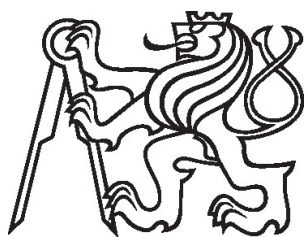


Diplomová práce



České
vysoké
učení technické
v Praze

F3

Fakulta elektrotechnická

Akumulace elektřiny s využitím akumulace tepla

Miroslav SUCHÝ

Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Jan Kyncl
2023

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Suchý** Jméno: **Miroslav** Osobní číslo: **483847**
Fakulta/ústav: **Fakulta elektrotechnická**
Zadávající katedra/ústav: **Katedra elektroenergetiky**
Studijní program: **Elektrotechnika, energetika a management**
Specializace: **Elektroenergetika**

II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

Akumulace elektřiny pomocí akumulace tepla

Název diplomové práce anglicky:

Accumulation of electricity using heat accumulation

Pokyny pro vypracování:

Popište současný stav elektroenergetiky ve vztahu k potřebě akumulace elektřiny
Popište Clausius Rankinův cyklus
Rozeberte navrhované řešení a vypočítejte příslušné bilance
Stručně popište jedno konkrétní řešení a pro něj proveďte příslušné výpočty.
Navrhovaný systém zhodnoťte.

Seznam doporučené literatury:

- [1] Výukové materiály k předmětům B1M15ETT a B1M15ENY a B1M14SSE
- [2] Nožička, J. Mechanika a termodynamika pro elektroenergetiku
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. Strojní zařízení elektráren. Brno: Vysoké učení technické, 1969. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně).
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. Tepelné elektrárny a teplárny. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1984.

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Jan Kyncl katedra elektroenergetiky FEL

Jméno a pracoviště druhého(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

Datum zadání diplomové práce: **19.01.2023**

Termín odevzdání diplomové práce: _____

Platnost zadání diplomové práce: **22.09.2024**

doc. Dr. Ing. Jan Kyncl
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Zdeněk Müller, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Mgr. Petr Páta, Ph.D.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací.
Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

Datum převzetí zadání

Podpis studenta

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Sezimově Ústí 2 dne 23.6. 2023

Miroslav Suchý

Poděkování

Rád bych poděkoval doc. Dr. Ing. Janu Kynclovi za vedení mé diplomové práce, za jeho věcné připomínky, za pomoc se získáváním informací a za konzultace během zpracování diplomové práce. Rovněž bych rád poděkoval rodičům za jejich podporu nejen při psaní této práce, ale i za podporu z jejich strany během celého mého studia.

Abstrakt

Diplomová práce řeší alternativní způsob akumulace elektrické energie, a to do ohřátého teplotosného oleje. Práce zahrnuje technický návrh a model protiproudého výměníku typu trubka v trubce, tzv. „double pipe“, jež společně s olejovou nádrží nahrazuje kotel s parogenerátorem a přehřívákem v klasickém Clausius-Rankinově (C-R) cyklu. Tento výměník představuje propojení mezi akumulační nádrží s ohřátým olejem a C-R cyklem s turbínou a generátorem. V práci je nastíněn i současný stav elektroenergetiky z pohledu potřeby akumulace elektrické energie a podpor.

Kromě výměníku je v práci modelována optimální konfigurace C-R cyklu využívající tento výměník.

Součástí práce jsou výpočetní programy v softwaru Wolfram Mathematica, jež modelují výše zmíněný výměník i s jeho čerpadly a C-R cyklus. Dále je součástí práce i program, ve kterém je řešena optimální konfigurace parametrů výměníku s uvážením čerpadel.

Výstupem práce jsou optimální konfigurace výše zmíněného modelu C-R cyklu a výměníku s čerpadly. Součástí příloh jsou i excelovské tabulky s výsledky simulací výměníku s čerpadly.

Klíčová slova

Výměník, trubka v trubce, sdílení tepla, konvekce, kondukce, tlaková ztráta, čerpadlo, akumulace elektriny, Clausius-Rankinův cyklus, olejová nádrž, součinitel přestupu tepla, teplotosný olej

Abstract

The diploma thesis deals with an alternative method of accumulating electrical energy, namely in heated heat transfer oil. The work includes the technical design and model of a pipe-in-pipe countercurrent exchanger, the so-called "double pipe", which, together with the oil tank, replaces a boiler with a steam generator and superheater in the classic Clausius-Rankin (C-R) cycle. This exchanger represents the connection between the storage tank with the heated oil and the C-R cycle with the turbine and generator. The work also outlines the current state of the electric power industry from the point of view of the need for electrical energy accumulation and support.

In addition to the exchanger, the optimal configuration of the C-R cycle using this exchanger is modeled in the work.

The work includes computational programs in the Wolfram Mathematica software, which model the above-mentioned heat exchanger with its pumps and the C-R cycle. Furthermore, the work also includes a program in which the optimal configuration of the heat exchanger parameters is solved, considering the pumps.

The output of the work is the optimal configuration of the aforementioned C-R cycle model and the exchanger with pumps. The attachments also include Excel tables with the results of simulations of the heat exchanger with pumps.

Keywords

Exchanger, double pipe, heat sharing, convection, conduction, pressure drop, pump, electricity storage, Clausius-Rankin cycle, oil tank, heat transfer coefficient, heat transfer oil

Obsah

1	ÚVOD.....	1
2	SOUČASNÝ STAV ELEKTROENERGETIKY Z POHLEDU POTŘEBY AKUMULACE ELEKTŘINY.....	3
2.1	Potřeba akumulace elektřiny	3
2.2	Současná podpora výstavby výrobních a akumulčních zařízení	4
3	ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA.....	6
3.1	Konduktivní sdílení tepla	6
3.2	Konvektivní sdílení tepla	10
3.3	Tepelné výměníky	15
3.3.1	Dělení podle pracovního pochodu	15
3.3.2	Dělení podle účelu a použití.....	16
3.3.3	Dělení podle konstrukčního řešení	16
3.3.4	Dělení podle použitého teponosného média.....	16
3.3.5	Dělení podle kombinace teponosných medií.....	16
3.3.6	Dělení podle směru proudění teponosných medií ve výměníku	17
3.3.7	Popis mechaniky tekutiny skrze trubkový výměník	24
4	CLAUSIUS-RANKINŮV CYKLUS	29
4.1	C-R cyklus obecně	29
4.2	Popis základní konfigurace C-R cyklu.....	32
5	TECHNICKÝ MODEL.....	34
5.1	Technický popis jednotlivých prvků C-R cyklu	34
5.1.1	Olejová nádrž (kotel).....	34
5.1.2	Parogenerátor+přehřívák.....	35
5.1.3	Přihříváky.....	36
5.1.4	Turbína	37
5.1.5	Generátor	38
5.1.6	Kondenzátor	40
5.1.7	Čerpadla	41
5.2	Popis modelovaného C-R cyklu.....	44

5.3	Bilanční popis jednotlivých prvků C-R cyklu	44
5.4	Výpočet modelovaného C-R cyklu.....	52
5.4.1	Vstupní hodnoty modelovaného C-R cyklu	52
5.4.2	Dopočtené hodnoty modelovaného C-R cyklu.....	53
5.4.1	Shrnutí výsledků simulovaného C-R cyklu	55
6	TERMODYNAMICKÝ POPIS VÝMĚNÍKU – PAROGENERÁTOR + PŘEHŘÍVÁK	56
6.1	Rovnice přestupu tepla uvnitř trubek.....	56
6.1.1	Rovnice přehříváku.....	69
6.1.2	Rovnice výparníku	72
6.1.3	Rovnice ohříváku	73
6.2	Postup výpočtu délek trubek výměníku L a jeho součinitelů α, k	76
6.2.1	Funkce Alfateracniprehrivak []	77
6.2.2	Funkce Prehrivakdelka []	79
6.2.3	Funkce AlfyPrehrivak []	80
6.3	Výpočet tlakových ztrát výměníku a výpočet elektrického příkonu čerpadel	80
6.3.1	Tlakové ztráty v přehříváku $\Delta p_{z, \text{přehřívák}}$	81
6.3.2	Tlakové ztráty v ohříváku $\Delta p_{z, \text{ohřívák}}$	83
6.3.3	Tlakové ztráty ve výparníku $\Delta p_{z, \text{výparník}}$	84
6.3.4	Elektrický příkon čerpadla Napáječky $P_{el, \text{voda}}$	86
6.3.5	Elektrický příkon čerpadla oleje (Čolej, přehřívák+PG) $P_{el, \text{olej}}$	90
7	SIMULACE VÝMĚNÍKU PG+PŘEHŘÍVÁK	93
7.1	Vstupní hodnoty simulací modelovaného výměníku PG+přehřívák.....	93
7.1.1	Vstupní fixní hodnoty simulací	93
7.1.2	Vstupní měněné hodnoty.....	94
7.2	Grafické výsledky simulací výměníku PG+přehřívák pro vnější trubku s vnitřním průměrem $D_i = 40$ a 120 mm	95
7.2.1	Celková délka jedné paralelní trubky výměníku PG+přehřívák.....	95
7.2.2	Celkový součet délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák	96
7.2.1	Celková hmotnost trubek výměníku PG+přehřívák.....	97
7.2.2	Součinitel průchodu tepla stěnou přehříváku.....	98
7.2.3	Součinitel průchodu tepla stěnou ohříváku	99

7.2.4	Celková tlaková ztráta ve vnitřní trubce s vodou/mokrou párou/párou výměníku PG+přehřívák.....	100
7.2.5	Příkon čerpadla (Napáječky) vody/mokrý páry/páry výměníku PG+přehřívák 101	
7.2.1	Celková tlaková ztráta ve vnější trubce s olejem výměníku PG+přehřívák.....	102
7.2.2	Příkon čerpadla oleje (Č _{olej,přehřívák+PG}) výměníku PG+přehřívák	103
7.3	Hledání optimálního počtu paralelních trubek a průměrů vnějších a vnitřních trubek výměníku PG+přehřívák.....	104
7.4	Závislost optimální délky trubek výměníku PG+přehřívák na velikosti hmotnostního toku oleje.....	110
7.4.1	Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje.....	111
7.4.2	Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje.....	112
7.4.3	Závislost celkové hmotnosti všech trubek výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje	112
7.4.4	Závislost příkonu čerpadla oleje (Č _{olej,přehřívák+PG}) na velikosti hmotnostního toku oleje	113
7.4.1	Závislost příkonu čerpadla Napáječky na velikosti hmotnostního toku oleje.	114
7.5	Výsledky simulací pro optimální konfiguraci výměníku PG+přehřívák	115
7.5.1	Celkový teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{W1} = T_{W2} = T_W$	115
7.5.2	Celkový teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{W1} \neq T_{W2}$	116
7.5.3	Shrnutí výsledků simulací výměníku PG+přehřívák	118
8	ZÁVĚR.....	121
9	SEZNAM LITERATURY	127
10	SEZNAM PŘÍLOH.....	131

Obrázky

Obrázek 3.1	Konduktivní přestup tepla válcovou stěnou.....	9
Obrázek 3.2	Rekuperační výměník	15
Obrázek 3.3	Regenerační výměník	15
Obrázek 3.4	Směšovací výměník	15
Obrázek 3.5	Modelové schéma souproudeho výměníku.....	18
Obrázek 3.6	Schéma zapojení souproudeho výměníku.....	18
Obrázek 3.7	Modelové schéma protiproudeho výměníku.....	21
Obrázek 3.8	Schéma zapojení protiproudeho výměníku.....	21
Obrázek 3.9	Schéma zapojení protiproudeho výměníku.....	22
Obrázek 3.10	Modelové schéma protiproudeho výměníku se změnou skupenství	22
Obrázek 3.11	Součinitel třecích ztrát	26
Obrázek 3.12	Rovnice kontinuity.....	27
Obrázek 4.1	Základní konfigurace C-R cyklu.....	32
Obrázek 5.1	Schéma bubnového PG	35
Obrázek 5.2	Schéma průtočného PG.....	36
Obrázek 5.3	Schéma modelovaného PG	36
Obrázek 5.4	Vodou chlazený kondenzátor.....	41
Obrázek 5.5	Rozšířená Bernoulliho rovnice pro rotující kanál.....	42
Obrázek 5.6	Schéma paralelního řazení čerpadel	43
Obrázek 5.7	Schéma sériového řazení čerpadel.....	43
Obrázek 5.8	Schéma modelovaného C-R cyklu.....	44
Obrázek 5.9:	Věta o energii pro otevřené soustavy.....	45
Obrázek 5.10	Bilance PG+přehřívák	46
Obrázek 5.11	Bilance 1. přehříváku.....	46
Obrázek 5.12	Bilance 2. přehříváku.....	47
Obrázek 5.13	Bilance kondenzátoru	47
Obrázek 5.14	Bilance VT dílu turbíny	48
Obrázek 5.15	Bilance ST dílu turbíny.....	49
Obrázek 5.16	Bilance NT dílu turbíny	49
Obrázek 5.17	Bilance Napáječky	50
Obrázek 6.1	Schéma modelovaného výměníku PG+přehřívák	56
Obrázek 6.2	Kolmý profil trubek modelovaného výměníku PG+přehřívák.....	59

Obrázek 6.3 Schéma přehříváku	69
Obrázek 6.4 Schéma výparníku	72
Obrázek 6.5 Schéma ohříváku	73
Obrázek 6.6 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel	81
Obrázek 6.7 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel	87
Obrázek 6.8 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel	90
Obrázek 7.1 Tvarování paralelních trubek.....	110

Tabulky

Tabulka 3.1 Hodnoty λ vody v pevném, plynném a kapalném skupenství	7
Tabulka 5.1 Typické hodnoty jmenovitých svorkových napětí generátorů v závislosti na jmenovitém výkonu generátoru	39
Tabulka 5.2 Dopočtené termodynamické hodnoty modelovaného C-R cyklu	53
Tabulka 5.3 Výsledné hodnoty modelovaného C-R cyklu.....	55
Tabulka 6.1 Vzorce pro výpočet definiční teploty tekutiny v prostoru mezi vnější a vnitřní trubicou.....	61
Tabulka 6.2 Vzorce pro výpočet termodynamických vlastností tekutiny v prostoru mezi vnější a vnitřní trubicou.....	62
Tabulka 6.3 Vzorce pro korekci Nusseltova čísla v prostoru mezi vnější a vnitřní trubicou	65
Tabulka 6.4 Vzorce pro výpočet termodynamických vlastností tekutiny v prostoru vnitřní trubky.....	66
Tabulka 6.5 Vzorce pro korekci Nusseltova čísla v prostoru vnitřní trubky	68
Tabulka 7.1 Poměrné optimální minimální součty příkonů čerpadel Napáječky a Čolej, přehřívák+PG ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)	106
Tabulka 7.2 Poměrné optimální celkové délky trubek výměníku PG+přehřívák ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)	108
Tabulka 7.3 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: VÝPARNÍK.....	118
Tabulka 7.4 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: PŘEHŘÍVÁK.....	118
Tabulka 7.5 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: NAPÁJEČKA, Čolej, přehřívák+PG	119
Tabulka 7.6 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: OHŘÍVÁK.....	119
Tabulka 7.7 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: CELKOVÉ HODNOTY	120

Grafy

Graf 3.1 Teplotní profil souproutého výměníku	17
Graf 3.2 Teplotní profil protiproudého výměníku	20
Graf 3.3 Teplotní profil protiproudého výměníku se změnou skupenství	22
Graf 3.4 Průběh suchosti páry ve výparníku.....	23
Graf 3.5 Rozšířená Bernoulliho rovnice	25
Graf 4.1 Zakreslení termodynamických pochodů vody v kotli a přehříváku do T-s diagramu	30
Graf 4.2 h-s diagram základního C-R cyklu	33
Graf 4.3 T-s diagram základního C-R cyklu.....	33
Graf 4.4 T-s diagram základního C-R cyklu respektující vzrůst entropie	33
Graf 5.1 Grafické znázornění termodynamické účinnosti	45
Graf 5.2 T-s diagram modelovaného C-R cyklu.....	54
Graf 7.1 Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	95
Graf 7.2 Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm).....	95
Graf 7.3 Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)	96
Graf 7.4 Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)	96
Graf 7.5 Závislost celkové hmotnosti trubek výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	97
Graf 7.6 Závislost celkové hmotnosti trubek výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm).....	97
Graf 7.7 Závislost součinitele $k_{\text{přehřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	98
Graf 7.8 Závislost součinitele $k_{\text{přehřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm).....	98
Graf 7.9 Závislost součinitele $k_{\text{ohřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	99
Graf 7.10 Závislost součinitele $k_{\text{ohřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm).....	99
Graf 7.11 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,\text{voda,celková}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	100

Graf 7.12 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,voda,celková}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)	100
Graf 7.13 Závislost elektrického příkonu napáječky na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)	101
Graf 7.14 Závislost elektrického příkonu napáječky na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)	101
Graf 7.15 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,olej,celková}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)	102
Graf 7.16 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,olej,celková}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)	102
Graf 7.17 Závislost elektrického příkonu čerpadla $\check{C}_{olej,přehřívák+PG}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm).....	103
Graf 7.18 Závislost elektrického příkonu čerpadla $\check{C}_{olej,přehřívák+PG}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm).....	103
Graf 7.19 Závislost minimálních součtů příkonů čerpadel na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)	105
Graf 7.20 Závislost poměrů minimálních součtů příkonů čerpadel na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm).....	106
Graf 7.21 Závislost optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm).....	107
Graf 7.22 Závislost relativní změny optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)	108
Graf 7.23 Závislost optimální délky jedné paralelní trubky výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)	109
Graf 7.24 Závislost optimální délky jedné paralelní trubky výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm, $n = 125$).....	111
Graf 7.25 Závislost optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm, $n = 125$).....	112
Graf 7.26 Závislost optimální celkové hmotnosti všech trubek výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm, $n = 125$).....	112
Graf 7.27 Závislost optimálního příkonu čerpadla oleje výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm, $n = 125$)	113

Graf 7.28 Závislost optimálního příkonu čerpadla oleje výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm, $n = 125$).....	114
Graf 7.29 Teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{W1} = T_{W2} = T_w$	115
Graf 7.30 Teplotní profil stěny vnitřní trubky přehříváku pro $T_{W1} \neq T_{W2}$	116
Graf 7.31 Teplotní profil stěny vnitřní trubky ohříváku pro $T_{W1} \neq T_{W2}$	116
Graf 7.32 Teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{W1} \neq T_{W2}$	117

Seznam symbolů a zkratek

Symbol/zkratka	Význam	Jednotka
BMS	Battery management systém (řídící systém baterie)	-
C-R	Clausius-Rankinův	-
CV	Kontrolní objem	-
DoD	Depth of discharge (hloubka vybití)	-
EASE	Evropská asociace pro ukládání energie	-
EU	Evropská unie	-
FVE	Fotovoltaická elektrárna	-
ORC	Organický Rankinův cyklus	-
PG	Parogenerátor	-
RES+	Nové obnovitelné zdroje v energetice	-
RRF	Recovery and Resilience Facility	-
VT/ST/NT	Vysokotlaký/středotlaký/nízkotlaký	-
$S_{kolmý}$	Kolmý průřez kanálu	(m^2)
ζ_M	Místní ztráty	(-)
ζ_c	Celkový ztrátový součinitel	(-)
$\zeta_{tř}$	Délkové (třecí) ztráty	(-)
D_{char}	Charakteristický rozměr	(m) – pro trubici
L_e	Vstupní délka trubice	(m)
P_{el}	Elektrický příkon čerpadla	(W)
P_{vypar}	Měrné výparné teplo	($J \cdot kg^{-1}$)
\dot{V}	Objemový tok tekutiny	($m^3 \cdot s^{-1}$)
\dot{W}	Mechanický výkon	(W)
\bar{c}	Střední rychlosti proudící tekutiny	($m^{-1} \cdot s^{-1}$)
c_p nebo c	Měrná tepelná kapacita při konstantním tlaku tekutiny	($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)
$d_{stěna}$	Tloušťka stěny trubky	(m)
e_0	Statická složka měrné energie potrubí	($J \cdot kg^{-1}$)
e_V	Pohybová složka měrné energie potrubí	($J \cdot kg^{-1}$)
e_{dis}	Měrná disipovaná energie vazké tekutiny	($J \cdot kg^{-1}$)
e_{potr}	Měrná energie potrubí	($J \cdot kg^{-1}$)
\dot{m}	Hmotnostní tok tekutiny	($kg \cdot s^{-1}$)

Seznam symbolů a zkratek

o_o	Smáčený obvod kolmého průřezu kanálu	(m)
η_t	Tepelná účinnost cyklu	(-)
λ_z	Součinitel třecích ztrát	(-)
Δp_z	Tlaková ztráta v potrubí	(Pa)
A	Průřez trubice	(m ²)
d nebo D	Průměr stěny trubky	(m)
Fo	Fourierovo číslo	(-)
Gr	Grashofovo	(-)
h	Měrná entalpie	(J·kg ⁻¹)
I_n	Jmenovitý proud statoru generátoru	(A)
k	Součinitel průchodu tepla trubkou	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)
l	Délka válce/trubky	(m)
L	Délka trubky	(m)
ll	Tloušťka stěny	(m)
P nebo Q nebo \dot{Q}	Tepelný tok/výkon	(W)
P_n	Jmenovitý elektrický výkon generátoru	(VA)
Pr	Prandtlovo číslo	(-)
r	Poloměr stěny trubky	(m)
Re	Reynoldsovo číslo	(-)
s	Měrná entropie	(J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)
suchost	Suchost mokré páry	(-)
t	Čas	(s)
U_n	Jmenovité svorkové napětí generátoru	(V)
V	Objem	(m ³)
α	Součinitel přestupu tepla tekutinou	(W·m ⁻² ·K ⁻¹)
λ	Součinitel tepelné vodivosti	(W·m ⁻¹ ·K ⁻¹)
Nu	Nusseltovo číslo	(-)
S	Plocha	(m ²)
T	Teplota	(°C) nebo (K)
c	Rychlost proudící tekutiny	(m ⁻¹ ·s ⁻¹)
e	Měrná energie čerpadla	(J·kg ⁻¹)
f	Moodyho třecí faktor	(-)

Seznam symbolů a zkratek

g	Tíhové zrychlení Země	$(\text{m}\cdot\text{s}^{-2})$
m	Hmotnost tekutiny	(kg)
p	Tlak	(Pa)
q	Plošná hustota tepelného toku	$(\text{W}\cdot\text{m}^{-2})$
q	Měrná tepelná energie	$(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1})$
u	Unášivá (obvodová) rychlost proudící tekutiny	$(\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$
w	Relativní rychlost proudící tekutiny	$(\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1})$
w	Měrná mechanická práce	$(\text{J}\cdot\text{kg}^{-1})$
x	Prostorová souřadnice popisující délku trubky	(m)
y	Prostorová souřadnice popisující výšku	(m)
β	Coriolisův opravný součinitel	$(-)$
γ	Součinitel teplotní objemové roztažnosti tekutiny	(K^{-1})
δ	Ekvivalentní drsnost stěny	(m)
η	Účinnost	$(-)$
μ	Dynamická viskozita tekutiny	$(\text{Pa}\cdot\text{s})$
ν	Kinematická viskozita tekutiny	$(\text{m}^2\cdot\text{s}^{-1})$
ρ	Hustota tekutiny	$(\text{kg}\cdot\text{m}^{-3})$
step	Krok výpočtu termodynamických parametrů výměníku	(m)
n	Počet paralelních trubek výměníku	$(-)$
$m_{\text{trubek,celková}}$	Celková hmotnost všech trubek výměníku	(kg)
d_i	Vnitřní průměr vnitřní trubky	(m)
d_0	Vnější průměr vnitřní trubky	(m)
T_{W2}	Teplota povrchu stěny vnitřní trubky na straně vody/mokrě páry/páry	$(^\circ\text{C})$
T_{W1}	Teplota povrchu stěny vnitřní trubky na straně oleje	$(^\circ\text{C})$
T_W	Teplota stěny vnitřní trubky	$(^\circ\text{C})$
T_2	Teplota vody/mokrě páry/páry v prostoru vnitřní trubky	$(^\circ\text{C})$
T_1	Teplota oleje v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou	$(^\circ\text{C})$
$L_{\text{jedna trubka}}$	Celková délka jedné paralelní trubky výměníku	(m)
$L_{\text{celková}}$	Celkový součet délek všech paralelních trubek výměníku	(m)
D_i	Vnitřní průměr vnější trubky	(m)
D_0	Vnější průměr vnější trubky	(m)

Seznam symbolů a zkratk

$\dot{m}_{pára}$	Hmotnostní tok vody/mokrý páry/páry výměníkem	$(kg \cdot s^{-1})$
\dot{m}_{olej}	Hmotnostní tok oleje výměníkem	$(kg \cdot s^{-1})$
\dot{m}_2	Hmotnostní tok vody/mokrý páry/páry jednou paralelní trubkou	$(kg \cdot s^{-1})$
\dot{m}_1	Hmotnostní tok oleje jednou paralelní trubkou	$(kg \cdot s^{-1})$

1 ÚVOD

Ukládání elektrické energie je aktuální téma diskutované nejen v rámci Evropské unie, ale po celém světě. Prakticky všechny předpovědi popisující budoucnost energetiky se shodují na nutnosti instalovat akumulární kapacity elektrické energie. Potřeba akumulace elektřiny vychází z požadavku přechodu energetiky od konvenčních zdrojů na fosilní paliva, které není problém spouštět a vypínat podle aktuální potřeby, na obnovitelné zdroje. U obnovitelných zdrojů jsme podřízeni klimatickým podmínkám, počasí a denní době. Podle odhadů Evropské asociace pro ukládání energie (EASE) bude Evropa v roce 2030 pro dosažení cílů zelené energetiky potřebovat v akumulárních zařízeních výkon okolo 187 GW. Do roku 2050 činí odhady kolem 811 GW s tím, že velkou část mají pokrýt bateriové systémy. Pokud bychom vycházeli z použití lithiových baterií, tak jejich životnost se zásadně odvíjí od způsobu provozování, respektive počtu cyklů vybíjení, hloubce jejich vybíjení a dalších parametrech jako provozní teplota, přebíjení atd. Životnost baterie se udává jako počet cyklů, než klesne celková kapacita baterie na 70 % původní hodnoty, kde jeden cyklus představuje nabití baterie na 100 % kapacity a následné vybití na tzv. depth of discharge¹ (DoD). Výrobci obvykle pro svoje baterie udávají životnost v cyklech při 80% DoD. Současné lithiové baterie při 80% DoD dosahují životnosti 400 až 900 cyklů. Pokud by v rámci cyklu byly vybíjeny pouze ze 40 % kapacity, tzn. 40% DoD, tak mohou mít životnost od 1000 až 3000 cyklů. Ve výsledku se tak životnost lithiových baterií může pohybovat v jednotkách let, případně při optimálním řízení pro maximální životnost (na úkor užité kapacity) i nad 10 let v závislosti na aplikaci bateriového systému a jeho BMS² (battery management system).[1]

Tato práce se zabývá alternativním způsobem ukládání elektrické energie do tepelné energie. Idea je taková, že baterie bude nahrazena za olejovou nádrž s ohříváním olejem a místo měničů se použije parní turbína s generátorem. Přičemž životnost olejové nádrže, turbíny, generátoru a přidružených výměníků může být několik desítek let. Z pohledu životnosti může mít takovýto systém smysl oproti bateriovým systémům.

¹ DoD představuje hloubku vybití baterie

² BMS je jednotka řídicí nabíjení a vybíjení baterie.

Cílem této práce je vytvoření technického návrhu akumulčního systému v podnikovém měřítku, sloužícího k ukládání přebytečné elektrické energie do ohřátého oleje. Takovýto systém by se skládal z akumulční olejové nádrže s vysokoteplotním teplotnosným olejem, tepelného okruhu na principu Clausius-Rankinova cyklu (C-R cyklus) a zdroje elektrické energie, například fotovoltaické elektrárny (FVE). Olejová nádrž by měla po svých stěnách rozmístěna elektrická topná tělesa, která by byla spínána tak, aby byl vytvořen stratifikovaný zásobník s vrstvou oleje o pracovní teplotě v horní části nádrže. Cílem logiky by bylo spínat tělesa tak, aby přebytečnou energií byly ohřívány ty vrstvy oleje, které mají teplotu nejbližší pracovní teplotě pro C-R cyklus, a tím by se zvyšoval objem oleje o pracovní teplotě. Tímto způsobem by byla ukládána elektrická energie do tepelné energie. Pro využití naakumulované energie v oleji by byl tento olej o pracovní teplotě hnán čerpadlem z olejové nádrže skrze výměník, který má na své druhé straně parovodní oběh s turbínou a generátorem. Tento výměník je nazván jako PG+přehřívák a jeho návrhem a optimalizací se zabývá převážná část této práce. Další část této práce se zabývá optimálním návrhem samotného C-R cyklu využívající výměník PG+přehřívák namísto kotle s parogenerátorem a přehřívákem. Všechny výpočty a simulace jsou provedeny v softwaru Wolfram Mathematica. Tyto programy jsou součástí příloh této práce. Programy jsou navrženy tak, aby je bylo možné měnit. Například místo uvažovaného oleje použít jiný typ oleje případně i jinou kapalinu, pokud budou k dispozici její termodynamická data.

2 SOUČASNÝ STAV ELEKTROENERGETIKY Z POHLEDU POTŘEBY AKUMULACE ELEKTŘINY

Cílem této kapitoly je nastínit současnou situaci v energetice z pohledu potřeby akumulace elektrické energie, jakou podporu poskytuje stát a Evropská Unie pro podnikatelské subjekty a jaké jsou plány a ambice do budoucna.

2.1 Potřeba akumulace elektřiny

Potřeba akumulace elektřiny vychází z požadavku přechodu energetiky od konvenčních zdrojů na fosilní paliva na obnovitelné zdroje, u kterých jsme podřízeni klimatickým podmínkám, počasí a denní době.

Podle odhadů EASE bude Evropa v roce 2030 pro dosažení cílů zelené energetiky potřebovat v akumulacích zařízení výkon okolo 187 GW. Z toho asi 67 GW by měly být bateriové systémy a jiné systémy s krátkodobou akumulací, 55 GW by měly být systémy s dlouhodobou akumulací včetně baterií pro dlouhodobou akumulaci a 65 GW by měly pokrýt přečerpávací elektrárny.

Odhaduje se, že do roku 2050 bude potřeba výkon v akumulacích zařízení kolem 600 GW.[2] Kde necelou 1/3 budou tvořit zařízení koncipována jako technologie tzv. Power-2-X³ a více než 2/3 budou tvořit technologie tzv. Power-2-X-2-Power⁴. Navíc dalších 211 GW by měly poskytnou plynové turbíny.

Z těchto odhadů je vidět, že do budoucna se počítá se značným použitím bateriových systémů a jedním z klíčových cílů EU je tedy vybudovat trh s bateriemi založený na výrobě v zemích EU.

³ Power-2-X jsou takové technologie, které přemění elektrickou energii na jiný druh energie, ale už se nepočítá se zpětnou přeměnou na elektrickou energii.

⁴ Power-2-X-2-Power jsou takové technologie, které umožňují jednak ukládat elektrickou energii do jiného druhu energie, ale následně umožňují přeměňovat tento jiný druh energie zpět na elektrickou energii.

Pro zvýšení soběstačnosti EU ve výrobě baterií založila evropská komise tzv. Evropskou bateriovou alianci, jež sdružuje evropskou komisi, zainteresované členské státy EU, Evropskou investiční banku a více než 260 průmyslových subjektů. Cílem aliance je vytvořit konkurenceschopné a udržitelné výrobní baterií v zemích EU.[3]

2.2 Současná podpora výstavby výrobních a akumulčních zařízení

V reakci na současnou světovou situaci, jež odhalila vysokou závislost zemí EU na dovozu fosilních paliv z Ruska, Evropská unie představila plán REPowerEU. Tento plán má skrze právní a finanční opatření vést k vybudování nové energetické infrastruktury v EU, díky které budou dosaženy energetické úspory, zvýší se výroba čisté energie z obnovitelných zdrojů a provede se diverzifikace energetického mixu tak, aby byla Evropa nezávislá na ruských fosilních palivech. [4]

Co se týče samotné akumulace elektrické energie a její podpory, zde podle EASE je evropská unie pozadu. V současné podobě podpor se totiž zapomíná na akumulční uložiště jako samotné investiční projekty a uvažované podpory jsou mířené jako podpory akumulace, pokud je v rámci výstavby zdroje zelené energie (například FVE). V budoucnu by proto mělo dojít k rozšíření podpor pro samotná uložiště nezávisle na tom, zda budou postavena v rámci výstavby samotné výrobní. V rámci podpory by mohly projekty projít rychleji procesem schvalování. Záměrem je, aby například investice do bateriových uložišť byla ekonomicky smysluplná pro investory a tím v zemích vznikala potřebná akumulční kapacita.[5, 6]

Ambice EU v rámci REPowerEU do roku 2030 jsou:

- získat nezávislost Evropy na dodávkách ruských fosilních paliv, ale spíše dříve (2027)
- aby 45 % celkové spotřebovávané energie v rámci EU byla vyrobeno z obnovitelných zdrojů
- v obnovitelných zdrojích mít instalován výkon 1236 GW, z toho by mělo 600 GW připadat na FVE

Způsob realizace REPowerEU skrze financování:[7]

- Pro dosažení nezávislosti na dodávkách z Ruska je odhadnuta potřebná výše investic na 210 miliard eur.
- Plán REPowerEU poskytne k dispozici členským státům EU skrze tzv. Nástroj pro oživení a odolnost (tzv. RRF – Recovery and Resilience Facility) finanční prostředky na realizaci záměrů tohoto plánu.
- Česká republika skrze svůj Národní plán obnovy zažádala o příspěvek 179.1 miliard Kč. Tuto částku bude moci čerpat v 9 splátkách, za předpokladu plnění cílů a milníků vytyčenými v plánu REPowerEU.
- Tyto finance budou rozděleny mezi vlastníky tzv. komponent, jimiž jsou jednotlivá ministerstva. Komponenty jednotlivých ministerstev představují nabízené projekty, jež jsou v souladu s REPowerEU, a na které ministerstvo poskytne peníze získané z tohoto plánu. Jednotlivé subjekty se tedy mohou hlásit k jednotlivým komponentám o finanční podpory pro realizaci záměrů stanovených v dané komponentě. Vlastník komponenty poté dohlíží na plnění cílů a milníků. A právě komponenta tzv. Přechod na čistší zdroje energie (k dispozici celkem 6.66 miliardy Kč) poskytována Ministerstvem průmyslu a obchodu je mířená na subjekty realizující výstavbu fotovoltaických systémů ve větším měřítku (podniky), než jsou rodinné domy (ty mají možnost čerpat tzv. Nová zelená úsporám).

V současné době kromě možné finanční podpory pro podniky v rámci REPowerEU, existuje stávající podpora od Ministerstva životního prostředí, tzv. Modernizační fond. Modernizační fond obsahuje programy jako RES+ (Nové obnovitelné zdroje v energetice), ENERGETICS (Zlepšení energetické účinnosti a snižování emisí skleníkových plynů v průmyslu v EU ETS) a ENERGETICS (Zlepšení energetické účinnosti v podnikání). Kde program ENERGETICS slouží právě pro záměry výstavby FVE s akumulačním systémem, a tedy jedná se o možnou volbu podpory pro projekt realizující popisovaný systém této práce.[8]

3 ZÁKLADY SDÍLENÍ TEPLA

Tato kapitola se zaměřuje na popis konduktivního a konvektivního sdílení tepla, jež se řadí mezi základní způsoby sdílení tepla. Obecně platí, že teplo se šíří proti směru teplotního gradientu, neboť teplotní gradient udává směr největšího růstu teploty a jak je známo, teplo se šíří z místa o vyšší teplotě do místa s nižší teplotou.

Kromě popisu způsobů sdílení tepla je tato kapitola zaměřena i na popis tepelných výměníků, které s danou problematikou přímo souvisí.[9, 10]

3.1 Konduktivní sdílení tepla

Při sdílení tepla **kondukcí** (také označováno jako sdílení tepla **vedením**) dochází k přestupu tepla v rámci srážek částic. Částice s vyšší kinetickou energií může srážkou předat část své kinetické energie jiné částici s nižší střední kinetickou energií. Větší celky složené z částic poté mají na základě velikosti střední kinetické energie teplotu a platí čím větší mají energii, tím vyšší teplotu mají. A protože látky pevného skupenství mají své částice vázány na místě a blízko u sebe, uplatňuje se konduktance nejvíce u pevných skupenství. Ovšem podle výše popsaného principu konduktance není důvod, aby k přestupu tepla kondukcí nedocházelo i u látek plynného a kapalného skupenství. Ke sdílení tepla kondukcí tedy dochází u pevných látek a u látek v plynném a kapalném skupenství.

To, jak dobře daná látka daného skupenství vede teplo, popisujeme pomocí součinitele tepelné vodivosti λ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$). A už intuitivně lze odhadovat, že čím blíže jsou molekuly u sebe, tím více bude srážek a tím intenzivnější bude konduktivní přestup tepla. Zároveň zde ale vstupuje do hry i způsob vázání jednotlivých molekul a molekulární síly tvořící vazby. Neboť podle hustoty bychom čekali, že led o nižší hustotě než voda v kapalném skupenství, bude mít nižší λ , ale opak je pravdou. Zde hrají roli právě molekulární síly, kde u pevných látek (ledu) jsou částice silně vázány blízko u sebe, zatímco u vody jsou vazby a molekulární síly o dost menší. Částice vody se mohou tedy relativně volně pohybovat, a tedy při srážce jednotlivých částic nedojde k tak velkým energetickým přenosům. Ve výsledku to tedy znamená, že ačkoliv led má menší hustotu než voda, a tedy dojde pravděpodobně k méně srážkám, tak právě větší množství předané energie na jednu srážku nakonec způsobí vyšší λ u ledu, než je λ vody. U vody v plynném skupenství (pára) je to už jednoznačnější, neboť hustota plynu je o dost menší než hustota

ledu a vody, a zároveň vazební síly prakticky nejsou, tedy λ plynu bude nejnižší z těchto tří skupenství vody.

Hodnoty součinitele tepelné vodivosti λ při tlaku 1 bar	
Led (-5 °C)	2250 mW·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Voda (20 °C)	598.03 mW·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Pára (150 °C)	28.83 mW·m ⁻¹ ·K ⁻¹

Tabulka 3.1 Hodnoty λ vody v pevném, plynném a kapalném skupenství

Konduktivní přestup tepla lze popsat Fourierovou rovnicí vedení tepla: [11]

$$\vec{q} = -\lambda \nabla T \quad (3.1)$$

kde:

\vec{q} ...vektor plošné hustoty tepelného toku (W·m⁻²)

λ ...součinitel tepelné vodivosti (W·m⁻¹·K⁻¹)

∇T ...gradient teplotní funkce (K·m⁻¹)

Pro případ jednorozměrného přestupu tepla skrze rovinnou stěnu s rozdílnými teplotami na obou jejích stranách lze rovnici 3.1 přepsat do tvaru:

$$q = \frac{Q}{S} = -\lambda \frac{dT}{dx} \quad (3.2)$$

$$dxQ = -\lambda S dT \quad / \int \quad (3.3)$$

$$\int_0^l Q dx = - \int_{T_1}^{T_2} \lambda S dT \quad (3.4)$$

$$Ql = -\lambda S(T_2 - T_1) \quad (3.5)$$

$$Q = \frac{\lambda}{l} S(T_1 - T_2) \quad (3.6)$$

kde:

Q ...tepelný tok procházející stěnou plochy S (W)

λ ...součinitel tepelné vodivosti stěny (W·m⁻¹·K⁻¹)

S ...teplosměnná plocha, skrze kterou rovnoměrně prochází tepelný tok (m²)

T_1 ...teplota jedné strany stěny (K) nebo (°C)

T_2 ...teplota druhé strany stěny (K) nebo (°C)

l ...tloušťka stěny (m)

Rovnice 3.6 nám říká, jak velký tepelný výkon Q bude přestupovat ze strany stěny o vyšší teplotě skrze stěnu o tloušťce l do strany o nižší teplotě. Předpoklad je konstantní teplota obou stran stěny po celé jejich ploše a konstantní λ .

Pokud zavedeme, že teplo je zaznačeno, že jde od stěny s teplotou T_1 a bude platit:

$$T_1 > T_2 \rightarrow Q > 0 \text{ W}$$

$$T_1 < T_2 \rightarrow Q < 0 \text{ W}$$

$$T_1 = T_2 \rightarrow Q = 0 \text{ W}$$

Tato práce se zabývá sdílením tepla skrze válcovou stěnu, pro kterou lze obdobně, jako tomu bylo u rovinné stěny, odvodit vzorec pro sdílení tepla na základě rovnice 3.1.

Přičemž oproti rovnici 3.2 zde povrch S je proměnný s měnícím se poloměrem r ,

$$S = 2\pi r l \text{ a } x = r.$$

Rovnice konduktivního přestupu tepla skrze válcovou stěnu:

$$q = \frac{Q}{2\pi r l} = -\lambda \frac{dT}{dr} \quad (3.7)$$

$$Q dr = -\lambda 2\pi r l dT \quad (3.8)$$

$$\frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{1}{r} dr = -dT / \int \quad (3.9)$$

$$\int_{r_1}^{r_2} \frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \frac{1}{r} dr = - \int_{T_1}^{T_2} dT \quad (3.10)$$

$$\frac{Q}{2\pi\lambda l} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) = (T_1 - T_2) \quad (3.11)$$

$$Q = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)} (T_1 - T_2) \quad (3.12)$$

kde:

Q ...tepelný tok procházející válcovou stěnou (W)

λ ...součinitel tepelné vodivosti válcové stěny ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

S ...válcovitá teplosměnná plocha, skrze kterou rovnoměrně prochází tepelný tok (m^2)

$T_1; r_1$...teplota jedné strany stěny válce (K) nebo ($^{\circ}\text{C}$); poloměr této stěny (m)

$T_2; r_2$...teplota druhé strany stěny válce (K) nebo ($^{\circ}\text{C}$); poloměr této stěny (m)

l ...délka válce (m)

V rovnici 3.12 je směr přestupu tepla Q znázorněn šipkou, viz obr 3.1 a pokud je

$T_1 > T_2$, pak Q je kladné.

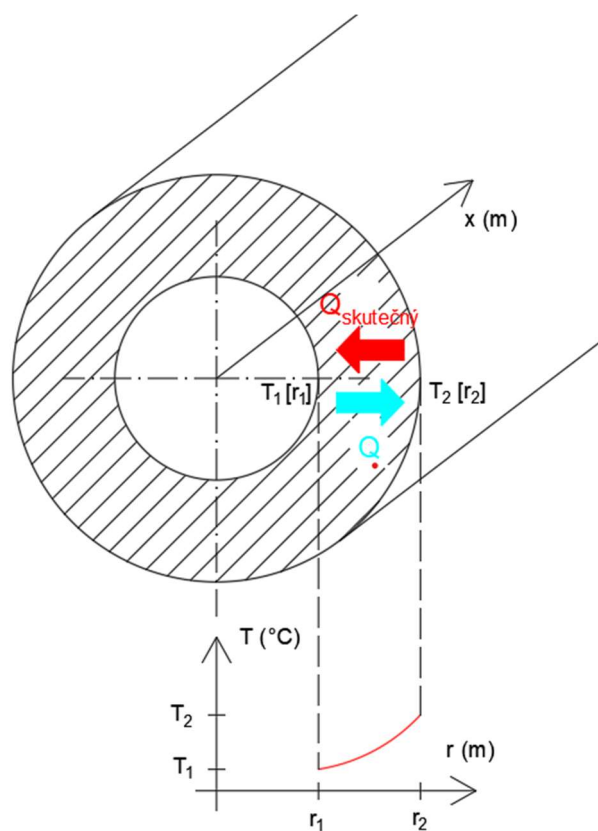
Ovšem pokud $T_2 > T_1$, pak Q je záporné, tedy skutečný směr přestupu tepla je opačný, a tedy abychom dostávali kladné hodnoty tepelného výkonu, označíme si směr sdíleného tepla $Q_{skutečný}$ viz obr 3.1, jež ukazuje od vyšší teploty k nižší teplotě. A platí $Q_{skutečný} = -Q$, poté můžeme dosadit do rovnice 3.12 a tím získáme rovnici sdílení tepla skrze válcovou stěnu, když teplota $T_2 > T_1$ a $Q_{skutečný}$ je kladný:

$$Q_{skutečný} = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}(T_2 - T_1) \quad (3.13)$$

Případně namísto poloměrů r_1, r_2 lze rovnici 3.13 přepsat pomocí průměrů d_1, d_2 do tvaru:

$$Q_{skutečný} = \frac{2\pi\lambda l}{\ln\left(\frac{d_2}{d_1}\right)}(T_2 - T_1) \quad (3.14)$$

Toto je důležité pro sestavování diferenciálních rovnic, které budou ukázány v dalších částech práce. A to z důvodu zadávání počátečních podmínek typu teplota v bodě x je nějaká, např. $T_2(r_2, x = x_0) = 350 \text{ }^\circ\text{C}$ a $T_1(r_1, x = x_0) = 100 \text{ }^\circ\text{C}$, musíme dodržet směr odkud kam jde teplo v každé rovnici. A právě tento směr udávají rozdílné teploty na koncích rozhraní.



Obrázek 3.1 Konduktivní přestup tepla válcovou stěnou
vytvořeno na základě [10]

3.2 Konvektivní sdílení tepla

Při sdílení tepla **konvekcí** (také označováno jako sdílení tepla **prouděním**) dochází k přestupu tepla tím, že se teplejší částice tekutiny pohybují do míst, kde mají částice nižší teplotu. Konvektivní sdílení tepla řešíme tehdy, když proudící tekutina předává teplo nějaké pevné stěně, což je také v praxi nejčastější případ konvektivního sdílení tepla. A protože je konvekce závislá na proudění tekutiny, jsou výpočty komplikovanější. Pro popis proudící tekutiny o daných fyzikálních vlastnostech z pohledu konvekce se používá tzv. součinitel přestupu tepla α , který nám říká, jak rychle dokáže teplo skrz tekutinu prostupovat. Součinitel α v sobě obsahuje jednak konvektivní, ale i konduktivní složku přestupu tepla v tekutině.

Konvektivní přestup tepla lze popsat Newtonovým ochlazovacím zákonem: [11]

$$q = \frac{Q}{S} = \alpha \cdot (T_{\text{tekutina}} - T_{\text{stěna}}) \quad (3.15)$$

kde:

q ...plošná hustota tepelného toku ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2}$)

S ...povrch tělesa, na kterém dochází k výměně tepelného toku Q (m^2)

α ...součinitel přestupu tepla tekutinou ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

$T_{\text{stěna}}$...Teplota povrchu tělesa (K) nebo ($^{\circ}\text{C}$)

T_{tekutina} ...Teplota tekutiny obklopující těleso (K) nebo ($^{\circ}\text{C}$)

Pro určení α používáme bezrozměrné podobnostní číslo, tzv. Nusseltovo číslo Nu , jež je definováno jako:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot D_{\text{char}}}{\lambda_{\text{tekutiny}}} \quad (3.16)$$

kde:

Nu ...Nusseltovo číslo (-)

D_{char} ...charakteristický rozměr (m), pro tekutinu protékající potrubím je D_{char} průměr potrubí v metrech

α ...součinitel přestupu tepla tekutinou ($\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$)

$\lambda_{\text{tekutiny}}$...součinitel tepelné vodivosti tekutiny ($\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)

Charakteristický rozměr je definován jako:

$$D_{char} = \frac{4 \cdot S_{kolmý}}{o_o} \quad (3.17)$$

kde:

$S_{kolmý}$...průřez kanálu, který je kolmý na směr proudění tekutiny (m^2)

o_o ...tzv. omočený obvod, jedná se o smáčený obvod kolmého průřezu kanálu na směr proudění tekutiny (m)

Pro určení Nu používáme další bezrozměrná podobnostní čísla jako Prandtlovo (Pr), Reynoldsovo (Re), Fourierovo (Fo) a Grashofovo (Gr) číslo. Někdy se v literatuře můžeme setkat i s Rayleigho číslem, ale to lze získat vynásobením Grashofova a Prandtlova čísla.

$$Pr = \frac{v \cdot \rho \cdot c_p}{\lambda_{tekutiny}} = \frac{\mu \cdot c_p}{\lambda_{tekutiny}} \quad (3.18)$$

$$Re = \frac{c \cdot D_{char}}{v} = \frac{\rho \cdot c \cdot D_{char}}{\mu} \quad (3.19)$$

$$Fo = \frac{\lambda_{tekutiny}}{\rho \cdot c_p \cdot D_{char}^2} t \quad (3.20)$$

$$Gr = \gamma |T_{tekutina} - T_{stěna}| \frac{g \cdot D_{char}^3}{v^2} \quad (3.21)$$

kde:

Pr ...Prandtlovo číslo, které je dáno poměrem látkových vlastností tekutiny (-)

($Pr \gg 1 \rightarrow v$ tekutině převládá konvekce, $Pr \ll 1 \rightarrow$ převládá kondukce)

Re ... Reynoldsovo číslo, které charakterizuje poměr setrvačných a vazkých sil (-)

(Pomocí mezní hodnoty Reynoldsova čísla určujeme, zda se tekutina pohybuje laminárně nebo turbulentně.)

