



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH KRYOGENNÍHO SYSTÉMU PRO ZKAPALNĚNÍ
PROCESNÍHO PLYNU**

DESIGN OF A CRYOGENIC SYSTEM FOR PROCESS GAS LIQUEFACTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. AUREL FENYVESI

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. FILIP TOMAN, Ph.D.

BRNO 2025

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Aurel Fenyvesi**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Filip Toman, Ph.D.**
Akademický rok: 2024/25

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

Návrh kryogenního systému pro zkapalnění procesního plynu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Kryogenika je fyzikální obor zabývající se dosahováním velmi nízkých teplot. V přeneseném významu označuje slovo kryogenika také technické zařízení k udržování nízké teploty. Americký Národní institut standardů a technologie stanovil hranici mezi chlazením a kryogenikou na 93,15 K. Tato hodnota se jeví logicky, neboť bod varu takzvaných permanentních plynů (vodík, kyslík, neon, dusík) leží pod touto hranicí a bod varu běžných chladicích kapalin leží nad ní. Cílem práce bude návrh systému s tepelným výměníkem určeného pro zkapalnění procesního plynu.

Cíle diplomové práce:

- 1) Rešerše tepelných výměníků používaných v kryogenice.
- 2) Návrh konfigurace systému pro zkapalnění procesního plynu pro zadané parametry.
- 3) Návrh tepelného výměníku, případně výměníků pro danou konfiguraci.

Seznam doporučené literatury:

BARRON, Randall F. a Gregory NELLIS. Cryogenic heat transfer. Second edition. Boca Raton: CRC Press, Taylor & Francis Group, [2016]. ISBN 9781482227444.

VDI heat atlas. 2nd ed. New York: Springer, 2010. ISBN 978-3540778769.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2024/25

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Diplomová práca sa zaoberá problematikou tepelných výmenníkov v oblasti kryogeniky. Hlavným cieľom práce bol návrh kryogénneho systému na skvapalnenie oxidu uhličitého pri zadaných parametroch, za využitia dusíka ako chladiaceho média. Jadro práce je, okrem úvodu, diskusie a záveru, tvorené tromi kapitolami. Prvá kapitola obsahuje rešerš tepelných výmenníkov používaných v kryogenike. Konkrétne sú popísané konštrukčné riešenia trubkového, špirálovito vinutého, rebrovaného doskového, perforovaného doskového, difúzne zváraného, sintrovaného kovového a regeneračného výmenníka. V druhej kapitole je prezentovaný návrh geometrie a výpočtu výmenníka. Zahŕňa definovanie fyzikálnych vlastností médií, materiálu výmenníka, výpočet tepelného výkonu a návrh geometrických parametrov. V tretej kapitole sú uvedené jednotlivé vzťahy použité na výpočet výmenníka, t.j. súčiniteľ prestupu tepla v trubkách a na strane plášťa, tlakové straty v trubkách a v plášti a prezentovaný je výsledný návrh výmenníka. Diskusia obsahuje zhrnutie najdôležitejších zistení, limity návrhu, možnosti využitia, vylepšenia ako aj návrhy na experimentálne overenie vo výskume, prípadne v praxi. Prílohou práce je výkresová dokumentácia výmenníka.

Abstract

The masters thesis deals with the issue of heat exchangers in the field of cryogenics. The main objective of the thesis was the design of a cryogenic system for the liquefaction of carbon dioxide at specified parameters, using nitrogen as a cooling medium. The core of the thesis, in addition to the introduction, discussion and conclusion, consists of three chapters. The first chapter contains a survey of heat exchangers used in cryogenics. Specifically, the designs of tubular, spiral wound, finned plate, perforated plate, diffusion welded, sintered metal and regenerative heat exchangers are described. In the second chapter, the design of the geometry and calculation of the exchanger is presented. It includes the definition of the physical properties of the media, the heat exchanger material, the calculation of the heat transfer capacity and the design of the geometrical parameters. The third chapter presents the individual relationships used to calculate the heat exchanger, i.e. the heat transfer coefficient in the tubes and on the shell side, the pressure losses in the tubes and in the shell, and presents the resulting design of the exchanger. The discussion includes a summary of the most important findings, limitations of the design, possible applications, improvements as well as suggestions for experimental verification in research or in practice. A drawing documentation of the heat exchanger is an appendix to the thesis. declaration

Klíčové slová

Tepelný výmenník, kryogenika, oxid uhličitý, kondenzácia, špirálovito vinutý tepelný výmenník.

Keywords

Heat exchanger, cryogenics, carbon dioxide, condensation, spiral wound heat exchanger.

Citácia

FENYVESI, Aurel. *Návrh kryogenního systému pro zkapalnění procesního plynu*. Brno, 2025. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Filip Toman, Ph.D.

Návrh kryogenního systému pro zkapalnění procesního plynu

Podakovanie

Vyjadrujem podakovanie Ing. Filipovi Tomanovi, Ph.D. za odborné usmerňovanie, rady a odporúčania počas tvorby diplomovej práce.

Obsah

Úvod	3
1 Tepelné výmenníky v kryogenike	4
1.1 Kryogénna oblasť	4
1.2 Trubkový výmenník	4
1.3 Špirálovito vinutý výmenník	5
1.4 Rebrováný doskový výmenník	6
1.5 Perforovaný doskový výmenník	8
1.6 Difúzne zváraný výmenník	8
1.7 Sintrovaný kovový výmenník	8
1.8 Regeneračný výmenník	9
2 Návrh geometrie a výpočtu	10
2.1 Zadanie	10
2.2 Fyzikálne vlastnosti médií	10
2.2.1 Fyzikálne vlastnosti CO ₂	11
2.2.2 Fyzikálne vlastnosti N ₂	11
2.2.3 Fyzikálne vlastnosti materiálu výmenníka	12
2.3 Tepelný výkon	12
2.4 Návrh geometrie	14
2.4.1 Celková geometria výmenníka	17
2.5 Spôsob výpočtu	18
3 Výpočet tepelného výmenníka	22
3.1 Súčiniteľ prestupu tepla v trubkách	22
3.2 Súčiniteľ prestupu tepla na strane plášťa	25
3.3 Energetická bilancia segmentu	27
3.4 Tlakové straty v trubkách	29
3.5 Tlakové straty v plášti	32
3.6 Výsledný návrh výmenníka	34
Diskusia	36
Záver	38
Literatúra	39
Zoznam príloh	46

Zoznam obrázkov

1.1	Trubkový výmenník s vinutými trúbkami vo vákuu. [1]	5
1.2	Výmenník profesora Collinsa, prevzaté a upravené z [1]	6
1.3	Viacvrstvový špirálovito vinutý výmenník so spojeniami trúbiek s trubkovnicou [2]	7
1.4	Rebrovaný doskový výmenník, upravený a prevzatý z [1]	7
1.5	Ukážka perforovaného doskového výmenníka, upravená a prevzatá z [1] . .	8
2.1	Priebeh mernej tepelnej kapacity dusíka v závislosti na jeho teplote [3] . . .	12
2.2	Priebeh hustoty dusíka v závislosti na jeho teplote [3]	12
2.3	Priebeh tepelnej vodivosti použitého materiálu [4]	13
2.4	Základné geometrické rozmery špirálovito vinutých výmenníkov [5]	16
2.5	Rozdelenie výmenníka na jednotlivé časti a znázornenie vstupných parametrov médií do segmentu, upravený a prevzatý z [6]	18
2.6	Vývojový diagram pre celkový výpočet výmenníka	20
2.7	Znázornenie priebehu výpočtov vnútri iteračnej slučky v rámci jedného segmentu	21
3.1	Priebeh Froudeho čísla po dĺžke trubky	24
3.2	Priebeh súčiniteľa prestupu tepla na strane CO_2	26
3.3	Priebeh Reynoldsovho čísla po výške výmenníka, po smere prudení dusíka	27
3.4	Celkové tlakové straty v trubke po smere prudení CO_2	33
3.5	3D model navrhnutého výmenníka	37

Úvod

V súčasnosti oblasť nízkych (kryogénnych) teplôt naberaá na význame nielen vo výskume a priemyselnej praxi, ale aj v kontexte globálneho otepľovania a narastajúcich požiadaviek na efektívne využitie a separáciu plynov. Znižovanie emisií skleníkových plynov vedie k intenzívnemu rozvoju technológií na zachytávanie a spracovanie CO₂, kde kryogénne ochladzovanie umožňuje jeho selektívnu kondenzáciu a následné uskladnenie. Rovnako sa rozširuje využitie LNG (skvapalneného zemného plynu) ako čistého a energeticky hutného paliva - jeho výroba a logistika sú postavené na kryogénnych výmenníkoch. Kryogénne kvapaliny zohrávajú kľúčovú úlohu aj v rýchlo sa rozvíjajúcom vesmírnom priemysle, najmä ako palivo v raketových pohonných systémoch.

Cieľom diplomovej práce bol návrh kryogénneho systému na skvapalnenie oxidu uhličitého, pri tlaku 2 MPa a prietoku 450 kg h⁻¹, za využitia dusíka ako chladiaceho média. Práca pozostáva z troch kapitol. Prvá kapitola obsahuje základnú rešerš tepelných výmenníkov používaných v kryogenike. V druhej kapitole je prezentovaný návrh geometrie špirálovito vinutého výmenníka so zámerom na optimalizáciu rozmerov. Následne je popísaný segmentový spôsob výpočtu tepelných a hydrodynamických parametrov výmenníka. Tretia kapitola popisuje použité analytické a empirické korelácie použité pri výpočte a návrhu výmenníka. V diskusii je dôraz kladený na zhrnutie výhod použitej metódy výpočtu, ako aj na možné limity navrhovaného riešenia.

Kapitola 1

Tepelné výmenníky v kryogenike

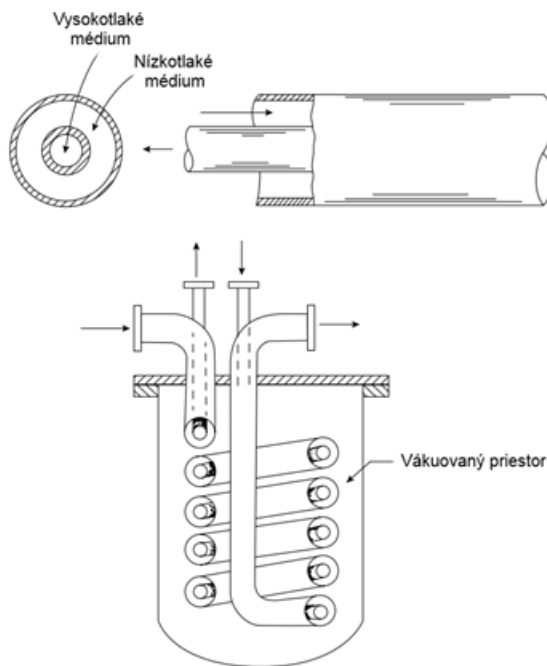
Tepelné výmenníky patria medzi kľúčové časti tepelných cyklov, ktoré sú využívané naprieč celým priemyslom. Pri konvenčných výmenníkoch nie sú kladené také prísne požiadavky na účinnosť, kompaktnosť a životnosť ako pri kryogénnych použitíach. Pri bežných systémoch, ako regeneračná plynová turbína, bude systém fungovať aj ak bude účinnosť výmenníka menej ako 5 %. Pri kryogénnych skvapalňovačoch nebude produkovaná žiadna kvapalina, ak účinnosť výmenníka nebude aspoň 85 % [1].

1.1 Kryogénna oblasť

Oblasť kryogénnych teplôt je podľa Amerického národného inštitútu pre normy a technológie (NIST) menej ako -150°C . Práve to je oblasť, kde ležia teploty varu pri normálnych podmienkach bežných látok využívaných v kryogenike ako vodík, hélium, kyslík, dusík a vzduch. Pri teplotách nižších ako 120 K sa začnú výrazne prejavovať závislosti fyzikálnych a termodynamických vlastností látok na teplote. Je teda potrebné zohľadniť hlavne zmenu mernej tepelnej kapacity, tepelnej vodivosti a rozťažnosti konštrukčných materiálov. Okrem zmeny vlastností látok sa pri nízkych teplotách naskytá nutnosť použiť tepelnú izoláciu medzi teplým okolím a kryogénnym výmenníkom [1].

1.2 Trubkový výmenník

Jedná sa o jednoduchší dizajn kryogénnych výmenníkov, buď v koncentrickej alebo dvojtrubkovej verzii. Výmenník pozostáva z menšej vnútornej trubky, v ktorej prúdi vysokotlakové médium, zvyčajne súosovo s vonkajšou trúbkou, pričom nízkotlakové médium prúdi v priestore medzi týmito trúbkami. Trubky sa ďalej zvyknú špirálovo navinúť a umiestniť do vákuovej nádoby, ktorá znižuje prestup tepla do okolia. Toto prevedenie je zobrazené na obrázku 1.1[1].



Obr. 1.1: Trubkový výmenník s vinutými trubkami vo vákuu. [1]

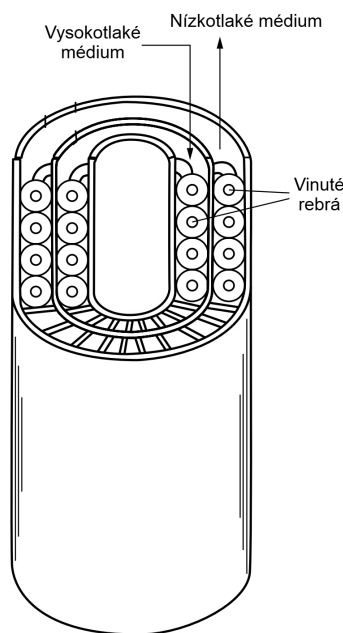
Pre zvýšenie súčiniteľa prestupu tepla sa do priestoru medzi trubky môže dať špirálovito vinutý drôt alebo plastová dištančná vložka. Tieto prídavky fixujú vnútornú trubku k vonkajšej a zároveň predlžujú dráhu, ktorú musí prejsť kvapalina v medzi trubkovom priestore. To spôsobuje zvýšenie rýchlosti tekutiny a teda zvýšenie súčiniteľa prestupu tepla, avšak za cenu zvýšenia tlakovej straty tohto média.

S cieľom zvýšiť účinnosť trubkových výmenníkov vyvinul profesor Collins unikátny trubkový výmenník s rozšíreným povrchom, ktorý slúžil na skvapalňovanie hélia. Pozostával z niekoľkých medených trubiek, kde v priestore medzi nimi boli navinuté medené špirálové pásiky. Tie boli mätko spájkované na obe trubky. Tieto špirálové pásiky slúžili ako rebrá na zväčšenie plochy pri prenose tepla [1].

1.3 Špirálovito vinutý výmenník

Z anglického spiral wound heat exchanger SWHE taktiež označovaný ako coil-wound heat exchanger „cievkový výmenník tepla“ CWHE alebo ako výmenník typu Giauque–Hampson. Používajú sa hlavne pri veľkých systémoch skvapalňovania vzduchu alebo zemného plynu. Ako názov naznačuje, skladá sa zo špirálovito vinutých trubiek s malým priemerom, ktoré sú navinuté v niekoľkých rovnomerne oddelených vrstvách okolo valcového jadra alebo „mandrelu“. Jadro poskytuje mechanickú oporu a stabilitu počas výroby ako aj počas prevádzky. Priemer jadra je určený minimálnym rádiusom ohybu malých trubiek, pri ktorom nedôjde k splošteniu trubky pri vinutí okolo jadra. Po sebe idúce vrstvy trubiek sú vinuté z opačného konca a je medzi nimi umiestnený dištančný pásik [1].

