohrievačom je možné pripraviť vodu pre 1670 pracovníkov, pri objemovom prietoku vody v uvažovanom doskovom výmenníku  $\dot{V}_v = 21,5 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ . Pri takom veľkom množstve by bolo tiež rozumné dodať časť teplej vody do distribučnej siete.

Súčasťou navrhnutého výmenníka by mal byť vstavaný letný bypass, ktorý slúži pre odvádzanie prípadného nevyužitého tepla do okolia. Tým je zamedzené prekročenie maximálnej teploty vo výmenníku a možné poškodenie zariadenia.

V závere práce je základné ekonomické zhodnotenie navrhnutých riešení, a to vo forme vyčíslenia možných ročných úspor pri využití odpadového tepla (obr. 6.1). Keby spomínaný obostavaný objem bol vykurovaný spaľovaním čierneho uhlia, ročné úspory by boli 3,458 mil. Kč. Pri zásobníkovom ohreve teplej vody elektrinou alebo plynovým kotlom ročné úspory činia 2,439 mil. Kč, resp. 1,448 mil. Kč.

## ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮV

- [1] *Druhotné energetické zdroje (DZE)* [online]. 2011 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://www.cenyenergie.cz/druhotne-energeticke-zdroje-dze/#/promo-ele-mini>
- [2] MATĚJŮ, Dalibor. *Energetika – vybrané pojmy (I): Obnovitelné zdroje energie v energetickém mixu* [online]. 2013 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://energetika.tzb-info.cz/9668-energetika-vybrane-pojmy-i>
- [3] *Netradiční energetické zdroje* [online]. [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: [https://energetika.plzen.eu/alternativni-zdroje-energie/netradicni-energeticke-zdroje/chap\\_119005/netradicni-energeticke-zdroje.aspx](https://energetika.plzen.eu/alternativni-zdroje-energie/netradicni-energeticke-zdroje/chap_119005/netradicni-energeticke-zdroje.aspx)
- [4] BUDÍN, Jan. *Využití odpadního tepla pro výrobu elektřiny, tepla a chladu* [online]. 2015 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/technologie/teplo/vyuziti-odpadniho-tepla-pro-vyrobu-elektriny-tepla-a-chladu/>
- [5] BALÁŠ, Marek. *Kotle a výměníky tepla*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2009, 109 s. ISBN 978-80-214-3955-9.
- [6] STEHLÍK, Petr, Josef KOHOUTEK a Jan NĚMČANSKÝ. *Tepelné pochody: výpočet výměníku tepla*. Brno: VUT Brno, 1991, 129 s. ISBN 80-214-0363-2.
- [7] *Výměníky tepla* [online]. ČVUT, 2011 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <http://tzb.fsv.cvut.cz/files/vyuka/125yatm/prednasky/125yatm-06.pdf>
- [8] *Floating head heat exchanger* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <http://www.ansonindustry.com/pressure-vessel/floating-head-heat-exchanger.html>
- [9] WILSON, Alistair. *What is double pipe heat exchanger?* [online]. 2016 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.quora.com/What-is-double-pipe-heat-exchanger>
- [10] *Heat Transfer by Heat Exchangers TEMA Design* [online]. [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: [http://www.wermac.org/equipment/heatexchanger\\_part5.html](http://www.wermac.org/equipment/heatexchanger_part5.html)
- [11] KUPPAN, T. *Heat exchanger design handbood*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2013. ISBN 978-143-9842-126.
- [12] JÍCHA, Miroslav. *Přenos tepla a látky*. 2. vydání. Brno: CERM, 2001, 160 s. Učební texty vysokých škol. ISBN 80-214-2029-4.
- [13] *What is Heat Transfer?* [online]. 2017 [cit. 2019-03-20]. Dostupné z: <https://www.simscale.com/docs/content/simwiki/heattransfer/whatisht.html>
- [14] FÍK, Josef. *Základní fyzikální vlastnosti ZP (I)* [online]. 2004 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://vytapeni.tzb-info.cz/vytapime-plynem/1921-zakladni-fyzikalni-vlastnosti-zp-i>
- [15] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1999, 176 s. ISBN 80-010-2035-5.
- [16] POLESNÝ, Bohumil. *Termodynamická data pro výpočet tepelných a jaderných energetických zařízení*. Brno: Ediční středisko VUT, 1990, 213 s. ISBN 80-214-0160-5.
- [17] INCROPERA, Frank P. a David P. DEWITT. *Fundamentals of heat and mass transfer*. 5th ed. New York: J. Wiley, c2002. ISBN 04-713-8650-2.
- [18] KAKAÇ, S. a Hongtan LIU. *Heat exchangers: selection, rating, and thermal design*. 2nd ed. Boca Raton: CRC Press, c2002, 501 s. ISBN 08-493-0902-6.
- [19] *Properties of mixture Water/Glycol* [online]. 1997 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://detector-cooling.web.cern.ch/detector-cooling/data/Table%208-3-1.htm>