Fo ... Fourierovo číslo, které charakterizuje nestacionární případy přestupu tepla (-)

Gr ... Grashofovo číslo, které charakterizuje poměr vztlakových a vazkých sil (-)

v ...kinematická viskozita tekutiny ($m^2 \cdot s^{-1}$)

μ ...dynamická viskozita tekutiny (Pa·s)

ρ ...hustota tekutiny ($kg \cdot m^{-3}$)

c_p ...měrná tepelná kapacita tekutiny při konstantním tlaku ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$)

$\lambda_{tekutiny}$... součinitel tepelné vodivosti tekutiny ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

c ...rychlost proudící tekutiny ($m \cdot s^{-1}$)

D_{char} ...charakteristický rozměr (m)

t...čas (s)

γ ...součinitel teplotní objemové roztažnosti tekutiny (K^{-1})

g ...tíhové zrychlení na Zemi ($m \cdot s^{-2}$)

Kromě fyzikálních vlastností tekutiny, jež se častokrát mění s teplotou a tlakem, závisí součinitel α pro výpočet konvektivního (konduktivního) přestupu tepla na:[9, 10]

1) Způsobu vzniku proudění tekutiny, podle toho rozlišujeme:

a) Přírozenou konvekci

Mějme tekutinu o nějaké teplotě. Pokud v této tekutině umístíme zdroj tepla (případně chladu), okolní částice budou z tohoto zdroje odebírat teplo a navyšovat svoji teplotu. V důsledku tohoto lokálního ohřevu tekutiny dochází ke snížení hustoty těchto ohřátých částic tekutiny. Díky nižší hustotě a gravitaci budou tyto ohřáté částice stoupat vzhůru a tím vytvoří proudění tekutiny.

Přírozenou konvekci je tedy myšlena taková situace, kdy pohyb tekutiny **není přímo vyvolán** vnějším podnětem (například ventilátorem), ale pohyb vznikne v důsledku rozdílných hustot částic uvnitř tekutiny.

Přírozená konvekce závisí hlavně na rozdílu teplot a velikosti prostředí, kde probíhá.

b) Nucenou konvekci

Nucenou konvekci je myšlena taková situace, kdy pohyb tekutiny **je přímo vyvolán** vnějším podnětem, například ventilátorem, čerpadlem, silným větrem.

Nucená konvekce závisí hlavně na teplotě tekutiny a její rychlosti, která souvisí s geometrií kanálu, kterým tekutina proudí (viz Rovnice kontinuity).

2) Způsobu proudění tekutiny, podle toho rozlišujeme:

a) Konvekce při laminárním proudění tekutiny

Při laminárním proudění tvoří částice tekutiny rovnoběžné vrstvy, tzv. proudnice. Částice se tedy pohybují rovnoběžně se stěnou kanálu a příčně se pohybují pouze v rámci molekulární difúze⁵. Při tomto proudění dochází k přestupu tepla výhradně konduktivně srážkami částic proudnic nad sebou, a tedy velikost toho přestupu tepla je značně závislá na $\lambda_{tekutiny}$.

b) Konvekce při turbulentním proudění tekutiny

Při turbulentním proudění je pohyb částic chaotický, a kromě molekulární difúze dochází k příčnému pohybu makroskopických částic tekutiny (jedná se o větší shluky částic tekutiny, víry). Chaotický pohyb ovšem není v celém průřezu kanálu, jímž se tekutina pohybuje, ale na jeho stěnách se vytváří laminární vrstva, tzv. mezní vrstva. Tato vrstva je závislá na rychlosti proudění tekutiny a čím vyšší je střední průtoková rychlost kapaliny, tím více jsou částice z mezní vrstvy strhávány a tím je tedy mezní vrstva užší.

Při tomto proudění dochází k intenzivnímu přestupu tepla v rámci promíchávání tekutiny uvnitř kanálu a konduktivnímu přestupu v rámci mezní vrstvy. Ovšem mezní vrstva může mít dosti nízkou λ a může působit jako tepelný izolant, který brání přestupu tepla z vnějšku kanálu dovnitř nebo z tekutiny do vnějšku kanálu.

⁵ Podle 1. Fickova zákona se částice pohybují proti směru gradientu koncentrace částic.

Laminární proudění může přejít v turbulentní a opačně.

Pro kvantitativní popis hranice, kdy je proudění tekutiny považováno ještě za laminární nebo již za turbulentní, se používá výpočet Reynoldsova čísla, viz rovnice 3.19. Reynoldsovým číslem stanovíme aktuální stav tekutiny v daném místě a porovnáme ho s „tabulkovou“ mezní kritickou hodnotou Reynoldsova čísla. Pro výpočet Reynoldsova čísla je potřeba správně zvolit charakteristický rozměr, jež je z pohledu konvekce a samotného proudění tekutiny důležitý. Tento charakteristický rozměr nám také určuje, jaká bude kritická hodnota Reynoldsova čísla pro daný termodynamický systém. Například pro potrubí kruhového průřezu je $D_{char} = \text{průměr potrubí}$ a kritická hodnota Reynoldsova čísla odpovídá $Re_{krit} = 2300$.

3) Tvarech a rozměrech teplosměnné plochy

Podle geometrie teplosměnné plochy existují různé vzorce pro výpočet α daného případu konvektivního (konduktivního) přestupu tepla, viz kapitola 6, kde jsou vzorce pro konfiguraci trubka v trubce.

3.3 Tepelné výměníky

Tepelný výměník je uspořádání sloužící k předání tepelné energie jednoho média o vyšší teplotě (chlazené médium) druhému médium o nižší teplotě (ohřívané médium) skrze teplosměnnou plochu (hmotu) za účelem zvýšení/snížení teploty nebo změny skupenství některého média.[9, 12]

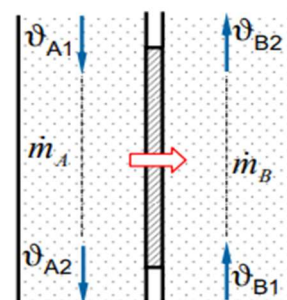
Požadavky na výměník jsou:

- 1) **Co nejmenší rozměry, hmotnost a cena výměníku.**
- 2) **Co nejmenší tlakové ztráty média proudícího skrze výměník.**
- 3) **Co nejvyšší výkon a spolehlivost.**

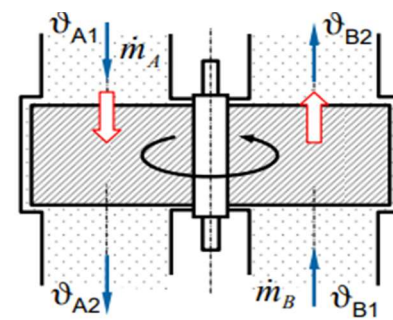
Tyto požadavky jdou proti sobě, například co nejvyšší výkon jde proti požadavku minimálních rozměrů, hmotnosti a ceně. Nebo požadavek na minimální rozměry jde proti požadavku co nejmenších tlakových ztrát.

3.3.1 Dělení podle pracovního pochodu

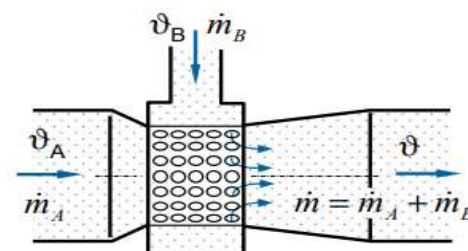
- 1) Rekuprační – Nejpoužívanější typ výměníku. Ohřívané (nižší teplota) i chlazené (vyšší teplota) médium jsou od sebe odděleny hmotě nepropustnou teplosměnnou stěnou, skrze kterou chlazené médium pomocí konvekce a kondukce předává teplo ohřívanému médiu.
- 2) Regenerační – Médium o vyšší teplotě (chlazené médium) proudí skrz akumulaci hmoty tepla -> po určité době dojde k přeměrování chlazeného média pryč z akumulace, nyní již ohřáté, hmoty -> do akumulace hmoty začne proudit ohřívané médium, které odebírá teplo z akumulace hmoty -> po určité době dojde k přeměrování ohřívaného média pryč z akumulace, nyní již zchlazené, hmoty -> do akumulace hmoty začne proudit chlazené médium...a toto se cyklicky opakuje.
- 3) Směšovací – V tomto typu výměníku dochází ke společnému smíchání chlazeného a ohřívaného média a vzniká tak homogenní směs. Směšování se provádí izobaricky.



Obrázek 3.2 Rekuprační výměník
převzato z [12]



Obrázek 3.3 Regenerační výměník
převzato z [12]



Obrázek 3.4 Směšovací výměník
převzato z [12]

3.3.2 Dělení podle účelu a použití

- 1) Ohříváky (chladiče) - Ohřívání médium v nich zvyšuje svoji teplotu, ale nedochází ke změně skupenství.
- 2) Přehříváky a mezipřehříváky (přehříváky) – Slouží ke zvyšování teploty syté nebo přehřáté (ostré) páry.
- 3) Kondenzátory – Slouží ke kondenzaci mokré páry na kapalném skupenství (vodu).
- 4) Odplyňovávky – Slouží k odloučení pohlcených plynů v kapalině tím, že je kapalina přehřátá na teplotu blízkou její teplotě varu.
- 5) Výparníky a odparky – Ohřívání médium mění své skupenství z kapalného do plynného (výroba mokré páry).
- 6) Sušárny – Slouží k odpařování kapaliny z pevné látky.
- 7) Topná tělesa – Slouží k ohřívání okolní tekutiny (ústřední vytápění).

3.3.3 Dělení podle konstrukčního řešení

Podle konstrukčního řešení teplosměnné plochy se rozlišují výměníky:

Bubnové (kotlové), deskové, trubkové, svazkové, šroubové, hadové, žebrové, vlásenkové

3.3.4 Dělení podle použitého teplotnosného média

Kapaliny – voda, nízkotepelné kapaliny, termoleje

Sytá pára – voda, nízkotepelné kapaliny

Plyny – spaliny, vzduch, přehřátá pára – typicky mají nízkou měrnou tepelnou kapacitu, tepelnou vodivost a součinitel přestupu tepla

Tekuté kovy – například sodík, draslík – mají vysokou měrnou tepelnou kapacitu, tepelnou vodivost a součinitel přestupu tepla. Nevýhodou je nutnost hlídat teplotu kovu kvůli ztuhnutí.

3.3.5 Dělení podle kombinace teplotnosných médií

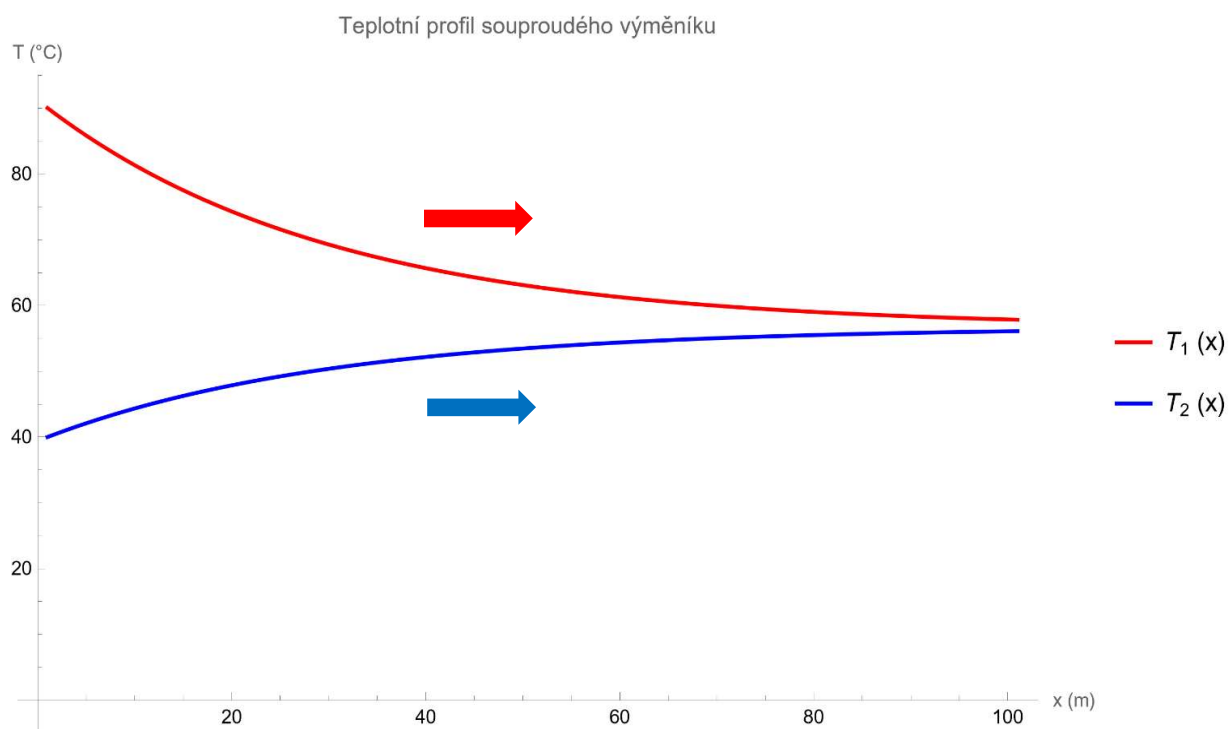
Podle kombinace chlazeného/ohřívání média se rozlišují výměníky na:

voda/voda, voda/vzduch, pára/voda, pára/vzduch, spaliny/voda, spaliny/pára, voda/olej, pára/olej, ...

3.3.6 Dělení podle směru proudění teplotních medií ve výměníku

1) Souproudý výměník

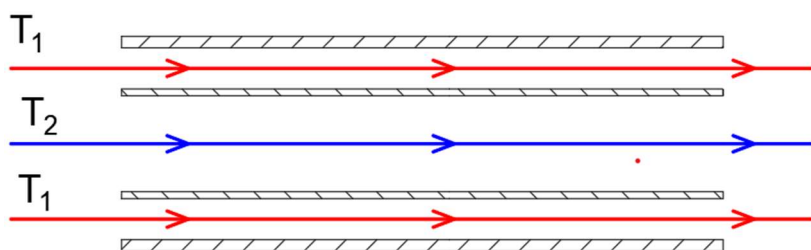
V souproudém výměníku jsou proudy ohřívajícího a chlazeného média rovnoběžné a proudí stejným směrem. V tomto výměníku teplota ohřívajícího média (modrá křivka v grafu 3.1) nemůže dosáhnout vyšší teploty, než je teplota chlazeného média (červená křivka). U souproudu dochází k největšímu přestupu tepla, a tedy nejrychlejší změně teploty na začátku výměníku, což může být výhodné pro aplikace, kde bychom se chtěli co nejdříve zbavit vysokých teplot.[9, 10]



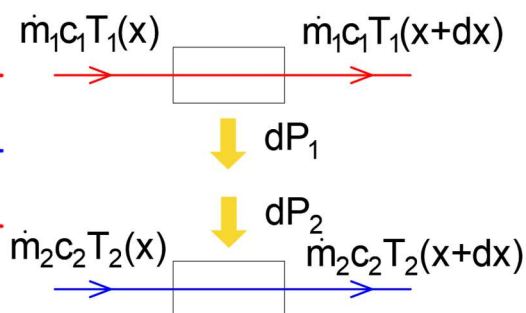
Graf 3.1 Teplotní profil souproudého výměníku

Diferenciální popis přestupu tepla v souproutém výměníku bez změny skupenství:

Při sestavování rovnic vyjdeme z grafu 3.1 a obrázku 3.5 a 3.6.



Obrázek 3.6 Schéma zapojení souproutého výměníku



Obrázek 3.5 Modelové schéma souproutého výměníku

V obrázku 3.6 je uspořádání výměníku trubka v trubce, kde vnitřní trubkou protéká ohřivaná tekutina (modrá křivka) o teplotě T_2 , viz graf 3.1. Ve vnější trubce protéká chlazená tekutina (červená křivka) o vyšší teplotě T_1 stejným směrem jako ohřivaná tekutina.

Toto uspořádání lze překreslit do modelového schématu podle obrázku 3.5. V obrázku 3.5 jsou zaznačeny tepelné výkony s teplotami v bodech x a $x+dx$. Odvození diferenciálních rovnic vychází z myšlenky, že pokud se tekutina o teplotě $T_1(x)$ přesune z bodu x do bodu $x+dx$, změní se její teplota na $T_1(x+dx)$, to znamená, že při přesunu po dráze dlouhé dx buď přijmula nebo odevzdala tepelný výkon o velikosti dP_1 . To samé se stane s druhou tekutinou T_2 , ta při přesunu po dráze o délce dx rovněž buď přijala nebo odevzdala tepelný výkon o velikosti dP_2 .

Abychom určili směr tepelného toku dP_1 a dP_2 , vyjdeme z grafu 3.1. Řekněme, že z bodu $x = 40$ m uděláme nekonečně malý krok o velikosti dx doprava. Když se podíváme, co se stane s teplotou chlazené tekutiny s indexem 1, tak její teplota v bodě $T_1(40m+dx)$ je nižší než její teplota $T_1(x)$ v bode x . To znamená, že v rámci kroku dx tekutina s indexem 1 odevzdala teplo dP_1 tekutině s indexem 2.

Když se podíváme, co se stane s teplotou ohřivané tekutiny s indexem 2, tak její teplota $T_2(40m+dx)$ v bodě $40m+dx$ je vyšší než její teplota $T_2(x)$ v bode x . To znamená, že v rámci kroku dx tekutina s indexem 2 přijala teplo dP_2 od tekutiny s indexem 1.

Podle obrázku 3.5 můžeme sestavit bilanční rovnice:

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 T_1(x + dx) - dP_1 = 0 \quad (3.22)$$

$$\dot{m}_2 c_2 T_2(x) - \dot{m}_2 c_2 T_2(x + dx) + dP_2 = 0 \quad (3.23)$$

Obecně teplotu $T(x + dx)$ můžeme vyjádřit jako součet teploty $T(x)$ a toho o co se změnila teplota, když se pohneme o krok dx . Jinak řečeno, podíváme se, jak se změnila teplota, když uděláme krok $\frac{\partial T}{\partial x}$ a zároveň tento krok dx uděláme $\rightarrow \frac{\partial T}{\partial x} dx$.

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 \left(T_1(x) + \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx \right) = dP_1 \quad (3.24)$$

$$\dot{m}_2 c_2 T_2(x) - \dot{m}_2 c_2 \left(T_2(x) + \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx \right) = -dP_2 \quad (3.25)$$

Po roznásobení závorek dostaneme výsledné rovnice souproutěho výměníku:

$$-\dot{m}_1 c_1 \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (3.26)$$

$$-\dot{m}_2 c_2 \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx = -dP_2 \quad (3.27)$$

$$dP_1 = dP_2 \quad (3.28)$$

kde:

$c_{1,2}$...měrné tepelné kapacity tekutiny s indexem 1 a 2 ($J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$) – zde při výpočtech je v této práci používána vždy jako $c_{1,2}[T(x)]$, tedy měrná tepelná kapacita při teplotě T v bodě x

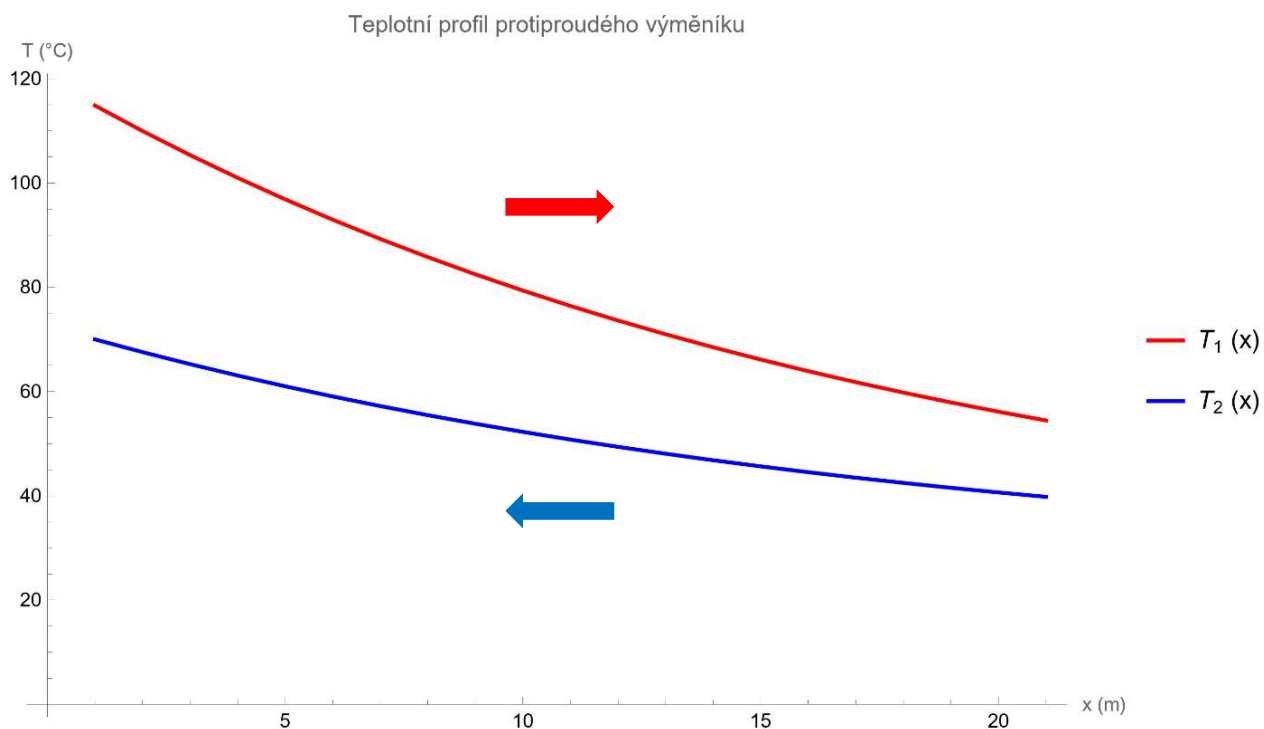
$\dot{m}_{1,2}$...hmotnostní tok tekutiny s indexem 1 nebo 2 ($kg \cdot s^{-1}$)

$T_{1,2}$...termodynamické teploty tekutin s indexem 1 nebo 2 (K)

$dP_{1,2}$...sdělený tepelný tok tekutin s indexem 1 nebo 2 (W)

2) Protiproudý výměník

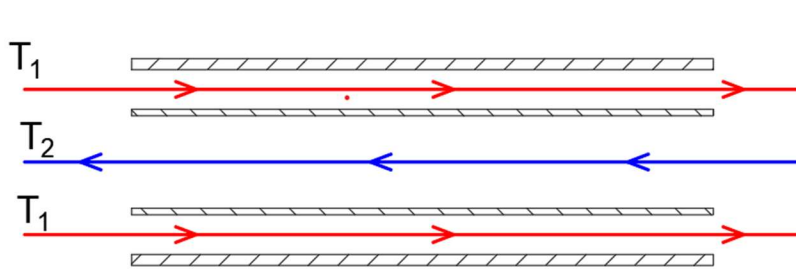
V protiproudém výměníku jsou proudy ohřívaného a chlazeného média rovnoběžné, ale média proudí opačným směrem. V tomto uspořádání může výstupní teplota ohřívaného média (modrá křivka v grafu 3.2) přesáhnout výstupní teplotu chlazeného média (červená křivka). Zároveň oproti souproudu, protiproudé uspořádání poskytuje rovnoměrnější přestup tepla po celé délce díky rovnoměrnějšímu rozdílu teplot po celé délce, a tedy poskytuje lepší využití celé teplosměnné plochy výměníku.



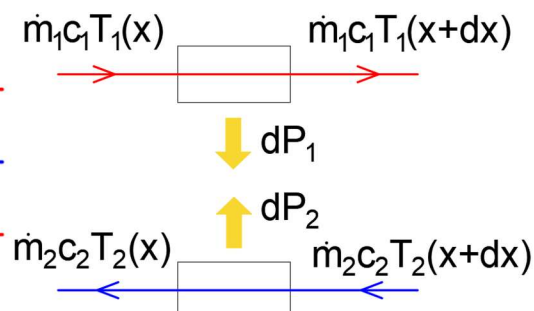
Graf 3.2 Teplotní profil protiproudého výměníku

Diferenciální popis přestupu tepla v protiproudém výměníku bez změny skupenství:

Při sestavování rovnic vyjdeme z grafu 3.2 a obrázku 3.7 a 3.8.



Obrázek 3.8 Schéma zapojení protiproudého výměníku



Obrázek 3.7 Modelové schéma protiproudého výměníku

V obrázku 3.8 je uspořádání výměníku trubka v trubce,

kde vnitřní trubkou protéká ohříváná tekutina (modrá křivka) o teplotě T_2 , viz graf 3.2. Ve vnější trubce protéká chlazená tekutina (červená křivka) o vyšší teplotě T_1 opačným směrem než ohříváná tekutina.

Toto uspořádání lze překreslit do modelového schématu podle obrázku 3.7. Odvození je prakticky stejné jako u souproudu, zde se ovšem liší směr tepelných toků dP_1 a dP_2 .

Abychom určili směr tepelného toku dP_1 a dP_2 , vyjdeme z grafu 3.2. Řekněme, že z bodu $x = 10$ m uděláme nekonečně malý krok o velikosti dx doprava. Když se podíváme, co se stane s teplotou chlazené tekutiny s indexem 1, její teplota v bodě $T_1(10m+dx)$ je nižší než její teplota $T_1(x)$ v bode x . To znamená, že v rámci kroku dx tekutina s indexem 1 odevzdala teplo dP_1 tekutině s indexem 2.

Když se podíváme, co se stane s teplotou ohříváné tekutiny s indexem 2, její teplota $T_2(10m+dx)$ v bode $10m+dx$ je nižší než její teplota $T_2(x)$ v bode x . To znamená, že v rámci kroku dx tekutina s indexem 2 odevzala teplo dP_2 tekutině s indexem 1.

Podle obrázku 3.7 můžeme sestavit bilanční rovnice:

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 T_1(x + dx) - dP_1 = 0 \quad (3.29)$$

$$-\dot{m}_2 c_2 T_2(x) + \dot{m}_2 c_2 T_2(x + dx) - dP_2 = 0 \quad (3.30)$$

Po stejné úpravě teploty $T(x + dx)$ jako u odvození souproudeho výměníku dostaneme:

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 \left(T_1(x) + \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx \right) = dP_1 \quad (3.31)$$

$$-\dot{m}_2 c_2 T_2(x) + \dot{m}_2 c_2 \left(T_2(x) + \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx \right) = dP_2 \quad (3.32)$$

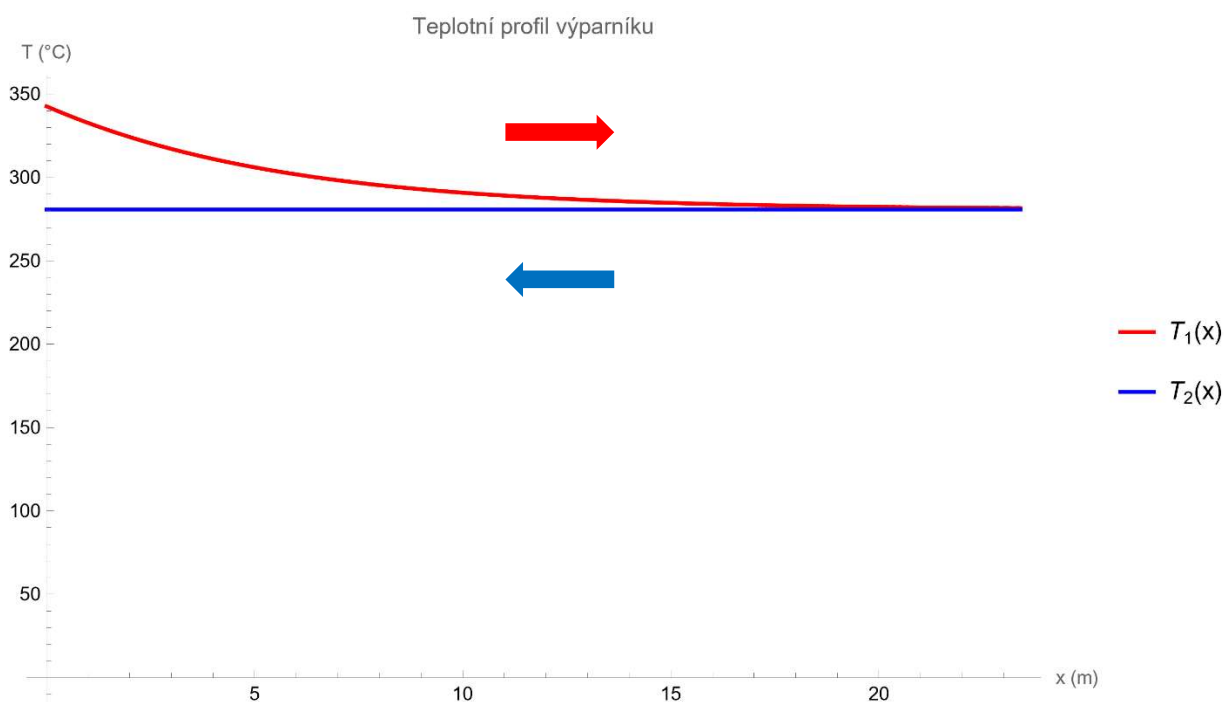
Po roznásobení závorek dostaneme výsledné rovnice protiproudého výměníku:

$$-\dot{m}_1 c_1 \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (3.33)$$

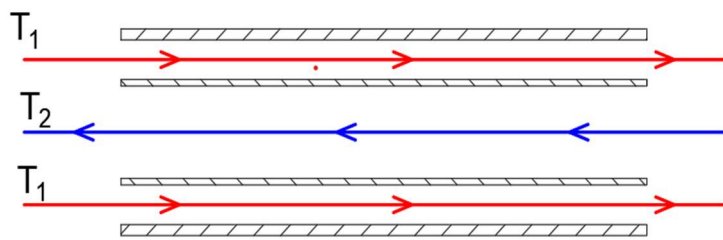
$$\dot{m}_2 c_2 \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx = dP_2 \quad (3.34)$$

$$dP_1 = -dP_2 \quad (3.35)$$

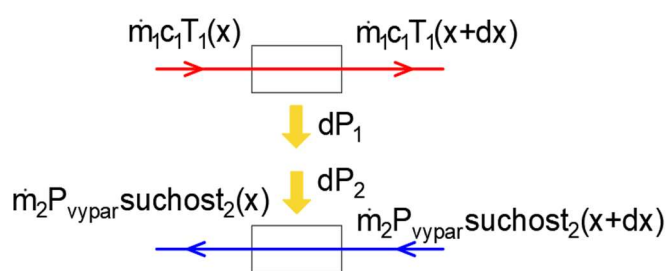
Diferenciální popis přestupu tepla v protiproudém výměníku při změně skupenství jedné z tekutin:



Graf 3.3 Teplotní profil protiproudého výměníku se změnou skupenství



Obrázek 3.9 Schéma zapojení protiproudého výměníku



Obrázek 3.10 Modelové schéma protiproudého výměníku se změnou skupenství



Graf 3.4 Průběh suchosti páry ve výparníku

Při sestavování rovnic vyjdeme z grafů 3.3, 3.4 a obrázků 3.9 a 3.10.

V obrázku 3.9 je uspořádání výměníku trubka v trubce, kde vnitřní trubkou protéká vypařovaná tekutina (modrá křivka) o teplotě T_2 , viz graf 3.3. Ve vnější trubce protéká chlazená tekutina (červení křivka) o vyšší teplotě T_1 opačným směrem než ohřívaná tekutina.

Toto uspořádání lze překreslit do modelového schématu podle obrázku 3.10.

Odvození směru dP_1 je stejné jako u protiproudu bez změny skupenství.

Odvození dP_2 zde vychází z toho, že suchost mokré páry se při vypařování mění od 0 do 1, kde mokrá pára má suchost = 0, když je tvořena pouze vodou a suchost = 1, když je směs vody a syté páry tvořena pouze sytou párou, tedy všechna voda je odpařena. Zároveň je jasně definováno měrné množství tepla, jež je potřeba dodat jednomu kilogramu vody, aby došlo k jeho vypaření, toto teplo je tzv. výparné teplo, označené jako P_{vypar} . P_{vypar} je rovno rozdílu entalpií vody a syté páry při daném tlaku nebo odpovídající teplotě na mezních křivkách T-s diagramu. Když vynásobíme aktuální suchost mokré páry v nějakém bodě x právě tímto výparným teplem, dostaneme tu část P_{vypar} , jež si tekutina nese od počátku vypařování, tedy $P_{vypar} \cdot suchost_2(x)$. Například přibližně v $x = 5$ m suchost páry je 0.4, tedy 40 % a tedy voda přijala teplo odpovídající 40 % z celkového P_{vypar} a 40 % vody je odpařeno.

Dále také podle grafu 3.4 vidíme, že s rostoucím x klesá suchost, tedy derivace suchosti podle x ($\frac{\partial \text{suchost}}{\partial x}$) je záporná.

Podle obrázku 3.10 můžeme sestavit bilanční rovnice:

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 T_1(x + dx) - dP_1 = 0 \quad (3.36)$$

$$-\dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \text{suchost}_2(x) + \dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \text{suchost}_2(x + dx) + dP_2 = 0 \quad (3.37)$$

$$\dot{m}_1 c_1 T_1(x) - \dot{m}_1 c_1 \left(T_1(x) + \frac{\partial T_1}{\partial x} dx \right) = dP_1 \quad (3.38)$$

$$-\dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \text{suchost}_2(x) + \dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \left(\text{suchost}_2(x) + \frac{\partial \text{suchost}_2}{\partial x} dx \right) = -dP_2 \quad (3.39)$$

Po roznásobení závorek dostaneme výsledné rovnice protiproudého výměníku se změnou skupenství tekutiny s indexem 2:

$$-\dot{m}_1 c_1 \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (3.40)$$

$$\dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \frac{\partial \text{suchost}_2(x)}{\partial x} dx = -dP_2 \quad (3.41)$$

$$dP_1 = dP_2 \quad (3.42)$$

kde:

suchost...suchost páry (-), $\text{suchost} \in \langle 0; 1 \rangle$

P_{vypar} ...měrné výparné teplo 1 kg tekutiny ($J \cdot kg^{-1}$)

3) Křížový výměník

V křížovém výměníku jsou proudy ohřivaného a chlazeného média mimoběžné a v kolmém průmětu spolu svírají 90 °.

3.3.7 Popis mechaniky tekutiny skrze trubkový výměník

Pro popis mechaniky tekutin (v našem případě voda, mokrá pára, přehřátá pára a olej) používáme rovnici kontinuity (dále jen RK) a Bernoulliho rovnici (dále jen BR).[13]

Obecný tvar rozšířené BR:

$$g \cdot y_1 + \beta_1 \frac{\bar{c}_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} = g \cdot y_2 + \beta_2 \frac{\bar{c}_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \bar{c}}{\partial t} ds + e_{dis} \quad (3.43)$$

kde:

g ... tíhové zrychlení ($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)

y_1 ... vzdálenost vstupu proudnice do trubice od referenční úrovně (m)

\bar{c}_1 ... střední hodnota rychlosti tekutiny vstupující do proudové trubice ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

\bar{p}_1 ... střední hodnota tlaku na vstupu proudové trubice (Pa)

$\bar{\rho}$... střední hodnota hustoty tekutiny ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)

y_2 ... vzdálenost výstupu proudnice z trubice od referenční úrovně (m)

\bar{c}_2 ... střední hodnota rychlosti tekutiny vystupující z proudové trubice ($\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$)

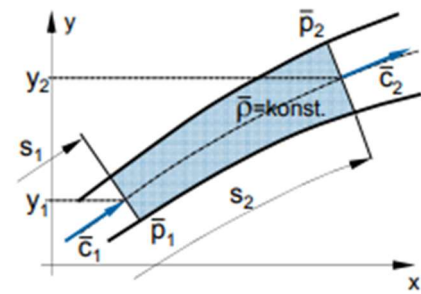
\bar{p}_2 ... střední hodnota tlaku na výstupu proudové trubice (Pa)

$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \bar{c}}{\partial t} ds$... posčítané zrychlení proudnice po dráze od s_1 do s_2

e_{dis} ... měrná dissipovaná energie vazké tekutiny při proudění trubící ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$)

β_1, β_2 ... opravný součinitelé, jejich použitím korigujeme chybu způsobenou použitím střední hodnoty rychlosti \bar{c} namísto skutečné rychlosti proměnné se vzdáleností od stěny trubice – pro turbulentní proudění se volí hodnoty $\beta = 1$

*Poznámka: BR platí pro $\bar{\rho} = \text{konst.}$ po celé uvažované délce proudnice s . V dalších výpočtech budou střední hodnoty psány bez střížky.



Graf 3.5 Rozšířená Bernoulliho rovnice
převzato z [13]

Dissipovanou energii e_{dis} lze vyjádřit jako:

$$e_{dis} = \frac{\Delta p_z}{\rho} = \zeta_c \cdot \frac{\bar{c}_2^2}{2} \quad (3.44)$$

kde:

ζ_c ... celkový ztrátový součinitel složený z délkových (třecích) a místních ztrát (-)

Δp_z ... tlaková ztráta v potrubí (Pa)

Celkový ztrátový součinitel ζ_c se skládá ze ztrát délkových $\zeta_{tř}$ a ztrát místních ζ_M .

Ztráty délkové (tření) $\zeta_{tř}$ lze vyjádřit jako:

$$\zeta_{tř} = \lambda_z \cdot \frac{l}{D} \quad (3.45)$$

kde:

λ_z ...součinitel třecích ztrát (-)

l ...délka úseku trubice v níž počítáme délkové ztráty (m)

D ...průměr trubice v níž počítáme délkové ztráty (m)

Určení součinitele třecích ztrát závisí na typu proudění tekutiny, tedy jestli je proudění laminární nebo turbulentní. K rozlišení, o jaké proudění se jedná se využívá hodnota Reynoldsova čísla, jak již bylo řečeno v kapitole 3.2:

$$Re = \frac{\bar{c} \cdot D_{char}}{\nu} = \frac{\rho \cdot \bar{c} \cdot D_{char}}{\mu} \quad (3.46)$$

Je-li hodnota Reynoldsova čísla v daném místě trubice menší než 2300, považujeme ho za laminární proudění. Pro hodnotu Reynoldsova čísla větší než 2300 se jedná o proudění turbulentní. V případě laminárního proudění lze součinitel třecích ztrát určit jako:

$$\lambda_z = \lambda_z(Re) = \frac{64}{Re} \quad (3.47)$$

Pro turbulentní proudění je součinitel třecích ztrát dán jako:

$$\lambda_z = \lambda_z\left(Re, \frac{\delta}{D}\right) \quad (3.48)$$

kde:

δ ...ekvivalentní drsnost stěny (m)

D ...průměr trubky v níž počítáme délkové ztráty (m)

V případě turbulentního proudění se součinitel třecích ztrát λ_z určuje z Colebrook-Moody-White diagramu, jehož průběh lze aproximovat rovnicí:

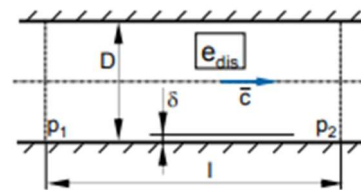
$$\lambda_z = \left(2 * \log_{10} \left[\left(\frac{6.97}{Re} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{\delta}{d} \right] \right)^{-2} \quad (3.49)$$

Ztráty místní ζ_M

Zohledňují změny tvaru kanálu, směru proudění atd, které vedou ke vzniku vírových struktur, a tedy k dissipaci energie. Hodnoty místních ztrát jsou určovány z diagramů vytvořených pro konkrétní změny tvarů, změny směrů kroucení trubky atd.

Celkový ztrátový součinitel ζ_C

Určení celkového ztrátového činitele vychází z rovnosti celkové dissipované energie a součtu jednotlivých dissipovaných energií v řešené soustavě.



Obrázek 3.11 Součinitel třecích ztrát
převzato z [13]

Obecný tvar RK, jež odpovídá bilanční formě zákona zachování hmoty, je ve tvaru:

$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{(s)} \rho \cdot A \cdot ds = \int_{(s)} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} dV \quad (3.50)$$

kde:

\dot{m}_1 ...hmotnostní tok tekutiny vstupující do trubice ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

\dot{m}_2 ...hmotnostní tok tekutiny vystupující z trubice ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

A ... průřez trubice (m^2)

V ...objem trubice o určité délce a průřezu A (m^3)

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{(s)} \rho \cdot A \cdot ds$...časová změna hmotnosti tekutiny v trubici od s_1 po s_2 , tzn. je to akumulovaný hmotnostní tok ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

Pokud uvažujeme stacionární proudění uvnitř trubice, tak všechny časové derivace jsou nulové ($\frac{\partial f}{\partial t} = 0$), poté přejde rovnice 3.43 do tvaru:

$$g \cdot y_1 + \frac{\bar{c}_1^2}{2} + \frac{\bar{p}_1}{\rho} = g \cdot y_2 + \frac{\bar{c}_2^2}{2} + \frac{\bar{p}_2}{\rho} + e_{dis} \quad (3.51)$$

A rovnice 3.50 do tvaru:

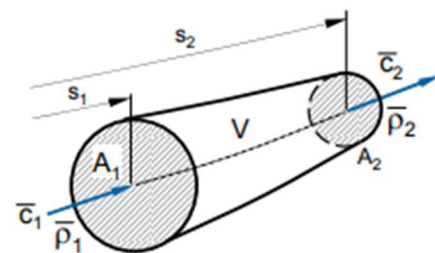
$$\dot{m}_1 - \dot{m}_2 = 0 \quad (3.52)$$

Dále pokud trubice má pouze jeden vstup a jeden výstup, přejde rovnice 3.52 do tvaru:

$$\rho_1 \cdot \dot{V}_1 = \rho_2 \cdot \dot{V}_2 = \rho_1 \cdot \bar{c}_1 \cdot A_1 = \rho_2 \cdot \bar{c}_2 \cdot A_2 \quad (3.53)$$

Dále pokud uvažujeme konstantní hustotu tekutiny v trubici $\rho_1 = \rho_2 = \rho = konst$, přejde rovnice 3.53 do tvaru:

$$\bar{c}_1 \cdot A_1 = \bar{c}_2 \cdot A_2 \quad (3.54)$$



Obrázek 3.12 Rovnice kontinuity
převzato z [13]

A pokud uvažujeme stejný průřez trubice v bodech 1 a 2, přejde rovnice 3.54 do tvaru:

$$\bar{c}_1 = \bar{c}_2 = \frac{\dot{m}_{1,2}}{\rho_{1,2} \cdot A_{1,2}} \quad (3.55)$$

Tedy rychlost v bodě 1 a v bodě 2 trubice je stejná.

kde:

\dot{V}_1 ...Objemový tok tekutiny vstupující do trubice ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

\dot{V}_2 ...Objemový tok tekutiny vystupující z trubice ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)

4 CLAUSIUS-RANKINŮV CYKLUS

Tato kapitola se zabývá popisem Clausius-Rankinova (dále jen C-R) cyklu z pohledu termodynamiky a použité technologie.[14, 15]

4.1 C-R cyklus obecně

Jedná se o termodynamický cyklus, jež je využíván pro výrobu elektrické energie, ale lze ho využít i pro výrobu páry pro topné soustavy. V klasickém provedení je pracovním médiem voda, která v nejjednodušším provedení C-R cyklu prochází 6 stavy. Přechody vody mezi těmito stavy způsobují jednotlivá zařízení v C-R cyklu, jsou to:

1, Parogenerátor (PG) – V PG dochází pomocí dodávaného tepla vodě k izobarickému ohřátí vody na teplotu varu. Následně dodáváním dalšího tepla dochází k izobarickému vypařování vody a vzniká tak mokrá, sytá pára.

2, Přehřívák, přihřívák – V přehříváku dochází k izobarickému přehřátí syté páry na tzv. ostrou páru.

Prakticky stejnou funkci má i přihřívák, jenž rovněž buď sytou nebo ostrou páru dále přehřívá na vyšší teplotu.

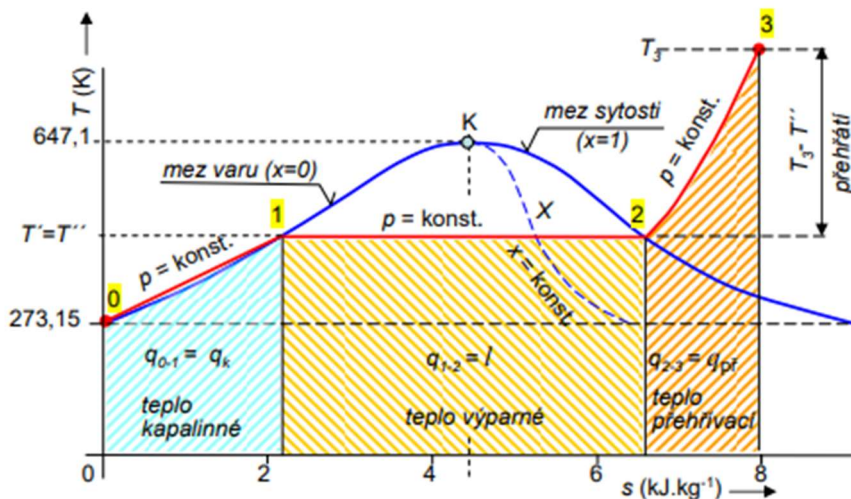
**Poznámka: PG a přehřívák budou blíže vysvětleny u Obrázku 4.1*

3, Turbína – V turbíně dochází k expanzi páry. Během expanze pára přeměňuje svou tepelnou (entalpickou) energii na kinetickou energii, kterou poté předá turbíně. Turbína roztáčená urychlenou párou vyvodí na hřídel mechanický otáčivý moment, jenž roztáčí generátor, jenž je s turbínou na společné hřídeli. Na konci expanze může pára být ve formě přehřáté páry (typicky protitlaké turbíny, případně odběrové turbíny) nebo ve formě mokré páry (typicky kondenzační turbíny).

4, Čerpadlo (Napáječka) – Čerpadlo svým působením vodu urychluje a předává jí kinetickou a tlakovou energii pro překonání výškového a tlakového spádu.

5, Kondenzátor – Kondenzátor následuje za posledním stupněm turbíny a jeho účelem je izobaricky odebrat teplo mokré páře tak, aby se všechna pára přeměnila do kapalného skupenství. Na výstupu kondenzátoru tedy získáváme vodu v kapalném skupenství.

**Poznámka: Jednotlivá zařízení budou blíže popsána v kapitolách níže.*



Graf 4.1 Zakreslení termodynamických pochodů vody v kotli a přehříváku do T-s diagramu
převzato z [16]

V grafu 4.1 máme znázorněn T-s diagram vody, kde pro pochopení dějů je důležitá modrá nepřerušovaná křivka (tvar kopečku). Na vrcholu této křivky je tzv. kritický bod⁶, který rozděluje křivku na další dvě křivky, tzv. mez varu (dolní mezní křivka) a mez sytosti (horní mezní křivka). Mezi horní a dolní mezní křivkou splývá izoterma a izobara a jejich křivky jsou rovnoběžné s horizontální osou (osa měrné entropie s). Na levo od meze varu je voda v kapalném skupenství. Napravo od meze sytosti je voda ve formě tzv. přehřáté páry.[16]

V prostoru mezi mezí varu a mezí sytosti je voda v podobě tzv. mokré páry. Mokrý pára představuje kombinaci vody a vodní páry, jež se z vody vypařováním uvolnila. Mokrý pára tedy tvoří heterogenní směs, lze si to představit jako konfiguraci nádoby, ve které máme vodu a jejím ohříváním a vypařováním se vytváří nad vodní hladinou polštář páry (tzv. syté páry). Mokrý pára je popsána tzv. suchostí:

$$\text{suchost} = \frac{m_{\text{sytá pára}}}{m_{\text{mokrý pára}}} = \frac{m_{\text{sytá pára}}}{m_{\text{sytá pára}} + m_{\text{kapalina}}} \quad (4.1)$$

kde:

suchost...suchost páry (-), $\text{suchost} \in \langle 0; 1 \rangle$

$m_{\text{sytá pára}}$...hmotnost páry nad vodní hladinou (kg)

m_{kapalina} ...hmotnost vody (kg)

⁶ Kritický bod je definován teplotou, $T_{\text{krit}} = 373,946 \text{ °C}$, $p_{\text{krit}} = 22,064 \text{ Mpa}$, $\rho_{\text{krit}} = 322 \pm 3 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$, po překročení tohoto bodu má kapalina a vodní pára stejnou hustotu.

Podle grafu 4.1 můžeme proces výroby ostré páry rozdělit na 4 klíčové body.

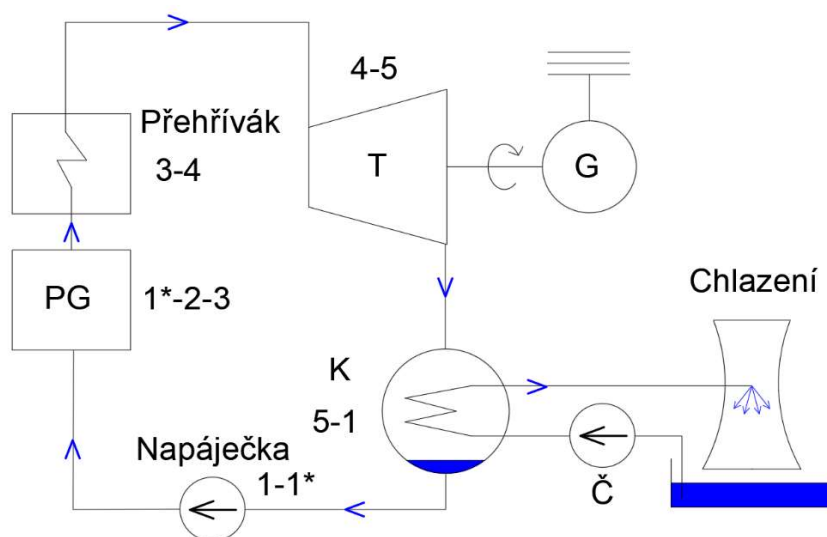
Bod 0: Voda o určité teplotě je přivedena do kotle čerpadlem. Čerpadlo adiabaticky (a prakticky díky velice malé stlačitelnosti vody izochoricky) vodu urychlí a stlačí na pracovní tlakovou křivku turbíny.

Body 0 – 1: Voda je izobaricky ohřívána, až se dostane svou teplotou na levou mezní křivku v T-s diagramu vody. V tomto bodě 1 voda dosahuje teploty varu.

Body 1 – 2: Voda se díky dalšímu izobarickému ohřevu vypařuje, vytváří nad hladinou kapaliny polštář syté páry a postupně zvyšuje svoji suchost až se dostane do bodu 2. V bodě 2 je veškerá voda zcela vypařena a pára má suchost = 1.