Pomerne tvarovo zložitý a špecifický dizajn CWHE umožňuje rôzne štýly vinutia trubiek, počet ich vrstiev, smery prúdenia aj viac rôznych médií. Obrázok 1.3 názorne ukazuje množstvo trubiek a ich rôzne vinutia spolu s dištančnými pásikmi. Rôznorodosť dizajnov je preto typická pre CWHE. Niektoré voľby dizajnu sú všeobecne veľmi výhodné a preto sa využívajú pri väčšine návrhov. Jedná sa o protiprúdovú konfiguráciu a umiestnenie vy-



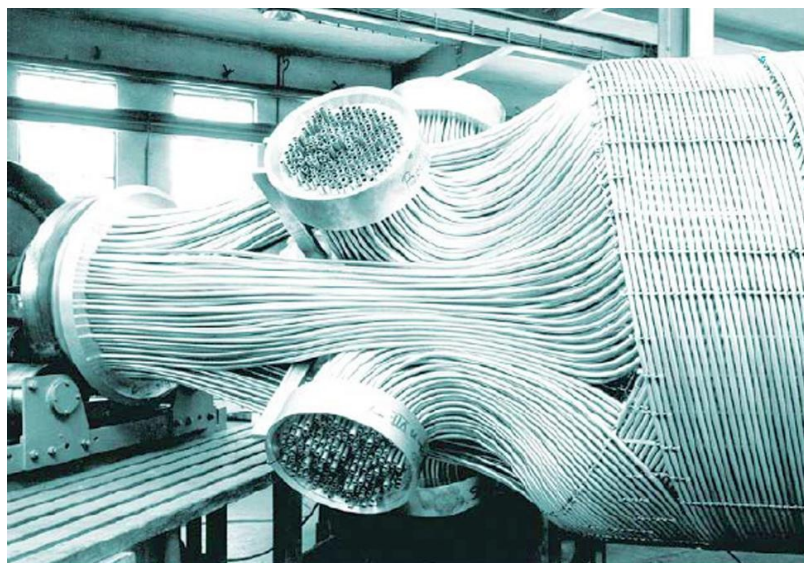
Obr. 1.2: Výmenník profesora Collinsa, prevzaté a upravené z [1]

sokotlakového média do trubiek a nízkotlakového na stranu plášťa. Kompaktnosť CWHE je v rozsahu $20 - 300 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$, to je hodnota medzi trubkovými a doskovými výmenníkmi. Preto jeden výmenník môže dosiahnuť teplo výmennú plochu až $40\,000 \text{ m}^2$. Pre dosiahnutie veľkej teplo výmennej plochy je potrebné veľké množstvo trubiek s malým priemerom, medzi ktorými sú malé medzery. To nedovoľuje mechanicky čistiť výmenník, a teda CWHE je preto vhodný len pre čisté tekutiny bez pevných častíc [2].

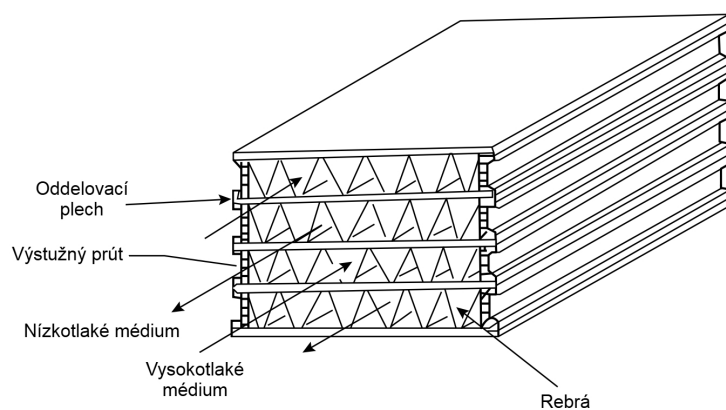
Trubky CHWE sú najčastejšie vyrobené z hliníkových zliatin a sú spojené s trubkovnicou ako na obrázku 1.3. Pre tento prípad sú klasické spôsoby zvárania nevhodné, a preto sa vyvinul nový typ zvárania, tzv. Hybrid Friction Diffusion Bonding.

1.4 Rebrovaný doskový výmenník

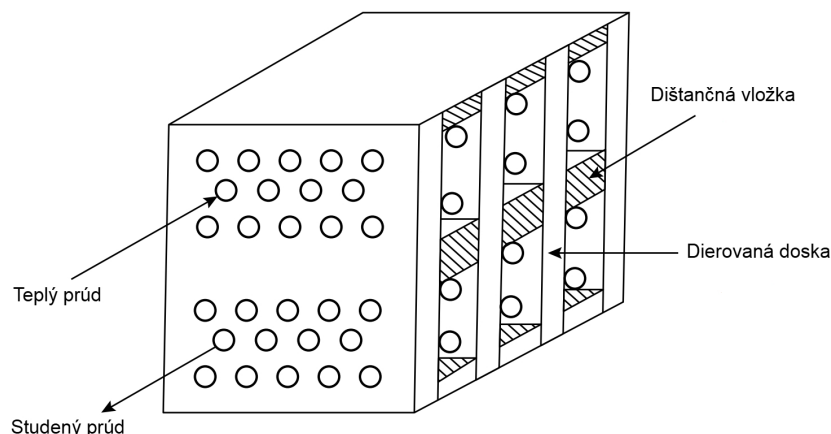
Jedná sa o veľmi kompaktný tepelný výmenník, schopný spracovať až 10 rôznych prúdov tekutín v jednej jednotke. Zároveň je možné dosiahnuť veľmi malý nedohrev, čo má za následok nižšie investičné a prevádzkové náklady oproti trubkovým výmenníkom. V angličtine označovaný ako PFHE „Plate-fin heat exchanger“ [7]. Rebrovaný doskový výmenník pozostáva zo striedavých vrstiev kovových plechov. Vrstvy obsahujú vlnitý kovový plech (rebro), ktorý slúži na zväčšenie teplotnosnej plochy. Rebrá sú usporiadané pozdĺžne k smeru prúdenia tekutiny a môžu mať rôzne tvary, napr. rovné, vlnité, zúbkované alebo vzor rybej kosti. Jednotlivé vrstvy sú oddelené kovovými separačnými plechmi (dosky). Prúdenie tekutín je pre kryogénne aplikácie zvyčajne protiprúdové, pre lepšie využitie teplotného spádu médií. Prúd sa do vrstiev privádza aj zbiera v hlavách, ktoré sú spájkované alebo zvárané na každom konci zväzku [1].



Obr. 1.3: Viacvrstvový špirálovito vinutý výmenník so spojeniami trubiek s trubkovnicou [2]



Obr. 1.4: Rebrovaný doskový výmenník, upravený a prevzatý z [1]



Obr. 1.5: Ukážka perforovaného doskového výmenníka, upravená a prevzatá z [1]

1.5 Perforovaný doskový výmenník

Tento typ výmenníka je zložený zo série paralelných dierovaných dosiek, vyrobených z materiálu s vysokou tepelnou vodivosťou, najčastejšie meď alebo hliník. Tepelná výmena prebieha v najväčšej miere cez dierované dosky, ktoré plnia funkciu rebier. Dosky sú od seba oddelené dištančnými vložkami alebo tesneniami, ktoré sú z materiálov s nízkou tepelnou vodivosťou. Dôvodom je snaha znížiť pozdĺžne vedenie tepla medzi jednotlivými doskami. V minulosti sa používali plasty, dnes sa už používa nehrdzavejúca oceľ, pre zvýšenie mechanickej spoľahlivosti. Dištančné vložky a tesnenia sú pripevnené k doskám tak, aby sa zabránilo zmiešaniu prúdov. Diery v doskách majú priemer od 0,4 mm do 1,5 mm a hrúbka dosky je 0,75 násobkom priemeru diery. Malé priemery dier zamedzia úplnému rozvoju tepelnej a hydrodynamickej medznej vrstvy, čo vedie k vysokému koeficientu prestupu tepla. Avšak malé priemery dier spôsobujú veľkú tlakovú stratu. Perforované doskové výmenníky sú najčastejšie v protiprúdovej konfigurácii [1].

1.6 Difúzne zváraný výmenník

Po anglicky ako „printed circuit heat exchanger“, skratka PCHE, je veľmi kompaktný výmenník s pomerne vysokou účinnosťou, okolo 98 %. Plocha výmenníka na jednotku objemu presahuje $2500 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$, čo je v porovnaní s CWHE, ktoré majú $20 - 300 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$, rádový rozdiel kompaktnosti. Používa sa až do tlakov 60 MPa a rozsahu teplôt od kryogénnych až po 900°C , pričom riziko netesnosti je menšie ako u iných výmenníkov [2].

Výmenník tvoria ploché kovové dosky, hrubé zvyčajne 1,6 mm, do ktorých sa chemicky vyleptajú kanáliky, ktorými prúdi médium. Vzor vyleptaných kanálikov sa prispôbuje danej aplikácii, pričom tvar leptaného kanálika je polkruh, s priemerom 1–2 mm. Jednotlivé dosky sa potom spoja do blokov difúznym zváraním. Následne sa jednotlivé bloky zvaria dokopy. Vyrába sa z nehrdzavejúcej ocele, zliatin niklu, zliatin medi alebo titánu [8].

1.7 Sintrovaný kovový výmenník

Je výmenník vytvorený spekaním kovového prášku do blokov. Každý blok má dve komory, jednu pre každú z dvoch kvapalín. Častice kovového prášku sú menšie ako $44 \mu\text{m}$ a majú

pórovitosť približne 50 %. Výmenník je tvorený z dvoch blokov prepojených malými rúrkami s nízkou tepelnou vodivosťou pre zabránenie pozdĺžnemu prenosu tepla. Tento typ výmenníka sa používa pri snahe dosiahnuť extrémne nízke teploty v rádoch desiatín až jednotiek Kelvina. Vyššie uvedená konfigurácia sa používala v He^4/He^3 dilučných chladiacich zariadeniach [1].

1.8 Regeneračný výmenník

V porovnaní s doteraz popísanými výmenníkmi, ktoré boli rekuperačné, sa regeneračný výmenník odlišuje tým, že jednotlivé médiá neprúdia v oddelených častiach, ale striedavo prúdia cez rovnaký priestor, maticu. Regenerátory v podstate fungujú ako tepelné spongie alebo tepelné zotrvačníky. Teplo sa najskôr odovzdá z teplejšieho média do matrice, v ďalšej časti cyklu sa tepelná energia prenáša z pevného materiálu matrice do studeného prúdu druhého média [1].

Hlavné výhody oproti rekuperačným výmenníkom sú hlavne väčšia plocha prestupu tepla na jednotku objemu, pri regeneračných to je až $4000 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ oproti $1475 \text{ m}^2 \text{ m}^{-3}$ u kompaktných rebrovaných doskových výmenníkoch. Zároveň sa jedná o jednoduchšiu konštrukciu, čo vedie k nižšej investícii. Ďalšia výhoda je schopnosť samočistenia výmenníku z dôvodu striedania prúdov, zanášanie je značne nižšie ako u klasických typoch výmenníkov. Nevýhody spočívajú v čiastočnom miešaní médií pri prepínaní prúdenia, čo znižuje účinnosť výmenníka. Pri rotačných regeneračných výmenníkoch je nevýhodou nutnosť zložitých tesnení pre zmiernenie skratových prúdov, ktoré sú výrazné pri veľkom rozdieli tlakov médií. Ako ďalšia nevýhoda je namáhanie materiálu vplyvom cyklického ohrievania a ochladzovania. [1][2].

Využitie regeneračných výmenníkov v kryogénnych procesoch je značne obmedzené kvôli ich nevýhodám. Najčastejšie použitie je pri separácii vzduchu, skvapalňovaní zemného plynu alebo pre systémy LAES (Liquid Air Energy Storage). Najbežnejšia konfigurácia je protiprúdová. Delia sa na dva typy, prvý je s pevným lôžkom alebo ventilový a druhý je rotačný. Rotačné sa ešte rozdeľujú podľa smeru prúdenia médií na axiálne a radiálne. Ako ďalší typ, ktorý sa využíva v niektorých miniatúrnych kryochladičoch, je plynový regenerátor [1][2].

Kapitola 2

Návrh geometrie a výpočtu

Druhá kapitola prezentuje prístup k návrhu geometrie výmenníka, definovaniu fyzikálnych vlastností médií a nakoniec popisuje prístup k samotnému výpočtu.

2.1 Zadanie

Cieľom diplomovej práce je návrh konfigurácie systému na skvapalnenie CO_2 o tlaku 2 MPa a prietoku 450 kg h^{-1} , a návrh tepelného výmenníka. Ako chladiace médium je použitý plyný dusík o teplote -55°C . Pre toto zadanie je navrhnutý systém, pozostávajúci z jedného tepelného výmenníka v protiprúdovej konfigurácii. Konkrétny typ výmenníka je volený na špirálovito vinutý výmenník. Vysokotlaké CO_2 kondenzuje v trubkách, pri smere toku zhora nadol. Plyný dusík o nižšom tlaku prúdi v plášti proti smeru CO_2 , teda zdola nahor. Jedná sa o čisté médiá bez rizika zanášania, zároveň je tento typ vhodný pre aplikácie do vysokých tlakov a veľmi dobre znáša teplotnú dilatáciu trubiek. Výmenník je navrhnutý ako čisto kondenzačný, bez cieleného podchladenia CO_2 . Na výpočet výmenníka je použitá segmentová metóda výpočtu. Návrh výmenníka pozostáva z niekoľkých častí:

- Výpočet fyzikálnych vlastností médií a určenie celkového výkonu
- Návrh geometrie a usporiadania trubiek
- Tepelný a hydrodynamický výpočet

Táto kapitola zahŕňa prvé dva body, pričom popis tepelného a hydrodynamického výpočtu sú súčasťou nasledujúcej kapitoly.

2.2 Fyzikálne vlastnosti médií

Fyzikálne vlastnosti médií boli pre celý návrh čerpané z open-source knižnice CoolProp v programovacom jazyku Python [3]. Jedná sa o voľne dostupnú databázu termodynamických vlastností látok, ktorá je často využívaná pri výpočtoch chladiacich systémov. Z tejto databázy sa dajú jednoduchým a rýchlym príkazom zistiť aktuálne vlastnosti média, ktoré sú využité pri tepelnom výpočte.

2.2.1 Fyzikálne vlastnosti CO₂

Fyzikálne vlastnosti kvapalného CO₂ boli vyhodnocované pri kvalite pary $x = 0$ a zadanom tlaku, pokiaľ nie je napísané inak. Pri tlaku 2 MPa je saturačná teplota oxidu uhličitého daná ako:

$$T_s = f(p_{\text{CO}_2}) = -19,50^\circ\text{C} \quad (2.1)$$

Okrem teploty saturácie je potrebné stanoviť aj teplotu tuhnutia a skontrolovať, či nedochádza k zamrznutiu média.

$$T_t = f(p_{\text{CO}_2}) = -56,24^\circ\text{C} \quad (2.2)$$

Teplota tuhnutia oxidu uhličitého pri tomto tlaku je o niečo nižšia ako najnižšia teplota chladiaceho dusíka. Môžeme teda s veľkou istotou predpokladať, že k namrznutiu dochádzať nebude, a to ani v prípade navýšenia prietoku dusíka.

