



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

POVRCHOVÝ KONDENZÁTOR PRO PARNÍ TURBINU

SURFACE CONDENSER FOR STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. LADISLAV SZÖCS

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Ladislav Szöcs

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Energetické inženýrství (2301T035)**

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

Povrchový kondenzátor pro parní turbínu

v anglickém jazyce:

Surface Condenser for Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte povrchový kondenzátor chlazený vodou pro dvoutělesovou kondenzační parní turbínu s bokovými výstupy.

Zadané parametry

- entalpie páry na vstupu do kondenzátoru: $ip1 = 2426,4 \text{ kJ/kg}$
- množství páry vstupující do kondenzátoru: $189,31 \text{ kg/s}$
- tlak vakua kondenzátoru $p_k = 0,0702 \text{ bar}$
- teplota chladicí vody na vstupu: $T_{v1} = 26,3 \text{ °C}$
- množství chladicí vody: 10500 kg/s
- druh chladicí vody: věžová voda

Cíle diplomové práce:

Proveďte rešerši na téma kondenzátory s bokovými výstupy.

Vytvořte termodynamický návrh kondenzátoru pro zadané vstupní parametry. Zvolte potřebnou teplosměnnou plochu tak, aby kondenzátor dosahoval zadaného tlaku vakua pro vykládací provoz kondenzátoru.

Dle výsledků termodynamického výpočtu zvolte rastr trubkového svazku, vypočítejte tlakové ztráty na vodní straně a spadek vakua kondenzátoru. Navrhněte odvodňovací potrubí.

Zpracujte návrh konstrukčního řešení kondenzátoru.

Seznam odborné literatury:

Fiedler,J.: Parní turbíny - návrh a výpočet, CERM- Brno 2004

Škopek,J.:Parní turbína, ZČU Plzeň 2007

Kadrnožka, J.: Tepelné turbíny a turbokompresory, CERM- Brno, 2007

Kolektiv: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 13.10.2011

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Cieľom tejto diplomovej práce je návrh povrchového kondenzátora s bokovými výstupmi. Samotnému návrhu predchádza rešerš na tému povrchové kondenzátory s bokovými výstupmi. Jadrom práce je termodynamický návrh výmenníka tepla, výpočet tlakových strát na strane chladiacej vody, kontrola zväzkov rúr z hľadiska kmitania a návrh odvzdušňovacieho potrubia. Následne je návrh daného kondenzátora podložený zostavným výkresom priloženým v prílohe.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

povrchový kondenzátor, tepelný výmenník, bokový výstup, kondenzácia, para

ABSTRACT

The aim of this thesis is to design a surface condenser with lateral exhaust. A research in the field of surface condensers with lateral exhaust takes place before the design. Core of the thesis is a thermodynamic design of the heat exchanger, calculation of pressure losses on the side of coolant water, check of the tube bundles from standpoint of oscillation and a design of air removal pipeline. Finally a design of the condenser is supported with a drawing attached in the supplement.

KEY WORDS

surface condenser, heat exchanger, lateral exhaust, condensation, steam

SZÖCS, L. *Povrchový kondenzátor pro parní turbínu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 93 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

ČESTNÉ PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že túto diplomovú prácu som vypracoval sám, bez cudzej pomoci. Pri jej spracovaní som vychádzal zo svojich znalostí, literatúry, konzultácií a zo zdrojov, ktoré sú uvedené v príslušnom zozname.

V Brne, dňa 24. 5. 2012

.....
Bc. Ladislav Szocs

POĎAKOVANIE

Touto cestou by som sa chcel poďakovať doc. Ing. Jánovi Fiedlerovi, Dr. za pomoc pri vypracovaní tejto diplomovej práce. Moje poďakovanie patrí zamestnancom firmy ŠKODA POWER s.r.o predovšetkým Ing. Jindrichovi Louthanovi, Ing. Zdeňkovi Jůzovi a Ing. Slavomírovi Zemanovi za nespočetné cenné rady k odbornému obsahu práce.

Obsah

1. Úvod	4
2. Rešerš	4
2.1 Význam kondenzátora v Rankin-Clausiusovom cykle	4
2.2 Druhy kondenzátorov	6
2.3 Kondenzátor s bokovým vstupným hrdlom	7
2.4 Základy konštrukcie povrchového kondenzátora s bokovým vstupným hrdlom	9
2.5 Príklady prevedenia kondenzátorov s bočným vstupným hrdlom	11
3. Výber optimálnej koncepcie kondenzátora	12
3.1 Diskusia k voľbe materiálu teplosmenných rúr	12
3.2 Diskusia k jednotlivým variantom priemeru a hrúbky stien rúr	14
3.3 Diskusia k problematike strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody v rúrach	14
3.4 Výber optimálnej koncepcie kondenzátora	15
4. Termodynamický výpočet optimálneho variantu kondenzátora	18
4.1 Stanovenie parametrov pary a chladiacej vody	18
4.2 Určenie merného objemu pary	18
4.3 Rovnice tepelnej rovnováhy	19
4.4 Tepelný výkon	20
4.5 Pomerný prietok chladiacej vody	20
4.6 Ohriatie chladiacej vody	20
4.7 Stredný logaritmičný teplotný rozdiel	21
4.8 Výpočet súčiniteľa prestupu tepla k [4]	23
4.9 Závislosť súčiniteľa prestupu tepla k od strednej rýchlosti prúdenia v rúrach kondenzátora	25
4.10 Veľkosť teplosmennej plochy	27
4.11 Počet rúr na 1 modul	27
4.12 Celkový počet rúr	27
4.13 Účinná dĺžka rúr	28
4.14 Celková dĺžka rúr	28
5. Hydraulický výpočet kondenzátora	29
5.1 Určenie rozmerov hrdiel vstupu a výstupu chladiacej vody	29
5.2 Skutočná rýchlosť prúdenia chladiacej vody vo vstupnom a výstupnom hrdle	30

5.3	Hydraulický odpor, postup podľa smernice Tp 1002, ŠKODA POWER a.s.	31
5.4	Ekvivalentná výška vodného stĺpca	32
5.5	Závislosť tlakovej straty na strane vody od strednej rýchlosti prúdenia	32
6.	Vákuové krivky	36
6.1	Teória vákuových kriviek	36
6.2	Určenie bodu nulového zaťaženia	38
6.3	Určenie bodu zlomu	38
6.4	Množstvo z kondenzovanej pary na bode zlomu	42
6.5	Určenie vákuových kriviek	42
7.	Zhrnutie parametrov kondenzátora	45
8.	Návrh koncepcie kondenzátora	47
8.1	Návrh zväzku rúr	47
8.2	Rozdelenie teplosmennej plochy na jednotlivé úseky pozdĺž kondenzátora	49
8.3	Stanovenie množstva pary skondenzovanej na jednotlivých myšlených úsekoch pozdĺž kondenzátora	52
8.4	Vyčíslenie množstva skondenzovanej pary na jednotlivých úsekoch pozdĺž kondenzátora	54
9.	Stanovenie rýchlostí prúdenia pary v kondenzátore	55
9.1	Výpočet rýchlosti prúdenia pary skr prietochné kanály medzi jednotlivými rastrami	55
9.2	Výpočet skutočných rýchlostí prúdenia pary skr medzery medzi teplosmennými rúrami	59
10.	Kontrola zväzkov rúr na kmitanie	61
10.1	Základné predpoklady kontroly	61
10.2	Určenie kritickej rýchlosti pre rúry na jednom konci votknutých a na druhom konci podopretých	62
10.3	Určenie kritickej rýchlosti pre rúry na oboch koncoch podopretých	67
11.	Zberač kondenzátu	69
11.1	Návrh regulačného rozsahu	69
11.2	Voľba regulačného stavoznaku	73
12.	Návrh systému odvodu vzduchu z kondenzátora	74
12.1	Stanovenie množstva prisávaného vzduchu	74
12.2	Voľba zberného potrubia	77
12.3	Voľba odsávacieho potrubia	78

12.4	Stanovenie závislosti hmotnostného pomeru pary ku vzduchu v závislosti na podchladiení zmesi	79
12.5	Určenie množstva odsávaného vzduchu z jednotlivých úsekov 1. a 2. ťahu jedného modulu kondenzátora	81
12.6	Výpočet rýchlosti parovzdušnej zmesi odsávacích otvoroch.....	84
12.7	Určenie počtu odsávacích otvorov	84
13.	Výpočet úbytku vákua	86
14.	Záver	88
15.	Zoznamy	89
15.1	Zoznam použitých zdrojov a literatúry	89
15.2	Zoznam použitých symbolov	90
15.3	Zoznam obrázkov	92
15.4	Zoznam tabuliek	93
15.5	Zoznam príloh	93

1. Úvod

Hlavná úloha kondenzátora v tepelnej elektrárni je z kondenzovanie pary prúdiacej z turbíny na kondenzát. Deje sa to za účelom dosiahnutia maximálnej účinnosti a z dôvodu navrátenia pracovného média do parogenerátora alebo kotla.

Tlak v kondenzátore sa pohybuje pod úrovňou atmosferického tlaku. Je to preto, aby sa vytvoril čím vyšší entalpický spád pre turbínu a tým pádom vykonal prúd pary vyššiu mernú prácu.

Z konštrukčného hľadiska je kondenzátor výmenník tepla, v ktorom chladiaca voda pretekajúca cez teplovýmenné rúry odoberá kondenzačné teplo pare, ktorá sa potom zbiera na dne kondenzátora v zberači kondenzátu. Teplovýmenné rúry sú v kondenzátore zoskupené do zväzkov takým spôsobom, aby sa para prúdiac z turbíny dostala ku každej rúre. Ďalšia nutná podmienka efektívnej prevádzky zariadenia je, aby sa nevytvárali v zariadení tzv. mŕtve miesta, kde dochádza k akumulácii nekondenzujúcich plynov.

V tejto práci je uvedený termodynamický výpočet zvoleného variantu vyhotovenia kondenzátora. Pri voľbe výsledného variantu vyhotovenia je potrebné brať do úvahy množstvo faktorov technicko-ekonomického zázemia.

Jadro práce pozostáva taktiež z kontroly zariadenia z hľadiska kmitania a výpočtu rýchlostného poľa medzi zväzkami rúr a pomedzi samotné teplovýmenné rúry.

V práci je uvedený aj výpočet tlakových strát na strane chladiacej vody, ktorý je dôležitý na stanovenie potrebného príkonu čerpadiel chladiacej vody.

Práca obsahuje aj výpočet potrubia na odsávanie nekondenzujúcich plynov a stanovenie počtu odsávacích otvorov potrubia.

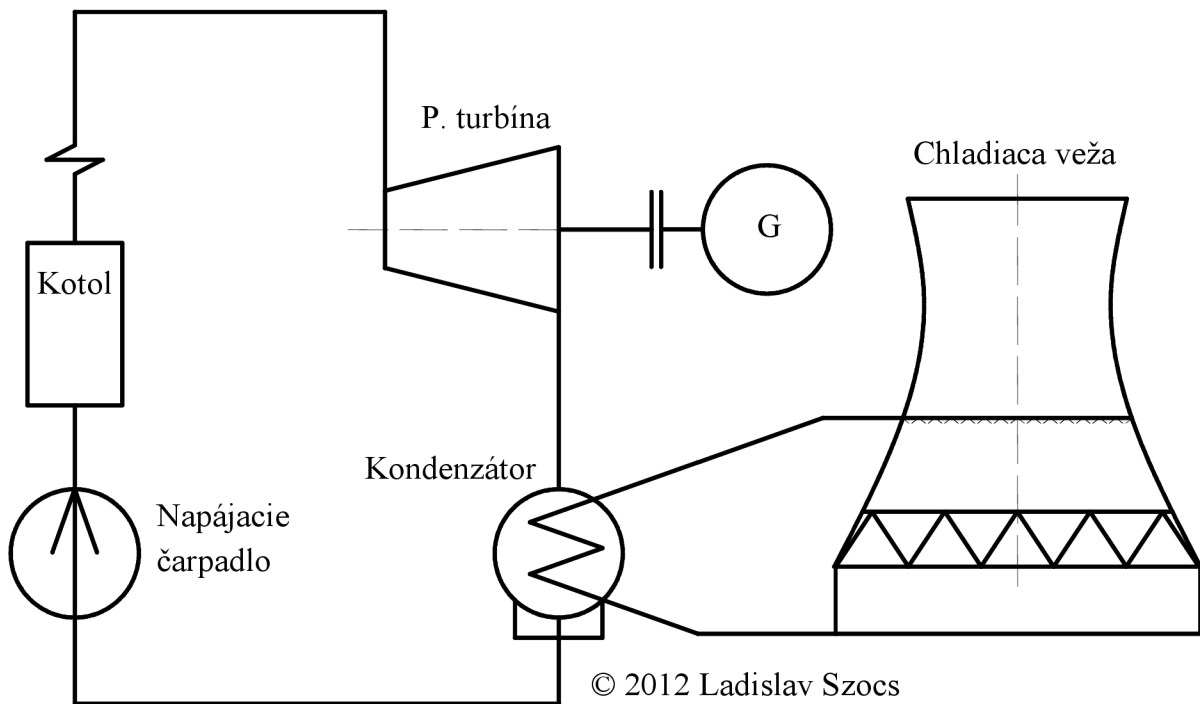
V závere práce je uvedený aj výpočet úbytku vákua.

Ako príloha k diplomovej práci je priložený zostavný výkres, na ktorom je schematicky načrtnutá koncepcia vyhotovenia kondenzátora s bokovým výstupom a uloženie kondenzátora.

2. Rešerš

2.1 Význam kondenzátora v Rankin-Clausiusovom cykle

Rankin-Clausiusov cyklus je používaný štandardne v tepelných elektrárnach na celom svete. Proces premeny energií prebieha v 4 základných komponentoch: parná turbína, parogenerátor alebo kotol, kondenzátor, napájacie čerpadlo.



Obr. 1 Rankin-Clausiusov obch

Keďže R-C obch je uzavretý, paru ktorá vykonala prácu v kondenzačnej parnej turbíne je potrebné z kondenzovať a navrátiť späť do kotla alebo parogenerátora. Kondenzátor je zariadenie hermeticky uzavreté s prívodom pary a odvodom kondenzátu a zmesi nekondenzujúcich plynov. Úlohou kondenzátora je previesť paru späť na kvapalinu a taktiež udržiavať čím väčší entalpický spád pre turbínu. Táto podmienka je zabezpečovaná udržiavaním vákuu v parnej časti kondenzátora. [5] Absolútny tlak v kondenzátore je súčtom parciálneho tlaku pary p_p a tlaku vzduchu p_{vz} . Podľa Daltonovho zákona je celkový tlak potom:

$$p_c = p_p + p_{vz}$$

Nežiaduci vzduch je prisávaný do pracovného média cez netesnosti potrubných ciest.

Na procese kondenzácie sa spoluzúčastňujú zariadenia: [5]

- kondenzátor
- čerpadlo na chladiacu vodu
- čerpadlo na kondenzát
- výveva (paroprúdová, vodoprúdová alebo rotačná)
- čerpadlo na prevádzkovú vodu vodoprúdovej vývevy
- chladiaca veža pri cirkulačnom chladení

Výkon kondenzátora vplyva na celkovú účinnosť tepelnej elektrárne. Znižovanie tlaku v kondenzátore má za následok:

- Zvýšenie užitočnej práce turbíny
- Zvýšenie termickej účinnosti obehu
- Zníženie spotreby pary pri konštantnom výkone turbíny

2.2 Druhy kondenzátorov

Podľa spôsobu kondenzácie rozdeľujeme kondenzátory na:

- **Zmiešavacie**, sú dva typy, barometrický a prúdový, ktoré priamo zmiešavajú paru z výstupu turbíny s chladiacou vodou. Daná metóda je nepoužiteľná pre mnohé použitia, keďže chladiaca voda býva značne znečistená, čo spôsobuje zanášanie teplosmenných plôch.
- **Povrchové** kondenzátory sú najčastejšie používané kondenzátory v moderných tepelných centrálnach. Ide o výmenníky tepla, v ktorých para kondenzuje na stenách rúr a kondenzát postupne steká na dno kondenzátora, odkiaľ je kontinuálne odvádzaný. Chladiaca voda prechádza vnútom rúr, ktoré sú uporiadané do zväzkov. Z dôvodu zanášania teplosmenných povrchov usadeninami a nečistotami musí chladiaca voda pretekať vnútom rúr, keďže ich čistenie je z vnútornej časti jednoduchšie. Zdroj chladiacej vody môže byť buď uzavretý okruh s chladiacimi vežami, alebo otvorený okruh, pri ktorom sa využíva morská voda alebo voda z jazier, riek a pod.

Podľa druhu chladiaceho média:

- **Morská voda**
- **Vežová**
- **Voda s nemrznúcimi prísadami**
- **Sladká voda** (z jazier, riek a pod.)

Podľa polohy zväzkov rúr kondenzátora:

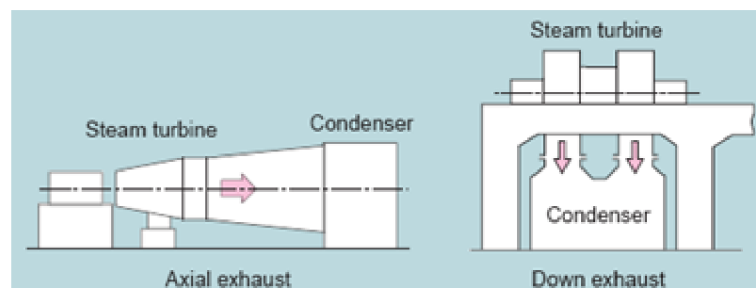
- **Horizontálny**
- **Vertikálny**

Podľa počtu ťahov:

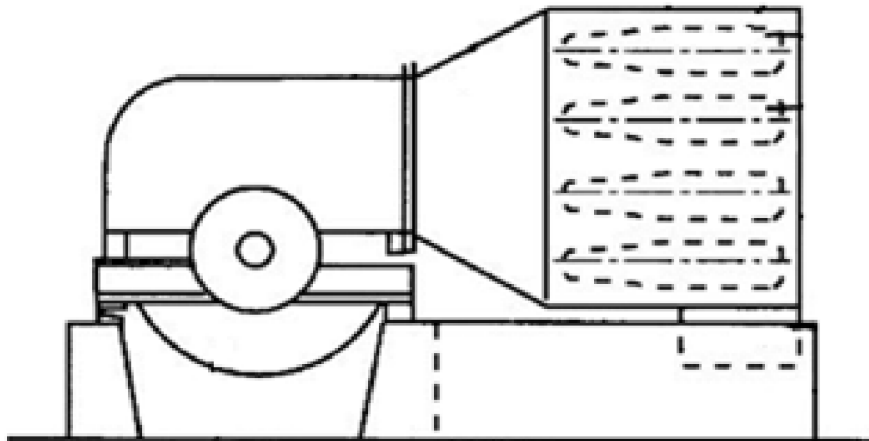
- **Jednotáhový**
- **Dvojtáhový**
- **Trojtáhový**
- **Viacťáhový**

Podľa vzájomného usporiadania turbíny a kondenzátora rozoznávame:

- **Pod turbínou**
- **Axialný**
- **Bokový (laterálny)**



Obr. 2 Vzájomné usporiadanie kondenzátora a turbíny: axiálne, pod turbínou [6]



Obr. 3 Vzájomné usporiadanie kondenzátora a turbíny: bokové usporiadanie [9]

2.3 Kondenzátor s bokovým vstupným hrdlom

Ide o koncepčné riešenie kondenzátora, ktorý sa nachádza v strojovni po boku turbíny a hlavný tok pary od turbíny je v horizontálnom smere.

Pre špecifické potreby, keď z dôvodu nedostatku miesta v strojovni je možné, alebo je prijateľnejšie pripojiť kondenzátor k turbíne z boku, je nutné použiť kondenzátor s bokovým vstupným hrdlom pary.

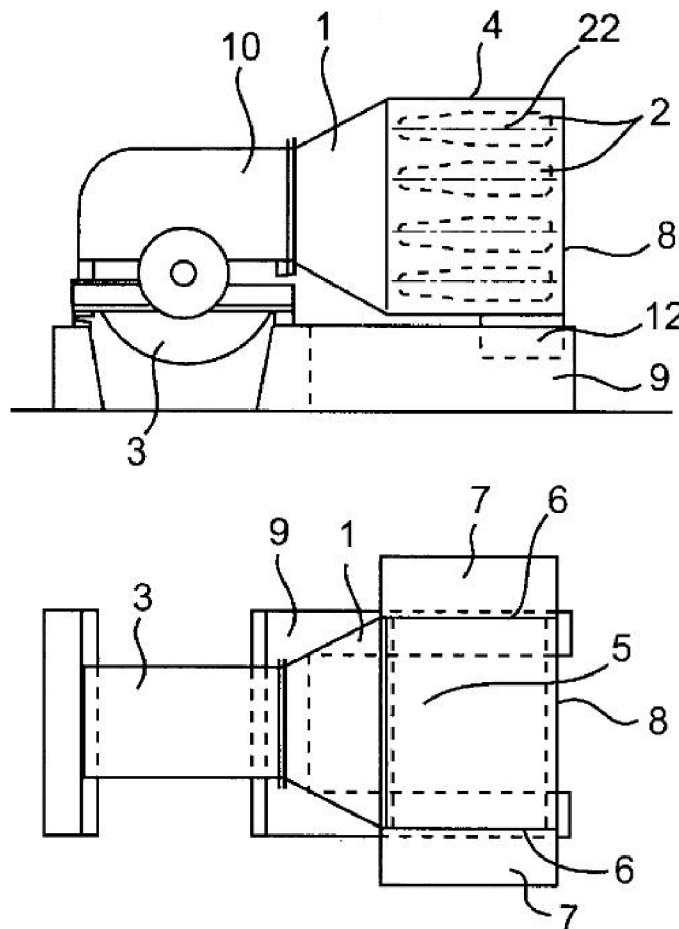
Ako možno vidieť na obr. 4, kondenzátor (7) je napojený na nízkotlaký diel kondenzačnej turbíny (10). Výstupné hrdlo (6) je napojené na výstupný otvor (5) nízkotlakého dielu. V tomto konkrétnom usporiadaní strojovne (3) je kondenzátor z priestorových dôvodov umiestnený v prístavbe (4). Stavebné rozmery prístavby umožňujú navrhnuť výstupné hrdlo (6) optimálnych rozmerov. Ide o dĺžku hrdla a uhol rozšírenia α , ktoré sú kľúčovými parametrami vplyvajúce na zníženie rýchlosti pary vstupujúcej do kondenzátora. Na obr. 5 je možné vidieť, že výstupné hrdlo klesá smerom od turbíny ku kondenzátoru. Čiže deliaca rovina turbíny (12) je položená vyššie ako stredová os kondenzátora (13). Pri tomto koncepčnom riešení hrozí pri poruche odvodu kondenzátu menšie riziko zaplavenia posledného stupňa turbíny vytvoreným kondenzátom.

Na obr. 4 a 5 možno vidieť vstupné a výstupné hrdlá chladiacej vody (8), (9). Ich konkrétne umiestnenie je rôzne pri každom realizovanom projekte kondenzátora.

Medzi úskalia takéhoto usporiadania patrí problematika tepelných rozťažností, ktoré vyúsťujú do otázky voľby pevného bodu turboústrojenstva a kondenzátora.

Ďalej treba poznamenať, že pri bokovom usporiadaní je potrebné venovať pozornosť systému odvodu kondenzátu zo zberača kondenzátu. Tento systém musí byť spoľahlivý, nakoľko výška hladiny kondenzátu pri bokovom usporiadaní je bližšie k poslednému stupňu turbíny, ako keby bol kondenzátor umiestnený pod turbínou.

2.4 Základy konštrukcie povrchového kondenzátora s bokovým vstupným hrdlom



Obr. 6 Pohľad na bokový kondenzátor [9]

1-výstupné hrdlo, 2-zväzky rúr, 3-turbína, 4- vonkajšie oplechovanie kondenzátora, 5- zväzky rúr, 6- rúrkovnica, 7- vodné komora, 8- bočné oplechovanie, 9- základ, 10- difúzor, 12- zberač kondenzátu

Fyzikálna podstata procesu kondenzácie pri tomto type kondenzátora je identická s procesom kondenzácie pri kondenzátore s vertikálnym vstupným hrdlom. Ale konštrukcia takéhoto typu kondenzátora sa odlišuje v určitých špecifikách od konvecionálneho typu kondenzátora. Odlišnosti vyplývajú zo smeru prívodu pary, odvodu kondenzátu a riešenia tepelných dilatácií.

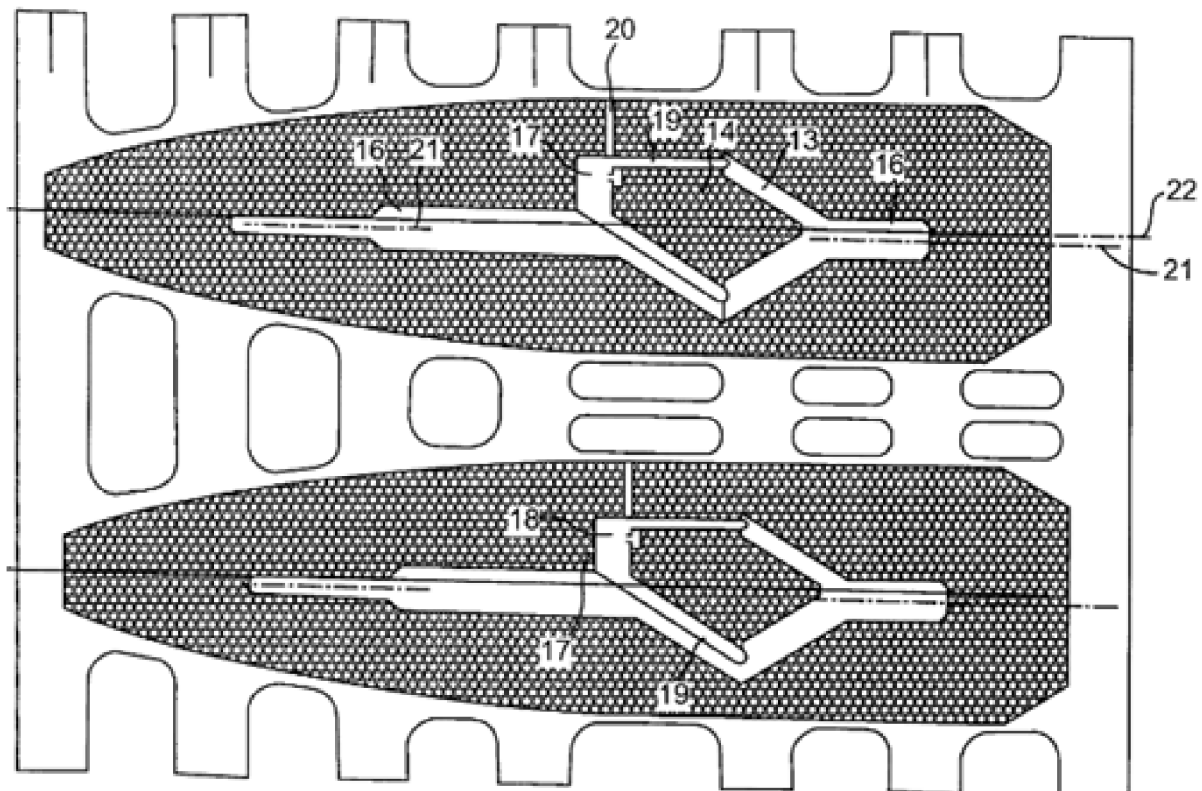
Jednotlivé teplovýmenné rúry sú usporiadané do zväzkov, ktoré sú usporiadané v horizontálnom smere. Para z posledného stupňa turbíny je privedená skrz výstupné hrdlo,

v ktorom dochádza k zníženiu rýchlosti pary a homogenizácii jej rýchlostného poľa. Relatívne priamy smer prúdenia bez zbytočných zlomov má pozitívny vplyv na prúdenie. Hlavný tok pary potom prúdi skrz medzery medzi jednotlivými zväzkami. Jednotlivé zväzky rúr môžu byť zoskupené do modulov, ktoré možno usporiadať jeden nad druhý. Usporiadanie do modulov sa volí z dôvodu transportu nadrozmerných častí kondenzátora.

Zväzky rúr sú tvorené z rúr upevnených na oboch koncoch hermeticky do rúrkovnic.

Vodné komory sú umiestnené oproti obom rúrkovniciam. Chladiaca voda vstupuje a vystupuje z teplosmenných rúr cez vodné komory.

Kondenzát stekajúci zo zväzkov rúr je zhromažďovaný na dne zariadenia v zberači kondenzátu. Odtiaľ je kontinuálne odčerpávaný. Zberač kondenzátu je súčasťou systému regulácie hladiny kondenzátu, ktorá udržiava zvolený regulačný rozsah hladiny kondenzátu.



Obr. 7 Rez zväzkami teplosmenných rúr a chladičov [9]

Ako je možné vidieť na obr.7, uprostred zväzku sa nachádza prázdne miesto (13). V tomto mieste dochádza ku kumulácii nekondenzujúcich plynov, tzv. inertných plynov. Uprostred tohto priestoru sa nachádza chladič (14). Chladič pozostáva z teplosmenných rúr, ktoré sú ohraničené ochrannými plechmi. Tieto plechy zamedzujú prístupu pary do chladiča. Z priestoru chladiča je potrebné kontinuálne odsávať zmes nekondenzujúcich plynov, ktoré by v opačnom prípade zvyšovali tlak v kondenzátore.

Samotný tvar, počet a veľkosť zväzkov teplosmenných rúr má kľúčovú rolu na výkon kondenzátora. Rozloženie a tvar jednotlivých zväzkov rúr sú podmienené týmito faktormi:

- nízká tlaková strata v priestore teplosmenných rúr napriek hustému vzájomnému usporiadaniu jednotlivých rúr
- nutnosťou odstránenia stagnujúcich mŕtvych miest s akumuláciou zmesi inertných plynov
- nemožnosť podchladenia kondenzátu
- dobré odplynenie kondenzátu

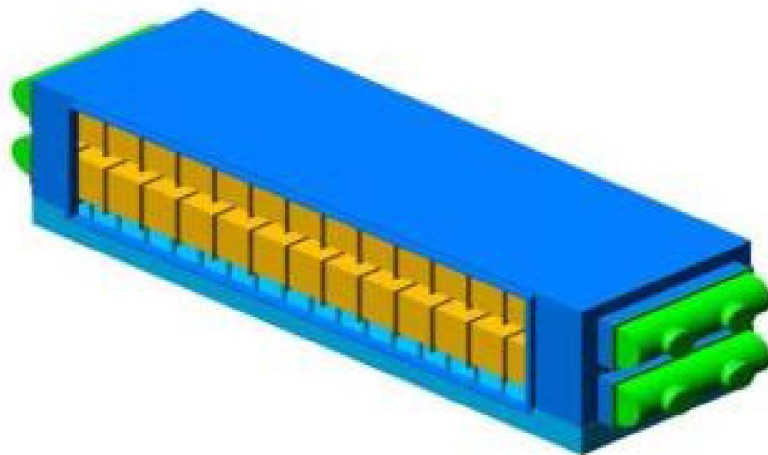
Rovnomerné prúdenie pary vychádzajúce z výstupného hrdla je nutnou podmienkou optimálneho parného zaťaženia vo všetkých častiach kondenzátora.

Zvláštny tvar chladičov uprostred zväzkov je podmienený silovým pôsobením tiažovej sily, ktorá je kolmá na vektor zotrvačnej sily prúdu pary. Tiažová sila je hnacia sila zrýchľujúca prúd kondenzátu smerom dole.