Body 2 – 3: Zcela nasycená sytá pára z bodu 2 je dále izobaricky ohřívána (přesněji řečeno přehřívána) na vyšší teplotu až do bodu 3, což je pracovní bod páry na vstupu do turbíny. Z bodu 3 následně pára adiabaticky expanduje na turbíně.

4.2 Popis základní konfigurace C-R cyklu



Obrázek 4.1 Základní konfigurace C-R cyklu
převzato z [14]

V obrázku 4.1 je vyobrazena základní konfigurace C-R cyklu, kterou lze rozdělit do 5-ti termodynamických dějů, jež je možné sledovat v grafech 4.2 a 4.3:[14]

Body 1*-2-3: Voda v kapalném skupenství je natlakována a hnána napájecím čerpadlem (Napáječkou) do parogenerátoru PG, kde na vstupu do PG se nachází v bodě 1*. Z bodu 1* do bodu 2 je voda izobaricky ohřívána až na dolní mezní křivku (mez varu). Z bodu 2 do bodu 3 je voda izobaricky vypařována a tvoří mokrou páru. V bodě 3 je veškerá voda odpařena vzniká sytá pára.

Body 3-4: Sytá pára z bodu 3 je dále izobaricky přehřívána až na požadovanou admissní teplotu, a tedy i entalpii.

**Poznámka: body 1*-2-3-4 jsou podrobněji popsány v kapitole 4.1*

Body 4-5: Přehřátá pára prochází turbínou, kde vratně adiabatcko-izoentropicky (ve skutečnosti nevratně adiabaticky) expanduje do oblasti mokré páry na emisní tlak (tlakovou křivku) daný kondenzátorem. Zároveň turbína přeměňuje tepelnou energii páry na mechanickou práci turbíny, jež roztáčí hřídel spojenou s generátorem. Pára na výstupu z turbíny se tedy nachází v bodě 5 v podobě mokré páry, odkud jde do kondenzátoru.

Body 5-1: Mokrý pára z výstupu turbíny jde do kondenzátoru, kde jí je izobaricko-izotermicky odebíráno teplo. Mokrý pára tedy postupně kondenzuje, respektive v heterogenní směsi mokré páry postupně kondenzuje sytá pára -> postupně klesá podíl syté páry a roste podíl kapalně vody ve směsi až do bodu 1. V bodě 1 se nachází mokrý pára s nulovou suchostí, tedy voda.

5 TECHNICKÝ MODEL

V této kapitole bude popsán modelovaný C-R cyklus.

5.1 Technický popis jednotlivých prvků C-R cyklu

V této kapitole budou popsány jednotlivé technologické prvky v modelovaném C-R cyklu. [17]

5.1.1 Olejová nádrž (kotel)

V typickém provedení C-R cyklu by místo olejové nádrže byl použit kotel, jenž by skrze spaliny sloužil jako zdroj tepelné energie.[9]

Pro modelovaný C-R cyklus je zvolena namísto kotle nádrž s olejem.

Jedná se o dobře zaizolovanou ocelovou nádrž s olejem, jejímž účelem je akumulovat přebytky elektrické energie, vyrobené například z FVE, přeměnou na tepelnou energii v oleji. Uvažovaná nádrž by měla instalovány elektrické topné rezistory pro odporový ohřev oleje pro vytvoření stratifikovaného zásobníku ohřátého oleje.

Stratifikovaný zásobník obecně funguje na principu rozdělení kapaliny v nádrži do několika vrstev, kde každá vrstva má svoji teplotu, a tedy i svoji hustotu. Právě díky rozdílné hustotě nedochází k promíchávání jednotlivých vrstev a zároveň díky malé tepelné vodivosti mezi vrstvami nedochází k intenzivnímu přestupu tepla kondukcí.

Uvažované topné rezistory by byly rozmístěny v celé výšce nádrže tak, aby bylo možné ohřívat tu vrstvu oleje, která je aktuálně nejbližší pracovní vrstvě oleje. Tím docílíme toho, že bude omezeno vytváření proudících vírů a toků olejů, které by promíchávaly vrstvy oleje při postupu ze spodní vrstvy do pracovní vrstvy.

Principiálně by olejová nádrž byla provozována tak, že v horní části bude vrstva oleje ohřátého na požadovanou pracovní teplotu a dalším ohříváním oleje v blízkosti této vrstvy, bude tato vrstva o pracovní teplotě zvyšovat svůj objem. V zásobníku bude tedy k dispozici větší množství oleje o pracovní teplotě. Topné rezistory by byly napájeny přebytky elektrické energie.

5.1.2 Parogenerátor+přehřívák

Parogenerátor (PG) slouží k výrobě syté páry o zvolené teplotě a tlaku z přivedené vody (případně jiné tekutiny, viz organický C-R). [18]

Podle proudění vody lze PG rozdělit na:

1) Bubnové

Tyto PG mají buben, který slouží jako zdroj syté páry a zároveň odděluje okruh vody a páry.

Do bubnu je přiváděna ohřátá voda z ekonomizéru o teplotě varu nebo její blízkou teplotou.

V bubnu tato voda klesá buď samospádem nebo pomocí čerpadla netopenými spádovými trubkami dolů do parní komory výparníku, kde pak navazují trubky tzv. varnice, jež jsou ohřívány

spalinami kotle. Ve varnicích je voda ohřívána

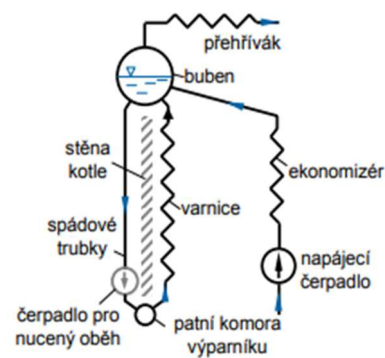
(klesá její hustota) na teplotu varu, dochází ke vzniku mokré páry a pohybuje se směrem nahoru zpět do bubnu. Jedná se tedy o uzavřený cirkulační okruh. Takto vzniklá sytá pára je poté odvedena z prostoru nad bubnem do trubek přehříváku, kde již dojde ke konečnému přehřátí páry na požadované parametry.

a) S přirozeným oběhem

Pro pohyb vody ve spádových trubkách a varnicích je využito rozdílné hustoty vody o vyšší a nižší teplotě. Trubky musejí mít dostatečný průměr, pro omezení hydraulických (tlakových) ztrát.

b) S nuceným oběhem

Pro zajištění snadno kontrolovaného a většího hmotnostního toku vody ve spádových trubkách a varnic je použito čerpadlo.



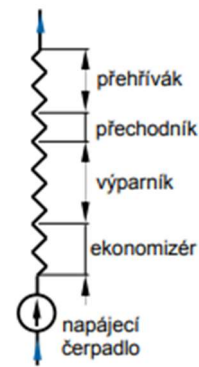
Obrázek 5.1 Schéma bubnového PG
převzato z [18]

2) Průtočné

Průtočné PG nemají bubny, jsou složeny pouze z trubek.

Zde je vždy pro oběh vody použito čerpadlo.

Hranice mezi jednotlivými úseky nejsou jednoznačně určeny a hranice, kde začíná a končí výparník jsou závislé na výkonu kotle.



Obrázek 5.2 Schéma průtočného PG
převzato z [18]

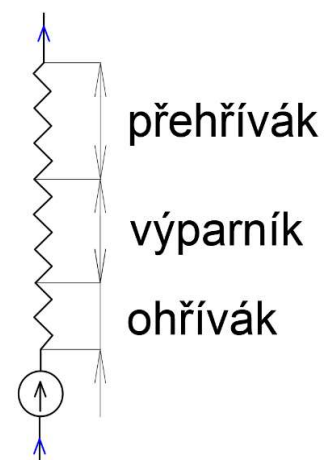
Zvolené řešení pro modelování PG bude koncipováno jako výměník tzv. trubka v trubce v konfiguraci protiproudého výměníku včetně přehříváku. Výměník bude s nuceným oběhem a bude nazván jako PG+přehřívák. Toto řešení je podobné průtočnému PG, kde hlavním rozdílem je, že u průtočného PG proudí spaliny kolem trubek v prostoru kotle.

PG tedy bude mít vnitřní trubku a vnější trubku.

Vnitřní trubkou bude protékat médium s vyšším tlakem⁸, tzn. voda o tlaku odpovídajícím admisní páře, a bude hnaná napájecím čerpadlem, tzv. Napáječkou.

Prostorem mezi vnější a vnitřní trubkou bude protékat zdroj tepla, tzn. ohřátý olej z olejové nádrže hnaný čerpadlem Č_{olej,přehřívák+PG}.

Voda bude ohřívána přijímáním tepla od oleje.



Obrázek 5.3 Schéma modelovaného PG
vytvořeno na základě [18]

5.1.3 Přihříváky

Jsou to tepelné výměníky, ve kterých dochází k přehřívání páry. Přihříváky se používají u vícetělesových turbín, kde jsme limitováni maximální možnou teplotou přehřáté páry, a tedy relativně nízkou prací jednoho stupně turbíny, a tedy nízkou tepelnou účinností cyklu. Díky přihříváku si páru po expanzi ve VT stupni přehřejeme opět na vyšší teplotu

⁸ Podle definice tlaku platí, že síla působící na stěnu trubky je rovna součinu tlaku kapaliny a povrchu trubky, jež je ve styku s kapalinou. Z toho vyplývá, že je výhodné umístit tekutinu s vyšším tlakem do vnitřní trubky, kde bude kapalina v kontaktu s menší plochou než u vnější trubky.

a takto ohřátá pára poté jde do dalšího stupně (tělesa) turbíny (ST nebo NT), kde opět proběhne její expanze.

Pro modelovaný C-R cyklus je uvažováno použití 2 přehříváků, jejichž popis bude zahrnovat pouze energetické bilance.

5.1.4 Turbína

Turbína je točivý stroj, jejímž účelem je transformovat tepelný výkon páry na mechanický výkon hřídele turbíny.

Základními konstrukčními prvky uvnitř turbíny jsou stator s rozváděcím kolem s lopatkami (dále jen RK) a rotor s oběžným kolem s lopatkami (dále jen OK). Lopatky na statoru se nepohybují, jsou pevně přídělány ke kostře statoru. Zatímco lopatky rotoru se pohybují, točí a jsou pevně spojeny s kostrou rotoru a hřídelí s ložisky.

Většinou mají turbíny více pracovních stupňů, kde **pracovním stupněm** je myšlena soustava jedné sady lopatek RK a po nich následující jedna sada lopatek OK. V rámci těchto dvou celků dochází k expanzi páry a předání její energie rotoru, tedy OK a tedy hřídeli.

Turbíny lze rozdělit podle:

- 1) Pracovní látky na:[17]
 - a) **Plynové** – Pro plynná nebo kapalná paliva, vstupní teplota spalin 600 až 1400 °C a výstupní teplota spalin 450 až 600 °C.
 - b) **Parní** – Pro vodu v plynném skupenství ve formě přehřáté páry, vstupní teplota páry 400 až 650 °C a výstupní teplota mokré páry 28 až 42 °C.
 - c) **Parní pro ORC** – Jedná se o turbíny pro tzv. ORC, což je organický Rankinův cyklus. Turbíny jsou podobné klasickým parním turbínám na přehřátou páru. ORC se využívá pro zdroje tepla, jež nedokážou poskytnout ohřátou pracovní látku na teploty kolem 400 °C. Jejich jednoznačnou výhodou je kladná směrnice horní mezní křivky, tedy po expanzi zůstává látka ve formě přehřáté páry. Pro teploty menší než 200 °C se používají alkany a freony a pro teploty od 200 do 400 °C se používají například aromatické uhlovodíky.
 - d) **Parní na mokrou (syitou) páru** – Typické použití je v jaderných elektrárnách, vstupní teplota páry 300 °C.
- 2) Zapojení turbíny v technologickém celku:[19]
 - a) **Protitlaké turbíny** – Turbíny, za kterými buď nenásleduje kondenzátor nebo následuje kondenzátor, ale je v něm tlak 0.1 MPa a více (tlak vyšší než atmosférický).
 - b) **Kondenzační turbíny** – Turbíny, za kterými následuje kondenzátor. Výstupní tlak z turbíny do kondenzátoru je 2 kPa a více.

3) Odběrů páry:

Turbína s neregulovanými odběry – Všechna pára je využita v turbíně, případně je její část odvedena pro regeneraci nebo pro tzv. labyrintovou ucpávku pro utěsnění turbíny, ...

Turbína s regulovanými odběry – Stejně jako u neregulované, ale navíc jsou zde odbočky, které část páry vezmou turbíně a tato pára se využije pro teplotní potřeby (rozvod tepla do okolních bydlíšť, ...)

4) Počtu těles:

Jednotělesové – Pro menší výkony

Vícetělesové – Pro vyšší výkony, turbína může být rozdělena na vysokotlaké VT, středotlaké ST a nízkotlaké NT díly.

Pro modelovaný C-R cyklus bude zvolena vícetělesová kondenzační parní turbína s VT, ST a NT tělesy (stupni) a neregulovanými odběry.

Důvodem výběru kondenzační turbíny je maximální využití entalpického spádu a dosažení vyšší tepelné účinnosti cyklu. Turbína bude provozována tak, aby v posledních stupních turbíny nevznikala mokrá pára s kapičkami vody, které by způsobovaly erozi. Díky tomu se může prodloužit životnost turbíny a snížit její pořizovací cena.

Turbína je vybrána s neregulovanými odběry, protože se neuvažuje potřeba odběru ostře páry z turbíny.

Co se týče počtu těles, tak byly vybrány 3 z důvodu použití dvou příhříváků.

5.1.5 Generátor

Generátor je točivý elektrický stroj, který přeměňuje mechanickou energii na elektrickou energii.

Generátory lze rozdělit podle:

1) Konstrukce rotoru na:

a) Rotor s vyniklými póly – tzv. hydrostroje

Jedná se o pomaloběžné stroje s mnoha póly a otáčkami v řádu stovek $\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}$ a jejichž využití je převážně pro vodní elektrárny s výkony až stovky MW.

b) Rotor s hladkými póly – tzv. turbostroje

Jedná se o rychloběžné stroje typicky dvou nebo čtyřpólové stroje, jejichž typické využití je právě pro tepelné cykly jako je C-R nebo ORC. Pro dvoupólový stroj se tyto generátory připojené na síť otáčejí rychlostí 3000 ot/min a čtyřpólové se otáčejí rychlostí 1500 ot/min .

Pro vyvedení výkonu z generátorů se používají pásové vodiče, které se dávají i 3 na jednu fázi. Pro nejvyšší výkony se používají systémy zapouzdřených vodičů.

2) Jmenovitého výkonu generátoru P_n :

P_n se volí podle výkonu turbíny, typicky se jedná o hodnoty 63, 125, 235, 588, 1176 MVA.

3) Jmenovitého svorkového napětí generátoru U_n :

U_n se volí na základě požadovaného jmenovitého proudu statoru generátoru I_n , podle izolace a dalších. Typické hodnoty jmenovitých svorkových napětí generátoru U_n v závislosti na jmenovitém výkonu generátoru P_n jsou vidět v tabulce 4.1.[17]

P_n (MW)	U_n (kV)
Do 50	6,3
50 až 100	10,5
100 až 200	13,8
200 až 500	15,75
1000 - Temelín	24 kV

Tabulka 5.1 Typické hodnoty jmenovitých svorkových napětí generátorů v závislosti na jmenovitém výkonu generátoru
převzato z [17]

Pro modelovaný C-R cyklus nebyl vybírán konkrétní generátor, pouze byly zvoleny jeho účinnosti pro výpočet elektrického výkonu z mechanického výkonu turbíny.

5.1.6 Kondenzátor

Kondenzátor bývá řešen jako křížový výměník s chladicí vodou proudící trubkami, kolem kterých z vnějšku proudí ochlazovaná pára z turbíny po expanzi.

Pomocí parametrů součinitele průchodu tepla stěnou k a teplosměnnou plochou S výměníku a pomocí parametrů chladicí vody se nastavuje tlak v kondenzátoru na straně páry. Do tohoto tlaku pára v turbíně expanduje. Konkrétně pro účely změny tlaku se mění teplota a velikost hmotnostního toku chladicí vody. Například zdvojnásobením hmotnostního toku chladicí vody se sníží její ohřátí až o 50 %, ale výkon turbíny se zvýší jen o několik procent. Na druhou stranu, pokud bychom snížili hmotnostní tok chladicí vody o polovinu, tak dojde k jejímu většímu ohřátí (o pár procent), ale výkon klesne až o 50 %. Z tohoto důvodu je nutné trubky kondenzátoru pravidelně čistit, aby se neucpaly. Pro čištění se dnes používají plastové kuličky, které se proženou trubkami, případně se použije zpětné proudění vody pro uvolnění nečistot nebo tepelné šoky. Anebo i dnes se stále používá ruční čištění, například pomocí vytěráků s kartáči.

Plášť kondenzátoru, který uzavírá celý parní prostor bývá ze svařených ocelových plechů. Pro výkony do 80 MW mívá válcový tvar, pro větší výkony se staví hranatý.

Příklad uspořádání vodou chlazeného kondenzátoru je na obrázku 5.4. Je vidět, že chladicí voda je ve vodní komoře rozdělena do více trubek pro zvětšení teplosměnné plochy při stejné délce trubek. Díky tomu dojde ke snížení teploty a tlaku kondenzující páry. Zároveň díky rozdělení do více trubek se sníží tlakové ztráty pro kondenzující páru a samotné trubice budou méně silově namáhány, to ale za cenu zvýšení tlakových ztrát pro chladicí vodu v samotných trubkách. Trubice se většinou vyrábějí z:

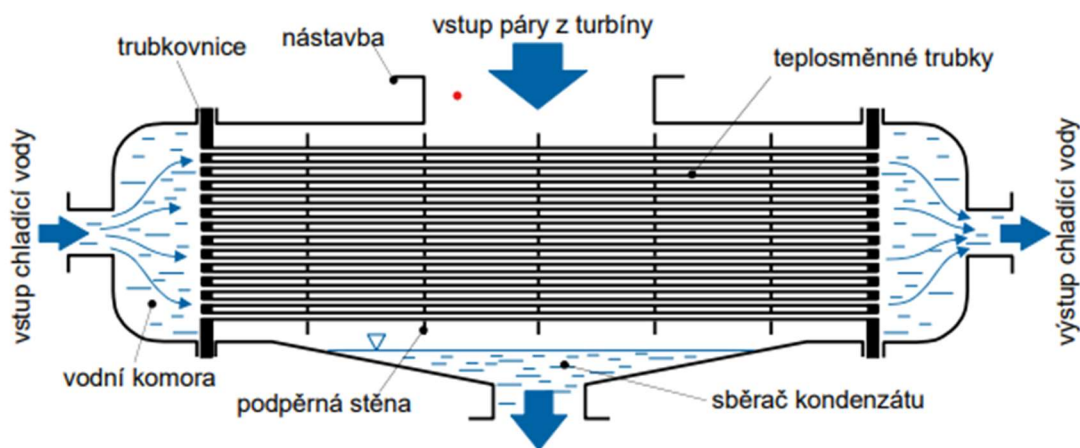
- nerezové oceli – tloušťka od 0,5 do 1 mm, max rychlost $4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- titanu – tloušťka od 0,5 do 0,7 mm, max rychlost $5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$
- mosazi – tloušťka 1 mm, max rychlost $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Minimální rychlost chladicí vody v trubkách bývá $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ z důvodu minimalizace zanášení trubic. Trubice se délkově pohybují od 4 do 10 m.

Pro oddělení prostoru s párou od prostoru vodní komory slouží trubkovnice (plech o tloušťce 40–50 mm), jež má v sobě díry pro uchycení trubek. Pro fixaci trubek jsou použity podpěrné stěny, jež omezují vibrace.

K fyzickému propojení výstupu turbíny a kondenzátoru slouží nástavba.

Zkondenzovaná voda z mokré páry se usazuje ve sběrači kondenzátu, odkud je tato voda odváděna čerpadly do dalších částí tepelného cyklu, například toto čerpadlo může rovnou čerpat kondenzát do PG.[12]



Obrázek 5.4 Vodou chlazený kondenzátor
převzato z [12]

Pro modelovaný C-R cyklus nebyl vybírán konkrétní kondenzátor, pouze byly počítány jeho energetické bilance.

5.1.7 Čerpadla

Čerpadlo dodává svým působením kapalině tlakovou a kinetickou energii.

Lze je rozdělit na:

1) Hydrostatická (objemová)

Čerpadlo navyšuje tlakovou energii kapaliny pomocí jejího mechanického stlačování. Jedná se tedy o přímou přeměnu.

Jejich výhodou je vysoká účinnost a možnost jejich využití pro velké tlaky v desítkách MPa.

2) Hydrodynamická (odstředivá)

Čerpadlo pomocí rotujícího kola urychluje kapalinu a tím navyšuje její kinetickou energii. Urychlená kapalina poté postupuje postupně se rozšiřujícím lopatkovým kanálem v kole a tím klesá rychlost kapaliny a navyšuje se její tlaková energie. Jedná se o nepřímou přeměnu.

Jejich výhodou je oproti hydrostatickým čerpadlům:

- nižší cena a hmotnost
- možné dosažení vyšších otáček
- lze je využít pro vyšší objemové toky
- lze poměrně snadno regulovat

Hydrodynamická čerpadla lze relativně snadno regulovat škrcením, obtokem. Dnes se ale nejvíce uplatňuje regulace změnou otáček díky dostupnosti levných asynchronních motorů s frekvenčními měniči.

Tato čerpadla se používají pro čerpadlové systémy v elektrárnách, teplárnách, ...

Podle směru výstupní kapaliny se dělí na radiální, axiální a diagonální.

3) Speciální

Sem se řadí vodní a parní injektory, elektromagnetická čerpadla, vodní trkače a mamutová čerpadla, která využívají spojených nádob.

S použitím čerpadel přímo souvisí potrubní systémy, skrze které čerpadlo žene kapalinu. Čerpadla mají svoji čerpadlovou charakteristiku závislosti měrné energie e , kterou čerpadlo předá kapalině, na objemovém toku \dot{V} . Potrubí mají taky své potrubní charakteristiky závislosti e na \dot{V} . Potrubní charakteristiku lze odvodit na základě BR. [20]

Obecný tvar rozšířené BR pro rotující kanál:

$$g \cdot y_1 + \beta_1 \frac{w_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} - \frac{u_1^2}{2} = g \cdot y_2 + \beta_2 \frac{w_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} - \frac{u_2^2}{2} + \int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial w}{\partial t} ds + e_{dis} \quad (5.1)$$

Kde:

y_1, y_2 ...vzdálenost vstupu/výstupu proudnice do kanálu/z kanálu od referenční úrovně (m)

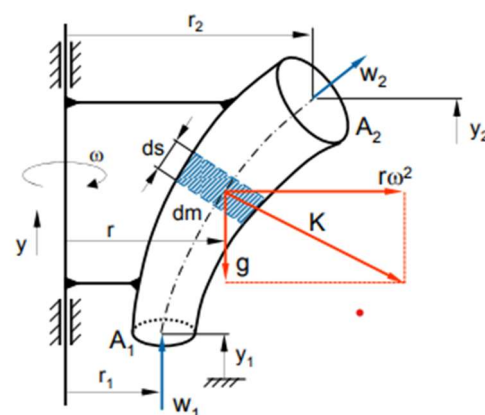
w_1, w_2 ...hodnota relativní rychlosti tekutiny vůči stěně kanálu vstupující do/vystupující z kanálu ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

$u_{1,2}$...unášivá (obvodová) rychlost stěny kanálu ve vzdálenosti $r_{1,2}$ od osy rotace ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

p_1, p_2 ...tlak na vstupu/výstupu kanálu (Pa)

$\int_{s_1}^{s_2} \frac{\partial \bar{c}}{\partial t} ds$...posčítané zrychlení proudnice po dráze od s_1

do s_2



Obrázek 5.5 Rozšířená Bernoulliho rovnice pro rotující kanál převzato z [20]

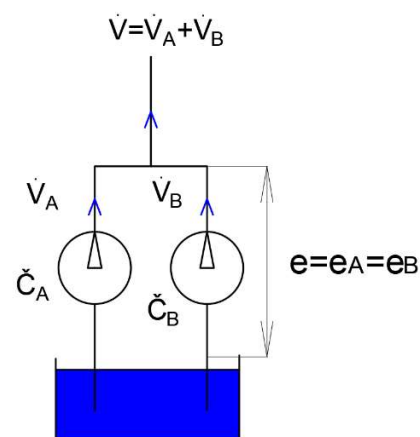
$\beta_1, \beta_2 \dots$ opravný součinitelé – pro turbulentní proudění se volí hodnoty $\beta = 1$

Pro aplikace, kde je jedno čerpadlo nedostatečné nebo adekvátní čerpadlo by bylo příliš drahé, lze pro dosažení požadovaného objemového toku nebo požadované výtlačné výšky s daným protitlakem čerpadla řadit sériově a paralelně:

1) Paralelní řazení čerpadel

Při zanedbání změny energie v propojovacím potrubí platí, že objemové toky se sčítají. To znamená, že pro každou hodnotu měrné energie e je výsledný tok \dot{V} roven součtu toků od jednotlivých paralelních čerpadel. Tedy platí:

$$\dot{V} = \sum_{i=1}^n \dot{V}_i \quad (5.2)$$



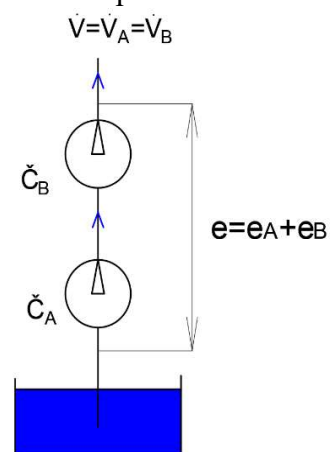
Obrázek 5.6 Schéma paralelního řazení čerpadel
vytvořeno na základě z [20]

Výše uvedené platí, pokud všechna čerpadla mají svoji charakteristiku nad charakteristikou potrubního systému. V opačném případě, pokud by některé čerpadlo mělo svojí měrnou energii při rozběhu (při nulovém objemovém toku) e_0 menší než odpovídající hodnota e_0 potrubí, dané čerpadlo by nedokázalo čerpat vodu do požadovaného místa.

2) Sériové řazení čerpadel

Při zanedbání změny energie v propojovacím potrubí platí, že měrné energie se sčítají. To znamená, že pro každou hodnotu objemového toku \dot{V} je výsledná měrná energie e rovna součtu měrných energií od jednotlivých sériově řazených čerpadel. Tedy platí:

$$e = \sum_{i=1}^n e_i \quad (5.3)$$

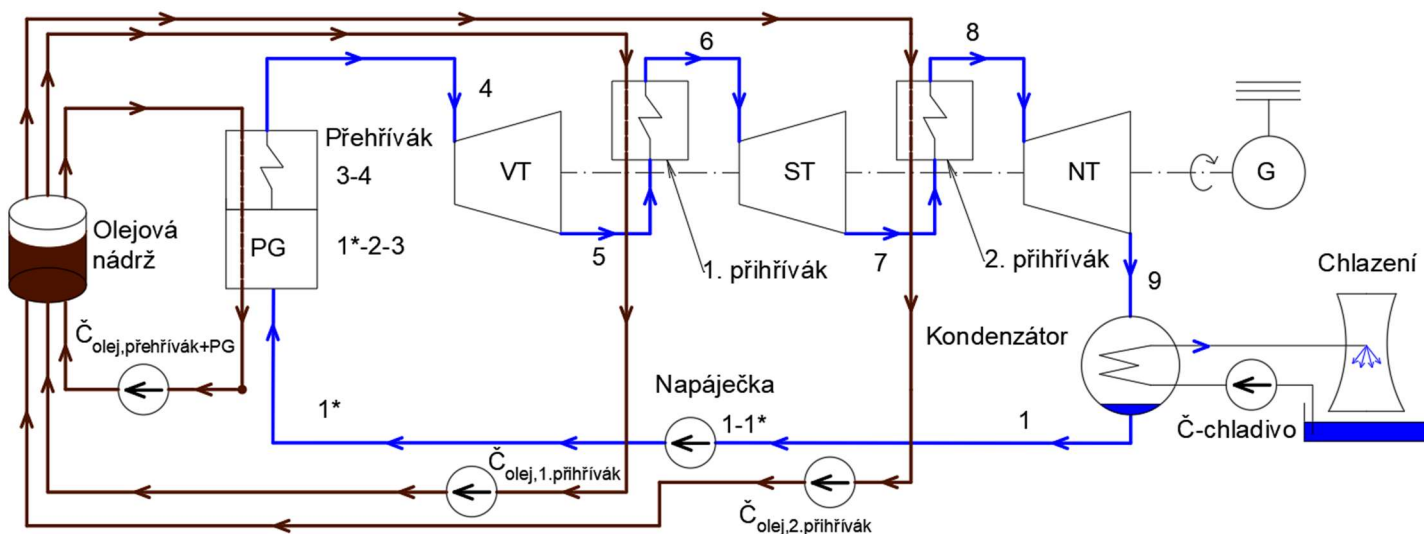


Obrázek 5.7 Schéma sériového řazení čerpadel
vytvořeno na základě z [20]

Pro modelovaný C-R cyklus jsou uvažovány 4 čerpadla, Napáječka, Č_{olej, přehřívák+PG}, Č_{olej, 1.přehřívák} a Č_{olej, 2.přehřívák}. Blíže popsány z pohledu elektrického příkonu bude Napáječka, která žene vodu parním cyklem a čerpadlo Č_{olej, přehřívák+PG}, které žene olej z olejové nádrže skrze výměník PG+přehřívák a zpět do nádrže.

5.2 Popis modelovaného C-R cyklu

Modelovaný C-R cyklus bude oproti základnímu C-R cyklu mít navíc 2 přehříváky, vícečetnou turbínu a místo kotle s parogenerátorem zde bude uvažován protiproudý výměník typu trubka v trubce s olejovou nádrží. Čerpadlo $\check{C}_{\text{olej,přehřívák+PG}}$ bude dodávat ohřátý olej z olejové nádrže do výměníku PG+přehřívák. První a druhý přehřívák budou mít svá vlastní čerpadla oleje $\check{C}_{\text{olej,1.přehřívák}}$ a $\check{C}_{\text{olej,2.přehřívák}}$.



Obrázek 5.8 Schéma modelovaného C-R cyklu

5.3 Bilanční popis jednotlivých prvků C-R cyklu

Entalpické počítání jednotlivých prvků vychází z 1. věty termodynamické pro otevřené soustavy, pro počítání bilancí budeme uvažovat stacionární proudění, tzn. časové derivace jsou nulové a zanedbáme potenciální složku energie nesené tekutinou:[21]

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \sum_{(i)} \dot{m}_i \left(h_i + \frac{c_i^2}{2} \right) - \sum_{(e)} \dot{m}_e \left(h_e + \frac{c_e^2}{2} \right) \quad (5.4)$$

kde:

\dot{Q}_{CV} ... tepelný tok přes hranici CV (W)

\dot{W}_{CV} ...mechanický výkon kontrolního objemu (W)

\dot{m}_i, \dot{m}_e ... hmotnostní toky tekutiny vstupující/vystupující do/z CV ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

c_i, c_e ... rychlosti tekutiny vstupující/vystupující do/z CV ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

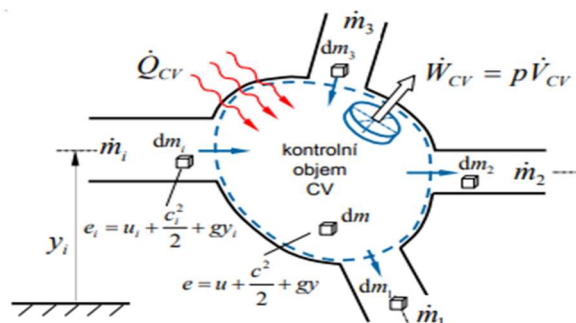
$\frac{c_i^2}{2}, \frac{c_e^2}{2} \dots$ kinetická energie nesená vstupujícími/vystupujícími hmotnostními toky tekutiny skrz CV ($J \cdot kg^{-1}$)

$h_i, h_e \dots$ měrná entalpie tekutiny vstupující/vystupující do/z CV ($J \cdot kg^{-1}$)

*Poznámka: Kinetické složky budou v následujících bilancích zanedbány.

*CV představuje kontrolní objem, jedná se o pomyslnou hranici, kterou ohraničíme zkoumanou část termodynamické soustavy.

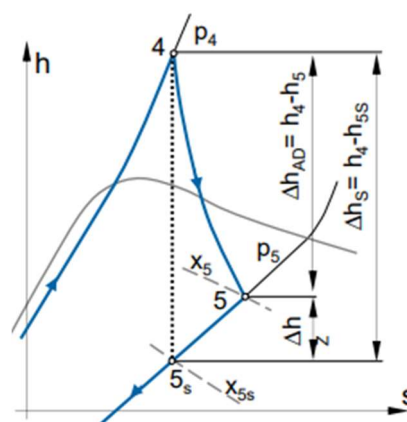
*Při hodnocení tepelných toků a mechanických prací, které vyplynou z rovnice 5.4 pro jednotlivá zařízení v C-R cyklu, bude uvažován takový smysl, že vstupující teplo je kladné a vystupující práce je kladná – po úpravě rovnice 5.4 na základě bilančních schémat a dosazení číselných hodnot, by měl směr šipky tepelného toku a mechanického výkonu zaznačený v schématech odpovídat znaménkům těchto vypočtených výkonů.



Obrázek 5.9: Věta o energii pro otevřené soustavy
převzato z [21]

Z rovnice 5.4 si následně určíme předpisy pro počítání tepla izobarických dějů a pro výpočet práce při nevratném adiabatickém ději jednotlivých částí C-R cyklu:[14]

Pro zjištění entalpie páry na konci nevratné adiabatické expanze h_5 ve VT stupni se vychází z hodnoty entalpie při izoentropické expanzi h_{5s} , viz graf 5.1. Stejným způsobem bude určena entalpie na konci expanze pro ST a NT stupně.



Graf 5.1 Grafické znázornění termodynamické účinnosti
převzato z [14]

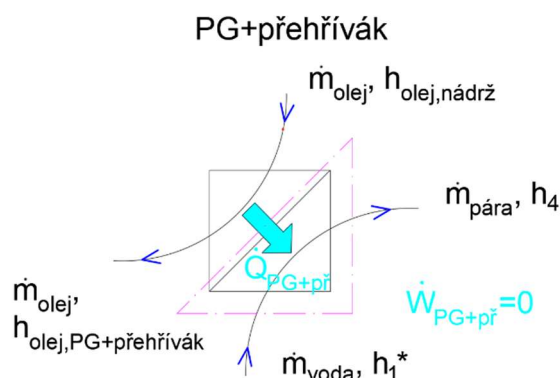
Termodynamická (izoentropická) účinnost oběhu:

$$\eta_{\text{izoentropicka}} = \frac{\Delta h_{AD}}{\Delta h_S} = \frac{h_4 - h_5}{h_4 - h_{5s}} \rightarrow h_5 = h_4 - \eta_t * (h_4 - h_{5s}) \quad (5.5)$$

Měrné přivedené teplo do PG+přehřívák:

Pro PG+přehřívák budeme uvažovat, že tepelný výměník nebude konat mechanickou práci (nebude se nijak nafukovat nebo smršťovat) ani žádná mechanická práce nebude na něj z vnějšku působit $\rightarrow \dot{W}_{PG+př} = 0$.

Energetickou bilanci výměníku PG+přehřívák určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.10:



Obrázek 5.10 Bilance PG+přehřívák

$$0 = \dot{Q}_{CV} - \dot{W}_{CV} + \dot{m}_{voda} \left(h_{1*} + \frac{c_{voda}^2}{2} \right) - \dot{m}_{pára} \left(h_4 + \frac{c_{pára}^2}{2} \right) \quad (5.6)$$

Protože do CV vstupuje pouze jeden hmotnostní tok tekutiny, který zároveň z CV i vy-
stupuje a nic se neakumuluje, tak podle rovnice kontinuity dostáváme, že $\dot{m}_{voda} =$
 $\dot{m}_{pára}$. Při zanedbání kinetické složky $\frac{c_{voda}^2}{2}$ vstupní a $\frac{c_{pára}^2}{2}$ výstupní tekutiny výsledná
rovnice přejde v tvar:

$$0 = \dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{voda} h_{1*} - \dot{m}_{pára} h_4 \quad (5.7)$$

$$0 = \dot{Q}_{PG+př} + \dot{m}_{voda,pára} (h_{1*} - h_4) \quad (5.8)$$

$$\dot{Q}_{PG+př} = \dot{m}_{voda,pára} (h_4 - h_{1*}) \quad (5.9)$$

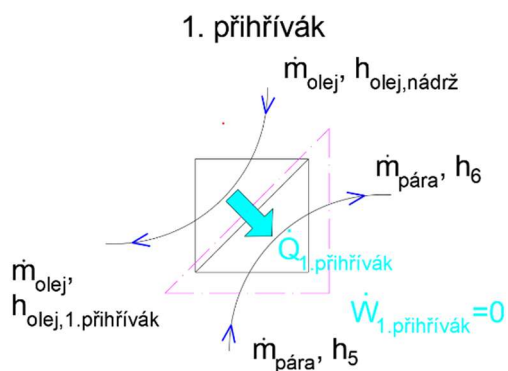
Výsledné měrné přivedené teplo do PG+přehříváku, potažmo do C-R cyklu bude:

$$q_{PG+př} = \frac{\dot{Q}_{PG+př}}{\dot{m}_{voda,pára}} = h_4 - h_{1*} \quad (5.10)$$

Měrné přivedené teplo do 1. přehříváku:

Opět bude uvažována nulová mechanická práce $\rightarrow \dot{W}_{1.přehřívák} = 0$.

Energetickou bilanci 1. přehříváku určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle ob-
rázku 5.11:



Obrázek 5.11 Bilance 1. přehříváku

$$0 = \dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_5 - \dot{m}_{pára}h_6 \quad (5.11)$$

$$0 = \dot{Q}_{1.přihřívák} + \dot{m}_{pára}(h_5 - h_6) \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{1.přihřívák} = \dot{m}_{pára}(h_6 - h_5) \quad (5.13)$$

Výsledné měrné přivedené teplo do od 1. přihříváku:

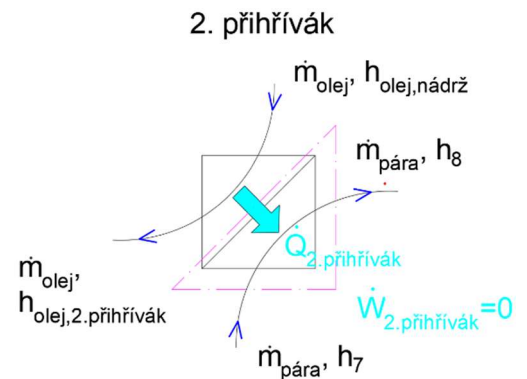
$$q_{1.přihřívák} = \frac{\dot{Q}_{1.přihřívák}}{\dot{m}_{pára}} = h_6 - h_5 \quad (5.14)$$

Měrné přivedené teplo do 2. přihříváku:

Opět bude uvažována nulová mechanická práce \rightarrow

$$\dot{W}_{2.přihřívák} = 0.$$

Energetickou bilanci 2. přihříváku určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.12:



Obrázek 5.12 Bilance 2. přihříváku

$$0 = \dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_7 - \dot{m}_{pára}h_8 \quad (5.15)$$

$$0 = \dot{Q}_{2.přihřívák} + \dot{m}_{pára}(h_7 - h_8) \quad (5.16)$$

$$\dot{Q}_{2.přihřívák} = \dot{m}_{pára}(h_7 - h_8) \quad (5.17)$$

Výsledné měrné přivedené teplo do od 2. přihříváku:

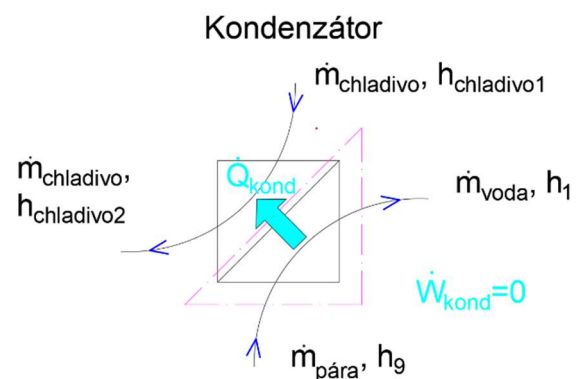
$$q_{2.přihřívák} = \frac{\dot{Q}_{2.přihřívák}}{\dot{m}_{pára}} = h_8 - h_7 \quad (5.18)$$

Měrné odvedené teplo z kondenzátoru:

Opět bude uvažována nulová mechanická práce \rightarrow

$$\dot{W}_{kond} = 0.$$

Energetickou bilanci kondenzátoru určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.13:



Obrázek 5.13 Bilance kondenzátoru

$$0 = \dot{Q}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_9 - \dot{m}_{voda}h_1 \quad (5.19)$$

$$0 = \dot{Q}_{kond} + \dot{m}_{voda,pára}(h_9 - h_1) \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_{kond} = -\dot{m}_{voda,pára}(h_9 - h_1) \quad (5.21)$$

Výsledné měrné odvedené teplo z kondenzátoru, potažmo z C-R cyklu bude:

$$q_0 = -\frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{m}_{voda,pára}} = -(h_9 - h_1) \quad (5.22)$$

Pro počítání tepelné účinnosti je zvykem počítat s velikostí q_0 , tedy:

$$|q_0| = \frac{\dot{Q}_{kond}}{\dot{m}_{voda,pára}} = h_9 - h_1 \quad (5.23)$$

Přičemž h_1 odpovídá entalpii mokré páry na dolní mezní křivce $h'_{p_5=p_{kond}}$:

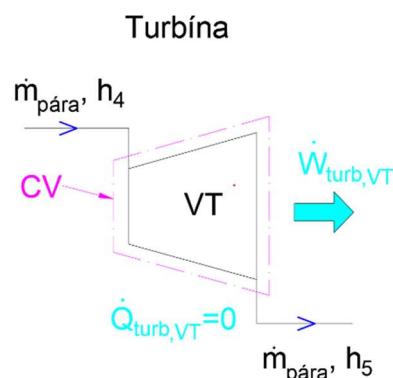
$$h_1 = h'_{p_5=p_{kond}} \quad (5.24)$$

Měrná práce VT dílu turbíny:

Při výpočtech je zanedbána kinetická a potenciální energie nesená párou a neuvažuje se unik tepla z turbíny do okolí \rightarrow

$$\dot{Q}_{turb,VT} = 0.$$

Energetickou bilanci turbíny určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.14:



Obrázek 5.14 Bilance VT dílu turbíny

$$0 = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_4 - \dot{m}_{pára}h_5 \quad (5.25)$$

$$0 = -\dot{W}_{turb,VT} + \dot{m}_{pára}(h_4 - h_5) \quad (5.26)$$

Výsledná měrná práce VT dílu turbíny:

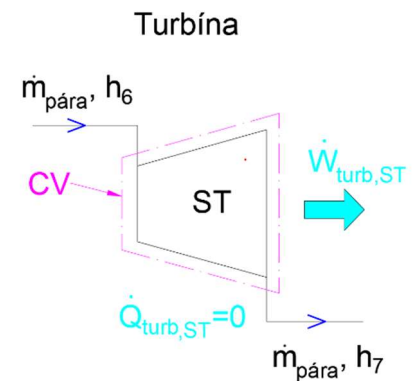
$$w_{turb,VT} = \frac{\dot{W}_{turb,VT}}{\dot{m}_{pára}} = h_4 - h_5 \quad (5.27)$$

**Poznámka: Měrná práce turbíny w_{turb} na základě 1. věty termodynamické představuje mechanickou tlakovou práci turbíny.*

Měrná práce ST dílu turbíny:

Opět $\dot{Q}_{turb,ST} = 0$.

Energetickou bilanci turbíny určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.15:



Obrázek 5.15 Bilance ST dílu turbíny

$$0 = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_6 - \dot{m}_{pára}h_7 \quad (5.28)$$

$$0 = -\dot{W}_{turb,ST} + \dot{m}_{pára}(h_6 - h_7) \quad (5.29)$$

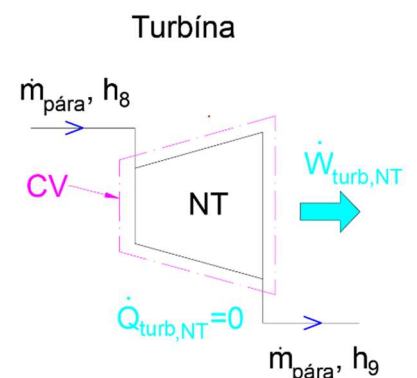
Výsledná měrná práce ST dílu turbíny:

$$w_{turb,ST} = \frac{\dot{W}_{turb,ST}}{\dot{m}_{pára}} = h_6 - h_7 \quad (5.30)$$

Měrná práce NT dílu turbíny:

Opět $\dot{Q}_{turb,NT} = 0$.

Energetickou bilanci turbíny určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.16:



Obrázek 5.16 Bilance NT dílu turbíny

$$0 = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{pára}h_8 - \dot{m}_{pára}h_9 \quad (5.31)$$

$$0 = -\dot{W}_{turb,NT} + \dot{m}_{pára}(h_8 - h_9) \quad (5.32)$$

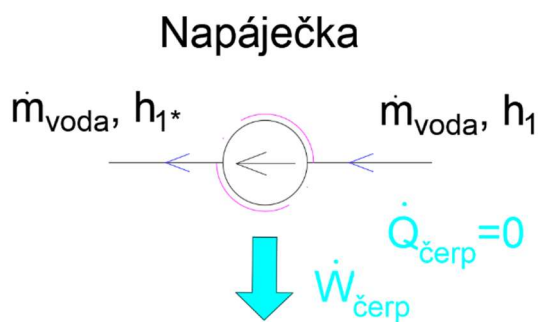
Výsledná měrná práce NT dílu turbíny:

$$w_{turb,NT} = \frac{\dot{W}_{turb,NT}}{\dot{m}_{pára}} = h_8 - h_9 \quad (5.33)$$

Měrná práce čerpadla (Napáječky):

Opět je uvažován nulový únik tepla do prostoru kolem Napáječky (čerpadla) $\rightarrow \dot{Q}_{\text{čerp}} = 0$.

Energetickou bilanci napáječky určíme z rovnice 5.4, přičemž budeme sestavovat rovnici podle obrázku 5.17:



Obrázek 5.17 Bilance Napáječky

$$0 = -\dot{W}_{CV} + \dot{m}_{\text{voda}}h_1 - \dot{m}_{\text{voda}}h_{1^*} \quad (5.34)$$

$$0 = -\dot{W}_{\text{čerp}} \cdot \dot{m}_{\text{voda}}(h_1 - h_{1^*}) \quad (5.35)$$

Výsledná měrná práce Napáječky:

$$w_{\text{čerp}} = \frac{\dot{W}_{\text{čerp}}}{\dot{m}_{\text{voda}}} = h_1 - h_{1^*} \quad (5.36)$$

Pro určení entalpie h_{1^*} vyjdeme z rovnice 1. věty termodynamické pro uzavřené soustavy:

$$dw_{\text{čerp}} = dw_{\text{tlak}} = -dh = -vdp \quad (5.37)$$

$$-dh = -vdp \quad (5.38)$$

$$-\int_{h_1}^{h_{1^*}} dh = -\int_{p_1}^{p_{1^*}} vdp \quad (5.39)$$

A protože je voda téměř nestlačitelná, tak za v lze dosadit v_1 :

$$v = v_{1^*} = v_1 = v'_{p_1=p_5} \quad (5.40)$$

Poté získáme rovnici:

$$h_{1^*} - h_1 = v_1 \cdot (p_{1^*} - p_1) = v'_{p_5} \cdot (p_4 - p_5) \quad (5.41)$$

Z rovnice výše již můžeme vyjádřit vztah pro h_{1^*} :

$$h_{1^*} = h_1 + v'_{p_5} \cdot (p_4 - p_5) \quad (5.42)$$

Měrná práce oběhu:

$$\begin{aligned}
 w_{ob\dot{e}h} &= \frac{\dot{W}_{ob\dot{e}h}}{\dot{m}_{p\acute{a}ra}} = w_{turb,VT} + w_{turb,ST} + w_{turb,NT} + w_{\dot{c}erp} \\
 &= q_{PG+p\check{r}} + q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} + q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} - |q_0| \\
 &= h_4 - h_5 + h_6 - h_7 + h_8 - h_9 + h_1 - h_{1*}
 \end{aligned} \tag{5.43}$$

Tepelná účinnost oběhu včetně práce Napáječky:

$$\begin{aligned}
 \eta_{t,nap\acute{a}je\check{c}ka} &= \frac{w_{ob\dot{e}h}}{q_{PG+p\check{r}} + q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} + q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k}} = \\
 &= \frac{h_4 - h_5 + h_6 - h_7 + h_8 - h_9 + h_1 - h_{1*}}{q_{PG+p\check{r}} + q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} + q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k}}
 \end{aligned} \tag{5.44}$$

Tepelná účinnost oběhu bez práce Napáječky:

$$\begin{aligned}
 \eta_t &= \frac{w_{ob\dot{e}h} - w_{\dot{c}erp}}{q_{PG+p\check{r}} + q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} + q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k}} = \\
 &= \frac{h_4 - h_5 + h_6 - h_7 + h_8 - h_9}{q_{PG+p\check{r}} + q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} + q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k}}
 \end{aligned} \tag{5.45}$$

Potřebný hmotnostní tok páry:

$$\begin{aligned}
 P_{elektricky} &= \eta_{mech.soustroji} \cdot \eta_{generator} \cdot \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (w_{turb,VT} + w_{turb,ST} + w_{turb,NT}) \\
 &\quad + \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot w_{\dot{c}erp}
 \end{aligned} \tag{5.46}$$

$$\begin{aligned}
 P_{elektricky} &= \eta_{mech.soustroji} \cdot \eta_{generator} \cdot \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (h_4 - h_5 + h_6 - h_7 + h_8 - h_9) \\
 &\quad + \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (h_1 - h_{1*})
 \end{aligned} \tag{5.47}$$

$$\dot{m}_{p\acute{a}ra} = \frac{P_{elektricky}}{\eta_{mech.soustroji} \cdot \eta_{generator} \cdot (h_4 - h_5 + h_6 - h_7 + h_8 - h_9) + (h_1 - h_{1*})} \tag{5.48}$$

Výkon přivedený do PG+přehřívák:

$$\dot{Q}_{PG+p\check{r}} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot q_{PG+p\check{r}} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (h_4 - h_{1*}) \tag{5.49}$$

Výkon přivedený přehříváky:

$$\dot{Q}_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot q_{1.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (h_6 - h_5) \tag{5.50}$$

$$\dot{Q}_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot q_{2.p\check{r}ih\check{r}iv\acute{a}k} = \dot{m}_{p\acute{a}ra} \cdot (h_8 - h_7) \tag{5.51}$$

Výkon odváděný kondenzátorem:

$$\dot{Q}_o = \dot{m}_{pára} \cdot |q_o| = \dot{m}_{pára} \cdot (h_5 - h_1) \quad (5.52)$$

Mechanický výkon jednotlivých stupňů turbíny:

$$\dot{W}_{turb,VT} = \dot{m}_{pára} \cdot w_{turb,VT} = \dot{m}_{pára} \cdot (h_4 - h_5) \quad (5.53)$$

$$\dot{W}_{turb,ST} = \dot{m}_{pára} \cdot w_{turb,ST} = \dot{m}_{pára} \cdot (h_6 - h_7) \quad (5.54)$$

$$\dot{W}_{turb,NT} = \dot{m}_{pára} \cdot w_{turb,NT} = \dot{m}_{pára} \cdot (h_8 - h_9) \quad (5.55)$$

5.4 Výpočet modelovaného C-R cyklu

Modelovaný C-R cyklus je založen na myšlence použití 350°C oleje, který nám limituje maximální možnou teplotu admisní páry na vstupu do turbíny. Důvod použití oleje s maximální „bulk“ teplotou⁹ okolo 350 °C namísto olejů s vyšší možnou teplotou je čistě ekonomický. Pro účely simulací byl vybrán teplonosný olej Therminol 72, jenž má maximální „bulk“ teplotu 380 °C, tedy je zde zvolena rezerva 30 °C. [22]

Parametry VT stupně turbíny byly inspirovány protitlakou turbínou STG II českého společenosti PBS GROUP, a.s., jejíž admisní tlak je maximálně 6.5 MPa, emisní tlak maximálně 2.5 MPa a její spojkový výkon¹⁰ maximálně 10 MW.[23]

5.4.1 Vstupní hodnoty modelovaného C-R cyklu

$T_{admisni,VT,ST,NT} = 330 \text{ } ^\circ\text{C}$...teplota přehřáté páry na vstupu do dílu turbíny

$p_{admisni,VT} = 6.5 \text{ MPa}$...admisní tlak páry na vstupu do VT dílu turbíny

$P_{elektricky} = 7 \text{ MW}$...požadovaný elektrický výkon na svorkách generátoru

$T_{olej,nádrž} = 350 \text{ } ^\circ\text{C}$...teplota oleje v olejové nádrži

$\dot{m}_{olej,PG+přehřívák} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$... hmotnostní tok oleje jdoucího do výměníku PG+přehřívák¹¹

⁹ Maximální „bulk“ teplota představuje maximální možnou teplotu, na kterou může být olej ohřátý v celém objemu.