- [20] *Single-Phase Shell-Side Flows and Heat Transfer* [online]. 2016 [cit. 2019-03-26]. Dostupné z: <https://docplayer.net/20875952-Chapter-3-single-phase-shell-side-flows-and-heat-transfer.html>
- [21] *Hodnoty fyzikálních veličin vybraných kovů* [online]. [cit. 2019-05-17]. Dostupné z: <https://www.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/37-hodnoty-fyzikalnich-velicin-vybranych-kovu>
- [22] BROŽ, Karel. *Zásobování teplem*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 217 s. ISBN 80-010-2521-7.
- [23] STN 06 0320. *Ohrievanie úžitkovej vody. Navrhovanie a projektovanie*. 1986.
- [24] JELÍNEK, Vladimír, Vladimíra LINHARTOVÁ a Jiří DRAŠNAR. *Případová studie využití odpadního tepla z technologického procesu* [online]. 2015 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/uspory-vytapani/12524-pripadova-studie-vyuziti-odpadniho-tepla-z-technologickeho-procesu>
- [25] PETRÁŠ, Dušan a Miroslav KOTRBATÝ. *Vykurovanie veľkopriestorových a halových objektov*. 2007. ISBN 978-80-8076-047-2.
- [26] BROŽ, Karel. *Vytápění*. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002, 205 s. ISBN 80-010-2536-5.
- [27] *Ako v domácnosti znížiť spotrebu tepla na vykurovanie a ohrev vody: Ceny palív, elektriny a tepla* [online]. 2018 [cit. 2019-05-20]. Dostupné z: <https://www.siea.sk/letaky/c-4595/ako-v-domacnosti-znizit-spotrebu-tepla-na-vykurovanie-a-ohrev-vody/>
- [28] *Teplá voda je komfort, za ktorý si treba priplatiť. Ako v domácnosti znížiť spotrebu tepla na vykurovanie a ohrev vody*. 2018.

## ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Jednotka	Veličina
$a$	$[\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$	súčiniteľ teplotnej vodivosti
$a$	$[-]$	koeficient
$c$	$[\text{J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	merná tepelná kapacita
$C_{bh}$	$[-]$	obtoková plocha medzi zväzkom rúrok a plášťom
$d$	$[-]$	počet dní vo vykurovacom období
$d_1$	$[\text{m}]$	vnútorný priemer rúrky
$d_2$	$[\text{m}]$	vonkajší priemer rúrky
$d_e$	$[\text{m}]$	hydraulický priemer
$D_S$	$[\text{m}]$	vnútorný priemer plášťa
$E$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2}]$	sálavosť telesa
$E_p$	$[\text{m}^3]$	najvyššia denná spotreba teplej vody
$E_{p,rok}$	$[\text{m}^3]$	ročná spotreba teplej vody
$f$	$[-]$	faktor pomerného zväčšenia suchého vzduchu
$f$	$[-]$	súčiniteľ trenia
$h_p$	$[\text{m}]$	výška prepážky
$i_{11}$	$[\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}]$	merná entalpia spalín na vstupe
$i_{12}$	$[\text{kJ} \cdot \text{Nm}^{-3}]$	merná entalpia spalín na výstupe
$J_b$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom
$J_c$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci podiel pozdĺžne obtekaných rúrok na priečnom prúdení výrezu prepážok
$J_l$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom
$J_r$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci nepriaznivý tvar teplotného profilu v prúde pracovnej látky pri laminárnom prúdení
$J_s$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci neoprepážkované priestory pod vstupnými hrdlami MP
$k$	$[\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$	súčiniteľ prechodu tepla
$k$	$[\text{m}]$	absolútna drsnosť