Pre prípad výpočtu niektorých korelácií, ktoré v sebe zahŕňajú kvalitu pary v segmente, je jej veľkosť braná ako priemer vstupnej a výstupnej kvality pary.

$$x_i = \frac{x_{\text{in},i} + x_{\text{out},i}}{2} \quad (2.3)$$

Ďalej sú fyzikálne vlastnosti kvapalnej a plynnej fázy CO₂ vyjadrené ako funkcia tlaku a suchosti. Pre prehľadnosť je v celej práci kvapalná fáza označovaná indexom „l“ a plyná indexom „v“. Tabuľka 2.1 zobrazuje hodnoty vlastností pre kvapalinu a plyn. Príklad výpočtu hustoty kvapalnej fázy je:

$$\rho_l = f(p_{\text{CO}_2} = 2 \text{ MPa}, x = 0) = 1029,4 \text{ kg m}^{-3} \quad (2.4)$$

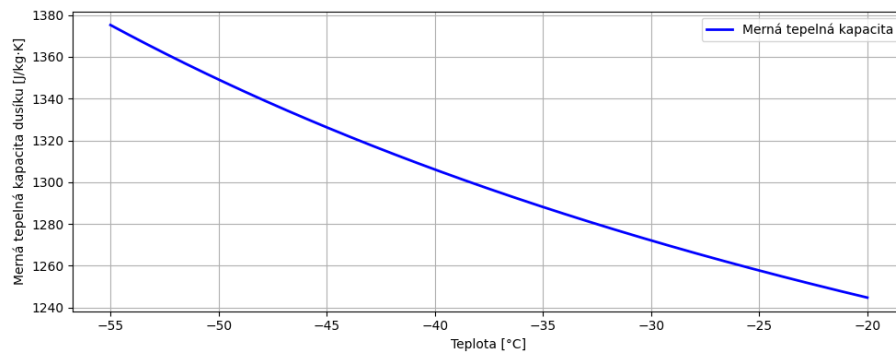
Tabuľka 2.1: Fyzikálne vlastnosti CO₂ použité pri výpočte

Vlastnosť	Jednotka	Plynné skup.	Kvapalné skup.
ρ	kg m^{-3}	52,54	1029,36
λ	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$	0,016	0,132
μ	Pa s	$1,30 \cdot 10^{-5}$	$1,39 \cdot 10^{-4}$
Pr	-	1,08	2,28
σ	N m^{-1}	$8,27 \cdot 10^{-3}$	$8,27 \cdot 10^{-3}$

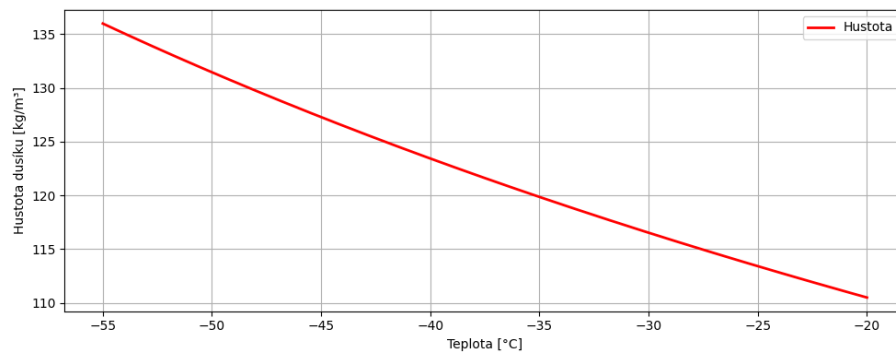
2.2.2 Fyzikálne vlastnosti N₂

Pre popis fyzikálnych vlastností dusíka je potrebné určiť jeho pracovný tlak. Ten bol zvolený na $p_{\text{N}_2} = 0,8 \text{ MPa}$. Voľba hodnoty tlaku bola kompromisom medzi zlepšujúcimi sa vlastnosťami dusíka a nárokmi kladenými na materiál výmenníka a kompresiu. Priebeh všetkých použitých vlastností dusíka je v rozsahu pracovných teplôt približne lineárne závislý na teplote. Bolo by teda možné pracovať s vlastnosťami vyjadrenými pri strednej teplote dusíka naprieč výmenníkom. Tento prístup však vnáša do výpočtu miernu chybu a celkový výpočet by menej zohľadňoval nelineárnosť priebehov niektorých dejov. Preto boli fyzikálne vlastnosti dusíka vyhodnocované vždy pri strednej hodnote teploty v danom segmente výmenníka. Tá je definovaná ako:

$$T_{\text{N}_2, \text{m}, i} = \frac{T_{\text{N}_2, \text{in}, i} + T_{\text{N}_2, \text{out}, i}}{2} \quad (2.5)$$



Obr. 2.1: Priebeh mernej tepelnej kapacity dusíka v závislosti na jeho teplote [3]



Obr. 2.2: Priebeh hustoty dusíka v závislosti na jeho teplote [3]

Na obrázkoch 2.1 a 2.2 sú zobrazené priebehy vlastností dusíka, ktoré sú najviac závislé na teplote v rozsahu pracovných teplôt.

2.2.3 Fyzikálne vlastnosti materiálu výmenníka

Na konštrukciu výmenníka bola volená zliatina hliníka Al 1100-0, kvôli jej výhodným mechanickým vlastnostiam a vysokej tepelnej vodivosti. Mechanické vlastnosti zliatiny Al 1100-0 použité v návrhu sú: maximálne povolené napätie $S_a = 18,6$ MPa, Youngov modul pružnosti $E = 69 \cdot 10^3$ MPa a Poissonov zlomok $\nu = 0,33$ [1]. Tepelná vodivosť tohto materiálu je vyjadrená ako funkcia strednej teploty materiálu v každom segmente.

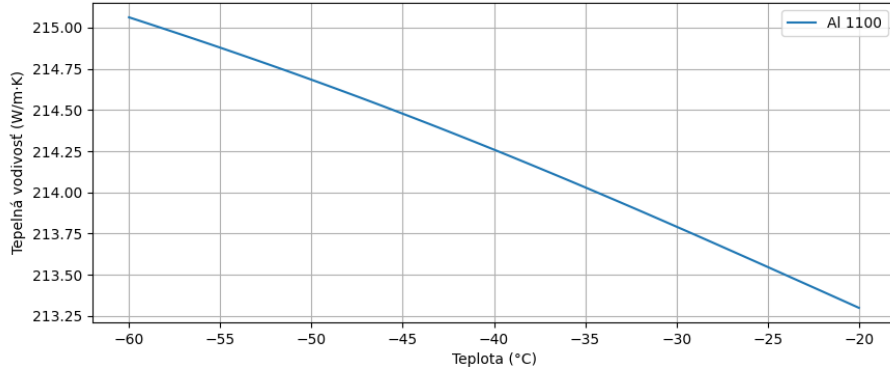
$$T_{\text{tube},i} = \frac{T_{w,c,i} + T_{w,sh,i}}{2} \quad (2.6)$$

Funkcia tepelnej vodivosti materiálu Al 1100-0 v závislosti na teplote bola prevzatá z Amerického národného inštitútu pre normy a technológie [4]. Na obrázku 2.3 je zobrazený priebeh tepelnej vodivosti materiálu.

2.3 Tepelný výkon

Určenie tepelného výkonu, ktorý je potrebné odobrať CO_2 pre jeho plnú zmenu fázy, je vypočítaný ako rozdiel entalpií sýtej plynnej a kvapalnej fázy.

$$l_{\text{CO}_2} = h_{v,\text{sat}} - h_{l,\text{sat}} \quad (2.7)$$



Obr. 2.3: Priebeh tepelnej vodivosti použitého materiálu [4]

$$l_{\text{CO}_2} = 436,85 - 155,52 = 281,33 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.8)$$

Vynásobením prietokom CO_2 dostávame minimálny potrebný tepelný výkon výmenníka:

$$\dot{m}_{\text{CO}_2} = \frac{450}{3600} = 0,125 \text{ kg s}^{-1} \quad (2.9)$$

$$Q_{\text{CO}_2, \text{min}} = l_{\text{CO}_2} \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (2.10)$$

$$Q_{\text{CO}_2, \text{min}} = 281,33 \cdot 0,125 = 35,17 \text{ kW} \quad (2.11)$$

Celkový tepelný výkon navrhnutého výmenníka je o niečo väčší, nakoľko uvažujeme o lineárnom priebehu teploty skondenzovaného filmu CO_2 , od teploty steny trubky k teplote hladiny kondenzátu (saturačnej teplote). Predpokladáme teda priebežné podchladzovanie kvapalného CO_2 , ktoré má na výstupe z výmenníka teplotu $T_{\text{CO}_2, \text{out}} = -25,97^\circ\text{C}$. Následne je celkový tepelný výkon výmenníka daný ako:

$$Q_{\text{CO}_2} = (h_{\text{v}, \text{sat}} - h(T_{\text{CO}_2, \text{out}}, p_{\text{CO}_2})) \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (2.12)$$

$$Q_{\text{CO}_2, \text{celk}} = (436,85 - 141,73) \cdot 0,125 = 36,89 \text{ kW} \quad (2.13)$$

Výsledný tepelný výkon je teda väčší približne o 1,7 kW oproti minimálnemu výkonu potrebnému na fázovú zmenu. Z tohto výkonu môžeme určiť výstupnú teplotu dusíka. Pri voľbe hmotnostného toku dusíka na $\dot{m}_{\text{N}_2} = 1,05 \text{ kg s}^{-1}$, dostaneme výslednú teplotu z bilancie:

$$Q_{\text{N}_2, \text{celk}} = Q_{\text{CO}_2, \text{celk}} = [h(T_{\text{N}_2, \text{out}}, p_{\text{N}_2}) - h(T_{\text{N}_2, \text{in}}, p_{\text{N}_2})] \cdot \dot{m}_{\text{N}_2} \quad (2.14)$$

Výpočet entalpie dusíka na výstupe:

$$h(T_{\text{N}_2, \text{out}}, p_{\text{N}_2}) = h(T_{\text{N}_2, \text{in}}, p_{\text{N}_2}) + \frac{Q_{\text{CO}_2, \text{celk}}}{\dot{m}_{\text{N}_2}} \quad (2.15)$$

$$h(T_{\text{N}_2, \text{out}}, p_{\text{N}_2}) = 223,01 + \frac{36,89}{1,05} = 258,14 \text{ kJ kg}^{-1} \quad (2.16)$$

Teplota dusíka na výstupe je potom vyjadrená z entalpie na výstupe pomocou knižnice CoolProp [3]:

$$T_{\text{N}_2, \text{out}} = -21,96^\circ\text{C} \quad (2.17)$$

Z výstupnej teploty dusíka je patrné, že je vyššia ako výstupná teplota oxidu uhličitého. Pri protiprúdovej konfigurácii výmenníkov takýto prípad môže nastať.

2.4 Návrh geometrie

Návrh geometrie prebiehal iteratívne, s optimalizáciou na minimálne rozmery výmenníka pri zachovaní adekvátnych tlakových strát a dostatočne vysokej účinnosti výmenníka. Minimalizácia rozmerov má svoj limit, pri konštrukcii špirálovitého vinutia musí byť priemer cievky (vrstvy trubiek) aspoň 200 mm [5]. Ako prvý bol volený vnútorný priemer trubiek na 8 mm, pre dosiahnutie väčšej užitej plochy voči mernému prietoku. Zároveň vzťahy na súčiniteľ prestupu tepla zo strany trubiek boli odvodené na kondenzáciu CO₂ v trubkách s malým priemerom. Hrúbka steny trubiek bola volená na 1 mm. Overenie potrebnej hrúbky steny trubky, pre zvládnutie tlakov vo výmenníku, bolo podľa ASME Piping code z [1]. Trubky musia odolávať vnútornému tlaku CO₂, ktorý je 2 MPa. Pre možné fluktuácie tlaku je použitý koeficient bezpečnosti 1,1. Pri zvaraných trubkách sa používa koeficient efektívnosti zvarov e_w , pre bezošvé trubky koeficient činí 1.

$$D_{\text{out}} = D_{\text{in}} + 2 \cdot t \quad (2.18)$$

$$D_{\text{out}} = 8 + 2 \cdot 1 = 10 \text{ mm} \quad (2.19)$$

$$t_{\text{min}} = \frac{1,1 \cdot p_{\text{CO}_2} \cdot D_{\text{out}}}{2 \cdot (S_a \cdot e_w + 0,4 \cdot p_{\text{CO}_2})} \quad (2.20)$$

$$t_{\text{min}} = \frac{1,1 \cdot 2 \cdot 10}{2 \cdot (18,6 \cdot 1 + 0,4 \cdot 2)} = 0,567 \text{ mm} \quad (2.21)$$

Z kontroly minimálnej hrúbky steny trubiek vychádza, že volená hrúbka steny je viac než dostatočná.

Špirálovito vinuté výmenníky majú veľmi komplexnú geometriu, ktorá je často know-how jednotlivých firiem, ktoré ich vyrábajú. Avšak existujú voľne dostupné postupy návrhu geometrie, na ktorých je založených veľa empiricky odvodených vzťahov a článkov. Z toho dôvodu bol na výpočet geometrie výmenníka zvolený postup návrhu, ktorý má 4 hlavné geometrické parametre. Z týchto parametrov ďalej definujeme všetky potrebné rozmery, pri zachovaní konzistentnej geometrie vnútri trubiek. To znamená, rovnaké dĺžky trubiek, rovnaké stúpanie, z čoho vyplývajú rovnaké tlakové straty v jednotlivých trubkách a teda aj rovnaký prietok jednotlivými trubkami. Zároveň zachováva konzistentnú geometriu aj na strane plášťa tým, že médium na strane plášťa medzi rôznymi vrstvami prúdi vždy cez rovnaký počet závitov trubiek [5]. Hodnoty parametrov boli volené na základe optimalizácie rozmerov výmenníka. Tieto parametre sú:

1. Pomer radiálnej vzdialenosti stredov trubiek k vonkajšiemu priemeru trubky. V práci označovaný a volený na hodnotu: $A = 1,4$
2. Pomer axiálnej vzdialenosti stredov trubiek k vonkajšiemu priemeru trubky. V práci označovaný a volený na hodnotu: $B = 1,2$
3. Počet vrstiev vinutí trubiek vo výmenníku. V práci označovaný a volený na hodnotu: $N_{\text{lay}} = 5$
4. Počet trubiek v prvej vrstve vinutia výmenníka. V práci označovaný a volený na hodnotu: $N_1 = 8$

Z nich vieme vyjadriť absolútne vzdialenosti stredov trubiek v oboch smeroch ako:

$$P_r = A \cdot D_{\text{out}} = 1,4 \cdot 10 = 14 \text{ mm} \quad (2.22)$$

$$P_l = B \cdot D_{\text{out}} = 1,2 \cdot 10 = 12 \text{ mm} \quad (2.23)$$

Z hodnôt rozostupov medzi trubkami môžeme vyjadriť uhol klesania trubky voči vodorovnej rovine ako:

$$\phi = \arctan\left(\frac{P_l}{2 \cdot \pi \cdot P_r}\right) \quad (2.24)$$

$$\phi = \arctan\left(\frac{12}{2 \cdot \pi \cdot 14}\right) = 7,77^\circ \quad (2.25)$$

Počet trubiek v jednotlivých vrstvách je zobrazený v tabuľke 2.2. Pre konkrétnu vrstvu číslo Z je definovaný ako:

$$N_z = N_1 + (Z - 1) \quad (2.26)$$

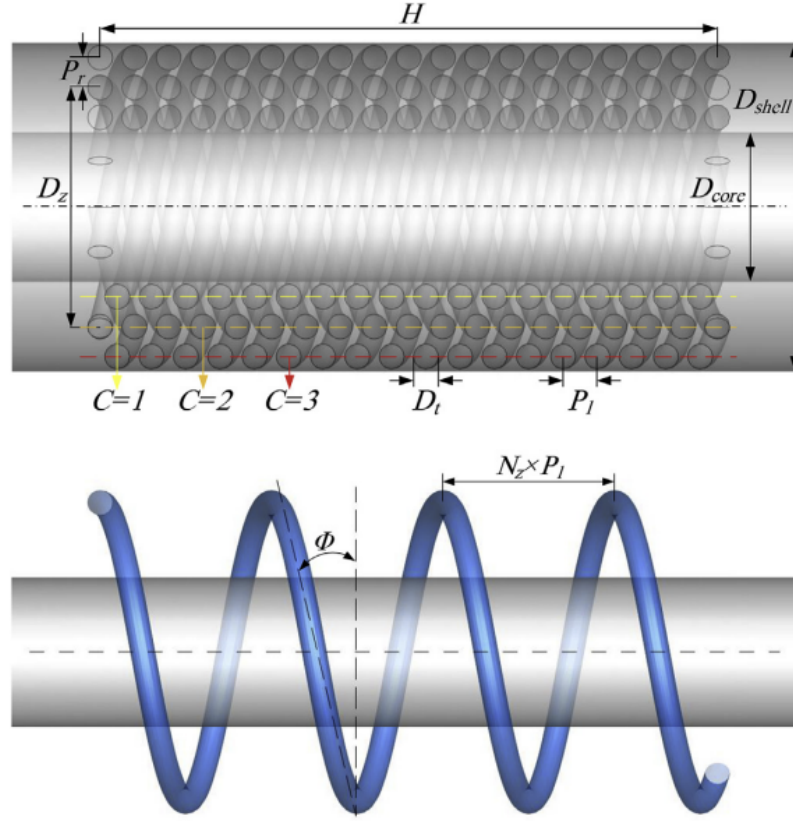
Ďalej definujeme priemer vinutia trubiek D_z taktiež definovaný ako funkcia čísla vrstvy Z .

$$D_z = 2 \cdot N_z \cdot P_r \quad (2.27)$$

Tabuľka 2.2: Výpočet jednotlivých vrstiev výmenníka

Číslo vrstvy	Počet trubiek	Priemer vinutia vrstvy [mm]
1	8	224
2	9	252
3	10	280
4	11	308
5	12	336

V tabuľke 2.2 sú vypočítané počty trubiek a priemery vrstiev výmenníka, je dobré si všimnúť konštantný radiálny rozostup medzi vrstvami, ktorý je potrebný pre rovnomerné prúdenie na strane plášťa. S rastúcim priemerom vrstiev rastú aj plochy jednotlivých radiálnych medzier medzi vrstvami, čo spôsobí väčší hmotnostný tok média v plášti pri väčších priemeroch vrstiev. To je však kompenzované zväčšením hmotnostného toku média v trubkách tým, že sa navyšuje počet trubiek s rastúcim priemerom vinutia vrstvy. Geometrický význam jednotlivých premenných je zobrazený na obrázku 2.4.