¹⁰ Spojkový výkon je mechanický výkon turbíny za spojkou, tzn. vnitřní výkon turbíny zmenšený o mechanické ztráty od turbíny ke spojce.

¹¹ Důvod zvolení hodnoty hmotnostního toku oleje $77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ je vysvětlen v kapitole 7.2

$\dot{m}_{olej,1.přihřívák} = 7.13 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$... hmotnostní tok oleje jdoucího do 1. přehříváku

$\dot{m}_{olej,2.přihřívák} = 6.26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$... hmotnostní tok oleje jdoucího do 2. přehříváku

$\eta_{izoentropicka} = 0.85 (-)$... typická hodnota izoentropické účinnosti turbíny

$\eta_{mech.soustroji} = 0.97 (-)$... mechanická účinnost soustrojí

$\eta_{generator} = 0.96 (-)$... účinnost generátoru přeměny mechanické energie na elektrickou energii

5.4.2 Dopočtené hodnoty modelovaného C-R cyklu

Termodynamické parametry vody na vstupu a výstupu jednotlivých stupňů turbíny a výměníků	Stupeň turbíny		
	VT	ST	NT
$h_{admisni}$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	$h_4 = 2969.14$	$h_6 = 3080.79$	$h_8 = 3129.19$
$s_{admisni}$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	6.18	6.77	7.70
T_{emisni} ($^{\circ}\text{C}$)	223.95	141.94	53.97
p_{emisni} (MPa)	2.50	0.38	0.015
$p_{admisni}$ (MPa)	6.50	2.50	0.38
$s_{emisni,izoentrop}$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	6.18	6.77	7.70
$h_{emisni,izoentrop}$ ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	2765.11	2675.29	2496.78
h_{emisni} ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)	$h_5 = 2795.71$	$h_7 = 2736.12$	$h_9 = 2591.64$
s_{emisni} ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$)	6.24	6.91	7.99

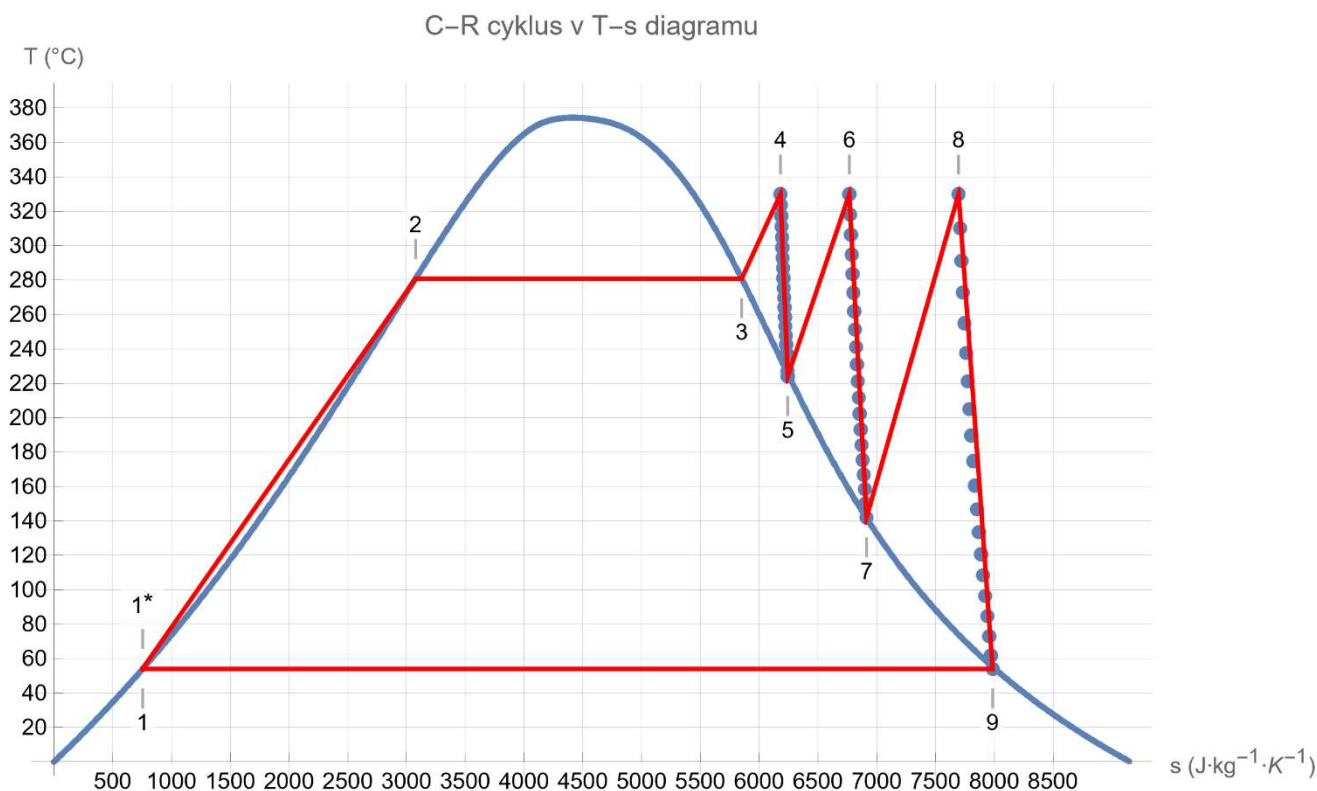
Tabulka 5.2 Dopočtené termodynamické hodnoty modelovaného C-R cyklu

$h_{cerpadlo1} = h_1 = 225.97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$... měrná entalpie vody na vstupu Napáječky

$h_{cerpadlo2} = h_{1*} = 232.55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$... měrná entalpie vody na výstupu Napáječky

$T_{cerpadlo2} = 54.22 \text{ }^{\circ}\text{C}$... teplota vody na výstupu Napáječky

Hodnoty emisních tlaků $p_{emisni,VT,ST,NT}$ byly zvoleny tak, aby pára adiabaticky expandovala na horní mezní křivku, tedy na křivku syté páry, viz graf 5.2.



Graf 5.2 T-s diagram modelovaného C-R cyklu

V grafu 5.2 jsou nevratné adiabatické expanze turbíny mezi body 4-5, 6-7, 8-9 naznačeny jednak klesajícími přímkami, tak i pomocí bodů, jež kopírují skutečný průběh adiabatické expanze po křivce. Je vidět, že expanze po přímce a křivce prakticky splývají. Mezi body 1 a 1* pracuje Napáječka, její práce vztažená k celkové práci cyklu představuje pouze 0.63 %, v grafu tyto body prakticky splývají. Dále emisní tlak na výstupu NT stupně je $p_{emisni,NT} = 0.015 \text{ MPa}$, tedy je menší, než atmosférický tlak (0.1 MPa). Tento tlak je i v kondenzátoru a na vstupu Napáječky. Z toho důvodu by se před Napáječku mohla zařadit napájecí nádrž s odplyňovákem, který by z vody odstranil nežádoucí plynné látky (okolní vzduch z netěsností systému).

5.4.1 Shrnutí výsledků simulovaného C-R cyklu

Po dosazení vstupních hodnot z odstavců výše a vypočtených hodnot z tabulky 5.2 do rovnic v kapitole 5.3 dostaneme výsledné hodnoty modelovaného C-R cyklu:

$\eta_{t, \text{napáječka}} = 30.72 \%, \eta_t = 30.91 \%$				
Měrné energie		Výkony		$\dot{m}_{\text{pára}} = 7.17$
$q_{PG+př}$	$2736.6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{Q}_{PG+př}$	19.62 MW	
$q_{1.\text{přihřívák}}$	$285.07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{Q}_{1.\text{přihřívák}}$	2.04 MW	
$q_{2.\text{přihřívák}}$	$393.08 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{Q}_{2.\text{přihřívák}}$	2.82 MW	
q_0	$-2365.7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	\dot{Q}_0	-16.96 MW	
$w_{\text{turb,VT}}$	$173.43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{W}_{\text{turb,VT}}$	1.24 MW	
$w_{\text{turb,ST}}$	$344.67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{W}_{\text{turb,ST}}$	2.47 MW	
$w_{\text{turb,NT}}$	$537.55 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{W}_{\text{turb,NT}}$	3.85 MW	
$w_{\text{čerp}}$	$-6.58 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	$\dot{W}_{\text{čerp}}$	-0.047 MW	
w	$1049.1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$	\dot{W}	7.52 MW	

Tabulka 5.3 Výsledné hodnoty modelovaného C-R cyklu

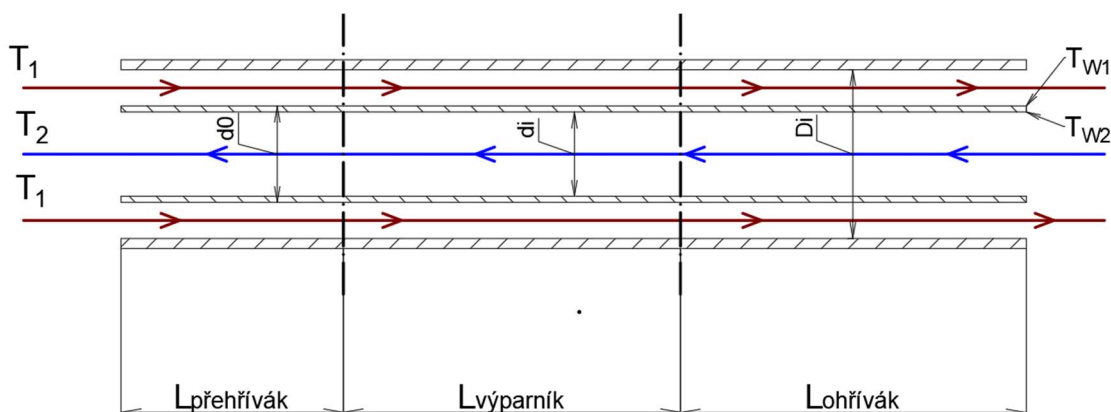
Jak můžeme vidět v tabulce 5.3, výsledná tepelná účinnost cyklu bez práce napáječky je $\eta_t = 30.91 \%$. Pokud bychom nepoužili přehřívání, tak kvůli relativně nízké teplotě admisní páry by tepelná účinnost cyklu byla pod 10 % (přesněji 8.64 %), tedy přehřívání zde hraje důležitou roli.

6 TERMODYNAMICKÝ POPIS VÝMĚNÍKU – PAROGENERÁTOR + PŘEHŘÍVÁK

Tato kapitola se zabývá termodynamickým popisem výměníku parogenerátor + přehřívák (PG+přehřívák), a to z pohledu sdílení tepla, teplotních profilů, technického návrhu, který je spojen s délkou výměníku, průměru jeho trubek a hydraulických ztrát. Dále pak jsou v této kapitole odvozeny rovnice pro výpočet příkonu čerpadel výměníku PG+přehřívák. Rovnice popsané v této kapitole jsou použity v programu modelu výměníku PG+přehřívák.

6.1 Rovnice přestupu tepla uvnitř trubek

Modelovaný výměník PG+přehřívák se z pohledu změny skupenství a termodynamických vlastností sestává ze 3 částí, jsou to přehřívák, výparník a ohřívák, viz obrázek 6.1. Kolmý profil je znázorněn na obrázku 6.2.



Obrázek 6.1 Schéma modelovaného výměníku PG+přehřívák

Pro všechny 3 části výměníku lze odvodit společný tvar diferenciální rovnice přestupu tepla, přičemž $T_{W1} \neq T_{W2}$:

Výslednou rovnici dostaneme sečtením tří diferenciálních rovnic přestupu tepla na nekonečně malém úseku dx .

První je rovnice konvektivního přestupu tepla z oleje o teplotě T_1 do stěny vnitřní trubky, na jejímž povrchu má stěna teplotu T_{W1} :

$$dQ(x) = \alpha_{olej, střed} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot dx \cdot (T_1(x) - T_{W1}(x)) \quad (6.1)$$

Druhá je rovnice prostupu tepla skrze stěnu trubky, jejíž krajní teploty jsou T_{W1} na straně oleje a T_{W2} na straně vody/páry.

$$dQ(x) = \frac{2\pi\lambda_{trubka}}{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)} \cdot dx \cdot (T_{W1}(x) - T_{W2}(x)) \quad (6.2)$$

A třetí rovnice je konvektivní přestup tepla ze stěny vnitřní trubky o teplotě T_{W2} do vody/páry o teplotě T_2 .

$$dQ(x) = \alpha_{voda/pára, střed} \cdot \pi \cdot d_i \cdot dx \cdot (T_{W2}(x) - T_2(x)) \quad (6.3)$$

**Poznámka: Členem $\alpha_{voda/pára, střed}$ je myšleno, že v rovnici může být použita $\alpha_{voda, střed}$, pokud se jedná o vodu v kapalném skupenství anebo $\alpha_{pára, střed}$, pokud se jedná o vodu v plynném skupenství (páru).*

Pomocí rovnic 6.1, 6.2 a 6.3 lze sestavit soustavu pro výpočet teplot stěny $T_{W1}(x)$, $T_{W2}(x)$ při známých teplotách tekutin $T_1(x)$, $T_2(x)$.

$$\begin{aligned} & \alpha_{olej, střed} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot (T_1(x) - T_{W1}(x)) = \\ & = \pi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \end{aligned} \quad (6.4)$$

$$\begin{aligned} & \alpha_{voda/pára, střed} \cdot \pi \cdot d_i \cdot (T_{W2}(x) - T_2(x)) = \\ & = \pi \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \end{aligned}$$

Sečtením a úpravou rovnic 6.1, 6.2 a 6.3 dostaneme diferenciální rovnici přestupu tepla skrze trubkový výměník:

$$dQ(x) = \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.5)$$

Pro další počítání lze rovnici 6.5 vztáhnout na vnější povrch vnitřní trubky a tím dostaneme výsledný tvar rovnice přestupu tepla skrze trubkový výměník. Takto přepočítaný tvar rovnice bude v práci dále používán. Lze to provést vynásobením pravé strany rovnice 6.5 poměrem $\frac{d_0}{d_0}$:

$$dQ(x) = \frac{d_0}{d_0} \cdot \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{\ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.6)$$

$$dQ(x) = d_0 \cdot \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed}} + \frac{d_0 \cdot \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{d_0}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.7)$$

$$dQ(x) = d_0 \cdot \pi \cdot dx \cdot k_{úplný} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.8)$$

Výsledný diferenciální tvar rovnice přestupu tepla skrze válcovou stěnu mezi dvěma tekutinami při $T_{w1} \neq T_{w2}$:

$$dQ(x) = a \cdot dx \cdot k_{úplný} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.9)$$

kde:

a ...obvod vnější strany vnitřní trubky (m), $a = d_0 \cdot \pi$

$dQ(x)$... prostupující tepelný výkon v bodě x (W)

d_i ...vnitřní průměr vnitřní trubky (m)

d_0 ... vnější průměr vnitřní trubky (m)

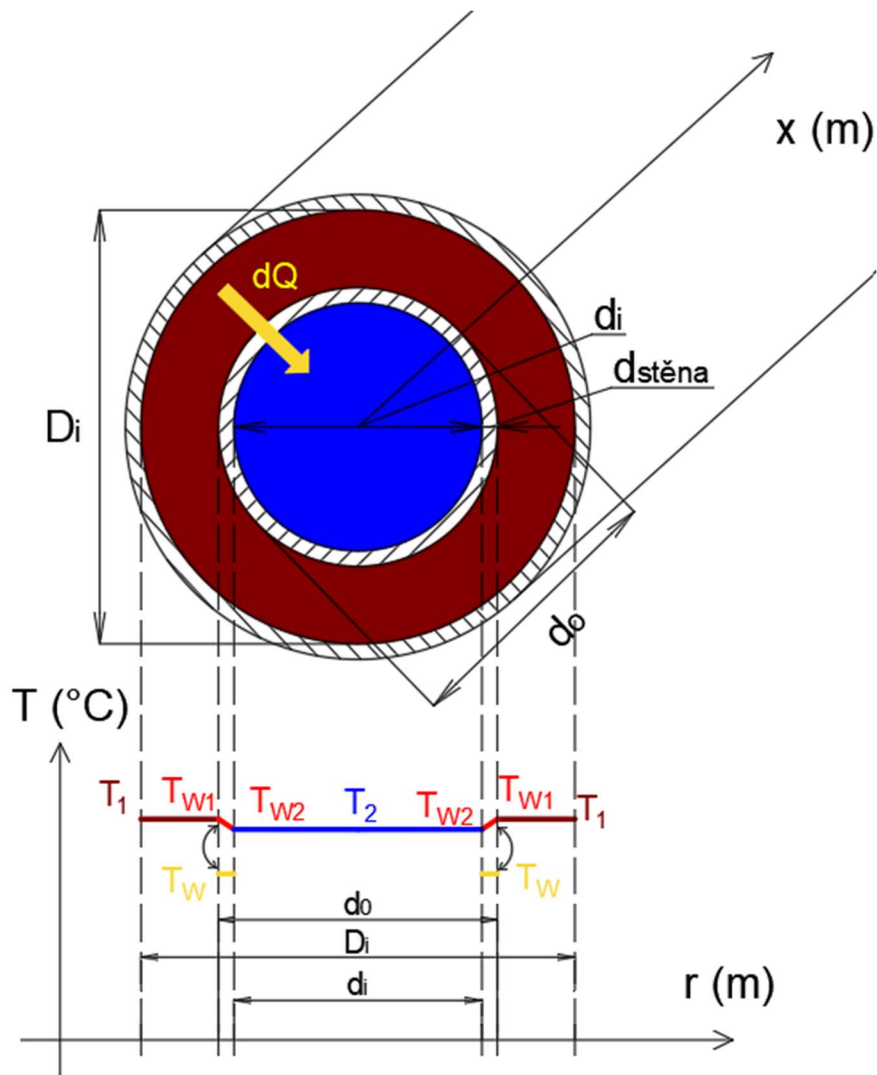
D_i ...vnitřní průměr vnější trubky (m)

dx ...prostorová souřadnice výměníku, stejná pro vnitřní i vnější trubku (m)

$\alpha_{olej, střed}, \alpha_{voda/pára, střed}$...střední hodnota součinitele přestupu tepla olejem, vodou nebo párou ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

λ_{trubka} ... součinitel tepelné vodivosti trubky ($W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$)

$k_{úplný}$...součinitel průchodu tepla trubkou při teplotě stěny trubky $T_{w1} \neq T_{w2}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)



Obrázek 6.2 Kolmý profil trubek modelovaného výměníku PG+přehřívák

Výše uvedené rovnice 6.1 až 6.9 lze použít pro modelování a v pozdějších kapitolách budou i ukázány výsledky při použití těchto rovnic. Nicméně pro modelování výměníku lze častokrát zanedbat přestup tepla skrze samotnou stěnu kvůli její malé tloušťce (prakticky zanedbatelné z pohledu přestupu tepla), a tedy nízkému tepelnému odporu.

To znamená, že v součiniteli průchodu tepla trubkou k bude zanedbán příspěvek tepelné vodivosti (odporu) stěny vnitřní trubky a teplota této stěny bude brána jako konstanta v rámci celé její šířky v daném bodě $x \rightarrow T_{w1} = T_{w2} = T_w$

Společný tvar rovnice přestupu tepla výměníkem PG+přehřívák při $T_{W1} = T_{W2} = T_W$:

Místo 3 rovnic 6.1, 6.2 a 6.3 budeme mít pouze 2 rovnice. První bude rovnice konvektivního přestupu tepla z oleje o teplotě T_1 do stěny vnitřní trubky, jež má po celé své šířce teplotu T_W :

$$dQ(x) = \alpha_{olej, střed} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot dx \cdot (T_1(x) - T_W(x)) \quad (6.10)$$

A druhá rovnice je konvektivní přestup tepla ze stěny vnitřní trubky o teplotě T_W do vody/páry o teplotě T_2 .

$$dQ(x) = \alpha_{voda/pára, střed} \cdot \pi \cdot d_i \cdot dx \cdot (T_W(x) - T_2(x)) \quad (6.11)$$

Pomocí rovnic 6.10 a 6.11 lze sestavit rovnici pro výpočet teploty stěny $T_W(x)$ při známých teplotách tekutin $T_1(x)$, $T_2(x)$.

$$\alpha_{olej, střed} \cdot \pi \cdot d_0 \cdot (T_1(x) - T_W(x)) = \alpha_{voda/pára, střed} \cdot \pi \cdot d_i \cdot (T_W(x) - T_2(x)) \quad (6.12)$$

Sečtením a úpravou rovnic 6.10 a 6.11 dostaneme rovnici přestupu tepla skrze trubkový výměník:

$$dQ(x) = \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.13)$$

Rovnici 6.13 opět vztáhneme na vnější povrch vnitřní trubky a tím dostaneme výsledný tvar rovnice přestupu tepla skrze trubkový výměník:

$$dQ(x) = \frac{d_0}{d_0} \cdot \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed} d_0} + \frac{1}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.14)$$

$$dQ(x) = d_0 \cdot \pi \cdot dx \cdot \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, střed}} + \frac{d_0}{\alpha_{voda/pára, střed} d_i}} (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.15)$$

$$dQ(x) = d_0 \cdot \pi \cdot dx \cdot k \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.16)$$

Výsledný diferenciální tvar rovnice přestupu tepla skrze válcovou stěnu mezi dvěma tekutinami při $T_{W1} = T_{W2} = T_W$:

$$dQ(x) = a \cdot dx \cdot k \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.17)$$

kde:

k ...součinitel průchodu tepla trubkou při teplotě stěny trubky $T_{W1} = T_{W2} = T_W$

($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)

V rovnicích výše se vyskytují součinitelé přestupu tepla α_{olej} , $\alpha_{voda/pára}$, ty je potřeba stanovit pomocí počítání Nusseltova čísla a s ním souvisejících čísel a termodynamických parametrů:

Výpočet součinitele přestupu tepla uvnitř VNĚJŠÍ trubky, tzn. v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou $\alpha_{vnějši}$:

Všechny vzorce budou uvedeny pro výpočet bez zanedbání proměnné teploty stěny vnitřní trubky v rámci její šířky (vzorce v levých sloupcích) a se zanedbáním takto proměnné teploty.

Při výpočtech konvektivního přestupu tepla se pro určení termodynamických parametrů tekutiny používá tzv. definiční teplota T_{def} , která představuje střední teplotu mezní vrstvy:[10]

Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} \neq T_{w2}$	Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$
$T_{def, vnějši} = \frac{(T_1 + T_{w1})}{2}$ (6.18)	$T_{def, vnějši} = \frac{(T_1 + T_w)}{2}$ (6.29)

Tabulka 6.1 Vzorce pro výpočet definiční teploty tekutiny v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou vytvořeno na základě [10]

Pro výpočet Nusseltova čísla jsou potřeba termodynamické parametry:

Potřebujeme určit Prandtlovo číslo Pr , měrnou tepelnou kapacitu c , součinitel tepelné vodivosti tekutiny λ , hustotu tekutiny ρ a dynamickou viskozitu tekutiny μ při tlaku $p_{vnějši}$ a teplotě $T_{def,vnějši}$ a při teplotě na povrchu stěny trubky, tzn. T_{W1} nebo T_W :

Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{W1} \neq T_{W2}$	Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{W1} = T_{W2} = T_W$
$Pr_{def} = Pr(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.19)	$Pr_{def} = Pr(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.30)
$Pr_{wall} = Pr(T_{W1}, p_{vnějši})$ (6.20)	$Pr_{wall} = Pr(T_W, p_{vnějši})$ (6.31)
$\lambda_{def} = \lambda(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.21)	$\lambda_{def} = \lambda(T_{def,vnějši})$ (6.32)
$\lambda_{wall} = \lambda(T_{W1}, p_{vnějši})$ (6.22)	$\lambda_{wall} = \lambda(T_W, p_{vnějši})$ (6.33)
$c_{def} = c(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.23)	$c_{def} = c(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.34)
$c_{wall} = c(T_{W1}, p_{vnějši})$ (6.24)	$c_{wall} = c(T_W, p_{vnějši})$ (6.35)
$\rho_{def} = \rho(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.25)	$\rho_{def} = \rho(T_{def,vnějši}, p_{vnějši})$ (6.36)
$\rho_{wall} = \rho(T_{W1}, p_{vnějši})$ (6.26)	$\rho_{wall} = \rho(T_W, p_{vnějši})$ (6.37)
$\mu_{def} = \frac{Pr_{def} \cdot \lambda_{def}}{c_{def}}$ (6.27)	$\mu_{def} = \frac{Pr_{def} \cdot \lambda_{def}}{c_{def}}$ (6.38)
$\mu_{wall} = \frac{Pr_{wall} \cdot \lambda_{wall}}{c_{wall}}$ (6.28)	$\mu_{wall} = \frac{Pr_{wall} \cdot \lambda_{wall}}{c_{wall}}$ (6.39)

Tabulka 6.2 Vzorce pro výpočet termodynamických vlastností tekutiny v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou

Pro výpočet Reynoldsova čísla Re potřebujeme určit rychlost proudící tekutiny $c_{vnější}$ mezi vnější a vnitřní trubicí a charakteristický rozměr $D_{char,vnější}$ pro proudění tekutiny mezi vnější a vnitřní trubicí. Pro určení $D_{char,vnější}$ potřebujeme určit kolmý průřez $S_{kolmý,vnější}$ a omočený obvod $o_{o,vnější}$ mezi vnější a vnitřní trubicí:

$$S_{kolmý,vnější} = \pi \cdot \frac{D_i^2 - d_0^2}{4} \quad (6.40)$$

$$o_{o,vnější} = \pi \cdot d_0 + \pi \cdot D_i \quad (6.41)$$

$$D_{char,vnější} = \frac{4 \cdot S_{kolmý,vnější}}{o_{o,vnější}} \quad (6.42)$$

$$c_{vnější} = \frac{\dot{m}_{vnější}}{\rho_{def} \cdot S_{kolmý}} \quad (6.43)$$

$$Re_{vnější} = \frac{\rho_{def} \cdot c_{vnější} \cdot D_{char,vnější}}{\mu_{def}} \quad (6.44)$$

Použité vzorce pro výpočet Nusseltova čísla jsou dvojce, jedny pro výpočet při turbulentním prouděním a druhé pro výpočet při laminárním prouděním.

Laminární proudění přímo souvisí s Reynoldsovým číslem, a tedy s rychlostí proudění, která přímo souvisí s průměrem trubek. Tedy pro velké průměry trubek vychází nízká rychlost tekutiny, a tedy i nízké Reynoldsovo číslo, a tedy proudění by mohlo být laminární. Větší průměry trubek jsou sice žádoucí z pohledu nižších tlakových ztrát, a tedy nižšího potřebného výkonu (příkonu) čerpadel, ale z pohledu přestupu tepla dávají nízké hodnoty α .

V tomto výměníku je ovšem vnitřní trubka uvnitř vnější trubky, a tedy pokud při stejném průměru vnější trubky budeme zvětšovat průměr vnitřní trubky, vnější trubka se bude chovat jako trubice o čím dál menším průměru. Na základě simulací byl tedy volen kompromis mezi průměrem trubek, délkou výměníku a příkonem čerpadel – toto bude podrobněji probráno v kapitole 7.

1) Nusseltovo číslo pro vnější trubku při turbulentním proudění $Nu_{vnější}$ [24]

$$Nu_{vnější} = \frac{\frac{f_{vnější}}{8} \cdot (Re_{vnější} - 1000) \cdot Pr_{def}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{vnější}}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr_{def}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (6.45)$$

$$f_{vnější} = (0.790 \cdot \ln(Re_{vnější}) - 1.64)^{-2} \quad (6.46)$$

Kde $f_{vnější}$ je tzv. Moodyho třecí faktor.

Rovnice 6.45 a 6.46 platí, pokud:

$$3000^{12} < Re_{vnější} < 5 \cdot 10^6 ; 0.5 < Pr_{def} < 2000 ; \frac{L_{výměník}}{D_i - d_o} \geq 10$$

2) Nusseltovo číslo pro vnější trubku při laminárním proudění $Nu_{vnější}$

$$Nu_{vnější} = 4.36 \quad (6.47)$$

Rovnice 6.47 platí pro plně ustálené laminární proudění a souměrný tepelný tok podél stěny. Laminární proudění se považuje za ustálené, pokud se jeho rychlostní profil již nemění. Podle teorie se zavádí tzv. vstupní délka L_e pro proudění v trubce, která popisuje hranici, kdy se proudění již považuje za ustálené z pohledu rychlostního profilu:

$$L_e = D \cdot 0.06 \cdot Re_{vnější} \quad (6.48)$$

Rovnice 6.47 tedy platí, pokud:

$$Re_{vnější} \leq 3000 ; L_{výměník} \gg L_e$$

¹² Pro trubky je mezní hodnota Reynoldsova čísla rovna 2300, zde je pro větší jistotu turbulentního proudění použita mezní hodnota Reynoldsova čísla rovna 3000.

Pro vypočítané hodnoty Nusseltova čísla se ještě provádí korekce:

$Nu_{vnější, korekce}$				
Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} \neq T_{w2}$	Pokud je v trubici kapalina a platí poměr: $0.025 \leq \frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}} \leq 12.5$		Pokud je v trubici plyn a platí poměr: $0.27 \leq \frac{T_{def}}{T_{w1}} \leq 2.7$	
Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$	Pokud je v trubici kapalina a platí poměr: $0.025 \leq \frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}} \leq 12.5$		Pokud je v trubici plyn a platí poměr: $0.27 \leq \frac{T_{def}}{T_w} \leq 2.7$	
	Kapalina v trubici je chlazená (odvádí teplo)	Kapalina v trubici je ohřívána (přijímá teplo)	Plyn v trubici je chlazen (odvádí teplo)	Plyn v trubici je ohříván (přijímá teplo)
Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} \neq T_{w2}$	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.25}$ (6.49)	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.11}$ (6.50)	$Nu_{vnější}$ (6.51)	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{T_{def}}{T_{w1}}\right)^{0.47}$ (6.52)
Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.25}$ (6.53)	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.11}$ (6.54)	$Nu_{vnější}$ (6.55)	$Nu_{vnější} \cdot \left(\frac{T_{def}}{T_w}\right)^{0.47}$ (6.56)

Tabulka 6.3 Vzorce pro korekci Nusseltova čísla v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou vytvořeno na základě [24]

Výpočet součinitele přestupu tepla $\alpha_{vnější}$:

$$\alpha_{vnější} = \frac{Nu_{vnější, korekce} \cdot \lambda_{def}}{D_{char, vnější}} \quad (6.57)$$

Výpočet součinitele přestupu tepla α uvnitř VNITŘNÍ trubky $\alpha_{vnitřní}$:

Vzorce budou uvedeny pro výpočet α v prostoru vnitřní trubky a budou obdobné jako u výpočtu $\alpha_{vnější}$. Tekutina uvnitř vnitřní trubky má teplotu T_2 a je ve styku s povrchem stěny vnitřní trubky o teplotě buď T_{W2} nebo T_W podle toho, jestli uvažujeme konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky.

Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{W1} \neq T_{W2}$	Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{W1} = T_{W2} = T_W$
$T_{def,vnitřní} = \frac{(T_2 + T_{W2})}{2}$ (6.58)	$T_{def,vnitřní} = \frac{(T_2 + T_W)}{2}$ (6.69)
$Pr_{def} = Pr(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.59)	$Pr_{def} = Pr(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.70)
$Pr_{wall} = Pr(T_{W2}, p_{vnitřní})$ (6.60)	$Pr_{wall} = Pr(T_W, p_{vnitřní})$ (6.71)
$\lambda_{def} = \lambda(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.61)	$\lambda_{def} = \lambda(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.72)
$\lambda_{wall} = \lambda(T_{W2}, p_{vnitřní})$ (6.62)	$\lambda_{wall} = \lambda(T_W, p_{vnitřní})$ (6.73)
$c_{def} = c(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.63)	$c_{def} = c(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.74)
$c_{wall} = c(T_{W2}, p_{vnitřní})$ (6.64)	$c_{wall} = c(T_W, p_{vnitřní})$ (6.75)
$\rho_{def} = \rho(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.65)	$\rho_{def} = \rho(T_{def,vnitřní}, p_{vnitřní})$ (6.76)
$\rho_{wall} = \rho(T_{W2}, p_{vnitřní})$ (6.66)	$\rho_{wall} = \rho(T_W, p_{vnitřní})$ (6.77)
$\mu_{def} = \frac{Pr_{def} \cdot \lambda_{def}}{c_{def}}$ (6.67)	$\mu_{def} = \frac{Pr_{def} \cdot \lambda_{def}}{c_{def}}$ (6.78)
$\mu_{wall} = \frac{Pr_{wall} \cdot \lambda_{wall}}{c_{wall}}$ (6.68)	$\mu_{wall} = \frac{Pr_{wall} \cdot \lambda_{wall}}{c_{wall}}$ (6.79)

Tabulka 6.4 Vzorce pro výpočet termodynamických vlastností tekutiny v prostoru vnitřní trubky

Reynoldsovo číslo pro vnitřní trubku $Re_{vnitřní}$ určíme pomocí rovnic:

$$S_{kolmý,vnitřní} = \pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \quad (6.80)$$

$$o_{o,vnitřní} = \pi \cdot d_i \quad (6.81)$$

$$D_{char,vnitřní} = \frac{4 \cdot S_{kolmý,vnitřní}}{o_{o,vnitřní}} \quad (6.82)$$

$$c_{vnitřní} = \frac{\dot{m}_{vnitřní}}{\rho_{def} \cdot S_{vnitřní}} \quad (6.83)$$

$$Re_{vnitřní} = \frac{\rho_{def} \cdot c_{vnitřní} \cdot D_{char,vnitřní}}{\mu_{def}} \quad (6.84)$$

Použité vzorce pro výpočet Nusseltova čísla jsou stejné jako u výpočtu $\alpha_{vnější}$.

1) Nusseltovo číslo pro vnitřní trubku při turbulentním proudění $Nu_{vnitřní}$

$$Nu_{vnitřní} = \frac{\frac{f_{vnitřní}}{8} \cdot (Re_{vnitřní} - 1000) \cdot Pr_{def}}{1 + 12.7 \cdot \left(\frac{f_{vnitřní}}{8}\right)^{0.5} \cdot \left(Pr_{def}^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (6.85)$$

$$f_{vnitřní} = (0.790 \cdot \ln(Re_{vnitřní}) - 1.64)^{-2} \quad (6.86)$$

Rovnice 6.85 a 6.86 platí, pokud:

$$3000 < Re_{vnitřní} < 5 \cdot 10^6 ; 0.5 < Pr_{def} < 2000 ; \frac{L_{výměník}}{d_i} \geq 10$$

2) Nusseltovo číslo pro vnitřní trubku při laminárním proudění $Nu_{vnitřní}$

$$Nu_{vnitřní} = 4.36 \quad (6.87)$$

$$L_e = D \cdot 0.06 \cdot Re_{vnitřní} \quad (6.88)$$

Rovnice 6.87 tedy platí, pokud:

$$Re_{vnitřní} \leq 3000 ; L_{výměník} \gg L_e$$

$Nu_{vnitřní, korekce}$				
Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} \neq T_{w2}$	Pokud je v trubici kapalina a platí poměr: $0.025 \leq \frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}} \leq 12.5$		Pokud je v trubici plyn a platí poměr: $0.27 \leq \frac{T_{def}}{T_{w2}} \leq 2.7$	
Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$	Pokud je v trubici kapalina a platí poměr: $0.025 \leq \frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}} \leq 12.5$		Pokud je v trubici plyn a platí poměr: $0.27 \leq \frac{T_{def}}{T_w} \leq 2.7$	
	Kapalina v trubici je chlazená (odvádí teplo)	Kapalina v trubici je ohřívána (přijímá teplo)	Plyn v trubici je chlazen (odvádí teplo)	Plyn v trubici je ohříván (přijímá teplo)
Vzorce pro proměnnou teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} \neq T_{w2}$	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.25}$ (6.89)	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.11}$ (6.90)	$Nu_{vnitřní}$ (6.91)	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{T_{def}}{T_{w2}}\right)^{0.47}$ (6.92)
Vzorce pro konstantní teplotu vnitřní stěny trubice v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.25}$ (6.93)	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{\mu_{def}}{\mu_{wall}}\right)^{0.11}$ (6.94)	$Nu_{vnitřní}$ (6.95)	$Nu_{vnitřní} \cdot \left(\frac{T_{def}}{T_w}\right)^{0.47}$ (6.96)

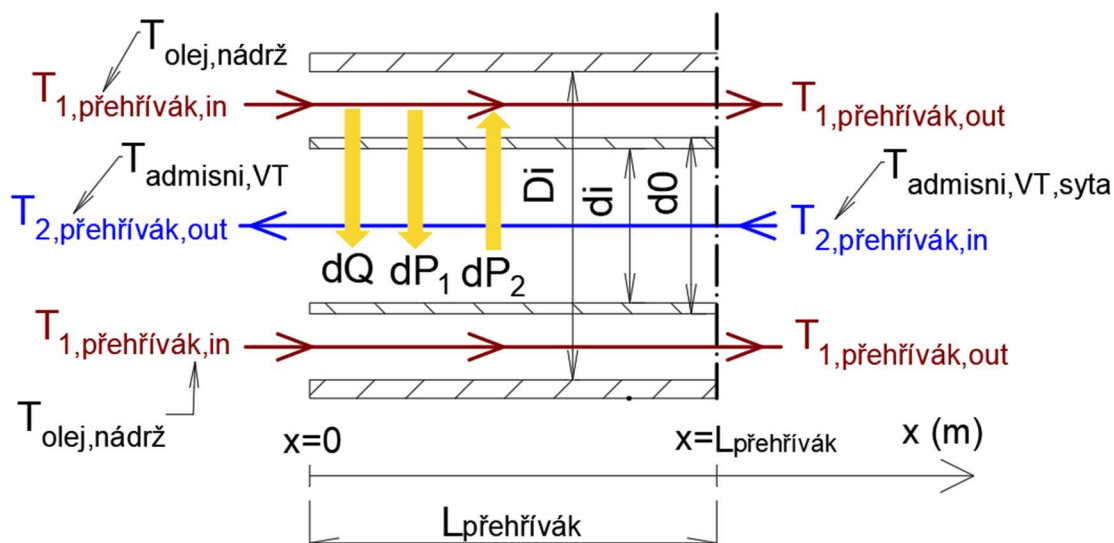
Tabulka 6.5 Vzorce pro korekci Nusseltova čísla v prostoru vnitřní trubky
vytvořeno na základě [24]

Výpočet součinitele přestupu tepla $\alpha_{vnitřní}$:

$$\alpha_{vnitřní} = \frac{Nu_{vnitřní, korekce} \cdot \lambda_{def}}{D_{char, vnitřní}} \quad (6.97)$$

6.1.1 Rovnice přehříváku

Výpočet teplotního profilu přehříváku:



Obrázek 6.3 Schéma přehříváku

Pro sestavení rovnic zkombinujeme rovnici 6.17 (případně 6.9) a rovnice 3.33, 3.34. Tak získáme soustavu 3 rovnic:

$$dQ = a \cdot dx \cdot k_{\text{přehřívák}} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.98)$$

$$-\dot{m}_1 c_{\text{olej}} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (6.99)$$

$$\dot{m}_2 c_{\text{pára}} \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx = dP_2 \quad (6.100)$$

Podle obrázku 6.3 můžeme sepsat rovnici pro rovnosti tepelných výkonů:

$$dQ = dP_1 = -dP_2 \quad (6.101)$$

Na základě rovnice 6.98 můžeme upravit výše uvedenou soustavu 3 rovnic do tvaru:

$$-\dot{m}_1 c_{\text{olej}} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} = a \cdot k_{\text{přehřívák}} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.102)$$

$$\dot{m}_2 c_{\text{pára}} \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} = a \cdot k_{\text{přehřívák}} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.103)$$

Rovnice 6.102 a 6.103 představují soustavu dvou diferenciálních rovnic 1. řádu o dvou neznámých, pro vyřešení této soustavy potřebujeme znát 2 **počáteční podmínky**. Ty určíme na základě obrázku 6.3:

Teplota oleje na jeho vstupu do přehříváku, tzn. v bodě $x = 0$:

$$T_1(\mathbf{0}) = T_{1,přehřívák,in} = T_{olej,nádrž} \quad (6.104)$$

Teplota páry na výstupu z přehříváku, tzn. v bodě $x = 0$:

$$T_2(\mathbf{0}) = T_{2,přehřívák,out} = T_{admisni,VT} \quad (6.105)$$

Kde:

T_1 ...teplota oleje (K)

T_2 ...teplota páry (K)

\dot{m}_1 ...hmotnostní tok oleje jednou paralelní trubkou ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

\dot{m}_2 ...hmotnostní tok páry jednou paralelní trubkou ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)

c_{olej} ...měrná tepelná kapacita oleje ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)

$c_{pára}$...měrná tepelná kapacita páry ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$)

a ...obvod vnější strany vnitřní trubky, $a = \pi \cdot d_0$

x ...prostorová souřadnice popisující délku výměníku (m)

$k_{přehřívák}$... součinitel průchodu tepla trubkou ($\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$)

Součinitel průchodu tepla trubkou $k_{přehřívák}$ odpovídá $k_{úplný}$, pokud počítáme s proměnnou teplotou vnitřní stěny trubky v rámci její šířky ($T_{w1} \neq T_{w2}$). Pokud uvažujeme teplotu vnitřní stěny trubky v rámci její šířky konstantní pro každé x ($T_{w1} = T_{w2} = T_w$), pak odpovídá k .

Měrnou tepelnou kapacitu páry $c_{pára}$ počítáme při aktuální definiční teplotě páry a admisním tlaku ve vysokotlakém stupni, tzn. $p_{admisni,VT}$. Měrnou tepelnou kapacitu oleje c_{olej} počítáme při definiční teplotě oleje.¹³

¹³ V katalogovém listu oleje není uvedeno, při jakém tlaku jsou termodynamické hodnoty oleje změřeny, předpokladem je, že při atmosférickém tlaku.

$$k_{\text{úplný}} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, \text{střed}, \text{přehřívák}} + \frac{d_0 \cdot \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{d_0}{\alpha_{pára, \text{střed}, \text{přehřívák}} d_i}} \quad (6.106)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej, \text{střed}, \text{přehřívák}} + \frac{d_0}{\alpha_{pára, \text{střed}, \text{přehřívák}} d_i}} \quad (6.107)$$

Výpočet součinitelů přestupu tepla α přehříváku:

V prostoru mezi vnější a vnitřní trubicou vypočteme $\alpha_{olej, \text{přehřívák}}$ na základě rovnic v tabulkách 6.1 a 6.2 a na základě rovnic 6.40 až 6.48. Protože se jedná o kapalinu, která je chlazená (je z ní odváděno teplo), pro korekci Nusseltova čísla použijeme rovnice 6.49 ($T_{w1} \neq T_{w2}$) a 6.53 ($T_{w1} = T_{w2} = T_w$), jež mají stejný tvar, ale hodnoty $\mu_{def, olej}$, $\mu_{wall, olej}$, $Nu_{vnější, olej}$ a $\lambda_{def, olej}$ nabývají hodnot podle toho, zda počítáme s proměnnou teplotou vnitřní stěny trubky v rámci její šířky:

$$Nu_{vnější, korekce, olej, \text{přehřívák}} = Nu_{vnější, olej, \text{přehřívák}} \cdot \left(\frac{\mu_{def, olej}}{\mu_{wall, olej}}\right)^{0.25} \quad (6.108)$$

$$\alpha_{olej, \text{přehřívák}} = \alpha_{vnější, olej} = \frac{Nu_{vnější, korekce, olej, \text{přehřívák}} \cdot \lambda_{def, olej}}{D_{char, vnější}} \quad (6.109)$$

V prostoru vnitřní trubky vypočteme $\alpha_{pára, \text{přehřívák}}$ na základě rovnic v tabulce 6.4 a na základě rovnic 6.80 až 6.88. Protože se jedná o plyn, který je ohříván (přijímá teplo), pro korekci Nusseltova čísla použijeme rovnici 6.92, pokud počítáme s $T_{w1} \neq T_{w2}$:

$$Nu_{vnitřní, korekce, pára, \text{přehřívák}} = Nu_{vnitřní, pára, \text{přehřívák}} \cdot \left(\frac{T_{def, pára}}{T_{w2}}\right)^{0.47} \quad (6.110)$$

$$\alpha_{pára, \text{přehřívák}} = \alpha_{vnitřní, pára} = \frac{Nu_{vnitřní, korekce, pára, \text{přehřívák}} \cdot \lambda_{def, pára}}{D_{char, vnitřní}} \quad (6.111)$$

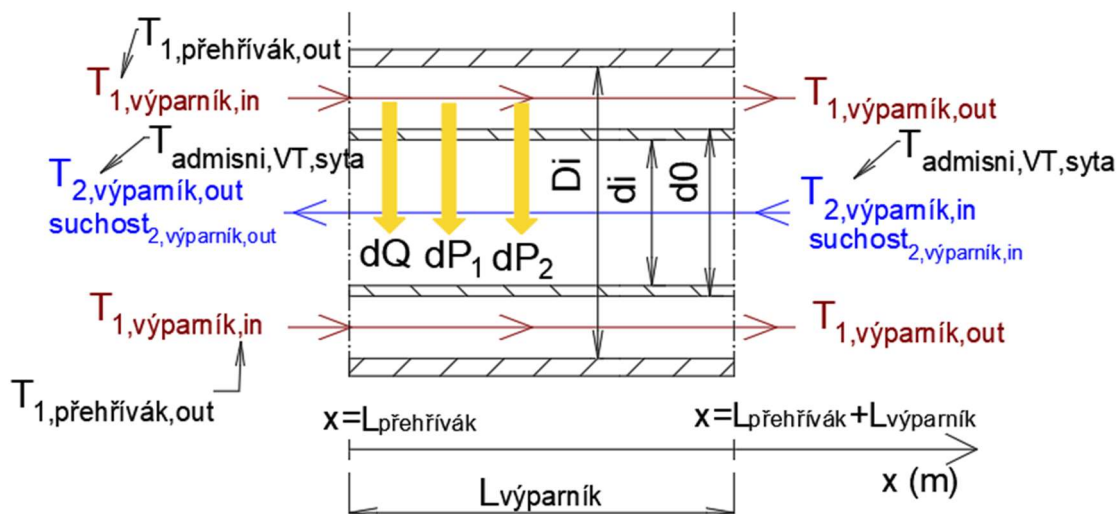
pokud počítáme s $T_{w1} = T_{w2} = T_w$, použijeme rovnici 6.96:

$$Nu_{vnitřní, korekce, pára, \text{přehřívák}} = Nu_{vnitřní, pára, \text{přehřívák}} \cdot \left(\frac{T_{def, pára}}{T_w}\right)^{0.47} \quad (6.112)$$

$$\alpha_{pára, \text{přehřívák}} = \alpha_{vnitřní, pára} = \frac{Nu_{vnitřní, korekce, pára, \text{přehřívák}} \cdot \lambda_{def, pára}}{D_{char, vnější}} \quad (6.113)$$

6.1.2 Rovnice výparníku

Výpočet teplotního profilu výparníku:



Obrázek 6.4 Schéma výparníku

Pro sestavení rovnic zkombinujeme rovnici 6.17 (případně 6.9) a rovnice 3.40, 3.41. Tak získáme soustavu 3 rovnic:

$$dQ = a \cdot dx \cdot k_{\text{výparník}} \cdot (T_1(x) - T_{\text{admisni,VT,syta}}) \quad (6.114)$$

$$-\dot{m}_1 c_{\text{olej}} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (6.115)$$

$$\dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \frac{\partial \text{suchost}_2(x)}{\partial x} dx = -dP_2 \quad (6.116)$$

Podle obrázku 6.4 můžeme sepsat rovnici pro rovnosti tepelných výkonů:

$$dQ = dP_1 = dP_2 \quad (6.117)$$

Na základě rovnice 6.114 můžeme upravit výše uvedenou soustavu 3 rovnic do tvaru:

$$-\dot{m}_1 c_{\text{olej}} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} = a \cdot k_{\text{výparník}} \cdot (T_1(x) - T_{\text{admisni,VT,syta}}) \quad (6.118)$$

$$\dot{m}_2 P_{\text{vypar}} \frac{\partial \text{suchost}_2(x)}{\partial x} = -a \cdot k_{\text{výparník}} \cdot (T_1(x) - T_{\text{admisni,VT,syta}}) \quad (6.119)$$

Počáteční podmínky určíme na základě obrázku 6.4:

Teplota oleje na jeho vstupu do výparníku, tzn. v bodě $x = L_{přehřívák}$:

$$T_1(L_{přehřívák}) = T_{1,výparník,in} = T_{1,přehřívák,out} \quad (6.120)$$

Suchost mokré páry na výstupu z výparníku, tzn. v bodě $x = L_{přehřívák}$:

$$suchost_2(L_{přehřívák}) = suchost_{2,výparník,out} = 1 \quad (6.121)$$

Součinitel průchodu tepla trubkou $k_{výparník}$ nebyl pro proces vypařování počítán, ale jako dobrý odhad poslouží hodnota 10 000, tzn. $k_{výparník} = 10000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

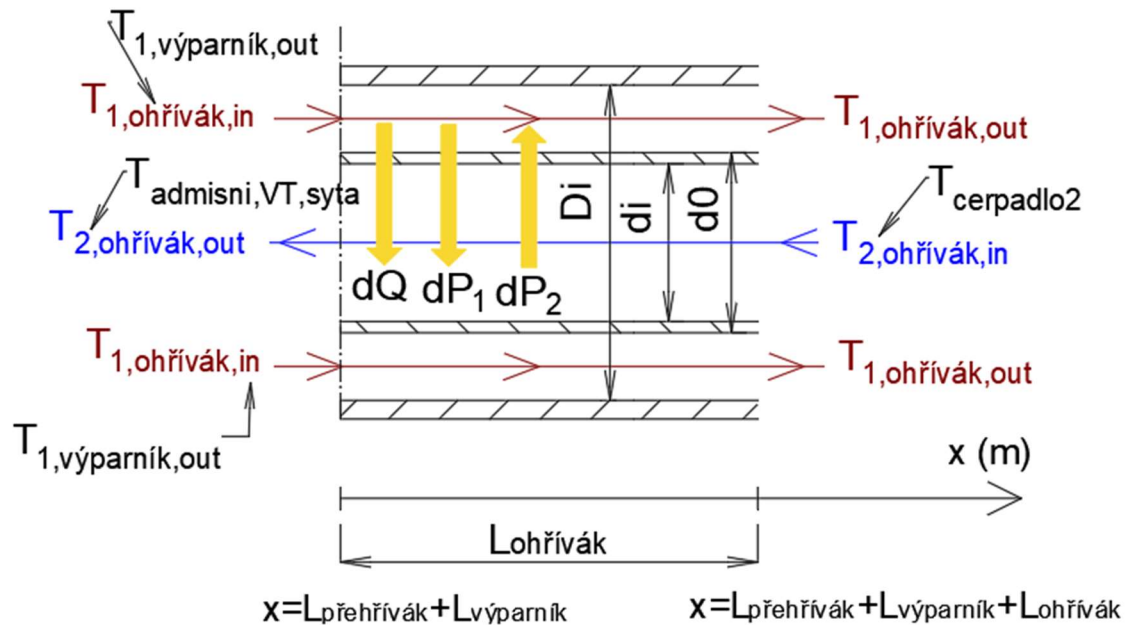
Měrnou tepelnou kapacitu oleje c_{olej} počítáme při definiční teplotě oleje.