$k_L$	$[W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prechodu tepla na 1 m dĺžky rúrky
$k_{r1}$	$[-]$	relatívna drsnosť
$L_{bb}$	$[m]$	vôľa medzi zväzkom rúrok a plášťom
$L_{bc}$	$[m]$	rozstup prepážok
$L_{bi}$	$[m]$	šírka neoprepážkovaného priestoru
$L_{bo}$	$[m]$	šírka neoprepážkovaného priestoru
$L_{sb}$	$[m]$	tolerancia medzi prepážkou a plášťom
$L_{tb}$	$[m]$	tolerancia medzi prepážkou a rúrkou
$L_{th}$	$[m]$	pozdĺžny rozstup rúrok
$L_{tp}$	$[m]$	rozstup rúrok
$L_{tr}$	$[m]$	dĺžka rúrok
$M$	$[g \cdot mol^{-1}]$	molárna hmotnosť
$\dot{M}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	hmotnostný prietok
$n$	$[-]$	počet osôb
$n_c$	$[-]$	počet rúrok vo výreze prepážky
$n_{CH}$	$[-]$	počet chodov
$N_b$	$[-]$	počet prepážok
$N_{rp}$	$[-]$	počet priečne obtekaných radov rúrok medzi hranami prepážok
$N_{rv}$	$[-]$	počet radov rúrok vo výreze nad prepážkou
$N_{tr}$	$[-]$	počet rúrok
$Nu$	$[-]$	Nusseltovo číslo
$p_1$	$[Pa]$	tlak spalín
$P_{tv}$	$[kJ]$	denná úspora tepla pre ohrev teplej vody
$Pr$	$[-]$	Prandtlovo číslo
$q$	$[W \cdot m^{-2}]$	merný tepelný tok
$q_m$	$[kJ]$	stredná špecifická spotreba pri jednom odbere
$q_n$	$[kW]$	smerný tepelný príkon na prípravu teplej vody na jednu zásobovanú osobu
$q_{op}$	$[W \cdot m^{-3}]$	merná tepelná strata obostavaného priestoru
$Q_{max}$	$[kW]$	maximálna tepelná strata budovy
$Q_{op}$	$[kW]$	potreba tepla podľa obostavaného priestoru

$Q_{r,vyk}$	[G]	teoretická ročná potreba tepla
$Q_{Sp}$	[kJ]	kapacita zásobníka
$\dot{q}$	[W · m <sup>-2</sup> ]	merný tepelný tok
$\dot{Q}$	[kW]	skutočný výkon výmenníka
$\dot{Q}_b$	[kW]	minimálny výkon výmenníka
$R_{st}$	[m <sup>2</sup> · K · W <sup>-1</sup> ]	tepelný odpor steny
$Re$	[-]	Reynoldsovo číslo
$s_b$	[m]	hrúbka prepážok
$S$	[m <sup>2</sup> ]	veľkosť teplovýmennej plochy
$S_{1tp}$	[m <sup>2</sup> ]	teplovýmenná plocha na strane spalín
$S_{2tp}$	[m <sup>2</sup> ]	teplovýmenná plocha na strane chladiwa
$S_m$	[m <sup>2</sup> ]	prierez medzi prepážkami
$S_{sb}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha medzi prepážkou a plášťom
$S_{sv}$	[m <sup>2</sup> ]	prietočný prierez zväzku rúrok
$S_{tb}$	[m <sup>2</sup> ]	plocha medzi prepážkou a rúrkou
$S_{tr}$	[m <sup>2</sup> ]	prierez rúrky
$S_{vp}$	[m <sup>2</sup> ]	prierez výrezu prepážky
$t_{11}$	[°C]	vstupná teplota spalín
$t_{12}$	[°C]	výstupná teplota spalín
$t_{21}$	[°C]	vstupná teplota chladiaceho média
$t_{22}$	[°C]	výstupná teplota chladiaceho média
$t_{st}$	[°C]	teplota steny
$\bar{t}$	[°C]	stredná teplota
$T$	[K]	absolútna teplota telesa
$T_w$	[K]	teplota povrchu obtekaného telesa
$T_\infty$	[K]	teplota tekutiny v dostatočnej vzdialenosti od povrchu
$V_{op}$	[m <sup>3</sup> ]	objem obostavaného priestoru
$V_{os}$	[m <sup>3</sup> ]	denná spotreba teplej vody na jedného pracovníka
$V_{Sp}$	[m <sup>3</sup> ]	objem zásobníka
$\dot{V}$	[m <sup>3</sup> · s <sup>-1</sup> ]	objemový prietok
$\dot{V}_{Ar}$	[m <sup>3</sup> · m <sup>-3</sup> ]	objem argónu v spalinách