Obr. 2.4: Základné geometrické rozmery špirálovito vinutých výmenníkov [5]

Pre celkovú geometriu výmenníka je potrebné ešte vypočítať priemer plášťa a jadra a následne hrúbky ich stien[5]. Vonkajší priemer jadra je definovaný ako:

$$D_{\text{core}} = (2 \cdot N_1 - 1) \cdot P_r \quad (2.28)$$

$$D_{\text{core}} = (2 \cdot 8 - 1) \cdot 14 = 210 \text{ mm} \quad (2.29)$$

Vnútorňý priemer plášťa je:

$$D_{\text{shell}} = (2 \cdot N_5 + 1) \cdot P_r \quad (2.30)$$

$$D_{\text{shell}} = (2 \cdot 12 + 1) \cdot 14 = 350 \text{ mm} \quad (2.31)$$

Materiál pre plášť aj jadro, je rovnaký ako pre trubky a jeho mechanické vlastnosti sú popísané v kapitole 2.2.3. Minimálna hrúbka steny plášťa je definovaná podobne ako pri trúbkách, nakoľko je namáhaná vnútorným tlakom. V tomto prípade je vnútorný tlak od dusíka 0,8 MPa. Koefficient efektívnosti zvarov e_w sa predpokladá rovný 1,00, keďže všetky zvary považujeme za plne rádiograficky (röntgenovo) skontrolované [1].

$$t_{\text{min,shell}} = \frac{1,1 \cdot p_{N_2} \cdot (D_{\text{shell}} + 2 \cdot t_{\text{shell}})}{2 \cdot (S_a \cdot e_w + 0,4 \cdot p_{N_2})} \quad (2.32)$$

$$t_{\text{min,shell}} = \frac{1,1 \cdot 0,8 \cdot (350 + 2 \cdot 10)}{2 \cdot (18,6 \cdot 1 + 0,4 \cdot 0,8)} = 8,60 \text{ mm} \quad (2.33)$$

Volená hrúbka steny plášťa je s ohľadom na bezpečnosť a odolnosť volená na $t_{\text{shell}} = 10 \text{ mm}$. Pomerne veľká hrúbka steny plášťa je dôsledok prioritizácie tepelnej vodivosti materiálu voči

jej pevnosti. Do úvahy pripadá použitie iného materiálu na plášť a jadro ako na trubky. Pri použití dvoch rôznych materiálov by hrozilo zvýšené namáhanie častí z dôvodu odlišnej tepelnej rozťažnosti materiálov. Zároveň by sa komplikovala zvariteľnosť jednotlivých častí. Preto aj napriek hrubšej stene plášťa je použitý zvolený materiál. Jadro výmenníka je vystavené vonkajšiemu tlaku, pri ktorom režim zlyhania nie je spôsobený nadmerným napätím, ale kolapsom alebo elastickou nestabilitou. Pre tento prípad je potrebné zohľadniť aj vzdialenosť bez vnútornej opory jadra, ktorú berieme ako výšku výmenníka. Následne overíme, či tvar jadra môžeme brať ako krátky valec, pre ktorý sa počíta hrúbka steny iným vzťahom. Rovnicou 2.34 sme overili, že jadro môžeme brať ako krátky valec a následne rovnicou 2.35 overíme minimálnu hrúbku steny. H je vzdialenosť opôr jadra, ktorá je braná ako celková výška výmenníka, vrátane overdesignu [1].

$$\frac{H}{D_{\text{core}}} < 1,140 \cdot (1 - \nu^2)^{\frac{1}{4}} \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{core}}}{t_{\text{min,core}}}} \quad (2.34)$$

$$p_{N_2} = \frac{2,42 \cdot E \cdot \left(\frac{t_{\text{min,core}}}{D_{\text{core}}}\right)^{5/2}}{(1 - \nu^2)^{3/4} \cdot \left[\frac{H}{D_{\text{core}}} - 0,45 \cdot \sqrt{\frac{t_{\text{min,core}}}{D_{\text{core}}}}\right]} \quad (2.35)$$

$$t_{\text{min,core}} = 2,53 \text{ mm} \quad (2.36)$$

Výpočet prebiehal iteratívne a návrhová hrúbka steny jadra bola zvolená na 4 mm.

2.4.1 Celková geometria výmenníka

Pred výpočtom je potrebné mať definovanú celú geometriu a rozmery výmenníka. Výška výmenníka na plnú fázovú premenu je $H = 0,695 \text{ m}$. Zo stanovenej výšky je možné vypočítať dĺžku jednej trubky ako [5]:

$$L_{\text{tube}} = \frac{H}{\sin \Phi} \quad (2.37)$$

$$L_{\text{tube}} = \frac{0,695}{\sin(7,77^\circ)} = 5,142 \text{ m} \quad (2.38)$$

Použitím konzistentnej geometrie sú všetky trubky rovnako dlhé a výpočet vonkajšej plochy všetkých trubiek je značne jednoduchší. Plocha jednej trubky vzťahujúca sa na jej vonkajší priemer je:

$$S_{\text{tube,out}} = \pi \cdot D_{\text{out}} \cdot L_{\text{tube}} \quad (2.39)$$

$$S_{\text{tube,out}} = \pi \cdot 0,01 \cdot 5,142 = 0,162 \text{ m}^2 \quad (2.40)$$

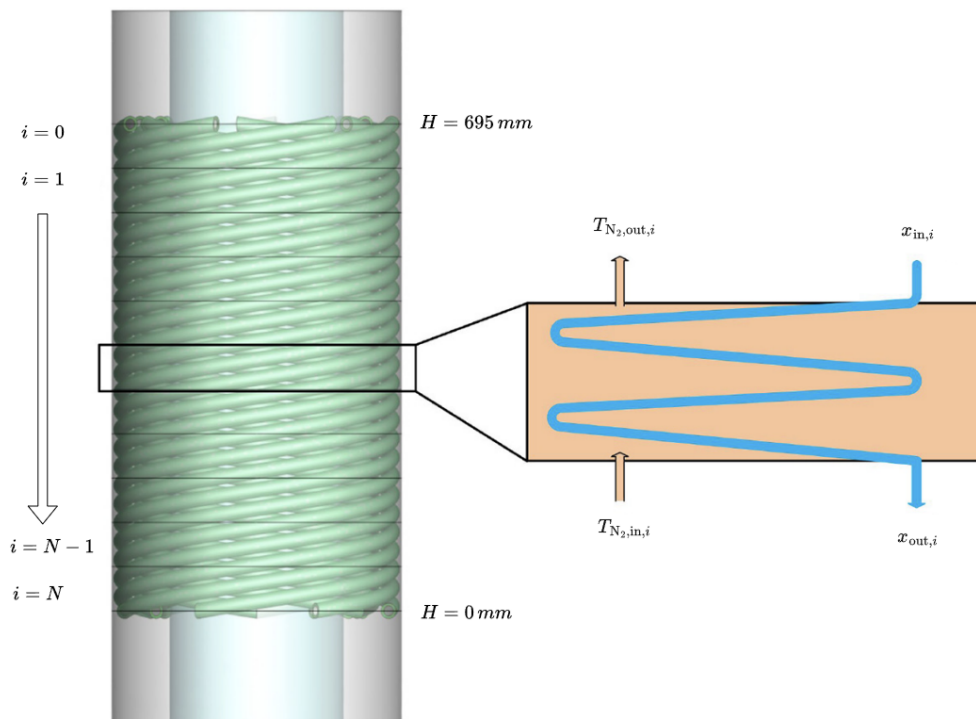
Ďalej je potrebné určiť počet trubiek.

$$N_{\text{total}} = \sum_{z=1}^5 N_z = 50 \quad (2.41)$$

Následne môžeme celkovú vonkajšiu plochu trubiek vyjadriť ako:

$$S_{\text{out}} = S_{\text{tube,out}} \cdot N_{\text{total}} \quad (2.42)$$

$$S_{\text{out}} = 0,162 \cdot 50 = 8,08 \text{ m}^2 \quad (2.43)$$



Obr. 2.5: Rozdelenie výmenníka na jednotlivé časti a znázornenie vstupných parametrov médií do segmentu, upravený a prevzatý z [6]

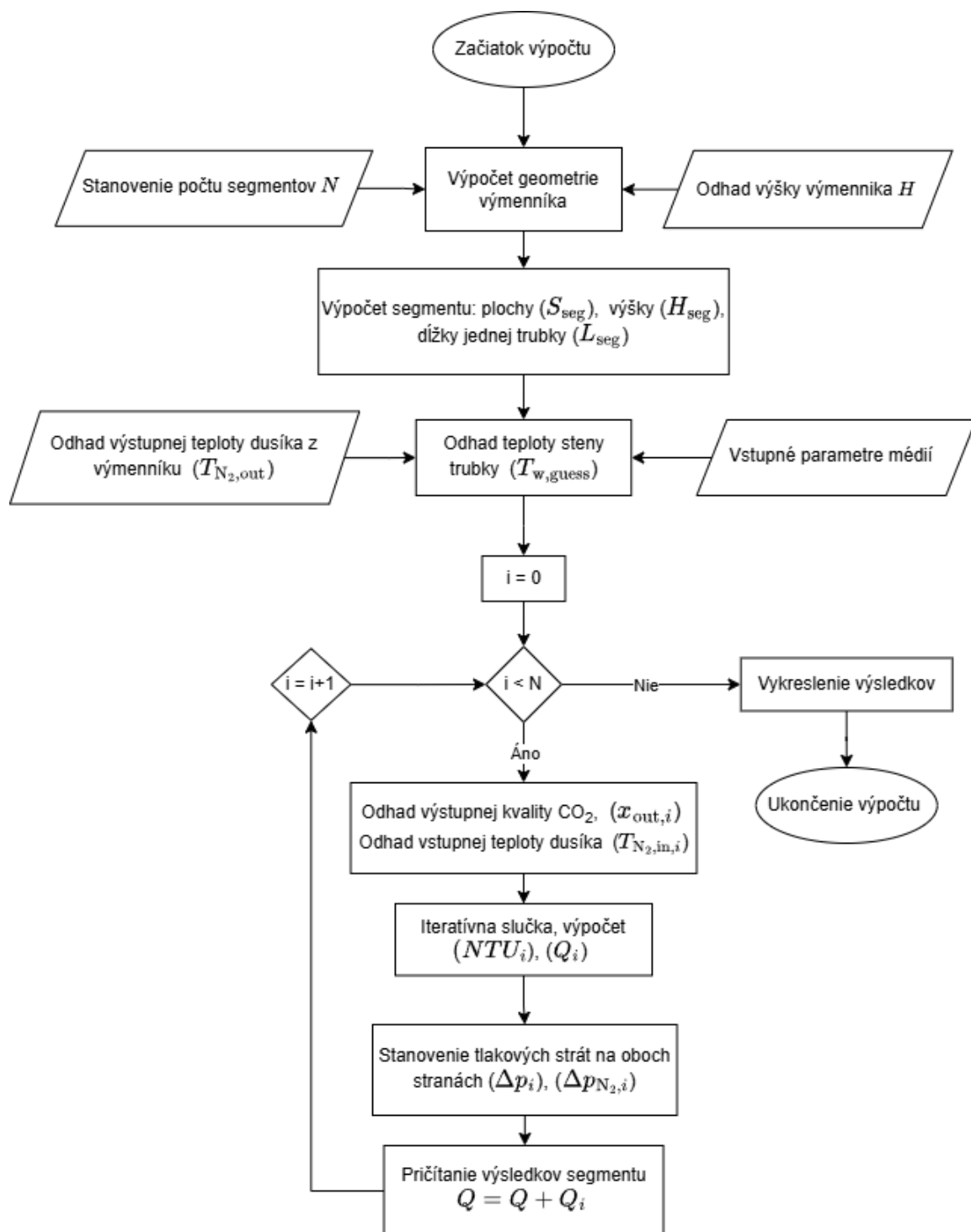
2.5 Spôsob výpočtu

Tepelný aj hydrodynamický výpočet výmenníka bol realizovaný segmentovým výpočtom, použitím empirických vzorcov a korelácií. Jedná sa o výpočet, kde je celý výmenník rozdelený na N malých častí s rovnakým objemom. Celkové parametre výmenníka dostaneme súčtom čiastkových výsledkov v jednotlivých segmentoch. Tento spôsob výpočtu prináša niekoľko kľúčových výhod oproti klasickému výpočtu. Umožňuje lepšie zachytiť nelineárne zmeny priebehov jednotlivých veličín po dĺžke trubiek, čo by malo viesť k presnejšiemu výsledku. Ďalej môžeme ľahšie implementovať zmeny empirických vzorcov, ktoré sa môžu skokovo zmeniť, napr. pri zmene prúdenia z turbulentného na laminárne [6].

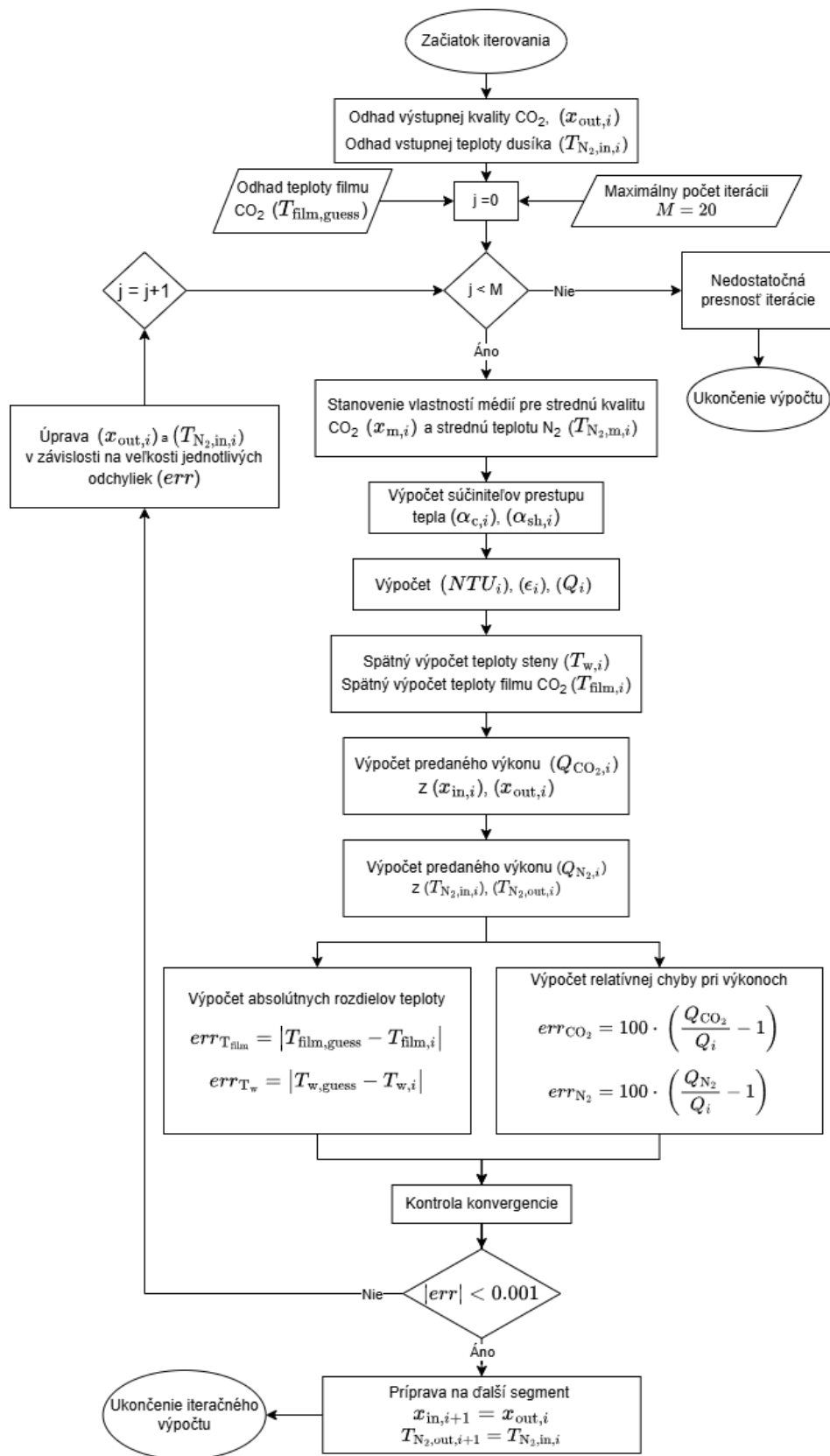
Smer výpočtu bol zhora nadol, teda po smere prúdenia CO_2 . Znázornenie smeru výpočtu aj ukážka rozdelenia výmenníka na segmenty je na obrázku 2.5. Pri protiprúdovej konfigurácii je nutné na začiatku odhadnúť teplotu dusíka na výstupe z výmenníka, ktorá je zároveň aj výstupná teplota z prvého segmentu. Zároveň do prvého segmentu vstupuje CO_2 s kvalitou $x = 1$. Pre výpočet prvého a následne aj ďalších častí je preto potrebné odhadnúť výstupnú kvalitu oxidu uhlíkatého a zároveň vstupnú teplotu dusíka do segmentu. Okrem odhadu teploty a kvality médií je potrebný odhad teploty steny trubky, z ktorej je odvodená tepelná vodivosť materiálu trubky, a aj teplota tvoriaceho sa filmu CO_2 . Z toho vyplýva, že pri výpočte každej časti bude potrebný iteratívny postup pre dosiahnutie presných výsledkov. Pre zjednodušenie výpočtu boli v jednotlivých segmentoch uvažované konštantné termofyzikálne vlastnosti látok, ktoré boli stanovené pri strednej teplote médií v segmente (pre dvojfázovú oblasť pri strednej kvalite), pokiaľ nie je uvedené inak.