Součinitelé přestupu tepla α výparníku nebyly počítány, neboť to nebylo potřeba.

$T_{admisni,VT,syta}$ představuje konstantní teplotu mokré páry při tlaku $p_{admisni,VT}$.

6.1.3 Rovnice ohříváku

Výpočet teplotního profilu ohříváku:



Obrázek 6.5 Schéma ohříváku

Pro sestavení rovnic zkombinujeme rovnici 6.17 (případně 6.9) a rovnice 3.33, 3.34:

$$dQ = a \cdot dx \cdot k_{ohřívák} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.122)$$

$$-\dot{m}_1 c_{olej} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} dx = dP_1 \quad (6.123)$$

$$\dot{m}_2 c_{voda} \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} dx = dP_2 \quad (6.124)$$

Podle obrázku 6.5 můžeme sepsat rovnici pro rovnosti tepelných výkonů:

$$dQ = dP_1 = -dP_2 \quad (6.125)$$

Na základě rovnice 6.122 můžeme upravit výše uvedenou soustavu 3 rovnic do tvaru:

$$-\dot{m}_1 c_{olej} \frac{\partial T_1(x)}{\partial x} = a \cdot k_{ohřívák} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.126)$$

$$\dot{m}_2 c_{voda} \frac{\partial T_2(x)}{\partial x} = a \cdot k_{ohřívák} \cdot (T_1(x) - T_2(x)) \quad (6.127)$$

Počáteční podmínky určíme na základě obrázku 6.5:

Teplota oleje na jeho vstupu do ohříváku, tzn. v bodě $x = L_{přehřívák} + L_{výparník}$:

$$T_1(L_{přehřívák} + L_{výparník}) = T_{1,ohřívák,in} = T_{1,výparník,out} \quad (6.128)$$

Teplota páry na výstupu z ohříváku, tzn. v bodě $x = L_{přehřívák} + L_{výparník}$:

$$T_2(L_{přehřívák} + L_{výparník}) = T_{2,ohřívák,out} = T_{admisni,VT,syta} \quad (6.129)$$

Součinitel průchodu tepla trubkou $k_{ohřívák}$ odpovídá $k_{úplný}$, pokud počítáme s proměnnou teplotou vnitřní stěny trubky v rámci její šířky ($T_{w1} \neq T_{w2}$). Pokud uvažujeme teplotu vnitřní stěny trubky v rámci její šířky konstantní pro každé x ($T_{w1} = T_{w2} = T_w$), pak odpovídá k .

Měrnou tepelnou kapacitu vody c_{voda} počítáme při aktuální definiční teplotě vody a admisním tlaku ve vysokotlakém stupni, tzn. $p_{admisni,VT}$. Měrnou tepelnou kapacitu oleje c_{olej} počítáme při definiční teplotě oleje.

$$k_{úplný} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej,střed,ohřívák}} + \frac{d_0 \cdot \ln\left(\frac{d_0}{d_i}\right)}{2\lambda_{trubka}} + \frac{d_0}{\alpha_{voda,střed,ohřívák} d_i}} \quad (6.130)$$

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{olej,střed,ohřívák}} + \frac{d_0}{\alpha_{voda,střed,ohřívák} d_i}} \quad (6.131)$$

Výpočet součinitelů přestupu tepla α ohříváku:

V prostoru mezi vnější a vnitřní trubicí vypočteme $\alpha_{olej,ohřívák}$ na základě rovnic v tabulkách 6.1 a 6.2 a na základě rovnic 6.40 až 6.48. Protože se jedná o kapalinu, která je chlazená (je z ní odváděno teplo), pro korekci Nusseltova čísla použijeme rovnice 6.49 ($T_{w1} \neq T_{w2}$) a 6.53 ($T_{w1} = T_{w2} = T_w$), jež mají stejný tvar, ale hodnoty $\mu_{def,olej}$, $\mu_{wall,olej}$, $Nu_{vnější,olej}$ a $\lambda_{def,olej}$ nabývají hodnot podle toho, zda počítáme s proměnnou teplotou vnitřní stěny trubky v rámci její šířky:

$$Nu_{vnější,korekce,olej,ohřívák} = Nu_{vnější,olej,ohřívák} \cdot \left(\frac{\mu_{def,olej}}{\mu_{wall,olej}} \right)^{0.25} \quad (6.132)$$

$$\alpha_{olej,ohřívák} = \alpha_{vnější,olej} = \frac{Nu_{vnější,korekce,olej,ohřívák} \cdot \lambda_{def,olej}}{D_{char,vnější}} \quad (6.133)$$

V prostoru vnitřní trubky vypočteme $\alpha_{voda,ohřívák}$ na základě rovnic v tabulce 6.4 a na základě rovnic 6.80 až 6.88. Protože se jedná o kapalinu, která je ohřívána (přijímá teplo), pro korekci Nusseltova čísla použijeme rovnici 6.90, pokud počítáme s $T_{w1} \neq T_{w2}$ a rovnici 6.94, pokud počítáme s $T_{w1} = T_{w2} = T_w$, tvar obou rovnic je stejný. Rovněž hodnoty $\mu_{def,voda}$, $\mu_{wall,voda}$, $Nu_{vnitřní,voda}$ a $\lambda_{def,voda}$ nabývají hodnot podle toho, zda počítáme s proměnnou teplotou vnitřní stěny trubky v rámci její šířky:

$$Nu_{vnitřní,korekce,voda,ohřívák} = Nu_{vnitřní,voda,ohřívák} \cdot \left(\frac{\mu_{def,voda}}{\mu_{wall,voda}} \right)^{0.11} \quad (6.134)$$

$$\alpha_{voda,ohřívák} = \alpha_{vnější,voda} = \frac{Nu_{vnitřní,korekce,voda,ohřívák} \cdot \lambda_{def,voda}}{D_{char,vnitřní}} \quad (6.135)$$

6.2 Postup výpočtu délek trubek výměníku L a jeho součinitelů α, k

Logika výpočtu spočívá v posloupnosti kroků:

Nejdříve odhadnout součinitele α , z nich vypočítat součinitel k , pomocí kterého můžeme určit délku trubek výměníku a teplotní profil výměníku. Na základě teplot v různých bodech x po celém výměníku určíme teploty stěny vnitřní trubky a určíme nové součinitele α , které budou sloužit jako nové odhady pro další iteraci.

Tento proces provedou hlavní funkce `Alfaiteracniprehrivak[]` a `Alfaiteraciohrivak[]`. V algoritmu bude odkazováno na rovnice pro přestup tepla při konstantní teplotě stěny vnitřní trubky v rámci její šířky, tzn. $T_{w1} = T_{w2} = T_w$. Pro proměnnou teplotu stěny v rámci její šířky, tzn. $T_{w1} \neq T_{w2}$ jsou programy stejné, ale jsou použité jiné rovnice, které jsou uvedené v textu výše.

Hlavní funkce používá další 2 typy funkcí:

- Funkce tzv. `Prehrivakdelka[]`, `Vyparnikdelka[]` a `Ohrivakdelka[]`, ty slouží k výpočtu délky vnitřní a vnější trubky dané sekce výměníku.
- Funkce tzv. `AlfyPrehrivak[]`, `AlfyOhrivak[]`, ty slouží k výpočtu součinitelů α v bodech x v dané sekci výměníku.

V programu modelu výměníku PG+přehřívák jsou použity posloupnosti:

1. V sekci přehříváku

- o Cyklické použití funkce `Alfaiteracniprehrivak[]` pro výpočet $\alpha_{olej, střed, přehřívák}$ a $\alpha_{pára, střed, přehřívák} \rightarrow$ výpočet konečného součinitele $k_{přehřívák} \rightarrow$ výpočet konečné délky $L_{přehřívák} = \text{Prehrivakdelka}[] \rightarrow$ výpočet konečného teplotního profilu přehříváku \rightarrow další výpočty jako tlakové ztráty přehříváku, ...

2. V sekci výparníku

- o Odhad konečného součinitele $k_{přehřívák} \rightarrow$ výpočet konečné délky $L_{výparník} = \text{Vyparnikdelka}[] \rightarrow$ výpočet konečného teplotního profilu výparníku \rightarrow další výpočty jako tlakové ztráty výparníku, ...

3. V sekci ohříváku

- Cyklické použití funkce $\text{Alfaiteracniohrivak}[]$ pro výpočet $\alpha_{olej, \text{střed}, \text{ohřívák}}$ a $\alpha_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}} \rightarrow$ výpočet konečného součinitele $k_{\text{ohřívák}} \rightarrow$ výpočet konečné délky $L_{\text{ohřívák}} = \text{Ohrivakdelka}[] \rightarrow$ výpočet konečného teplotního profilu ohříváku \rightarrow další výpočty jako tlakové ztráty ohříváku, ...

6.2.1 Funkce $\text{Alfaiteracniprehrivak}[]$

Algoritmus funkcí $\text{Alfaiteracniprehrivak}[]$ a $\text{Alfaiteracniohrivak}[]$ je stejný, a proto bude popsán algoritmus pouze na funkci $\text{Alfaiteracniprehrivak}[]$. Její vstupy jsou:

$[L_{\text{prehřívák}} \rightarrow \alpha_{olej, \text{střed}, \text{prehřívák}} \rightarrow \alpha_{\text{pára}, \text{střed}, \text{prehřívák}} \rightarrow Re_{olej, \text{střed}, \text{prehřívák}} \rightarrow Re_{\text{pára}, \text{střed}, \text{prehřívák}}]$

- 1) Výpočet $k_{\text{prehřívák}}$ dosazením vstupních odhadů hodnot $\alpha_{olej, \text{střed}, \text{prehřívák}}$ a $\alpha_{\text{pára}, \text{střed}, \text{prehřívák}}$ do rovnice 6.107.
- 2) Výpočet délky vnitřní, vnější trubky přehříváku $L_{\text{prehřívák}}$ na základě vypočtené hodnoty $k_{\text{prehřívák}}$.
Hodnota $L_{\text{prehřívák}}$ je získána jako výstup funkce $\text{Prehrivakdelka}[]$.
- 3) Výpočet teplot $T_1(x)$ a $T_2(x)$ v různých bodech x přehříváku. Body x tvoří seznam $\{x\}$ o bodech $x \in \langle 0; L_{\text{prehřívák}} \rangle$ s krokem $step$. Každému bodu x ze seznamu $\{x\}$ přísluší teplota $T_1(x)$ a $T_2(x)$. Získáním teplot ve všech bodech x ze seznamu $\{x\}$ získáme seznamy teplot $\{T_1\}$ a $\{T_2\}$.
Teploty v bodech x jsou získávány pomocí diferenciálních rovnic 6.102 a 6.103, výpočetného součinitele $k_{\text{prehřívák}}$, délky $L_{\text{prehřívák}}$ a příslušných počátečních podmínek $[T_1(0) = T_{1, \text{prehřívák}, \text{in}}, T_2(0) = T_{2, \text{prehřívák}, \text{out}}]$ z rovnic 6.104 a 6.105.
- 4) Výpočet teplot stěny $T_W(x)$ v různých bodech x přehříváku. Tzn. na základě seznamu bodů $\{x\}$ je vytvořen seznam teplot $\{T_W\}$.
Použije se rovnice 6.12.
- 5) Vytvoření seznamu $\{\{T_W\}, \{T_1\}, \{T_2\}\}$.
- 6) Výpočet $\alpha_{olej, \text{prehřívák}}(x)$, $\alpha_{\text{pára}, \text{prehřívák}}(x)$, $Re_{olej, \text{prehřívák}}(x)$ a $Re_{\text{pára}, \text{prehřívák}}(x)$ pro všechny body x ze seznamu $\{x\}$.

K tomu slouží funkce **AlfyPrehrivak**[], jejímž výstupem je seznam hodnot v daném bodě x , tzn.

$$\{\alpha_{olej,prehřivák}(x), \alpha_{pára,prehřivák}(x), Re_{olej,prehřivák}(x), Re_{pára,prehřivák}(x)\}.$$

Použitím funkce **AlfyPrehrivak**[] na seznam $\{\{T_W\}, \{T_1\}, \{T_2\}\}$ získáme seznam seznamů hodnot:

$$\{\{\alpha_{olej,prehřivák}(x)\}, \{\alpha_{pára,prehřivák}(x)\}, \{Re_{olej,prehřivák}(x)\}, \{Re_{pára,prehřivák}(x)\}\}$$

- 7) Výpočet středních hodnot $\alpha_{olej,sted,prehřivák}$, $\alpha_{pára,sted,prehřivák}$, $Re_{olej,sted,prehřivák}$ a $Re_{pára,sted,prehřivák}$ na základě výstupního seznamu z bodu 6).

Výpočet středních hodnot je proveden pomocí integrace dané veličiny přes hodnoty ze seznamu $\{x\}$ a vydělením tohoto integrálu rozdílem první a poslední hodnoty x ze seznamu $\{x\}$, viz rovnice 6.141.

- 8) Výstup funkce:

$$\{L_{prehřivák}, \alpha_{olej,sted,prehřivák}, \alpha_{pára,sted,prehřivák}, Re_{olej,sted,prehřivák}, Re_{pára,sted,prehřivák}\}$$

Použitím funkce **Alfajteracniprehrivak**[] na seznam z bodu 8) získáme 2. iteraci při určování výsledných hodnot $\alpha_{olej,sted,prehřivák}$ a $\alpha_{pára,sted,prehřivák}$, pomocí kterých se určuje konečný součinitel průchodu tepla přehříváku $k_{prehřivák}$. Celkem proběhnou 4 iterace získané cyklickým opakováním bodů 1) až 8), kdy 4. iterace je brána, že se dokonvergovalo k ustáleným hodnotám $\alpha_{olej,sted,prehřivák}$, $\alpha_{pára,sted,prehřivák}$, $Re_{olej,sted,prehřivák}$ a $Re_{pára,sted,prehřivák}$.

6.2.2 Funkce Prehrivakdelka[]

Algoritmus funkcí Prehrivakdelka[], Vyparnikdelka[] a Ohrivakdelka[] je stejný, a proto bude popsán algoritmus pouze na funkci Prehrivakdelka[]. Její vstupy jsou:

$$[T_{1,prehřívák,in}, T_{2,prehřívák,out}, \dot{m}_1, \dot{m}_2, a, k_{prehřívák}, T_{2,prehřívák,in}]$$

- 1) Odhad délky přehříváku $L_{prehřívák,odhad}$.
- 2) Určení teploty páry na konci přehříváku $T_2(L_{prehřívák,odhad})$ pomocí diferenciálních rovnic 6.102 a 6.103, součinitele $k_{prehřívák}$, délky $L_{prehřívák,odhad}$ a příslušných počátečních podmínek $[T_1(0) = T_{1,prehřívák,in}, T_2(0) = T_{2,prehřívák,out}]$ z rovnic 6.104 a 6.105.
- 3) Porovnání teploty $T_{2,prehřívák,in}$ s teplotou $T_2(L_{prehřívák,odhad})$.

Teplota $T_{2,prehřívák,in}$ je teplota na konci přehříváku, kterou známe, a do které se snažíme trefit teplotou $T_2(L_{prehřívák,odhad})$ pomocí zvyšování odhadu délky $L_{prehřívák,odhad}$.

- pokud $T_{2,prehřívák,in} == T_2(L_{prehřívák,odhad})$, pak následuje bod 4).
- pokud $T_{2,prehřívák,in} \neq T_2(L_{prehřívák,odhad})$, pak zopakovat body 1 až 3).

- 4) Výstup funkce:

$$L_{prehřívák,odhad}$$

V programu výstup funkce odpovídá používané délce přehříváku, tzn. $L_{prehřívák} =$ Prehrivakdelka[]

6.2.3 Funkce AlfyaPrehrivak[]

Algoritmus funkcí AlfyaPrehrivak[], AlfyaOhrivak[] je stejný, a proto bude popsán algoritmus pouze na funkci AlfyaPrehrivak[]. Její vstupy jsou:

$$[T_w(x), T_1(x), T_2(x)]$$

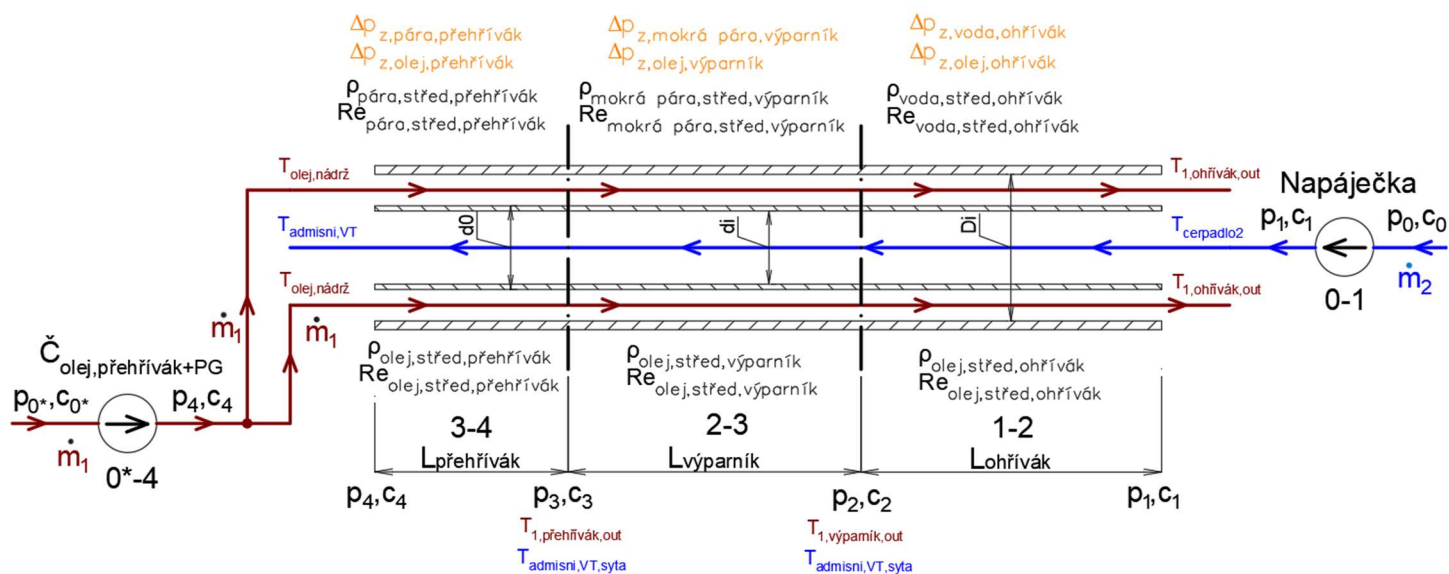
- 1) Výpočet termodynamických vlastností páry pomocí rovnic v tabulce 6.4.
- 2) Výpočet Reynoldsova čísla páry $Re_{pára, přehřívák}(x)$ pomocí rovnic 6.80 až 6.84.
- 3) Výpočet Nusseltova čísla páry $Nu_{vnitřní, pára, přehřívák}(x)$ pomocí rovnic 6.85 až 6.88.
- 4) Výpočet zkorigované hodnoty Nusseltova čísla páry v přehříváku $Nu_{vnitřní, korekce, pára, přehřívák}(x)$ pomocí rovnice 6.112.
- 5) Výpočet $\alpha_{pára, přehřívák}(x)$ pomocí rovnice 6.113.
- 6) Výpočet termodynamických vlastností oleje pomocí rovnic v tabulkách 6.1 a 6.2.
- 7) Výpočet Reynoldsova čísla oleje $Re_{olej, přehřívák}(x)$ pomocí rovnic 6.40 až 6.44.
- 8) Výpočet Nusseltova čísla oleje $Nu_{vnější, olej, přehřívák}(x)$ pomocí rovnic 6.45 až 6.48.
- 9) Výpočet zkorigované hodnoty Nusseltova čísla oleje v přehříváku $Nu_{vnější, korekce, olej, přehřívák}(x)$ pomocí rovnice 6.108.
- 10) Výpočet $\alpha_{olej, přehřívák}(x)$ pomocí rovnice 6.109.
- 11) Výstup funkce:

$$\{\alpha_{olej, přehřívák}(x), \alpha_{pára, přehřívák}(x), Re_{olej, přehřívák}(x), Re_{pára, přehřívák}(x)\}$$

6.3 Výpočet tlakových ztrát výměníku a výpočet elektrického příkonu čerpadel

Při výpočtech tlakových ztrát a disipované energie budou zanedbány místní ztráty ζ_M z důvodu nspecifikované výsledné geometrické podoby výměníku, jak a kolikrát by byly trubky zahnuté, atd. ... Tyto ztráty by bylo potřeba započítat až na základě konkrétního návrhu výměníku, který se bude odvíjet od velikosti prostorů, kde by výměník byl instalován. Proto v každé části výměníku bude platit $\zeta_c = \zeta_{tr}$.

Skrze výměník PG+přehřívák, který se skládá ze 3 sekcí, přehřívák, výparník a ohřívák, proudí v prostoru mezi vnější a vnitřní paralelní trubkou (průměr $D_i - d_o$) olej o hmotnostním toku \dot{m}_1 . Vnitřní paralelní trubkou (průměr d_i) proudí voda/mokrý pára/pára o hmotnostním toku \dot{m}_2 . Vnitřní a vnější trubky mají uvažovanou ekvivalentní drsnost stěn $\delta = 0.075 \text{ m}$.



Obrázek 6.6 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel

6.3.1 Tlakové ztráty v přehříváku $\Delta p_{z,přehřívák}$

Tlakové ztráty v přehříváku jsou dvoje, jedny jsou pro vnitřní paralelní trubku s párou $\Delta p_{z,pára,přehřívák}$ a druhé jsou pro prostor mezi vnitřní a vnější paralelní trubkou s olejem $\Delta p_{z,olej,přehřívák}$.

Tlakové ztráty ve vnitřní trubce přehříváku s párou $\Delta p_{z,pára,přehřívák}$:

Podle rovnice 3.44 a obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty páry v přehříváku**:

$$\Delta p_{z,pára,přehřívák} = \rho_{pára, střed, přehřívák} \cdot \zeta_{tř, pára, přehřívák} \cdot \frac{c_{pára, přehřívák}^2}{2} \quad (6.136)$$

Pro určení rychlosti proudění páry v přehříváku $c_{pára, přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.55:

$$c_{pára, přehřívák} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{pára, střed, přehřívák} \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \right)} \quad (6.137)$$

Pro určení třecích ztrát $\zeta_{tř, pára, přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.45:

$$\zeta_{tř, pára, přehřívák} = \lambda_{z, pára, přehřívák} \cdot \frac{L_{přehřívák}}{d_i} \quad (6.138)$$

Pro určení součinitele třecích ztrát $\lambda_{z, pára, přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.49:

$$\lambda_{z,pára,přehřívák} = \left(2 * \log_{10} \left[\left(\frac{6.97}{Re_{pára,střed,přehřívák}} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{\delta}{d_i} \right] \right)^{-2} \quad (6.139)$$

Termodynamické parametry páry v přehříváku $\rho_{pára,střed,přehřívák}$, $Re_{pára,střed,přehřívák}$ představují střední hodnotu těchto parametrů v rozmezí teplot páry na začátku a konci teplotního profilu páry v přehříváku, viz obrázek 6.6:

$$\rho_{pára,střed,přehřívák} = \frac{1}{(T_{admisni,VT} - T_{admisni,VT,syta})} \cdot \int_{T_{admisni,VT,syta}}^{T_{admisni,VT}} \rho_{pára}(T) \cdot dT \quad (6.140)$$

$$Re_{pára,střed,přehřívák} = \frac{1}{(L_{přehřívák} - 0)} \cdot \int_0^{L_{přehřívák}} Re_{pára,přehřívák}(x) \cdot dx \quad (6.141)$$

Tlakové ztráty v prostoru přehříváku mezi vnitřní a vnější trůbkou s olejem

$\Delta p_{z,olej,přehřívák}$:

Podle rovnice 3.44 a obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty oleje v přehříváku**:

$$\Delta p_{z,olej,přehřívák} = \rho_{olej,střed,přehřívák} \cdot \zeta_{tř,olej,přehřívák} \cdot \frac{c_{olej,přehřívák}^2}{2} \quad (6.142)$$

Pro určení rychlosti proudění oleje v přehříváku $c_{olej,přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.55:

$$c_{olej,přehřívák} = \frac{\dot{m}_1}{\rho_{olej,střed,přehřívák} \cdot \left(\pi \cdot \frac{(D_i - d_0)^2}{4} \right)} \quad (6.143)$$

Pro určení třecích ztrát $\zeta_{tř,olej,přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.45:

$$\zeta_{tř,olej,přehřívák} = \lambda_{z,olej,přehřívák} \cdot \frac{L_{přehřívák}}{D_i - d_0} \quad (6.144)$$

Pro určení součinitele třecích ztrát $\lambda_{z,olej,přehřívák}$ vyjdeme z rovnice 3.49:

$$\lambda_{z,olej,přehřívák} = \left(2 * \log_{10} \left[\left(\frac{6.97}{Re_{olej,střed,přehřívák}} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{\delta}{D_i - d_0} \right] \right)^{-2} \quad (6.145)$$

Termodynamické parametry oleje v přehříváku $\rho_{olej, střed, přehřívák}$, $Re_{olej, střed, přehřívák}$ představují střední hodnotu těchto parametrů v rozmezí teplot oleje na začátku a konci teplotního profilu oleje v přehříváku, viz obrázek 6.6:

$$\rho_{olej, střed, přehřívák} = \frac{1}{(T_{olej, nádrž} - T_{1, přehřívák, out})} \cdot \int_{T_{1, přehřívák, out}}^{T_{olej, nádrž}} \rho_{olej}(T) \cdot dT \quad (6.146)$$

$$Re_{olej, střed, přehřívák} = \frac{1}{(L_{přehřívák} - 0)} \cdot \int_0^{L_{přehřívák}} Re_{olej, přehřívák}(x) \cdot dx \quad (6.147)$$

6.3.2 Tlakové ztráty v ohříváku $\Delta p_{z, ohřívák}$

Tlakové ztráty v ohříváku jsou opět dvoje, jedny jsou pro vnitřní paralelní trubku s vodou v kapalném skupenství $\Delta p_{z, voda, ohřívák}$ a druhé jsou pro prostor mezi vnitřní a vnější paralelní trubkou s olejem $\Delta p_{z, olej, ohřívák}$. Jejich výpočet je prakticky stejný jako u přehříváku. Liší se tím, že termodynamické parametry jsou počítány na základě teplotních profilů oleje a vody v sekci ohříváku a místo délky $L_{přehřívák}$ se použije $L_{ohřívák}$.

Tlakové ztráty ve vnitřní trubce ohříváku s vodou $\Delta p_{z, voda, ohřívák}$

Podle obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty vody v ohříváku**:

$$\Delta p_{z, voda, ohřívák} = \rho_{voda, střed, ohřívák} \cdot \zeta_{tř, voda, ohřívák} \cdot \frac{c_{voda, ohřívák}^2}{2} \quad (6.148)$$

Tlakové ztráty v prostoru ohříváku mezi vnitřní a vnější trubkou s olejem $\Delta p_{z, olej, ohřívák}$

Podle obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty oleje v přehříváku**:

$$\Delta p_{z, olej, ohřívák} = \rho_{olej, střed, ohřívák} \cdot \zeta_{tř, olej, ohřívák} \cdot \frac{c_{olej, ohřívák}^2}{2} \quad (6.149)$$

Střední hodnoty hustoty $\rho_{voda, střed, ohřívák}$, $\rho_{olej, střed, ohřívák}$ jsou vypočteny následovně:

$$\rho_{voda, střed, ohřívák} = \frac{1}{(T_{admisni, VT, syta} - T_{cerpadlo2})} \cdot \int_{T_{cerpadlo2}}^{T_{admisni, VT, syta}} \rho_{voda}(T) \cdot dT \quad (6.150)$$

$$\rho_{olej, střed, ohřívák} = \frac{1}{(T_{1, výparník, out} - T_{1, ohřívák, out})} \cdot \int_{T_{1, ohřívák, out}}^{T_{1, výparník, out}} \rho_{olej}(T) \cdot dT \quad (6.151)$$

6.3.3 Tlakové ztráty ve výparníku $\Delta p_{z,výparník}$

Tlakové ztráty ve výparníku jsou také dvoje, jedny jsou pro vnitřní paralelní trubku s mokrou párou $\Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník}$ a druhé jsou pro prostor mezi vnitřní a vnější paralelní trubkou s olejem $\Delta p_{z,olej,výparník}$.

Tlakové ztráty ve vnitřní paralelní trubce přehříváku s mokrou párou $\Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník}$:

Výpočet těchto ztrát je spíše orientační, neboť pro výpočet střední hodnoty dynamické viskozity nejsou k dispozici její hodnoty během vypařování.

Podle rovnice 3.44 a obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty mokré páry ve výparníku**:

$$\begin{aligned} \Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník} &= \\ &= \rho_{mokrá\ pára,střed,výparník} \cdot \zeta_{tř,mokrá\ pára,výparník} \cdot \frac{c_{mokrá\ pára,výparník}^2}{2} \end{aligned} \quad (6.152)$$

Pro určení rychlosti proudění páry ve výparníku $c_{mokrá\ pára,výparník}$ vyjdeme z rovnice 3.55:

$$c_{mokrá\ pára,výparník} = \frac{\dot{m}_2}{\rho_{mokrá\ pára,střed,výparník} \cdot \left(\pi \cdot \frac{d_i^2}{4} \right)} \quad (6.153)$$

Pro určení třecích ztrát $\zeta_{tř,mokrá\ pára,výparník}$ vyjdeme z rovnice 3.45:

$$\zeta_{tř,mokrá\ pára,výparník} = \lambda_{z,mokrá\ pára,výparník} \cdot \frac{L_{výparník}}{d_i} \quad (6.154)$$

Pro určení součinitele třecích ztrát $\lambda_{z,mokrá\ pára,výparník}$ vyjdeme z rovnice 3.49:

$$\begin{aligned} \lambda_{z,mokrá\ pára,výparník} &= \\ &= \left(2 * \log_{10} \left[\left(\frac{6.97}{\text{Re}_{mokrá\ pára,střed,výparník}} \right)^{0.9} + 0.27 * \frac{\delta}{d_i} \right] \right)^{-2} \end{aligned} \quad (6.155)$$

Pro určení střední hodnoty Reynoldsova čísla mokré páry ve výparníku $\text{Re}_{mokrá\ pára,střed,výparník}$ vyjdeme z rovnice 6.84:

$$\begin{aligned}
Re_{\text{mokrá pára, střed, výparník}} &= \\
&= \frac{\rho_{\text{mokrá pára, střed, výparník}} \cdot c_{\text{mokrá pára, výparník}} \cdot D_{\text{char, vnitřní}}}{\mu_{\text{mokrá pára, střed, výparník}}} \quad (6.156)
\end{aligned}$$

Termodynamické parametry mokre páry ve výparníku

$\rho_{\text{mokrá pára, střed, výparník}}$, $\mu_{\text{mokrá pára, střed, výparník}}$ byly vypoceny následovně:

$$\begin{aligned}
\rho_{\text{mokrá pára, střed, výparník}} &= \\
&= \frac{1}{[v_{\text{syta2}}(T_{\text{admisni, VT, syta}}) + v_{\text{syta1}}(T_{\text{admisni, VT, syta}})]/2} \quad (6.157)
\end{aligned}$$

$$\mu_{\text{mokrá pára, střed, výparník}} = \frac{\mu_{\text{voda}}(T_{\text{admisni, VT, syta}}) + \mu_{\text{voda}}(T_{\text{admisni, VT, syta}} + 1)}{2} \quad (6.158)$$

Kde:

$v_{\text{syta2}}(T_{\text{admisni, VT, syta}})$... mrny objem vody na horní mezní křivce pi teplotě $T_{\text{admisni, VT, syta}}$ a tlaku $p_{\text{admisni, VT}}$ ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

$v_{\text{syta1}}(T_{\text{admisni, VT, syta}})$... mrny objem vody na dolní mezní křivce pi teplotě $T_{\text{admisni, VT, syta}}$ a tlaku $p_{\text{admisni, VT}}$ ($\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}$)

$\mu_{\text{voda}}(T_{\text{admisni, VT, syta}})$... hodnota dynamické viskozity vody při teplotě $T_{\text{admisni, VT, syta}}$ ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

Tlakové ztráty v prostoru výparníku mezi vnitřní a vnějši paralelní trubkou s olejem

$\Delta p_{\text{z, olej, výparník}}$:

Výpočet $\Delta p_{\text{z, olej, výparník}}$ je prakticky stejný jako u přehříváku a ohříváku. Lii se tm, e termodynamické parametry jsou počítány na základě teplotního profilu oleje v sekci výparníku a pouije se délka $L_{\text{výparník}}$.

Dále se lii v tom, e zde střední hodnota Reynoldsovaesla oleje $Re_{\text{olej, střed, výparník}}$ je počítána na základě strednich hodnot termodynamickych veličin $\rho_{\text{olej, střed, výparník}}$, $Pr_{\text{olej, střed, výparník}}$, $\lambda_{\text{olej, střed, výparník}}$, $C_{\text{olej, střed, výparník}}$,

$\mu_{\text{olej, střed, výparník}}$, ze kterych se vypočítá Reynoldsovoeslo. Výpočet techto parametrů je z pohledu integracnich meze stejný jako ve vzorci 6.160.

*Poznámka: Zde je označena měrná tepelná kapacita oleje jako $c_{olej, střed, výparník}$ a rychlost proudícího oleje jako $c_{olej, výparník}$.

Podle rovnice 3.44 a obrázku 6.6 jsou **tlakové ztráty oleje ve výparníku**:

$$\Delta p_{z, olej, výparník} = \rho_{olej, střed, výparník} \cdot \zeta_{tř, olej, výparník} \cdot \frac{c_{olej, výparník}^2}{2} \quad (6.159)$$

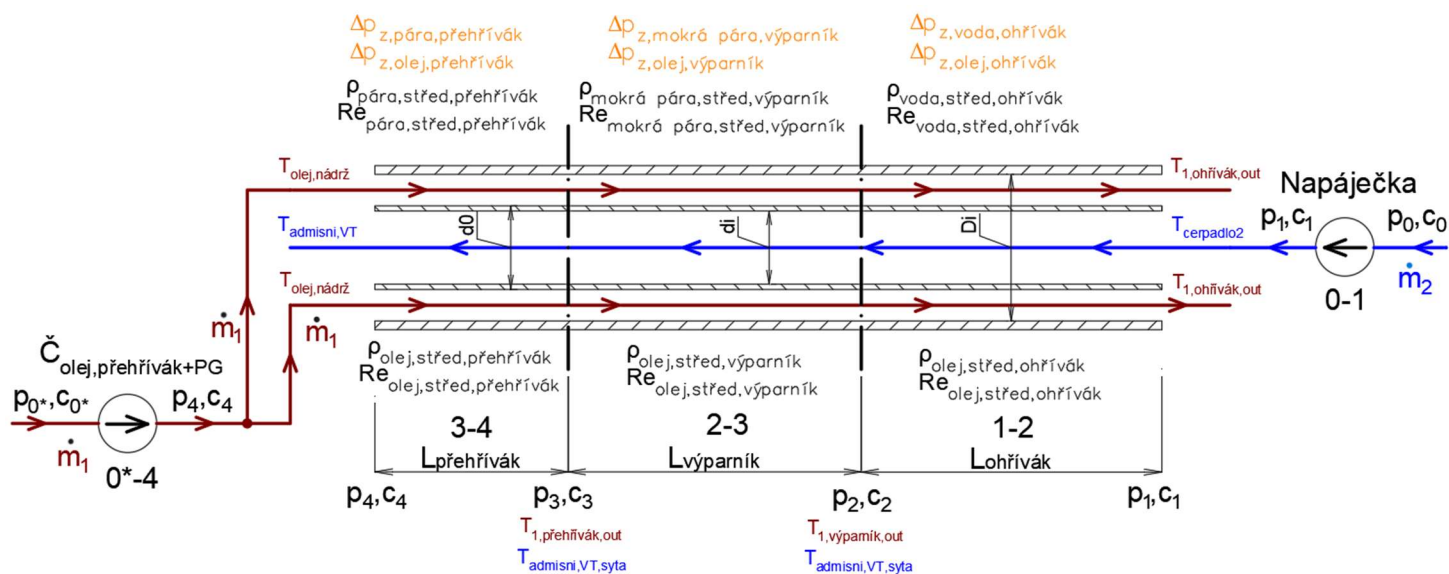
Například střední hodnota měrné tepelné kapacity oleje $c_{olej, střed, výparník}$ se vypočítá:

$$c_{olej, střed, výparník} = \frac{1}{(T_{1, přehřívák, out} - T_{1, výparník, out})} \cdot \int_{T_{1, výparník, out}}^{T_{1, přehřívák, out}} c_{olej}(T) \cdot dT \quad (6.160)$$

6.3.4 Elektrický příkon čerpadla Napáječky $P_{el, voda}$

Při výpočtu příkonu čerpadla Napáječky je uvažováno, že bude řízeno otáčkově při objemovém, respektive hmotnostním toku vody \dot{m}_{voda} určeného z bilancí C-R cyklu, a tedy měrná energie dodaná čerpadlem bude odpovídat měrné energii potrubní charakteristiky výměníku při \dot{m}_{voda} . Napáječka bude sloužit hmotnostnímu toku vody \dot{m}_{voda} k překonání tlakového rozdílu a k pokrytí tlakových ztrát vzniklých ve vnitřních trubkách výměníku. Při výpočtech bude zanedbáno sací potrubí a difuzor čerpadla a jejich tlakové ztráty. Kinetická složka v rámci difuzoru čerpadla, kde se rozšiřuje kanál s vodou není uvažována, neboť by bylo potřeba znát rychlost klesající hladiny vody v kondenzátoru, tzn. znát parametry vody v sacím potrubí. Předpokladem tedy je, že rozdíl rychlostí mezi proudící vodou za difuzorem a klesající hladinou vody v kondenzátoru bude zanedbatelně malý.

Výsledný výměník PG+přehřívák je tvořen n paralelními trubkami, ale čerpadlo vody bude pro všechny jedno společné.



Obrázek 6.7 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel

Nejprve určíme potrubní charakteristiku výměníku. To uděláme pomocí sestavení BR rovnic mezi jednotlivými úseky 0-4. K tomu využijeme obecnou BR a BR rovnici pro rotující kanál. Předpokladem výpočtu je, že všechny části výměníku a čerpadla budou ležet ve stejné výšce, případně tento rozdíl výšek bude zanedbán a proudění bude časově ustálené, tzn. $\frac{\partial c}{\partial t} = 0$.

Úsek 0-1:

$$\begin{aligned} \frac{w_{0,voda}^2}{2} + \frac{p_{0,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{čerpadlo}}} - \frac{u_{0,voda}^2}{2} &= \\ &= \frac{w_{1,voda}^2}{2} + \frac{p_{1,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{čerpadlo}}} - \frac{u_{1,voda}^2}{2} + e_{dis, \text{čerpadlo}, voda} \end{aligned} \quad (6.161)$$

Úsek 1-2:

$$\frac{p_{1,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}}} + \frac{c_{1,voda}^2}{2} = \frac{p_{2,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}}} + \frac{c_{2,voda}^2}{2} + e_{dis, \text{ohřívák}, voda} \quad (6.162)$$

Protože v úseku 1-2 je uvažována střední hustota $\rho_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}}$ a konstantní průřez trubek, podle rovnice 3.55 platí $c_{1,voda} = c_{2,voda}$, pak:

$$\frac{p_{1,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}}} = \frac{p_{2,voda}}{\rho_{voda, \text{střed}, \text{ohřívák}}} + e_{dis, \text{ohřívák}, voda} \quad (6.163)$$

Roznásobením rovnice 6.163 střední hustotou $\rho_{voda, střed, ohřívák}$ dostaneme rovnici v tlakovém tvaru:

$$p_{1,voda} = p_{2,voda} + \Delta p_{z,voda, ohřívák} \quad (6.164)$$

Úsek 2-3:

$$\begin{aligned} \frac{p_{2,mokrá\ pára}}{\rho_{mokrá\ pára, střed, výparník}} + \frac{c_{2,mokrá\ pára}^2}{2} &= \\ &= \frac{p_{3,mokrá\ pára}}{\rho_{mokrá\ pára, střed, výparník}} + \frac{c_{3,mokrá\ pára}^2}{2} + e_{dis, výparník, mokrá\ pára} \end{aligned} \quad (6.165)$$

Podle rovnice 3.55 platí $c_{2,mokrá\ pára} = c_{3,mokrá\ pára}$:

$$\frac{p_{2,mokrá\ pára}}{\rho_{mokrá\ pára, střed, výparník}} = \frac{p_{3,mokrá\ pára}}{\rho_{mokrá\ pára, střed, výparník}} + e_{dis, výparník, mokrá\ pára} \quad (6.166)$$

$$p_{2,mokrá\ pára} = p_{3,mokrá\ pára} + \Delta p_{z,mokrá\ pára, výparník} \quad (6.167)$$

Úsek 3-4:

$$\frac{p_{3,pára}}{\rho_{pára, střed, přehřívák}} + \frac{c_{3,pára}^2}{2} = \frac{p_{4,pára}}{\rho_{pára, střed, přehřívák}} + \frac{c_{4,pára}^2}{2} + e_{dis, přehřívák, pára} \quad (6.168)$$

Podle rovnice 3.55 platí $c_{3,pára} = c_{4,pára}$:

$$\frac{p_{3,pára}}{\rho_{pára, střed, přehřívák}} = \frac{p_{4,pára}}{\rho_{pára, střed, přehřívák}} + e_{dis, přehřívák, pára} \quad (6.169)$$

$$p_{3,pára} = p_{4,pára} + \Delta p_{z,pára, přehřívák} \quad (6.170)$$

Zároveň platí, že tlaky na přechodu z jedné části výměníku do následující části jsou stejné: $p_{2,voda} = p_{2,mokrá\ pára}$, $p_{3,mokrá\ pára} = p_{3,pára}$.

Sečtením rovnic 6.164, 6.167 a 6.170 dostaneme výsledek, že tlak na výstupu čerpadla je roven tlaku na konci výměníku + tlakové ztráty v trubkách výměníku:

$$\begin{aligned} p_{1,voda} &= p_{4,pára} + \Delta p_{z,voda, ohřívák} + \Delta p_{z,mokrá\ pára, výparník} \\ &\quad + \Delta p_{z,pára, přehřívák} \end{aligned} \quad (6.171)$$

Sečtením jednotlivých úseků výměníku dostaneme potrubní charakteristiku vnitřní paralelní trubky s vodou/mokrou párou/párou výměníku PG+přehřívák:

$$e_{potr,voda} = \frac{p_{4,pára} - p_{0,voda}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} + \frac{\Delta p_{z,voda,ohřívák} + \Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník} + \Delta p_{z,pára,přehřívák}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} \quad (6.172)$$

A protože $p_{0,voda} = p_{emisni,NT}$ a $p_{4,pára} = p_{admisni,VT}$, bude mít potrubní charakteristika vnitřní paralelní trubky výměníku PG+přehřívák výsledný tvar:

$$e_{potr,voda} = \frac{p_{admisni,VT} - p_{emisni,NT}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} + \frac{\Delta p_{z,voda,ohřívák} + \Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník} + \Delta p_{z,pára,přehřívák}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} \quad (6.173)$$

Rovnici 6.173 lze rozdělit na složku statickou $e_{0,voda}$ a pohybovou $e_{V,voda}$:

$$e_{0,voda} = \frac{p_{admisni,VT} - p_{emisni,NT}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} \quad (6.174)$$

$$e_{V,voda} = \frac{\Delta p_{z,voda,ohřívák} + \Delta p_{z,mokrá\ pára,výparník} + \Delta p_{z,pára,přehřívák}}{\rho_{voda,střed,čerpadlo}} \quad (6.175)$$

Elektrický příkon čerpadla Napáječky:

$$P_{el,voda} = n \cdot \dot{m}_2 \cdot \frac{e_{potr,voda}}{\eta_{čerpadlo}} \quad (6.176)$$

Kde:

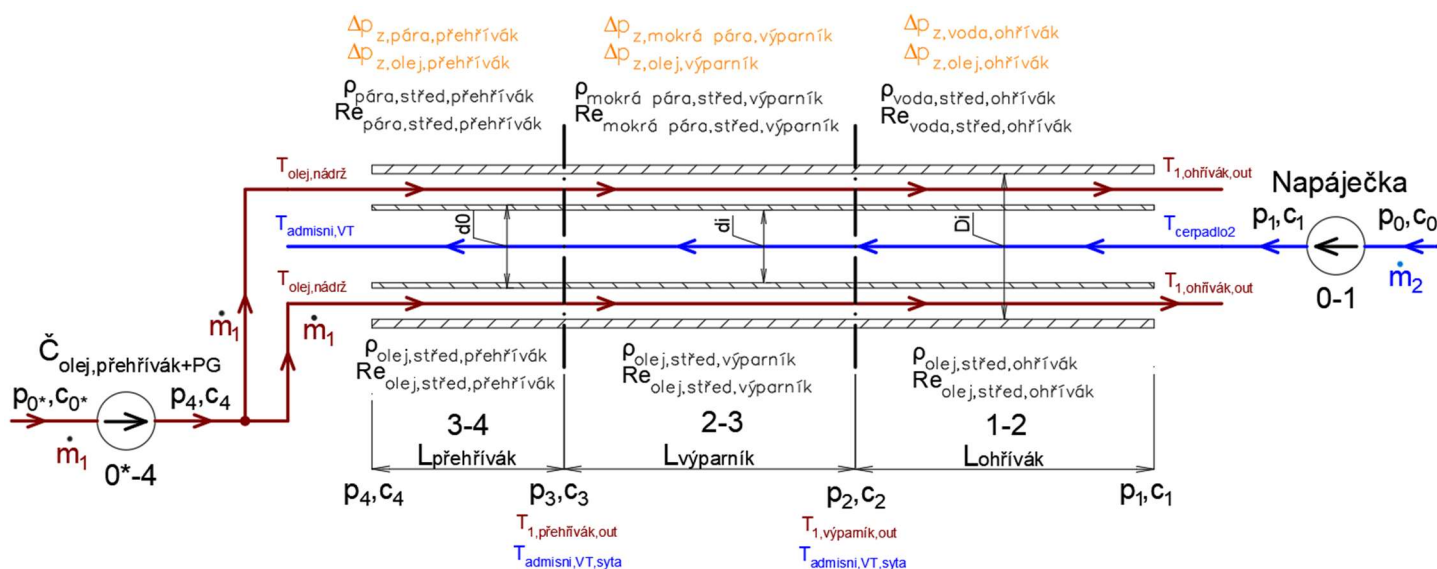
n ...počet paralelních trubek, ze kterých je výměník PG+přehřívák složen (-)

\dot{m}_2 ...hmotnostní tok vody jednou paralelní trubkou výměníku PG+přehřívák ($J \cdot kg^{-1}$)

$\eta_{čerpadlo}$...účinnost čerpadla (-)

6.3.5 Elektrický příkon čerpadla oleje (Č_{olej,přehřívák+PG}) P_{eI,olej}

Při výpočtu příkonu čerpadla oleje je uvažováno, že bude rovněž řízeno otáčkově při hmotnostním toku oleje \dot{m}_{olej} určeného z bilancí C-R cyklu, a tedy měrná energie dodaná čerpadlem bude odpovídat měrné energii potrubní charakteristiky výměníku při \dot{m}_{olej} . Čerpadlo oleje bude sloužit hmotnostnímu toku oleje \dot{m}_{olej} k pokrytí tlakových ztrát vzniklých v prostoru mezi vnitřními a vnějšími trubkami výměníku. Při výpočtech bude zanedbáno sací potrubí a difuzor čerpadla a jejich tlakové ztráty. Kinetickou složku v rámci difuzoru čerpadla by bylo možné určit na základě rozměrů olejové nádrže a způsobu řešení čerpání oleje ze samotné nádrže. Tato práce se ale nezabývá konkrétním návrhem olejové nádrže z pohledu čerpání, proto tato kinetická složka bude zanedbána, tzn. rozdíl rychlostí mezi proudícím olejem za čerpadlem a rychlostí oleje v sacím potrubí (dané klesající hladinou) bude brán jako zanedbatelně malý. Výsledný výměník PG+přehřívák je tvořen n paralelními trubkami, ale čerpadlo oleje bude pro všechny jedno společné.



