



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

POVRCHOVÝ KONDENZÁTOR

SURFACE CONDENSER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. MARTIN JANÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/2014

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Martin Janíček

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

v anglickém jazyce:

Surface Condenser

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vypracujte návrh povrchového kondenzátoru s axiálním vstupem.

Zadané parametry:

Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru: $ip1: 2346,164 \text{ kJ/kg}$

Množství páry do kondenzátoru: $mp1: 65,81 \text{ kg/s}$

Tlak vakua v kondenzátoru: $pk: 0,0815 \text{ bar(a)}$

Teplota chladicí vody na vstupu: $tv1: 26^\circ\text{C}$

Množství chladicí vody na vstupu: $mv1: 3175 \text{ kg/s}$

Druh chladicí vody: Věžová voda

Množství VT páry z kotle: $mpKVT: 53,84 \text{ kg.s}^{-1}$

Tlak VT páry z kotle: $ppKVT: 90 \text{ bar (a)}$

Teplota VT páry z kotle: $tpKVT: 520^\circ\text{C}$

Množství NT páry z kotle: $mpkNT: 11,96 \text{ kg.s}^{-1}$

Tlak NT páry z kotle: $ppkNT: 7 \text{ bar (a)}$

Teplota NT páry z kotle: $tpKNT: 280^\circ\text{C}$

Cíle diplomové práce:

Rešerše na téma povrchové kondenzátory, provést termodynamický tepelný výpočet pro zadané parametry, zvolte potřebnou teplosměnnou plochu.

Dle výsledků termodynamického výpočtu zvolte rastr trubkového svazku.

Provést výpočet by-passového režimu pro zadané parametry páry z kotle.

Vypracovat návrhový výkres kondenzátoru a zaústění by-passové páry do kondenzátoru (dump-tube).

Provést výpočet přibližné hmotnosti kondenzátoru a provést odhad ceny.

Seznam odborné literatury:

Firemní literatura Siemens

Dixon, S.L.: Fluid dynamics and Thermodynamics of Turbomachinery.

Janotková, E.: Termomechanika, skripta VUT Brno

kolektiv: Strojní zařízení elektráren, skripta VUT 1999

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/2014.

V Brně, dne 7.11.2013

L.S.

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

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

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá tepelným a hydraulickým výpočtem, výpočtem by-passů a rozměrů dump-tube. Dále také výpočtem hmotnosti, odhadem ceny a porovnáním dvou variant povrchových kondenzátorů s axiálním vstupem páry, které se od sebe odlišují jiným materiálem teplosměnných trubek. První varianta má teplosměnné trubky z nerezové oceli a druhá varianta má teplosměnné trubky ze slitiny mědi a niklu.

Klíčová slova: Povrchový kondenzátor
Tepelný výměník
Kondenzace vodní páry
Axiální kondenzátor
HEI Standart

Abstract

This diploma thesis deals with design of surface condensers with axial steam inlet which are widely used in the energy industry. In the practical part, hydraulic and heat calculation, dump-tube design and calculation of by-pass were made to design surface condenser with axial steam inlet. Two types of surface condenser were designed in order to compare impact of two different heat transfer tube materials. Stainless steel and copper-nickel alloy were used for condenser calculation. Stainless steel and copper-nickel alloy condensers were compared in order to weight calculation and condenser price estimation.

Keywords: Surface condenser
Heat exchanger
Steam condensation
Axial condenser
HEI Standart

Bibliografická citace

JANÍČEK, M. *Povrchový kondenzátor*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. **68** s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně bez cizí pomoci. Vycházel jsem přitom ze svých znalostí, odborných konzultací a doporučené literatury, uvedené v seznamu.

V Brně dne **30.** května 2014

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce panu *doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr.*, konzultantovy diplomové práce panu *Ing. Jaroslavovu Hrbáčkovi* ze společnosti Siemens Industrial Turbomachinery a panu *Ing. Jiřímu Runštukovi* z firmy Provyko za příjemné vedení, ochotu, neocenitelné odborné rady, trpělivost a podporu při vedení této práce a 3D modelace.