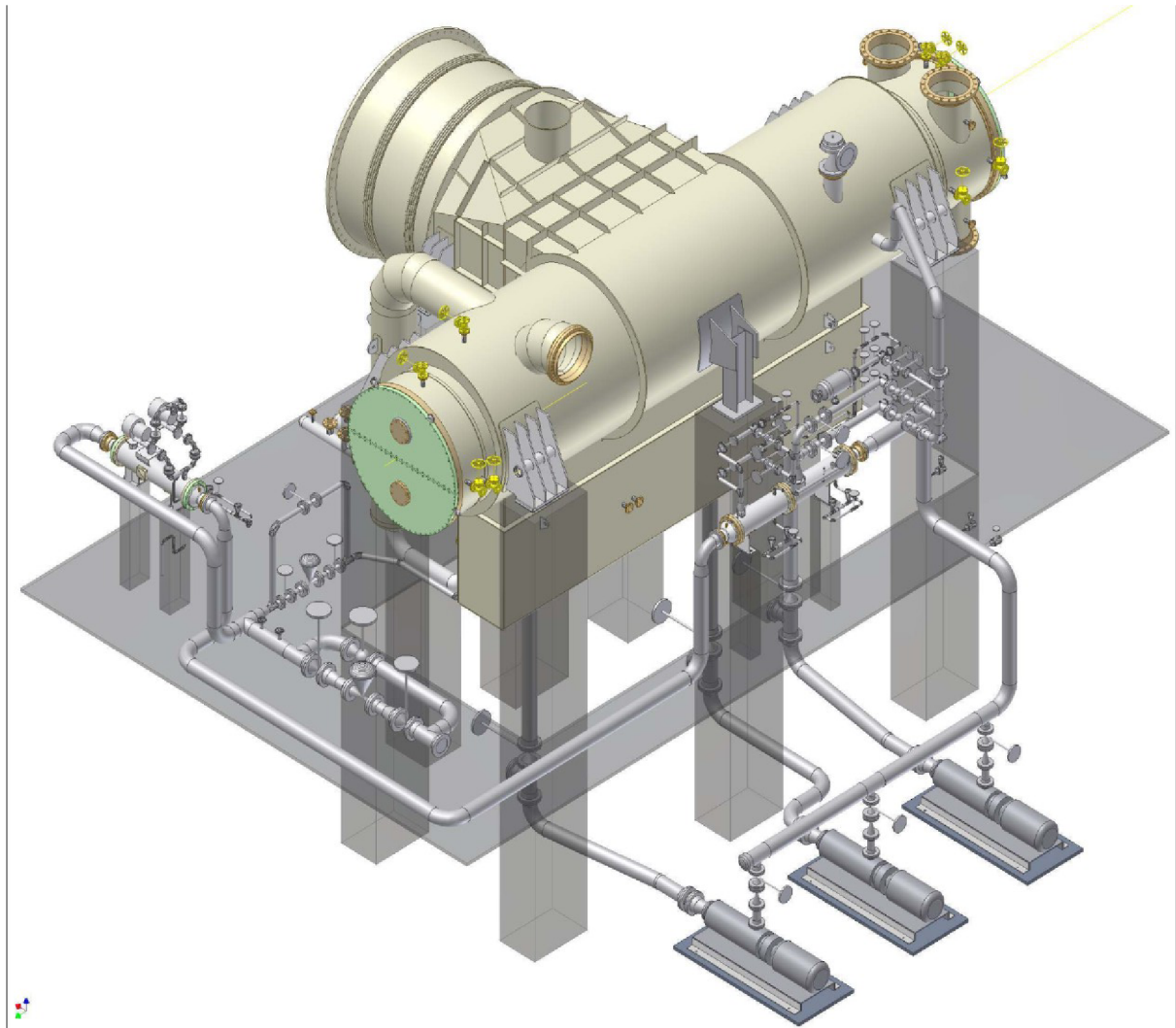
Presnú pozíciu chladiča nekondenzujúcich pár udáva umiestnenie minima tlaku, keďže je to miesto akumulácie inertných plynov. Úlohou chladiča je odvádzanie inertných plynov pri minimálnych stratách pary.

2.5 Príklady prevedenia kondenzátorov s bočným vstupným hrdlom

Na obr. 8 je možné vidieť vyhotovenie kondenzátora s bočným vstupným hrdlom, prevedenie od firmy GEA Heat Exchangers GEA Ibérica, S.A.



Obr. 8 Modul kondenzátora s bočným vstupným hrdlom, vyhotovenie firmou GEA Heat Exchangers Ibérica, S. A. [7]



Obr. 9 Povrchový kondenzátor oválného tvaru, vyhotovenie GEA Heat Exchangers Ibérica, S. A. [7]

Pri vyhotovení podľa obr. 9 ide o oválny tvar, ktorý je výhodný z pevnostného hľadiska, nakoľko na vonkajšie oplechovanie kondenzátora pôsobí silové pôsobenie vyvolané pretlakom. Daný pretlak je tlakový rozdiel medzi okolím (atmosférický tlak) a tlakom vo vnútri kondenzátora (rádovo kPa).

3. Výber optimálnej koncepcie kondenzátora

3.1 Diskusia k voľbe materiálu teplosmenných rúr

Voľba materiálu teplosmenných rúr je kľúčový bod v procese návrhu každého výmenníka tepla, tj. aj kondenzátora. Samotné rozhodnutie podlieha viacerým určujúcim faktorom. Chemické zloženia a pH chladiaceho média predstavuje hlavné hľadisko pre voľbu materiálu teplosmenných rúr. Steny rúr podliehajú počas svojej životnosti viacerým nepriaznivým

procesom, ktorých intezitu je možné znížiť na prijateľnú mieru vďaka použitiu dostatočne odolného materiálu. Intenzita korózie častí kondenzátora je podmienená hlavne chemickým zložením a pH chladiacej vody.

Preto je dôležité vychádzať z chemického rozboru chladiacej vody, ktorý je pre dané zadanie uvádzaný v tab. 1

ukazovateľ	hodnota	jednotka
pH	7,72	[-]
elektrická vodivosť	170,55	[μ S/cm]
kalnosť	0,26	[NTU]
koncentrácia Fe	0,01	[mg/l]
koncentrácia Cl	24,2	[mg/l]
koncentrácia KMnO ₄	2,05	[mg/l]
koncentrácia pevných častíc	0,10	[mg/l]
celková tvrdosť	0,88	[°dH]
koncentrácia Mn	0,01	[mg/l]

Tab. 1 Chemický rozbor chladiacej vody

Ide o chladiaci okruh uzavretý s chladiacimi vežami, pri ktorom sa uvažuje 4-násobné zahustenie chladiacej vody. To znamená, že koncentrácia minerálov rozpustených vo vode sa zvýši na štvornásobnú mieru.

Ako materiál teplosmenných rúr sa použije nerezová oceľ typu **1.4571+AT**. Danú oceľ možno nájsť aj pod názvom **STN 17 348, W Nr. 1.4571, AISI 316Ti**

STN	W.Nr.	AISI	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	V	Ti
			[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]	[%]
17348	1,4571	316 Ti	0,1	1	2	0,045	0,03	16,5-18,5	2,00-2,50	11,0-14,0	-	5xC

Tab. 2 Chemické zloženie ocele 1.4571 [1]

STN	W Nr.	AISI	Pevnosť v ťahu	Medza klzu	Ťažnosť min. %	Tvrdosť	Štruktúra
			Rm [N/mm ²]	Rp 0,2% [N/mm ²]		max. HRB	
17 348	I.71	316Ti	540/680	215	40	95	Austentická

Tab. 3 Mechanické vlastnosti ocele 1.4571 [1]

Hustota	Teplota tavenia	Teplotná rozťažnosť	Tepelná vodivosť	Merný elektrický odpor
ρ	t_t	α_t	λ	ρ
[kg/m ³]	[°C]	[K ⁻¹]	[W/m.K]	[Ω .m]
8000	1400	$15,9 \times 10^{-6}$	16,3	$0,074 \times 10^{-6}$

Tab. 4 Fyzikálne vlastnosti ocele 1.4571 [3]

[1] Ide o austenitickú kyselinovzdornú chróm-nikel-molybdénová oceľ, stabilizovanú prísadou titánu. Vykazuje vyššiu odolnosť voči kyselinám, má vyššiu medzu klzu a pevnosti a riziko hlbokoj miestnej korózie je zamedzené prísadou molybdénu. Po zváraní hrubších rozmerov nie je potrebná žiadna tepelná úprava (stabilizácia titánom). Nie je možné dosiahnuť vysoký lesk (prísada titánu).

[1] Tvárnosť hlbokým ťahaním, ohraňovaním a zakružovaním je dobrá. Zvárateľnosť elektrickým oblúkom pri použití všetkých metód zvárania je dobrá. Oceľ nie je možné zvätať plameňom.

[1] Použitie: Konštrukčné diely, prístroje a aparáty chemického priemyslu s požadovanou odolnosťou voči halogénom a neoxidujúcim kyselinám. Vyššia medza klzu v ťahu prináša výhody pri mechanicky viac namáhaných konštrukciách.

3.2 Diskusia k jednotlivým variantom priemeru a hrúbky stien rúr

Keďže cieľom tejto práce je návrh kondenzátora s optimálnymi vlastnosťami, je potrebné pri prvotnom priblížení problému počítať s variantami rôznych priemerov a hrúbok stien teplosmenných rúr.

Pri jednotlivých variantoch výpočtu sa uvažuje preto s nasledujúcimi priermi a hrúbkami rúr:

$\varnothing 23 \times 0,7 \text{ mm}$	$\varnothing 23 \times 1 \text{ mm}$
$\varnothing 24 \times 0,7 \text{ mm}$	$\varnothing 24 \times 1 \text{ mm}$
$\varnothing 25 \times 0,7 \text{ mm}$	$\varnothing 25 \times 1 \text{ mm}$

Tab. 5 Prehľad jednotlivých rúr

Keďže rúrky zväzkov kondenzátora sú vystavené abrazívnemu opotrebeniu vyvolaného prúdom pary (zvlášť v by-passovej prevádzke), je potrebné pred dané zväzky umiestniť náporové tyče za účelom ochrany pred pôsobením prúdu pary.

3.3 Diskusia k problematike strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody v rúrach

Rýchlosť prúdenia chladiacej vody v rúrach w_s je kľúčový parameter pri návrhu kondenzátora. Pri optimalizácii zariadenia treba brať do úvahy vplyvy:

- so zvyšujúcou sa rýchlosťou rastie tlaková strata na strane chladiacej vody, čo má za následok zvýšenie mernej práce čerpadiel chladiacej vody
- naproti tomu však pri zvýšení strednej rýchlosti sa zlepšuje súčiniteľ prestupu tepla, keďže so zvyšujúcim sa Reynoldsovým číslom Re prechádza charakter prúdenia od laminárneho k turbulentnému. Zvyšujúci sa súčiniteľ prestupu tepla vedie k zníženiu veľkosti teplosmennej plochy, tj. možno znížiť účinnú dĺžku teplosmenných rúr. Vplyvom zníženia účinnej dĺžky teplosmenných rúr kondenzátora sa ale znižuje hodnota tlakovej straty na strane chladiacej vody. Preto výsledný vplyv strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody je rozoberaný v kapitolách č. 4.9 a 5.5.

Pri výbere výslednej koncepcie kondenzátora sa bude prihliadať aj na zreteľ rôznej strednej rýchlosti w_s , aby samotný návrh počítal so všetkými možnými variantami riešenia.

w_s [m/s]				
1,8	1,9	2,0	2,1	2,2

Tab. 6 Prehľad uvažovaných stredných rýchlostí chladiacej vody

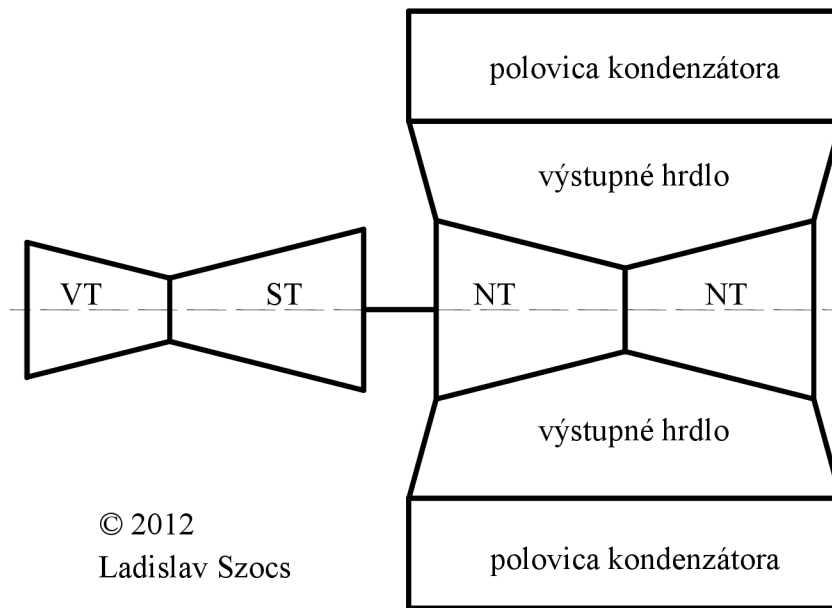
3.4 Výber optimálnej koncepcie kondenzátora

Voľba výsledného variantu zohľadňuje nasledovné body:

- rozmery zariadenia z hľadiska transportovateľnosti
- rozmery zariadenia z hľadiska uloženia v strojovni
- počet ťahov
- počet modulov
- stredná rýchlosť prúdenia chladiaceho média w_s [m/s]
- vonkajší priemer teplosmenných rúr \varnothing_2
- hrúbka steny teplosmenných rúr
- tlaková strata na strane chladiacej vody
- množstvo použitého materiálu

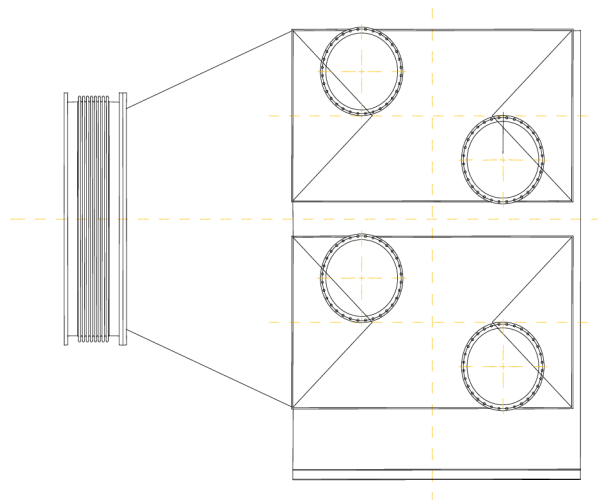
S rastúcou hrúbkou steny teplosmennej rúry klesá súčiniteľ prestupu tepla, zvyšuje sa potrebný počet teplosmenných rúr, keďže aj klesá prietokový prierez pre chladiacu vodu, zvyšuje sa tuhosť teplosmenných rúr a ich hmotnosť na jeden meter dĺžky, čo má vplyv na charakteristiku kmitania teplosmenných rúr.

Zo zadania diplomovej práce plynie podmienka že kondenzátor má byť koncipovaný s výstupom do oboch bokov. To znamená že ľavá a pravá polovica kondenzátora sa bude nachádzať po oboch bokoch pozdĺž NT dielu turbíny.



Obr. 10 Schematické rozloženie turbóstrojenstva a kondenzátora

Obe polovice sa skladajú zo 4 horizontálnych zväzkov teplosmenných rúr. Z dôvodu transportovateľnosti, je potrebné dva a dva zväzky rozdeliť do modulov. To znamená, že jedna polovica kondenzátora sa skladá z dvoch modulov umiestnených nad sebou. Každý modul je koncipovaný ako dvojťahový. Čiže chladiaca voda vchádza do rúr 1. ťahu cez vstupnú vodnú komoru, na druhom konci kondenzátora sa otáča vo vratnej komore a následne prúdi cez rúry druhého ťahu. Na ich konci vystupuje z kondenzátora skrz výstupnú vodnú komoru.



Obr. 11 Pohľad z boku

Na moduly delený kondenzátor umožňuje mať privarené vodné komory pred prepravou.

V prílohe č. 1. sa nachádza zosumarizovaný výpočet rôznych variantov kondenzátora.

Z výsledkov výpočtov vyplýva, že pre prenos daného množstva tepla je potrebné veľké množstvo teplosmenných rúr, ktorých účinná dĺžka pri jednoťahovej konštrukcii kondenzátora dosahuje hodnoty až 20 m, čo je značne nevýhodné z hľadiska priestorového rozloženia v strojnici a rozdielných tepelných dilatácií medzi teplosmennými rúrami a plášťom kondenzátora. Preto padá výber na variant s 2 ťahmi chladiaceho média.

Keďže pri výbere optimálneho variantu treba uvažovať aj o ekonomických aspektoch projektu, hľadisko prevádzkových nákladov na chod zariadenia je dôležitý ukazovateľ technicko-ekonomického zhodnotenia projektu. Príkonom cirkulačných čerpadiel chladiacej vody čini určitú časť vlastnej spotreby elektrárenského bloku, čo sa premietne do prevádzkových nákladov elektrárenského bloku. Preto sa aj výber výsledného variantu riadi týmto aspektom. Variant č. 36 vykazuje najnižšiu potrebnú prácu cirkulačných čerpadiel pre 2 ťahové usporiadanie kondenzátora.

Pre prehľadný výber z hľadiska tlakových strát na strane vody je porovnávacím kritériom ekvivalentná výška vodného stĺpca.

Z hľadiska vstupných nákladov na prevádzku kondenzátora je hmotnosť materiálu teplosmenných rúr dôležité hľadisko. Variant č. 36 vyhovuje aj z tohto hľadiska, keďže s hmotnosťou rúr 119,7 t patrí medzi koncepcie s nižšou spotrebou materiálu.

4. Termodynamický výpočet optimálního variantu kondenzátora

4.1 Stanovenie parametrov pary a chladiacej vody

Ako prvý krok je potrebné odčítať hodnoty z termodynamických tabuliek pre zadané parametre mokrej pary:

- $p_k = 7,02 \text{ kPa}$
- $i_{p1} = 2426,4 \text{ kJ/kg}$

Odčítané parametre pre kondenzát na medzi sýtosti:

$$i_k = 163,59 \text{ kJ/kg}$$

$$t_k = 39,05 \text{ }^\circ\text{C}$$

Pre parametre chladiacej vody v chladiacom okruhu:

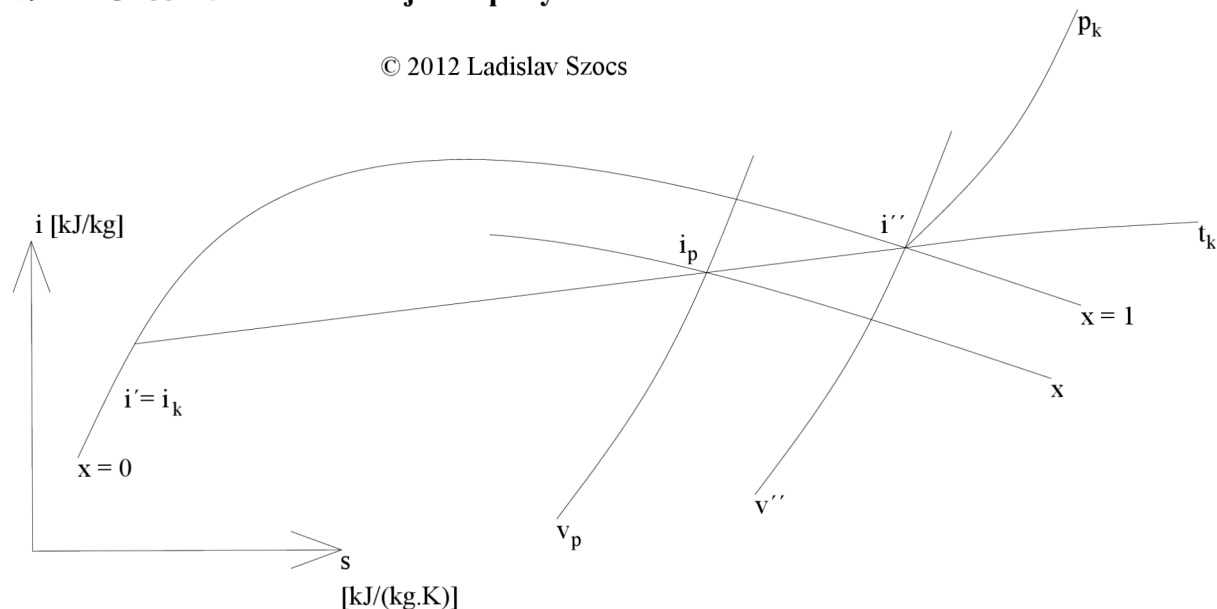
- $t_v = 30 \text{ }^\circ\text{C}$
- $p = 3 \text{ bar}$

Odčítané parametre:

$$c_{pv} = 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}$$

$$\rho = 995,38 \text{ kg/m}^3$$

4.2 Určenie merného objemu pary



Obr. 12 i - s diagram vodnej pary

Pri konaní práce v parnej turbíne para expanduje do oblasti mokrej pary, čiže pomerná suchosť pary x po expanzii sa pohybuje v oblasti pod hodnotou $x = 1$. Mokrá para na vstupe do kondenzátora obsahuje určité množstvo vlhkosti a špecifický objem mokrej pary sa odlišuje od špecifického objemu sýtej pary. Táto skutočnosť zohráva rolu pri určovaní objemového toku pary a rýchlosti pary, ktoré majú vplyv na kinetiku a dynamiku prúdenia mokrej pary pomedzi zväzky rúr pri jej kondenzácii v kondenzátore.

Ako prvý krok je potrebné odčítať hodnoty z termodynamických tabuliek pre zadané parametre mokrej pary:

- $p_k = 7,02 \text{ kPa}$
- $i_p = 2426,4 \text{ kJ/kg}$

Entalpia kondenzátu $i' = i_k = 163,59 \text{ kJ/kg}$

Entalpia sýtej pary $i'' = 2571,85 \text{ kJ/kg}$

Teplota sýtosti $t_k = 39,05 \text{ °C}$

Špecifický objem kondenzátu (sýtej kapaliny) $v' = 0,001007515 \text{ m}^3/\text{kg}$

Špecifický objem sýtej pary $v'' = 20,470829 \text{ m}^3/\text{kg}$

Suchosť pary $x [-]$

$$x = \frac{i_p - i'}{i'' - i'} \quad (4.1.)$$

$$x = \frac{2426,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 163,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}{2571,85 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 163,59 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$x = 0,9396$$

$$x = 93,96 \%$$

$$v_p = x \cdot (v'' - v') + v' \quad (4.2.)$$

$$v_p = 0,9396 \cdot \left(20,470829 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} - 0,001007515 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}} \right) + 0,001007515 \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

$$v_p = 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Špecifický objem mokrej pary je: $19,23 \text{ m}^3/\text{kg}$

4.3 Rovnice tepelnej rovnováhy

Vychádza sa zo zákona zachovania energie.

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) \quad (4.3.)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (4.4.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \theta \quad (4.5.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (4.6.)$$

4.4 Tepelný výkon

Na určenie tepelného výkonu sa použije rovnica č.4.3. Tepelný výkon kondenzátora sa rovná súčinu hmotnostného toku pary a príslušného rozdielu entalpií. Para je na vstupe do kondenzátora daná entalpiou i_p , pričom po kondenzácii je charakterizovaná entalpiou i_k .

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k)$$

$$\dot{Q} = 189,31 \text{ kg/s} \cdot (2426,4 - 163,59) \text{ kJ/kg}$$

$$\dot{Q} = 428\,372,56 \text{ kW}$$

4.5 Pomerný prietok chladiacej vody

Vyjadruje pomer medzi hmotnostnými tokmi chladiacej vody a pary. Na jeho výpočet slúži rovnica č. 4.7

$$\bar{m} = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_p} \quad (4.7.)$$

$$\bar{m} = \frac{10500 \text{ kg/s}}{189,31 \text{ kg/s}}$$

$$\bar{m} = 55,465$$

4.6 Ohriatie chladiacej vody

Ohriatie chladiacej vody možno stanoviť na základe zákona zachovania energie. Teplo uvoľnené pri kondenzácii pary sa prejaví na zvýšení teploty chladiacej vody z teploty t_{v1} na výstupnú teplotu chladiacej vody t_{v2} . K vyčísleniu hodnoty ohriatia chladiacej vody reprezentovanej rovnicou č. 4.8 sa dospeje porovnaním rovníc č. 4.3 a č. 4.4 a to nasledovne:

$$\dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1})$$

$$\Delta t_v = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_p - i_k)}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} \quad (4.8.)$$

$$\Delta t_v = \frac{189,31 \frac{\text{kg}}{\text{s}} (2426,4 - 163,59) \text{ kJ/kg}}{10500 \frac{\text{kg}}{\text{s}} 4,180024 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}}$$

$$\Delta t_v = 9,76 \text{ }^\circ\text{C}$$

Výstupná teplota chladickej vody je daná rovnicou č. 4.9

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v \quad (4.9.)$$

$$t_{v2} = 26,3 \text{ }^\circ\text{C} + 9,76 \text{ }^\circ\text{C}$$

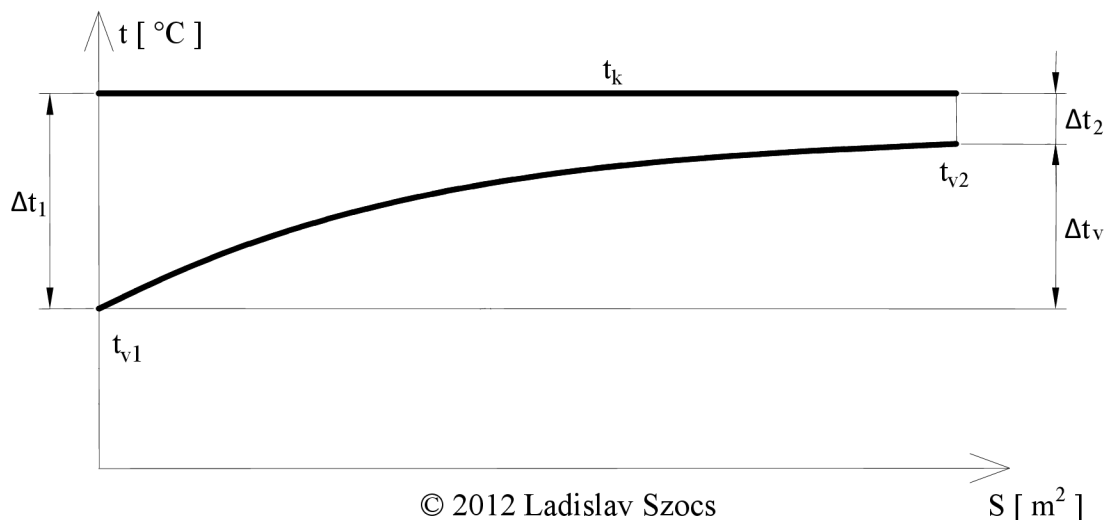
$$t_{v2} = 36,06 \text{ }^\circ\text{C}$$

Chladiaca voda sa v kondenzátore ohreje o $\Delta t_v = 9,76 \text{ }^\circ\text{C}$ na výstupnú teplotu $t_{v2} = 36,06 \text{ }^\circ\text{C}$

4.7 Stredný logaritmický teplotný rozdiel

Je daný rovnicou č. 4.10:

$$\theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (4.10.)$$



Obr. 13 Stredný logaritmický teplotný rozdiel

Pre jeho stanovenie je potrebné vyčíslit' jednotlivé členy rovnice č. 4.10.

$$\Delta t_1 = t_k - t_{v1} \quad (4.11.)$$

$$\Delta t_1 = 39,05 \text{ }^\circ\text{C} - 26,3 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_1 = 12,75 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2} \quad (4.12.)$$

$$\Delta t_2 = 39,05 \text{ } ^\circ\text{C} - 36,06 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_2 = 2,99 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Následne možno stanoviť stredný logaritmický teplotný rozdiel:

$$\theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\theta = \frac{12,75 \text{ } ^\circ\text{C} - 2,99 \text{ } ^\circ\text{C}}{\ln \frac{12,75 \text{ } ^\circ\text{C}}{2,99 \text{ } ^\circ\text{C}}}$$

$$\theta = 6,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

4.8 Výpočet součinitele přestupu tepla k [4]

Stanovení součinitele přestupu tepla k $\left[\frac{kW}{m^2K}\right]$ je klíčový bod při návrhu každého výměníka tepla. Na jeho číselné hodnotě závisí velikost teplosměnné plochy, na které bude probíhat kondenzace páry. Nakoľko v kondenzátore prebieha prenos tepla spojený s fázovou premenou média, je stanovenie súčiniteľa prenosu tepla k o to náročnejší problém. Pri jeho výpočte sa preto uprednostňuje postup podľa [4] (HEI – Standards for Steam Surface Condensers 10th Edition 2006). Ide o postup výpočtu na základe vzorcov, ktoré sú získané a overené na existujúcich pracujúcich kondenzátoroch.

Podľa [4] je součinitel přestupu tepla k funkcíou:

- vonkajšieho priemeru teplosmenných rúr d_2
- hrúbky stien teplosmenných rúr s
- materiálu teplosmenných rúr c_m
- teploty chladiacej vody t_v
- čistoty teplosmenných rúr c_c
- strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody v rúrach w_s

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot d_2) \cdot c_m \cdot c_t \cdot c_c \cdot \sqrt{w_s} \quad \left[\frac{kW}{m^2K}\right] \quad (4.13.)$$

Materiál	Hrúbka steny s [mm]			
	0,5	0,7	1	1,5
Admiraltná mosadz	-	-	1,01	0,97
Hliníková mosadz	-	-	0,99	0,95
CuNi10	-	-	0,93	0,87
CuNi30	-	-	0,85	0,78
Nerezová ocel [?] TP306	0,93	0,88	0,81	0,69
Titan	0,95	0,92	0,88	0,77

Tab. 7 Korekcia na materiál a hrúbku stien kondenzátora c_m

c_t [-] korekcia na teplotu chladiacej vody t_v

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{v1} - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - t_{v1}|)^{1,39} + 0,7765 \quad (4.14.)$$

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot 26,3 - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - 26,3|)^{1,39} + 0,7765$$

$$c_t = 1,0396$$

c_c [-] súčiniteľ čistoty rúr (angl. cleanliness factor), pre rúry kontinuálne čistené predstavuje hodnotu $c_c = 0,9$

Možno vyčísliť vzorec č. 4.13:

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot 0,025 \text{ m}) \cdot 0,88 \cdot 1,0396 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{1,8 \text{ m/s}}$$

$$k = 2,96905 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}}$$

4.9 Závislost' součinitele přestupu tepla k od střední rychlosti průdenia v rúrach kondenzátora

Součinitel' přestupu tepla k $\left[\frac{kW}{m^2K}\right]$ je funkciou viacerých premenných, pričom jedna z nich je aj stredná rýchlosť prúdenia chladiacej vody v rúrach w_s . Proces prenos tepla z pary do chladiacej vody sa skladá z troch elementárnych procesov tj.:

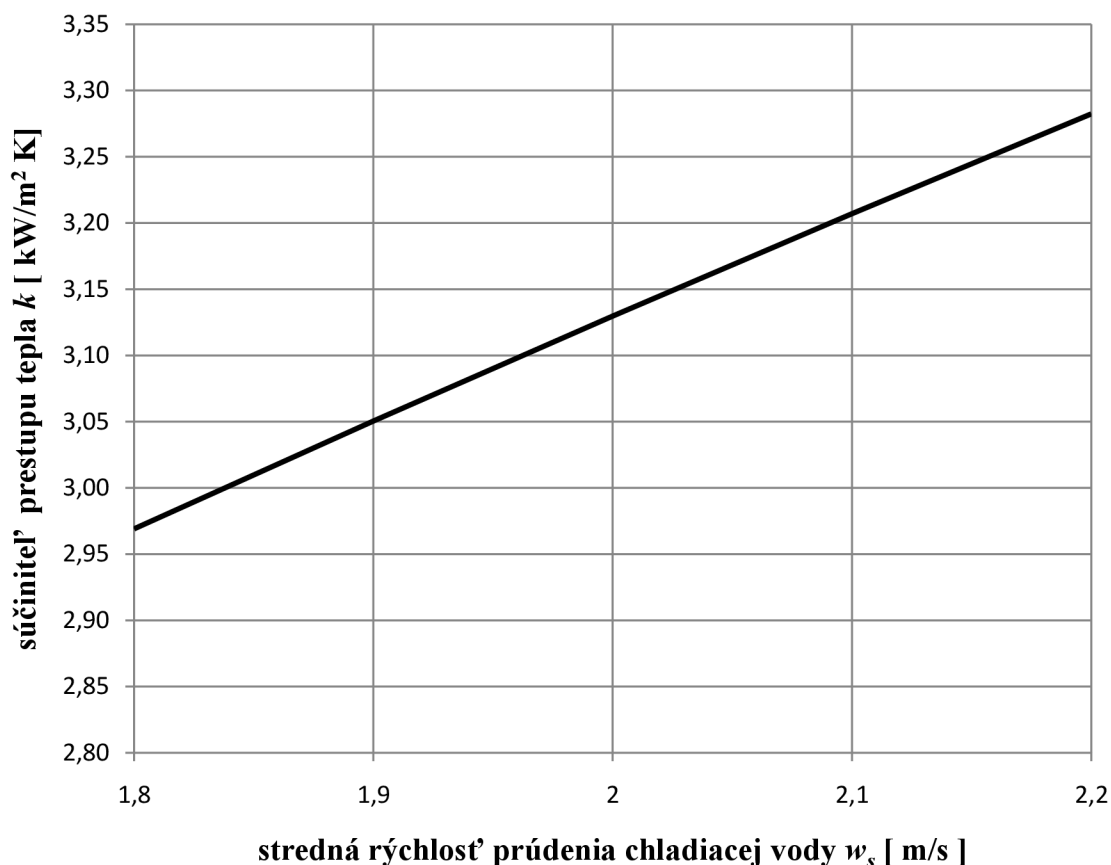
- prenos tepla pri kondenzácii pary
- vedenie tepla – kondukcia skrz steny teplosmenných rúr
- nútená konvekcia tepla z povrchu stien rúr do chladiacej vody

Prenos tepla pri kondenzácii pary patrí medzi formy prenosu tepla spojené s fázovou premenou látky. Tento proces je charakteristický veľmi intenzívnym prenosom tepla. Keďže konkrétne v kondenzátore sú rúry koncipované vo vodorovnom smere, kondenzát utvorený na vonkajších stenách rúr ihneď odkvapkáva z povrchu rúr a nesteká po stenách rúr po ich celej dĺžke, ako v prípade, keby bol teplosmenný povrch postavený v smere vertikálnom. Vplyvom gravitácie je utvorený kondenzát urýchľovaný smerom dole. Zväzky rúr umiestnené smerom dole je potrebné chrániť pred stekajúcim kondenzátom utvoreným na zväzkoch rúr umiestnených hore. Na tento účel slúžia odvádzacie plechy kondenzátu.