Obrázek 6.8 Schéma výměníku PG+přehřívák – tlakové ztráty a příkony čerpadel

Odvození bude provedeno pomocí BR a bude prakticky stejné jako u Napáječky. Rovněž předpokladem výpočtu je, že všechny části výměníku a čerpadla budou ležet ve stejné výšce, případně tento rozdíl výšek bude zanedbán a proudění bude časově ustálené.

Úsek 0*-4:

$$\begin{aligned} \frac{w_{0^*,olej}^2}{2} + \frac{p_{0,olej}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} - \frac{u_{0,olej}^2}{2} &= \\ = \frac{w_{4,olej}^2}{2} + \frac{p_{4,olej}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} - \frac{u_{4,olej}^2}{2} + e_{dis,čerpadlo,olej} \end{aligned} \quad (6.177)$$

Úsek 4-3:

$$\frac{p_{4,olej}}{\rho_{olej,střed,ohřívák}} + \frac{c_{4,olej}^2}{2} = \frac{p_{3,olej}}{\rho_{olej,střed,ohřívák}} + \frac{c_{3,olej}^2}{2} + e_{dis,ohřívák,olej} \quad (6.178)$$

Protože v úseku 3-4 je uvažována střední hustota $\rho_{olej,střed,ohřívák}$ a konstantní průřez trubek, podle rovnice 3.55 platí $c_{4,olej} = c_{3,olej}$, pak:

$$\frac{p_{4,olej}}{\rho_{olej,střed,ohřívák}} = \frac{p_{3,olej}}{\rho_{olej,střed,ohřívák}} + e_{dis,ohřívák,olej} \quad (6.179)$$

Roznásobením rovnice 6.179 střední hustotou $\rho_{olej,střed,ohřívák}$ dostaneme rovnici v tlakovém tvaru:

$$p_{4,olej} = p_{3,olej} + \Delta p_{z,olej,ohřívák} \quad (6.180)$$

Úsek 3-2:

$$\frac{p_{3,olej}}{\rho_{olej,střed,výparník}} + \frac{c_{3,olej}^2}{2} = \frac{p_{2,olej}}{\rho_{olej,střed,výparník}} + \frac{c_{2,olej}^2}{2} + e_{dis,výparník,olej} \quad (6.181)$$

Podle rovnice 3.55 platí $c_{3,olej} = c_{2,olej}$:

$$\frac{p_{3,olej}}{\rho_{olej,střed,výparník}} = \frac{p_{2,olej}}{\rho_{olej,střed,výparník}} + e_{dis,výparník,olej} \quad (6.182)$$

$$p_{3,olej} = p_{2,olej} + \Delta p_{z,olej,výparník} \quad (6.183)$$

Úsek 2-1:

$$\frac{p_{2,olej}}{\rho_{olej,střed,přehřívák}} + \frac{c_{2,olej}^2}{2} = \frac{p_{1,olej}}{\rho_{olej,střed,přehřívák}} + \frac{c_{1,olej}^2}{2} + e_{dis,přehřívák,olej} \quad (6.184)$$

Podle rovnice 3.55 platí $c_{2,olej} = c_{1,olej}$:

$$\frac{p_{2,olej}}{\rho_{olej,střed,přehřívák}} = \frac{p_{1,olej}}{\rho_{olej,střed,přehřívák}} + e_{dis,přehřívák,olej} \quad (6.185)$$

$$p_{2,olej} = p_{1,olej} + \Delta p_{z,olej,přehřívák} \quad (6.186)$$

Sečtením rovnic 6.180, 6.183 a 6.186 dostaneme:

$$p_{4,olej} = p_{1,olej} + \Delta p_{z,olej,ohřívák} + \Delta p_{z,olej,výparník} + \Delta p_{z,olej,přehřívák} \quad (6.187)$$

Sečtením jednotlivých úseků výměníku dostaneme potrubní charakteristiku prostoru mezi vnější a vnitřní paralelní trubkou s olejem výměníku PG+přehřívák:

$$e_{potr,olej} = \frac{p_{1,olej} - p_{0,olej}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} + \frac{\Delta p_{z,olej,ohřívák} + \Delta p_{z,olej,výparník} + \Delta p_{z,olej,přehřívák}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} \quad (6.188)$$

A protože čerpadlo žene olej do stejného tlaku, jako je na jeho vstupu, tzn. z olejové nádrže, přes výměník a zase zpět do nádrže, tak platí při zanedbání rozdílů hydrostatických tlaků v olejové nádrži, že $p_{4,olej} = p_{0,olej}$. A zároveň hustota oleje v čerpadle bude rovna hustotě oleje při teplotě $T_{olej,nádrž}$, tzn. $\rho_{olej,střed,čerpadlo} = \rho_{olej}(T_{olej,nádrž})$.

Potrubní charakteristika prostoru mezi vnější a vnitřní paralelní trubkou výměníku PG+přehřívák bude mít výsledný tvar:

$$e_{potr,olej} = 0 + \frac{\Delta p_{z,olej,ohřívák} + \Delta p_{z,olej,výparník} + \Delta p_{z,olej,přehřívák}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} \quad (6.189)$$

Rovnici 6.189 lze rozdělit na složku statickou $e_{0,olej}$ a pohybovou $e_{V,olej}$:

$$e_{0,olej} \approx 0 \quad (6.190)$$

$$e_{V,olej} = \frac{\Delta p_{z,olej,ohřívák} + \Delta p_{z,olej,výparník} + \Delta p_{z,olej,přehřívák}}{\rho_{olej,střed,čerpadlo}} \quad (6.191)$$

Elektrický příkon čerpadla $\check{C}_{olej,přehřívák+PG}$:

$$P_{el,olej} = n \cdot \dot{m}_1 \cdot \frac{e_{potr,olej}}{\eta_{čerpadlo}} \quad (6.192)$$

Kde:

n ...počet paralelních trubek, ze kterých je výměník PG+přehřívák složen (-)

\dot{m}_1 ...hmotnostní tok oleje jednou paralelní trubkou výměníku PG+přehřívák ($J \cdot kg^{-1}$)

$\eta_{čerpadlo}$...účinnost čerpadla (-)

7 SIMULACE VÝMĚNÍKU PG+PŘEHŘÍVÁK

V této kapitole budou provedeny simulace pro různé konfigurace parametrů výměníku PG+přehřívák. Na základě těchto simulací bude vybrána jedna konfigurace, pro kterou budou vypočteny důležité hodnoty a vykresleny grafy. Pro simulace bude použit model se zanedbáním proměnnosti teploty stěny vnitřní trubky v rámci její šířky $T_{w1} = T_{w2} = T_w$ z důvodu zrychlení výpočtů.

Simulace budou provedeny pro rozměry vnější trubky $D_i = \{80, 100, 120 \text{ mm}\}$, kde pro $D_i = 80 \text{ mm}$ budou provedeny simulace pro rozměr vnitřní trubky $d_i = \{25 \text{ až } 50 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$, pro $D_i = 100 \text{ mm}$ budou simulace s $d_i = \{25 \text{ až } 70 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$, pro $D_i = 120 \text{ mm}$ budou simulace s $d_i = \{25 \text{ až } 90 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$. A pro všechny kombinace trubek D_i a d_i budou provedeny simulace pro počet paralelních trubek $n = \{25 \text{ až } 250 \text{ s krokem } 25\}$. Celkem tedy bude simulováno 300 kombinací parametrů výměníku. Pro ukázkou chování výměníku budou v grafech níže uvedeny některé grafické výstupy pro mezní případy rozměru vnější trubky, tzn. pro $D_i = 80 \text{ mm}$ a $D_i = 120 \text{ mm}$.

**Poznámka: S rostoucím d_i a zároveň n vychází Reynoldsova čísla vody pod 3000, tedy proudění je laminární. Současně i součinitelé průchodu tepla k nabývají malých hodnot, v řádu nižších desítek.*

7.1 Vstupní hodnoty simulací modelovaného výměníku PG+přehřívák

V programu simulující různé konfigurace parametrů výměníku jsou vstupní fixní hodnoty, ty jsou pro všechny simulace společné. Pak jsou zde vstupní měněné hodnoty, to jsou parametry, jejichž změnou jsou simulovány různé konfigurace výměníku.

7.1.1 Vstupní fixní hodnoty simulací

$T_{1,\text{přehřívák},in} = T_{olej,nádrž} = 350 \text{ °C}$...teplota oleje na vstupu do výměníku

$T_{2,\text{přehřívák},out} = T_{admisni,VT} = 330 \text{ °C}$...teplota přehřáté páry na výstupu výměníku

$T_{2,\text{ohřívák},in} = T_{cerpadlo2} = 54.22 \text{ °C}$...teplota vody na výstupu Napáječky

$p_{admisni,VT} = 6.5 \text{ MPa}$...admisní tlak páry na výstupu z výměníku, potažmo tlak vody/mokrě páry/páry v celém výměníku se zanedbáním tlakových ztrát

$\dot{m}_{olej} = \dot{m}_{olej,PG+přehřívák} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$... hmotnostní tok oleje jdoucího do výměníku

$\dot{m}_{voda} = \dot{m}_{mokrá pára} = \dot{m}_{pára} = 7.17$...hmotnostní tok vody/mokrě páry/páry jdoucí do výměníku

$k_{výparník} = 10\,000 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$... součinitel průchodu tepla trubkou, na jejíž jedné straně je olej a na druhé je mokrá pára

$\eta_{čerpadlo} = 0.8$...účinnost čerpadla

step = 2 m...krok, po kterém jsou ve výměníku počítány Reynoldsova čísla a součinitelé přestupu tepla α obou tekutin

Pro potrubní systémy s vodou jsou často používány nerezové oceli jako AISI 304L nebo AISI 316L, jež může být použita pro teploty až 550 °C.

Jejich typické parametry:[25, 26][27]

$\lambda_{trubka} = 15 \text{ W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$... součinitel tepelné vodivosti oceli AISI 304L, 316L

$\rho_{trubka} = 8000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$... hustota oceli AISI 304L, 316L

$\delta = 0.075 \text{ m}$...ekvivalentní drsnost stěny vnitřní a vnější trubky

$d_{stěna} = 4 \text{ mm}$...tloušťka stěny vnitřní i vnější trubky

7.1.2 Vstupní měněné hodnoty

d_i ...vnitřní průměr vnitřní trubky výměníku (m)

d_0 ... vnější průměr vnitřní trubky výměníku (m)

D_i ...vnitřní průměr vnější trubky výměníku (m)

D_0 ...vnější průměr vnější trubky výměníku (m)

n ...počet paralelně řazených trubek výměníku (-)

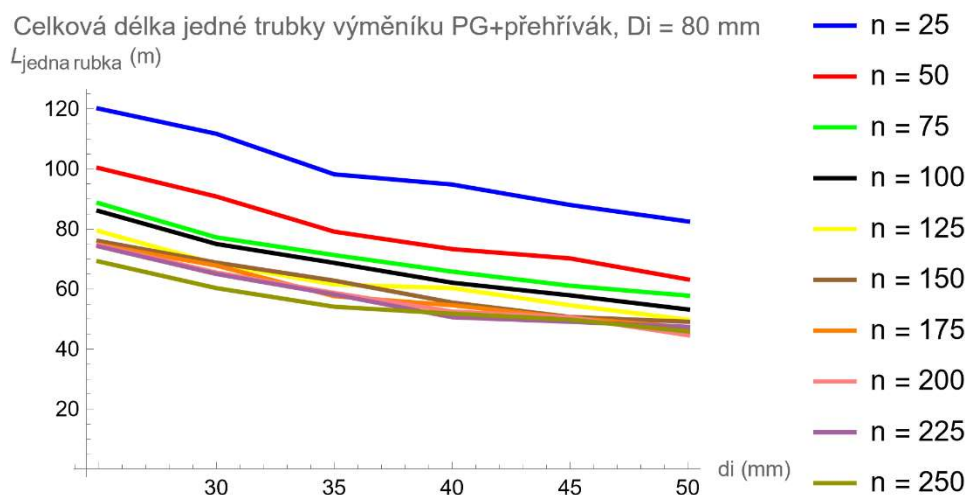
$\dot{m}_1 = \frac{\dot{m}_{olej}}{n}$... hmotnostní tok oleje jednou paralelní trubkou výměníku ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_{voda}}{n} = \frac{\dot{m}_{mokrá pára}}{n} = \frac{\dot{m}_{pára}}{n}$... hmotnostní tok vody/mokrě páry/páry jednou paralelní trubkou ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

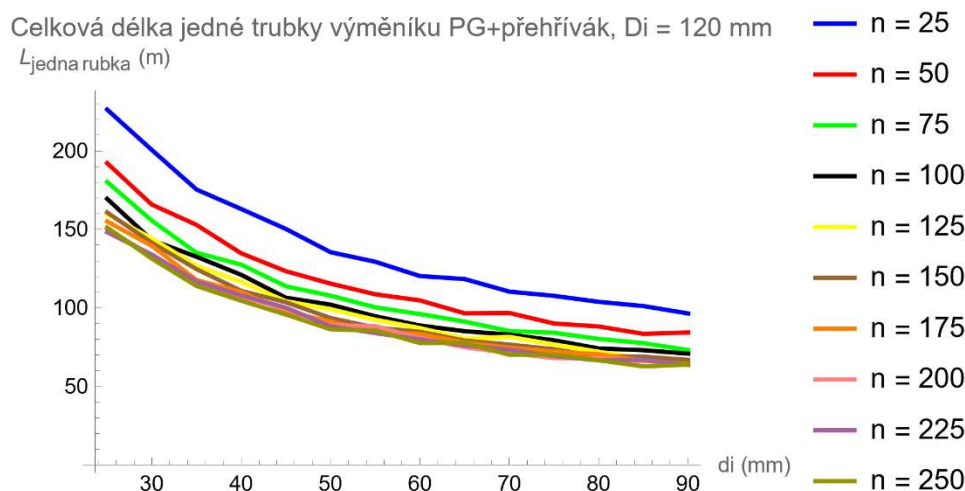
7.2 Grafické výsledky simulací výměníku PG+přehřívák pro vnější trubku s vnitřním průměrem $D_i = 40$ a 120 mm

7.2.1 Celková délka jedné paralelní trubky výměníku PG+přehřívák

Z grafů můžeme vidět, že potřebná celková délka jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$ klesá s rostoucím průměrem vnitřní trubky d_i . Zároveň s rostoucím počtem paralelních trubek n klesá $L_{jedna\ trubka}$. Důvodem tohoto chování je, že s rostoucím průměrem d_i roste i velikost teplosměnné plochy na 1 m trubky (ta je dána obvodem trubky) a zároveň díky více paralelním trubkám o daném d_i lze použít kratší trubky (ze stejného důvodu dosažení větší teplosměnné plochy). Porovnáním grafů také vidíme, že pro širší vnější trubku je potřeba větší délka $L_{jedna\ trubka}$ z důvodu menších hodnot α na straně oleje.



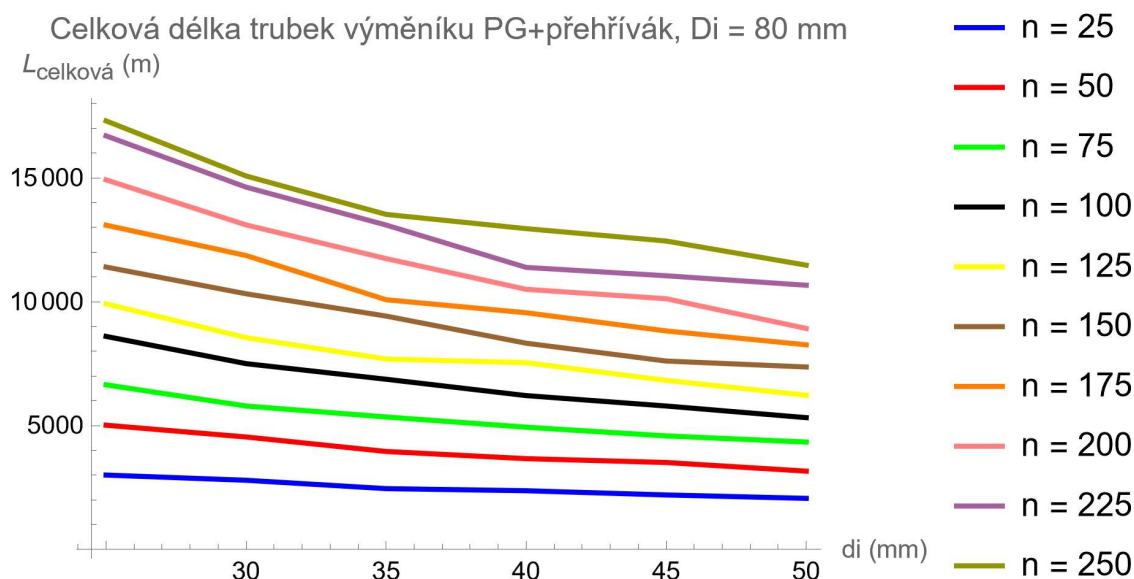
Graf 7.1 Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



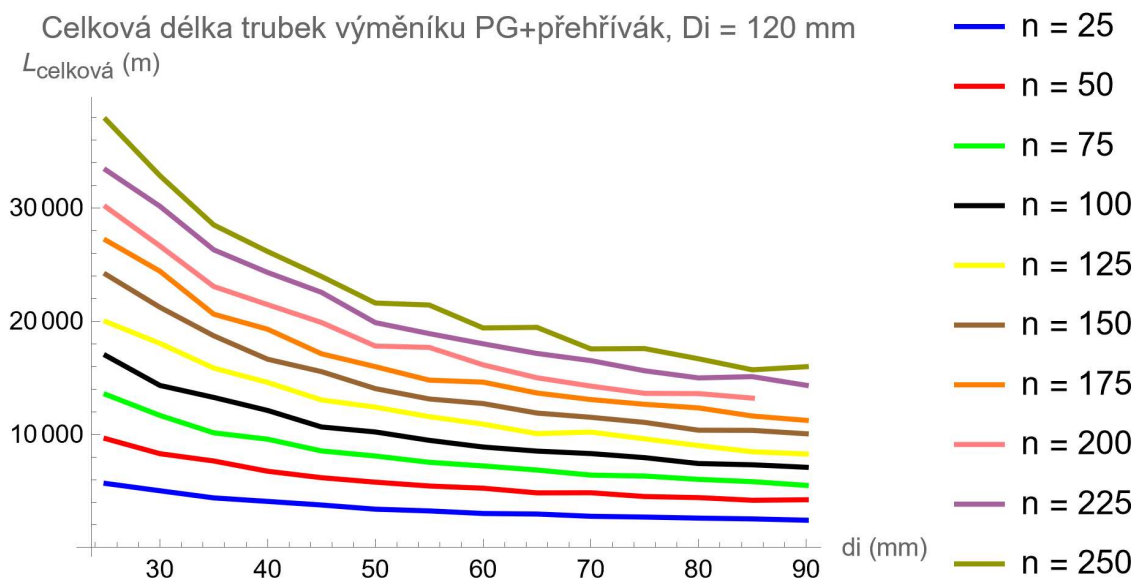
Graf 7.2 Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.2 Celkový součet délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák

Porovnáním s grafy v kapitole 7.2.1 vidíme, že ačkoliv s větším počtem paralelních trubek vycházela $L_{jedna\ trubka}$ kratší, ve výsledku je z pohledu celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku $L_{celková}$ výhodnější právě menší počet paralelních trubek. Z grafů níže také vidíme, že pro vnější trubku s průměrem $D_i = 120$ mm vychází potřebná délka výměníku prakticky 2x větší, než u trubky s $D_i = 80$ mm.



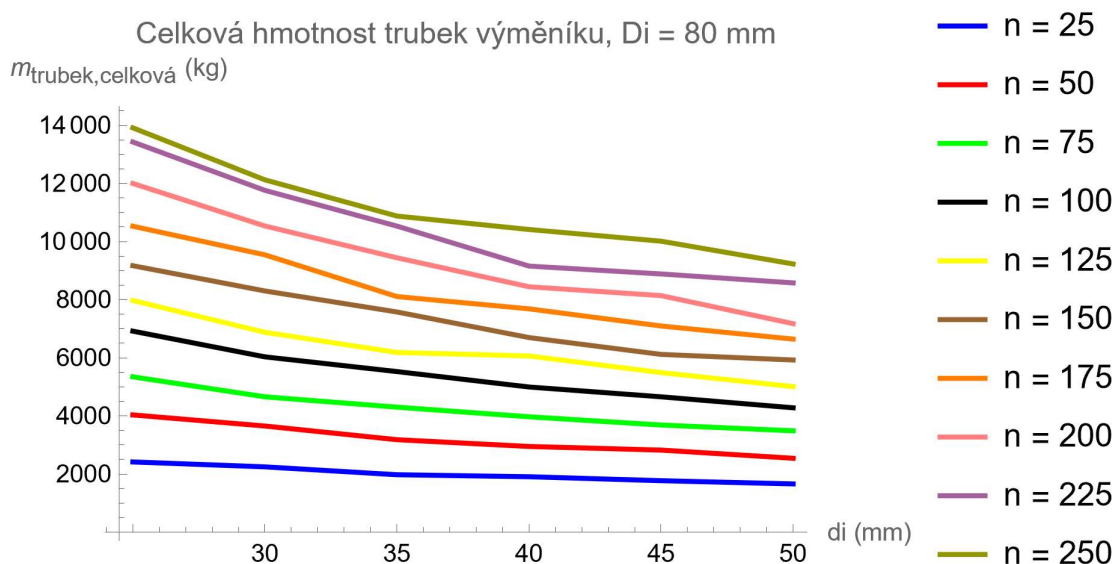
Graf 7.3 Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



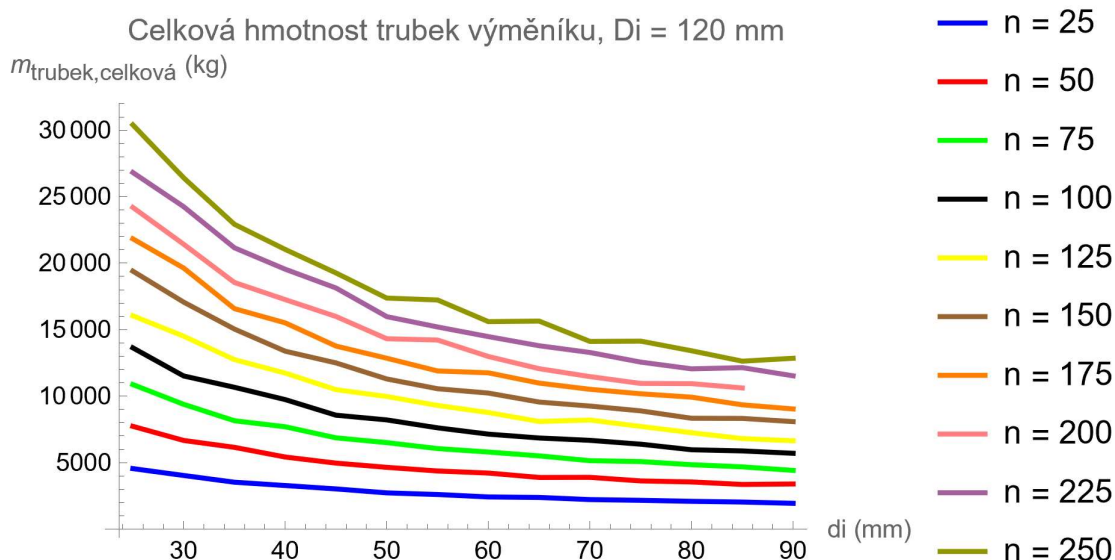
Graf 7.4 Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.1 Celková hmotnost trubek výměníku PG+přehřívák

Z grafů můžeme vidět, že celková hmotnost trubek $m_{\text{trubek,celková}}$ klesá s rostoucím průměrem vnitřní trubky d_i . Zároveň s klesajícím počtem paralelních trubek n klesá $m_{\text{trubek,celková}}$. Grafy 7.5 a 7.6 kopírují průběhy grafů celkové délky výměníku, protože hmotnost je získána jako délka vynásobená konstantou. Porovnáním grafů také vidíme, že logicky pro širší vnější trubku vychází $m_{\text{trubek,celková}}$ vyšší.



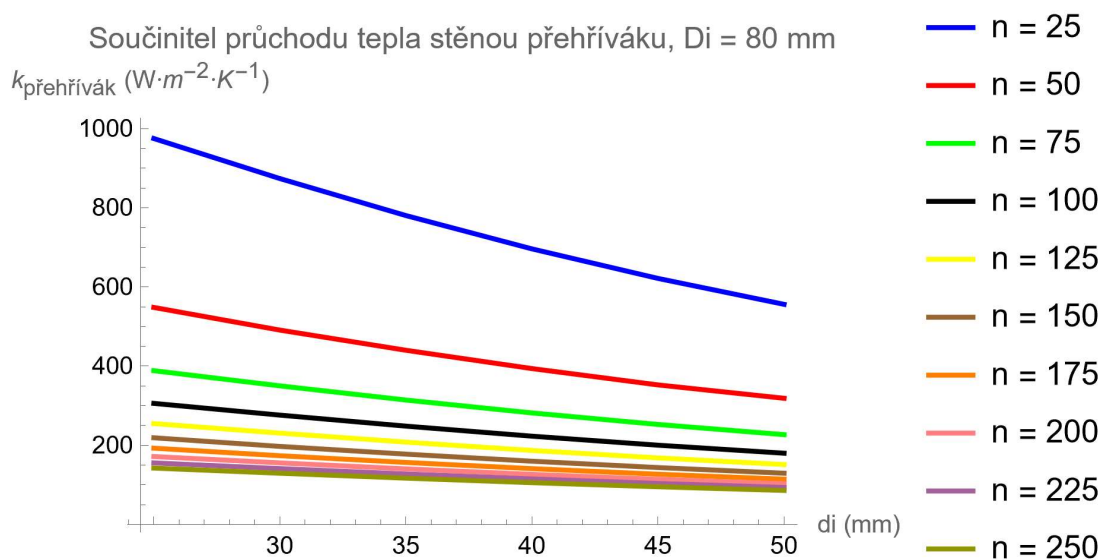
Graf 7.5 Závislost celkové hmotnosti trubek výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



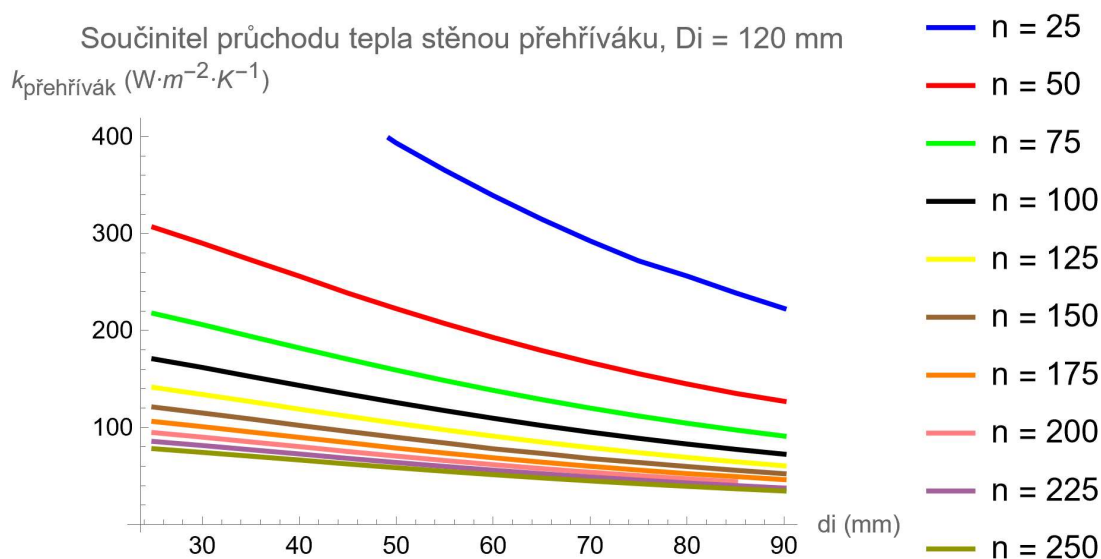
Graf 7.6 Závislost celkové hmotnosti trubek výměníku na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.2 Součinitel průchodu tepla stěnou přehříváku

Z grafů níže můžeme vidět, že s klesajícím průměrem vnitřní trubky d_i , roste součinitel průchodu tepla $k_{\text{přehřívák}}$ a zároveň pro vnější trubku o $D_i = 80$ mm vychází vyšší $k_{\text{přehřívák}}$ než pro trubku o $D_i = 120$ mm. Důvodem je, že s menším průřezem, kterým protéká tekutina, roste rychlost tekutiny, vychází vyšší Reynoldsovo číslo, a i vyšší součinitel α a v konečném důsledku i součinitel k . Zároveň s menším počtem paralelních trubek n , mezi které jsou voda a olej rozděleny, roste hmotnostní tok tekutiny danou trubkou, a tedy roste i rychlost tekutiny a výsledkem je opět vyšší součinitel k .



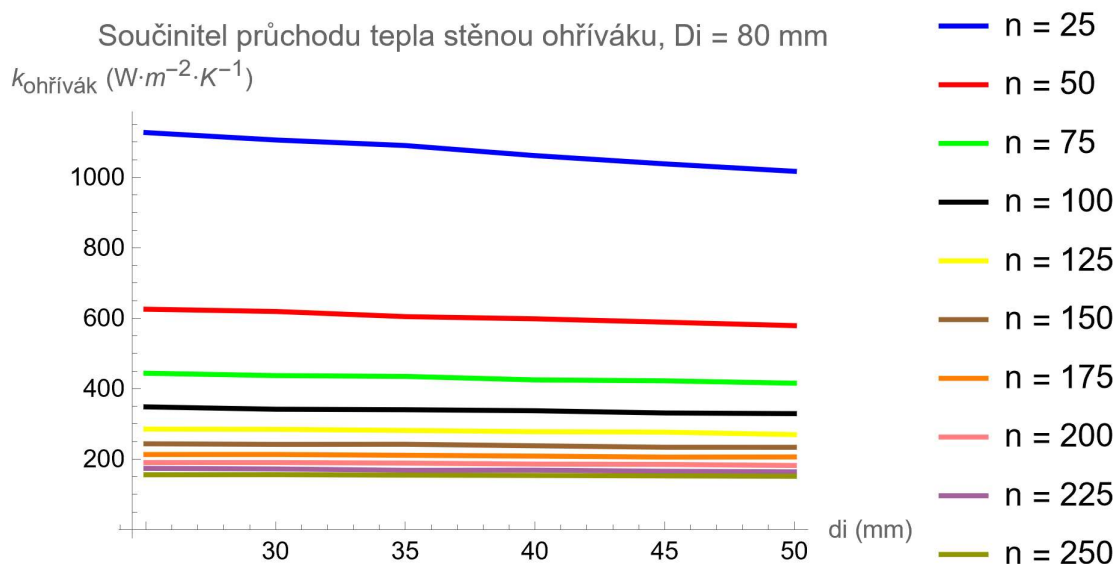
Graf 7.7 Závislost součinitele $k_{\text{přehřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



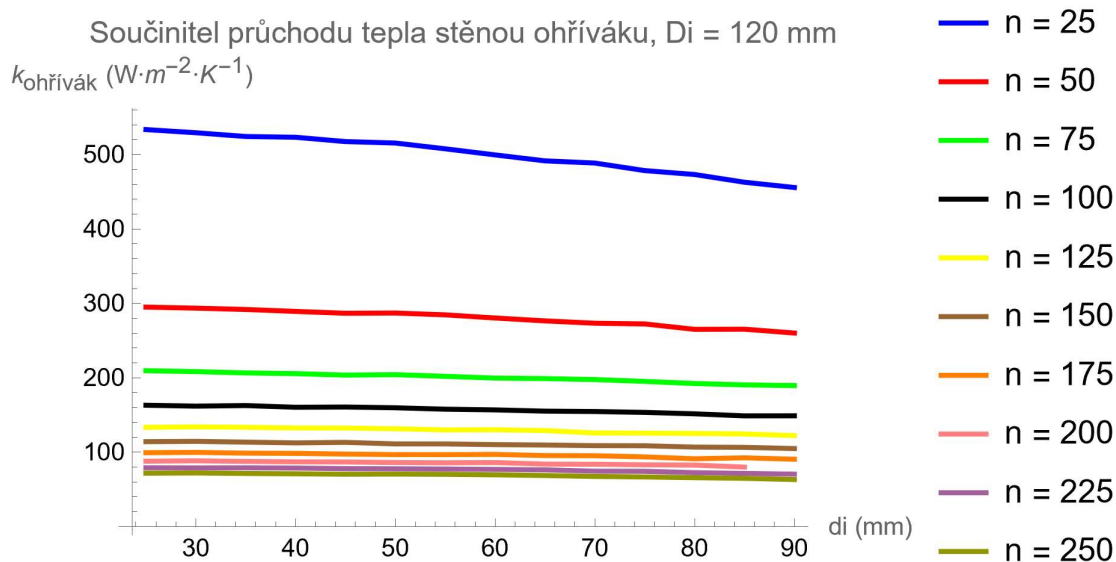
Graf 7.8 Závislost součinitele $k_{\text{přehřívák}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.3 Součinitel průchodu tepla stěnou ohříváku

Závislost součinitele průchodu tepla $k_{ohřívák}$ je stejného charakteru jako u součinitele $k_{přehřívák}$. Nicméně charakteristiky součinitele $k_{ohřívák}$ jsou plošší, tedy součinitel $k_{ohřívák}$ neklesá tak prudce s rostoucím průměrem d_i .



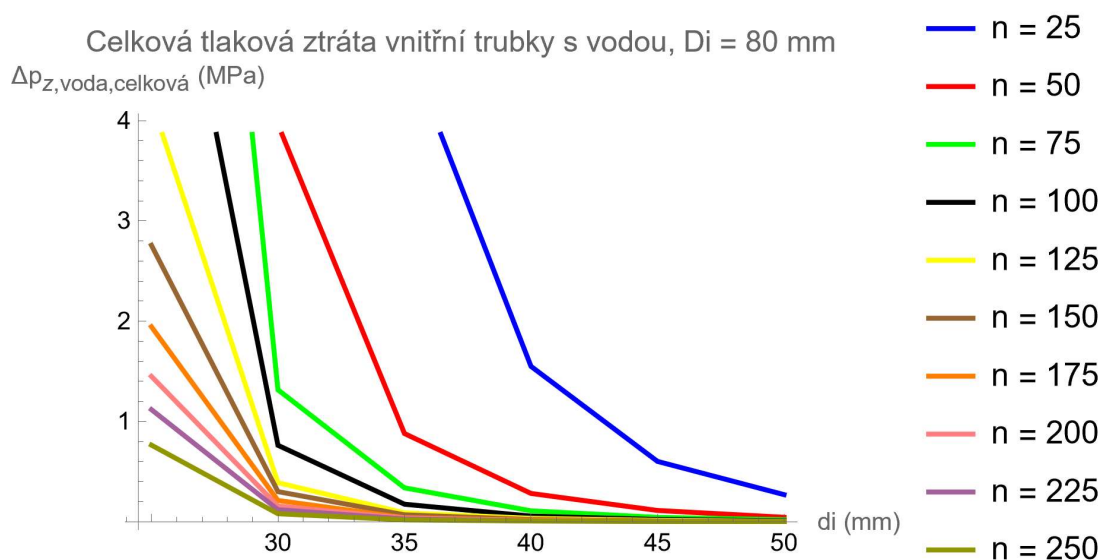
Graf 7.9 Závislost součinitele $k_{ohřívák}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



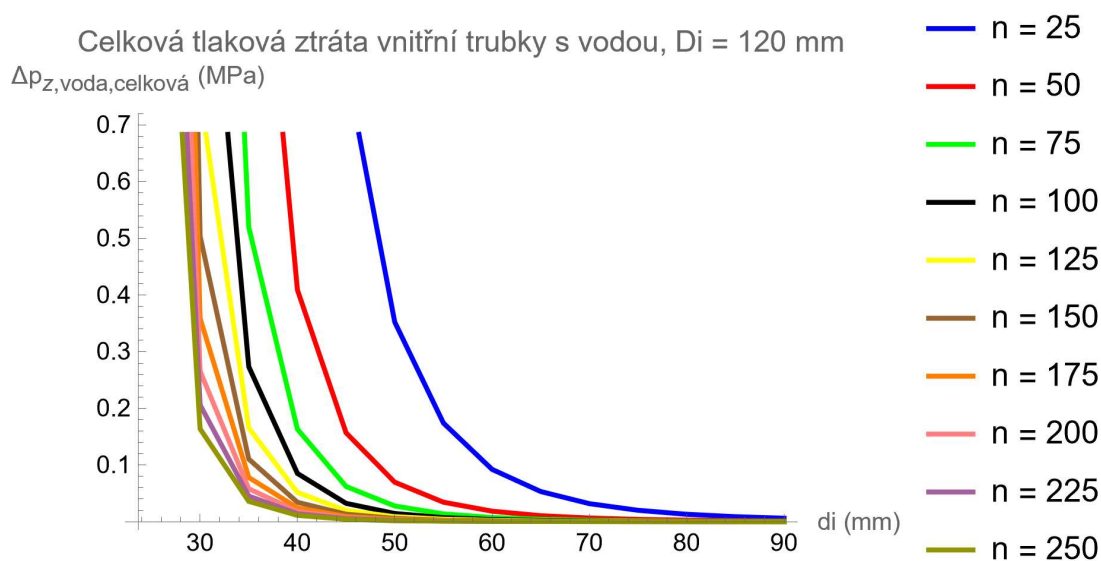
Graf 7.10 Závislost součinitele $k_{ohřívák}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.4 Celková tlaková ztráta ve vnitřní trubce s vodou/mokrou párou/párou výměníku PG+přehřívák

Z grafů vidíme, že s klesajícím průměrem vnitřní trubky d_i roste celková tlaková ztráta $\Delta p_{z,voda,celková}$. S klesajícím počtem paralelních trubek roste rychlost tekutiny, a tedy rostou tlakové ztráty (ty jsou kvadraticky závislé na rychlosti). Zároveň vidíme, že pro větší průměr vnější trubky D_i jsou i tlakové ztráty $\Delta p_{z,voda,celková}$ vnitřní trubky vyšší, a to z důvodu, že pro větší D_i vychází větší délka jedné trubky $L_{jedna\ trubka}$ (s rostoucí délkou trubky roste i tlaková ztráta, která vzniká na její stěně).



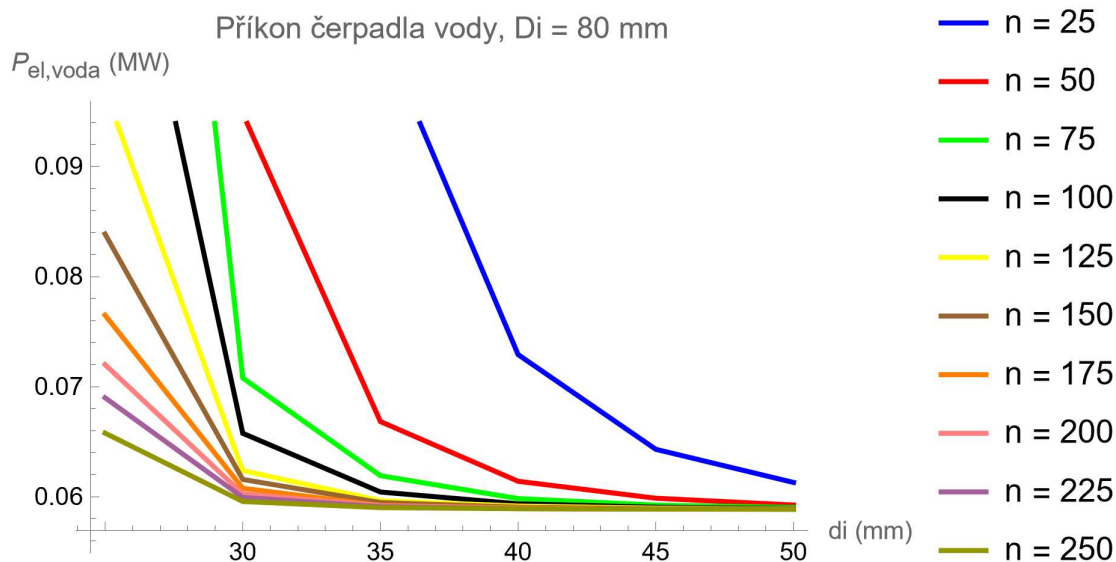
Graf 7.11 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,voda,celková}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



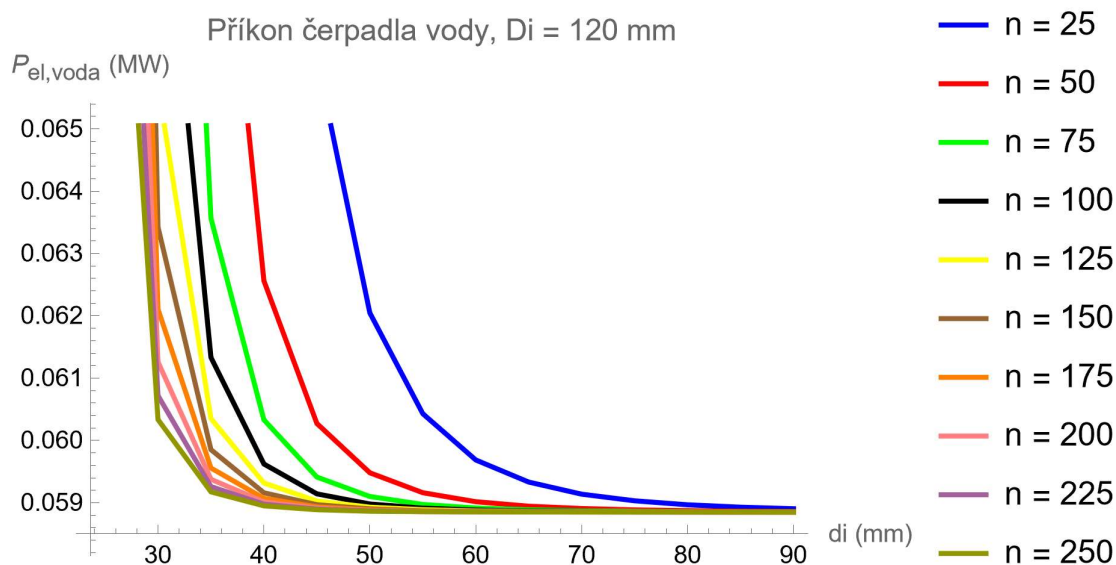
Graf 7.12 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,voda,celková}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.5 Příkon čerpadla (Napáječky) vody/mokrý páry/páry výměníku PG+přehřívák

Chování příkonu čerpadla přímo koresponduje s chováním tlakových ztrát, skrze které čerpadlo žene tekutinu. Tedy čím užší a delší je trubka, tím větší jsou tlakové ztráty, tím větší tlak musí čerpadlo na svém výstupu vyvinout a tím roste příkon čerpadla.



Graf 7.13 Závislost elektrického příkonu napáječky na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)

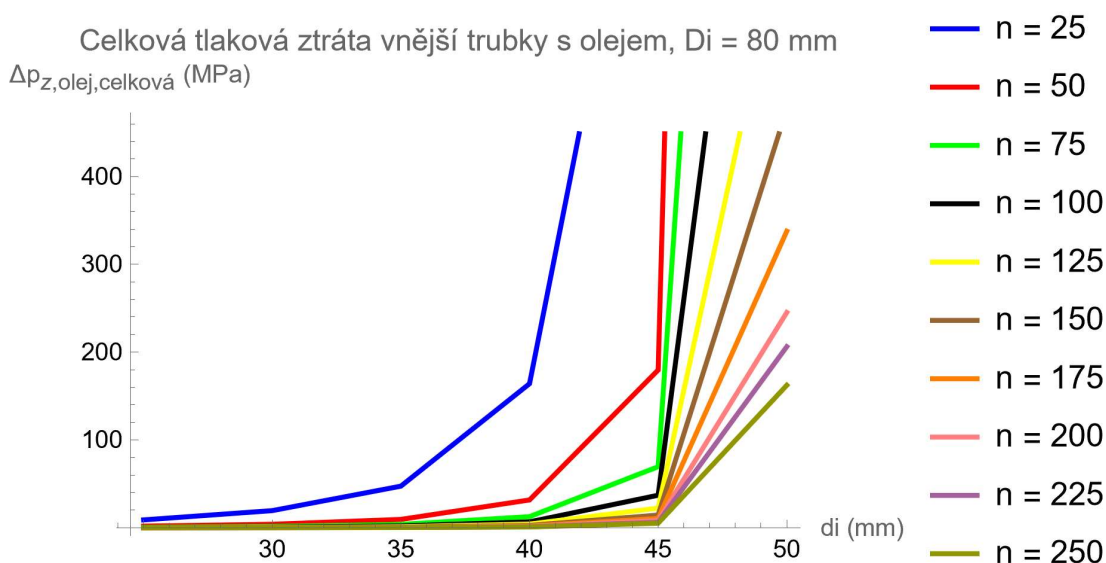


Graf 7.14 Závislost elektrického příkonu napáječky na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

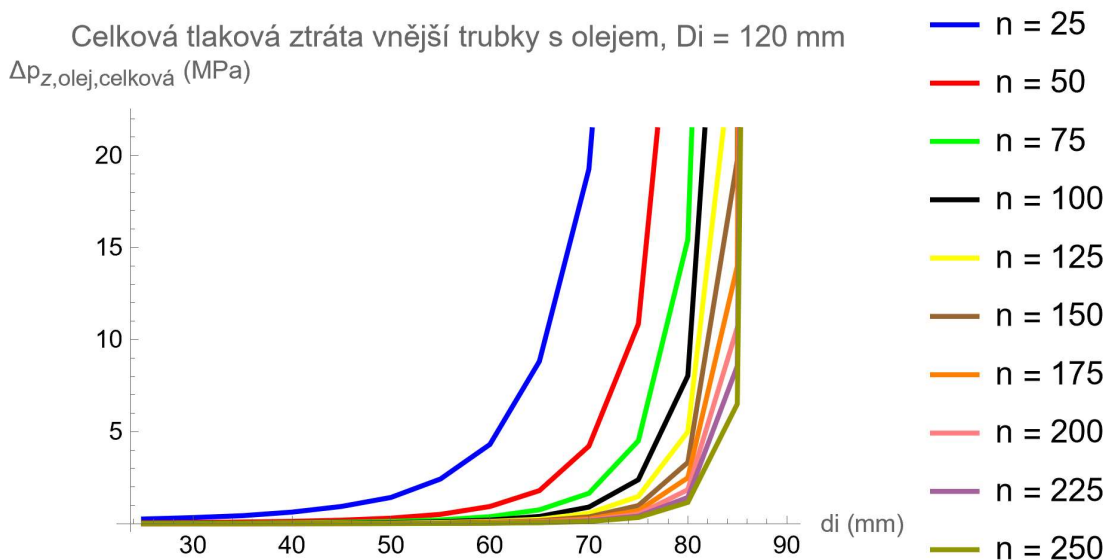
7.2.1 Celková tlaková ztráta ve vnější trubce s olejem výměníku PG+přehřívák

V grafech vidíme, že s rostoucím průměrem vnitřní trubky d_i , rostou i tlakové ztráty v prostoru mezi vnější a vnitřní trubkou, skrze který je olej hnán čerpadlem

$\dot{C}_{\text{olej,přehřívák+PG}}$. Důvodem je, že s rostoucím průměrem vnitřní trubky d_i při konstantním vnitřním průměru vnější trubky D_i se zmenšuje průřez, skrze který olej protéká. S klesajícím n opět rostou tlakové ztráty. Zároveň vidíme, že pro d_i nad 40 mm při $D_i = 80$ mm rostou tlakové ztráty nad všechny meze, tedy pro reálné aplikace zcela nepoužitelné kombinace průměrů trubek pro daný hmotnostní tok oleje \dot{m}_1 .