$\dot{V}_{CO_2}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem oxidu uhličitého v spalinách
$\dot{V}_{H_2O}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem vodnej pary v spalinách
$\dot{V}_{N_2}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	objem dusíka v spalinách
$\dot{V}_{O_{2min}}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	minimálne množstvo kyslíka pre spálenie 1 Nm <sup>3</sup> ZP
$\dot{V}_{SP}$	$[Nm^3 \cdot s^{-1}]$	teoretický objemový tok spalín
$\dot{V}_{SP}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	celkové množstvo spalín na vstupe
$\dot{V}_{SPr}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	skutočný objemový tok spalín pri strednej teplote
$\dot{V}_{SP}^{in}$	$[m^3 \cdot s^{-1}]$	skutočný objemový tok spalín na vstupe
$\dot{V}_{VZ}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	skutočné množstvo vzduchu
$\dot{V}_{VZmin}$	$[m^3 \cdot m^{-3}]$	minimálny objem vzduchu pre spálenie 1 Nm <sup>3</sup> ZP
$\dot{V}_{ZP}$	$[Nm^3 \cdot h^{-1}]$	spotreba zemného plynu
$w$	$[m \cdot s^{-1}]$	rýchlosť prúdenia
$w$	$[-]$	hmotnostný zlomok v spalinách
$x$	$[-]$	objemový zlomok v spalinách
$x_9$	$[-]$	substitučný faktor
$x_{10}$	$[-]$	substitučný faktor
$x_{13}$	$[-]$	substitučný faktor
$z_1$	$[-]$	korekčný faktor
$z_2$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci zmenu látkových vlastností v medznej vrstve
$z_3$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv obtokových prúdov medzi rúrkovým zväzkom a plášťom
$z_4$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv skratových prúdov medzi prepážkou a plášťom
$z_5$	$[-]$	korekčný faktor zohľadňujúci vplyv veľkostí neoprepážkovaných priestorov pod hrdlami
$\alpha$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla
$\alpha$	$[-]$	prebytok vzduchu
$\alpha_1$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla z ohrievacej látky do steny
$\alpha_2$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	súčiniteľ prestupu tepla zo steny do ohrievanej látky
$\alpha_{2i}$	$[W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}]$	ideálny súčiniteľ prestupu tepla
$\delta_1$	$[m]$	hrúbka steny rúrky

$\delta_2$	[m]	hrúbka steny plášťa
$\Delta p_{m1}$	[Pa]	tlakové straty miestne
$\Delta p_{t1}$	[Pa]	tlakové straty vyvolané trením
$\Delta p_{tn}$	[Pa]	tlakové straty v neoprepážkovanom priestore
$\Delta p_{to}$	[Pa]	tlakové straty v oprepážkovanom priestore
$\Delta p_{tv}$	[Pa]	tlakové straty v priestoru nad zrezaním prepážok
$\Delta p_{z1}$	[Pa]	tlakové straty v rúrkovom priestore
$\Delta p_{z2}$	[Pa]	tlakové straty v medzirúrkovom priestore
$\Delta t_{ln}$	[°C]	stredný logaritmický teplotný spád
$\Delta \theta$	[K]	teplotný spád vody
$\varepsilon$	[–]	emisný súčiniteľ
$\varepsilon$	[–]	súčiniteľ nesúčasnosti prevádzky
$\eta$	[–]	tepelná účinnosť výmenníka
$\eta$	[Pa · s]	dynamická viskozita
$\theta_c$	[°C]	vstupná teplota vody
$\theta_e$	[°C]	vonkajšia výpočtová teplota
$\theta_{e,pr}$	[°C]	priemerná teplota vonkajšieho vzduchu vo vykurovacom období
$\theta_H$	[°C]	výstupná teplota vody
$\theta_i$	[°C]	vnútorná výpočtová teplota
$\lambda$	[W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup> ]	súčiniteľ tepelnej vodivosti
$\lambda_{11}$	[–]	stratový súčiniteľ
$\lambda_{22}$	[–]	stratový súčiniteľ priečného obtekania rúrok
$\nu$	[m <sup>2</sup> · s <sup>-1</sup> ]	kinematická viskozita
$\xi_{11}$	[–]	stratový súčiniteľ miestneho odporu pre vstup a výstup
$\xi_{12}$	[–]	stratový súčiniteľ miestneho odporu pre ohyb prúdu
$\rho$	[kg · m <sup>-3</sup> ]	objemová hmotnosť
$\sigma$	[W · m <sup>-2</sup> ]	Stefan-Boltzmannova konštanta
$\sigma$	[–]	koeficient pre prietokový ohrev
$\Phi_{DHW}$	[kW]	príkion prietokového ohreву teplej vody