Pre lepší popis výpočtu výmenníka boli vytvorené dva vývojové diagramy (flow chart), znázorňujúce priebeh výpočtu. Diagram na obrázku 2.6 znázorňuje postup jednotlivých krokov výpočtu, ako aj potrebné vstupné parametre. Pred začiatkom výpočtu je potrebné definovať počet krokov výpočtu, teda počet jednotlivých segmentov N . Následne samotný výpočet prebieha podľa diagramu. Čiastočné výsledky a vlastnosti médií sa priebežne ukladajú a uchovávajú. Po dokončení výpočtu je možné vykresliť priebeh všetkých premenných po dĺžke trúbiek alebo po výške výmenníka.

Diagram na obrázku 2.7 zobrazuje priebeh iteratívneho výpočtu v rámci segmentu. Ten je potrebný pre presný výpočet celkového preneseného výkonu v segmente.



Obr. 2.6: Vývojový diagram pre celkový výpočet výmenníka



Obr. 2.7: Znázornenie priebehu výpočtov vnútri iteračnej slučky v rámci jedného segmentu

Kapitola 3

Výpočet tepelného výmenníka

V tejto kapitole sú popísané analytické a empirické korelácie použité pri výpočte. Zároveň sú v nej prezentované priebehy niektorých veličín po dĺžke trubiek alebo výške výmenníka. Výpočet bol realizovaný pri počte segmentov $N = 200$.

3.1 Súčiniteľ prestupu tepla v trubkách

Pri výpočte súčiniteľa prestupu tepla v trubkách boli vlastnosti kvapalnej fázy vyjadrované pri priemernej(strednej) teplote filmu kondenzátu. Bližší popis výpočtu teploty filmu je v časti 3.3.

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla pri kondenzácii CO_2 v trubkách je potrebné poznať aktuálny režim dvojfázového prúdenia. Ten môžeme odvodiť z veľkosti Froudeho čísla, ktoré bolo upravené Solimanom. Takto upravené Froudeho číslo vyjadruje pomer medzi zotrvačnými silami a gravitačnou silou kvapalného filmu [9]. Jeho výpočet závisí od hodnoty Reynoldsovho čísla kvapalnej fázy, definovaného ako:

$$Re_{l,i} = \frac{G_{\text{CO}_2} \cdot (1 - x_i) \cdot D_{\text{in}}}{\mu_l} \quad (3.1)$$

Pre výpočet merného hmotnostného toku je potrebné určiť prietochnú plochu všetkých trubiek. Priechy prierez jednou trubicou je:

$$S_{\text{tube,in}} = \pi \cdot \frac{D_{\text{in}}^2}{4} \quad (3.2)$$

$$S_{\text{tube,in}} = \pi \cdot \frac{0,008^2}{4} = 5,0 \cdot 10^{-5} \text{m}^2 \quad (3.3)$$

Celková prietochná plocha CO_2 :

$$S_{\text{CO}_2} = S_{\text{tube,in}} \cdot N_{\text{total}} \quad (3.4)$$

$$S_{\text{CO}_2} = 5,0 \cdot 10^{-5} \cdot 50 = 2,5 \cdot 10^{-3} \text{m}^2 \quad (3.5)$$

Následne môžeme určiť merný hmotnostný tok v trubkách ako:

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}_2}}{S_{\text{CO}_2}} \quad (3.6)$$

$$G_{\text{CO}_2} = \frac{0,125}{2,5 \cdot 10^{-3}} = 49,74 \text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1} \quad (3.7)$$

Nasleduje výpočet Reynoldsovho čísla a určenie výpočtu Froudeho čísla. Pre $Re_{l,i} > 1250$ je Froudeho číslo definované nasledujúcou rovnicou [9]:

$$Fr_{so,i} = 1,26 \cdot Re_{l,i}^{1,04} \cdot \left(\frac{1 + 1,09 \cdot X_{tt,i}^{0,039}}{X_{tt,i}} \right)^{1,5} \cdot \frac{1}{Ga_i^{0,5}} \quad (3.8)$$

Pre $Re_{l,i} \leq 1250$ je Froudeho číslo rovné:

$$Fr_{so,i} = 0,025 \cdot Re_{l,i}^{1,59} \cdot \left(\frac{1 + 1,09 \cdot X_{tt,i}^{0,039}}{X_{tt,i}} \right)^{1,5} \cdot \frac{1}{Ga_i^{0,5}} \quad (3.9)$$

Kde Ga_i je Galileovo číslo, ktoré dáva do pomeru gravitačné a viskózne sily v prúdiacom médiu. Jeho veľkosť berieme ako konštantnú po celej dĺžke trubiek.

$$Ga = \frac{g \cdot D_{in}^3 \cdot \rho_l^2}{\mu_l^2} \quad (3.10)$$

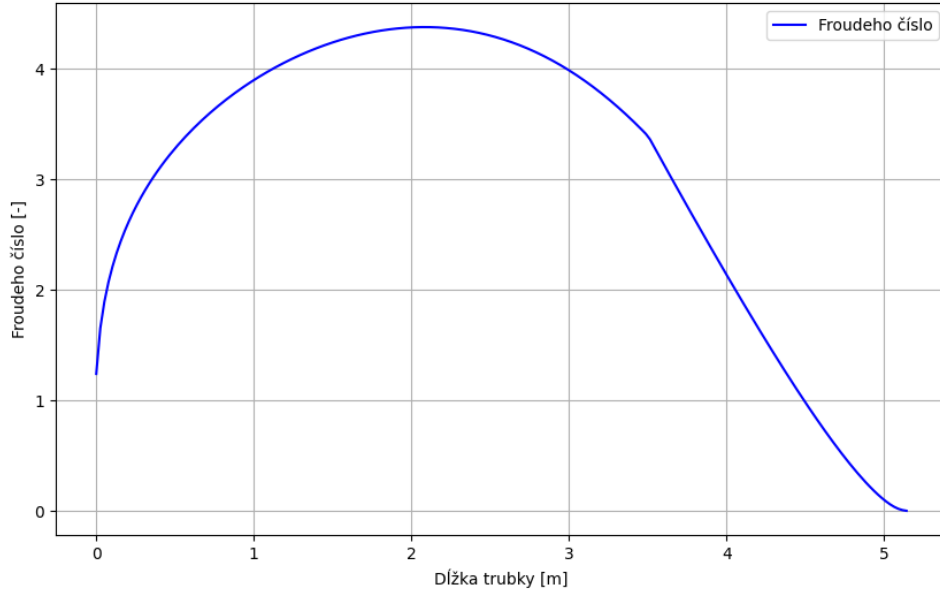
V rovniciach pre výpočet Froudeho čísla ešte vystupuje parameter $X_{tt,i}$. Lockhart-Martinelliho parameter pre turbulentné - turbulentné prúdenie.

$$X_{tt,i} = \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{1 - x_i}{x_i} \right)^{0,9} \quad (3.11)$$

Podľa hodnoty Froudeho čísla môžeme určiť režim prúdenia z tabuľky 3.1. V tomto výmenníku je hodnota Froudeho čísla po celej dĺžke trubiek pod hodnotou 6, ako je viditeľné na obrázku 3.1. Znamená to rozvrstvené prúdenie po celej dĺžke trubiek, čo však v realite nie je úplne pravdepodobné. Objavovali by sa tam aj iné režimy prúdenia, najskôr vlnitý, prípadne až zátkový. Ďalej tieto kritériá boli odvodené pre rovné horizontálne trubky, pričom vo výmenníku máme mierne sklonené trubky, ktoré jemne znižujú vplyv gravitačných síl. Korelácie odvodené pre horizontálne prúdenie sú dostatočne presné aj pri použití s miernym stúpaním trubiek, do 10°. Zároveň sú trubky aj ohnuté, čo posúva prechod do turbulentného prúdenia do vyšších hodnôt Reynoldsového čísla, čo by zmenilo kritériá výpočtu Froudeho čísla. Zohľadnenie týchto zmien je už nad rámec tejto práce, preto berieme režim prúdenia pre celý výmenník ako rozvrstvený [9].

Tabuľka 3.1: Rozdelenie režimov prúdenia podľa Froudeho čísla

Režim prúdenia	Rozsah použitia
Rozvrstvené prúdenie	$Fr_{so} < 6$
Vlnité prúdenie	$6 < Fr_{so} < 14$
Prstencové prúdenie	$Fr_{so} > 14$



Obr. 3.1: Priebeh Froudeho čísla po dĺžke trubky

Pre rozvrstvené prúdenie je súčiniteľ prestupu tepla definovaný ako súčet prestupu tepla filmovou kondenzáciou v hornej časti trubky a konvekcie kvapalného kondenzátu v spodnej časti trubky.

$$\alpha_{n,i} = \frac{0,56}{1 + 0,42 \cdot X_{ll,i}^{0,786}} \cdot \alpha_{f,i} + \left(1 - \frac{\theta_i}{\pi}\right) \cdot 0,023 \cdot Re_{1,i}^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \frac{\lambda_l}{D_{in}} \quad (3.12)$$

Prvá časť rovnice 3.12 vyjadruje prestup tepla filmovou kondenzáciou na vnútornej strane. Nusseltov koeficient pre gravitačne riadenú filmovú kondenzáciu, $\alpha_{f,i}$ je odvodený pre kondenzáciu na vonkajšej strane trubky, definovaný ako 3.13. Ten je pre kondenzáciu na vnútornej strane upravený korekčným faktorom 0,56, ktorý bol určený experimentálne [9].

$$\alpha_{f,i} = \left[\frac{\rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot g \cdot \lambda_l \cdot l_{CO_2}}{\mu_l \cdot D_{in} \cdot (T_s - T_{w,c,i})} \right]^{-0,25} \quad (3.13)$$

V rovnici 3.12 ďalej vystupuje Lockhart-Martinelliho koeficient pre laminárne-laminárne prúdenie [9].

$$X_{ll,i} = \sqrt{\left(\frac{\mu_l}{\mu_v}\right) \cdot \left(\frac{\rho_v}{\rho_l}\right) \cdot \left(\frac{1 - x_i}{x_i}\right)} \quad (3.14)$$

Druhá časť rovnice 3.12 popisuje prestup tepla konvekciou v spodnej časti trubky Dittus-Boelterovým vzťahom, ktorý je korigovaný uhlom zaplavenia trubice θ_i . Ten je definovaný ako [9]:

$$\theta_i = \pi - \arccos(2 \cdot \epsilon_{f,i} - 1) \quad (3.15)$$

$\epsilon_{f,i}$ je objemový podiel plynného skupenstva, definovaný ako logaritmický priemer dvoch objemových podielov [9]:

$$\epsilon_{f,i} = \frac{\epsilon_{h,i} - \epsilon_{ra,i}}{\ln\left(\frac{\epsilon_{h,i}}{\epsilon_{ra,i}}\right)} \quad (3.16)$$

Homogénny objemový podiel $\epsilon_{h,i}$ je vhodný pre vysoké redukované tlaky, keď sú podobné vlastnosti plynného a kvapalného skupenstva [9].

$$\epsilon_{h,i} = \left[1 + \frac{1 - x_i}{x_i} \cdot \frac{\rho_v}{\rho_l}\right]^{-1} \quad (3.17)$$

$\epsilon_{ra,i}$ je objemový podiel plynného skupenstva definovaný podľa Rouhani–Axelssona. Tento podiel lepšie zachytáva správanie pri nižších redukovaných tlakoch a väčších rozdieloch medzi skupenstvami. Povrchové napätie CO_2 je označené symbolom σ [9].

$$\epsilon_{ra,i} = \left\{ \frac{x_i}{\rho_v} \cdot \left[(1 + 0,12 \cdot (1 - x_i)) \cdot \left(\frac{x_i}{\rho_v} + \frac{1 - x_i}{\rho_l} \right) + \frac{1,18 \cdot (1 - x_i) \cdot [g \cdot \sigma \cdot (\rho_l - \rho_v)]^{0,25}}{G_{\text{CO}_2} \cdot \rho_l^{0,5}} \right] \right\}^{-1} \quad (3.18)$$

Pri vinutých trubkách je ešte potrebné zohľadniť zvýšenie súčiniteľa prestupu tepla vplyvom sekundárneho prúdenia v ohnutých trubkách. Hodnota zvýšenia súčiniteľa je pri tejto geometrii výmenníka minimálna [10].

$$\alpha_{z,i} = \alpha_{n,i} \cdot \left[1 + 10,3 \cdot \left(\frac{D_{\text{in}}}{D_z}\right)^3\right] \quad (3.19)$$

Korekcia na vinuté trubky je závislá na priemere vinutia trubiek, takže súčiniteľ prestupu tepla nadobúda rôzne hodnoty pre vrstvy. Zároveň je vo vrstvách rozdielny počet trubiek a teda aj väčšia teplosmenná plocha. Z týchto dôvodov bol celkový súčiniteľ prestupu tepla na strane trubiek vypočítaný ako vážený priemer jednotlivých vrstiev.

$$\alpha_{c,i} = \frac{\sum_{z=1}^5 \alpha_{z,i} \cdot N_z}{\sum_{z=1}^5 N_z} \quad (3.20)$$

Obrázok 3.2 znázorňuje priebeh súčiniteľa prestupu tepla po dĺžke trubky.