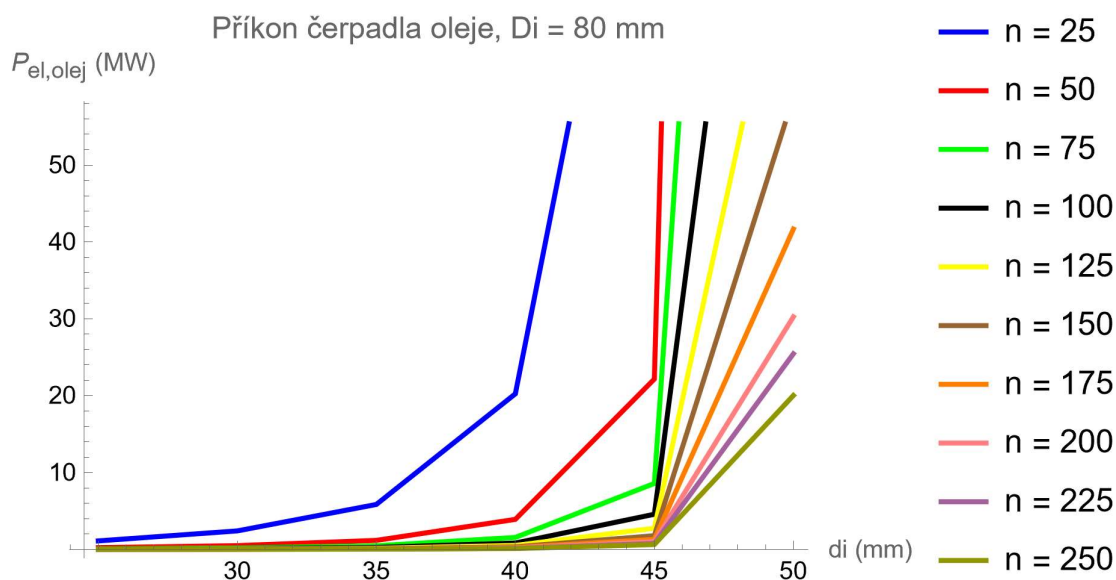
Graf 7.15 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,\text{olej,celková}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



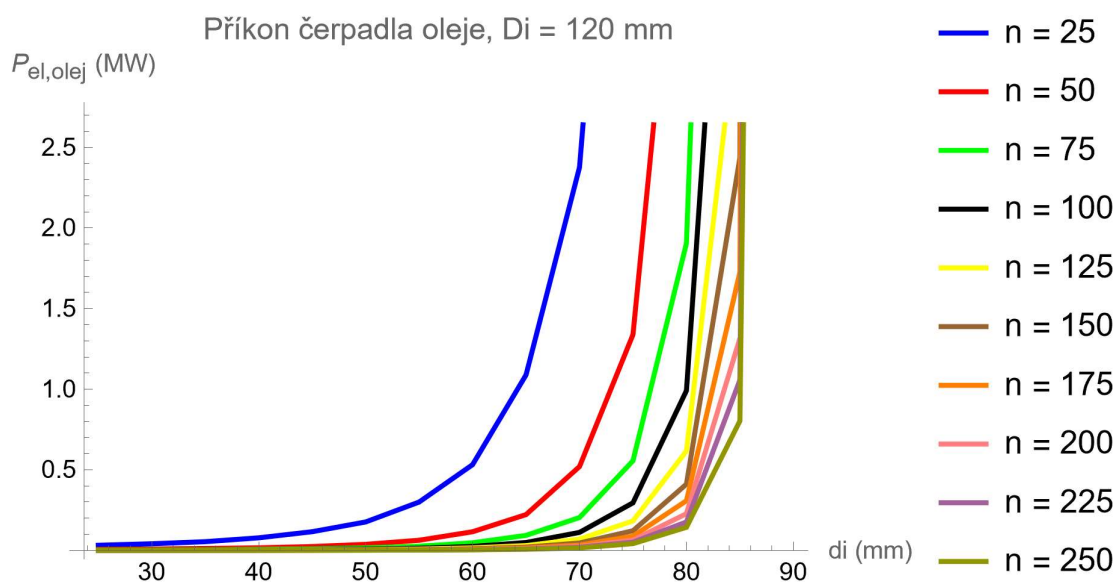
Graf 7.16 Závislost celkových tlakových ztrát $\Delta p_{z,\text{olej,celková}}$ na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.2.2 Příkon čerpadla oleje (Č_{olej,přehřívák+PG}) výměníku PG+přehřívák

Chování příkonu čerpadla oleje opět přímo koresponduje s chováním tlakových ztrát, skrze které čerpadlo žene olej, tedy čím užší a delší je trubka, tím větší jsou tlakové ztráty, tím větší tlak musí čerpadlo na svém výstupu vyvinout a tím roste příkon čerpadla.



Graf 7.17 Závislost elektrického příkonu čerpadla Č_{olej,přehřívák+PG} na počtu paralelních trubek ($D_i = 80$ mm)



Graf 7.18 Závislost elektrického příkonu čerpadla Č_{olej,přehřívák+PG} na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$ mm)

7.3 Hledání optimálního počtu paralelních trubek a průměrů vnějších a vnitřních trubek výměníku PG+přehřívák

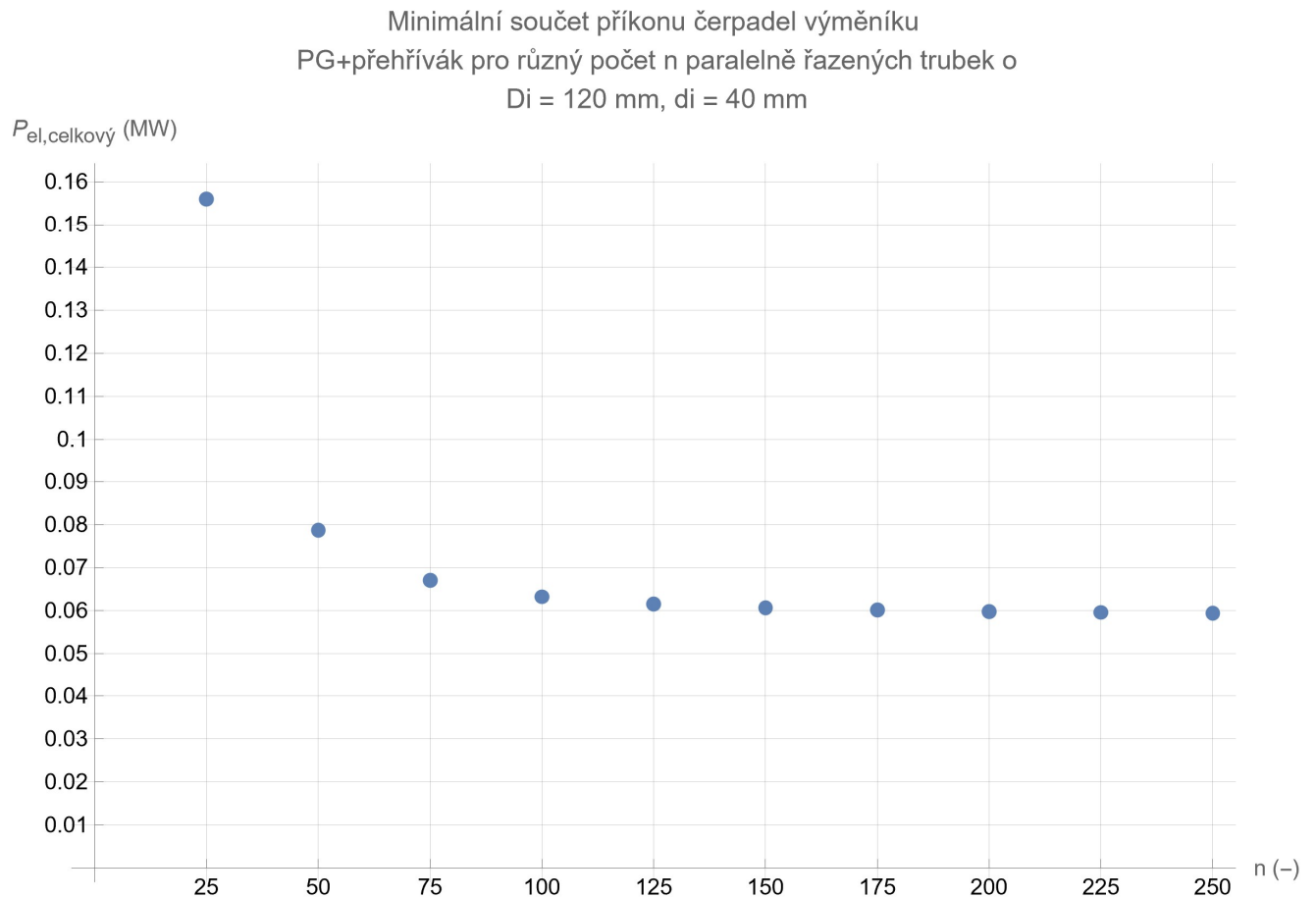
Celkem byly vyhodnocovány simulace s 300 kombinacemi parametrů výměníku.

Cílem je pro stanovený hmotnostní tok oleje \dot{m}_1 a hmotnostní tok vody/mokré páry/páry \dot{m}_2 najít takovou kombinaci vnitřních průměrů vnější (D_i) a vnitřní (d_i) trubky, při které bude součet příkonů čerpadla oleje $P_{el,olej}$ a vody $P_{el,voda}$ minimální, ale zároveň, aby nižší příkon čerpadel nebyl příliš na úkor většímu celkovému součtu délek všech paralelních trubek výměníku $L_{celková}$ a délce jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$. Hmotnostní tok oleje $\dot{m}_{olej} = 77\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ byl vybrán tak, aby olej na konci jeho ochlazení ve výparníku prakticky dosedl na teplotní křivku vypařované vody (viz graf 7.29), a to z důvodů minimalizace množství potřebného oleje. Teoreticky minimální hodnota hmotnostního toku oleje je $\dot{m}_{olej,min} \cong 76.1\text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, pod tuto hodnotu již fyzikálně nelze jít při uvážení konstantní hodnoty výparného tepla a pevně daného teplotního rozdílu oleje na začátku a konci výparníku. S menším hmotnostním tokem oleje se pojí i větší teplotní rozdíl oleje mezi vstupem a výstupem výměníku.

Při určování optimální konfigurace byly hledány kombinace průměrů trubek pro každou jednu kombinaci paralelních trubek a výsledkem je, že minima součtů příkonů čerpadel byla pro všechna n dosažena při kombinaci $D_i = 120$ mm a $d_i = 40$ mm, viz graf 7.19.

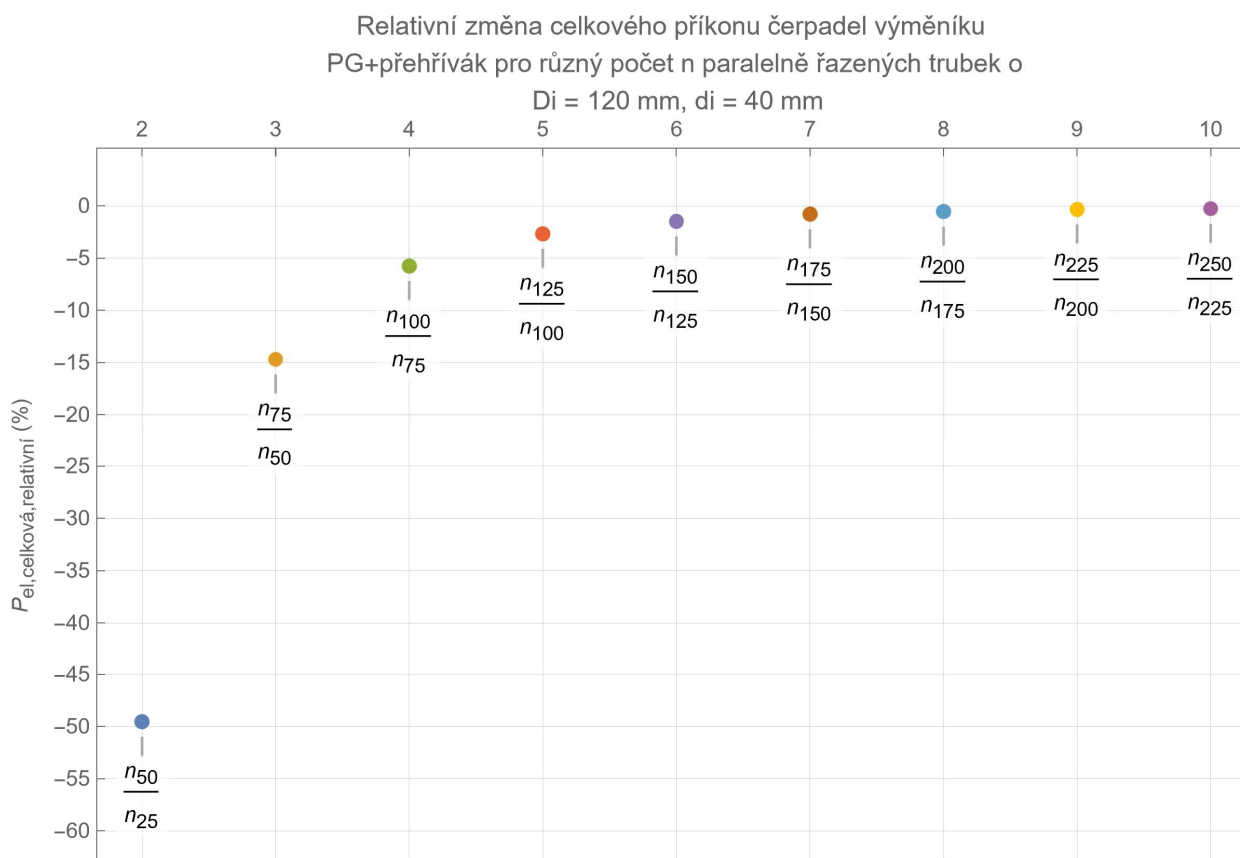
Na základě grafu závislosti $P_{el,celkový}$ na n vypadají slibně simulace pro

$n \geq 125$ (množina A).



Graf 7.19 Závislost minimálních součtů příkonů čerpadel na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)

Další pohled na výběr optimálního n nám může dát graf 7.20, ve kterém jsou vykresleny poměrné změny minimálních součtů příkonů čerpadel v závislosti právě na počtu paralelních trubek n .



Graf 7.20 Závislost poměrů minimálních součtů příkonů čerpadel na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)

Jednotlivé hodnoty v grafu 7.20 jsou získány na základě vzorce:

$$P_{el,celková,relativní} \left(\frac{n}{n-25} \right) = \frac{P_{el,celková}(n) - P_{el,celková}(n-25)}{P_{el,celková}(n-25)} \cdot 100 \% \quad (7.1)$$

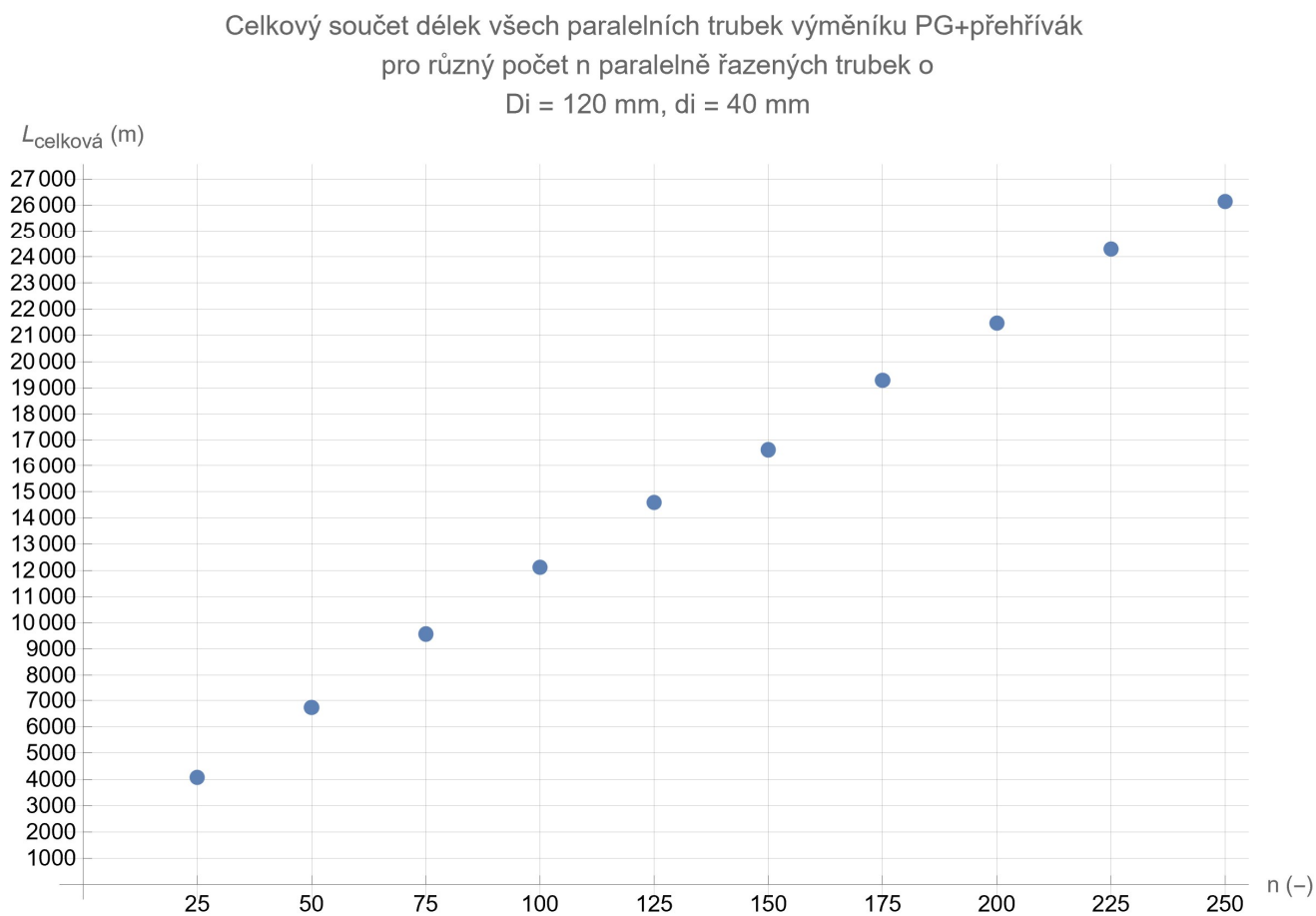
Pro lepší zobrazení hodnot jsou v tabulce 7.1 vypsány jednotlivé poměrné hodnoty.

Poměrné minimální součty příkonů čerpadel Napáječky a Č _{olej,přehřívák} +PG ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)									
$\frac{n}{n-1}$ (-)	$\frac{n_{50}}{n_{25}}$	$\frac{n_{75}}{n_{50}}$	$\frac{n_{100}}{n_{75}}$	$\frac{n_{125}}{n_{100}}$	$\frac{n_{150}}{n_{125}}$	$\frac{n_{175}}{n_{150}}$	$\frac{n_{200}}{n_{175}}$	$\frac{n_{225}}{n_{200}}$	$\frac{n_{250}}{n_{225}}$
$P_{el,celková,relativní}$ (%)	-49.6	14.7	-5.8	-2.7	-1.5	-0.8	-0.5	-0.3	-0.3

Tabulka 7.1 Poměrné optimální minimální součty příkonů čerpadel Napáječky a Č_{olej,přehřívák}+PG ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)

Podle tabulky 7.1 největší změny končí na $P_{el,celková,relativní} \left(\frac{n_{125}}{n_{100}} \right) = -2.7 \%$. Tedy z pohledu poměrných změn příkonu se jako optimální jeví $n \geq 125$ (**množina B**).

V grafu 7.21 máme celkové součty délek všech paralelních trubek výměníku $L_{celková}$ při optimální kombinaci průměrů trubek $D_i = 120$ m a $d_i = 40$ mm. Vidíme, že závislost $L_{celková}$ na n je prakticky lineární. A tedy pro rozhodnutí výběru optimálního n použijeme jiný graf, a to graf 7.22.

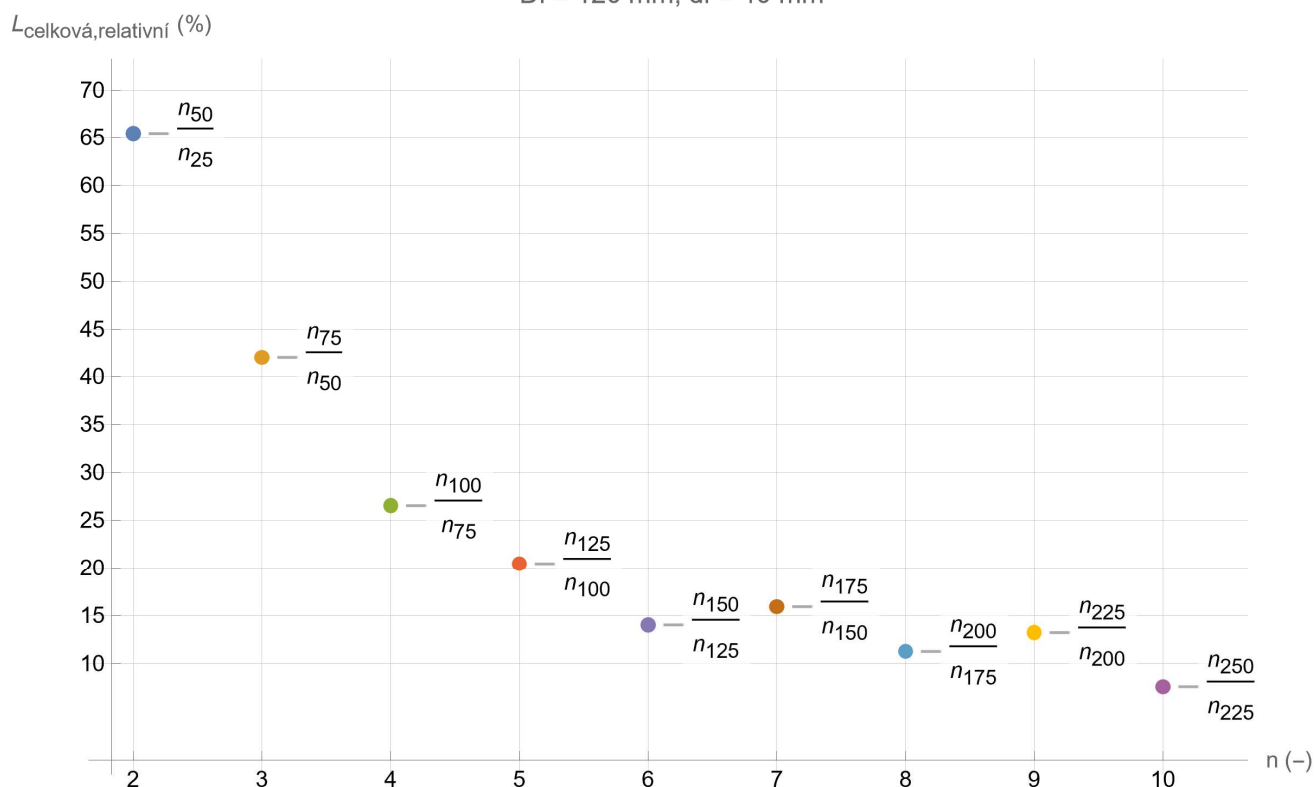


Graf 7.21 Závislost optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)

V grafu 7.22 jsou zobrazeny poměrné změny celkové délky $L_{celková,relativní}$ v závislosti na n . $L_{celková,relativní}$ je počítána jako:

$$L_{celková,relativní} \left(\frac{n}{n-25} \right) = \frac{L_{celková}(n) - L_{celková}(n-25)}{L_{celková}(n-25)} \cdot 100 \% \quad (7.2)$$

Relativní změna celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák pro různý počet n paralelně řazených trubek o $D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$



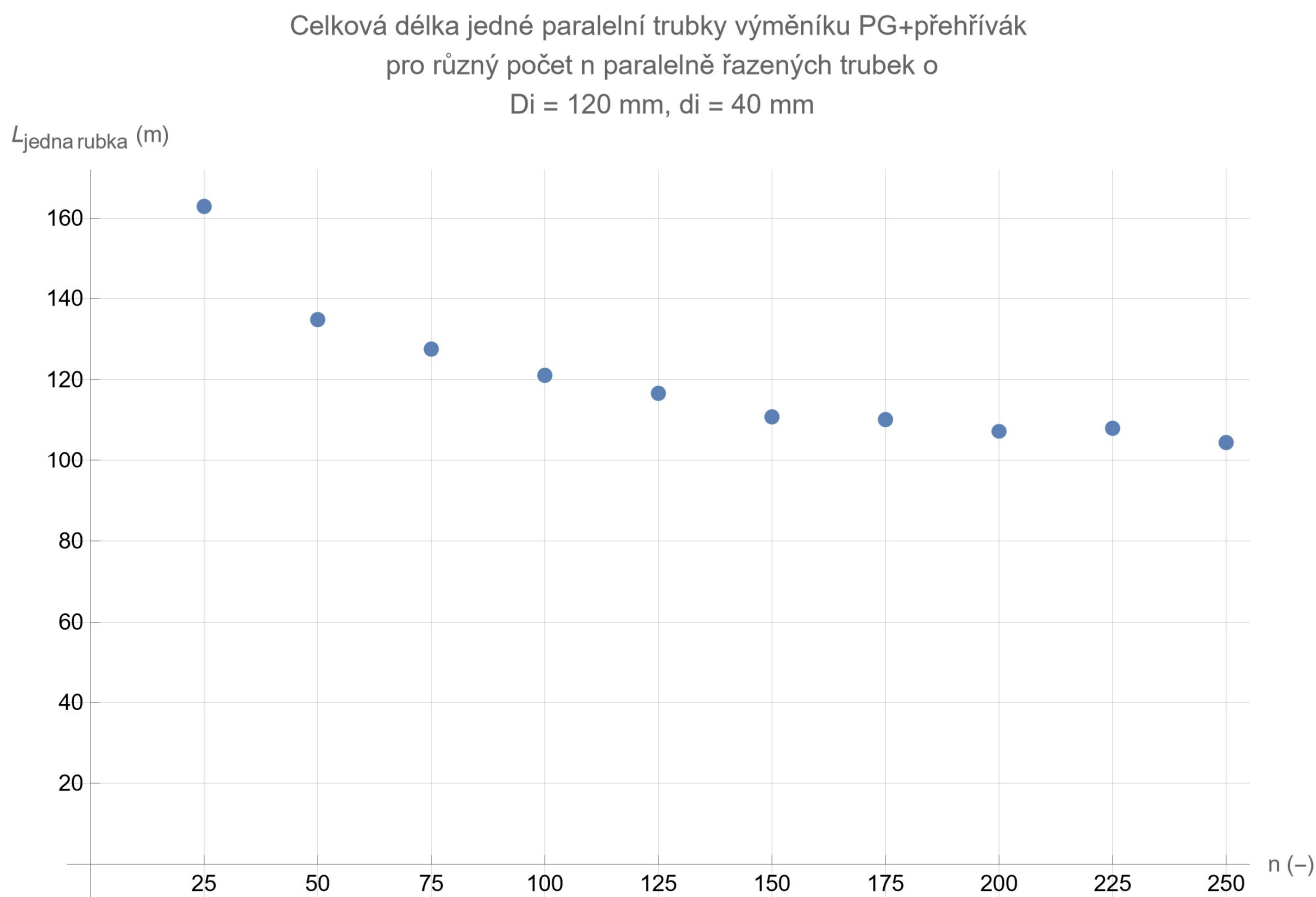
Graf 7.22 Závislost relativní změny optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$)

Poměrné optimální celkové délky trubek výměníku PG+přehřívák ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$)									
$\frac{n}{n-1}$ (-)	$\frac{n_{50}}{n_{25}}$	$\frac{n_{75}}{n_{50}}$	$\frac{n_{100}}{n_{75}}$	$\frac{n_{125}}{n_{100}}$	$\frac{n_{150}}{n_{125}}$	$\frac{n_{175}}{n_{150}}$	$\frac{n_{200}}{n_{175}}$	$\frac{n_{225}}{n_{200}}$	$\frac{n_{250}}{n_{225}}$
$L_{celková,relativní}$ (%)	65.4	42,0	26.5	20.5	14.0	15.9	11.3	13.2	7.6

Tabulka 7.2 Poměrné optimální celkové délky trubek výměníku PG+přehřívák ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$)

V tabulce 7.2 vidíme, že největší relativní změny se dějí do $\frac{n_{150}}{n_{125}} = 14.0 \%$. Na základě toho se jeví jako optimální vybrat $n \leq 150$ (*množina C*).

V grafu 7.23 jsou zobrazeny délky jedné paralelní trubky při optimální kombinaci průměrů trubek $D_i = 120$ m a $d_i = 40$ mm. Vidíme, že $L_{jedna\ trubka}$ pro $n \geq 150$ se již prakticky moc nemění a tedy $n = 150$ se může jevit jako optimální. Nicméně rozdíl párametrů celkové délky jedné paralelní trubky pro $n = 150$ oproti $n = 125$ neznamená, že se to vyplatí. Totiž celková délka součtu všech paralelních trubek $L_{celková}$ vychází pro $n = 125$ oproti $n = 150$ přibližně o 2000 m menší, viz graf 7.21.



Graf 7.23 Závislost optimální délky jedné paralelní trubky výměníku PG+přehřívák na počtu paralelních trubek ($D_i = 120$, $d_i = 40$ mm)

Průnikem množin A, B a C získáváme optimální počet paralelních trubek $n = 125, 150$. Protože ale v absolutních číslech $P_{el,celkový}$ pro $n \geq 125$ prakticky již moc neklesá, ale $L_{celková}$ pořád značně roste, tak jako optimální počet je vybrán $n = 125$.

Výsledkem tedy je, že optimální konfigurace výměníku PG+přehřívák je vnitřní průměr vnější trubky $D_i = 120$ mm, vnitřní průměr vnitřní trubky $d_i = 40$ mm a počet paralelních trubek $n = 125$.

7.4 Závislost optimální délky trubek výměníku PG+přehřívák na velikosti hmotnostního toku oleje

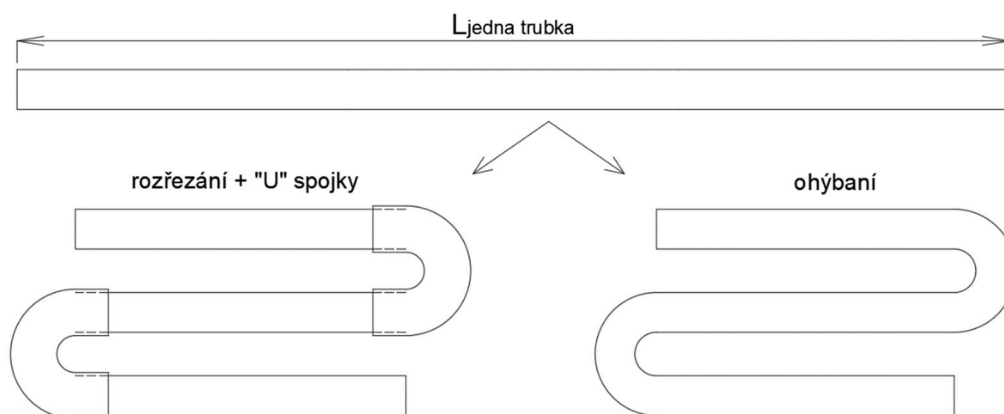
Ačkoliv předešlé simulace byly provedeny pro $\dot{m}_{olej} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ z důvodu minimalizace potřebného množství oleje, tak při tomto hmotnostním toku vychází délka jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$ při optimální konfiguraci podle kapitoly 7.3 skoro 120 m. V této kapitole bude zkoumáno, jak lze délku paralelní trubky zkrátit. Pro simulace bude použit model $T_{w1} = T_{w2} = T_w$.

Optimální konfigurace podle kapitoly 7.3 je:

- Vnitřní průměr vnější trubky $D_i = 120 \text{ mm}$
- Vnitřní průměr vnitřní trubky $d_i = 40 \text{ mm}$
- Počet paralelních trubek $n = 125$

Když máme optimální parametry trubek výměníku, tak se můžeme podívat, co se bude dít s celkovou délkou součtu všech trubek, délkou jedné trubky, hmotností trubek a příkonem čerpadel, když se bude navyšovat hmotnostní tok oleje oproti původně uvažované hodnotě $\dot{m}_{olej} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Z pohledu samotné realizace výměníku je vhodné co nejvíce zkrátit délky paralelních trubek. Důvodem je, že výměník se musí vejít do prostor buď nějaké haly, případně nějakého kontejnerového prostoru. Trubky je možné ohýbat nebo použít spojovací „U“ trubky, například press fitinky, s tím se pojí dodatečné tlakové ztráty. Pokud tedy budeme mít rozměry prostor, do kterých bude výměník umístěn, můžeme jeho rozměry nastavit při navrhování pomocí změny pracovního hmotnostního toku oleje. Toto navyšování hmotnostního toku může být možné například pouze do nějaké hodnoty, v tom případě lze další zmenšování výměníku provést ohýbáním trubek nebo paralelní trubky nařezat na kratší a použít zakulacené „U“ spojky na čela trubek, viz obrázek 7.1.



Obrázek 7.1 Tvarování paralelních trubek

7.4.1 Závislost celkové délky jedné paralelní trubky výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje

V grafu 7.24 vidíme, jak se bude zkracovat potřebná délka jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$ s rostoucím hmotnostním tokem oleje \dot{m}_{olej} .



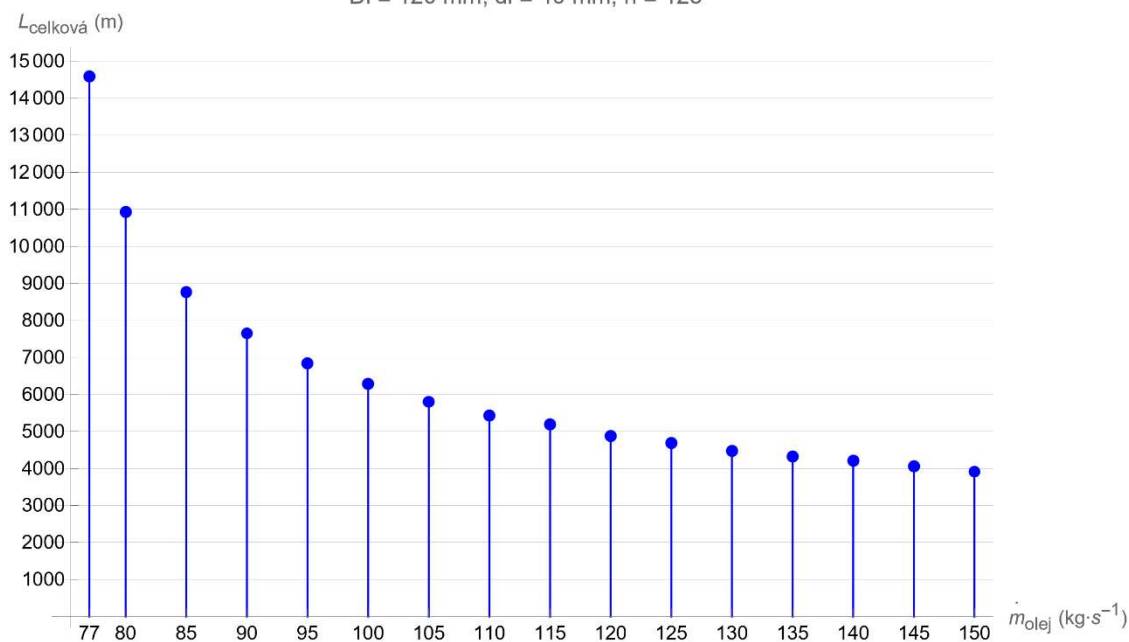
Graf 7.24 Závislost optimální délky jedné paralelní trubky výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40\text{ mm}$, $n = 125$)

Protože tato práce se nezabývá návrhem výměníku do konkrétních prostor, tak jako optimální hmotnostní tok oleje byl vybrán jako $\dot{m}_{olej} = 120\text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Pro vyšší hmotnostní toky již délka jedné paralelní trubky neklesá tak prudce, a navíc jsme se dostali s délkou jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$ k hodnotě 40 m oproti původním 120 m.

Na následující straně v grafu 7.25 jsou zobrazeny závislosti celkových součtů délek všech paralelních trubek $L_{celková}$ v závislosti na hmotnostním toku oleje \dot{m}_{olej} . V grafu 7.26 je zobrazeno, kolik by tyto trubky celkem vážily, pokud by byly vyrobeny z nere-zové oceli AISI 304L nebo 316L.

7.4.2 Závislost celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje

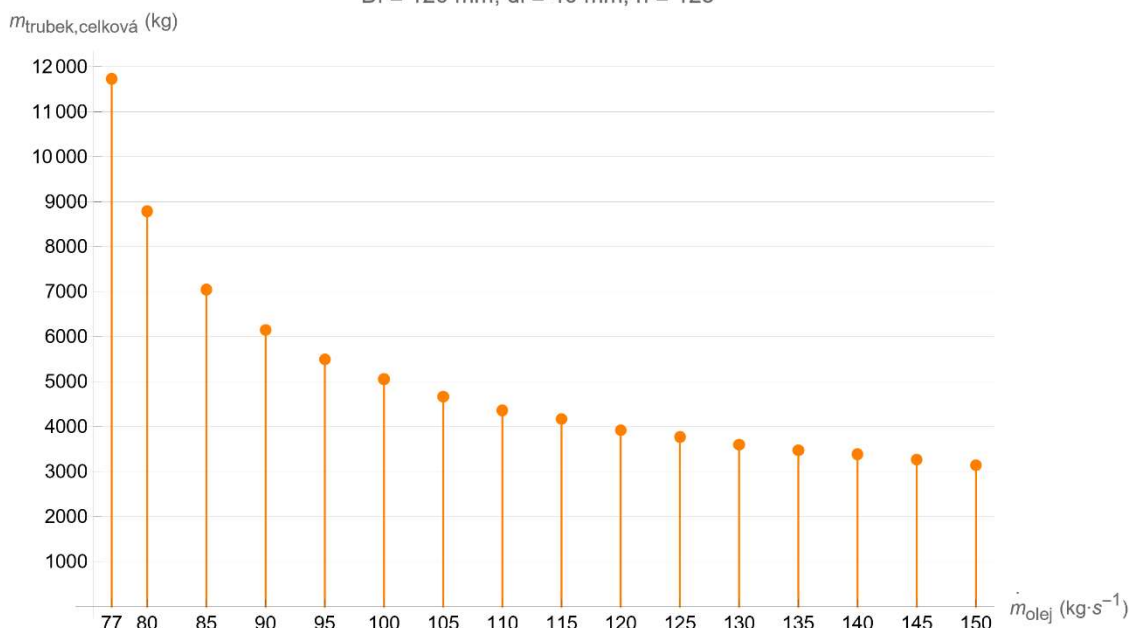
Celková délka součtu všech trubek výměníku v závislosti na hmotnostním toku oleje při
 $D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$



Graf 7.25 Závislost optimálního celkového součtu délek všech paralelních trubek výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$)

7.4.3 Závislost celkové hmotnosti všech trubek výměníku na velikosti hmotnostního toku oleje

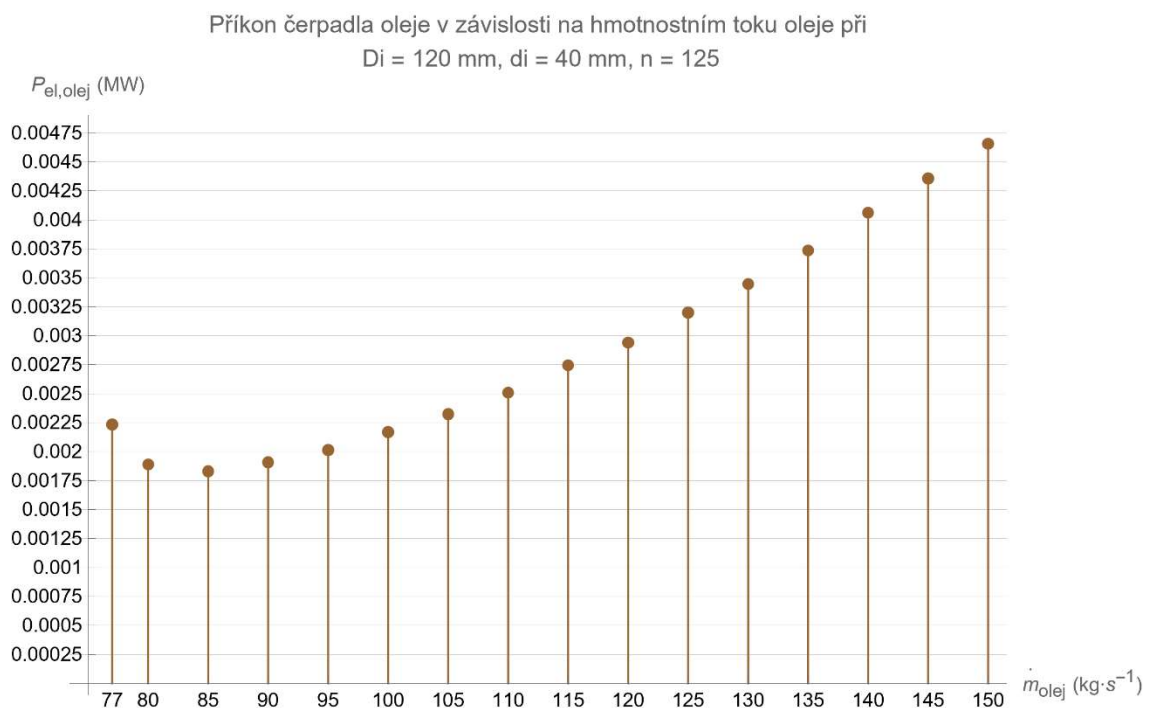
Celková hmotnost trubek výměníku v závislosti na hmotnostním toku oleje při
 $D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$



Graf 7.26 Závislost optimální celkové hmotnosti všech trubek výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$)

7.4.4 Závislost příkonu čerpadla oleje (Č_{olej,přehřívák+PG}) na velikosti hmotnostního toku oleje

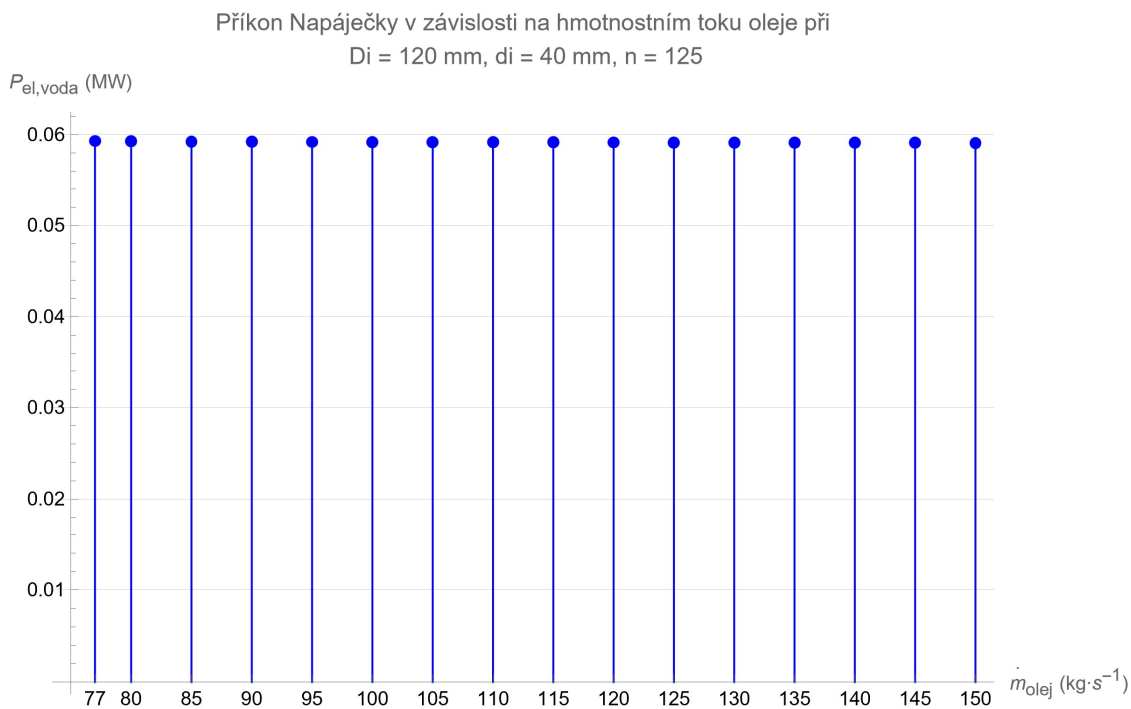
V grafu 7.27 je zobrazen průběh příkonu čerpadla oleje výměníku $P_{el,olej}$ v závislosti na hmotnostním toku oleje \dot{m}_{olej} . Na první pohled se může zdát, že optimální by byl provoz při $\dot{m}_{olej} = 85 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Nicméně pokud se přímo podíváme na velikosti těchto příkonů, tak se liší v jednotkách kW. Navíc oproti příkonu Napáječky (viz graf 7.28), která má příkon kolem 60 kW, jsou tyto změny příkonu čerpadla oleje zanedbatelné. Tedy nemá velký význam omezovat velikost hmotnostního toku oleje, abychom snížili příkon čerpadla oleje za cenu velkého nárůstu délek paralelních trubek.



Graf 7.27 Závislost optimálního příkonu čerpadla oleje výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$)

Jak můžeme vidět v grafu 7.28, tak příkon čerpadla Napáječky $P_{el,voda}$ je prakticky nezávislý na změně hmotnostního toku oleje \dot{m}_{olej} . Důvodem je, že ačkoliv bychom očekávali snižování příkonu Napáječky díky kratším trubkám, tak ale protože statická složka potrubního systému trubek s vodou/mokrou párou/párou (daná tlakovým rozdílem na vstupu a výstupu výměníku) je mnohokrát větší než pohybová složka daná tlakovými ztrátami, tak příkon Napáječky se prakticky nemění. Toto je díky volbě optimálního průměru trubek se zaměřením na minimalizaci tlakových ztrát. Rozdíl mezi statickou a pohybovou složkou bude dobře vidět ve výsledné tabulce 7.5.

7.4.1 Závislost příkonu čerpadla Napáječky na velikosti hmotnostního toku oleje



Graf 7.28 Závislost optimálního příkonu čerpadla oleje výměníku na hmotnostním toku oleje ($D_i = 120$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$)

7.5 Výsledky simulací pro optimální konfiguraci výměníku PG+přehřívák

Optimální konfigurace podle kapitol 7.3 a 7.4 je:

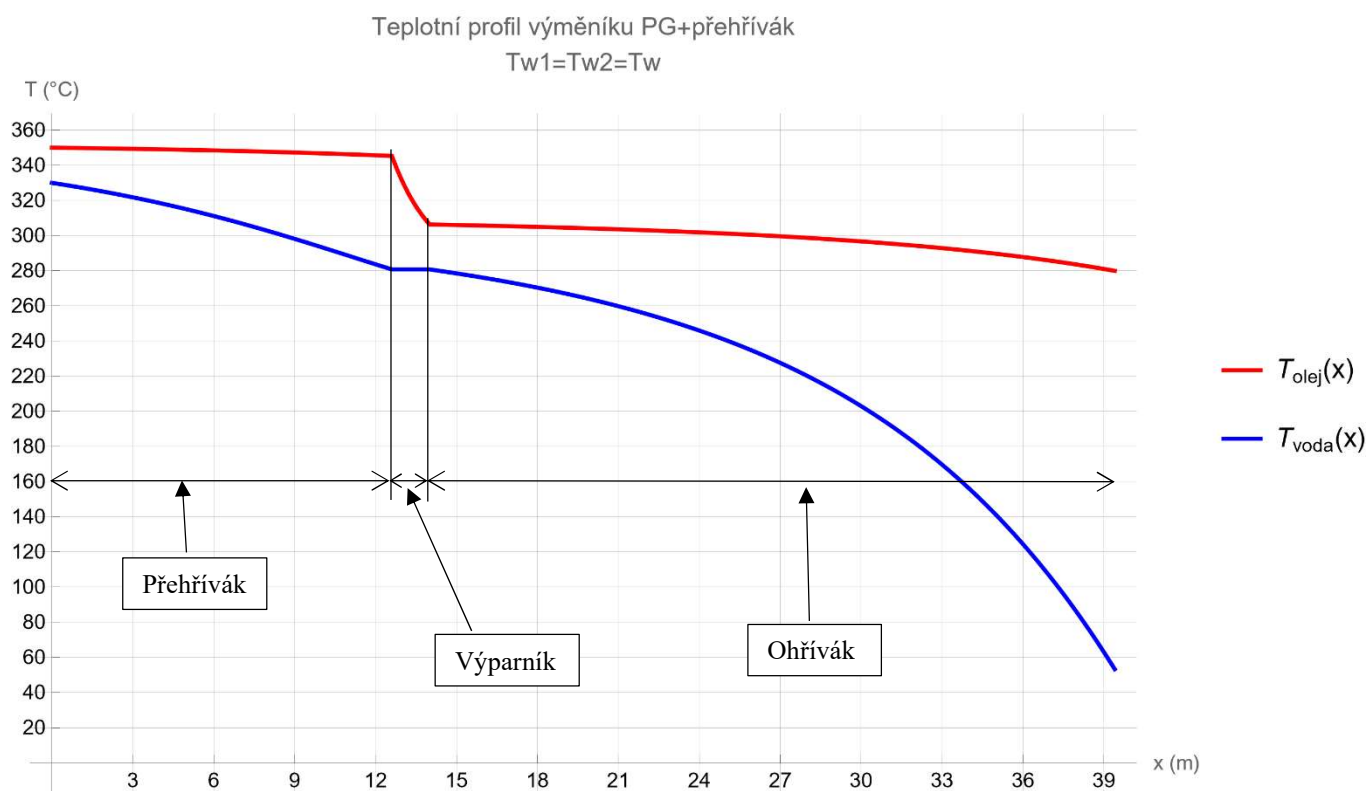
- Vnitřní průměr vnější trubky $D_i = 120$ mm
- Vnitřní průměr vnitřní trubky $d_i = 40$ mm
- Počet paralelních trubek $n = 125$
- Hmotnostní tok oleje $\dot{m}_{olej} = 120$ kg · s⁻¹

Simulace byly počítány s krokem $step = 1$ m.