Vedenie tepla skrz steny teplosmenných rúr je funkciou součinitele vedenia tepla λ $[W/(m.K)]$, pričom vo výpočtovom vzťahu podľa metódy HEI je součinitel' přestupu tepla k korigovaný tabulárnymi hodnotami korekcie na materiál a hrúbku stien kondenzátora c_m , vid' Tab.7.

Nútená konvekcia tepla z vnútorných stien rúr do chladiacej vody je intenzifikovaná turbulentným premiešavaním vody. Čím viac dochádza k premiestneniu ohriatej vody od steny rúr smerom k osi prúdu, tým je prenos tepla intenzívnejší a součinitel' k vyšší. Podľa štandardov HEI nie je daná závislosť lineárna, ale je funkciou druhej odmocniny w_s . Na obr. č. 14 je vynesená závislosť součinitele přestupu tepla k od strednej rýchlosti prúdenia chladiacej vody w_s . Aby bolo možné vyvodit' nejaké smerodajné súvislosti, je závislosť počítaná pre konštantné parametre kondenzátora:

- $\varnothing d_2 = 25$ mm
- $\varnothing d_1 = 23,6$ mm
- $c_m = 0,88$ (pre materiál S-Steel Type 306 a hrúbka steny 0,7 mm)
- $c_t = 1,0396$
- $c_c = 0,9$



Obr. 14 Súvislosť súčiniteľa prestupu tepla k od strednej rýchlosti chladiacej vody w_s

Výsledný graf má charakter druhej odmocniny napriek tomu, že sa len mierne odlišuje od priamkovej závislosti. Daná podobnosť je spôsobená malým rozsahom nezávisle premennej w_s , ktorá sa pohybuje v rozsahu od 1,8 m/s po 2,2 m/s. Graf je vykreslený pre hodnoty w_s reálne používané v praxi. Získaná závislosť potvrdzuje zvyšujúcu sa hodnotu súčiniteľa prestupu tepla k od strednej rýchlosti chladiacej vody v rúrach w_s .

4.10 Velikost teplosmennej plochy

$$S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \theta} \quad (4.15.)$$

$$S = \frac{428\,372,56 \text{ kW}}{2,96905 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2\text{K}} \cdot 6,73 \text{ }^\circ\text{C}}$$

$$S = 21\,438 \text{ m}^2$$

Daná hodnota teplosmennej plochy je celková, tj. platí pre polovice dokopy.

4.11 Počet rúr na 1 modul

Kondenzátor pozostáva z dvoch polovic a každá z dvoch modulov. Čiže kondenzátor sa skladá zo 4 modulov, každý jeden delený na 2 ťahy. Preto počet rúr na 1 modul činí 1/4 z celkového počtu teplosmenných rúr. Množstvo pary kondenzujúce v jednom module je 1/4 z hodnoty celkového množstva pary vystupujúceho z turbíny. To isté platí aj pre množstvo chladiacej vody. Keďže je kondenzátor koncipovaný ako dvojtáhový, je potrebné toto zohľadniť v nasledujúcom vzorci:

$$n_i = \frac{\dot{m}_v / 4}{\rho \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot w_s} \cdot 2 \quad (4.16.)$$

$$n_i = \frac{\frac{10500 \text{ kg/s}}{4}}{995,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,0236\text{m})^2 \cdot 1,8 \text{ m/s}} \cdot 2$$

$$n_i = 6\,700 \text{ ks} \quad \varnothing 25 \times 0,7 \text{ mm}$$

4.12 Celkový počet rúr

Kondenzátor sa skladá zo 4 modulov, preto je celkový počet teplosmenných rúr 4-násobok hodnoty 6 700 .

$$n = z \cdot n_i \quad (4.17.)$$

$$n = 4 \cdot 6\,700$$

$$n = 26\,800 \text{ ks} \quad \varnothing 25 \times 0,7 \text{ mm}$$

4.13 Účinná délka rúr

Účinná délka rúr vyplýva z veľkosti teplosmennej plochy, na ktorej dochádza ku kondenzácii vodnej pary na kondenzát. Preto, že počet rúr vypočítaný v predchádzajúcich odsekoch vychádza z rovnice kontinuity pre chladiacu vodu, je potrebné účinnú dĺžku rúr dopočítať z teplosmennej plochy.

$$L_i = \frac{S}{\pi d_2 n} \quad (4.18.)$$

$$L_i = \frac{21\,438\text{ m}^2}{\pi \cdot 0,025\text{ m} \cdot 26\,800}$$

$$L_i = 10,184\text{ m}$$

4.14 Celková dĺžka rúr

Z hľadiska nákupu teplosmenných rúr kondenzátora je výhodnejšie obstaráť teplosmenné rúry s dĺžkou zaokrúhlenou na desiatky mm.

Pri výrobe kondenzátora je potrebné všetky teplosmenné rúry zarovnať vzhľadom na rúrkovnice. Na krytie nepresností výroby je preto potrebné k obojom koncom teplosmenných rúr pripočítať 2 mm.

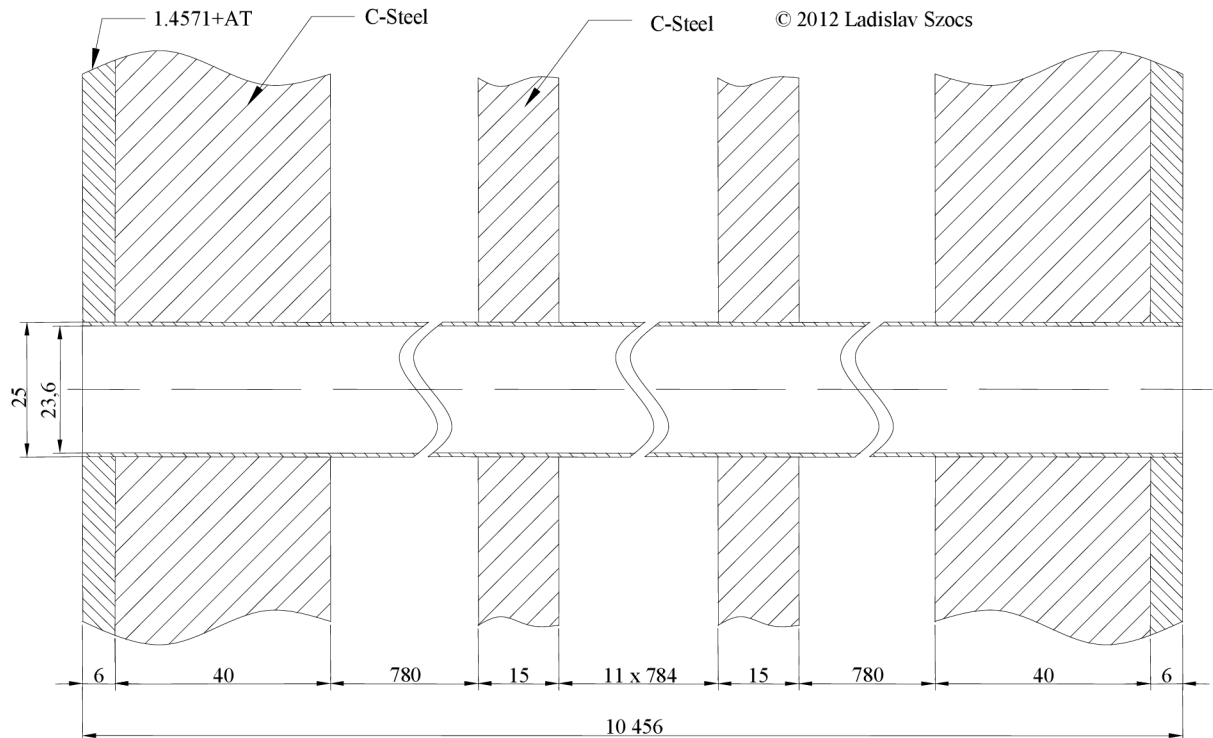
Celková dĺžka rúr sa skladá z hodnoty účinnej dĺžky rúr, ktorá musí byť navýšená na oboch stranách o konštrukčný prídavok spojenia rúr s rúrkovnicami a ešte o sumu hrúbok podperných stien.

$$L = L_i + 2 \cdot 0,046\text{ m} + \sum_{i=1}^{12} t_i \quad (4.19.)$$

$$L = 10,184\text{ m} + 2 \cdot 0,046\text{ m} + 12 \cdot 0,015\text{ m}$$

$$L = 10,456\text{ m}$$

Celková dĺžka rúr kondenzátora predstavuje 10,456 m. Vyhovuje to podmienke nákupu teplosmenných rúr, nakoľko dĺžka rúr určených na objednávku predstavuje 10,460 m (2mm na oboch koncoch rúr určené na kompenzáciu nepresností dĺžok dodaných rúr).



Obr. 15 Celková délka rúr

5. Hydraulický výpočet kondenzátora

5.1 Určenie rozmerov hrdiel vstupu a výstupu chladiacej vody

Keďže sa pri výpočte uvažuje o koncepčnom riešení kondenzátora s výstupom do oboch bokov turbíny, je pri ďalšom výpočte kondenzátora potrebné brať do úvahy množstvo chladiacej vody určenej pre jednu polovicu kondenzátora tj. polovicu z celkového množstva chladiacej vody.

$$\dot{m}_{vi} = \frac{\dot{m}_v}{2} \quad (5.1.)$$

$$\dot{m}_{vi} = \frac{10\,500 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2}$$

$$\dot{m}_{vi} = 5\,250 \text{ kg/s}$$

Stredná rýchlosť prúdenia chladiacej vody vo vstupnom aj vo výstupnom hrdle sa volí 2 m/s. Priemer hrdiel sa určí za pomoci rovnice continuity, za rešpektovania predpokladu voľby rýchlosti 2 m/s a hustoty chladiacej vody pri jej stredných parametroch.

Je potrebné určiť hustotu chladiacej vody pri jej strednej teplote. To je pri priemere teplôt vstupnej a výstupnej vody.

$$\bar{t}_v = \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \quad (5.2.)$$

$$\bar{t}_v = \frac{26,3 \text{ }^\circ\text{C} + 36,06 \text{ }^\circ\text{C}}{2}$$

$$\bar{t}_v = 31,18 \text{ }^\circ\text{C}$$

Hustota chladiacej vody pri strednej teplote $\bar{t}_v = 31,18 \text{ }^\circ\text{C}$ a tlaku $p = 3 \text{ bar}$ je nasledovná:

$$\rho = 995,38 \text{ kg/m}^3$$

Každá jedna polovica kondenzátora sa skladá z dvoch modulov uložených nad sebou. Každý modul má svoje hrdlo prívodu a odvod chladiacej vody. To znamená, že vo vzorci treba brať do úvahy množstvo chladiacej vody pre jeden modul.

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{m}_v}{2}}{\rho \cdot \pi \cdot w}} \quad (5.3.)$$

$$\varnothing d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{5\,250 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2}}{995,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot 2 \text{ m/s}}}$$

$$\varnothing d = 1,296 \text{ m}$$

Volí sa nominálny priemer rúry DN 1200, s ostatnými parametrami:

$$s = 8 \text{ mm}$$

$$\varnothing D = 1219 \text{ mm}$$

$$\varnothing d = 1203 \text{ mm}$$

5.2 Skutočná rýchlosť prúdenia chladiacej vody vo vstupnom a výstupnom hrdle

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_v / 2}{\rho \cdot \pi \cdot d^2} \quad (5.4.)$$

$$w = \frac{4 \cdot \frac{5\,250 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{2}}{995,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \pi \cdot (1,203 \text{ m})^2}$$

$$w = 2,32 \text{ m/s}$$

5.3 Hydraulický odpor, postup podľa smernice Tp 1002, ŠKODA POWER a.s.

Pri výpočte sa vychádza z nasledujúcich vzťahov:

$$\Delta p = \Delta p_{TEOR} + 5 \% \quad (5.5.)$$

$$\Delta p_{TEOR} = \left\{ n_{TAH} \cdot \left(\lambda \frac{L}{d_1} + \xi_2 \right) + (n_{TAH} - 1) \cdot \xi_3 \right\} \cdot \rho \cdot w_{RURA}^2 / 2 + \xi_1 \cdot \rho \cdot w_{HRDLO}^2 / 2 \quad (5.6.)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon / d_1 + 68 / Re \right)^{0,25} \quad (5.7.)$$

$$Re = \frac{w_s d_1}{\nu} \quad (5.8.)$$

ε [m]	drsnosť povrchu rúr
$\varepsilon = 5 \cdot 10^{-6} m$	drsnosť povrchu pre rúru z nerez ocele
$\xi_1 = 1,5$	súčiniteľ miestnych strát pre vstup/výstup do/z vodných komôr
$\xi_2 = 1,5$	súčiniteľ miestnych strát pre vstup/výstup do/z rúr
$\xi_3 = 2,5$	súčiniteľ miestnych strát pre vratnú vodnú komoru

Na stanovenie tlakových strát na strane chladiacej vody je potrebné najprv určiť súčiniteľ trenia pre dané parametre prúdenia na vnútorných stenách teplosmenných rúr pomocou rovnice č. 5.7. Súčiniteľ trenia je funkciou Re , ktorého hodnota sa získa pomocou rovnice č. 5.8. Postup je nasledovný:

$$Re = \frac{w_s d_1}{\nu}$$

$$Re = \frac{1,8 \text{ m/s} \cdot 0,0236 \text{ m}}{0,781341 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}}$$

$$Re = 54 \ 368$$

Následne sa dosadí do rovnice č. 5.7.

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\varepsilon / d_1 + 68 / Re \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(5 \cdot 10^{-6} \text{ m} / 0,0236 \text{ m} + 68 / 54 \ 368 \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,02151$$

Možno prejsť k samotnému výpočtu teoretickej hodnoty tlakovej straty na strane chladiacej vody:

$$\Delta p_{TEOR} = \left\{ n_{TAH} \cdot \left(\lambda \frac{L}{d_1} + \xi_2 \right) + (n_{TAH} - 1) \cdot \xi_3 \right\} \cdot \rho \cdot w_{RURA}^2 / 2 + \xi_1 \cdot \rho \cdot w_{HRDLO}^2 / 2$$

$$\Delta p_{TEOR} = \left\{ 2 \cdot \left(0,02151 \cdot \frac{10,456 \text{ m}}{0,0236 \text{ m}} + 1,5 \right) + (2 - 1) \cdot 2,5 \right\} \cdot 995,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{(1,8 \text{ m/s})^2}{2} + 1,5 \cdot 995,38 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot \frac{(2,32 \text{ m/s})^2}{2}$$

$$\Delta p_{TEOR} = 43,624 \text{ kPa}$$

Vypočítanú hodnotu teoretickej tlakovej straty je potrebné navýšiť o 5%.

$$\Delta p = \Delta p_{TEOR} + 5 \%$$

$$\Delta p = 1,05 \cdot 43,624 \text{ kPa}$$

$$\Delta p = 45,805 \text{ kPa}$$

5.4 Ekvivalentná výška vodného stĺpca

Ekvivalentná výška vodného stĺpca názorne vyjadruje tlakovú stratu na strane chladiacej vody v kondenzátore, ako keby išlo o hydrostatický tlak vyvolaný vodným stĺpcom. Pre porovnateľnosť s inými zariadeniami je z praktických dôvodov hustota vody braná ako konštanta, nezávislá od tlaku a teploty okolia.

$$\rho = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$h_z = \Delta p / (\rho \cdot g) \quad (5.9.)$$

$$h_z = 45\,805 \text{ Pa} / \left(1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \cdot 9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \right)$$

$$h_z = 4,671 \text{ m}$$

Výhodou deleného kondenzátora je aj skutočnosť, že pri 50 % parnom zaťažení turbíny možno jednu časť kondenzátora odstaviť. To znamená že cirkulačné čerpadlo a systém odsávania brýd jedného modulu môžu byť odstavené. Tým sa dosiahne pozitívny účinok úspory prevádzkových nákladov.

5.5 Závislosť tlakovej straty na strane vody od strednej rýchlosti prúdenia

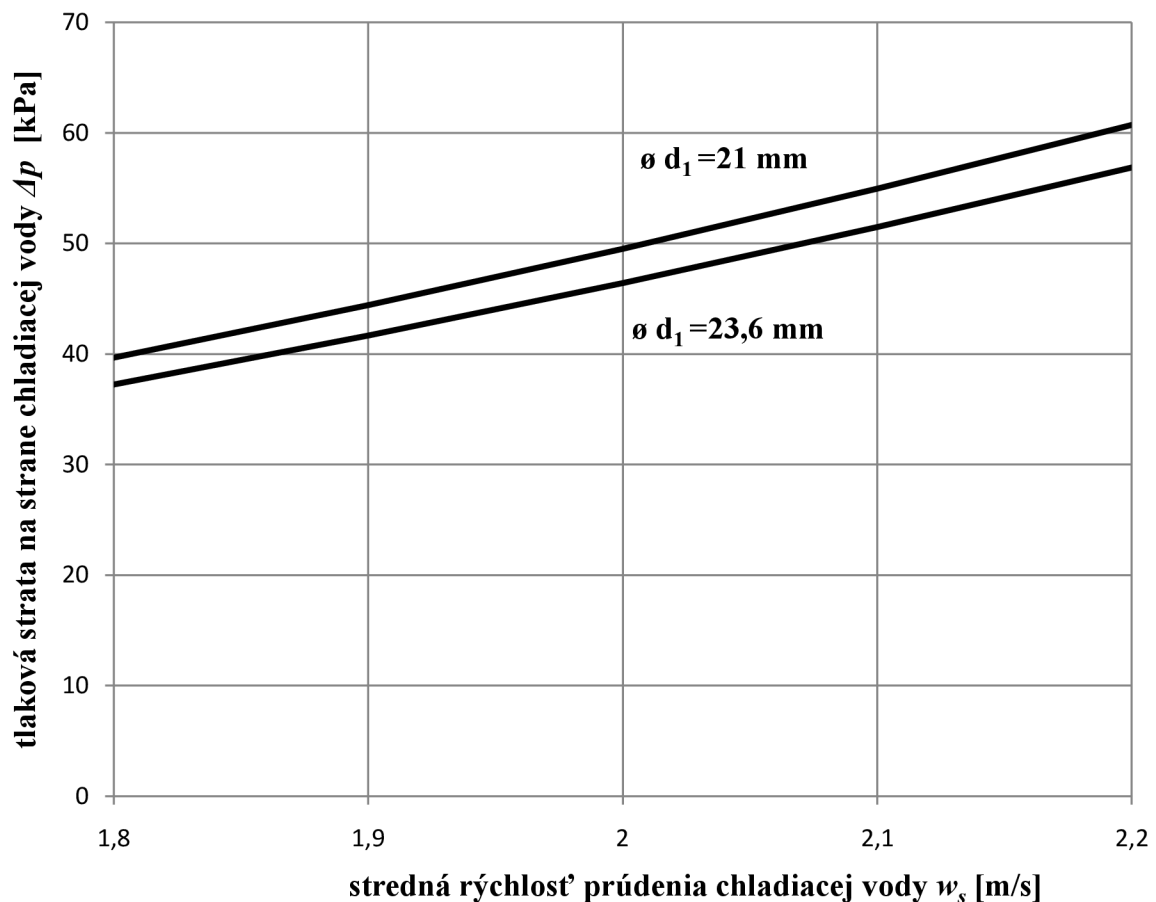
Pri výbere kondenzátora optimálnej koncepcie sa vychádza z tabuľky variantov s rôznymi vstupnými údajmi a parametrami. Následne je možné zo získanej databázy vyčítať rôzne závislosti, ktoré môžu potvrdiť alebo vyvrátiť intuitívne známe poznatky. Jednou z nich je závislosť tlakovej straty na strane vody Δp od strednej rýchlosti prúdenia vody v rúrach w_s . Aby bolo možné získať závislosť $\Delta p = f \{w_s\}$ je potrebné všetky ostatné parametre považovať za konštantné.

- $Q = 428\,373 \text{ kW}$
- $p_k = 7,02 \text{ kPa}$
- $t_k = 39,054 \text{ °C}$
- $t_{v1} = 26,3 \text{ °C}$
- $t_{v2} = 36,06 \text{ °C}$
- $\Theta = 6,73 \text{ °C}$
- $m_v = 10500 \text{ kg/s}$
- $c_{pv} = 4,18076 \text{ kJ/kg.K}$
- $\rho_v = 995,38 \text{ kg/m}^3$
- $\nu = 7,8E-07 \text{ m}^2/\text{s}$
- $c_c = 0,9$
- $c_m = 0,88$ (pre materiál S-Steel Type 306 a hrúbku steny 0,7 mm)
- $c_t = 1,03958$

Z dôvodu prehľadnosti je závislosť vykreslená len pre 2 varianty rúrkovania:

- $\varnothing d_1 = 21 \text{ mm}$
- $\varnothing d_1 = 23,6 \text{ mm}$

Za premennú sa považuje stredná rýchlosť chladiacej vody v rúrach w_s .



Obr. 16 Závislosť Δp od w_s

Krivky grafu potvrdzujú skutočnosť, že so stúpajúcou strednou rýchlosťou tlaková strata na strane vody rastie. Je to spôsobené stúpajúcimi trecími stratami od zvyšujúcej sa rýchlosti vody.

Graf taktiež porovnáva tlakové straty s dvoma odlišnými vnútornými priermi rúr $\varnothing d_1$, pričom je možné vyvodit' fakt, že pri aplikácii rúrok s väčšou svetlosťou je tlaková strata nižšia, ako u rúrkovaní s menšou svetlosťou. Analyticky je táto skutočnosť vyjadrená rovnicou č.5.10 na výpočet súčiniteľa trenia λ :

$$\lambda = 0,11 \cdot (\varepsilon/d_1 + 68/Re)^{0,25} \quad (5.10.)$$

$$Re = \frac{w_s d_1}{\nu} \quad (5.11.)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\varepsilon}{d_1} + \frac{68 \cdot \nu}{w_s \cdot d_1} \right)^{0,25} \quad (5.12.)$$

Ako je možné vidieť v rovnici č. 5.12, súčiniteľ trenia λ je nepriamo úmerný vnútornému priemeru teplosmenných rúr.

Vplyv vnútorného priemeru rúr je vyjadrený aj rovnicou č. 5.6.:

$$\Delta p_{TEOR} = \left\{ n_{TAH} \cdot \left(\lambda L / d_1 + \xi_2 \right) + (n_{TAH} - 1) \cdot \xi_3 \right\} \cdot \rho \cdot w_{RURA}^2 / 2 + \xi_1 \cdot \rho \cdot w_{HRDLO}^2 / 2$$

Rovnica č. 5.6 vyjadruje, že veľkosť tlakovej straty na strane vody je nepriamo úmerná svetlosti teplosmenných rúr.

Obe tieto skutočnosti vyjadrujú, že s rastúcou svetlosťou teplosmenných rúr klesá súčiniteľ trenia a následne sa znižujú aj tlakové straty na strane chladiacej vody.

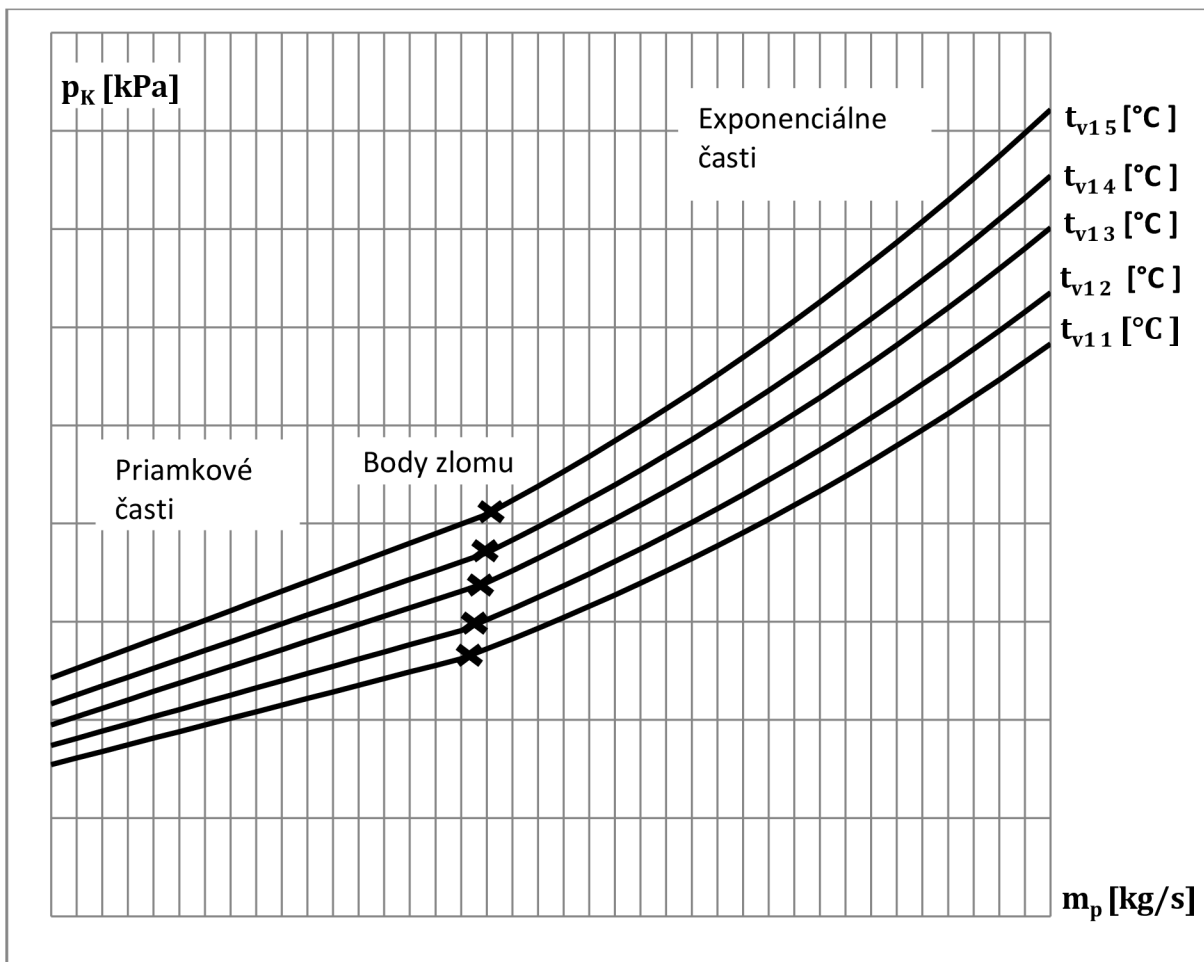
6. Vákuové krivky

6.1 Teória vákuových kriviek

Vákuové krivky predstavujú závislosti tlaku kondenzácie p_k [kPa] od privádzaného hmotnostného toku pary do kondenzátora m_p [kg/s], pričom sa vykresľujú pre rôzne teploty chladiacej vody t_{vl} [°C] na vstupe do kondenzátora. Sú to dôležité charakteristiky, keďže aj účinnosť celého Clausius-Rankinovho cyklu závisí od kondenzačného tlaku, tj. od entalpického spádu pre kondenzačnú turbínu.

Vákuová krivka sa skladá z priamkovej časti, ktorej začiatok je daný bodom nulového zaťaženia a z exponenciálnej časti, ktorá plynulo nadväzuje na priamkovú časť. Prechod z priamkovej časti do exponenciálnej je reprezentovaný bodom zlomu.

Bod nulového zaťaženia reprezentuje minimálny tlak dosiahnuteľný v kondenzátore pre danú teplotu chladiacej vody. Bod nulového zaťaženia predstavuje prevádzkový stav kondenzátora, keď sa do zariadenia neprivádza nijaká para a vákuum v kondenzátore je udržiavané len vývevami. Vákuum v kondenzátore na úseku priamkovej časti je určované vývevami.



Obr. 17 Vákuové krivky

Platí že:

$$t_{v15} > t_{v14} > t_{v13} > t_{v12} > t_{v11} \quad (6.1.)$$

Pre určenie vákuových kriviek je potrebné vypočítať parametre kondenzátora aj pri iných hodnotách ako je menovitý stav. To znamená prepočítať stanovený kondenzátor s korekciou na rôzne teploty chladiacej vody na vstupe do zariadenia.

Výpočet súčiniteľa prestupu tepla:

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot d_2) \cdot c_m \cdot c_t \cdot c_c \cdot \sqrt{w_s} \quad (6.2.)$$

Materiál	Hrúbka steny s [mm]			
	0,5	0,7	1	1,5
Admiralitná mosadz	-	-	1,01	0,97
Hliníková mosadz	-	-	0,99	0,95
CuNi10	-	-	0,93	0,87
CuNi30	-	-	0,85	0,78
Nerezová oceľ Type 306	0,93	0,88	0,81	0,69
Titán	0,95	0,92	0,88	0,77

Tab. 8 Korekcia na materiál a hrúbku stien kondenzátora c_m

c_t [-] korekcia na teplotu chladiacej vody t_{v1}

$$c_t = 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{v1} - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (21,5 - t_{v1})^{1,39} + 0,7765 \quad (6.3.)$$

c_c [-] súčiniteľ čistoty rúr, pre rúry kontinuálne čistené predsatvuje hodnotu $c_c = 0,9$

V tab. 9 sú zosumarizované výsledky výpočtu súčiniteľa prestupu tepla k pre rôzne teploty chladiacej vody na vstupe do kondenzátora t_{v1} .

t_{v1} [°C]	c_t [-]	k [kW/(m ² K)]
22,0	1,00715	2,876360
24,0	1,02336	2,922662
26,3	1,03959	2,969007
28,0	1,05047	3,000084
30,0	1,06231	3,033899

Tab. 9 Súčinitele prestupu tepla k v závislosti od teploty vstupnej vody t_{v1}

6.2 Určenie bodu nulového zaťaženia

Bod nulového zaťaženia predstavuje prevádzkový stav kondenzátora, keď sa do zariadenia neprivádza nijaká para a vakuüm v kondenzátore je udržiavané len výevami. Podľa smernice HEI sa bod nulového zaťaženia odčítava z príslušného grafu. Pre rôzne teploty chladiacej vody t_{v1} sú nasledovné hodnoty p_{k0} uvedené v tabuľke 8. Hodnoty sú odčítané z grafu uvedeného v prílohe č. 5

t_{v1}	p_{k0}
[°C]	[kPa]
22,0	3,0895
24,0	3,4776
26,3	3,8955
28,0	4,3283
30,0	4,8567

Tab. 10 Absolútne tlaky p_{k0} v závislosti od teploty chladiacej vody t_{v1}

6.3 Určenie bodu zlomu

Bod zlomu reprezentuje prevádzkový bod daný HEI štandardom.

Keďže výkonové krivky sa určujú pre rôzne vstupné teploty chladiacej vody t_{v1} , body zlomu sa určujú pre každú jednu výkonovú krivku zvlášť. Body zlomu sa určujú dvoma metódami. Za smerodajné sa považujú vyššie hodnoty kondenzačného tlaku p_{kz} na bode zlomu.