**Dolný index**

1

**Popis**

spaliny

1w

vnútorná stena rúrky

2

chladiivo

2w

vonkajšia stena rúrky

v

voda

**Horný index**

**Popis**

S

suchý

V

vlhký

**Skratky**

**Popis**

DEZ

druhotné energetické zdroje

MP

medzirúrkový priestor

RP

rúrkový priestor

TÚV

teplá úžitková voda

ZP

zemný plyn

## ZOZNAM OBRÁZKOV A TABULIEK

Obr. 2.1 Spôsoby prenosu tepelnej energie vo výmenníkoch [5] .....	13
Obr. 2.2 Schéma a priebeh teplôt súprúdového výmenníka [5], [7] .....	14
Obr. 2.3 Schéma a priebeh teplôt protiprúdového výmenníka [5], [7] .....	14
Obr. 2.4 Schéma krížového prúdu [5].....	14
Obr. 2.5 Schéma kombinovaných prúdov [7] .....	15
Obr. 2.6 Plášťový rúrkový výmenník s rovnými rúrkami [5].....	17
Obr. 2.7 Plášťový rúrkový výmenník s prepážkami [7] .....	17
Obr. 2.8 Schéma plášťového výmenníka s plávajúcou hlavou [8] .....	18
Obr. 2.9 Plášťový výmenník s plávajúcou hlavou [8] .....	18
Obr. 2.10 Článkový výmenník [9] .....	19
Obr. 2.11 Vlásokový výmenník tepla s U-rúrkami [10] .....	19
Obr. 2.12 Schéma vlásenkového výmenníka s U-rúrkami [10].....	20
Obr. 2.13 Ležatý výmenník so skrutkovicovo vinutými rúrkami [7] .....	20
Obr. 2.14 Usporiadanie rúrok: a) 30°, b) 60°, c) 90°, d) 45° [11] .....	21
Obr. 3.1 Spôsoby prenosu tepla [13] .....	22
Obr. 3.2 Prechod tepla rovinnou stenou [5].....	25
Obr. 3.3 Prechod tepla valcovou stenou [5].....	26
Obr. 4.1 Skratové prúdy vo výmenníku [11] .....	43
Obr. 4.2 Schematické usporiadanie prepážok [11] .....	45
Obr. 4.3 Schéma rúrkovnice (367 rúrok) .....	46
Obr. 4.4 Schematické znázornenie $\Delta p_{to}$ v medzitrubkovom priestore [20].....	49
Obr. 4.5 Schematické znázornenie $\Delta p_{tn}$ v medzitrubkovom priestore [20].....	50
Obr. 4.6 Schematické znázornenie $\Delta p_{tv}$ v medzitrubkovom priestore [20].....	50
Obr. 6.1 Diagram na porovnanie úspor.....	57
Tab. 4.1 Prvkové zloženie tranzitného zemného plynu [14] .....	27
Tab. 4.2 Prvkové zloženie vzduchu [15] .....	27
Tab. 4.3 Objemové a hmotnostné zloženie spalín [15].....	31
Tab. 4.4 Merné entalpie [kJ/Nm <sup>3</sup> ] zložiek spalín pre $t_{11} = 400$ °C a $t_{12} = 115$ °C [15] .....	32
Tab. 4.5 Fyzikálne vlastnosti zložiek spalín pre strednú teplotu $\bar{t}_1$ [16] .....	34
Tab. 4.6 Fyzikálne vlastnosti chladiva pre strednú teplotu $\bar{t}_2$ [19].....	41
Tab. 4.7 Konštanty pre šachovnicovo usporiadaný, priečne obtekaný zväzok rúrok [12] .....	41
Tab. 4.8 Vlastnosti chladiva pre navrhovanú vonkajšiu teplotu steny rúrok $\bar{t}_{2w}$ [19].....	42
Tab. 4.9 Zhrnutie zadaných, navrhnutých a vypočítaných parametrov výmenníka .....	52