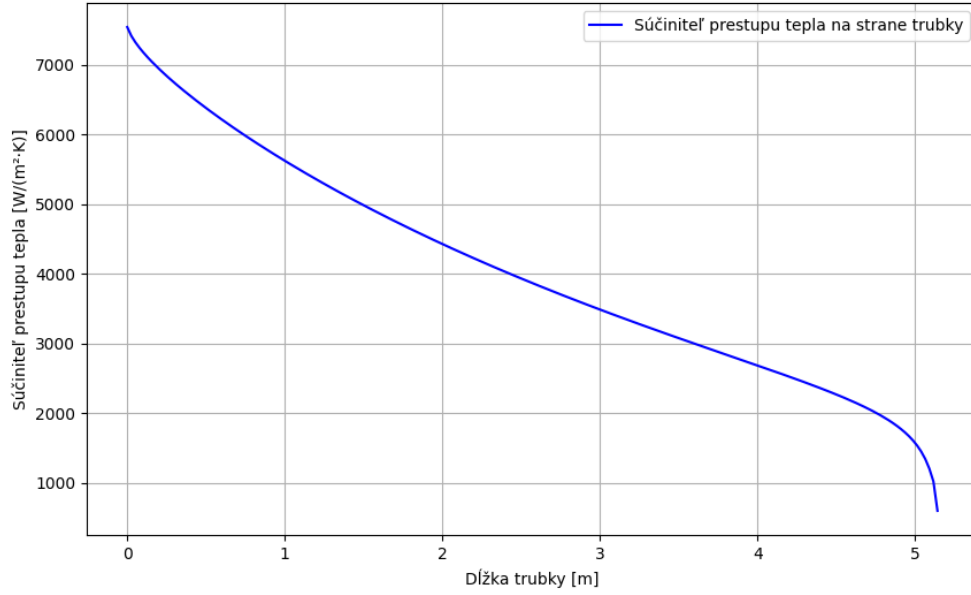
3.2 Súčiniteľ prestupu tepla na strane plášťa

Dusík v medzitrubkovom priestore prúdi smerom zdola nahor rovnobežne s osou výmenníka a kolmo na osi trubiek. Jedná sa o priečne prúdenie cez zväzok trubiek. Podľa článku [11], pre geometriu špirálovito vinutého výmenníka ho dostatočne presne popisuje výpočet od Gnielinskeho pre priečne prúdenie cez zväzok trubiek [12]. Charakteristický rozmer plášťa pre výpočet Reynoldsovho čísla je definovaný ako polovica obvodu trubky.

$$L_{\text{sh}} = \frac{\pi \cdot D_{\text{out}}}{2} \quad (3.21)$$

Ďalej potrebujeme definovať pomer voľnej plochy v rovine kolmej na os výmenníka [12].

$$\gamma = 1 - \frac{\pi \cdot D_{\text{out}}}{4 \cdot P_r} \quad (3.22)$$



Obr. 3.2: Priebeh súčiniteľa prestupu tepla na strane CO₂

Definovaním pomeru voľnej plochy je potrebné merný hmotnostný tok vzťahovať na prietokový prierez bez trubiek, teda plocha medzi plášťom a jadrom výmenníka.

$$S_{\text{free}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{shell}}^2 - D_{\text{core}}^2)}{4} \quad (3.23)$$

$$G_{\text{N}_2, \text{f}} = \frac{\dot{m}_{\text{N}_2}}{S_{\text{free}}} \quad (3.24)$$

Následne je Reynoldsovo číslo v plášti definované ako:

$$Re_{\text{sh}, i} = \frac{L_{\text{sh}} \cdot G_{\text{N}_2, \text{f}}}{\gamma \cdot \mu_{\text{N}_2, i}} \quad (3.25)$$

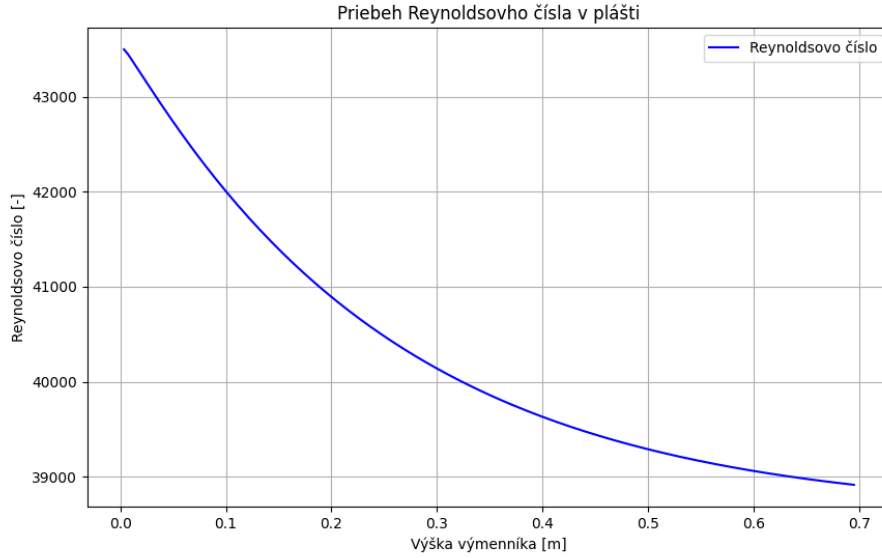
Korelácie na výpočet Nusseltovho čísla boli odvodené pre $Re_{\text{sh}, i} < 10^6$, čo v tomto prípade výmenník spĺňa po celej výške, viď 3.3. Celkové Nusseltovo číslo v plášti je kombináciou Nusseltovho čísla pre laminárne a turbulentné prúdenie [12].

$$Nu_{\text{lam}, i} = 0,664 \cdot Re_{\text{sh}, i}^{0,5} \cdot Pr_{\text{N}_2, i}^{1/3} \quad (3.26)$$

$$Nu_{\text{tur}, i} = \frac{0,037 \cdot Re_{\text{sh}, i}^{0,8} \cdot Pr_{\text{N}_2, i}}{1 + 2,443 \cdot Re_{\text{sh}, i}^{-0,1} \cdot (Pr_{\text{N}_2, i}^{2/3} - 1)} \quad (3.27)$$

Ešte je korigované faktorom usporiadania trubiek v zväzku. Pre usporiadanie za sebou je f_a definovaný ako [12]:

$$f_a = 1 + \frac{0,7 \cdot \left(\frac{P_l}{P_r} - 0,3\right)}{\gamma^{1,5} \cdot \left(\frac{P_l}{P_r} + 0,7\right)^2} \quad (3.28)$$



Obr. 3.3: Priebeh Reynoldsovho čísla po výške výmenníka, po smere prudení dusíka

Hodnota Nusseltovho čísla je daná [12]:

$$Nu_{sh,i} = f_a \cdot \left(0,3 + \sqrt{Nu_{lam,i}^2 + Nu_{tur,i}^2} \right) \quad (3.29)$$

Konečný súčiniteľ prestupu tepla na strane plášťa:

$$\alpha_{sh,i} = \frac{Nu_{sh,i} \cdot \lambda_{N_2,i}}{L_{sh}} \quad (3.30)$$

3.3 Energetická bilancia segmentu

Z výpočítaných hodnôt súčiniteľov prestupu tepla na oboch stranách a definovanej geometrie je následne vypočítaná celková energetická bilancia segmentu. Je počítaná pomocou metódy e-NTU, teda účinnosti výmenníka. Najskôr je vypočítaný celkový súčiniteľ prestupu tepla. Ten sa následne upraví a vzťahuje na vonkajšiu plochu trubiek.

$$k_i = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{sh,i}} + \frac{D_{out} \cdot \ln\left(\frac{D_{out}}{D_{in}}\right)}{2 \cdot \lambda_{w,i}} + \frac{D_{out}}{D_{in} \cdot \alpha_{c,i}}} \quad (3.31)$$

Pre výpočet metódou e-NTU je potrebné určiť tepelné kapacity prúdov, porovnať ich veľkosti a urobiť z nich pomer. Pri fázovej zmene na jednej strane sa výpočet zjednodušuje, nakoľko tepelná kapacita prúdu strany s fázovou zmenou sa považuje za ∞ . Znamená to, že pomer tepelných kapacít prúdov je rovný nule. Za menší z kapacít prúdov považujeme prúd bez fázovej zmeny, v tomto prípade dusík. Tepelná kapacita prúdu je definovaná ako:

$$C_{min,i} = \dot{m}_{N_2} \cdot c_{p,N_2,i} \quad (3.32)$$

Následne je vypočítaný koeficient NTU_i , počet prenosových jednotiek, ktorý je následovne:

$$NTU_i = \frac{k_i \cdot S_{seg}}{C_{min,i}} \quad (3.33)$$

Pre prípad fázovej zmeny na jednej strane je účinnosť prenosu tepla definovaná pomocou NTU_i ako:

$$\epsilon_i = 1 - e^{-NTU_i} \quad (3.34)$$

Z vypočítanej účinnosti prenosu tepla v segmente je možné určiť celkový prenesený tepelný výkon ako súčin efektívnosti segmentu, tepelnej kapacity prúdu dusíka a rozdielu teplôt médií vstupujúcich do segmentu. Teplota CO_2 na vstupe do segmentu je po celú dĺžku fázovej zmeny uvažovaná ako teplota saturácie pri vstupnom tlaku.

$$Q_i = \epsilon_i \cdot C_{\min,i} \cdot (T_s - T_{\text{N}_2,\text{in},i}) \quad (3.35)$$

Z vypočítaných súčiniteľov prestupu tepla a celkového preneseného tepelného výkonu v segmente môžeme vyjadriť teplotu steny trubky na vnútornej aj vonkajšej strane. Teplota steny trubky na vonkajšej strane je definovaná ako:

$$T_{\text{w,sh},i} = T_{\text{N}_2,\text{m},i} + \frac{Q_i}{S_{\text{seg}} \cdot \alpha_{\text{sh},i}} \quad (3.36)$$

Teplota vnútornej steny trubky je daná podobnou rovnicou s pridaním tepelného odporu steny trubky.

$$T_{\text{w,c},i} = T_{\text{N}_2,\text{m},i} + \frac{Q_i}{S_{\text{seg}}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_{\text{sh},i}} + \frac{D_{\text{out}}}{2 \cdot \lambda_{\text{w},i}} \cdot \ln \frac{D_{\text{out}}}{D_{\text{in}}} \right) \quad (3.37)$$

Pre výpočet tepelnej vodivosti materiálu je ďalej vypočítaná stredná teplota trubky.

$$T_{\text{tube},i} = \frac{T_{\text{w,c},i} + T_{\text{w,sh},i}}{2} \quad (3.38)$$

Pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla pri kondenzácii média je potrebné vyjadriť vlastnosti kvapalnej fázy pri strednej teplote skondenzovaného filmu. Priebeh teploty filmu v trubke je braný ako lineárny, od vnútornej teploty steny trubky v segmente po teplotu saturácie

$$T_{\text{film},i} = \frac{T_s + T_{\text{w,c},i}}{2} \quad (3.39)$$

Ako už bolo v práci viackrát spomínané, pri výpočte každého segmentu je nutné odhadovať výstupnú kvalitu CO_2 a vstupnú teplotu dusíka ako aj ďalšie teploty. Pre presný výpočet je teda nutné overenie, či odhadnuté hodnoty sú dostatočne presné a nevznášajú do výpočtu veľkú chybu. Pri veľkom rozdiely odhadovaných a vypočítaných hodnôt nasleduje úprava odhadov a opakovaný výpočet až do dosiahnutia konvergenzie výsledkov. Tento postup je znázornený aj na vývojovom diagrame 2.7. Pre výpočet chyby sú najskôr stanovené predané tepelné výkony CO_2 a N_2 z odhadnutých parametrov. Tepelný výkon na strane oxidu uhličitého je funkciou vstupnej a odhadovanej výstupnej kvality pary v segmente.

$$Q_{\text{CO}_2,i} = f(x_{\text{in},i}, x_{\text{out},i}) = (h_{\text{CO}_2,\text{in},i} - h_{\text{CO}_2,\text{out},i}) \cdot \dot{m}_{\text{CO}_2} \quad (3.40)$$

Podobne výpočet preneseného tepla na strane dusíka je funkciou výstupnej a odhadovanej vstupnej teploty do segmentu.

$$Q_{\text{N}_2,i} = f(T_{\text{N}_2,\text{out},i}, T_{\text{N}_2,\text{in},i}) = (h_{\text{N}_2,\text{out},i} - h_{\text{N}_2,\text{in},i}) \cdot \dot{m}_{\text{N}_2} \quad (3.41)$$

Následne overenie presnosti odhadov spočíva vo vyjadrení relatívnej chyby výkonov CO_2 a N_2 v segmente. Tie sú počítané ako:

$$\text{err}_{\text{CO}_2,i} = 100 \cdot \left(\frac{Q_{\text{CO}_2,i}}{Q_i} - 1 \right) \quad (3.42)$$

$$err_{N_2,i} = 100 \cdot \left(\frac{Q_{N_2,i}}{Q_i} - 1 \right) \quad (3.43)$$

Zároveň je potrebné určiť odchýlky odhadovaných teplôt, ktoré boli počítané ako absolútne rozdiely teplôt.

$$err_{T_{\text{film},i}} = |T_{\text{film,guess}} - T_{\text{film},i}| \quad (3.44)$$

$$err_{T_w,i} = |T_{w,\text{guess}} - T_{w,i}| \quad (3.45)$$

Výsledné odchýlky sú porovnané s toleranciou presnosti, volenou na 0,001.

$$|err| < 0.001 \quad (3.46)$$

Ak veľkosť ktorejkoľvek odchýlky prekročí túto toleranciu, iteratívny výpočet sa opakuje s novými odhadmi parametrov, ktoré sú upravené priamo úmerne k veľkosti zistených chýb. Ak sú všetky výsledné odchýlky v medziach tolerancie presnosti, iteratívny výpočet sa ukončuje a pokračuje výpočet tlakových strát. Zároveň sa prednastavia vstupné hodnoty a odhady do ďalšieho segmentu.

$$x_{\text{in},i+1} = x_{\text{out},i} \quad (3.47)$$

$$T_{N_2,\text{out},i+1} = T_{N_2,\text{in},i} \quad (3.48)$$

3.4 Tlakové straty v trubkách

Tlaková strata pri dvojfázovom prúdení v naklonených trubkách zahŕňa tri zložky. Tlakovú stratu trením, tlakovú stratu zmenou hybnosti prúdu a tlakovú stratu vplyvom gravitácie. Na výpočet tlakovej straty trením je zvolený model oddeleného prúdenia, ktorý považuje obe fázy za umelo oddelené do dvoch samostatných prúdov. Rýchlosť kvapalnej a plynnej fázy nemusí byť rovnaká, ale je predpokladaná termodynamická rovnováha. Tento model je preto vhodný na aplikáciu na tento výmenník. Modelov oddeleného prúdenia na výpočet tlakovej straty je viacero, využívajú rôzne empirické korelácie na určenie objemového podielu plynnej frakcie. Pre tento prípad bola zvolená korelácia Lockhart-Martineli, ktorá sa vyznačuje dobrou presnosťou aj pre oblasť nízkych teplôt. Pre prípad diabatického prúdenia, teda zohľadnenie prestupu tepla a zmeny vlastností médií po dĺžke trubky, je gradient tlakovej straty trením vyjadrený ako [1]:

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{TP}} = (1-x)^{2-n} \cdot \Phi_1^2 \cdot \left(\frac{dp}{dL} \right)_0 \quad (3.49)$$

Priebeh kvality pary po dĺžke trubky nie je konštantný, z tohto dôvodu by pri klasickom výpočte bola nutná numerická integrácia po dĺžke trubky [1].

$$\Delta p_f = \int_0^L \left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{TP}} dL = \left(\frac{dp}{dL} \right)_0 \int_0^L (1-x)^{2-n} \cdot \Phi_1^2 dL \quad (3.50)$$

Pri uvažovaní konštantného tepelného toku na jednotku plochy je možné daný integrál upraviť. Zmena kvality pary po dĺžke trubky by bola lineárna [1].

$$\frac{dx}{dL} = \frac{x_{\text{out}} - x_{\text{in}}}{L} = \text{konšt.} \quad (3.51)$$

Dosadením do rovnice 3.50 za dL dostávame nasledujúci výraz:

$$\Delta p_f = \frac{L}{x_{\text{out}} - x_{\text{in}}} \cdot \left(\frac{dp}{dL} \right)_0 \cdot \int_{x_{\text{in}}}^{x_{\text{out}}} (1-x)^{2-n} \cdot \Phi_1^2 dx \quad (3.52)$$

Pri použití segmentovej metódy môžeme nahradiť integrál výpočtom pri strednej kvalite pary v segmente. Pri použití dostatočne malých segmentov, a Δx rádovo v tisícinách, to vnáša do výpočtu minimálnu chybu. Pre náš prípad je preto tlaková strata trením pri dvojfázovom prúdení v segmente definovaná ako [1]:

$$\Delta p_{f,i} = L_{\text{seg}} \cdot \left(\frac{dp}{dL} \right)_0 \cdot (1 - x_i)^{2-n} \cdot \Phi_{1,i}^2 \quad (3.53)$$

Člen $\left(\frac{dp}{dL} \right)_0$ popisuje tlakovú stratu v trubke, ak by ňou prúdila iba kvapalná fáza. Pre jej výpočet je potrebný faktor trenia, ktorý závisí od režimu prúdenia. Prúdenie je laminárne, ak je Reynoldsovo číslo pre čisto kvapalinu menšie ako kritické Reynoldsovo číslo $Re_1 < Re_{\text{crit}}$ [13]. Reynoldsovo číslo pre čisto kvapalnú fázu je:

$$Re_1 = \frac{G_{\text{CO}_2} \cdot D_{\text{in}}}{\mu_l} = 2871 \quad (3.54)$$

Kritické Reynoldsovo číslo je závislé na priemere vinutia vrstvy trubiek, v tomto prípade je vo všetkých vrstvách vinutia laminárne prúdenie. Hodnoty kritického Reynoldsovho čísla v závislosti na priemere vinutia sú zobrazené v tabuľke 3.2 [13].