- **Metóda A**, Hodnoty kondenzačného tlaku p_{kz} získané z krivky zlomu Ko1516-D, ktorá je pripojená v prílohe č. 5.

t_{v1}	p_{kz}
[°C]	[kPa]
22,0	3,7940
24,0	4,1642
26,3	4,5463
28,0	4,9104
30,0	5,4388

Tab. 11 Body zlomu odčítané z grafu Ko1516-D

- **Metóda B**, Kritérium koncového teplotného rozdielu

Ide o kritérium, kde koncový rozdiel teplôt chladiacej vody a pary sa rovná zmluvnej hodnote:

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2} = 2,78 \text{ °C} = 5 \text{ °F} \quad (6.4.)$$

Pri výpočte sa vychádza z rovníc tepelnej bilancie kondenzátora:

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) \quad (6.5.)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (6.6.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \theta \quad (6.7.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (6.8.)$$

Pri odvodení hľadaného tvaru výrazu sa postupuje porovnaním rovníc č. 6.6 a č. 6.8 nasledovne:

$$\dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Pri riešení tejto rovnice sa postupuje vyjadrením $\Delta t_1 - \Delta t_2$

$$\Delta t_1 = t_k - t_{v1}$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2}$$

$$\Delta t_1 - \Delta t_2 = (t_k - t_{v1}) - (t_k - t_{v2}) = t_{v2} - t_{v1}$$

$$\dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) = k \cdot S \cdot \frac{t_{v2} - t_{v1}}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

Riešenie rovnice predstavuje aj $(t_{v2} - t_{v1}) = 0$, ale ďalej sa toto riešenie neberie do úvahy, lebo to znamená nulový tepelný tok $\dot{Q} = 0$, čo reprezentuje kondenzátor mimo prevádzku. Z tohto dôvodu sa toto riešenie ďalej neberie do úvahy.

Ďalej sa postupuje nasledovne:

$$\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} = \frac{k \cdot S}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}}$$

$$\ln \frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}} = \frac{k \cdot S}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}}$$

Pre zjednodušenie ďalších výpočtov sa zavádza substitúcia za X:

$$X = \frac{k \cdot S}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} \quad (6.9.)$$

Po úprave sa dospeje k výrazu:

$$\frac{t_k - t_{v1}}{t_k - t_{v2}} = e^X$$

Po d'alšej úprave sa získa hľadaná rovnica:

$$t_k = \frac{e^X}{e^X - 1} \cdot t_{v2} - \frac{t_{v1}}{e^X - 1} \quad (6.10.)$$

Keďže podľa kritéria koncového teplotného rozdielu:

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2} = 2,78 \text{ °C} \quad (6.11.)$$

$$t_{v2} = t_k - \Delta t_2 \quad (6.12.)$$

Po dosadení 6.12 do 6.10:

$$t_k = \frac{e^X}{e^X - 1} \cdot (t_k - \Delta t_2) - \frac{t_{v1}}{e^X - 1} \quad (6.13.)$$

Po niekoľkých úpravách vyjadrovania sa získa hľadaná rovnica pre výpočet teploty sýtosti t_k :

$$t_k = \frac{\frac{e^X}{e^X - 1} \cdot \Delta t_2 + \frac{t_{v1}}{e^X - 1}}{\frac{e^X}{e^X - 1} - 1} \quad (6.14.)$$

Pre parametre zvoleného kondenzátora, ale pre teplotu chladiacej vody $t_{v1} = 22 \text{ °C}$:

$$\Delta t_2 = 2,78 \text{ °C}$$

k podľa tab. 9 a pre teplosmennú plochu kondenzátora:

$$k = 2,876360 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K})$$

$$S = 21\,438 \text{ m}^2$$

$$X = \frac{k \cdot S}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}}$$

$$X = \frac{2,876360 \text{ kW}/(\text{m}^2\text{K}) \cdot 21\,438 \text{ m}^2}{10500 \text{ kg/s} \cdot 4,180024 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}}}$$

$$X = 1,4049$$

$$t_k = \frac{\frac{e^X}{e^X - 1} \cdot \Delta t_2 + \frac{t_{v1}}{e^X - 1}}{\frac{e^X}{e^X - 1} - 1}$$

$$t_k = \frac{\frac{e^{1,4049}}{e^{1,4049} - 1} \cdot 2,78 \text{ °C} + \frac{22 \text{ °C}}{e^{1,4049} - 1}}{\frac{e^{1,4049}}{e^{1,4049} - 1} - 1}$$

$$t_k = 33,33 \text{ °C}$$

Pre danú teplotu sa odčíta z tabuliek sýtej pary príslušný tlak sýtosti: $p_k = 5,1289 \text{ kPa}$.

Pre zreteľnosť určenia je ďalej uvedené porovnanie tlakov sýtosti reprezentujúcich príslušné body zlomu.

Metóda A predstavuje kondenzačné tlaky získané odčítaním z krivky bodu zlomu Ko1516-D.

Metóda B predstavuje kritérium koncového teplotného rozdielu.

	Metóda A	Metóda B
t_{v1}	p_{kZ}	p_{kZ}
[°C]	[kPa]	[kPa]
22,0	3,7940	5,1289
24,0	4,1642	5,8144
26,3	4,5463	6,6878
28,0	4,9104	7,3983
30,0	5,4388	8,3112

Tab. 12 Tlaky sýtosti na príslušných bodoch zlomu podľa metódy A, B

Hodnoty tlaku sýtosti podľa metódy B, tj. podľa kritéria koncového teplotného rozdielu, sú v porovnaní s hodnotami tlaku sýtosti získaného metódou A z grafu Ko1516-D väčšie. Preto sa ďalej berú do úvahy hodnoty získané podľa metódy B, kritéria koncového teplotného rozdielu.

Teplota chladiacej vody na výstupe t_{v2} :

$$t_{v2} = t_k - \Delta t_2 \quad (6.15.)$$

$$t_{v2} = 33,33 \text{ °C} - 2,78 \text{ °C}$$

$$t_{v2} = 30,55 \text{ °C}$$

Hodnota tepelného toku prislúchajúca chodu kondenzátora pri parametroch na bode zlomu:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (6.16.)$$

$$\dot{Q} = 10500 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 4,180 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \cdot (30,55 \text{ } ^\circ\text{C} - 22 \text{ } ^\circ\text{C})$$

$$\dot{Q} = 375\,260 \text{ kW}$$

6.4 Množstvo z kondenzovanej pary na bode zlomu

Vychádzame z rovnice tepelnej bilancie č. 6.17 v upravenom tvare:

$$\dot{m}_{\text{pZ}} = \frac{\dot{Q}}{(i_p - i_k)} \quad (6.17.)$$

Dosadenie za neznáme v rovnici musí byť pre parametre kondenzátora na príslušnom bode zlomu, tj. aj entalpia kondenzátu i_k musí byť pri tlaku bodu zlomu $p_k = 5,1289 \text{ kPa}$.

$$\dot{m}_{\text{pZ}} = \frac{375\,260 \text{ kW}}{\left(2426,4 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 139,66 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)}$$

$$\dot{m}_{\text{pZ}} = 164,1 \text{ kg/s}$$

Hmotnostný tok kondenzujúcej pary pri bode zlomu je o 25,5 kg/s nižší ako hmotnostný tok pary pri menovitých prevádzkových parametroch (189,31 kg/s). To potvrdzuje, že kondenzátor pri menovitej prevádzke pracuje nad bodom zlomu.

Pre úplnosť riešenia sú v nasledujúcej tabuľke uvedené parametre kondenzátora pri bodoch zlomu. Údaje sú koncipované pre meniacu sa teplotu chladiacej vody na vstupe do kondenzátora t_{v1} [°C]. V poslednom riadku tabuľky sú uvedené vypočítané hmotnostné toky skondenzovanej pary prislúchajúce príslušným bodom zlomu.

		Teplota chladiacej vody na vstupe do kondenzátora t_{v1} [°C]				
		$t_{v1} = 22,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{v1} = 24,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{v1} = 26,3 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{v1} = 28,0 \text{ } ^\circ\text{C}$	$t_{v1} = 30,0 \text{ } ^\circ\text{C}$
c_t	[-]	1,007145	1,023358	1,039585	1,050467	1,062307
k	[kW/(m ² K)]	2,876360	2,922662	2,969007	3,000084	3,033899
X	[-]	1,404953	1,427569	1,450207	1,465386	1,481903
e^X	[-]	4,0753	4,1686	4,2640	4,3292	4,4013
t_k	[°C]	33,33	35,59	38,15	40,04	42,24
p_k	[kPa]	5,1289	5,8144	6,6878	7,3983	8,3112
t_{v2}	[°C]	30,55	32,81	35,37	37,26	39,46
\dot{Q}	[kW]	375 260	386 609	398 254	406 212	415 009
h	[kJ/kg.K]	139,66	149,10	159,83	167,69	176,88
\dot{m}_{pZ}	[kg/s]	164,1	169,8	175,7	179,8	184,5

Tab. 13 Parametre kondenzátora na bode zlomu v závislosti na teplote chladiacej vody na vstupe do kondenzátora

6.5 Určenie vákuových kriviek

$$\dot{Q} = \dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) \quad (6.18.)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (6.19.)$$

Porovnaním rovnic č. 6.18 a č. 6.19:

$$\dot{m}_p \cdot (i_p - i_k) = \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (6.20.)$$

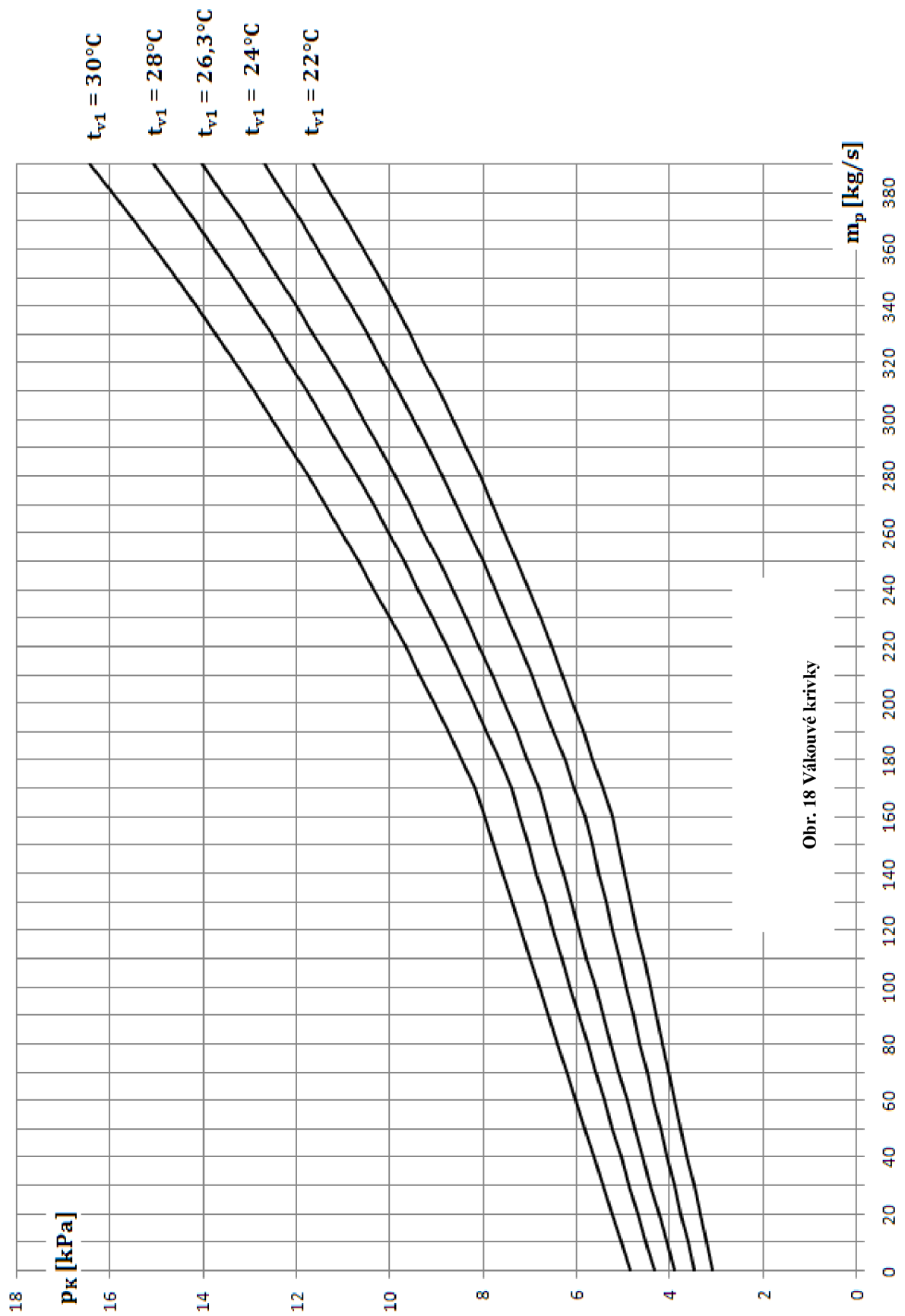
$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot i_p - \dot{m}_p \cdot c_{pk} \cdot t_k}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} + t_{v1} \quad (6.21.)$$

Následne je aplikovaná substitúcia rovnice č. 6.10 do rovnice č. 6.21:

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot i_p - \dot{m}_p \cdot c_{pk} \frac{e^X}{e^X - 1} \cdot t_{v2} - \frac{t_{v1}}{e^X - 1}}{\dot{m}_v \cdot c_{pv}} + t_{v1} \quad (6.22.)$$

Po niekoľkých krokoch vyjadrovania t_{v2} sa získa závislosť $t_{v2} = f \{t_{v1}, \dot{m}_p\}$.

$$t_{v2} = \frac{\dot{m}_p \cdot (i_p + \frac{c_{pk} \cdot t_{v1}}{e^X - 1}) + \dot{m}_v \cdot c_{pv} \cdot t_{v1}}{\dot{m}_v \cdot c_{pv} + \dot{m}_p \cdot c_{pk} \frac{e^X}{e^X - 1}} \quad (6.23.)$$



7. Zhrnutie parametrov kondenzátora

Parametre chladiacej vody			
Množstvo chladiacej vody	\dot{m}_v	kg/s	10500
Množstvo chladiacej vody na 1 polovicu	\dot{m}_v	kg/s	5250
Charakter chladiacej vody	vežová voda		
Merná tepelná kapacita chladiacej vody	c_{pv}	kJ/(kgK)	4,180024
Hustota chladiacej vody	ρ_v	kg/m ³	995,38
Teplota chladiacej vody na vstupe	t_{v1}	°C	26,3
Teplota chladiacej vody na výstupe	t_{v2}	°C	36,06
Ohriatie chladiacej vody	Δt_v	°C	9,76
Teplotný rozdiel na vstupe	Δt_{v1}	°C	12,75
Teplotný rozdiel na výstupe	Δt_{v2}	°C	2,99
Stredný logaritmický teplotný rozdiel	θ	°C	6,73
Pomerný prietok chladiacej vody	\bar{m}	-	55,465

Parametre pary a kondenzátu			
Tepelný výkon (množstvo preneseného tepla)	\dot{Q}	kW	428 372,56
Množstvo pary vstupujúcej do kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	189,31
Množstvo pary vstupujúcej do 1 polovice kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	94,655
Množstvo pary vstupujúcej do 1 modulu kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	47,3275
Entalpia pary na vstupe do kondenzátora	i_p	kJ/kg	2426,4
Entalpia kondenzátu	i_k	kJ/kg	163,59
Tlak vákua v kondenzátore	p_k	kPa	7,02
Teplota sýtosti pary	t_k	°C	39,05
Suchosť pary	x	%	93,960
Špecifický objem mokrej pary	v_p	m ³ /kg	19,23445

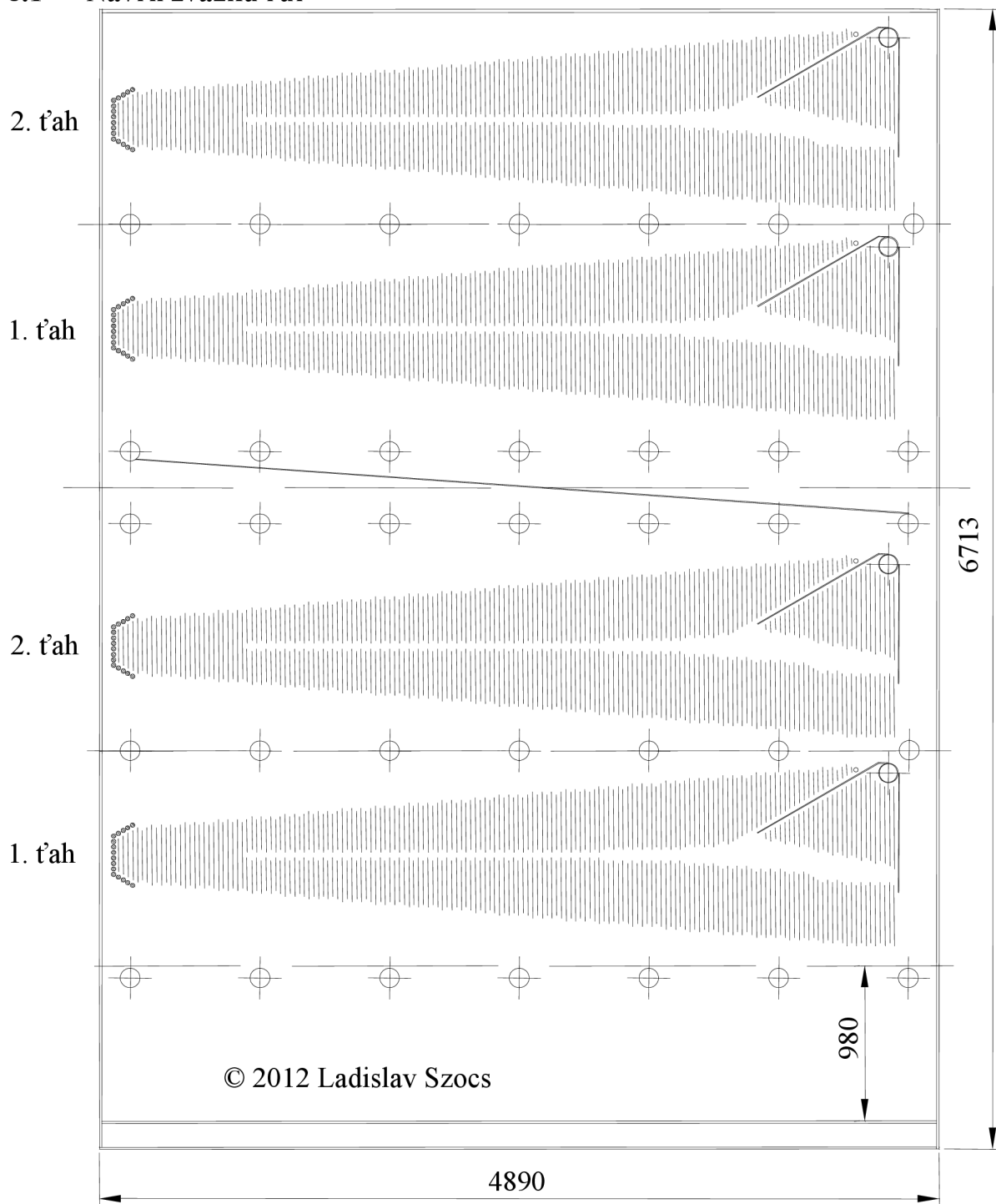
Parametre teplosmennej plochy			
Počet častí (modulov) kondenzátora	-	-	4
Počet ťahov na jeden modul	z	-	2
Vonkajší priemer teplosmenných rúr	od_2	mm	25
Vnútorý priemer teplosmenných rúr	od_1	mm	23,6
Hrúbka steny teplosmenných rúr	s	mm	0,7
Korekcia na materiál a hrúbku stien rúr	c_m	-	0,88
Korekcia na teploty chladiacej vody t_v	c_t	-	1,0396
Súčiniteľ znečistenia rúr	c_c	-	0,9
Stredná rýchlosť prúdenia chladiacej vody v rúrach	w_s	m/s	1,8
Súčiniteľ prestupu tepla	k	kW/(m ² K)	2,96905
Veľkosť teplosmennej plochy	S	m ²	21 438
Počet rúr na jeden modul	n_i	-	6 700
Celkový počet rúr	n	-	26 800
Účinná dĺžka rúr	L_i	m	10,184
Celková dĺžka rúr	L	m	10,456

Hydraulický odpor kondenzátora			
Tlaková strata na strane chladiacej vody	Δp	<i>kPa</i>	45,805
Ekvivalentná výška vodného stĺpca	h_z	m	4,671

Tab. 14 Zhrnutie parametrov kondenzátora

8. Návrh koncepcie kondenzátora

8.1 Návrh zväzku rúr



Obr. 19 Návrh zväzkov teplosmenných rúr

Kondenzátor pozostáva z dvoch polovic, ktoré sú umiestnené po oboch bokoch turbíny, pozri obr.10. Do jednej polovice kondenzátora prúdi para jedným vstupným hrdlom. Každá jedna polovica pozostáva z dvoch modulov, ktoré sú umiestnené nad sebou. Každý jeden modul

obsahuje dva zväzky teplosmenných rúr. Zväzky rúr 1. ťahov sa nachádzajú spravidla pod zväzkami 2. ťahov.

Umiestnenie 1. ťahu pod zväzok 2. ťahu je výhodné preto, že na rúrach 1. ťahu kondenzuje vyššie množstvo pary. Je to z toho dôvodu, že stredná teplota chladiacej vody v teplosmenných rúrach 1. ťahu je nižšia ako v rúrach druhého ťahu.

Medzi oboma modulmi sa nachádza zvodný plech, ktorý zabraňuje stekaniu kondenzátu z horného modulu na rúry dolného modulu. Pri absencii zvodného plechu by stekajúci kondenzát zamedzil voľný prístup pary k teplosmenným rúram, čo by spôsobilo zvýšenie tlaku v priestore kondenzátora.

Z dôvodu zamedzenia prístupu pary do priestorov chladičov je nutné od nátokovej strany pary umiestniť ochranné plechy. Plechy sú koncipované tak, aby čo v najväčšej miere umožnili prístup len zmesi nekondenzujúcich plynov do priestoru chladiča. Tým spôsobom zamedzujú nechcenému odsávaniu pary a jej následnému úbytku zo systému.

Ďalej je potrebné zmieniť nutnosť umiestnenia výstužných rúr do vnútorného priestoru zariadenia. Toto opatrenie je potrebné vykonať preto, lebo vnútorný priestor kondenzátora je oproti okoliu v podtlaku.

Medzi prevádzkové režimy kondenzátora patrí aj by-pass-ový režim. Je to režim, pri ktorom všetka vyrobená para obteká turbínu (nedôjde k zníženiu jej parametrov) a je priamo zavedená do priestoru kondenzátora, kde musí dôjsť k jej kondenzácii. Táto para prúdi k zväzkom teplosmenných rúr rýchlosťou vyššou, ako pri bežnej prevádzke. Preto je z dôvodu ochrany teplosmenných rúr potrebné umiestniť pred špičky zväzkov náporové tyče. Ide o tyče kruhového profilu s rovnakým priemerom, ako použité teplosmenné rúry.

V dolnej časti kondenzátora sa nachádza voľný priestor, ktorý slúži ako zberač kondenzátu.

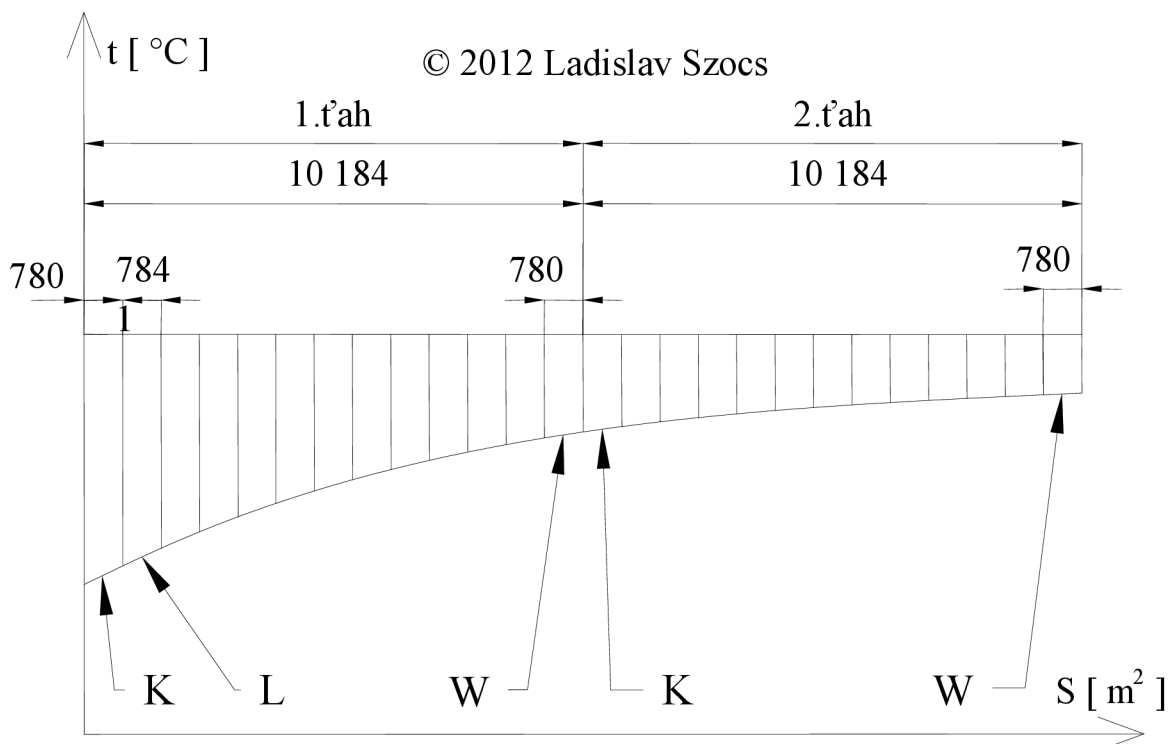
8.2 Rozdelenie teplosmennej plochy na jednotlivé úseky pozdĺž kondenzátora

Podmienky procesu kondenzácie nie sú konštantné na celej teplosmennej ploche kondenzátora. V tejto práci sa berie do úvahy konštrukcia kondenzátora skladajúceho sa z dvoch rovnakých polovic umiestnených na oboch stranách turbíny, pričom obe polovice sa skladajú z dvoch modulov umiestnených nad sebou. Ďalej treba poznamenať, že v jednom ťahu kondenzátora sa nachádza 1 zväzok teplosmenných rúr. Chladiaca voda vstupujúca na jednom konci cez vodné komory do teplosmenných rúr sa postupne ohrieva pri prietoku vo vnútri rúr, pričom jej teplota stúpa vplyvom odoberania latentného tepla pary. Množstvo skondenzovanej pary na vonkajšej ploche rúr je priamo úmerné teplotnému rozdielu medzi chladiacou vodou a parou. Tento teplotný rozdiel sa pozdĺž prúdenia chladiacej vody znižuje z dôvodu vyššie uvedeného. Preto je pre konštrukciu zariadenia potrebné určiť, aké množstvo kondenzátu je potrebné uvažovať v každej jednej časti kondenzátora.

Spôsob značenia a indexovania:

Pre ďalšie výpočty sú oba ťahy delené pozdĺž účinnej dĺžky rúr na 13 úsekov (K, L, M, N, O, P, Q, R, S, T, U, V, W), pričom dané úseky sú oddelené podpernými stenami. (viď Obr. 19)

Z dôvodu potreby určenia rýchlostného poľa je priestor teplosmenných rúr delený 4 myslenskými rezmi. Rezy sú paralelné roviny, kolmé na pôdorys a rovnobežné s teplosmennými rúrami. Ich vzájomný rozostup je presne opísaný pomocou obr. 20.



Obr. 20 Rozdelenie na úseky

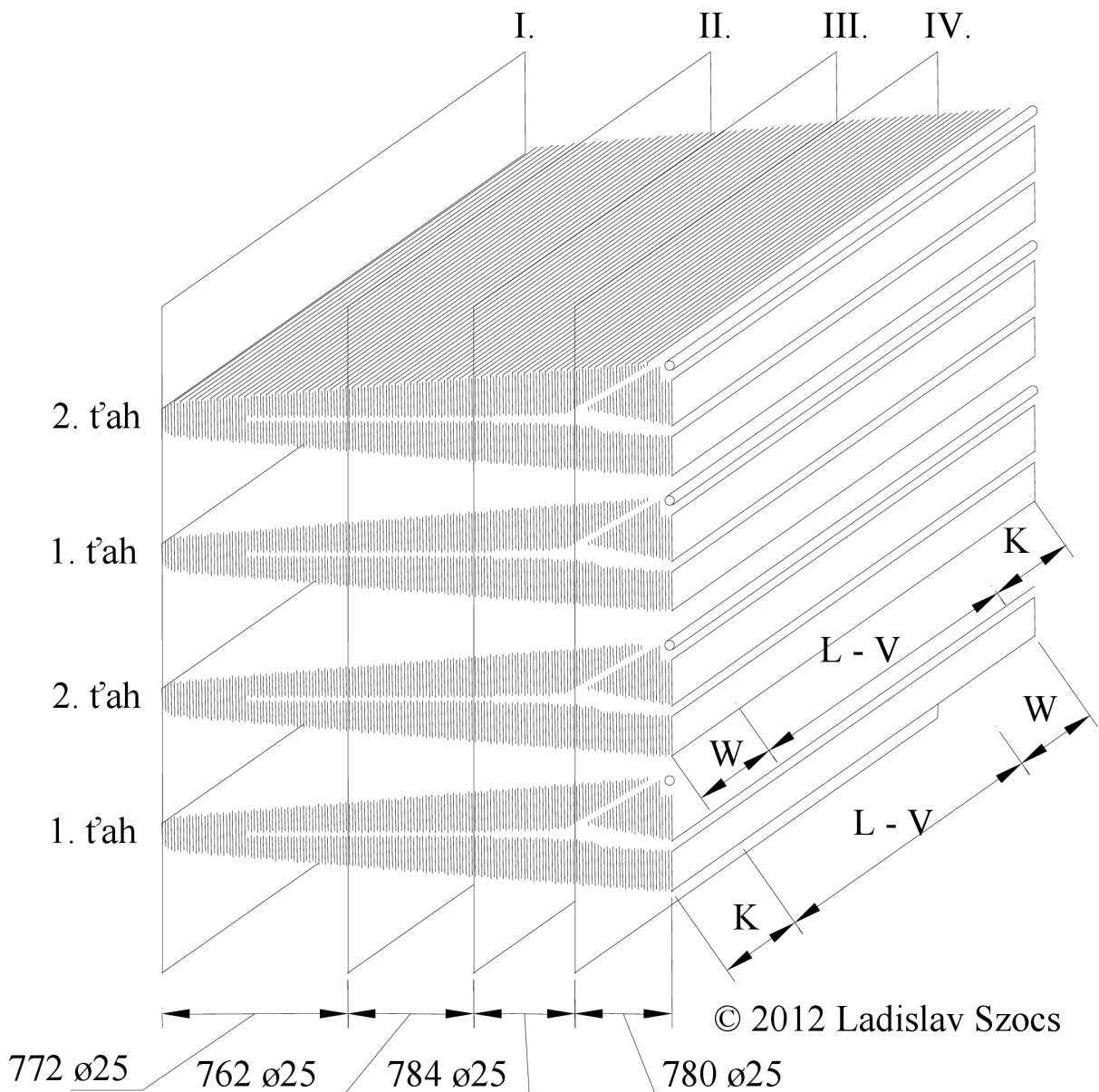
Exponenciálny priebeh teploty chladiacej vody plynulo nadväzuje z 1. ťahu kondenzátora na 2. ťah a preto je možné uložiť 2. ťah kondenzátora vedľa 1. ťahu na tomto schematickom obr. 20.

1. řáh a 2. řáh sú spojené vodnou komorou, kde chladiaca voda vytekajúca z 1. řahu vteká do 2. řahu, pričom nedochádza k zmene jej teploty.

Z doteraz uvedeného vyplýva, že množstvo z kondenzovanej pary v kondenzátore bude väčšie na teplosmenných rúrach s chladnejšou chladiacou vodou, čiže v 1. řahu. Kondenzát stekajúci z teplosmenných rúr umiestnených v rastroch vyššie, vytvára aerodynamický odpor pre voľné prúdenie pary k ďalším nižšie položeným rúram. Preto z dôvodu odvodu kondenzátu je výhodnejšie umiestniť 1. řáh kondenzátora pod jeho 2. řáh.