*Poznámka: Čím menší se nastaví krok $step$, tím přesněji se výpočet bude trefovat do rovnosti teplot $T_{2,ohřívák,in} == T_{cerpadlo}$ skrze měnění délky trubek výměníku.

7.5.1 Celkový teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{w1} = T_{w2} = T_w$

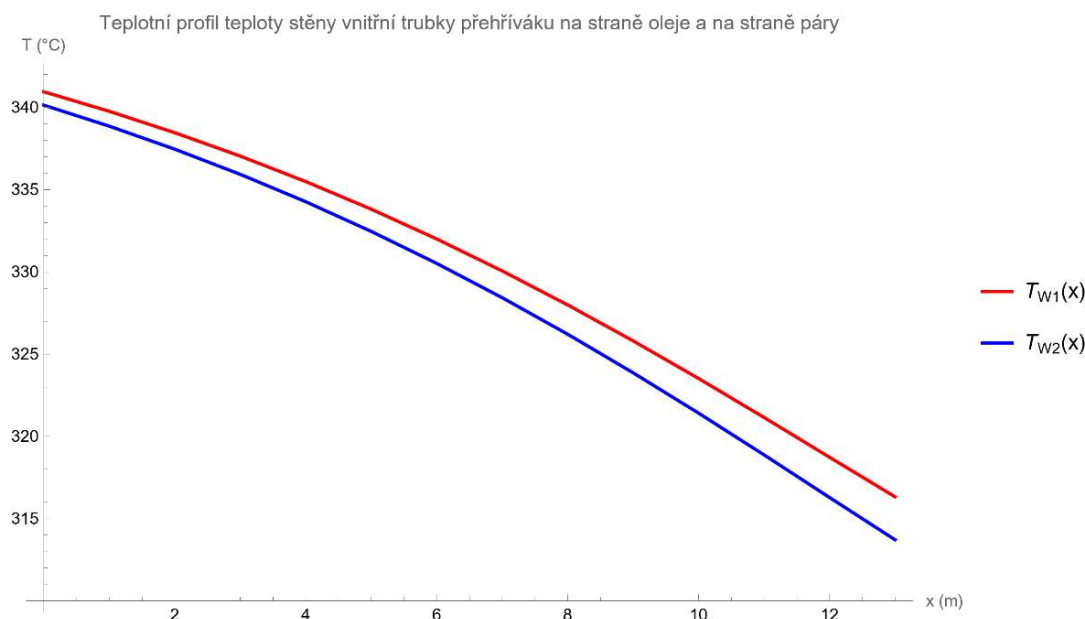
V grafu 7.29 je výsledný teplotní průběh jednou dvojicí paralelních trubek hmotnostního toku oleje \dot{m}_1 o teplotě $T_1 = T_{olej}$ a hmotnostního toku vody/mokrě páry/páry \dot{m}_2 o teplotě $T_2 = T_{voda}$ přes celý výměník. V grafu jsou i naznačeny délky jednotlivých úseků. Vstupní teplota vody do výměníku je $T_{2,ohřívák,in} = 53.31$ °C, v modelu C-R cyklu je uvažována vstupní teplota vody 54.22 °C, tedy modelovaný výměník se liší o 0.91 °C. Výstupní teplota oleje z výměníku je $T_{1,ohřívák,out} = 279.94$ °C.



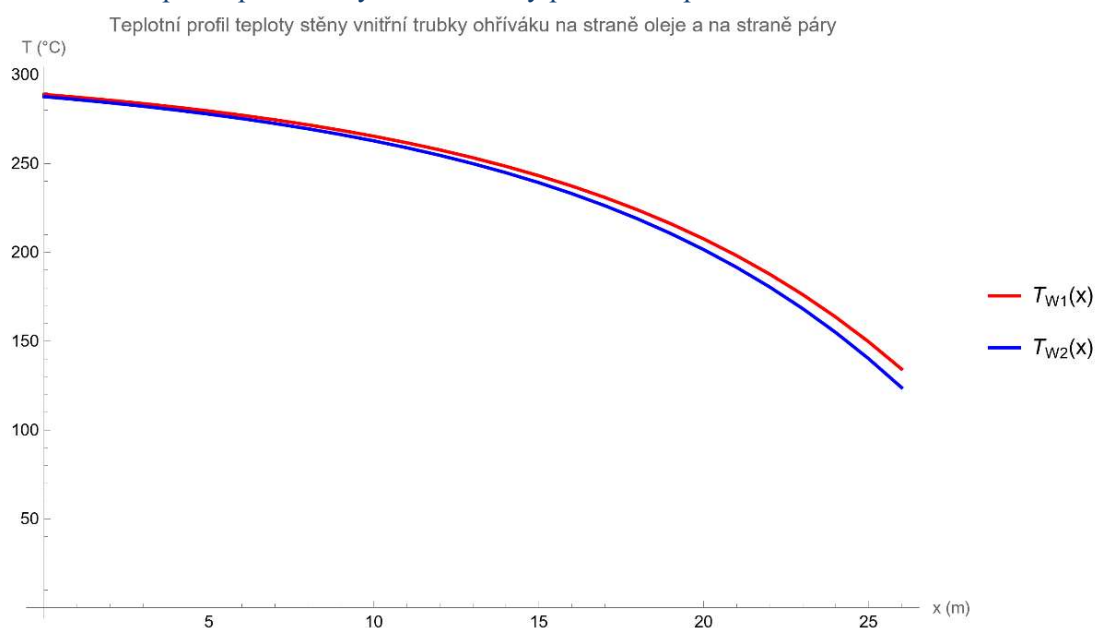
Graf 7.29 Teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{w1} = T_{w2} = T_w$

7.5.2 Celkový teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{W1} \neq T_{W2}$

Pokud při simulacích nebude zanedbána proměnnost teploty stěny vnitřní trubky v rámci její šířky, tak termodynamické parametry tekutin jsou počítány pomocí teploty dané strany stěny, která je ve styku s danou tekutinou. Jak můžeme vidět v grafech 7.30 a 7.31, tak teplotní rozdíl obou stran stěn vnitřní trubky je malý a v sekci ohříváku křivky teploty vody a oleje skoro splývají. Nicméně i když je tento rozdíl teplot relativně malý, tak výsledné hodnoty délek trubek se oproti modelu $T_{W1} = T_{W2} = T_W$ vcelku nezanedbatelně liší. Toto bude vidět ve výsledných tabulkách, kde budou k porovnání hodnoty pro obě nastavení simulací.

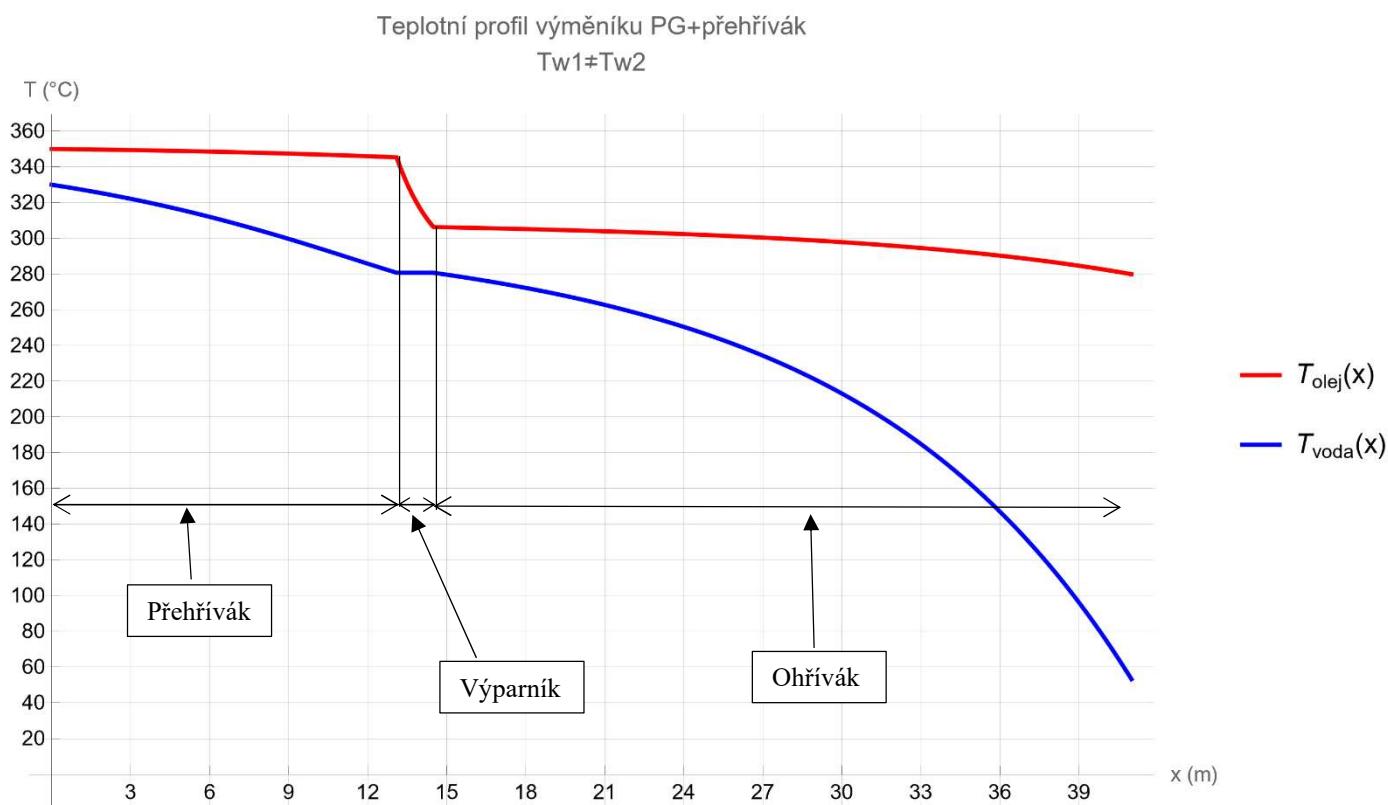


Graf 7.30 Teplotní profil stěny vnitřní trubky přehříváku pro $T_{W1} \neq T_{W2}$



Graf 7.31 Teplotní profil stěny vnitřní trubky ohříváku pro $T_{W1} \neq T_{W2}$

V grafu 7.32 je opět výsledný teplotní průběh obou tekutin skrz jednu dvojici paralelních trubek skrz celý výměník. Vstupní teplota vody do výměníku je $T_{2,ohřívák,in} = 54.22 \text{ } ^\circ\text{C}$, v modelu C-R cyklu je uvažována vstupní teplota vody $53.24 \text{ } ^\circ\text{C}$, tedy modelovaný výměník se liší o $0.98 \text{ } ^\circ\text{C}$. Výstupní teplota oleje z výměníku je $T_{1,ohřívák,out} = 279.9 \text{ } ^\circ\text{C}$.



Graf 7.32 Teplotní profil výměníku PG+přehřívák pro $T_{w1} \neq T_{w2}$

7.5.3 Shrnutí výsledků simulací výměníku PG+přehřívák

V tabulkách níže jsou shrnuty výsledky simulací, jež korespondují s odvozenými vzorci v kapitole 6 popisující termodynamiku modelovaného výměníku PG+přehřívák.

Oranžově jsou zvýrazněny důležité hodnoty z pohledu dalších návrhů.

Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: ($D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$, $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$)		
PŘEHŘÍVÁK		
	$T_{W1} = T_{W2}$ $= T_W$	$T_{W1} \neq T_{W2}$
$L_{\text{přehřívák}}$ (m)	12.6	13.1
$k_{\text{přehřívák}}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	145	139
$\alpha_{\text{pára, střed, přehřívák}}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	328	330
$\alpha_{\text{olej, střed, přehřívák}}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	308	308
$\Delta p_{z, \text{pára, přehřívák}}$ (kPa)	31.11	32.34
$\Delta p_{z, \text{olej, přehřívák}}$ (kPa)	5.14	5.34
$\dot{Q}_{\text{přehřívák}}$ (MW)	1.369	1.371
$Re_{\text{pára, střed, přehřívák}}$ (-)	88369	88659
$Re_{\text{olej, střed, přehřívák}}$ (-)	40261	40262

Tabulka 7.4 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: PŘEHŘÍVÁK

Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: ($D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$, $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$)		
VÝPARNÍK		
	$T_{W1} = T_{W2}$ $= T_W$	$T_{W1} \neq T_{W2}$
$L_{\text{výparník}}$ (m)	1.4	1.4
$k_{\text{výparník}}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	10000	10000
$\Delta p_{z, \text{mokrý pára, výparník}}$ (kPa)	1.63	1.63
$\Delta p_{z, \text{olej, výparník}}$ (kPa)	0.56	0.56
$\dot{Q}_{\text{výparník}}$ (MW)	11.029	11.031
$Re_{\text{mokrý pára, střed, výparník}}$ (-)	32608	32602
$Re_{\text{olej, střed, výparník}}$ (-)	37105	37100

Tabulka 7.3 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: VÝPARNÍK

Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák:
 (D_i = 120 mm, d_i = 40 mm,
 n = 125, $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

OHŘÍVÁK

	$T_{W1} = T_{W2}$ $= T_W$	$T_{W1} \neq T_{W2}$
$L_{ohřívák}$ (m)	25.4	26.5
$k_{ohřívák}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	173	166
$\alpha_{voda, střed, ohřívák}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	730	731
$\alpha_{olej, střed, ohřívák}$ ($W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$)	241	243
$\Delta p_{z, voda, ohřívák}$ (kPa)	2.13	2.22
$\Delta p_{z, olej, ohřívák}$ (kPa)	9.75	10.17
$\dot{Q}_{ohřívák}$ (MW)	7.257	7.257
Re _{voda, střed, ohřívák} (-)	20350	20149
Re _{olej, střed, ohřívák} (-)	25191	25483

Tabulka 7.6 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák:
 OHŘÍVÁK

*Poznámka: Hodnoty e_0 a e_V jsou pro jednu paralelní trubku, tzn. pro hmotnostní tok oleje \dot{m}_1 a hmotnostní tok vody/mokrý páry/páry \dot{m}_2 .

Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák:
 (D_i = 120 mm, d_i = 40 mm,
 n = 125, $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$)

NAPÁJEČKA, Č_{olej, přehřívák+PG}

	$T_{W1} = T_{W2}$ $= T_W$	$T_{W1} \neq T_{W2}$
$e_{0, voda}$ ($J \cdot \text{kg}^{-1}$)	6567	6567
$e_{V, voda}$ ($J \cdot \text{kg}^{-1}$)	35	37
$P_{el, voda}$ (kW)	59.2	59.2
$e_{0, olej}$ ($J \cdot \text{kg}^{-1}$)	0	0
$e_{V, olej}$ ($J \cdot \text{kg}^{-1}$)	20	21
$P_{el, olej}$ (kW)	3.0	3.1

Tabulka 7.5 Výsledky simulace výměníku
 PG+přehřívák: NAPÁJEČKA, Č_{olej, přehřívák+PG}

Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: ($D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$, $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$) CELKOVÉ HODNOTY		
	$T_{W1} = T_{W2} = T_W$	$T_{W1} \neq T_{W2}$
$L_{\text{jedna trubka}}$ (m)	39.4	41
$L_{\text{celková}}$ (m)	4925	5125
$m_{\text{trubek, celková}}$ (kg)	3961	4122
$\Delta p_{z, \text{voda, celková}}$ (kPa)	34.87	36.19
$\Delta p_{z, \text{olej, celková}}$ (kPa)	15.44	16.07
$T_{1, \text{ohřívák, out}}$ ($^{\circ}C$)	279.94	279.90
$T_{2, \text{ohřívák, in}}$ ($^{\circ}C$)	53.31	53.24

Tabulka 7.7 Výsledky simulace výměníku PG+přehřívák: CELKOVÉ HODNOTY

Na výstupu výměníku PG+přehřívák vytéká olej o teplotě $T_{1, \text{ohřívák, out}}$. Pokud by tento olej byl smíchán s oleji z 1. a 2. přehříváku, výsledná směs olejů vstupujících do olejové nádrže by měla v případě obou simulací teplotu $T_{olej, \text{nádrž, in}} \approx 271 \text{ }^{\circ}C$.

Dále v kapitole 5.4 byl vypočten příkon Napáječky pomocí entalpií a účinnosti čerpadla 100 % jako $|\dot{W}_{\text{čerp}}| = 47.1 \text{ kW}$. Pokud bychom použili uvažovanou účinnost $\eta_{\text{čerpadlo}} = 0.8$, pak vychází $|\dot{W}_{\text{čerp}}| = 58.9 \text{ kW}$. Když se podíváme, o kolik se liší výpočet pomocí rovnic v kapitole 6.3.4 vůči entalpickému rozdílu v kapitole 5.4, dostaneme, $P_{\text{el, voda, relativní}} = \frac{P_{\text{el, voda}} - |\dot{W}_{\text{čerp}}|}{|\dot{W}_{\text{čerp}}|} * 100 \cong 0.5 \%$. Výsledkem tedy je, že díky minimální hodnotě pohybové složky měrné energie jedné trubky $e_{V, \text{voda}} = 37 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ vůči statické složce jedné trubky $e_{0, \text{voda}} = 6567 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1}$ můžeme jako příkon čerpadla uvažovat jak hodnotu $|\dot{W}_{\text{čerp}}|$, tak i hodnotu $P_{\text{el, voda}}$. Aby byla pohybová složka minimální vůči statické složce chceme i z důvodu simulací izobarického přestupu tepla, neboť kdyby byly tlakové ztráty příliš vysoké, tak tlak v potrubí by nemohl být brán jako konstantní a již by se nejednalo o izobarický děj.

8 ZÁVĚR

Práce se zabývá technickým návrhem akumulačního systému v podnikovém měřítku, sloužícího k ukládání přebytečné elektrické energie do ohřátého oleje. Takovýto systém by se skládal z akumulační olejové nádrže s vysokoteplotním teplonosným olejem spojené s tepelným okruhem na principu Clausius-Rankinova cyklu a zdrojem elektrické energie, například fotovoltaická elektrárna. Olejová nádrž by měla po svých stěnách rozmístěna elektrická topná tělesa. Myšlenka je taková, že pomocí přebytků elektrické energie by byla vhodně napájena topná tělesa v olejové nádrži ohřívající olej. Tento proces spínání by řídila logika ovládající spínání topných těles tak, aby byl vytvořen stratifikovaný zásobník s vrstvou oleje o pracovní teplotě v horní části nádrže. Cílem logiky by bylo spínat tělesa tak, aby přebytečnou energii z FVE byly ohřívány ty vrstvy oleje, které mají teplotu nejbližší pracovní teplotě pro C-R cyklus, a tím by se zvyšoval objem oleje o pracovní teplotě. Tímto způsobem by byla ukládána elektrická energie do tepelné energie. Když by přišel požadavek na využití akumulované energie, například pro napájení podnikových zařízení, tak olej o pracovní teplotě by byl hnán čerpadlem skrze výměník, který má na své druhé straně parovodní oběh s turbínou a generátorem. Tento výměník je nazván jako PG+přehřívák a jeho návrhem a optimalizací se zabývá převážná část této práce. Další část této práce se zabývá optimálním návrhem samotného C-R cyklu využívající právě tento výměník PG+přehřívák a olejovou nádrž namísto kotle s parogenerátorem a přehřívákem.

Práce sestává z několika kapitol, v úvodní kapitole 2 je čtenář seznámen se současným stavem elektroenergetiky z pohledu potřeby akumulace elektrické energie. Současně jsou představeny i představy ohledně akumulace elektrické energie do budoucna. V návaznosti jsou představeny současné formy podpory výstavby akumulačních zařízení a výroben.

Následující kapitola 3 se zabývá sdílením tepla a mechanikou tekutin, a to pro účely modelování tepelného protiproudého výměníku. V této kapitole jsou odvozeny vzorce pro sdílení tepla skrze stěny trubky a diferenciální rovnice pro popis protiproudého výměníku. Při návrhu výměníku je potřeba z důvodu velkých délek počítat i s tlakovými

ztrátami, proto v této kapitole je čtenář rovněž seznámen s výpočtem tlakových ztrát v trubce.

V kapitole 4 je obecně popsána termodynamika C-R cyklu a jednotlivá zařízení cyklu.

V následující kapitole 5 je představen technický model modelovaného C-R cyklu. V úvodní části je představen modelovaný cyklus, jeho schéma a technicky jsou popsány jeho jednotlivé prvky. Poté jsou odvozeny bilanční rovnice popisující jeho prvky jakožto turbínu, výměníky a čerpadlo vody (Napáječku). Po odvození bilancí následuje jejich aplikace na stanovených parametrech modelovaného cyklu.

Hlavní vstupní parametry cyklu jsou:

- Požadavek na elektrický výkon na svorkách generátoru **7 MWe**
- **Olej** v nádrži bude ohříván na **pracovní teplotu 350 °C**
- **Pára po nevratné adiabatické expanzi** musí skončit buď v oblasti přehřáté páry nebo na křivce syté páry (tzn. **expanze nesmí skončit v mokré páře**)

Pro tyto účely byl vybrán teplotnosný olej **Therminol 72**, jenž může být v objemu ohřát až na teplotu 380 °C.

Admisní parametry páry na vstupu do **vysokotlakého stupně** turbíny jsou: **teplota páry 330 °C a tlak páry 6.5 MPa**.

Parametry páry do vysokotlakého stupně turbíny byly inspirovány protitlakou turbínou STG II českého společenství PBS GROUP, a.s., jejíž admisní tlak je maximálně 6.5 MPa, emisní tlak maximálně 2.5 MPa a její spojkový výkon maximálně 10 MW.

Na základě vypočtených bilancí vyplývá, že při **použití jednotělesové turbíny** bez přihřívání by kvůli malému entalpickému spádu udávajícímu měrnou mechanickou práci turbíny byla tepelná účinnost η_t **pouhých 8.64 %**. Proto byly do modelovaného cyklu přidány další 2 stupně (tělesa) turbíny, středotlaký a nízkotlaký, kde každý stupeň má svůj přihřívák páry. **Přihříváky zvyšují teplotu expandované páry opět na teplotu 330 °C** a k tomu opět používají **olej** z olejové nádrže o **teplotě 350 °C**. Takto díky **vičetělesové turbíně** se tepelná účinnost cyklu dostane na hodnotu $\eta_t = 30.91 \%$. Z bilancí vyplývá, že pro výrobu **elektrického výkonu 7 MWe** je potřeba **hmotnostní tok páry** $\dot{m}_{pára} = 7.17 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$.

Kapitola 6 se zabývá termodynamickým popisem výměníku PG+přehřívák a to z pohledu tepla, teplotních profilů, technického návrhu, který je spojen s délkou výměníku, průměrů jeho trubek a hydraulických ztrát. Dále jsou v této kapitole odvozeny rovnice pro výpočet příkonů čerpadel výměníku PG+přehřívák. Výměník PG+přehřívák je modelován jako výměník trubka v trubce, tzv. „double pipe“ složený z n paralelních dvojic trubek, kde vnitřními trubkami je čerpána voda/mokrá pára/pára a prostorem mezi vnějšími a vnitřními trubkami je čerpán olej z olejové nádrže. Rovnice jsou odvozeny jak s uvažováním konstantní teploty stěny vnitřní trubky v rámci její šířky ($T_{w1} = T_{w2} = T_w$), tak pro proměnnou teplotu stěny v rámci její šířky ($T_{w1} \neq T_{w2}$). **Při modelování byl výměník podle skupenství vody rozdělen na 3 sekce. První je ohřívák s kapalnou vodou, dále pak výparník s mokrou párou a poslední sekci tvoří přehřívák, kde je voda v podobě přehřáté páry.** V rámci této kapitoly jsou představeny programy počítající součinitele přestupu tepla α , součinitele průchodu tepla trubkou k , délky trubek výměníku a střední hodnoty Reynoldsových čísel.

V poslední kapitole 7 jsou nejdříve diskutovány výsledky simulací různých konfigurací výměníku PG+přehřívák. V simulacích byly měněny počty paralelních trubek n , vnitřní průměr vnější trubky D_i a vnitřní průměr vnitřní trubky d_i . Byly provedeny simulace pro vnější trubky $D_i = \{80, 100, 120 \text{ mm}\}$, kde pro $D_i = 80 \text{ mm}$ byly provedeny simulace pro rozměr vnitřní trubky $d_i = \{25 \text{ až } 50 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$, pro $D_i = 100 \text{ mm}$ byly provedeny simulace s $d_i = \{25 \text{ až } 70 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$ a pro $D_i = 120 \text{ mm}$ simulace s $d_i = \{25 \text{ až } 90 \text{ mm s krokem } 5 \text{ mm}\}$. A pro všechny kombinace trubek D_i a d_i byly provedeny simulace pro počet paralelních trubek $n = \{25 \text{ až } 250 \text{ s krokem } 25\}$. Celkem tedy bylo simulováno **300 kombinací parametrů výměníku PG+přehřívák.**

Hmotnostní tok oleje $\dot{m}_{olej} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ pro simulace byl vybrán tak, aby olej na konci jeho ochlazení ve výparníku prakticky dosedl na teplotní křivku vypařované vody, a to z důvodů minimalizace množství potřebného oleje. Teoreticky minimální hodnota hmotnostního toku oleje je $\dot{m}_{olej, \min} \cong 76.1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, pod tuto hodnotu již fyzikálně nelze jít. Hmotnostní toky jsou rozděleny do n paralelních dvojic trubek výměníku, $\dot{m}_{pára} = n \cdot \dot{m}_2$ a $\dot{m}_{olej} = n \cdot \dot{m}_1$.

Na základě výsledků simulací byla hledána jedna optimální kombinace parametrů výměníku (tzn. D_i , d_i , n). Cílem bylo pro stanovený hmotnostní tok oleje a hmotnostní tok vody/mokrý páry/páry najít takovou kombinaci vnitřních průměrů vnější (D_i) a vnitřní (d_i) trubky, při které bude **součet příkonů čerpadla oleje $P_{el,olej}$ a vody $P_{el,voda}$ minimální**, ale zároveň aby **nižší příkon čerpadel nebyl příliš na úkor většímu celkovému součtu délek všech paralelních trubek výměníku $L_{celková}$ a délce jedné paralelní trubky $L_{jedna trubka}$** .

Ukázalo se, že **minimálního součtu příkonů čerpadel výměníku je dosaženo při vnější trubce $D_i = 120$ mm, pro vnitřní trubku $d_i = 40$ mm, a to pro každé n ze seznamu paralelních trubek.**

Po určení optimálních průměrů trubek $D_i = 120$ a $d_i = 40$ mm bylo potřeba ještě určit optimální počet paralelních trubek n . K tomu posloužily grafy zobrazující závislost absolutní hodnoty celkových příkonů $P_{el,celkový}$ na počtu paralelních trubek n a dále závislost celkové délky součtu všech paralelních trubek výměníku $L_{celková}$ na n a závislost délky jedné paralelní trubky $L_{jedna trubka}$ na n . Dále pak bylo vycházeno z grafů relativních změn, o kolik procent se liší následující hodnota od předešlé hodnoty, tzn. grafy $P_{el,celková,relativní} = P_{el,celková,relativní}(n)$ a $L_{celková,relativní} = L_{celková,relativní}(n)$.

Jako optimální se jevíly $n = 125, 150$, ale protože v absolutních číslech $P_{el,celkový}$ pro $n \geq 125$ prakticky již moc neklesá, ale $L_{celková}$ pořád značně roste, tak **jako optimální počet je vybráno $n = 125$** (chceme minimalizovat délku trubek výměníku).

Po určení optimálních parametrů jako **$D_i = 120$ mm, $d_i = 40$ mm a $n = 125$** je výsledná délka jedné paralelní trubky výměníku $L_{jedna trubka} \approx 120$ m při $\dot{m}_{olej} = 77 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. To je pořád hodně a pro instalaci výměníku do menších prostor by se musely paralelní trubky buď ohýbat nebo by se musely nařezat na kratší délky a použít zakulacené „U“ spojky na čela trubek. Z toho důvodu byla provedena i optimalizace velikosti hmotnostního toku oleje i za cenu vyšší spotřeby oleje, vyššího příkonu čerpadla oleje a vyšší teploty oleje na výstupu z výměníku. Na základě provedených simulací bylo zjištěno, že příkon čerpadla oleje se změní z hodnoty přibližně 3 kW pouze o jednotky kW. V porovnání s Napáječkou, jejíž příkon je přibližně 60 kW, není tedy důvod omezovat hmotnostní tok oleje z důvodu zvýšení příkonu čerpadla oleje.

Příkon Napáječky není změnou hmotnostního toku oleje prakticky ovlivněn, protože její příkon je dán převážně statickou složkou potrubního systému trubek s vodou/mokrou

párou/párou, která je asi 180x větší než pohybová složka, která se odvíjí od délky trubek výměníku.

Na základě simulací byla zvolena hodnota $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$, díky které se zmenší délka jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka}$ na hodnotu přibližně 40 m.

V poslední části práce jsou číselné a grafické výsledky simulace výměníku PG+přehřívák při optimálních parametrech, tzn. při $D_i = 120 \text{ mm}$, $d_i = 40 \text{ mm}$, $n = 125$

a $\dot{m}_{olej} = 120 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$ a to jak pro model s teplotou vnitřní stěny $T_{W1} = T_{W2} = T_W$, tak pro model s $T_{W1} \neq T_{W2}$. Výsledky obou modelů se liší převážně v délkách trubek, přičemž pro model s $T_{W1} \neq T_{W2}$ vychází delší trubky výměníku. A protože model $T_{W1} \neq T_{W2}$ je přesnější, tak budou uvedeny jeho nejdůležitější výsledky:

- Délka jedné paralelní trubky $L_{jedna\ trubka} = 41 \text{ m}$
- Celková délka součtu všech paralelních trubek výměníku $L_{celková} = 5125 \text{ m}$
- Celková hmotnost všech trubek výměníku $m_{trubek, celková} = 4122 \text{ kg}$
- Celková tlaková ztráta v jedné paralelní vnitřní trubce výměníku s vodou/mokrou párou/párou $\Delta p_{z, voda, celková} = 36 \text{ kPa}$
- Celková tlaková ztráta v prostoru mezi vnější a vnitřní paralelní trubkou výměníku s olejem $\Delta p_{z, olej, celková} = 16 \text{ kPa}$
- Výstupní teplota oleje na konci výměníku $T_{1, ohřívák, out} = 279.9 \text{ }^\circ\text{C}$
- Elektrický příkon čerpadla Napáječky $P_{el, voda} = 59.2 \text{ kW}$
- Elektrický příkon čerpadla oleje Č_{olej, přehřívák+PG} $P_{el, olej} = 3.1 \text{ kW}$

Hmotnost $m_{trubek, celková}$ byla počítána pro trubky z nerezové oceli AISI 304L, 316L o hustotě $\rho_{trubka} = 8000 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ a tloušťce stěny trubek $d_{stěna} = 4 \text{ mm}$.

Pro porovnání:[28]

Součinitel průchodu tepla stěnou přehříváku vyšel $k_{přehřívák} = 139 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$ a podle tabulkových hodnot se součinitel typicky může pohybovat pro kombinaci pára/olej v rozmezí 50 až $400 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Součinitel průchodu tepla stěnou ohříváku vyšel $k_{ohřívák} = 166 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$, přičemž typické hodnoty pro kombinaci voda/olej jsou 100 až $350 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

Vyšších hodnot součinitelů k lze dosáhnout (při stejných hmotnostních tocích) použitím trubek o menších průměrech, to ale na úkor vyšších tlakových ztrát, viz výsledky v kapitole 7.

Shrnuto, optimální konfigurace výměníku PG+přehřívák cílí na minimalizaci rozměrů výměníku z důvodu co nejmenších investičních výdajů. Dále cílí na minimalizaci elektrického příkonu čerpadel a hmotnostního toku oleje, aby bylo dosaženo co nejmenších provozních výdajů.

V rámci dalšího návrhu by bylo vhodné navrhnout optimální tvar, umístění a materiál izolace výměníku pro minimalizaci tepelných ztrát do okolí výměníku. Zároveň po určení kroucení trubek výměníku by bylo možné výpočet tlakových ztrát a příkonu čerpadel rozšířit o místní ztráty dané geometrií potrubí.

Dále by na základě konkrétního návrhu olejové nádrže z pohledu čerpání oleje a trubek bylo možné při výpočtu příkonu čerpadla oleje počítat i s kinetickou složkou danou rozdílem rychlostí oleje mezi sacím potrubím z olejové nádrže a částí potrubí za čerpadlem. Ovšem velikost příspěvku této složky na příkonu je prakticky zanedbatelná, a proto s ní ani nebylo potřeba počítat. Pokud bychom totiž uvažovali, že hladina oleje v nádrži se nebude pohybovat a čerpadlo by muselo urychlit olej z nulové rychlosti na konečnou rychlost oleje ve výměníku, tak tato měrná energie jedné paralelní trubky by byla $\frac{c_{olej}^2}{2} = 0.04 J \cdot kg^{-1}$. Vůči složce $e_{V,olej} = 21 J \cdot kg^{-1}$ představuje $\frac{c_{olej}^2}{2}$ pouze 0.2 %, tedy tuto kinetickou složku lze zanedbat.

Možností, jak realizovat olejovou nádrž je také více. Mohla by být použita jedna velká olejová nádrž nebo místo jedné velké nádrže by mohlo být použito více odstupňovaných nádrží o různém objemu pro separování oleje o pracovní teplotě anebo případně jiné řešení. Všechny tyto další výpočty (a nejen tyto) by vyžadovaly již konkrétní návrh C-R cyklu ze strojařského pohledu a jednalo by se o komplexní výpočty.

9 SEZNAM LITERATURY

- [1] *BU-808: How to Prolong Lithium-based Batteries - Battery University* [online]. [vid. 2023-04-09]. Dostupné z: https://batteryuniversity.com/article/bu-808-how-to-prolong-lithium-based-batteries?fbclid=IwAR1PFrAHLKknkqC3k-z7YAMwVyFJYZeAUIRoDB4ACbvqBBndqLM_6iHOTeY
- [2] *Europe needs 600GW of energy storage by 2050, says trade body EASE* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: https://www.energy-storage.news/europe-needs-600gw-of-energy-storage-by-2050-says-trade-body-ease/?fbclid=IwAR1Uaa2Th_hiFa60DPY2nHe3xE8btrPVGLN_FAssK-ttspE-Uxjn75M0Z1U
- [3] *Evropská bateriová aliance* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/commission/presscorner/detail/cs/IP_18_6114
- [4] *Plán REPowerEU: cenově dostupná, bezpečná a udržitelná energie pro Evropu* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/repowereu-affordable-secure-and-sustainable-energy-europe_cs
- [5] *Energy Storage is a Key Strategic Asset for the European Union's Industrial Future | EASE: Why Energy Storage? | EASE* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: <https://ease-storage.eu/news/energy-storage-is-a-key-strategic-asset-for-the-european-unions-industrial-future/>
- [6] *REPowerEU Rules on Accelerated Permitting Apply to all Energy Storage | EASE: Why Energy Storage? | EASE* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: <https://ease-storage.eu/news/repowereu-rules-on-accelerated-permitting-apply-to-all-energy-storage/>
- [7] *Národní plán obnovy* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: <https://www.pla-nobnovy.cz/>
- [8] *Modernizační fond - Ministerstvo životního prostředí* [online]. [vid. 2023-03-03]. Dostupné z: https://www.mzp.cz/cz/moderniza-cni_fond?fbclid=IwAR3ZUFXrF-oGyX5nQUIyO01NoUnbXU5_gNPL1XRwH5uSy23B8ER08nMH3A
- [9] KYNCL, Jan. *Přednášky z předmětu Elektrické teplo (B1M15ETT)*. 2021
- [10] MICHEJEV, Michail Aleksandrovič. *Základy sdílení tepla*. sv. 9. B.m.: Průmyslové vydavatelství, 1952.

SEZNAM LITERATURY

- [11] KOČÁRNÍK, Petr. *Základy sdílení tepla: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [12] KOČÁRNÍK, Petr. *Tepelné výměníky: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [13] KOČÁRNÍK, Petr. *Základy mechaniky tekutin: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [14] KOČÁRNÍK, Petr. *Oběhy parních turbín: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [15] NOŽIČKA, Jiří a kol. *Mechanika a termomechanika pro elektroenergetiku*. 1. vydání. B.m.: Státní nakladatelství technické literatury, 1987.
- [16] KOČÁRNÍK, Petr. *Stavové změny vodní páry: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [17] ŠPETLÍK, Jan. *Přednášky z předmětu Elektrárny (BIM15ENY)*. 2021
- [18] KOČÁRNÍK, Petr. *Spalování paliva a parní kotle: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [19] *Tepelné turbíny a turbokompresory* [online]. [vid. 2023-04-20]. Dostupné z: https://www.transformacni-technologie.cz/23.html?fbclid=IwAR3SEUckIy-UHsm7VbQw9DyeCCYzMAigdp7cwujqil4CKze6gUVM_pqgcHc
- [20] KOČÁRNÍK, Petr. *Doprava tekutin, čerpadla: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [21] KOČÁRNÍK, Petr. *Bilance energie: přednáška z předmětu Strojní struktury elektráren (BDIM14SSE)*. 2021
- [22] *Therminol 72 Heat Transfer Fluid | Therminol | Eastman* [online]. [vid. 2023-04-16]. Dostupné z: <https://www.therminol.com/product/71093443?pn=Therminol-72-Heat-Transfer-Fluid>
- [23] *Parní protitlakové turbíny - PBS* [online]. [vid. 2023-04-02]. Dostupné z: <https://www.pbs.cz/cz/Produkty/Energetika/Turbiny/Parni-protitlakove-turbiny>
- [24] BENGTON, Harlan. Convection heat Transfer Coefficient Estimation. *SunCam education course* [online]. 2010 [vid. 2023-04-01]. Dostupné z: <https://www.suncam.com/courses/100222-01.html>
- [25] *AISI Type 316L Stainless Steel, annealed sheet* [online]. [vid. 2023-04-20]. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.asp?matguid=1336be6d0c594b55afb5ca8bf1f3e042

- [26] *AISI Type 304L Stainless Steel* [online]. [vid. 2023-04-20]. Dostupné z: https://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=e2147b8f727343b0b0d51efe02a6127e
- [27] *Potrubi a press fitinky z nerez a uhlíkové oceli - základní technické informace k použití systému - TZB-info* [online]. [vid. 2023-04-20]. Dostupné z: <https://vytapani.tzb-info.cz/potrubi-a-armatury/12808-potrubi-a-press-fitinky-z-nerez-a-uhlikove-oceli-zakladni-technicke-informace-k-pouziti-systemu>
- [28] *ANALYSIS OF HEAT EXCHANGERS* [online]. B.m.: The University of Nizwa. [vid. 2023-04-23]. Dostupné z: <https://eduwavepool.unizwa.edu.om/lmsdata-pool/00021995/LearningObjects/Chapter%203.pdf>

10 SEZNAM PŘÍLOH

Příloha č. 1 – THERMINOL 72...Tabulka s termodynamickými parametry použitého oleje.[22]

Příloha č. 2 – Parní tabulka vody...Tabulka s termodynamickými parametry mokré páry na horní a dolní mezní křivce.[16]

Příloha č. 3 – Výsledky_simulací_PG+přehřívák...Excelovský soubor se všemi výsledky simulací různých konfigurací parametrů výměníku PG+přehřívák v jenom souboru a přehledně.

Příloha č. 4 – THERMINOL_72...Excelovský soubor s termodynamickými parametry použitého oleje pro výpočetní programy v přílohách 6 a 7.

Příloha č. 5 – Mokra_para...Excelovský soubor s termodynamickými parametry mokré páry na horní a dolní mezní křivce pro výpočetní programy v přílohách 6 a 7.

Příloha č. 6 – Simulace_C-R_cyklus_výměník_PG+přehřívák_Tw1=Tw2=Tw...Výpočetní program se simulací C-R cyklu a výměníku PG+přehřívák při $T_{w1}=T_{w2}=T_w$.

Příloha č. 7 – Simulace_C-R_cyklus_výměník_PG+přehřívák_Tw1!=Tw2...Výpočetní program se simulací C-R cyklu a výměníku PG+přehřívák při $T_{w1}\neq T_{w2}$.

Příloha č. 8 – simulace $n = 25, 50, 75, 100, 125, 150, 175, 200, 225, 250$...Excelovské soubory s výsledky simulací různých konfigurací parametrů výměníku PG+přehřívák.

Příloha č. 9 – simulace,olej, $n = 125$...Excelovský soubor s výsledky simulací výměníku PG+přehřívák pro různé hmotnostní toky oleje při $n = 125$.

Příloha č. 10 – Výměník_optimalizace_grafy...Výpočetní program pro vykreslování grafů a určení optimální konfigurace parametrů výměníku PG+přehřívák na základě dat simulací v příloze 8 a 9.

Liquid properties of Therminol® 72 heat transfer fluid by temperature^a (SI units)

Temperature		Liquid density	Liquid heat capacity	Liquid thermal conductivity	Liquid viscosity ^b		Vapor pressure ^c
°C	°F	kg/m ³	kJ/(kg·K)	W/(m·K)	cP (mPa·s)	cSt (mm ² /s)	kPa
-14	7	1110	1.460	0.144	3971	3580	—
-10	14	1106	1.471	0.143	383	346	—
0	32	1097	1.498	0.142	59.2	54.0	—
10	50	1088	1.525	0.141	24.4	22.4	—
20	68	1079	1.552	0.140	13.5	12.5	0.001
30	86	1070	1.579	0.138	8.68	8.11	0.002
40	104	1061	1.606	0.137	6.09	5.74	0.006
50	122	1052	1.634	0.136	4.52	4.30	0.013
60	140	1043	1.661	0.135	3.50	3.35	0.028
70	158	1034	1.688	0.134	2.79	2.70	0.056
80	176	1025	1.715	0.132	2.28	2.23	0.105
90	194	1016	1.742	0.131	1.90	1.87	0.189
100	212	1007	1.769	0.130	1.61	1.60	0.326
110	230	997	1.796	0.129	1.38	1.39	0.545
120	248	988	1.823	0.127	1.20	1.21	0.879
130	266	979	1.850	0.126	1.05	1.07	1.38
140	284	970	1.877	0.125	0.93	0.96	2.10
150	302	961	1.905	0.124	0.83	0.86	3.12
160	320	952	1.932	0.123	0.74	0.78	4.54
170	338	943	1.959	0.121	0.66	0.70	6.47
180	356	934	1.986	0.120	0.60	0.64	9.04
190	374	925	2.013	0.119	0.55	0.59	12.4
200	392	916	2.040	0.118	0.50	0.54	16.8
210	410	906	2.067	0.117	0.46	0.50	22.3
220	428	898	2.094	0.115	0.42	0.47	29.3
230	446	889	2.121	0.114	0.39	0.43	38.0
240	464	880	2.148	0.113	0.36	0.40	48.6
250	482	871	2.176	0.112	0.33	0.38	61.6
260	500	862	2.203	0.111	0.31	0.36	77.1
270	518	853	2.230	0.109	0.28	0.33	95.7
280	536	844	2.257	0.108	0.27	0.31	118
290	554	834	2.284	0.107	0.25	0.30	143
300	572	825	2.311	0.106	0.23	0.28	173
310	590	816	2.338	0.104	0.22	0.27	208
320	608	807	2.365	0.103	0.20	0.25	248
330	626	798	2.392	0.102	0.19	0.24	293
340	644	789	2.419	0.101	0.18	0.23	345
350	662	780	2.447	0.100	0.17	0.22	403
360	680	771	2.474	0.098	0.16	0.21	469
370	698	762	2.501	0.097	0.15	0.20	542
380	716	753	2.528	0.096	0.14	0.19	623

^aMaximum recommended bulk temperature 380°C (715°F). These data are based on samples tested in the laboratory and are not guaranteed for all samples. Contact us for complete sales specifications for Therminol 72 fluid. ^b1 cSt = 1 mm²/s and 1 mPa·s = 1 cP. ^c100 kPa = 1 bar

Vlastnosti vody na mezi sytosti podle teploty

t	p	v'	v''	h'	h''	s'	s''
(°C)	(MPa)	(m ³ ·kg ⁻¹)		(kJ·kg ⁻¹)		(kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹)	
0,01	0,0006117	0,0010002	206,0	0,00	2500,9	0,0000	9,1555
5	0,0008726	0,0010001	147,0	21,02	2510,1	0,0763	9,0249
10	0,0012282	0,0010003	106,3	42,02	2519,2	0,1511	8,8998
15	0,0017057	0,0010009	77,88	62,98	2528,4	0,2245	8,7804
20	0,00234	0,0010018	57,76	83,92	2537,5	0,2965	8,6661
25	0,00317	0,0010030	43,34	104,84	2546,5	0,3673	8,5568
30	0,00425	0,0010044	32,88	125,75	2555,6	0,4368	8,4521
35	0,00563	0,0010060	25,21	146,64	2564,6	0,5052	8,3518
40	0,00738	0,0010079	19,52	167,54	2573,5	0,5724	8,2557
45	0,00959	0,0010099	15,25	188,44	2582,5	0,6386	8,1634
50	0,01235	0,0010121	12,03	209,34	2591,3	0,7038	8,0749
55	0,01576	0,0010145	9,565	230,24	2600,1	0,7680	7,9899
60	0,01995	0,0010171	7,668	251,15	2608,8	0,8312	7,9082
65	0,02504	0,0010199	6,194	272,08	2617,5	0,8935	7,8296
70	0,03120	0,0010228	5,040	293,02	2626,1	0,9550	7,7540
75	0,03860	0,0010258	4,129	313,97	2634,6	1,0156	7,6812
80	0,04741	0,0010290	3,405	334,95	2643,0	1,0754	7,6110
85	0,05787	0,0010324	2,826	355,95	2651,3	1,1344	7,5434
90	0,07018	0,0010359	2,359	376,97	2659,5	1,1927	7,4781
95	0,08461	0,0010396	1,981	398,02	2667,6	1,2502	7,4150
100	0,10142	0,0010435	1,672	419,10	2675,6	1,3070	7,3541
105	0,12090	0,0010474	1,418	440,21	2683,4	1,3632	7,2951
110	0,14338	0,0010516	1,209	461,36	2691,1	1,4187	7,2380
115	0,16918	0,0010559	1,036	482,55	2698,6	1,4735	7,1827
120	0,19867	0,0010603	0,8913	503,78	2705,9	1,5278	7,1291
125	0,23222	0,0010649	0,7701	525,06	2713,1	1,5815	7,0770
130	0,27026	0,0010697	0,6681	546,39	2720,1	1,6346	7,0264
135	0,31320	0,0010747	0,5818	567,77	2726,9	1,6872	6,9772
140	0,36150	0,0010798	0,5085	589,20	2733,4	1,7393	6,9293
145	0,41560	0,0010850	0,4460	610,69	2739,8	1,7909	6,8826
150	0,47610	0,0010905	0,3925	632,25	2745,9	1,8420	6,8370
155	0,54340	0,0010962	0,3465	653,88	2751,8	1,8926	6,7926
160	0,61810	0,0011020	0,3068	675,57	2757,4	1,9428	6,7491
165	0,70080	0,0011080	0,2725	697,35	2762,8	1,9926	6,7066
170	0,79210	0,0011143	0,2426	719,21	2767,9	2,0419	6,6649
175	0,89240	0,0011207	0,2166	741,15	2772,7	2,0909	6,6241
180	1,0026	0,0011274	0,1939	763,19	2777,2	2,1395	6,5841
185	1,1233	0,0011343	0,1739	785,32	2781,4	2,1878	6,5447
190	1,2550	0,0011414	0,1564	807,57	2785,3	2,2358	6,5060
195	1,3986	0,0011488	0,1409	829,92	2788,9	2,2834	6,4679
200	1,5547	0,0011565	0,1272	852,39	2792,1	2,3308	6,4303
210	1,9074	0,0011727	0,1043	897,73	2797,4	2,4248	6,3565
220	2,3193	0,0011902	0,0861	943,64	2801,1	2,5178	6,2842
230	2,7968	0,0012090	0,07151	990,21	2803,0	2,6102	6,2131
240	3,3467	0,0012295	0,05971	1037,5	2803,1	2,7019	6,1425
250	3,9759	0,0012517	0,05009	1085,7	2801,0	2,7934	6,0722
260	4,6921	0,0012761	0,04218	1134,8	2796,6	2,8847	6,0017
270	5,5028	0,0013030	0,03562	1185,1	2789,7	2,9762	5,9304
280	6,4165	0,0013328	0,03015	1236,7	2779,8	3,0681	5,8578
290	7,4416	0,0013663	0,02556	1289,8	2766,6	3,1608	5,7832
300	8,5877	0,0014042	0,02166	1344,8	2749,6	3,2547	5,7058
310	9,8647	0,0014479	0,01834	1402,0	2727,9	3,3506	5,6243
320	11,284	0,0014991	0,01548	1462,1	2700,7	3,4491	5,5373
330	12,858	0,0015606	0,01298	1525,7	2666,2	3,5516	5,4425
340	14,600	0,0016375	0,01078	1594,4	2622,1	3,6599	5,3359
350	16,529	0,0017401	0,008801	1670,9	2563,6	3,7783	5,2109
360	18,666	0,0018945	0,006946	1761,5	2481,0	3,9164	5,0528
374,946	22,064	0,003106		2087,55		4,4120	