$$Re_{\text{crit}} = 2300 \cdot \left(1 + 8,6 \cdot \left(\frac{D_{\text{in}}}{D_z} \right)^{0,45} \right) \quad (3.55)$$

Pre laminárne prúdenie je faktor trenia pre kvapalnú fázu rovný nasledujúcej rovnici. V

Tabuľka 3.2: Kritické Reynoldsove čísla v závislosti na priemere vinutia vrstvy trubiek

Číslo vrstvy	Kritické Reynoldsovo číslo [-]
1	6716
2	6488
3	6294
4	6126
5	5979

tejto rovnici opäť vystupuje priemer vinutia cievok trubiek a hodnoty faktora trenia sú zobrazené v tabuľke 3.3 [13].

$$f_{1,z} = \frac{64}{Re_1} \cdot \left(1 + 0,033 \cdot \left(\log_{10}(Re_1 \cdot \sqrt{\frac{D_{\text{in}}}{D_z}}) \right)^4 \right) \quad (3.56)$$

V dôsledku závislosti trecieho faktora na priemere vinutia vrstvy sa aj tlaková strata $\left(\frac{dp}{dL} \right)_0$ stáva závislá na priemere vinutia. Hodnoty tlakovej straty v závislosti na priemere vrstvy sú v tabuľke 3.3. Pričom tlaková strata pre kvapalinu je definovaná ako [1]:

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_0 = \frac{f_{1,z} \cdot G_{\text{CO}_2}^2}{2 \cdot \rho_l \cdot D_{\text{in}}} \quad (3.57)$$

Vo vyššie uvedenej tabuľke je z jej hodnôt vidieť vplyv priemeru vinutia vrstiev trubiek na tlakovú stratu pri prúdení len kvapalnej fázy. Tento vplyv spôsobuje približne 8% relatívny rozdiel medzi prvou a poslednou vrstvou. Jedná sa o pomerne výrazný relatívny rozdiel, avšak celková tlaková strata trením je ešte korigovaná ďalšími členmi. Lockhart-Martinelliho parameter je definovaný nasledovne [1]:

Tabuľka 3.3: Faktor trenia a tlaková strata pri prúdení kvapalinej fázy v závislosti na priemere vrstvy

Číslo vrstvy	Faktor trenia [-]	Tlaková strata kvapaliny [Pa m ⁻¹]
1	0,063	9,52
2	0,062	9,30
3	0,061	9,10
4	0,059	8,92
5	0,058	8,77

$$X_{\text{mar},i}^2 = \frac{C_l \cdot Re_{v,i}^m \cdot \rho_v}{C_v \cdot Re_{l,i}^n \cdot \rho_l} \cdot \left(\frac{1 - x_i}{x_i} \right)^2 \quad (3.58)$$

Kde $Re_{l,i}$ je definované rovnicou 3.1. Druhé Reynoldsovo číslo je definované nasledujúcou rovnicou. V rovnici ďalej vystupujú korelačné konštanty Lockhart-Martinelliho, ktoré sú pre rôzne režimy prúdenia zobrazené v tabuľke 3.4.

$$Re_{v,i} = \frac{G_{\text{CO}_2} \cdot x_i \cdot D_{\text{in}}}{\mu_v} \quad (3.59)$$

Tabuľka 3.4: Lockhart-Martinelliho korelačné konštanty s upraveným rozsahom platnosti pre vinuté trubky [1]

Konštantá	$Re_i < Re_{\text{crit}}$	$Re_i > Re_{\text{crit}}$
m (plyn)	1	0,250
n (kvap.)	1	0,250
C_v (plyn)	64	0,316
C_l (kvap.)	64	0,316

Lockhart-Martinelliho parameter je korigovaný nasledovnou rovnicou, pričom konštantá je $C = 5$ pre laminárne prúdenie plynnej časti a $C = 12$ ak je režim prúdenia plynnej časti turbulentný [1].

$$\Phi_{l,i} = \sqrt{1 + \frac{C}{X_{\text{mar},i}} + \frac{1}{X_{\text{mar},i}^2}} \quad (3.60)$$

Ďalší príspevok k tlakovej strate dvojfázového prúdenia je tlaková strata zmenou hybnosti. Vzniká na základe zmeny rýchlosti a kvality média. Parameter zohľadňujúci zmenu hybnosti v segmente je definovaný pomocou vstupnej a výstupnej kvality pary do segmentu. Ďalej v ňom vystupuje objemový podiel plynnej fázy β , ktorý je tiež počítaný pre vstupnú aj výstupnú kvalitu pary do segmentu, a je korelovaný pomocou Lockhart-Martinelliho parametra. Pre vstupnú kvalitu pary do segmentu je objemový podiel plynnej fázy definovaný nasledujúcou rovnicou. Pre výstupnú kvalitu pary je počítaný podobne, dosadením hodnoty kvality pary na výstupe zo segmentu [1].

$$\beta_{\text{in},i} = 1 - \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{C}{X_{\text{mar},\text{in},i}} + \frac{1}{X_{\text{mar},\text{in},i}^2}}} \quad (3.61)$$

V rovnici vystupuje aj Lockhart-Martinelliho parameter, ktorý je počítaný pre danú kvalitu pary. Konštanta C má rovnakú hodnotu ako pri výpočte tlakovej straty trením. Parameter popisujúci zmenu hybnosti v segmente je následne daný ako [1]:

$$\Phi_{m,i} = \frac{(1 - x_{out,i})^2}{1 - \beta_{out,i}} - \frac{(1 - x_{in,i})^2}{1 - \beta_{in,i}} + \left(\frac{x_{out,i}^2}{\beta_{out,i} \cdot \rho_v} - \frac{x_{in,i}^2}{\beta_{in,i} \cdot \rho_v} \right) \cdot \rho_l \quad (3.62)$$

Celková tlaková strata zmenou hybnosti v segmente je definovaná ako:

$$\Delta p_{m,i} = \Phi_{m,i} \cdot \frac{G_{CO_2}^2}{\rho_l} \quad (3.63)$$

Tretia zložka tlakových strát v segmente je pôsobením tiažovej sily na tekutinu. Pri prúdení CO_2 v trubkách smerom nadol, bude táto zložka záporná, a teda bude to tlakový zisk. Pre jej výpočet je nutné stanoviť priemernú hustotu dvojfázového prúdu v segmente pomocou objemového podielu parnej frakcie v segmente. Priemerná hustota je následne daná [1]:

$$\rho_{m,i} = \rho_v \cdot \beta_i + \rho_l \cdot (1 - \beta_i) \quad (3.64)$$

Tlakový zisk segmentu je vyjadrený:

$$\Delta p_{g,i} = -g \cdot \rho_{m,i} \cdot H_{seg} \quad (3.65)$$

Celková tlaková bilancia segmentu je daná súčtom jej troch zložiek, pričom je závislá na priemere vinutia vrstvy:

$$\Delta p_{z,i} = \Delta p_{f,i} + \Delta p_{m,i} + \Delta p_{g,i} \quad (3.66)$$

3.5 Tlakové straty v plášti

Výpočet tlakovej straty v segmente na strane plášťa bol prevzatý z článkov [11][14]. Autori experimentálne overovali presnosť korelácií pri geometrii špirálovito vinutých trubiek. Tlaková strata segmentu je zložená z tlakovej straty trením a tlakovej straty vplyvom gravitácie. Pre výpočet straty trením je na začiatok potrebné stanoviť merný hmotnostný tok, ktorý je v tomto prípade definovaný pomocou prietochnej plochy medzi trubkami. Tá je pre prípad našej geometrie rovná [11]:

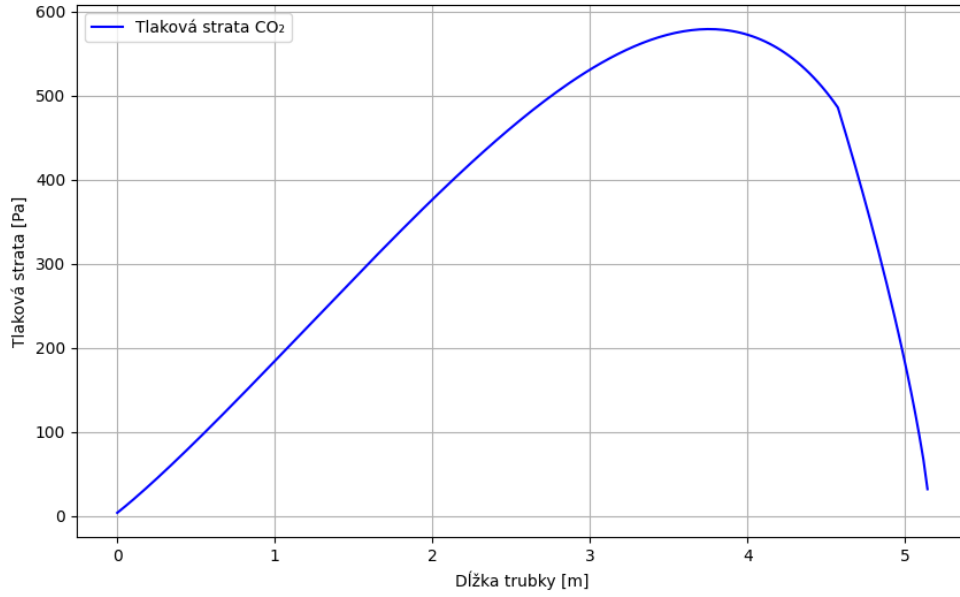
$$S_{sh} = \pi \cdot \frac{D_{core} + D_{shell}}{2} \cdot (P_r - D_{out}) \cdot N_{lay} \quad (3.67)$$

$$S_{sh} = \pi \cdot \frac{0,210 + 0,350}{2} \cdot (0,014 - 0,010) \cdot 5 = 0,018 \text{ m}^2 \quad (3.68)$$

Prietochná plocha je po celej výške výmenníka konštantná. Následne je vyjadrený merný hmotnostný tok v plášti ako:

$$G_{N_2} = \frac{\dot{m}_{N_2}}{S_{sh}} \quad (3.69)$$

$$G_{N_2} = \frac{1,05}{0,018} = 59,68 \text{ kg m}^{-2} \quad (3.70)$$



Obr. 3.4: Celkové tlakové straty v trubke po smere prudení CO_2

Merný hmotnostný tok je tiež po výške konštantný, z neho sa následne vypočíta Reynoldsovo číslo, ktoré sa mení v jednotlivých segmentoch v závislosti na zmene dynamickej viskozity dusíka. Reynoldsovo číslo v segmente je dané:

$$Re_{pd,i} = \frac{G_{N_2} \cdot D_{out}}{\mu_{N_2,i}} \quad (3.71)$$

Ďalej potrebujeme faktor trenia pre usporiadanie trubiek za sebou, jeho základný tvar je pre prípad $P_r > P_l$ definovaný nasledovne [14]:

$$F_{in,0} = 0,32 \cdot \left(\frac{A-1}{B-1} - 0,9 \right)^{-0,68} \cdot (B-1)^{-0,5} \quad (3.72)$$

Základný tvar faktora trenia pre vystriedané usporiadanie trubiek je daný ako [14]:

$$F_{st,0} = 0,88 \cdot \left(\frac{2 \cdot P_r - D_{out}}{\sqrt{P_r^2 + 0,25 \cdot P_l^2} - D_{out}} + 1 \right)^2 \cdot \left(\frac{2 \cdot (A-1)}{2 \cdot A - 1} \right)^{1,73} \quad (3.73)$$

Výsledný faktor trenia je definovaný implicitne, jeho hodnota bola vypočítaná iteratívne z nasledujúcich rovníc [14].

$$F_{st,i} = F_{st,0} \cdot Re_{st,i}^{-0,295} \quad (3.74)$$

$$F_{in,i} = F_{in,0} \cdot Re_{in,i}^{-D} \quad (3.75)$$

Exponent D je daný:

$$D = 0,2 \cdot \left(\frac{B-1}{A-1} \right)^2 \quad (3.76)$$

$$Re_{st,i} = Re_{pd,i} \cdot \sqrt{\frac{F_i}{F_{st,i}}} \quad (3.77)$$

$$Re_{in,i} = Re_{pd,i} \cdot \sqrt{\frac{F_i}{F_{in,i}}} \quad (3.78)$$

A výsledný faktor trenia F je definovaný ako:

$$F_i = \frac{4}{\left(\frac{1}{\sqrt{F_{in,i}}} + \frac{1}{\sqrt{F_{st,i}}}\right)^2} \quad (3.79)$$

Po iteračnom výpočte je koeficient trenia pre daný segment použitý v rovnici na výpočet tlakovej straty trením v segmente, danej ako:

$$\Delta p_{N_2,f,i} = F_i \cdot \frac{G_{N_2}^2 \cdot H_{seg}}{2 \cdot \rho_{N_2,i} \cdot P_1} \quad (3.80)$$

Ďalšia zložka tlakovej straty je vplyvom tiažovej sily, v prípade dusíka, ktorý prúdi rovnobežne s osou výmenníka smerom nahor, je rovná nasledujúcemu vzťahu:

$$\Delta p_{N_2,g,i} = H_{seg} \cdot \rho_{N_2,i} \cdot g \quad (3.81)$$

Výsledná tlaková strata dusíka v segmente je rovná súčtu oboch zložiek.

$$\Delta p_{N_2,i} = \Delta p_{N_2,g,i} + \Delta p_{N_2,f,i} \quad (3.82)$$

3.6 Výsledný návrh výmenníka

Z popísaného výpočtu iterovaním vyšla optimálna geometria a výška výmenníka. S ohľadom na komplexnosť dejov prebiehajúcich pri kondenzácii a zavedení určitých zjednodušujúcich predpokladov je vhodná mierna naddimenzácia výmenníka. Výška výmenníka pri výpočte bola $H = 0,695$ m. Pre dosiahnutie spoľahlivej a bezpečnej prevádzky je výsledná výška výmenníka volená na $H_{total} = 0,77$ m.

$$OD = \frac{H_{total}}{H} - 1 \quad (3.83)$$

$$OD = \frac{0,77}{0,695} - 1 = 0,108 = 10,8 \% \quad (3.84)$$

Jedná sa o 10,8 % navýšenie celkovej teplosmennej plochy. Pre zhodnotenie navrhnutého výmenníka je ešte potrebné vyjadriť celkovú účinnosť výmeny tepla. Tú vieme stanoviť nasledujúcim vzťahom, kde N je počet segmentov, ktorý bol pre výpočet zvolený na 200.

$$\varepsilon_{total} = 1 - \prod_{i=0}^{N-1} (1 - \varepsilon_i) = 0.931 \quad (3.85)$$

Obdobne vieme vyjadriť celkové tlakové straty na strane dusíka:

$$\Delta p_{N_2,total} = \sum_{i=0}^{N-1} \Delta p_{N_2,i} \quad (3.86)$$

Tabuľka 3.5: Hodnoty tlakových strát v závislosti na priemere vrstvy

Číslo vrstvy	Tlaková strata vo vrstve [Pa]
1	32.0
2	0.4
3	-18.5
4	-34.4
5	-56.2

A následne celkové tlakové straty pri dvojfázovom prúdení CO₂ pre jednu vrstvu:

$$\Delta p_{z,\text{total}} = \sum_{i=0}^{N-1} \Delta p_{z,i} \quad (3.87)$$

Tabuľka 3.5 znázorňuje tlakové straty v jednotlivých vrstvách. Týmto výpočtom je dokončený celý termodynamický a hydrodynamický návrh výmenníka.

Diskusia

V dvoch predchádzajúcich kapitolách bol podrobne popísaný návrh a výpočet špirálovito vinutého výmenníka na kondenzovanie CO_2 . Umiestnenie CO_2 do trubiek bolo volené z dôvodu jeho vysokého tlaku voči dusíku. Zároveň je v plášti väčší prietochný prierez, čo predstavuje pri väčšom hmotnostnom toku dusíka výhodu, značne menšie tlakové straty. Voľba protiprúdovej konfigurácie a prúdenie CO_2 smerom nadol, je jednoznačná voľba. Pre dosiahnutie minimálnych rozmerov výmenníka, pri dodržaní rozmerových odporúčaní vyšiel ako výhodný návrh s 50 trúbkami o vonkajšom priemere 10 mm. Trubky sú vinuté v piatich vrstvách, kde sa striedajú smery vinutia trubiek po vrstve. Výsledný model výmenníka je zobrazený na obrázku 3.5.