1. řáh		2. řáh	
označenie úseku	dĺžka úseku	označenie úseku	dĺžka úseku
	[m]		[m]
K1	0,780	K2	0,780
L1	0,784	L2	0,784
M1	0,784	M2	0,784
N1	0,784	N2	0,784
O1	0,784	O2	0,784
P1	0,784	P2	0,784
Q1	0,784	Q2	0,784
R1	0,784	R2	0,784
S1	0,784	S2	0,784
T1	0,784	T2	0,784
U1	0,784	U2	0,784
V1	0,784	V2	0,784
W1	0,780	W2	0,780
Σ	10,184	Σ	10,184

Tab. 15 Dĺžky úsekov 1. a 2. řahu



Obr. 21 Rozdělení na úseky K-W a myslené řezy I., II., III., IV.

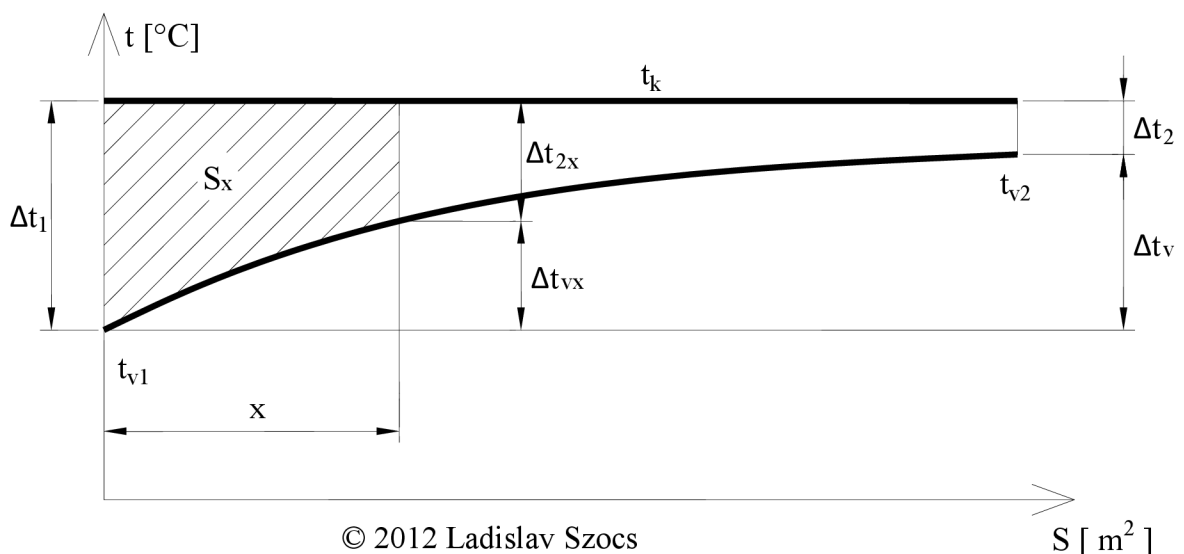
Pre zvýšenie presnosti riešenia je nutné kontrolovať rýchlosť pary prúdiacej pomedzi rastre. K tomuto výpočtu je potrebné stanoviť prietočnú plochu, skrz ktorú prúdi para. Kontrola je vykonaná v 4 myslených rezoch zväzku kondenzátora. Rezy sú umiestnené kolmo na vektor vstupnej rýchlosti do kondenzátora. Poloha rezu I. je daná umiestnením rúr na špičke rastrov. Poloha ostatných rezov II., III., IV. je daná podmienkou, že v priestore medzi každými dvoma rezmi dochádza ku kondenzácii približne $\frac{1}{4}$ hmotnostného toku pary. To znamená že medzi dvoma rezmi sa nachádza približne $\frac{1}{4}$ teplosmenných rúr.

- Úsek I.-II. s celkovým počtom rúr 772 ks $\varnothing 25 \times 0,7$
- Úsek II.-III. s celkovým počtom rúr 762 ks $\varnothing 25 \times 0,7$
- Úsek III.-IV. s celkovým počtom rúr 784 ks $\varnothing 25 \times 0,7$
- Úsek IV.- s celkovým počtom rúr 1032 ks $\varnothing 25 \times 0,7$, z ktorých patrí 252 kusov chladiču a 780 kusov sa uvažuje ako teplosmenné

Spolu vykazujú 3350 ks $\varnothing 25 \times 0,7$, čo je počet rúr pre jeden zväzok kondenzátora.

Prúdenie pary do vnútorného priestoru chladiča je znemožnené pomocou ochranných plechov chladiča. Preto v ďalších výpočtoch rýchlostí prúdenia pary pomedzi raste je zavedený predpoklad, že na teplosmenných rúrach chladiča dochádza k minimálnej kondenzácii pary, ktorá neovplyvňuje celkový rýchlostný profil prúdenia pary v kondenzátore. Tento predpoklad je zavedený z dôvodu, že je technicky obťažné stanoviť množstvo pary skondenzovanej na teplosmenných rúrach chladiča.

8.3 Stanovenie množstva pary skondenzovanej na jednotlivých myslených úsekoch pozdĺž kondenzátora



Obr. 22 Pomocná plocha S_x

Teplota chladiacej vody nie je konštantná po celej účinnej dĺžke rúr kondenzátora. Postupne sa jej hodnota zvyšuje z počiatočnej vstupnej hodnoty t_{v1} až na teplotu výstupnú t_{v2} . Z tohto dôvodu nie je tepelný rozdiel po účinnej dĺžke kondenzátora konštantný a tým pádom ani množstvo zkondezovanej pary. Výpočet množstva zkondezovanej pary sa vykoná zavedením pomocnej plochy S_x .

Toto odvodenie možno praktizovať len na základe predpokladov:

- súčiniteľ prestupu tepla k je po celej účinnej dĺžke rúr konštantný
- merná tepelná kapacita chladiacej vody c_{pv} je po celej účinnej dĺžke rúr konštantná
- viacťahový kondenzátor má rovnaký počet teplosmenných rúr v každom ťahu

Vychádza sa z rovníc tepelnej bilancie:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot (i_p - i_k) \quad (8.1.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \theta \quad (8.2.)$$

$$\theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.3.)$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.4.)$$

Porovnaním rovnic č. 8.1 a č. 8.4 sa získa nasledovný vzťah:

$$\dot{m} \cdot (i_p - i_k) = k \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.5.)$$

$$\dot{m} = \frac{k}{(i_p - i_k)} \cdot S \cdot \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.6.)$$

Pre $\Delta t_1 - \Delta t_2$ platí:

$$\Delta t_1 - \Delta t_2 = (t_k - t_{v1}) - (t_k - t_{v2}) = (t_{v2} - t_{v1}) = \Delta t_v \quad (8.7.)$$

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v \quad (8.8.)$$

$$\dot{m} = \frac{k}{(i_p - i_k)} \cdot S \cdot \frac{\Delta t_v}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.9.)$$

Pre účel prehľadnosti sa zavedie:

$$\Delta i = (i_p - i_k) \quad (8.10.)$$

$$\dot{m} = \frac{k}{\Delta i} \cdot S \cdot \frac{\Delta t_v}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad (8.11.)$$

$$\dot{m}_x = \frac{k}{\Delta i} \cdot S_x \cdot \frac{\Delta t_{vx}}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{2x}}} \quad (8.12.)$$

Porovnaním získaných rovnic č. 8.11 a č. 8.12 sa dospeje k výsledku:

$$\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}} = \frac{S_x}{S} \cdot \frac{\Delta t_{vx}}{\Delta t_v} \cdot \frac{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{2x}}} \quad (8.13.)$$

Zavedením substitúcie za x:

$$x = \frac{S_x}{S} \quad (8.14.)$$

$$\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}} \cdot \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_{2x}} = x \cdot \frac{\Delta t_{vx}}{\Delta t_v} \cdot \ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \quad (8.15.)$$

Po odlogaritmovaní rovnice č. 8.15:

$$\frac{\Delta t_1}{\Delta t_{2x}} \cdot e^{\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}}} = \left(\frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}\right)^x \cdot e^{\frac{\Delta t_{vx}}{\Delta t_v}} \quad (8.16.)$$

Následně se vyjádří člen Δt_{2x} :

$$\Delta t_{2x} = \Delta t_1 \cdot \frac{e^{\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}}}}{e^{\frac{\Delta t_{vx}}{\Delta t_v}}} \cdot \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)^x \quad (8.17.)$$

Keďže množstvo zkondezovanej pary je priamo úmerné tepelnému rozdielu, musí platiť rovnosť č. 8.18:

$$\frac{e^{\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}}}}{e^{\frac{\Delta t_{vx}}{\Delta t_v}}} = 1 \quad (8.18.)$$

Pričom sa vzťah č. 8.17 výrazne zjednoduší:

$$\Delta t_{2x} = \Delta t_1 \cdot \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)^x \quad (8.19.)$$

Z obr. 21 je zřejmé:

$$\Delta t_{vx} = \Delta t_1 - \Delta t_{2x} \quad (8.20.)$$

Dosadením do pomeru $\frac{\dot{m}_x}{\dot{m}}$ sa získa hľadaný vzťah:

$$\dot{m}_x = \dot{m} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_v} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)^x\right] \quad (8.21.)$$

8.4 Vyčíslenie množstva skondenzovanej pary na jednotlivých úsekoch pozdĺž kondenzátora

Pre výpočet je potrebné zadať do vzorca vstupné údaje, ktoré sú pre prehľad zosumarizované v nasledovnej tabuľke.

Ohriatie chladiacej vody	Δt_v	°C	9,76
Teplotný rozdiel na vstupe	Δt_{v1}	°C	12,75
Teplotný rozdiel na výstupe	Δt_{v2}	°C	2,99
Množstvo pary vstupujúcej do 1 modulu kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	47,3275

Tab. 16 Sumarizácia vstupných údajov

Pre jednoznačnosť je uvedený názorný výpočet množstva zkondezovanej pary na 1. úseku 1. ťahu jedného modulu kondenzátora. Stanovenie množstva pary je pre 1 modul, čiže ide o štvrtinové množstvo pary. Na výpočet slúži rovnica č. 8.21.

$$\dot{m}_x = \dot{m} \cdot \frac{\Delta t_1}{\Delta t_v} \cdot \left[1 - \left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)^x\right]$$

$$\dot{m}_{K1} = 47,3275 \frac{kg}{s} \cdot \frac{12,75 \text{ } ^\circ\text{C}}{9,76 \text{ } ^\circ\text{C}} \cdot \left[1 - \left(\frac{2,99 \text{ } ^\circ\text{C}}{12,75 \text{ } ^\circ\text{C}} \right)^{\frac{0,78 \text{ m}}{2 \cdot 10,184 \text{ m}}} \right]$$

$$\dot{m}_{K1} = 3,34 \frac{kg}{s}$$

V úseku K, prvního řáhu kondenzuje největší množství pary, protože chladič voda je tam nejchladnější.

1.řáh			2.řáh		
Označení úseku	Délka úseku	Množstvo skond. pary	Označení úseku	Délka úseku	Množstvo skond. pary
	l [m]	\dot{m}_x [kg/s]		l [m]	\dot{m}_x [kg/s]
K1	0,78	3,340	K2	0,78	1,617
L1	0,784	3,175	L2	0,784	1,538
M1	0,784	3,003	M2	0,784	1,454
N1	0,784	2,840	N2	0,784	1,375
O1	0,784	2,686	O2	0,784	1,301
P1	0,784	2,540	P2	0,784	1,230
Q1	0,784	2,402	Q2	0,784	1,163
R1	0,784	2,272	R2	0,784	1,100
S1	0,784	2,148	S2	0,784	1,040
T1	0,784	2,032	T2	0,784	0,984
U1	0,784	1,921	U2	0,784	0,930
V1	0,784	1,817	V2	0,784	0,880
W1	0,78	1,710	W2	0,78	0,828

Tab. 17 Množstvo skondenzovanej pary na jednotlivých úsekoch prvního a druhého řáhu jednoho modulu

9. Stanovenie rýchlostí průdenia pary v kondenzátore

9.1 Výpočet rýchlosti průdenia pary skr prietochné kanály medzi jednotlivými rastrami

Z dôvodu, že obe polovice kondenzátora sú zrkadlovým obrazom jedna druhej a obe sa skladajú z dvoch modulov nachádzajúcich sa jeden nad druhým, nie je potrebné pri tomto výpočte špecifikovať, o ktorú polovicu ide.

Spôsob značenia a indexovania:

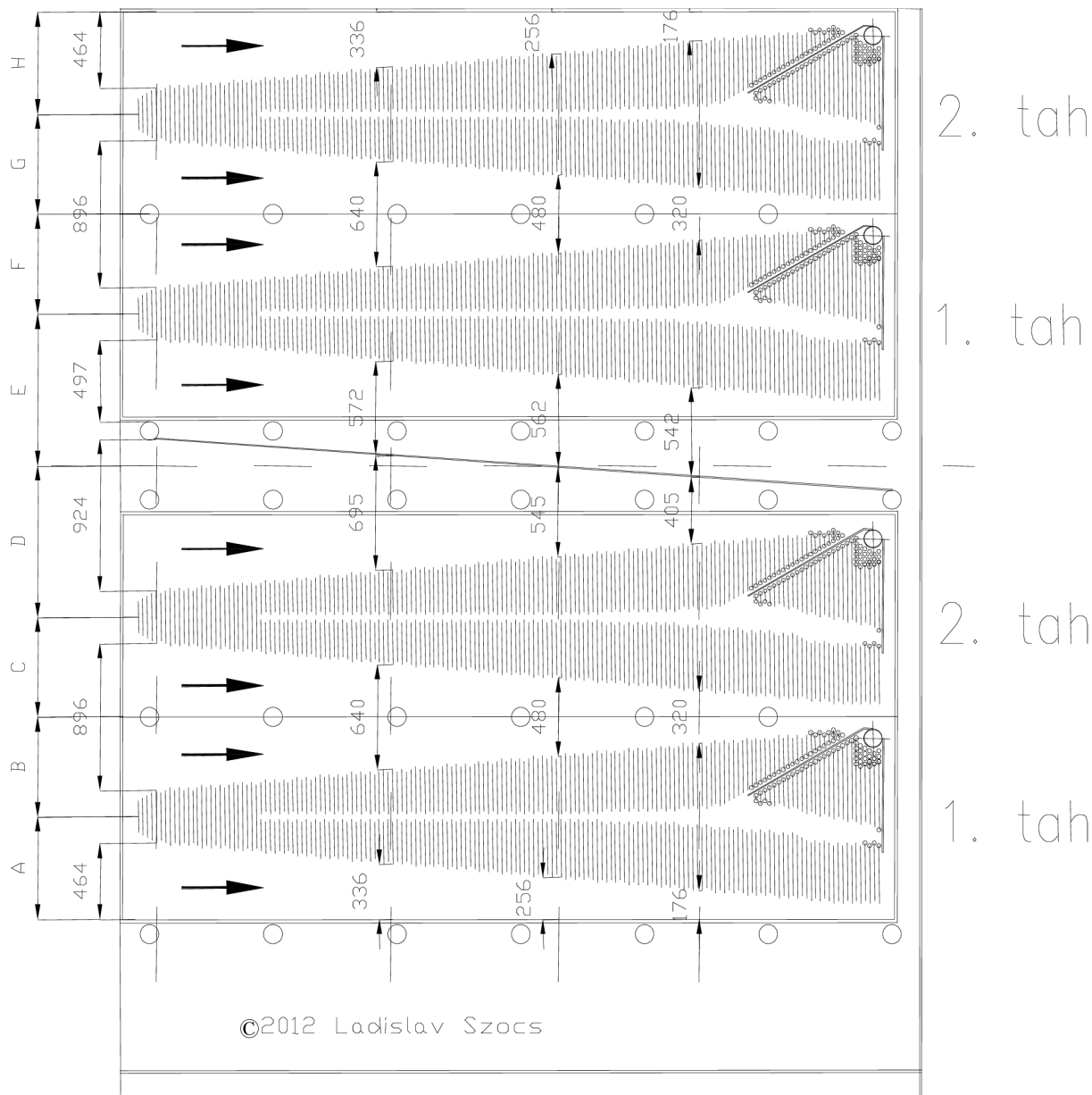
Indexmi A, B, C, D sú označené frakcie prietochnej plochy v priestore medzi zväzkami dolného modulu. Pre prehľadnosť je uvedený názorný obr. 23.

A obdobne sú indexmi E, F, G, H sú označené jednotlivé priestory medzi zväzkami hore umiestneného modulu na príslušných rezoch I, II, III, IV. (pozri obr. 23).

Napríklad:

$w_{I, K1A}$ označuje rýchlosť pary na:

- I. rez I.
- K 1 úsek K, 1. ťahu
- A oblasť A



Obr. 23 Rez zvázkami rúr

Z dôvodu veľkého počtu rezov a úsekov je ďalej podrobne uvedený len výpočet pre jeden úsek, konkrétne úsek K prvého ťahu. Podrobný výpočet je názorne uvedený len pre prúdenie cez rez I. Vypočítané množstvá pary a jej rýchlosti cez rezy II., III., IV. sú uvedené v prehľadnej tabuľke nachádzajúcej sa v prílohe č. 2

Na rúrach vymedzených oblasťou A kondenzuje polovica pary prúdiacej na daný rastr.

$$\dot{m}_{I, K1A} = 0,5 \cdot \dot{m}_{K1} \quad (9.1.)$$

$$\dot{m}_{I. K1A} = 0,5 \cdot 3,34 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{I. K1A} = 1,67 \frac{kg}{s}$$

Cez úsek B prúdi hmotnostný tok pary, ktorý kondenzuje na hornej polovici rastra 1. ťahu. Preto sa uvažuje pomerné množstvo $\frac{1}{2}$.

$$\dot{m}_{I. K1B} = 0,5 \cdot \dot{m}_{K1} \quad (9.2)$$

$$\dot{m}_{I. K1B} = 0,5 \cdot 3,34 \frac{kg}{s}$$

$$\dot{m}_{I. K1B} = 1,67 \frac{kg}{s}$$

Prietočné plochy skrz rez I.

$$S_{I. K1A} = 0,464 m \cdot 0,780 m$$

$$S_{I. K1A} = 0,36192 m^2$$

$$S_{I. K1B} = \frac{0,896 m}{2} \cdot 0,780 m$$

$$S_{I. K1B} = 0,34944 m^2$$

Rýchlosť pary:

Rýchlosť pary sa vypočíta pomocou rovnice kontinuity.

$$v_p = 19,23445 m^3/kg$$

$$w_{I. K1A} = \frac{\dot{m}_{I. K1A} \cdot v_p}{S_{I. KA}} \quad (9.3)$$

$$w_{I. K1A} = \frac{1,67 kg/s \cdot 19,23445 m^3/kg}{0,36192 m^2}$$

$$w_{I. K1A} = 88,8 m/s$$

$$w_{I. K1B} = \frac{\dot{m}_{I. K1B} \cdot v_p}{S_{I. KB}} \quad (9.4)$$

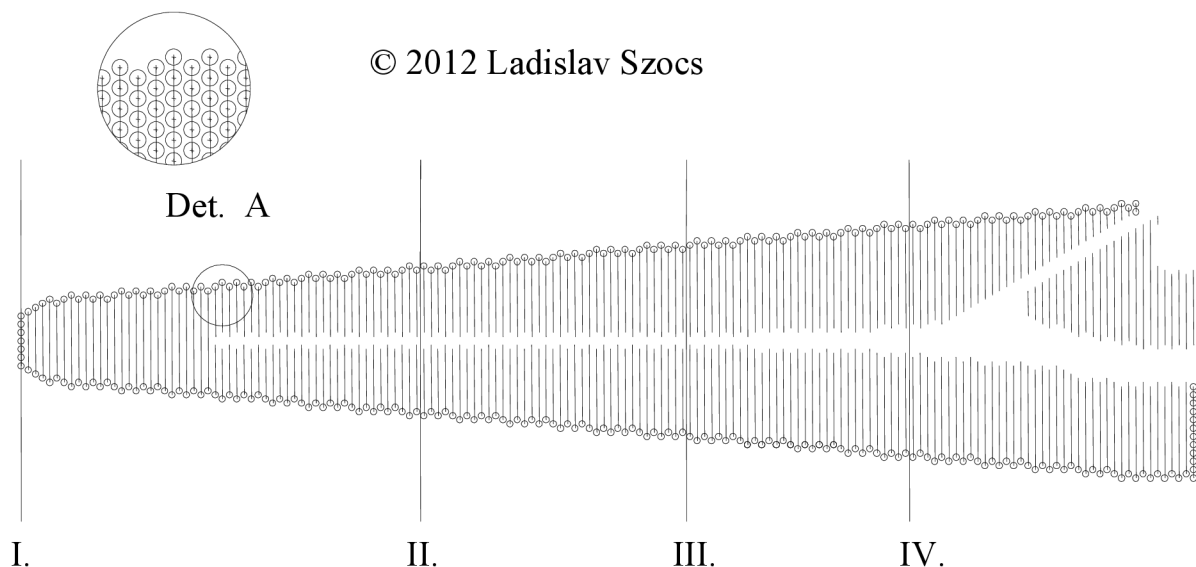
$$w_{I. K1B} = \frac{1,67 kg/s \cdot 19,23445 m^3/kg}{0,34944 m^2}$$

$$w_{I. K1B} = 91,9 m/s$$

Vypočítané rychlosti vo všetkých úsekoch kondenzátora sú zosumarizované v prílohe č. 2.

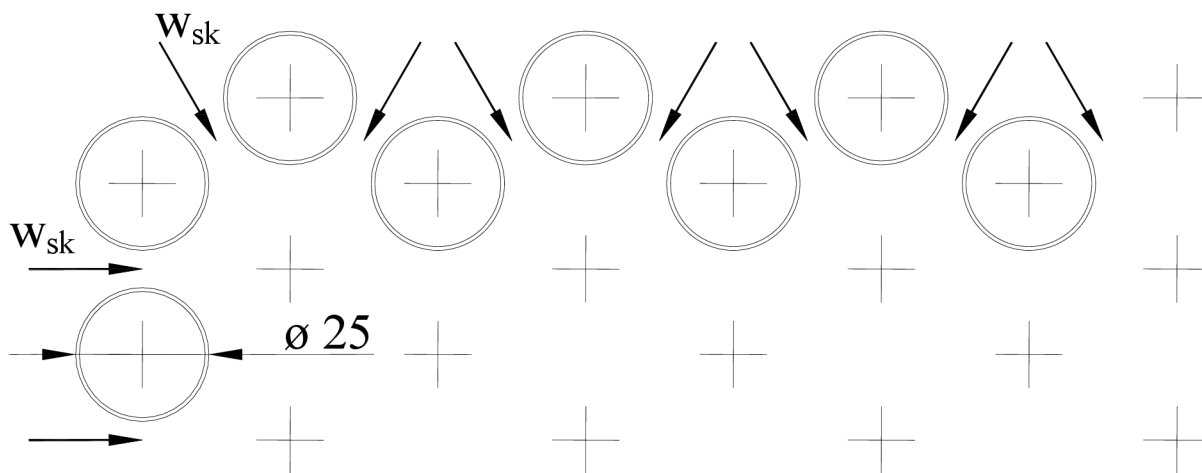
9.2 Výpočet skutočných rýchlostí prúdenia pary skr medzery medzi teplosmennými rúrami

Para prúdi medzi rúrami, ktoré sú striedavo presadené. Za prietochný prierez sa uvažuje suma všetkých medzier medzi teplosmennými rúrami na príslušnom povrchu rastu. Za účelom zvýšenia presnosti riešenia sa určuje skutočná rýchlosť prúdiacej pary v úsekoch medzi jednotlivými rezmi, ktoré boli definované na obr. 20. Je to z toho dôvodu, že sa zväzky teplosmenných rúr smerom, súbežným s vektorom vstupnej rýchlosti pary, do kondenzátora postupne rozširujú.



Obr. 24 Zväzok teplosmenných rúr

Je preto potrebné zosumarizovať počet medzier a prietochnú plochu medzi jednotlivými rezmi. Všetky rastre (dokopy 8) kondenzátora sú tvorené rovnakým počtom teplosmenných rúr, ktoré sú aj rovnako usporiadané v priestore. Preto tab. 16 platí pre všetky rastre, nazávisle od toho, v ktorom module kondenzátora a v ktorom ťahu sa nachádzajú.



© 2012 Ladislav Szocs

Obr. 25 Skutočná rýchlosť pary prúdiacej pomedzi teplosmenné rúry

To znamená, že pre úsek K dlhý 0,780 m, pričom šírka medzere medzi jednotlivými rúrami je 7 mm a počet medzier medzi rúrami na povrchu jedného rastru medzi rezmi I. a II. je presne 118, je veľkosť prietočnej plochy daná rovnicou č. 9.5.:

$$S_K = x \cdot s \cdot l_{\text{úsek}} \quad (9.5.)$$

$$S_K = 118 \cdot 0,007 \text{ m} \cdot 0,780 \text{ m}$$

$$S_K = 0,64428 \text{ m}^2$$

úsek	počet medzier [-]	prietočná plocha [m ²]	počet teplosmenných rúr [-]
I.-II.	118	0,64428	772
II.-III.	76	0,41496	762
III.-IV.	64	0,34944	784
IV.-	88	0,48048	780

Tab. 18 Charakteristika medzier medzi teplosmennými rúrami jedného rastru

Pri určení skutočnej rýchlosti prúdenia pary obtekajúcej teplosmenné rúry v rovine kolmej k ich osi sa vychádza z rovnice kontinuity. Uvažuje sa špecifický objem pary na vstupe do kondenzátora.

$$w_{sk} = \frac{\dot{m}_x \cdot v_p}{S_x} \quad (9.6.)$$

Pri výpočte skutočnej rýchlosti na úseku medzi rezmi I. a II. sa počíta s rúrami jedného rastru umiestnenými medzi rezmi I. a II. a preto je potrebné pri dosadení do vzorca uvažovať len s hmotnostným tokom pary kondenzujúcom na príslušnom úseku. Preto vo vzorci vystupuje

zlomok $\frac{772}{3098}$, ktorý vyjadruje pomer počtu rúr nachádzajúcich sa medzi dvoma rezmi a celkového počtu rúr, ktoré sa podieľajú na kondenzácii vodnej pary (na rúrach chladiča dochádza k minimálnej kondenzácii vodnej pary a preto sa nezahŕňajú medzi aktívnu kondenzačnú plochu).

$$w_{skK} = \frac{\dot{m}_K \cdot \frac{772}{3098} \cdot v_p}{S_{KI-II.}}$$
$$w_{skK} = \frac{\frac{3,34 \text{ kg}}{2 \text{ s}} \cdot \frac{772}{3098} \cdot 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}}{0,64428 \text{ m}^2/2}$$
$$w_{skK} = 24,8 \text{ m/s}$$

Pre úplnosť výpočtu sú uvedené vypočítané skutočné rýchlosti pary pomedzi teplosmenné rúry v prehľadnej tabuľke pripojenej v prílohe č. 3. Ako je možné vidieť, každý rastr je z hľadiska výpočtu dělený na dolnú a hornú polovicu. Príslušné časti rastrov sú označované písmenami abecedy. Časti: A, B patria rastru 1. ťahu a časti značené C, D patria zas rastru 2. ťahu modulu.

Teplosmenné rúry jedného rastru medzi rezmi I. až IV. sú súmerne usporiadané podľa stredovej čiary rastra. Túto súmernosť následne vykazujú aj veľkosti hľadanej skutočnej rýchlosti pre úseky medzi rezmi I. až IV. pre horné a dolné polovice rastra.

V kontrolovanom úseku vymedzenom rezom IV. až po okraj rastra nemožno hovoriť o súmernosti. Je to dané skutočnosťou, že v danom úseku sa nachádza chladič a odvod nekondenzujúcich plynov a tým pádom sa v hornej polovici nachádza iné množstvo odlišne zoskupených teplosmenných rúr ako v dolnej časti.

Získané hodnoty skutočnej rýchlosti sa následne porovnávajú s kritickou rýchlosťou prúdenia pary.

10. Kontrola zväzkov rúr na kmitanie

10.1 Základné predpoklady kontroly

Para prúdiaca od turbíny do kondenzátora cez vstupné hrdlo sa postupne dostane ku zväzkom rúr, ktoré sú obtekané parou prične po celom ich obvode. Prúdenie pary vyvoláva kmitanie rúr kondenzátora, ktoré môže viesť k nežiaducim poruchám zariadenia.

Pri kontrole zväzku rúr na kmitanie sa porovnáva skutočná rýchlosť prúdenia s kritickou rýchlosťou prúdenia pary. Skutočná rýchlosť prúdenia pary musí byť nižšia ako kritická rýchlosť, tj.:

$$w_{sk} < w_{kr}$$

Ďalej musí byť splnená podmienka, že vlastná frekvencia kmitania teplosmenných rúr musí byť mimo frekvenčného pásma buďeného turbínou, tj.:

$$f_n \neq 50 \pm 3 \text{ Hz}$$

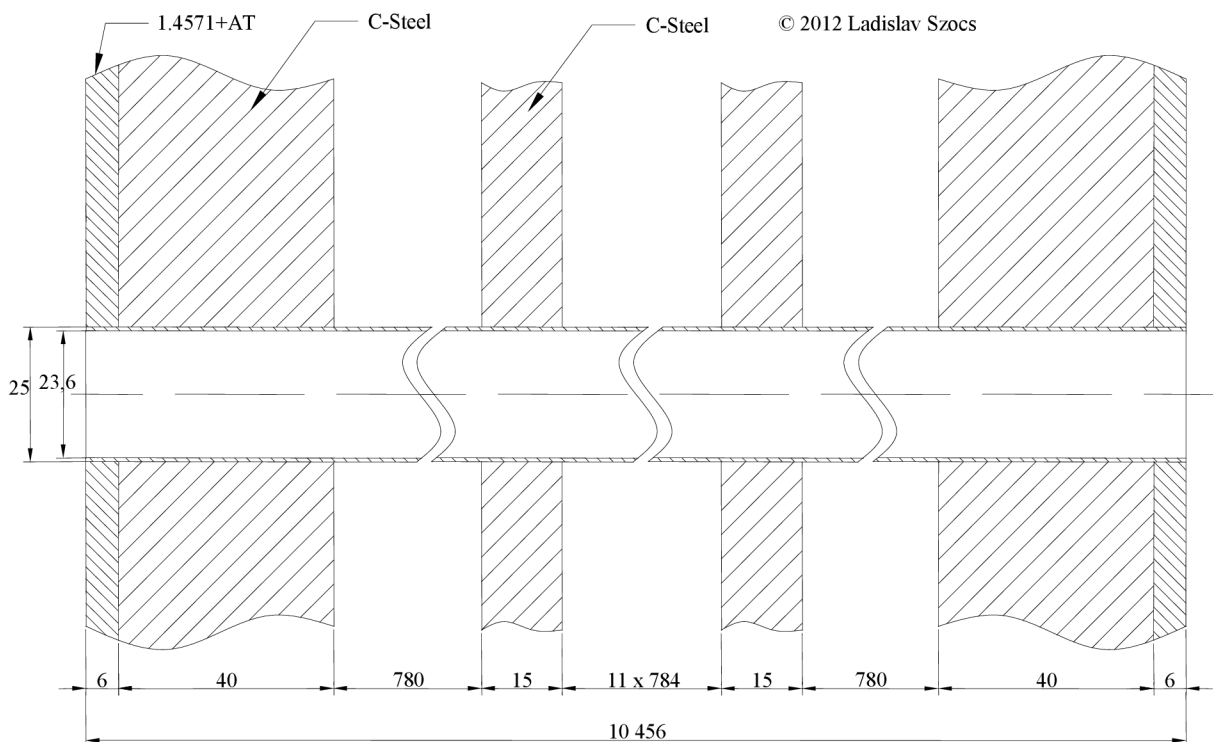
Je potrebné určiť vlastnú frekvenciu kmitania rúr kondenzátora. Toto rezonančné kmitanie je buďené rýchlosťou, tzv. kritickou rýchlosťou. Kritická rýchlosť pary je rýchlosť, ktorá vyvoláva kmitanie rúr s frekvenciou rovnajúcou sa vlastnej frekvencii teplosmenných rúr kondenzátora.

Ako je ďalej uvedené, vlastná frekvencia kmitania teplosmennej rúry závisí od tuhosti rúry, jej hmotnosti na meter dĺžky, tuhosti uchytenia, voľnej dĺžky medzi uchyteniami, osovej sily a ďalších parametrov, ktoré sú korigované konštantami.

Teplosmenné rúry v kondenzátore sú na oboch koncoch zavalcované a zavarené do trubkovníc, pričom v priestore medzi trubkovnicami sú podoprené v určitých odstupoch podpernými stenami. Uchytenie zavarením konca rúry možno klasifikovať ako votknutie. Pričom podoprenie rúr v priestore medzi trubkovnicami je bez zavarenia.

Preto je potrebné stanoviť vlastné frekvencie kmitania pre oba spôsoby uchytenia rúr:

- úseky K,W na ktorých sú rúry z jednej strany votknuté a na druhom konci podoprené
- úseky L,M, ...U,V s podpernými rúrami na oboch koncoch



Obr. 26 Uchytenie teplosmennej rúry

10.2 Určenie kritickej rýchlosti pre rúry na jednom konci votknutých a na druhom konci podopretých

Pri výpočte vlastnej frekvencie zväzku rúr sa vychádza z ďalej uvedených vzorcov, ktoré platia pre obtekanie telies kruhového prierezu v priečnom smere. Je potrebné upozorniť, že styčné body podoprení sa uvažujú v osiach podperných stien.

$$w_{kr} = f_n \cdot \sqrt{M} \cdot \beta \cdot \sqrt{\delta \cdot v_p} \quad (10.1.)$$

$$f_n \cdot \sqrt{M} = K \cdot \frac{c_n}{l_{úsek}^2} \cdot \sqrt{E \cdot I + \frac{P \cdot l_{úsek}^2}{\pi^2}} \quad (10.2.)$$

w_{kr}	[m/s]	kritická rychlost' pary
f_n	[Hz]	vlastná frekvencia rúry pri danom uchytení
M	[kg]	hmotnosť 1 m teplosmennej rúry plnej vody
β	[-]	konštanta nestability prúdenia
δ	[-]	logaritmickej dekrement útlmu kmitania zväzkov rúr
$\delta = 0,06$		pre vodu a kvapaliny
$\delta = 0,03$		pre vzduch a pary
v_p	[m ³ /kg]	merný objem pary
K	[-]	konštanta
$K = 1,0$		pre priame rúru
$K = 0866$		pre zahnuté rúry
c_n	[-]	konštanta uchytenia rúr
$c_n = 3,56$		pre oba konce rúr votknuté
$c_n = 2,45$		pre jeden koniec votknutý a druhý podoprený
$c_n = 1,57$		pre oba konce podoprené
E	[Pa]	modul pružnosti
$E = 2,1 \cdot 10^{11} Pa$		pre nerezovú oceľ
I	[m ⁴]	moment zotrvačnosti
P	[N]	axiálna sila v rúrach

Ako prvé je potrebné stanoviť hmotnosť 1 metra teplosmennej rúry plnej chladiacej vody

$$M = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_1^2)}{4} \cdot \rho_{nerez} + \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot \rho_{voda} \quad (10.3.)$$

$$M = \frac{\pi \cdot (0,025m^2 - 0,0236m^2)}{4} \cdot 8000 kg/m^3 + \frac{\pi \cdot 0,0236m^2}{4} \cdot 995,38 kg/m^3$$

$$M = 0,863 kg/m$$

Následuje výpočet momentu zotrvačnosti teplosmennej rúry:

$$I = \frac{\pi \cdot (d_2^4 - d_1^4)}{64} \quad (10.4.)$$

$$I = \frac{\pi \cdot (0,025m^4 - 0,0236m^4)}{64}$$

$$I = 3,947635 \cdot 10^{-9} m^4$$

Následne možno prejsť k samotnému výpočtu vlastnej frekvencie rúr.

$$f_n \cdot \sqrt{M} = K \cdot \frac{c_n}{l_{\text{úsek}}^2} \cdot \sqrt{E \cdot I + \frac{P \cdot l_{\text{úsek}}^2}{\pi^2}}$$

$$= 1 \cdot \frac{2,45}{(0,78 m + \frac{0,015}{2} m)^2} \sqrt{2,1 \cdot 10^{11} Pa \cdot 3,947635 \cdot 10^{-9} m^4 + \frac{0 N \cdot (0,78 m + 0,015 m/2)^2}{\pi^2}}$$

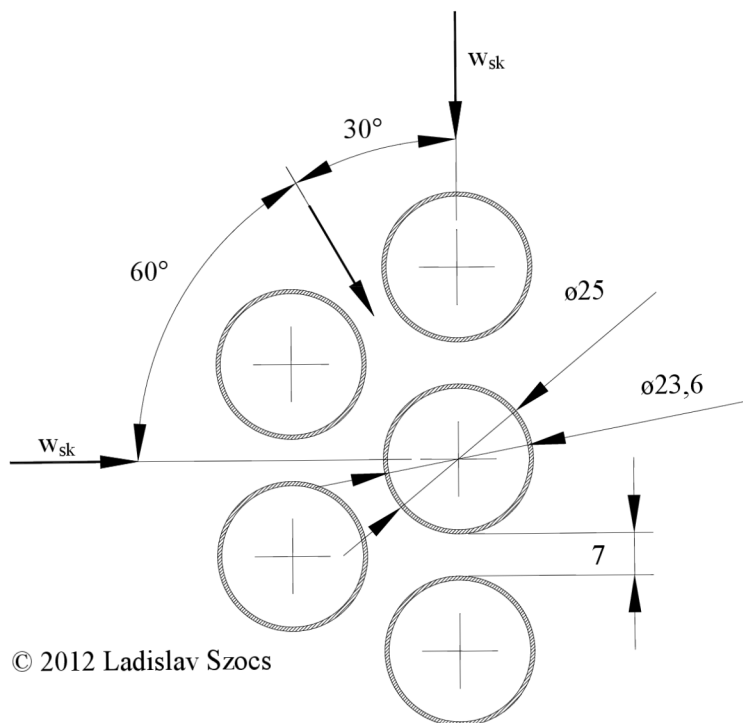
$$f_n \cdot \sqrt{M} = 113,75$$

$$f_n = \frac{113,75}{\sqrt{M}}$$

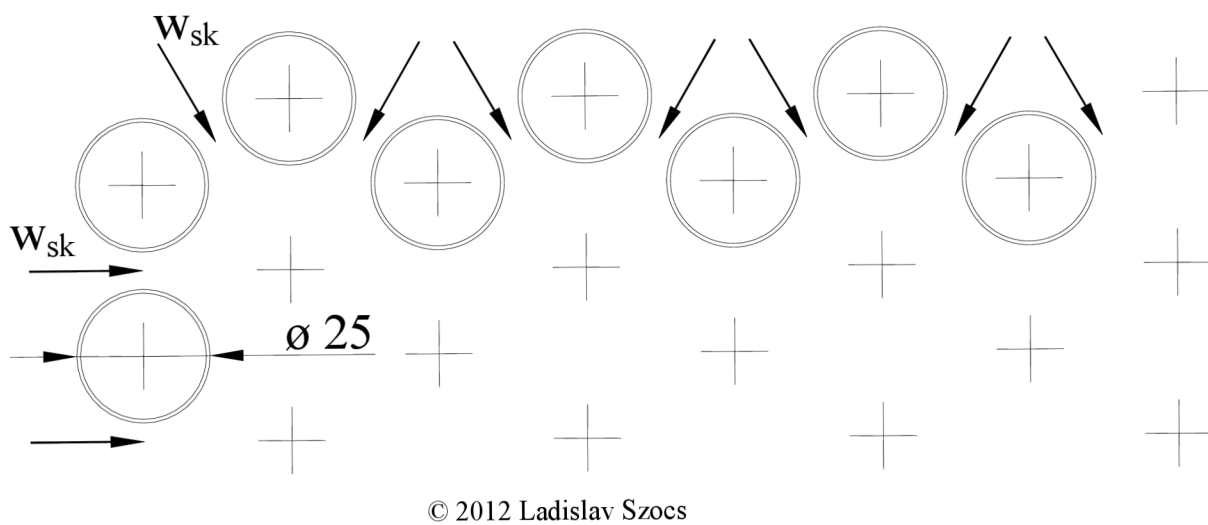
$$f_n = \frac{113,75}{\sqrt{0,863 kg/m}}$$

$$f_n = 122,4 Hz$$

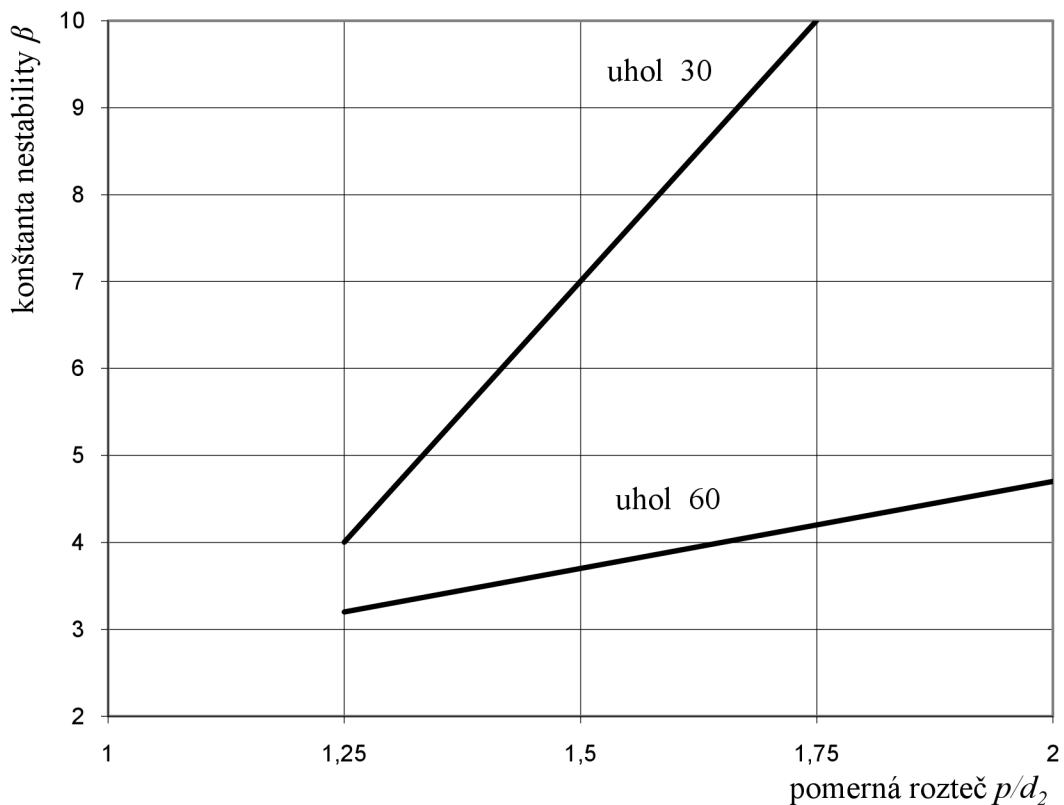
Vypočítaná hodnota vlastnej frekvencie kmitania rúr je dostatočne vzdialená od frekvencie kmitania rúr kondenzátora budenej turbínou (50 Hz).



Obr. 27 Smer prúdenia skutočnej rýchlosti vzhľadom na polohu rúr



Obr. 28 Detail na skutočnú rýchlosť pary prúdiacu pomedzi teplosmenné rúry rastra



Obr. 29 Závislosť konštanty nestability od pomernej rozteče

Pre ďalší výpočet je nutné určiť pomernú rozteč rúr:

Rozteč rúr je daná vzorcom č. 10.5:

$$p = d_2 + b \quad (10.5.)$$

$$p = 25 \text{ mm} + 7 \text{ mm}$$

$$p = 32 \text{ mm}$$

Pomerná rozteč rúr je potom:

$$\frac{p}{d_2} = \frac{32 \text{ mm}}{25 \text{ mm}} \quad (10.6.)$$

$$\frac{p}{d_2} = 1,28$$

Stanovenie kritickej rýchlosti pre prúdenie pod uhol 60°.

$$\beta = 3,3$$

$$w_{kr} = f_n \cdot \sqrt{M} \cdot \beta \cdot \sqrt{\delta \cdot v_p}$$

$$w_{kr} = 122,4 \text{ Hz} \cdot \sqrt{0,863 \text{ kg/m}} \cdot 3,3 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$w_{kr} = 285 \text{ m/s}$$

Stanovenie kritickej rýchlosti pre prúdenie pod uhol 30°.

$$\beta = 4,4$$

$$w_{kr} = 122,4 \text{ Hz} \cdot \sqrt{0,863 \text{ kg/m}} \cdot 4,4 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$w_{kr} = 380 \text{ m/s}$$

10.3 Určenie kritickej rýchlosti pre rúry na oboch koncoch podporetých

Každý jeden úsek: L, M, ...U, V je dlhý 0,784 m, pričom šírka medzery medzi jednotlivými rúrami je tiež 7 mm. Šírka podperných stien je tak isto 15 mm.

Pri výpočte vlastnej frekvencie zväzku rúr sa vychádza z rovníc č. 10.1 a 10.2:

$$w_{kr} = f_n \cdot \sqrt{M} \cdot \beta \cdot \sqrt{\delta \cdot v_p}$$

$$f_n \cdot \sqrt{M} = K \cdot \frac{c_n}{l_{\text{úsek}}^2} \cdot \sqrt{E \cdot I + \frac{P \cdot l_{\text{úsek}}^2}{\pi^2}}$$

$$= 1 \cdot \frac{1,57}{(0,784 \text{ m} + 2 \cdot \frac{0,015 \text{ m}}{2})^2} \sqrt{\frac{f_n \cdot \sqrt{M}}{2,1 \cdot 10^{11} \text{ Pa} \cdot 3,947635 \cdot 10^{-9} \text{ m}^4 + \frac{0 \text{ N} \cdot (0,784 \text{ m} + 2 \cdot \frac{0,015 \text{ m}}{2})^2}{\pi^2}}}$$

$$f_n \cdot \sqrt{M} = 70,81$$

$$f_n = \frac{70,81}{\sqrt{M}}$$

$$f_n = \frac{70,81}{\sqrt{0,863 \text{ kg/m}}}$$

$$f_n = 76,2 \text{ Hz}$$

Vypočítaná hodnota vlastnej frekvencie kmitania rúr je dostatočne vzdialená od frekvencie kmitania rúr kondenzátora budenej turbínou (50 Hz).

Stanovenie kritickej rýchlosti pre prúdenie pod uhol 60°.

$$\beta = 3,3$$

$$w_{kr} = f_n \cdot \sqrt{M} \cdot \beta \cdot \sqrt{\delta \cdot v_p}$$

$$w_{kr} = 76,2 \text{ Hz} \cdot \sqrt{0,863 \text{ kg/m}} \cdot 3,3 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$w_{kr} = 177 \text{ m/s}$$

Stanovenie kritickej rýchlosti pre prúdenie pod uhol 30°.

$$\beta = 4,4$$

$$w_{kr} = 76,2 \text{ Hz} \cdot \sqrt{0,863 \text{ kg/m}} \cdot 4,4 \cdot \sqrt{0,03 \cdot 19,23445 \text{ m}^3/\text{kg}}$$

$$w_{kr} = 237 \text{ m/s}$$

Vypočítané kritické rýchlosti sú za účelom prehľadnosti zosumarizované v nasledovnej tab.

1.ťah				2.ťah			
úsek	dĺžka úseku	kritická rýchlosť, 60°	kritická rýchlosť, 30°	úsek	dĺžka úseku	kritická rýchlosť, 60°	kritická rýchlosť, 30°
	l [m]	w_{kr} [m/s]	w_{kr} [m/s]		l [m]	w_{kr} [m/s]	w_{kr} [m/s]
K1	0,78	285	380	K2	0,78	285	380
L1	0,784	177	237	L2	0,784	177	237
M1	0,784	177	237	M2	0,784	177	237
N1	0,784	177	237	N2	0,784	177	237
O1	0,784	177	237	O2	0,784	177	237
P1	0,784	177	237	P2	0,784	177	237
Q1	0,784	177	237	Q2	0,784	177	237
R1	0,784	177	237	R2	0,784	177	237
S1	0,784	177	237	S2	0,784	177	237
T1	0,784	177	237	T2	0,784	177	237
U1	0,784	177	237	U2	0,784	177	237
V1	0,784	177	237	V2	0,784	177	237
W1	0,78	285	380	W2	0,78	285	380

Tab. 19 Tabuľka kritických rýchlostí stanovených pre jednotlivé úseky

Následne je potrebné porovnať získané hodnoty kritickej rýchlosti so stanovenými skutočnými rýchlosťami, ktoré sa nachádzajú v prílohe č. 3.

Z porovnania vyplýva, že v nijakom bode kondenzátora neprúdi para rýchlosťou rovnou alebo vyššou ako je kritická rýchlosť pre daný úsek. To znamená, že uloženie zväzkov rúr z hľadiska kmitania je bezpečné.

11. Zberač kondenzátu

11.1 Návrh regulačného rozsahu

Zberač kondenzátu je zvarenec z plechov formujúcich kváder. Nachádza sa pod kondenzátorom. Z dôvodu, že sa kondenzátor skladá z dvoch oddelených rovnakých polovic, obe časti kondenzátora budú mať svoj vlastný zberač kondenzátu. Pričom platí, že jeden zberač kondenzátu je spoločný pre dva moduly umiestnené nad sebou. Čiže hmotnostný tok pary privádzanej od turbíny sa rozdeľuje na dve polovice a tým pádom aj hmotnostný tok kondenzátu je polovičný.

Množstvo pary vstupujúcej do kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	189,31
Množstvo pary vstupujúcej do 1 polovice kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	94,655
Množstvo pary vstupujúcej do 1 modulu kondenzátora	\dot{m}_p	kg/s	47,3275

Tab. 20 Hmotnostné toky kondenzátu podľa členenia kondenzátora

V ďalších výpočtoch sa uvažuje 1 polovica kondenzátora. Pre určenie objemu zberača kondenzátu je najprv potrebné stanoviť objemový tok kondenzátu za pomoci hustoty a hmotnostného toku kondenzátu.

$$\dot{V}_K = \frac{\dot{m}_p}{\rho_K} \quad (11.1.)$$

$$\rho_K = 992,541 \frac{kg}{m^3} \text{ pre tlak sýtosti } 7,02 \text{ kPa}$$

$$\dot{V}_K = \frac{94,655 \text{ kg/s}}{992,514 \text{ kg/m}^3}$$

$$\dot{V}_K = 0,09537 \text{ m}^3/\text{s}$$

Kapacita zberača musí pokrývať minimálne 5 minút menovitého prívodu kondenzátu. Regulačný rozsah zberača sa obyčajne dimenzuje na 3 minúty menovitého prívodu kondenzátu.

Pri kondenzátoroch koncipovaných pod turbínou hrozí menšie nebezpečenstvo zaplavenia lopatiek posledného stupňa turbíny ako u kondenzátorov po boku turbíny. Stúpajúca hladina kondenzátu pri výpadku regulácie hladiny kondenzátu v zberači kondenzátora pod turbínou môže stúpať a zaplavovať najnižšie položené teplosmenné rúry zväzkov. Zaplavenie teplosmenných rúr kondenzátora kondenzátom má potom vplyv na hodnotu vákua v kondenzátore.

Na druhej strane, pri nefunkčných ochranných systémoch kondenzátora umiestneného po boku turbíny stúpajúca hladina kondenzátu nad regulačný rozsah môže ihneď zaplaviť posledný stupeň kondenzačnej turbíny, nakoľko sa výškové kóty nachádzajú oveľa bližšie. V zberači kondenzátu pre kondenzátor umiestnený pod turbínou musí byť zavedená hladina H3, pri ktorej dochádza k odstaveniu turbíny. Tieto skutočnosti kladú vyššie nároky na sploňhivosť regulácie hladiny kondenzátu spomenutého zariadenia.

Pri návrhu objemu zberača na 5 minút nominálnej prevádzky by hladiny v regulačom rozsahu boli príliš blízko seba. Preto sa zvolil návrh objemu zberača kondenzátu na 8 minút nominálnej prevádzky kondenzátora, pričom sa rozšíri aj regulačný rozsah hladiny zberača kondenzátora.

Takže totálny objem zberača kondenzátu korešponduje s objemom kondenzátu za 8 minút menovitej prevádzky.

$$V_K = \dot{V}_K \cdot 8 \text{ min} \cdot 60 \text{ s/min} \quad (11.2.)$$

$$V_K = 0,09537 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 8 \text{ min} \cdot 60 \text{ s/min}$$

$$V_K = 45,78 \text{ m}^3$$

Zberač kondenzátu sa nachádza na spodku kondenzátora pod zväzkami rúr. Jeho dĺžka sa odvádza od celkovej dĺžky rúr, pričom je skrátaná o hrúbku trubkoviec na oboch stranách a o konštrukčný rozmer 382 mm na každej strane.

$$l_{D \text{ OUT}} = L - 2 \cdot 0,046 \text{ m} - 2 \cdot 0,382 \text{ m} \quad (11.3.)$$

$$l_{D \text{ OUT}} = 10,456 \text{ m} - 2 \cdot 0,046 \text{ m} - 2 \cdot 0,382 \text{ m}$$

$$l_{D \text{ OUT}} = 9,60 \text{ m}$$

Pričom rozmer vnútorného priestoru, vystupujúci pri výpočte objemu zberača sa rovná dĺžke zberača zmenšenej o hrúbky plechov na oboch stranách.

$$l_D = l_{D \text{ OUT}} - 2 \cdot 0,015 \text{ m} \quad (11.4.)$$

$$l_D = 9,60 \text{ m} - 2 \cdot 0,015 \text{ m}$$

$$l_D = 9,57 \text{ m}$$

Šírka zberača vychádza z horizontálneho rozmeru priestoru obsahujúceho zväzky teplosmenných rúr:

$$l_{S \text{ OUT}} = 4,740 \text{ m} + 0,150 \text{ m}$$

$$l_{S \text{ OUT}} = 4,890 \text{ m}$$

Rozmer vnútornej šírky priestoru, vystupujúci pri výpočte objemu zberača sa rovná šírke zberača zmenšenej o hrúbky plechov na oboch stranách.

$$l_S = l_{S \text{ OUT}} - 2 \cdot 0,015 \text{ m} \quad (11.5.)$$

$$l_S = 4,890 \text{ m} - 2 \cdot 0,015 \text{ m}$$

$$l_S = 4,860 \text{ m}$$

Hĺbka zberača kondenzátu sa potom vypočíta z objemu zberača.

$$l_H = \frac{V_K}{l_z \cdot l_S} \quad (11.6.)$$

$$l_H = \frac{45,78 \text{ m}^3}{9,57 \text{ m} \cdot 4,86 \text{ m}}$$

$$l_H = 0,98 \text{ m}$$

Výpočet regulačného rozsahu:

Z dôvodu, aby boli regulačné hladiny od seba dostatočne vzdialené, regulačný rozsah je zvolený na 4 minúty nominálnej prevádzky kondenzátora.

$$V_K = \dot{V}_K \cdot 4 \text{ min} \cdot 60 \text{ s/min} \quad (11.7.)$$

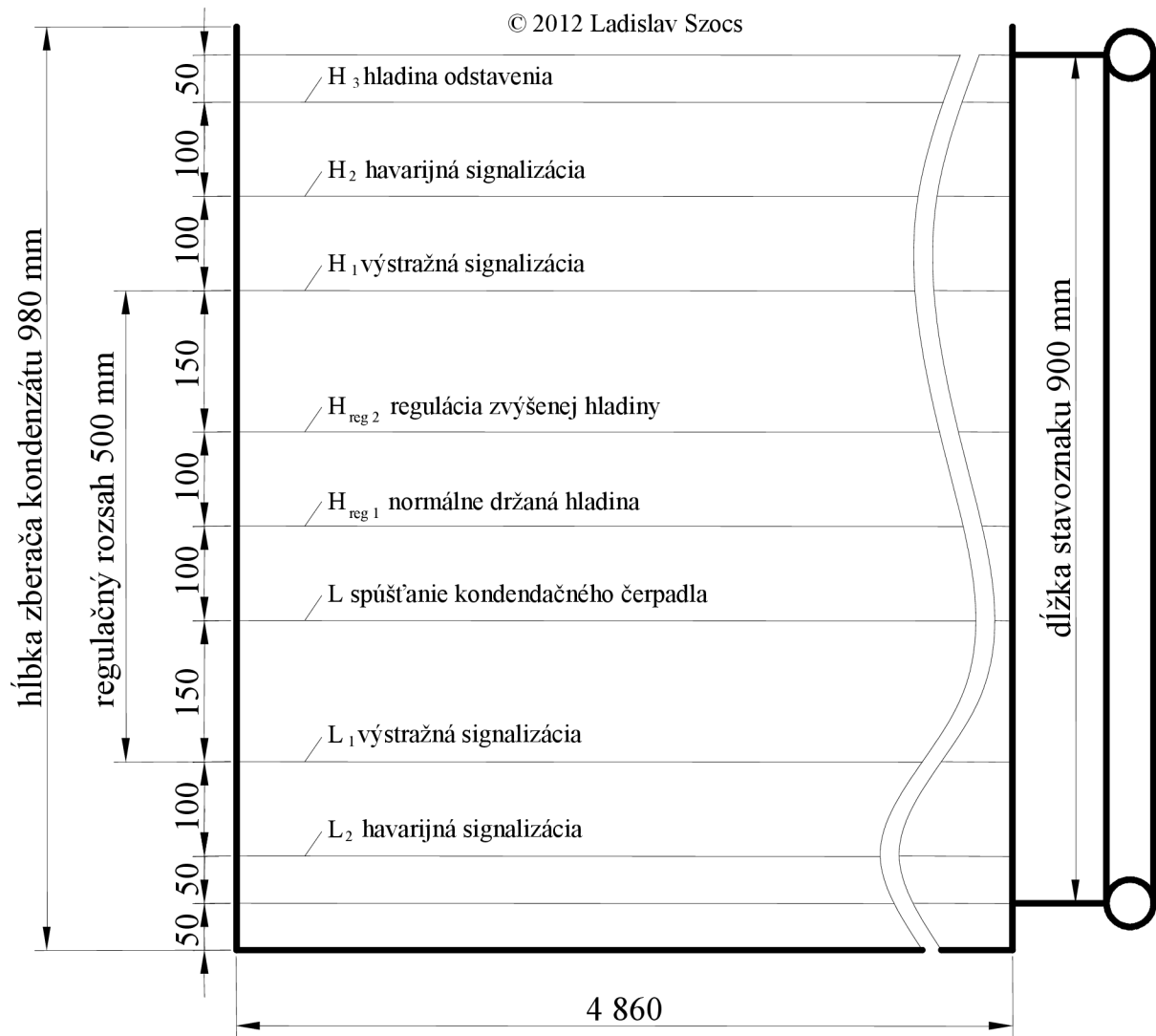
$$V_K = 0,09537 \text{ m}^3/\text{s} \cdot 4 \text{ min} \cdot 60 \text{ s/min}$$

$$V_K = 22,89 \text{ m}^3$$

$$l_R = \frac{V_K}{l_z \cdot l_s} \quad (11.8.)$$

$$l_R = \frac{22,89 \text{ m}^3}{9,57 \text{ m} \cdot 4,86 \text{ m}}$$

$$l_R = 0,492 \text{ m} \cong 0,5 \text{ m}$$



Obr. 30 Regulačný rozsah

11.2 Volba regulačního stavoznaku

Z důvodu spolehlivosti se na zberač kondenzátu použijí 2 stavoznaky. Přípojky ku stavoznaku se použijí DN 25 / PN 40. Na zberači se namontují 4 páry přípojok, z toho 2 páry sú zaslepené.

Samotný stavoznak je zvolený KSR Magnetic Level Indicator, od firmy KSR Kuebler.

Kód stavoznaku:

- Typ: BMA
- Přípojky: DN 25 / PN 40
- Senzor MG (magnetický)
- Vzdialenosť stred-stred M900
- Materiál: V60x2 (nerezová ocel' 316 Ti, 2 mm hrúbka steny)
- Display: MRA / SK (hliníkový / umelohmotná stupnica v cm)
- Spínač M (magnetický)
- Plavák ZVSS250 (Materiál nerezová ocel' 316 Ti, výška plaváka 250 mm)

12. Návrh systému odvodu vzduchu z kondenzátora

12.1 Stanovenie množstva prisávaného vzduchu

Ako prvý krok je potrebné stanoviť množstvo suchého vzduchu, ktoré je potrebné kontinuálne odsávať z kondenzátora. Pre tento účel slúži tabuľka odporúčaných množstiev určených HEI štandardom. [4]

Množstvo pary prúdiace do kondenzátora na každé vstupné hrdlo [t/h]	Množstvo odsávaného suchého vzduchu v smesy [kg/h]		
	Kondenzátor s dvoma plášťami		
	Počet vstupných hrdiel kondenzátora		
	2	3	4
45,360 – 113,400	30,62	40,82	40,82
113,401 – 226,800	40,82	40,82	51,03
226,801 – 453,592	51,03	51,03	61,23
453,593 – 907,185	61,23	71,44	81,65
907,186 – 1360,777	71,44	81,65	81,65
1360,778 – 1814,370	81,65	102,06	102,06
1814,371 -			

Tab. 21 Množstvo prisávaného suchého vzduchu do celého kondenzátora

Daný kondenzátor sa skladá z dvoch rovnakých polovic (pozri obr. 10., dve vstupné hrdlá, dva plášte kondenzátora) umiestnených po oboch bokoch turbíny. Obe časti sú identické a v oboch kondenzuje práve $\frac{1}{2}$ z celkového množstva pary prúdiacej z turbíny. Preto aj systémy odvodu zmesi nekondenzujúcich plynov z kondenzátora sú rovnaké pre obe časti, čiže sa uvažuje:

Množstvo pary vstupujúcej do celého kondenzátora je $\dot{m}_p = 189,31 \text{ kg/s}$, pričom množstvo pary vstupujúcej do jedného modulu kondenzátora je polovičná hodnota zadanej hodnoty:

$$\frac{\dot{m}_p}{2} = \frac{189,31}{2} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_p = 94,655 \text{ kg/s}$$

Hodnoty dané HEI štandardom v príslušnej tabuľke sú uvádzané v tonách za hodinu, preto je nutné prepočítať zadaný hmotnostný tok pary z kilogramov za sekundu na tony za hodinu.

$$\dot{m}_p = 94,655 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot \frac{3600 \frac{\text{s}}{\text{hod}}}{1000 \text{ kg/t}}$$

$$\dot{m}_p = 340,8 \frac{\text{t}}{\text{hod}}$$

Pre hmotnostný tok pary $\dot{m}_p = 340,8 \frac{\text{t}}{\text{hod}}$ predstavuje množstvo odsávaného suchého vzduchu pre celý kondenzátor podľa tabuľky: $\dot{m}_{vzd} = 51,03 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$

Keďže sa kondenzátor skladá z dvoch polovic a každá polovica z dvoch modulov, tak pre jeden modul kondenzátora to bude štvrtinové množstvo.

$$\dot{m}_{vzd} = \frac{51,03}{4} \frac{kg}{hod} = 12,7575 \frac{kg}{hod}$$

$$\dot{m}_{vzd} = 12,7575 \frac{kg}{hod} / 3600 \frac{s}{hod}$$

$$\dot{m}_{vzd} = 0,00354375 \frac{kg}{s}$$

Pred samotným odsaním zmesi nekondenzujúcich plynov je potrebné odlúčiť čím vyššie dosiahnuteľné množstvo skondezovanej pary, preto zmes prechádza chladičom. V chladiči sa podľa HEI štandardu predpokladá podchladenie zmesi o hodnotu 4,2°C pod teplotu sýtosti pary.

$$t_{zm} = t_k - \tau \quad (12.1.)$$

$$t_{zm} = 39,05 \text{ } ^\circ\text{C} - 4,2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$t_{zm} = 34,85 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Tomu odpevadajúci tlak a merný objem pary:

$$p_p = 5,582 \text{ kPa}$$

$$v_p = 25,406 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Pre samotné stanovenie množstva pary v zmesi sa vychádza zo stavových rovníc zložiek zmesi a z Daltonovho zákona pre parciálne tlaky zložiek zmesi.

$$p_i \cdot \dot{V}_i = \dot{m}_i \cdot R_i \cdot T \quad (12.2.)$$

$$p_{vzd} \cdot \dot{V} = \dot{m}_{vzd} \cdot R_{vzd} \cdot T \quad (12.3.)$$

$$p_p \cdot \dot{V} = \dot{m}_p \cdot R_p \cdot T \quad (12.4.)$$

$$p_{zm} = p_p + p_{vzd} \quad (12.5.)$$

$$p_{vzd} = p_{zm} - p_p \quad (12.6.)$$

Porovnaním rovníc č. 12.3 a 12.4 sa získa nasledovný výraz:

$$\frac{p_p}{p_{vzd}} = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{vzd}} \cdot \frac{R_p}{R_{vzd}} \quad (12.7.)$$

Pre hľadané množstvo pary sa upraví výraz:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_p}{p_{vzd}} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p} \quad (12.8.)$$

Nahradením parciálního tlaku vzduchu za pomoci Daltonovho zákona sa určí závislosť množstva pary od parciálnych tlakov zmesi a pary, čo predstavuje hľadaný vzťah.