Pre korektné zhodnotenie navrhovaného výmenníka je potrebné uviesť zjednodušujúce predpoklady a nedostatky výpočtu. Pri výpočte sme uvažovali:

- homogénny film kondenzátu bez vrstiev nečistôt,
- rozvrstvený režim prúdenia pri kondenzácii,
- zanedbanie tepelnej strata do okolia,
- konštantné termofyzikálne vlastnosti médií v jednotlivých segmentoch,
- zanedbanie tlakových strát na pripojovacích hrdlách a pri ohyboch trubiek.

Tieto predpoklady vedú k optimistickému odhadu výkonu a podhodnotenému tlakovému spádu. Možné vylepšenia návrhu by mohli obsahovať návrh izolácie výmenníka, tvary ohybov trubiek a pripojenie do trubkovnice. Zároveň by bolo vhodné experimentálne alebo pomocou CFD simulácií overiť platnosť použitých korelácií, a porovnať vypočítané priebehy parametrov.

Výsledné parametre navrhnutého výmenníka sú uvedené v tabuľke 3.6.

Tabuľka 3.6: Parametre navrhnutého výmenníka

Parameter	Hodnota	Jednotka
Výška	0,77	m
Priemer	0,37	m
Objem	0,083	m ³
Teplosmenná plocha	8,95	m ²
Pomer plochy k objemu	107,8	m ² m ⁻³
Pomer výšky k priemeru	2,08	-
Naddimenzovanie	10,8	%
Celkový tepelný výkon	36,89	kW
Účinnosť výmenníka	93,1	%
Tlaková strata v plášti	2420	Pa
Tlaková strata v trubkách	-18,5	Pa



Obr. 3.5: 3D model navrhnutého výmenníka

Záver

Technológie využívajúce kryogeniku predstavujú strategicky významnú oblasť s potenciálom zásadne ovplyvniť budúce smerovanie priemyslu, energetiky aj ochrany životného prostredia. V záujme riešenia globálnych klimatických zmien a v snahe o znížovanie emisií skleníkových plynov sa kryogénne procesy stávajú neoddeliteľnou súčasťou technologických riešení na zachytávanie, separáciu a uskladňovanie plynov, vrátane oxidu uhličitého. Tieto technológie prispievajú k udržateľnému hospodáreniu s emisiami.

Diplomová práca prezentuje návrh kryogénneho systému na skvapalnenie oxidu uhličitého so zadanými parametrami za využitia dusíka ako chladiaceho média. Ide o špirálovito vinutý výmenník tepla navrhnutý tak, aby dosahoval vysokú účinnosť, primerané tlakové straty a čo najmenšie rozmery.

Pri tepelnom a hydraulickom výpočte výmenníka bola využitá segmentová metóda – výmenník bol konceptuálne rozdelený na segmenty, v ktorých sa postupne vypočítavali lokálne tepelné toky, zmeny teploty a kvality CO_2 , ako aj tlakové straty. Tento prístup umožnil zohľadniť nelineárne zmeny stavových veličín a kondenzáciu v trubkách s vysokou presnosťou. V rámci výpočtov bola intenzívne využitá open-source knižnica CoolProp na získavanie termodynamických vlastností pracovných médií, pri rôznych tlakoch a teplotách, čo zabezpečilo spoľahlivé údaje pre každý segment výmenníka. Pre odhad prestupu tepla a tlakových strát boli implementované empirické korelácie z literatúry, špecificky zvolené pre kondenzáciu CO_2 vo vnútri malých horizontálnych trubiek a pre prúdenie dusíka okolo zväzku vinutých trubiek. Tento prístup skombinoval výhody presných numerických výpočtov (diskretizácia výmenníka na segmenty) s praktickými inžinierskymi koreláciami a modernými výpočtovými nástrojmi. Táto práca môže tvoriť východisko k obdobnému prístupu k návrhu kryogénnych tepelných výmenníkov.

Literatúra

- [1] BARRON, R. F. *Cryogenic heat transfer*. Second edition. Boca Raton: CRC Press, 2019. ISBN 978-1-4822-2744-4.
- [2] POPOV, D.; FIKIIN, K.; STANKOV, B.; ALVAREZ, G.; YOUNI IDRISI, M. et al. Cryogenic heat exchangers for process cooling and renewable energy storage: A review. *Applied thermal engineering* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2019, zv. 153, s. 275–290. [cit. 8. februára 2025] ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.02.106>.
- [3] BELL, I. H.; WRONSKI, J.; QUOILIN, S. a LEMORT, V. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Industrial & Engineering Chemistry Research* [online], 2014, zv. 53, č. 6, s. 2498–2508. [cit. 2. mája 2025] ISSN 0888-5885. Dostupné z: <https://doi.org/10.1021/ie4033999>.
- [4] NIST. [online], 2018. [cit. 22. mája 2025]. Dostupné z: <https://www.nist.gov/mml/acmd/1100-aluminum-uns-a91100>.
- [5] MOSTAFAZADE ABOLMAALI, A. a AFSHIN, H. Development of Nusselt number and friction factor correlations for the shell side of spiral-wound heat exchangers. *International Journal of Thermal Sciences* [online], 2019, zv. 139, s. 105–117. [cit. 4. mája 2025] ISSN 1290-0729. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.01.038>.
- [6] HOSSEINIAN, S. M.; MOSTAFAZADE ABOLMAALI, A. a AFSHIN, H. An analytical method for spiral-wound heat exchanger: design and cost estimation considering temperature-dependent fluid properties. *International journal of numerical methods for heat fluid flow* [online]. Bradford: Emerald Group Publishing Limited, 2021, zv. 31, č. 1, s. 471–496. [cit. 28. marca 2025] ISSN 0961-5539. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1108/HFF-01-2020-0025>.
- [7] PACIO, J. C. a DORAO, C. A. A review on heat exchanger thermal hydraulic models for cryogenic applications. *Cryogenics (Guildford)* [online]. OXFORD: Elsevier Ltd, 2011, zv. 51, č. 7, s. 366–379. [cit. 8. februára 2025] ISSN 0011-2275. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2011.04.005>.
- [8] THULUKKANAM, K. *Heat Exchanger Design Handbook* [online]. Second edition. Milton: CRC Press, 2013. Mechanical Engineering. [cit. 14. februára 2025] ISBN 1439842132. Dostupné z: <https://doi.org/10.1201/b14877>.

- [9] LI, P. a NORRIS, S. Heat transfer correlations for CO₂ flowing condensation in a tube at low temperatures. *Applied Thermal Engineering* [online], 2016, zv. 93, s. 872–883. [cit. 2. apríla 2025] ISSN 1359-4311. Dostupné z: <https://doi.org/https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.09.072>.
- [10] LI, F.; CHEN, J.; JIANG, Y. a ZHENG, W. Analysis of Condensation Flow and Heat Transfer Characteristics Inside Spiral Tubes. *Energies (Basel)* [online]. Basel: MDPI AG, 2023, zv. 16, č. 11, s. 4323. [cit. 22. apríla 2025] ISSN 1996-1073. Dostupné z: <https://doi.org/10.3390/en16114323>.
- [11] NEERAAS, B. O.; FREDHEIM, A. O. a AUNAN, B. Experimental shell-side heat transfer and pressure drop in gas flow for spiral-wound LNG heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer* [online], 2004, zv. 47, č. 2, s. 353–361. [cit. 1. mája 2025] ISSN 0017-9310. Dostupné z: [https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(03\)00400-9](https://doi.org/https://doi.org/10.1016/S0017-9310(03)00400-9).
- [12] GNIELINSKI, V. G7 Heat Transfer in Cross-flow Around Single Rows of Tubes and Through Tube Bundles. In: *VDI Heat Atlas* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, s. 725–730. [cit. 5. mája 2025] ISBN 978-3-540-77877-6. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_40.
- [13] KAST, W.; HERMANN NIRSCHL), R. by; GADDIS, E. S.; WIRTH, K.-E. a STICHLMAIR, J. L1 Pressure Drop in Single Phase Flow. In: *VDI Heat Atlas* [online]. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2010, s. 1053–1116. [cit. 12. mája 2025] ISBN 978-3-540-77877-6. Dostupné z: https://doi.org/10.1007/978-3-540-77877-6_70.
- [14] ROGER, D.; BARBE, C. a MORDILLAT, D. Rapport III.4. Pertes de charge en écoulement monophasique et diphasique dans la calandre des échangeurs bobinés. *Hydrotechnique des liquides industriels* [online], 1973. Journées de l'hydraulique. [cit. 12. mája 2025]. Dostupné z: https://www.persee.fr/doc/jhydr_0000-0001_1973_act_12_2_4342.

Zoznam použitých symbolov a skratiek

Indexy a ich význam

CO_2	Označuje veličinu na strane CO_2
N_2	Označuje veličinu na strane dusíka
c	Označuje stranu trubky
i	Označuje premennú v závislosti od počítaného segmentu
l	Označuje kvapalnú vázu CO_2
sh	Označuje stranu plášťa
v	Označuje plynnú vázu CO_2

Symbols a ich význam

α_c	Celkový súčiniteľ prestupu tepla CO_2	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α_f	Súčiniteľ prestupu tepla filmovou kondenzáciou	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α_n	Súčiniteľ prestupu tepla v trubkách	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α_{sh}	Súčiniteľ prestupu tepla na strane plášťa	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
α_z	Súčiniteľ prestupu tepla v vrstve z	$\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$
β	Objemový podiel pary v segmente	-
Δp	Celková tlaková strata segmentu	Pa
Δp_f	Tlaková strata trením v segmente	Pa
Δp_g	Tlakový zisk/zmena vplyvom gravitácie	Pa
Δp_m	Tlaková strata zmenou hybnosti	Pa
$\dot{m}_{\text{CO}_2}$	Hmotnostný prietok CO_2	kg s^{-1}
$\dot{m}_{\text{N}_2}$	Hmotnostný prietok dusíka	kg s^{-1}
ϵ	Účinnosť prenosu tepla v danom segmente	-

ϵ_h	Objemový podiel pary homogénny	-
ϵ_{ra}	Objemový podiel pary podľa Rouhani–Axelssona	-
ϵ_{seg}	Účinnosť prenesenia tepla segmentu	-
γ	Pomer voľnej plochy v plášti	-
λ	Tepelná vodivosť média	$\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$
μ	Dynamická viskozita média	Pa s
ν	Poissonov pomer materiálu	-
ϕ	Uhol sklonu trubiek	$^\circ$
Φ_1	Korekčný parameter pre trenie dvojfázového prúdenia	-
ρ	Hustota média	kg m^{-3}
σ	Povrchové napätie média	N m^{-1}
θ	Uhol zaplavenia trubky	rad
A	Pomer radiálnych rozstupov v cievke	-
B	Pomer axiálnych rozstupov v cievke	-
$C_{\min}$	Minimálna tepelná kapacita prúdu dusíka v danom segmente	W K^{-1}
c_{p,N_2}	Merná tepelná kapacita dusíka	$\text{kJ kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
D_{core}	Priemer mandrelu (jadra)	mm
D_{in}	Vnútorý priemer trubky	mm
D_{out}	Vonkajší priemer trubky	mm
D_{shell}	Vnútorý priemer plášťa	mm
D_z	Priemer vinutia vrstvy z	mm
E	Youngov modul pružnosti materiálu	MPa
e_w	Koeficient efektívnosti zvarov	-
err_{CO_2}	Relatívna chyba tepelného výkonu CO_2	%
err_{N_2}	Relatívna chyba tepelného výkonu dusíka	%
$err_{T_{\text{film}}}$	Absolútna chyba teploty filmu	K
err_{T_w}	Absolútna chyba teploty steny	K
F	Celkový faktor trenia v plášti	-
f_{in}	Faktor trenia “v rade” v plášti	-

f_l	Faktor trenia pre kvapalinu	-
f_{st}	Faktor trenia “vystriedané” v plášti	-
f_a	Faktor usporiadania trubiek v plášti	-
Fr_{so}	Upravené Froudeho číslo	-
G_{CO_2}	Merný hmotnostný tok CO_2	$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
G_{N_2}	Merný hmotnostný tok dusíka	$kg\ m^{-2}\ s^{-1}$
Ga	Galileovo číslo	-
H	Výška výmenníka	m
h	Entalpia média	$kJ\ kg^{-1}$
H_{seg}	Výška jedného segmentu	m
k	Celkový súčiniteľ prestupu tepla segmentu	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
k	Celkový súčiniteľ prestupu tepla v danom segmente	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
l_{CO_2}	Latentné teplo kondenzácie CO_2	$kJ\ kg^{-1}$
L_{sh}	Charakteristický rozmer pre prúdenie v plášti	m
L_{tube}	Dĺžka jednej trubky	m
N	Počet segmentov výpočtu	-
N_1	Počet trubiek v prvej vrstve	-
N_{lay}	Počet vrstiev vinutia trubiek	-
N_z	Počet trubiek vo vrstve z	-
NTU	Počet prenosových jednotiek	-
NTU	Počet prenosových jednotiek v danom segmente	-
Nu_{lam}	Nusseltovo číslo laminárne	-
Nu_{sh}	Nusseltovo číslo v plášti	-
Nu_{tur}	Nusseltovo číslo turbulentné	-
p_{CO_2}	Prevádzkový tlak CO_2	MPa
p_{N_2}	Prevádzkový tlak dusíka	MPa
P_l	Axiálny rozstup stredov trubiek	mm
P_r	Radiálny rozstup stredov trubiek	mm
Pr	Prandtlovo číslo média	-

$Q_{\text{CO}_2, \text{celk}}$	Skutočný tepelný výkon na CO ₂	kW
$Q_{\text{CO}_2, \text{min}}$	Minimálny tepelný výkon na kondenzáciu CO ₂	kW
Q_i	Prenesený tepelný výkon segmentu i	W
Re_1	Reynoldsovo číslo kvapalnej fázy	-
Re_{pd}	Reynoldsovo číslo v plášti	-
Re_v	Reynoldsovo číslo plynnej fázy	-
S_{CO_2}	Celková prietoková plocha CO ₂	m ²
S_{free}	Voľná plocha medzitrubkového priestoru	m ²
S_{out}	Celková vonkajšia plocha trubiek	m ²
S_{seg}	Prenosová plocha jedného segmentu	m ²
$S_{\text{tube, in}}$	Prierezová plocha jednej trubky	m ²
$S_{\text{tube, out}}$	Vonkajšia plocha jednej trubky	m ²
S_a	Maximálne povolené napätie materiálu	MPa
t	Hrúbka steny trubky	mm
$T_{\text{CO}_2, \text{in}}$	Vstupná teplota CO ₂	°C
$T_{\text{CO}_2, \text{out}}$	Výstupná teplota CO ₂	°C
T_{film}	Stredná teplota kondenzáčneho filmu	°C
$T_{\text{N}_2, \text{in}}$	Vstupná teplota dusíka	°C
$T_{\text{N}_2, \text{out}}$	Výstupná teplota dusíka	°C
t_{shell}	Hrúbka steny plášťa	mm
T_s	Saturačná teplota CO ₂	°C
T_{tube}	Stredná teplota materiálu trubky	°C
T_t	Teplota tuhnutia CO ₂	°C
$T_{\text{w, c}}$	Vnútoraná teplota steny trubky	°C
$T_{\text{w, sh}}$	Vonkajšia teplota steny trubky	°C
t_{min}	Minimálna hrúbka steny trubky	mm
x	Priemerná kvalita pary CO ₂	-
x_{in}	Vstupná kvalita pary CO ₂	-
X_{ll}	Lockhart–Martinelliho parameter (lam–lam)	-

X_{mar}	Lockhart–Martinelliho parameter pre tlakové straty	-
x_{out}	Výstupná kvalita pary CO_2	-
X_{tt}	Lockhart–Martinelliho parameter (turb–turb)	-

Skratky a ich význam

CWHE	Špirálovito vinutý výmenník tepla
LAES	Systém akumulácie energie kvapalným vzduchom
NIST	Americký národný inštitút pre normy a technológie
PCHE	Difúzne zvaraný výmenník tepla
PFHE	Rebrovaný doskový výmenník tepla
SWHE	Špirálovito vinutý výmenník tepla

Zoznam príloh

1. Výkresová dokumentácia špirálovito vinutého tepelného výmenníka