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_p}{p_{zm} - p_p} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p} \quad (12.9.)$$

Vo vzorci vystupujú 2 plynové konštanty:

$R_p = 461,5 \text{ J/(kg.K)}$ plynová konštantá pary

$R_{vzd} = 287,1 \text{ J/(kg.K)}$ plynová konštantá vzduchu

Výpočet množstva pary v parovzdušnej zmesi:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_p}{p_{zm} - p_p} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p} \quad (12.10.)$$

V rovnici č. 12.10 sa vyčíslí výraz:

$$\frac{p_p}{p_{zm} - p_p} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p} = \frac{5,582 \text{ kPa}}{7,02 \text{ kPa} - 5,582 \text{ kPa}} \cdot \frac{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}}}{461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg.K}}} = 2,41486$$

Potom po dosadení do 12.10:

$$\dot{m}_p = 0,00354375 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 2,41489$$

$$\dot{m}_p = 0,00856 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Toto množstvo pary je kontinuálne odsávané z jedného modulu kondenzátora.

To znamená, že z jedného zväzku prvého ťahu a jedného zväzku druhého ťahu. Jedná sa o stratu pary, ktorú je potrebné dopĺňať.

Vyplývajúci z Daltonovho zákona sa objemový tok zmesi rovná objemovému toku pary:

$$\dot{V}_{zm} = \dot{V}_p = \dot{m}_p \cdot v_p \quad (12.11.)$$

$$\dot{V}_{zm} = 0,00856 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 25,406 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$\dot{V}_{zm} = 0,2175 \text{ m}^3/\text{s}$$

Stanovený objemový tok zmesi nekondenzujúcich plynov je odsávaný z priestorov jedného modulu.

12.2 Volba zberného potrubia

Pre výpočet svetlosti zberného potrubia sa využije rovnica kontinuity v upravenom tvare. Pričom je snaha udržať strednú rýchlosť prúdenia zmesi v zbernom potrubí okolo hodnoty 17,5 m/s.

$$\dot{V}_{zm} = \dot{m}_p \cdot v_p = S \cdot w \quad (12.12.)$$

$$S = \frac{\dot{m}_p \cdot v_p}{w} \quad (12.13.)$$

$$S = \frac{0,00856 \frac{kg}{s} \cdot 25,406 m^3/kg}{17,5 m/s}$$

$$S = 0,0124 m^2$$

Pričom priemer zberného potrubia sa stanoví zo vzorca č. 12.14.:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (12.14.)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,0124 m^2}{\pi}}$$

$$d = 0,126 m$$

Volí sa potrubie: DN 125 (\varnothing 133 x 4,5), kde:

vonkajší priemer $d_2 = 133,00$ mm

hrúbka steny $s = 4,50$ mm

vnútorný priemer $d_1 = 124,0$ mm

Následne je potrebné prepočítať skutočnú rýchlosť v zbernom potrubí (odporúčaná hodnota je do 20 m/s):

$$w = \frac{4 \cdot \dot{m}_p \cdot v_p}{\pi \cdot d^2} \quad (12.15.)$$

$$w = \frac{4 \cdot 0,00856 \frac{kg}{s} \cdot 25,406 m^3/kg}{\pi \cdot (0,124 m)^2}$$

$$w = 18,0 m/s$$

Stanovená rýchlosť vyhovuje podmienke $w < 20 m/s$.

12.3 Volba odsávacieho potrubia

Jeden modul navrhovaného kondenzátora sa skladá z dvoch zväzkov teplosmenných rúr. Každý zväzok má svoje príslušné odsávacie potrubie pre odsávanie zmesi nekondezujúcich plynov z chladiča. Z toho vyplýva že množstvo odsávanej zmesi je 1/2 na jedno odsávacie potrubie.

Pre výpočet svetlosti odsávacieho potrubia sa použijú nasledovné vzorce:

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (12.16.)$$

$$S = \frac{\dot{m}_p}{2} \cdot v_p \quad (12.17.)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{\dot{m}_p}{2} \cdot v_p}{\pi \cdot w}} \quad (12.18.)$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{0,00856 \text{ kg}}{2} \cdot \frac{25,406 \text{ m}^3/\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot 17,5 \text{ m/s}}}$$

$$d = 0,0889 \text{ m}$$

Následne sa vykoná voľba odsávacieho potrubia DN 100 ($\varnothing 108,0 \times 4,0$), kde:

vonkajší priemer $d_2 = 108 \text{ mm}$

hrúbka steny $s = 4,0 \text{ mm}$

vnútorný priemer $d_1 = 100,0 \text{ mm}$

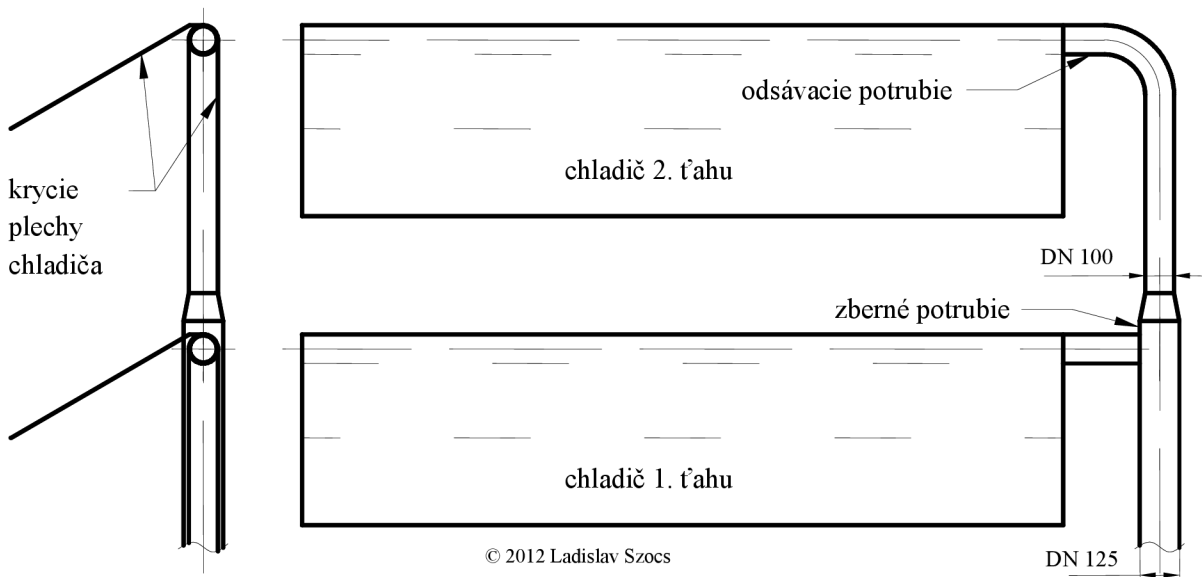
Je potrebné vykonať kontrolu pre skutočnú rýchlosť v odsávacom potrubí:

$$w = \frac{4 \cdot \frac{\dot{m}_p}{2} \cdot v_p}{\pi \cdot d^2}$$

$$w = \frac{4 \cdot \frac{0,00856 \text{ kg}}{2} \cdot \frac{25,406 \text{ m}^3/\text{kg}}{\text{s}}}{\pi \cdot (0,1 \text{ m})^2}$$

$$w = 13,8 \text{ m/s}$$

Stanovená rýchlosť vyhovuje podmienke $w < 20 \text{ m/s}$.



Obr. 31 Chladič, zberné a odsávacie potrubie

12.4 Stanovenie závislosti hmotnostného pomeru pary ku vzduchu v závislosti na podchladení zmesi

Zmes nekondenzujúcich plynov a vodnej pary je potrebné kontinuálne odvádzať z kondenzátora. Procesom odvodu dochádza aj k nežiaducemu odsatiu vodnej pary spolu so vzduchom. Tento nežiaduci jav je možné potlačiť na prijateľnú mieru podchladením zmesi v chladiči pod teplotu kondenzácie vodnej pary. Stanovenie pomeru hmotnostného toku odsávanej pary ku odsávanému vzduchu je dôležitý parameter pre dimenzovanie chladiča zmesi. Na stanovenie hľadaného pomeru sa použije vzorec č. 12.10. z kapitoly č. 12.1.:

$$\dot{m}_p = \dot{m}_{vzd} \cdot \frac{p_p}{p_{zm} - p_p} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p}$$

Jeho úpravou získame vzťah:

$$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{vzd}} = \frac{p_p}{p_{zm} - p_p} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p} \quad (12.19.)$$

Vo vzorci vystupujú 2 plynové konštanty:

$R_p = 461,5 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ plynová konštanta pary

$R_{vzd} = 287,1 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ plynová konštanta vzduchu

Hľadaná závislosť sa vyhodnocuje v závislosti na vstupnom parametri podchladenia zmesi.

$$t_{zm} = t_k - \tau \quad (12.20.)$$

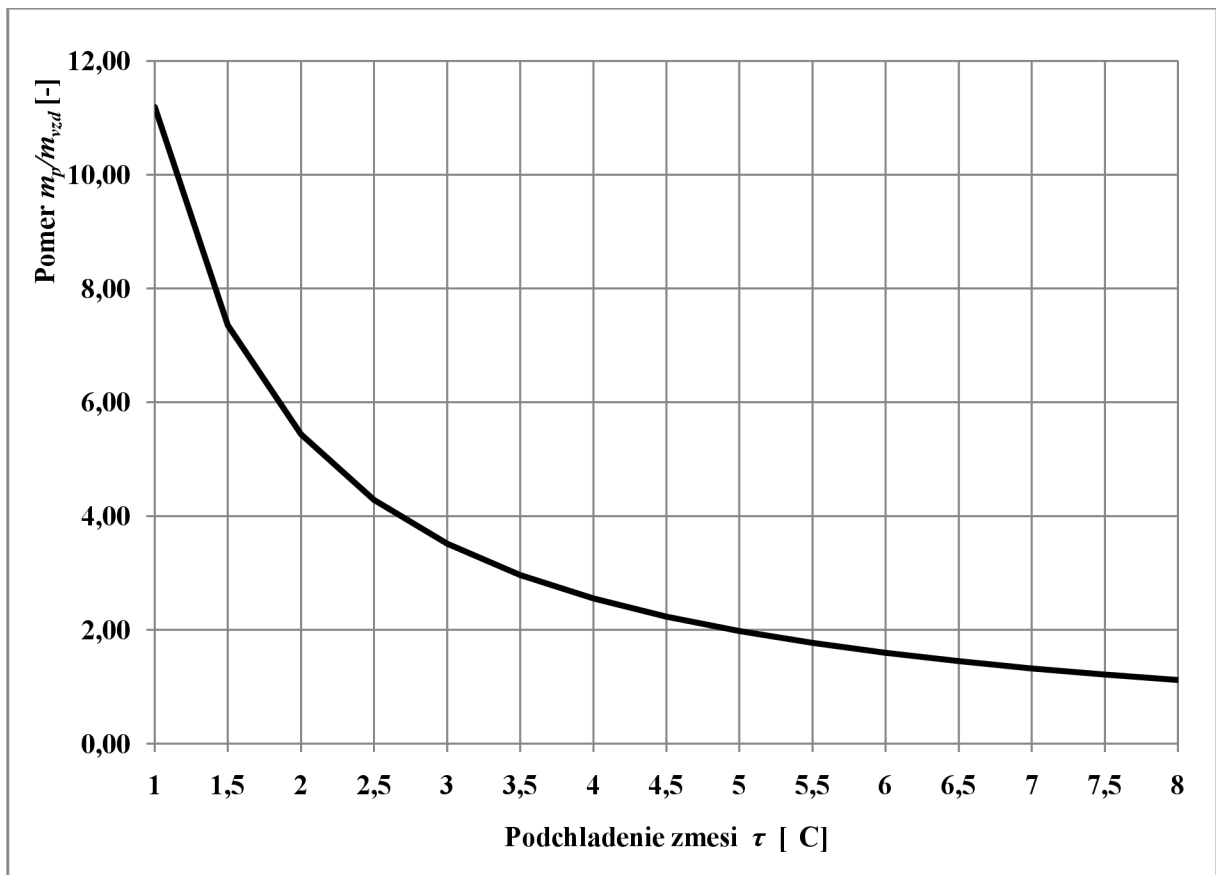
K danej teplote podchladenia sa potom určí odpovedajúci tlak a merný objem pary:

$$p_p = [kPa]$$

$$v_p = [m^3/kg]$$

τ	t_{zm}	p_p	v_p	$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{vzd}}$
[°C]	[°C]	[kPa]	[m ³ /kg]	[-]
1	38,05	6,650	21,540	11,19
1,5	37,55	6,473	22,097	7,36
2	37,05	6,299	22,671	5,43
2,5	36,55	6,129	23,262	4,28
3	36,05	5,964	23,870	3,51
3,5	35,55	5,802	24,497	2,96
4	35,05	5,644	25,142	2,55
4,5	34,55	5,490	25,807	2,23
5	34,05	5,340	26,493	1,98
5,5	33,55	5,193	27,199	1,77
6	33,05	5,049	27,927	1,59
6,5	32,55	4,909	28,677	1,45
7	32,05	4,773	29,451	1,32
7,5	31,55	4,639	30,248	1,21
8	31,05	4,509	31,070	1,12

Tab. 22 Závislost poměru hmotnostního toku pary ku vzduchu v závislosti od podchlazení směsi



Obr. 32 Závislosti pomeru hmotnostného toku pary ku vzduchu v závislosti na podchladiení zmesi

Získaná závislosť potvrdzuje poznatok, že intenzifikovaním podchladzovania zmesi v chladiči sa zníži nežiaduce odsávanie pary z kondenzátora.

12.5 Určenie množstva odsávaného vzduchu z jednotlivých úsekov 1. a 2. ťahu jedného modulu kondenzátora

Je zavedený predpoklad, že hmotnostný tok odsávaného vzduchu je po účinnej dĺžke kondenzátora rozdelený v pomere množstva kondenzujúcej pary na príslušných úsekoch.

Čiže celkové množstvo odsávaného vzduchu na jeden modul kondenzátora $\dot{m}_{vzd} = 0,00354375 \frac{kg}{s}$ je potrebné prepočítať v pomere na jednotlivé úseky. Pre názornosť je uvedený výpočet pre úsek K prvého ťahu.

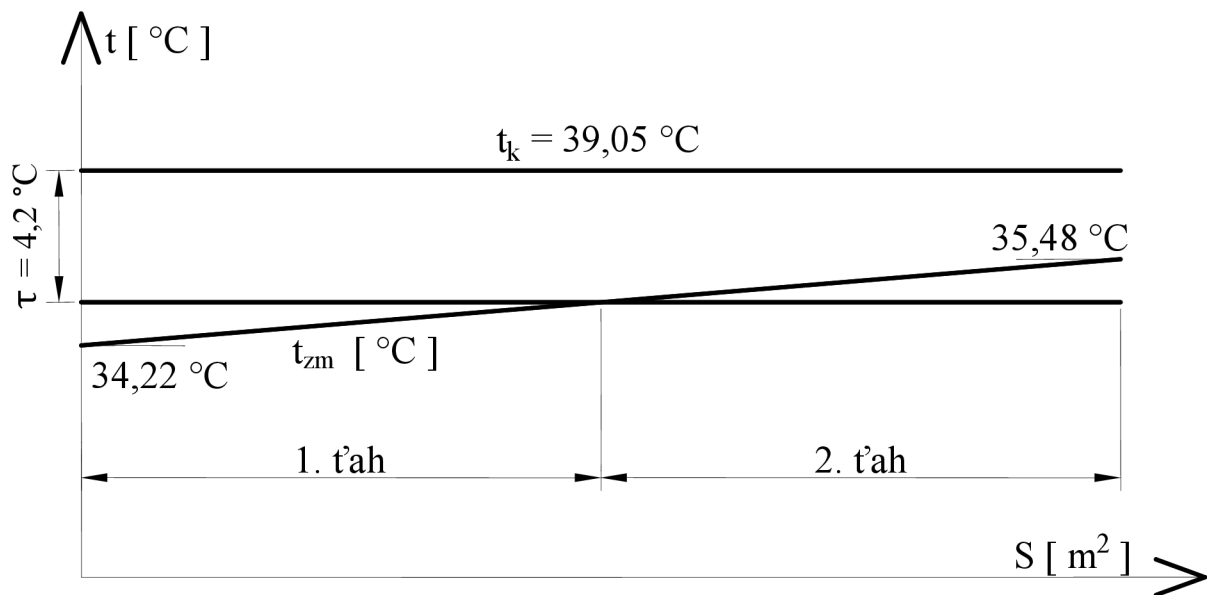
$$\dot{m}_{vzd K 1} = \frac{3,340 \text{ kg/s}}{47,3275 \text{ kg/s}} \cdot 0,00354375 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{vzd K 1} = 250,09 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$$

1.řah				2.řah			
Ozn.	Délka úseku	Množstvo z kond. pary	Množstvo ods. vzduchu	Ozn.	Délka úseku	Množstvo z kond. pary	Množstvo ods. vzduchu
	l [m]	\dot{m}_x [kg/s]	\dot{m}_{vzd} [kg/s] $\times 10^{-6}$		l [m]	\dot{m}_x [kg/s]	\dot{m}_{vzd} [kg/s] $\times 10^{-6}$
K	0,78	3,340	250,098	K	0,78	1,617	121,113
L	0,784	3,175	237,767	L	0,784	1,538	115,141
M	0,784	3,003	224,858	M	0,784	1,454	108,890
N	0,784	2,840	212,649	N	0,784	1,375	102,978
O	0,784	2,686	201,104	O	0,784	1,301	97,387
P	0,784	2,540	190,185	P	0,784	1,230	92,099
Q	0,784	2,402	179,859	Q	0,784	1,163	87,099
R	0,784	2,272	170,094	R	0,784	1,100	82,370
S	0,784	2,148	160,859	S	0,784	1,040	77,898
T	0,784	2,032	152,126	T	0,784	0,984	73,669
U	0,784	1,921	143,866	U	0,784	0,930	69,669
V	0,784	1,817	136,055	V	0,784	0,880	65,886
W	0,78	1,710	128,030	W	0,78	0,828	62,000

Tab. 23 Množstvo odsávaného vzduchu z jednotlivých úsekov

Ďalej je potrebné poznamenať, že množstvá odsávanej pary odsávacími potrubiami chladičmi príslušných úsekov sa riadia podchladením parovzdušnej zmesi (pozri predchádzajúcu kapitolu). Preto je ďalej potrebné určiť podchladenie zmesi v chladičoch pre príslušné úseky.



Obr. 33 Podchladenie zmesi v závislosti na polohe po účinnej dĺžke teplosmenných rúr

Teplota podchlazenia τ [C°] v príslušných úsekoch je určovaná pomocou nasledovného predpokladu: hodnota podchlazenia sa pohybuje po účinnej dĺžke teplosmenných rúr v rozmedzí -15 % až +15 % okolo strednej hodnoty $\tau = 4,2$ °C predpokladanej HEI štandardom.

Hodnota podchlazenia v úseku K prvého ťahu:

$$\tau_K = 4,2 \text{ °C} + 15 \% \quad (12.21.)$$

$$\tau_K = 4,83 \text{ °C}$$

Čiže teplota zmesi odsávaného vzduchu a pary v danom úseku K sa rovná teplote sýtosti vodnej pary zníženej o príslušné podchlazenie pre daný úsek.

$t_{zm\ K}$ teplota zmesi v úseku K [C°]

t_k teplota sýtosti vodnej pary [C°]

τ_K hodnota podchlazenia v úseku K [C°]

$$t_{zm\ K} = t_k - \tau_K \quad (12.22.)$$

$$t_{zm\ K} = 39,05 \text{ °C} - 4,83 \text{ °C}$$

$$t_{zm\ K} = 34,22 \text{ °C}$$

Danej teplote podchlazenia v úseku K odpevadá tlak a merný objem pary:

$$p_{p\ K} = 5,39 \text{ kPa}$$

$$v_{p\ K} = 26,257 \text{ m}^3/\text{kg}$$

Podľa vzorca č. 12.19:

$$\frac{\dot{m}_{p\ K}}{\dot{m}_{vzd\ K}} = \frac{p_{p\ K}}{p_{zm\ K} - p_{p\ K}} \cdot \frac{R_{vzd}}{R_p}$$

Vo vzorci vystupujú 2 plynové konštanty:

$R_p = 461,5 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ plynová konštantá pary

$R_{vzd} = 287,1 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ plynová konštantá vzduchu

$$\frac{\dot{m}_{p\ K}}{\dot{m}_{vzd\ K}} = \frac{5,39 \text{ kPa}}{7,02 \text{ kPa} - 5,39 \text{ kPa}} \cdot \frac{287,1 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}{461,5 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}}$$

$$\frac{\dot{m}_{p\ K}}{\dot{m}_{vzd\ K}} = 2,0576$$

$$\dot{m}_{p\ K} = 2,0576 \cdot 250,1 \cdot 10^{-6} \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{pK} = 0,515 \cdot 10^{-3} \text{ kg/s}$$

Na úseku K prvního řáhu jedného modulu kondenzátora sa odsaje spolu s odsávaným vzduchom 0,515 g/s pary. Obdobný výpočet platí aj pre ostatné úseky kondenzátora (pozri prílohu č. 4).

12.6 Výpočet rýchlosti parovzdušnej zmesi odsávacích otvoroch

Na výpočet sa použije vzorec pre výpočet rýchlosti cez clonu. Pričom získanú teoretickú hodnotu treba následne prenasobiť príslušným výtokovým súčiniteľom. Na výpočet teoretickej rýchlosti vychádza z adiabatického spádu, ktorý je daný smernicou Ko1495-D, ŠKODA POWER a.s.

$$w_{skut} = \mu \cdot w_{teor} \quad (12.23.)$$

$$w_{teor} = \sqrt{2 \cdot h_{ad}} \quad (12.24.)$$

$$h_{ad} = (0,00367 \cdot p_1 + 1,569) \cdot \Delta p \quad (12.25.)$$

p_1 [kPa] tlak na vstupe do clony odpovedá vákuu v kondenzátore $p_1 = p_k = 7,02 \text{ kPa}$

$$\Delta p = 3 \%$$

$$h_{ad} = (0,00367 \cdot 7,02 \text{ kPa} + 1,569) \cdot 3$$

$$h_{ad} = 4,784 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{teor} = \sqrt{2 \cdot h_{ad}}$$

$$w_{teor} = \sqrt{2 \cdot 4784 \text{ kJ/kg}}$$

$$w_{teor} = 97,82 \text{ m/s}$$

$$w_{skut} = \mu \cdot w_{teor}$$

$$w_{skut} = 0,59 \cdot 97,82 \text{ m/s}$$

$$w_{skut} = 57,7 \text{ m/s}$$

12.7 Určenie počtu odsávacích otvorov

Pre názornosť je vypočítaný počet odsávacích otvorov pre jeden zväzok 1. řahu pre úsek K, jedného modulu kondenzátora:

Pre veľkosť otvorov $\varnothing 8 \text{ mm}$:

$$N = \frac{4 \cdot \dot{m}_{pK} \cdot v_{pK}}{\pi \cdot d^2 \cdot w_{skut}} \quad (12.26.)$$

$$N = \frac{4 \cdot 0,515 \cdot 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{s}} \cdot 26,257 \text{ m}^3/\text{kg}}{\pi \cdot (0,008 \text{ m})^2 \cdot 57,7 \text{ m/s}}$$

$$N = 4,7 \text{ otvorov}$$

Počet otvorov sa zaokrúhľuje na najbližšie celé číslo hore.

$N \cong 5$ otvorov

To znamená že v úseku K kondenzátora je potrebné vyvrtáť do odsávacieho potrubia chladiča 5 otvorov s priemerom $\varnothing 8$ mm. Keďže množstvo odsávaného vzduchu je pre každý úsek kondenzátora rôzne, presný počet potrebných odsávacích otvorov je vypočítaný a doložený v prílohe č. 4.

13. Výpočet úbytku vákua

Úpadok vákua v kondenzátore je jav vyskytujúci sa v kondenzátore v prípade, že prestane systém odvodu nekondenzujúcich plynov pracovať. To má potom za následok zvýšenie parciálneho tlaku vzduchu v priestore kondenzátora. To znamená, že tlak v kondenzátore sa postupne zvyšuje. Rýchlosť tohto zvyšovania tlaku vyjadruje hodnota úpadku vákua.

Hodnota úbytku vákua sa určuje pre celý vákuový systém.

Rovnicu pre výpočet úbytku vákua možno odvodiť zo stavovej rovnice plynu. Úbytok vákua je spôsobený zvyšovaním parciálneho tlaku zmesi nekondenzujúcich plynov, hlavne vzduchu. Preto je plyn v rovnici charakterizovaný plynovou konštantou vzduchu R_{vzd} .

$R_{vzd} = 287,1 \text{ J/(kg.K)}$ plynová konštanta vzduchu

Teplota plynu vo vzorci vystupuje ako absolútna teplota a preto je ju potrebné vyjadrovať v stupňoch Kelvina. Ide o teplotu sýtosti:

$$\begin{aligned} t_k &= 39,05 \text{ }^\circ\text{C} \\ p \cdot V &= m \cdot R_{vzd} \cdot T \end{aligned} \quad (13.1.)$$

Rovnicu č. 13.1 sa vydolí objemom V , pričom sa dospeje k výrazu:

$$p = \frac{m \cdot R_{vzd} \cdot T}{V}$$

Aby sme dostali rýchlosť úbytku vákua, je potrebné zaviesť časovú deriváciu:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{dm}{d\tau} \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{vzd} \cdot T \quad (13.2.)$$

Člen $\frac{dm}{d\tau}$ predstavuje množstvo prisávaného vzduchu do kondenzátora, ktoré je aj kontinuálne odsávané odsávacím systémom nekondenzujúcich plynov.

Podľa kapitoly č.12.1 predstavuje množstvo odsávaného suchého vzduchu pre celý kondenzátor $\dot{m}_{vzd} = 51,03 \frac{\text{kg}}{\text{hod}}$

Hmotnostný tok odsávaného vzduchu je potrebné previesť na základné jednotky SI.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vzd} &= 51,03 \frac{\text{kg}}{\text{hod}} / 3600 \frac{\text{s}}{\text{hod}} \\ \dot{m}_{vzd} &= 0,014175 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Ďalej je potrebné poznať objem vnútorného priestoru kondenzátora V .

Podľa HEI standards sa tento objem stanoví empiricky z množstva privádzanej pary cez jeden prívod kondenzátora.

$$V = \dot{m}_p \cdot 1,6231 \frac{\text{hod}}{t} m^3 \quad (13.3.)$$

$$V = 340,8 \frac{t}{\text{hod}} \cdot 1,6231 \frac{\text{hod}}{t} m^3$$

$$V = 553 m^3$$

Teraz možno dosadiť do nasledovného vzorca č. 13.2:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{dm}{d\tau} \cdot \frac{1}{V} \cdot R_{vzd} \cdot T$$

$$\frac{dp}{d\tau} = 0,014175 \frac{kg}{s} \cdot \frac{1}{553 m^3} \cdot 287,1 J/(kg \cdot K) \cdot (39,05 + 273,15)K$$

$$\frac{dp}{d\tau} = 2,298 \frac{Pa}{s}$$

Vyjadrené v jednotkách za minútu:

$$\frac{dp}{d\tau} = 2,298 \frac{Pa}{s} \cdot 60 \frac{s}{min}$$

$$\frac{dp}{d\tau} = 137,88 \frac{Pa}{min}$$

V prípade, že by systém kontinuálneho odsávania zmesi nekondenzujúcich plynov prestal fungovať pri prevádzke kondenzátora na 100% nominálneho výkonu, tlak v kondenzátore by sa zvyšoval o hodnotu $137,88 \frac{Pa}{min}$.

14. Závěr

Diplomová práce obsahuje projekčný návrh vyhotovenia kondenzátora s optimálnymi vlastnosťami. K tomuto účelu slúži sumarizácia parametrov rôznych variantov vyhotovenia kondenzátora v tabuľke, ktorá je priložená v prílohe č. 1. Voľba výsledného variantu sa riadila aj podmienkami priestorového umiestnenia oboch polovic kondenzátora v strojozni. Pri analýze jednotlivých koncepcií bolo nutné dbať na zreteľ, že realizovaný kondenzátor dosahuje značné rozmery. Preto z hľadiska transportovateľnosti sa výber priklonil k variantu deleného kondenzátora na jednotlivé moduly.

Ďalším dôležitým bodom návrhu bolo stanovenie rýchlostného poľa v priestoroch medzi jednotlivými zväzkami teplosmenných rúr a medzi jednotlivými rúrami. Tento kontrolný výpočet je dôležitý preto, lebo obtekanie teplosmenných rúr prúdom pary môže vyvolať kmitanie. Pri danej kontrole sa dospelo k posudku, že prúdenia pary v kondenzátore nevyvoláva nežiaduce kmitanie.

V práci je uvedený aj výpočet odsávacieho a zberného potrubia na odsávanie nekondenzujúcich plynov z priestoru kondenzátora, ktoré sa cielene kumulujú v chladiči.

Práca uvádza aj výpočet úbytku vákua, jeden z cieľov zadania diplomovej práce.

Dôležitý bod návrhu je reprezentovaný zostavným výkresom, ktorý je priložený v prílohovej časti práce. Ide o schematický náčrt zariadenia, jeho hlavných rozmerov a uloženia. Na výkrese možno vidieť aj rozmery, polohu a typ vodných komôr. Na výkrese je naznačené aj uloženie kondenzátora, ktoré sa riadi voľbou pevného bodu kondenzátora a turbíny.

15. Zoznamy

15.1 Zoznam použitých zdrojov a literatúry

[1] MaM Multimedia, s.r.o., Novel, s.r.o., © 2011, [online], [cit. 2012-05-18].
Dostupné z: <http://www.novel.sk/materialove-normy/>

[2] smernice: Ko907, Ko1495–D ŠKODA POWER a.s.

[3] FDG Fuse Digital Group, Aalco Metals Ltd. Registered in England No. 3551533, [online], [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: http://www.aalco.co.uk/datasheets/Stainless-Steel_1.4571-316Ti_40.ashx

[4] HEAT EXCHANGE INSTITUTE, INC. STANDARDS for STEAM SURFACE CONDENSERS, TENTH EDITION, Copyright September 2006 by Heat Exchange Institute 1300 Summer Avenue Cleveland, Ohio 44115-3851

[5] Doc. Ing. Branislav Hučko PhD. Elektrárne I. [online], [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: http://aladin.elf.stuba.sk/Katedry/KMECH/slovakversion/Predmety/ELEKTRARNE_I/prednasky/prednaska5/prednaska-5.htm

[6] Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 44 No. 4 (Dec. 2007), [online], [cit. 2012-05-18]. Dostupné z: <http://www.mhi.co.jp/technology/review/pdf/e444/e444024.pdf>

[7] GEA Heat Exchangers | GEA Ibérica, S.A. [online], [cit. 2012-05-18].
Dostupné z: http://195.33.167.185/opencms/opencms/gib/en/products/Surface_condenser/

[8] U.S. Patent.: US 6,230,493 B1

[9] U.S. Patent.: 5,941,301

15.2 Zoznam použitých symbolov

Označenie	Rozmer	Názov
i_k	kJ/kg	entalpia kondenzátu pri teplote sýtosti
\dot{m}_v	kg/s	hmotnostný tok vody
\dot{m}_p	kg/s	hmotnostný tok pary
t_k	$^{\circ}C$	teplota sýtosti pary
v_p	m^3/kg	špecifický objem pary
p_k	Pa	tlak sýtosti pary
x	$\%$	suchosť pary mokrej
t_v	$^{\circ}C$	teplota chladiacej vody
ρ_v	kg/m^3	hustota chladiacej vody
c_{pv}	$kJ/(kgK)$	merná tepelná kapacita chladiacej vody
\dot{Q}	MW	tepelný výkon
\bar{m}	-	pomerný prietok chladiacej vody
Δt_v	$^{\circ}C$	ohriatie chladiacej vody
t_{v1}	$^{\circ}C$	teplota chladiacej vody na vstupe do kondenzátora
t_{v2}	$^{\circ}C$	teplota chladiacej vody na výstupe z kondenzátora
θ	$^{\circ}C$	stredný logaritmickej teplotný rozdiel
w_s	m/s	stredná rýchlosť prúdenia vody v rúrach
k	$kW/(m^2K)$	súčiniteľ prestupu tepla
X	-	exponent
s	mm	hrúbky stien teplosmenných rúr
c_m	-	korekcia na materiál a hrúbku stien kondenzátora
c_t	-	korekcia na teplotu chladiacej vody
S	m^2	veľkosť teplosmennej plochy
n_i	-	počet rúr na jeden modul
n	-	celkový počet rúr
z	-	počet modulov kondenzátora
L	m	celková dĺžka rúr
L_i	m	účinná dĺžka rúr
d_2	mm	vonkajší priemer rúr
$\varnothing D$	mm	vonkajší priemer vstupného a výstupného hrdla
$\varnothing d$	mm	vnútorný priemer vstupného a výstupného hrdla
Δp	Pa	hydraulický odpor kondenzátora
λ	-	súčiniteľ trenia
Re	-	Reynoldsovo číslo
ξ	-	súčiniteľ miestnych strát
ε	m	drsnosť povrchu rúr
h_z	m	ekvivalentná výška vodného stĺpca
pH	-	koncentrácia iónov H^+
Rm	N/mm^2	pevnosť v ťahu
Rp	N/mm^2	medza klzu
HRB		tvrdosť
α_t	K^{-1}	teplotná rozťažnosť
ρ	$\Omega.m$	merný elektrický odpor
i''	kJ/kg	entalpia sýtej pary
v'	m^3/kg	špecifický objem kondenzátu
v''	m^3/kg	špecifický objem sýtej pary

f_n	Hz	vlastná frekvencia
w_{kr}	m/s	kritická rychlost' pary
M	kg	hmotnosť 1 m teplosmennej rúry plnej vody
β	-	konštanta nestability prúdenia
δ	-	logaritmický dekrement útlmu kmitania zväzkov rúr
K	-	konštanta kmitania
c_n	-	konštanta uchytenia rúr
E	Pa	modul pružnosti
I	m^4	moment zotrvačnosti
P	N	osová sila
l_R	m	regulačný rozsah
R_p	$J/(kg \cdot K)$	plynová konštanta pary
R_{vzd}	$J/(kg \cdot K)$	plynová konštanta vzduchu
h_{ad}	kJ/kg	adiabatický spád
N	-	počet otvorov

15.3 Zoznam obrázkov

Obr. 1 Rankin-Clausiusov obeh.....	5
Obr. 2 Vzájomné usporiadanie kondenzátora a turbíny: axiálne, pod turbínou [6]	6
Obr. 3 Vzájomné usporiadanie kondenzátora a turbíny: bokové usporiadanie [9]	7
Obr. 4 Pôdorys a strojovne s bokovým umiestnením turbína-kondenzátor [8].....	8
Obr. 5 Bokorys strojovne s bokovým umiestnením turbína-kondenzátor [8]	8
Obr. 6 Pohľad na bokový kondenzátor [9]	9
Obr. 7 Rez zväzkami teplosmenných rúr a chladičov [9].....	10
Obr. 8 Modul kondenzátora s bočným vstupným hrdlom, vyhotovenie firmou GEA Heat Exchangers Ibérica, S. A. [7].....	11
Obr. 9 Povrchový kondenzátor oválneho tvaru, vyhotovenie GEA Heat Exchangers Ibérica, S. A. [7].....	12
Obr. 10 Schematické rozloženie turboústrojenstva a kondenzátora	16
Obr. 11 Pohľad z boku.....	16
Obr. 12 $i - s$ diagram vodnej pary	18
Obr. 13 Stredný logaritmickej teplotný rozdiel	21
Obr. 14 Súvislosť súčiniteľa prestupu tepla k od strednej rýchlosti chladiacej vody w_s	26
Obr. 15 Celková dĺžka rúr	29
Obr. 16 Závislosť Δp od w_s	34
Obr. 17 Vákuové krivky	36
Obr. 18 Vákuové krivky	44
Obr. 19 Návrh zväzkov teplosmenných rúr.....	47
Obr. 20 Rozdelenie na úseky	49
Obr. 21 Rozdelenie na úseky K-W a myšlienkové rezy I., II., III., IV.....	51
Obr. 22 Pomocná plocha S_X	52
Obr. 23 Rez zväzkami rúr.....	57
Obr. 24 Zväzok teplosmenných rúr	59
Obr. 25 Skutočná rýchlosť pary prúdiacej pomedzi teplosmenné rúry	60
Obr. 26 Uchytenie teplosmennej rúry.....	62
Obr. 27 Smer prúdenia skutočnej rýchlosti vzhľadom na polohu rúr	65
Obr. 28 Detail na skutočnú rýchlosť pary prúdiacu pomedzi teplosmenné rúry rastra.....	65
Obr. 29 Závislosť konštanty nestability od pomernej rozteče	66
Obr. 30 Regulačný rozsah	72
Obr. 31 Chladič, zberné a odsávacie potrubie	79
Obr. 32 Závislosti pomeru hmotnostného toku pary ku vzduchu v závislosti na podchladiení zmesi	81
Obr. 33 Podchladienie zmesi v závislosti na polohe po účinnej dĺžke teplosmenných rúr	82

15.4 Zoznam tabuliek

Tab. 1 Chemický rozbor chladiacej vody	13
Tab. 2 Chemické zloženie ocele 1.4571 [1]	13
Tab. 3 Mechanické vlastnosti ocele 1.4571 [1]	13
Tab. 4 Fyzikálne vlastnosti ocele 1.4571 [3]	14
Tab. 5 Prehľad jednotlivých rúr	14
Tab. 6 Prehľad uvažovaných stredných rýchlostí chladiacej vody	15
Tab. 7 Korekcia na materiál a hrúbku stien kondenzátora c_m	23
Tab. 8 Korekcia na materiál a hrúbku stien kondenzátora c_m	37
Tab. 9 Súčinitele prestupu tepla k v závislosti od teploty vstupnej vody t_{v1}	37
Tab. 10 Absolútne tlaky p_{k0} v závislosti od teploty chladiacej vody t_{v1}	38
Tab. 11 Body zlomu odčítané z grafu Ko1516-D	38
Tab. 12 Tlaky sýtosti na príslušných bodoch zlomu podľa metódy A, B	41
Tab. 13 Parametre kondenzátora na bode zlomu v závislosti na teplote chladiacej vody na vstupe do kondenzátora	42
Tab. 14 Zhrnutie parametrov kondenzátora	46
Tab. 15 Dĺžky úsekov 1. a 2. ťahu	50
Tab. 16 Sumarizácia vstupných údajov	54
Tab. 17 Množstvo skondenzovanej pary na jednotlivých úsekoch prvého a druhého ťahu jedného modulu	55
Tab. 18 Charakteristika medzier medzi teplosmennými rúrami jedného rastra	60
Tab. 19 Tabuľka kritických rýchlostí stanovených pre jednotlivé úseky	68
Tab. 20 Hmotnostné toky kondenzátu podľa členenia kondenzátora	69
Tab. 21 Množstvo prisávaného suchého vzduchu do celého kondenzátora	74
Tab. 22 Závislosť pomeru hmotnostného toku pary ku vzduchu v závislosti od podchladenia zmesi	80
Tab. 23 Množstvo odsávaného vzduchu z jednotlivých úsekov	82

15.5 Zoznam príloh

Príloha č. 1 Výpočet rôznych variant prevedenia

Príloha č. 2 Rýchlosť pary v prietochných kanáloch dolného modulu, horného modulu [m/s]

Príloha č. 3 Skutočná rýchlosť pary w_{sk} v rozotupoch medzi teplosmennými rúrami umiestnenými na povrchu zväzkov [m/s]

Príloha č. 4 Množstvo odsávaného vzduchu a pary z jednotlivých úsekov a počet odsávacích otvorov N, 1. ťah, 2. ťah

Príloha č. 5 Tlak v kondenzátore pri nulovom zaťažení a na bodoch zlomu [4]

Príloha č. 6 Konštrukčný návrh

**Príloha č. 1 Výpočet rôznych variant prevedenia zariadenia
1 ťahové prevedenie kondenzátora**

	w_s	$\varnothing d_2$	$\varnothing d_1$	k	S	n /1 modul	n celkový	účinná l	celková l	objem materiálu	hmotnosť rúr	Re	λ	Δp_{teor}	Δp_{skut}	h_z
variant	[m/s]	[mm]	[mm]	[kW/m ² K]	[m ²]	[-]	[-]	[m]	[m]	m ³	[t]	[-]	[-]	[kPa]	[kPa]	[m]
1	1,8	23	21	2,7464	23176,6	16920	16920	18,957	19,409	22,6974	181,579	48378,3	0,02215	39,446	41,418	4,223
2	1,9	24	22,6	3,0579	20815,3	13840	13840	19,947	20,399	14,4662	115,729	54956,8	0,02150	41,574	43,653	4,451
3	2	25	23	2,8807	22096,0	12695	12695	22,161	22,613	21,6444	173,155	58873,1	0,02117	48,444	50,866	5,187
4	2,1	23	21,6	3,2228	19750,5	13708	13708	19,940	20,392	13,7087	109,670	58054,0	0,02129	51,421	53,992	5,506
5	2,2	24	22	3,0287	21015,7	12614	12614	22,097	22,549	20,5517	164,414	61944,8	0,02099	59,447	62,419	6,365
6	1,8	25	23,6	2,9690	21438,5	13397	13397	20,375	20,827	14,9106	119,285	54368,0	0,02151	37,049	38,901	3,967
7	1,9	23	21	2,8216	22558,4	16029	16029	19,477	19,929	22,0789	176,631	51066,0	0,02190	44,045	46,247	4,716
8	2	24	22,6	3,1374	20288,2	13148	13148	20,465	20,917	14,0918	112,735	57849,2	0,02127	46,186	48,495	4,945
9	2,1	25	23	2,9518	21563,5	12090	12090	22,709	23,161	21,1132	168,906	61816,8	0,02096	53,628	56,310	5,742
10	2,2	23	21,6	3,2986	19296,4	13085	13085	20,409	20,861	13,3866	107,092	60818,5	0,02108	56,680	59,514	6,069
11	1,8	24	22	2,7396	23233,8	15417	15417	19,988	20,440	22,7694	182,155	50682,1	0,02189	39,236	41,197	4,201
12	1,9	25	23,6	3,0504	20866,7	12692	12692	20,933	21,385	14,5043	116,034	57388,5	0,02127	41,334	43,401	4,426
13	2	23	21	2,8949	21987,2	15228	15228	19,983	20,435	21,5075	172,060	53753,7	0,02166	48,962	51,410	5,242
14	2,1	24	22,6	3,2148	19799,3	12522	12522	20,971	21,423	13,7455	109,964	60741,7	0,02105	51,103	53,658	5,472
15	2,2	25	23	3,0213	21067,7	11541	11541	23,243	23,695	20,6182	164,946	64760,4	0,02075	59,137	62,094	6,332
16	1,8	23	21,6	2,9837	21333,0	15993	15993	18,460	18,912	14,8327	118,662	49760,6	0,02199	37,488	39,362	4,014
17	1,9	24	22	2,8147	22614,1	14605	14605	20,536	20,988	22,1493	177,195	53497,7	0,02164	43,808	45,998	4,690
18	2	25	23,6	3,1296	20338,4	12057	12057	21,477	21,929	14,1296	113,037	60408,9	0,02104	45,917	48,213	4,916
19	2,1	23	21	2,9664	21457,3	14503	14503	20,476	20,928	20,9775	167,820	56441,4	0,02144	54,203	56,913	5,804
20	2,2	24	22,6	3,2905	19344,0	11953	11953	21,464	21,916	13,4226	107,381	63634,2	0,02085	56,326	59,143	6,031
21	1,8	25	23	2,7328	23291,3	14105	14105	21,024	21,476	22,8401	182,721	52985,8	0,02165	39,036	40,987	4,180
22	1,9	23	21,6	3,0655	20764,0	15151	15151	18,966	19,418	14,4280	115,424	52525,1	0,02174	41,829	43,921	4,479
23	2	24	22	2,8878	22041,5	13875	13875	21,069	21,521	21,5762	172,610	56313,4	0,02141	48,696	51,131	5,214
24	2,1	25	23,6	3,2069	19848,2	11483	11483	22,007	22,459	13,7820	110,256	63429,4	0,02082	50,802	53,342	5,439
25	2,2	23	21	3,0362	20964,0	13844	13844	20,958	21,410	20,4851	163,881	59129,1	0,02123	59,775	62,764	6,400
26	1,8	24	22,6	2,9764	21385,6	14609	14609	19,415	19,867	14,8716	118,973	52064,3	0,02175	37,262	39,125	3,990
27	1,9	25	23	2,8077	22670,0	13363	13363	21,600	22,052	22,2183	177,746	55929,5	0,02140	43,582	45,761	4,666
28	2	23	21,6	3,1451	20238,2	14394	14394	19,459	19,911	14,0546	112,437	55289,5	0,02151	46,472	48,795	4,976
29	2,1	24	22	2,9591	21510,3	13214	13214	21,589	22,041	21,0453	168,363	59129,1	0,02119	53,907	56,602	5,772
30	2,2	25	23,6	3,2824	19391,9	10961	10961	22,525	22,977	13,4590	107,672	66449,8	0,02062	55,994	58,794	5,995

**Príloha č. 1 Výpočet rôznych variant prevedenia zariadenia
2 ťahové prevedenie kondenzátora**

	w_s	$\varnothing d_2$	$\varnothing d_1$	k	S	n /1 modul	n celkový	účinná l	celková l	objem materiálu m ³	hmotnosť rúr [t]	Re	λ	Δp_{teor}	Δp_{skut}	h_z	
varianta	[m/s]	[mm]	[mm]	[kW/m ² K]	[m ²]	[-]	[-]	[m]	[m]	m ³	[t]	[-]	[-]	[kPa]	[kPa]	[m]	
31	1,8	23	21	2,7464	23176,6	16920	33840	9,479	9,751	22,8061	182,449	48378,3	0,02215	46,054	48,357	4,931	
32	1,9	24	22,6	3,0579	20815,3	13840	27680	9,974	10,246	14,5321	116,257	54956,8	0,02150	48,920	51,366	5,238	
33	2	25	23	2,8807	22096,0	12695	25390	11,081	11,353	21,7334	173,867	58873,1	0,02117	56,577	59,406	6,058	
34	2,1	23	21,6	3,2228	19750,5	13708	27417	9,970	10,242	13,7706	110,165	58054,0	0,02129	60,399	63,419	6,467	
35	2,2	24	22	3,0287	21015,7	12614	25227	11,049	11,321	20,6365	165,092	61944,8	0,02099	69,296	72,760	7,419	
36	1,8	25	23,6	2,9690	21438,5	13400	26800	10,184	10,456	14,9746	119,797	54368,0	0,02151	43,624	45,805	4,671	Zvolený variant, najnižšie h_z
37	1,9	23	21	2,8216	22558,4	16029	32059	9,738	10,010	22,1797	177,438	51066,0	0,02190	51,402	53,972	5,504	
38	2	24	22,6	3,1374	20288,2	13148	26296	10,233	10,505	14,1545	113,236	57849,2	0,02127	54,323	57,039	5,816	
39	2,1	25	23	2,9518	21563,5	12090	24181	11,354	11,626	21,1962	169,569	61816,8	0,02096	62,590	65,719	6,701	
40	2,2	23	21,6	3,2986	19296,4	13085	26170	10,204	10,476	13,4450	107,560	60818,5	0,02108	66,529	69,856	7,123	Najmenej materiálu
41	1,8	24	22	2,7396	23233,8	15417	30834	9,994	10,266	22,8719	182,975	50682,1	0,02189	45,833	48,125	4,907	
42	1,9	25	23,6	3,0504	20866,7	12692	25384	10,466	10,738	14,5660	116,528	57388,5	0,02127	48,668	51,101	5,211	
43	2	23	21	2,8949	21987,2	15228	30456	9,991	10,263	21,6033	172,826	53753,7	0,02166	57,112	59,968	6,115	
44	2,1	24	22,6	3,2148	19799,3	12522	25044	10,485	10,757	13,8038	110,431	60741,7	0,02105	60,068	63,071	6,431	
45	2,2	25	23	3,0213	21067,7	11541	23081	11,622	11,894	20,6991	165,593	64760,4	0,02075	68,974	72,423	7,385	
46	1,8	23	21,6	2,9837	21333,0	15993	31986	9,230	9,502	14,9049	119,239	49760,6	0,02199	44,089	46,293	4,721	
47	1,9	24	22	2,8147	22614,1	14605	29211	10,268	10,540	22,2464	177,972	53497,7	0,02164	51,157	53,715	5,477	
48	2	25	23,6	3,1296	20338,4	12057	24115	10,738	11,010	14,1882	113,506	60408,9	0,02104	54,042	56,744	5,786	
49	2,1	23	21	2,9664	21457,3	14503	29006	10,238	10,510	21,0697	168,558	56441,4	0,02144	63,189	66,348	6,766	
50	2,2	24	22,6	3,2905	19344,0	11953	23906	10,732	11,004	13,4789	107,832	63634,2	0,02085	66,166	69,474	7,084	
51	1,8	25	23	2,7328	23291,3	14105	28211	10,512	10,784	22,9379	183,503	52985,8	0,02165	45,625	47,906	4,885	
52	1,9	23	21,6	3,0655	20764,0	15151	30303	9,483	9,755	14,4964	115,971	52525,1	0,02174	49,182	51,641	5,266	
53	2	24	22	2,8878	22041,5	13875	27750	10,535	10,807	21,6695	173,356	56313,4	0,02141	56,839	59,681	6,086	
54	2,1	25	23,6	3,2069	19848,2	11483	22967	11,004	11,276	13,8391	110,713	63429,4	0,02082	59,761	62,749	6,399	
55	2,2	23	21	3,0362	20964,0	13844	27687	10,479	10,751	20,5732	164,585	59129,1	0,02123	69,634	73,116	7,456	
56	1,8	24	22,6	2,9764	21385,6	14609	29218	9,708	9,980	14,9412	119,530	52064,3	0,02175	43,856	46,049	4,696	
57	1,9	25	23	2,8077	22670,0	13363	26726	10,800	11,072	22,3110	178,488	55929,5	0,02140	50,922	53,468	5,452	
58	2	23	21,6	3,1451	20238,2	14394	28787	9,730	10,002	14,1203	112,962	55289,5	0,02151	54,619	57,350	5,848	
59	2,1	24	22	2,9591	21510,3	13214	26429	10,795	11,067	21,1341	169,073	59129,1	0,02119	62,883	66,027	6,733	
60	2,2	25	23,6	3,2824	19391,9	10961	21923	11,263	11,535	13,5134	108,108	66449,8	0,02062	65,825	69,116	7,048	Najnižší počet dier v rúrkovniciach a podporných stenách

Príloha č. 2
Rýchlosť pary v prietochných kanáloch dolného modulu [m/s]

úsek	dĺžka [m]	1. ťah	2. ťah	rez I.				rez II.				rez III.				rez IV.			
		hm.tok p. [kg/s]	hm.tok p. [kg/s]	1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah	
		A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D		
K	0,78	3,340	1,617	88,8	91,9	44,5	21,6	92,0	96,6	46,8	21,5	81,2	86,6	42,0	18,5	58,9	64,8	31,4	12,4
L	0,784	3,175	1,538	83,9	86,9	42,1	20,4	87,0	91,4	44,3	20,4	76,8	81,9	39,7	17,5	55,7	61,3	29,7	11,7
M	0,784	3,003	1,454	79,4	82,2	39,8	19,3	82,3	86,4	41,9	19,3	72,6	77,5	37,5	16,5	52,7	58,0	28,1	11,1
N	0,784	2,840	1,375	75,1	77,8	37,7	18,3	77,8	81,7	39,6	18,2	68,7	73,3	35,5	15,6	49,8	54,8	26,5	10,5
O	0,784	2,686	1,301	71,0	73,5	35,6	17,3	73,6	77,3	37,4	17,2	65,0	69,3	33,6	14,8	47,1	51,8	25,1	9,9
P	0,784	2,540	1,230	67,1	69,5	33,7	16,3	69,6	73,1	35,4	16,3	61,4	65,5	31,7	14,0	44,6	49,0	23,7	9,4
Q	0,784	2,402	1,163	63,5	65,8	31,9	15,4	65,8	69,1	33,5	15,4	58,1	62,0	30,0	13,2	42,2	46,4	22,5	8,9
R	0,784	2,272	1,100	60,1	62,2	30,1	14,6	62,3	65,4	31,7	14,6	55,0	58,6	28,4	12,5	39,9	43,8	21,2	8,4
S	0,784	2,148	1,040	56,8	58,8	28,5	13,8	58,9	61,8	29,9	13,8	52,0	55,4	26,8	11,8	37,7	41,5	20,1	7,9
T	0,784	2,032	0,984	53,7	55,6	26,9	13,1	55,7	58,5	28,3	13,0	49,1	52,4	25,4	11,2	35,7	39,2	19,0	7,5
U	0,784	1,921	0,930	50,8	52,6	25,5	12,4	52,7	55,3	26,8	12,3	46,5	49,6	24,0	10,6	33,7	37,1	18,0	7,1
V	0,784	1,817	0,880	48,0	49,8	24,1	11,7	49,8	52,3	25,3	11,7	44,0	46,9	22,7	10,0	31,9	35,1	17,0	6,7
W	0,78	1,710	0,828	45,4	47,1	22,8	11,0	47,1	49,5	24,0	11,0	41,6	44,3	21,5	9,5	30,2	33,2	16,1	6,3

Rýchlosť pary v prietochných kanáloch horného modulu [m/s]

úsek	dĺžka [m]	1. ťah	2. ťah	rez I.				rez II.				rez III.				rez IV.			
		hm.tok p. [kg/s]	hm.tok p. [kg/s]	1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah	
		E	F	G	H	E	F	G	H	E	F	G	H	E	F	G	H		
K	0,78	3,340	1,617	82,9	91,9	44,5	43,0	54,1	96,6	46,8	44,6	37,0	86,6	42,0	39,3	38,8	64,8	31,4	28,5
L	0,784	3,175	1,538	78,4	86,9	42,1	40,7	51,1	91,4	44,3	42,2	35,0	81,9	39,7	37,2	38,8	61,3	29,7	27,0
M	0,784	3,003	1,454	74,1	82,2	39,8	38,4	48,4	86,4	41,9	39,9	33,1	77,5	37,5	35,2	39,0	58,0	28,1	25,5
N	0,784	2,840	1,375	70,1	77,8	37,7	36,4	45,7	81,7	39,6	37,7	31,3	73,3	35,5	33,3	39,3	54,8	26,5	24,1
O	0,784	2,686	1,301	66,3	73,5	35,6	34,4	43,2	77,3	37,4	35,7	29,6	69,3	33,6	31,5	39,8	51,8	25,1	22,8
P	0,784	2,540	1,230	62,7	69,5	33,7	32,5	40,9	73,1	35,4	33,7	28,0	65,5	31,7	29,8	40,3	49,0	23,7	21,6
Q	0,784	2,402	1,163	59,3	65,8	31,9	30,8	38,7	69,1	33,5	31,9	26,5	62,0	30,0	28,1	41,0	46,4	22,5	20,4
R	0,784	2,272	1,100	56,1	62,2	30,1	29,1	36,6	65,4	31,7	30,2	25,0	58,6	28,4	26,6	41,9	43,8	21,2	19,3
S	0,784	2,148	1,040	53,0	58,8	28,5	27,5	34,6	61,8	29,9	28,5	23,7	55,4	26,8	25,2	42,8	41,5	20,1	18,3
T	0,784	2,032	0,984	50,1	55,6	26,9	26,0	32,7	58,5	28,3	27,0	22,4	52,4	25,4	23,8	43,9	39,2	19,0	17,3
U	0,784	1,921	0,930	47,4	52,6	25,5	24,6	30,9	55,3	26,8	25,5	21,2	49,6	24,0	22,5	45,1	37,1	18,0	16,3
V	0,784	1,817	0,880	44,8	49,8	24,1	23,3	29,3	52,3	25,3	24,1	20,0	46,9	22,7	21,3	46,5	35,1	17,0	15,4
W	0,78	1,710	0,828	42,4	47,1	22,8	22,0	27,7	49,5	24,0	22,8	18,9	44,3	21,5	20,1	48,3	33,2	16,1	14,6

Príloha č. 3

Skutočná rýchlosť pary w_{sk} v rozostupoch medzi teplosmennými rúrami umiestnenými na povrchu zväzkov [m/s]

úsek	dĺžka [m]	1. ťah	2. ťah	rez I.				rez II.				rez III.				rez IV.			
		hm.tok p. [kg/s]	hm.tok p. [kg/s]	1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah		1. ťah		2. ťah	
		A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D	A	B	C	D		
K	0,78	3,340	1,617	24,8	24,8	12,0	12,0	38,1	38,1	18,4	18,4	46,5	46,5	22,5	22,5	37,3	28,1	18,1	13,6
L	0,784	3,175	1,538	23,5	23,5	11,4	11,4	36,0	36,0	17,4	17,4	44,0	44,0	21,3	21,3	35,3	26,6	17,1	12,9
M	0,784	3,003	1,454	22,2	22,2	10,8	10,8	34,1	34,1	16,5	16,5	41,6	41,6	20,2	20,2	33,4	25,1	16,2	12,2
N	0,784	2,840	1,375	21,0	21,0	10,2	10,2	32,2	32,2	15,6	15,6	39,4	39,4	19,1	19,1	31,6	23,8	15,3	11,5
O	0,784	2,686	1,301	19,9	19,9	9,6	9,6	30,5	30,5	14,8	14,8	37,2	37,2	18,0	18,0	29,9	22,5	14,5	10,9
P	0,784	2,540	1,230	18,8	18,8	9,1	9,1	28,8	28,8	14,0	14,0	35,2	35,2	17,0	17,0	28,2	21,3	13,7	10,3
Q	0,784	2,402	1,163	17,8	17,8	8,6	8,6	27,2	27,2	13,2	13,2	33,3	33,3	16,1	16,1	26,7	20,1	12,9	9,7
R	0,784	2,272	1,100	16,8	16,8	8,1	8,1	25,8	25,8	12,5	12,5	31,5	31,5	15,2	15,2	25,3	19,0	12,2	9,2
S	0,784	2,148	1,040	15,9	15,9	7,7	7,7	24,4	24,4	11,8	11,8	29,8	29,8	14,4	14,4	23,9	18,0	11,6	8,7
T	0,784	2,032	0,984	15,0	15,0	7,3	7,3	23,0	23,0	11,2	11,2	28,2	28,2	13,6	13,6	22,6	17,0	10,9	8,2
U	0,784	1,921	0,930	14,2	14,2	6,9	6,9	21,8	21,8	10,6	10,6	26,6	26,6	12,9	12,9	21,4	16,1	10,3	7,8
V	0,784	1,817	0,880	13,4	13,4	6,5	6,5	20,6	20,6	10,0	10,0	25,2	25,2	12,2	12,2	20,2	15,2	9,8	7,4
W	0,78	1,710	0,828	12,7	12,7	6,2	6,2	19,5	19,5	9,4	9,4	23,8	23,8	11,5	11,5	19,1	14,4	9,3	7,0

Príloha č. 4

1. ťah

Množstvo odsávaného vzduchu a pary z jednotlivých úsekov a počet odsávacích otvorov N

úsek	dĺžka úseku	hm.tok pary	hm.tok vzduchu.	podchladenie zmesy	teplota zmesy	tlak sýtosti pary	merný objem pary	hmotnostný pomer pary ku vzduchu	hm. tok odsávanej pary	počet otvor.	počet otvor. reálne	počet otvor.	počet otvor. reálne	počet otvor.	počet otvor. reálne
	l	\dot{m}_x	\dot{m}_{vzd}	τ	t_{zm}	p_p	v_p	$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{vzd}}$	\dot{m}_p	N	N	N	N	N	N
	[m]	[kg/s]	[10 ⁻⁶ kg/s]	[° C]	[° C]	[kPa]	[m ³ /kg]	[-]	[10 ⁻³ kg/s]	8 [mm]	8 [mm]	10 [mm]	10 [mm]	12 [mm]	12 [mm]
K	0,78	3,340	250,098	4,83	34,22	5,390	26,257	2,05763	0,515	4,7	5	3,0	3	2,1	3
L	0,784	3,175	237,767	4,7796	34,2704	5,405	26,188	2,08274	0,495	4,5	5	2,9	3	2,0	2
M	0,784	3,003	224,858	4,7292	34,3208	5,421	26,119	2,10839	0,474	4,3	5	2,7	3	1,9	2
N	0,784	2,840	212,649	4,6788	34,3712	5,436	26,050	2,13460	0,454	4,1	5	2,6	3	1,8	2
O	0,784	2,686	201,104	4,6284	34,4216	5,451	25,981	2,16137	0,435	3,9	4	2,5	3	1,7	2
P	0,784	2,540	190,185	4,578	34,472	5,466	25,913	2,18875	0,416	3,7	4	2,4	3	1,7	2
Q	0,784	2,402	179,859	4,5276	34,5224	5,482	25,845	2,21673	0,399	3,6	4	2,3	3	1,6	2
R	0,784	2,272	170,094	4,4772	34,5728	5,497	25,777	2,24534	0,382	3,4	4	2,2	3	1,5	2
S	0,784	2,148	160,859	4,4268	34,6232	5,512	25,709	2,27462	0,366	3,2	4	2,1	3	1,4	2
T	0,784	2,032	152,126	4,3764	34,6736	5,528	25,641	2,30456	0,351	3,1	4	2,0	2	1,4	2
U	0,784	1,921	143,866	4,326	34,724	5,543	25,574	2,33521	0,336	3,0	3	1,9	2	1,3	2
V	0,784	1,817	136,055	4,2756	34,7744	5,559	25,506	2,36658	0,322	2,8	3	1,8	2	1,3	2
W	0,78	1,710	128,030	4,2252	34,8248	5,574	25,439	2,39871	0,307	2,7	3	1,7	2	1,2	2

Príloha č. 4

2. ťah

Množstvo odsávaného vzduchu a pary z jednotlivých úsekov a počet odsávacích otvorov N

úsek	dĺžka úseku	hm.tok pary	hm.tok vzduchu.	podchladenie zmesy	teplota zmesy	tlak sýtosti pary	merný objem pary	hmotnostný pomer pary ku vzduchu	hm. tok odsávanej pary	počet otvor.	počet otvor. reálne	počet otvor.	počet otvor. reálne	počet otvor.	počet otvor. reálne
	l	\dot{m}_x	\dot{m}_{vzd}	τ	t_{zm}	p_p	v_p	$\frac{\dot{m}_p}{\dot{m}_{vzd}}$	\dot{m}_p	N	N	N	N	N	N
	[m]	[kg/s]	[10 ⁻⁶ kg/s]	[° C]	[° C]	[kPa]	[m ³ /kg]	[-]	[10 ⁻³ kg/s]	8 [mm]	8 [mm]	10 [mm]	10 [mm]	12 [mm]	12 [mm]
K	0,78	1,617	121,113	4,1748	34,8752	5,590	25,372	2,43161	0,294	2,6	3	1,6	2	1,1	2
L	0,784	1,538	115,141	4,1244	34,9256	5,606	25,306	2,46532	0,284	2,5	3	1,6	2	1,1	2
M	0,784	1,454	108,890	4,074	34,976	5,621	25,239	2,49987	0,272	2,4	3	1,5	2	1,1	2
N	0,784	1,375	102,978	4,0236	35,0264	5,637	25,173	2,53528	0,261	2,3	3	1,5	2	1,0	2
O	0,784	1,301	97,387	3,9732	35,0768	5,653	25,107	2,57160	0,250	2,2	3	1,4	2	1,0	1
P	0,784	1,230	92,099	3,9228	35,1272	5,668	25,041	2,60885	0,240	2,1	3	1,3	2	0,9	1
Q	0,784	1,163	87,099	3,8724	35,1776	5,684	24,976	2,64707	0,231	2,0	2	1,3	2	0,9	1
R	0,784	1,100	82,370	3,822	35,228	5,700	24,910	2,68631	0,221	1,9	2	1,2	2	0,8	1
S	0,784	1,040	77,898	3,7716	35,2784	5,716	24,845	2,72660	0,212	1,8	2	1,2	2	0,8	1
T	0,784	0,984	73,669	3,7212	35,3288	5,732	24,780	2,76798	0,204	1,7	2	1,1	2	0,8	1
U	0,784	0,930	69,669	3,6708	35,3792	5,748	24,715	2,81050	0,196	1,7	2	1,1	2	0,7	1
V	0,784	0,880	65,886	3,6204	35,4296	5,764	24,650	2,85420	0,188	1,6	2	1,0	2	0,7	1
W	0,78	0,828	62,000	3,57	35,48	5,780	24,586	2,89915	0,180	1,5	2	1,0	1	0,7	1

Príloha č. 5

Tlak v kondenzátore pri nulovom zaťažení a na bodoch zlomu