OBSAH

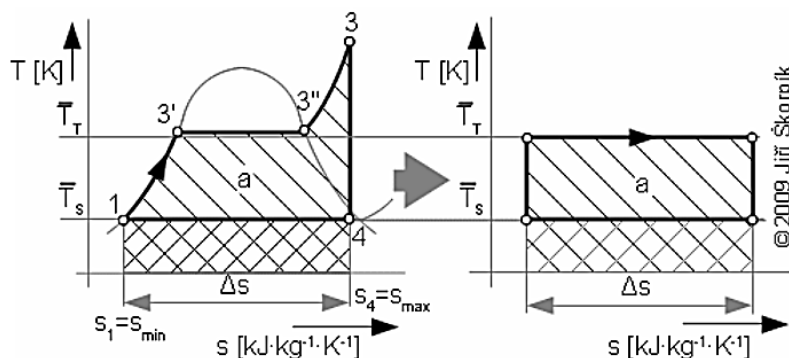
ABSTRAKT	5
ABSTRACT	5
BIBLIOGRAFICKÁ CITACE	6
ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ	7
PODĚKOVÁNÍ	8
1 ÚVOD	12
2 KONDENZÁTOR V R-C CYKLU	13
2.1 DĚLENÍ KONDENZÁTORŮ	14
2.1.1 <i>Podle způsobu kondenzace</i>	14
2.1.1.1 Směšovací	14
2.1.1.2 Povrchová.....	15
2.1.2 <i>Podle typu chladícího média</i>	15
2.1.2.1 Věžová voda.....	15
2.1.2.2 Říční nebo jezerní voda.....	16
2.1.2.3 Mořská a brakická voda.....	16
2.1.3 <i>Podle orientace trubkového svazku v kondenzátoru</i>	17
2.1.3.1 Horizontální orientace	17
2.1.3.2 Vertikální orientace	18
2.1.4 <i>Podle počtu chodů chladící vody</i>	18
2.1.5 <i>Podle orientace výstupního hrdla turbíny</i>	19
2.1.5.1 Radiální (Pod turbínou)	19
2.1.5.2 Axiální (Za turbínou).....	19
3 VLASTNÍ ŘEŠENÍ KONSTRUKCE KONDENZÁTORU	20
3.1 VOLBA MATERIÁLU TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK	20
3.2 VOLBA VHODNÉHO PRŮMĚRU POTRUBÍ TLOUŠTKY STĚN	21
3.3 VOLBA RYCHLOSTI PROUDĚNÍ CHLADÍCÍ VODY	21
3.4 PŘEDBĚŽNÁ KONCEPCE KONDENZÁTORU	22
4 TERMODYNAMICKÝ VÝPOČET KONDENZÁTORU	22
4.1 URČENÍ PARAMETRŮ PÁRY A CHLADÍCÍ VODY	22
4.2 VÝPOČET MĚRNÉHO OBJEMU MOKRÉ PÁRY	23
4.3 VÝPOČET TEPELNÉHO VÝKONU KONDENZÁTORU	24
4.4 VÝPOČET TEPLoty CHLADÍCÍ VODY NA VÝSTUPU	24
4.5 VÝPOČET STŘEDNÍHO LOGARITMICKÉHO ROZDÍLU TEPLot (LMTD).....	25
4.6 VÝPOČET SOUČINITELE PROSTUPU TEPLA [K]	26
4.7 VÝPOČET VELIKOSTI TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY	27
4.8 VÝPOČET DÉLKY TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK	28
4.9 VÝPOČET POČTU TEPLOSMĚNNÝCH TRUBEK.....	28
4.10 ZHODNOCENÍ TEPELNÉHO VÝPOČTU	29
5 HYDRAULICKÝ VÝPOČET KONDENZÁTORU	30
5.1 VÝPOČET PRŮMĚRU VSTUPNÍCH A VÝSTUPNÍCH HRDEL CHLADÍCÍ VODY	30
5.2 PŘEPOČET RYCHLOSTI PROUDĚNÍ V HRDLECH	31
5.3 VÝPOČET VELIKOSTI TLAKOVÉ ZTRÁTY Δp	31
5.3.1 <i>Výpočet tlakové ztráty třením Δp_f</i>	32
5.3.1.1 Výpočet relativní drsnosti potrubí ϵ/d_i	32
5.3.1.2 Výpočet Reynoldsova čísla	33
5.3.1.3 Výpočet součinitele tření λ	33
5.3.1.4 Darcy – Weisbachova rovnice pro výpočet Δp_f	34
5.3.2 <i>Výpočet tlakové ztráty místními odpory</i>	35



5.3.3	<i>Výpočet celkové tlakové ztráty</i>	35
6	VÝPOČET KONDENZÁTORU V BY-PASSOVÉM REŽIMU	36
6.1	VÝPOČET MNOŽSTVÍ BY-PASSOVÉ PÁRY	37
6.1.1	<i>Výpočet množství chladicí vody pro zástřik ostré páry</i>	38
6.2	VÝPOČET ROZMĚRŮ VÝSTUPNÍHO HRDLA BY-PASSU	39
6.2.1	<i>Výpočet počtu děr v dump-tube</i>	41
7	VÝPOČET VELIKOSTI SBĚRAČE KONDENZÁTU	43
8	VÝPOČET Hmotnosti kondenzátoru a odhad ceny	46
8.1	SOUČET Hmotnosti varianty s trubkami Cu-Ni 90/10	46
8.2	SOUČET Hmotnosti varianty s trubkami 1.4404	47
8.3	ODHAD CENY KONDENZÁTORU	49
9	ZÁVĚR	50
10	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	51
11	SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ A TABULEK	54
12	SEZNAM PŘÍLOH	54
13	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A JEDNOTEK	55
	PŘÍLOHA 1	58
	POPIS VYBRANÝCH DÍLŮ	62

1 Úvod

Už od doby průmyslové revoluce v 18. Století. Kdy začalo hromadné rozšíření parních strojů do výroby, se lidstvo snažilo co nejlépe transformovat energii s co možná nejvyšší účinností. Tak se postupně parní stroj vylepšoval, než jej v roce 1906 nahradil jiný účinnější stroj, a to parní turbína instalována na bitevní lodi HMS Dreadnought. Tímto počínem započala éra kontinuálně pracujících, rotačních, tepelných strojů používaných k vysoce efektivní transformaci tepelné energie nejprve na mechanickou práci a později také na výrobu elektrické energie. Tepelný oběh parní turbíny je založen na Rankine – Clausiově oběhu. Aby měl tepelný oběh s parní turbínou, co možná nejvyšší v účinnost musí mít v případě vratného cyklu co nejvyšší střední teplotu přívodu tepla T_T a co možná nejnižší střední teplotu pro odvod tepla T_S . Tepelnou účinnost vratného oběhu totiž vyjádříme jednoduchým vztahem:



Obr. 1.1 Carnotizace R-C cyklu [1]

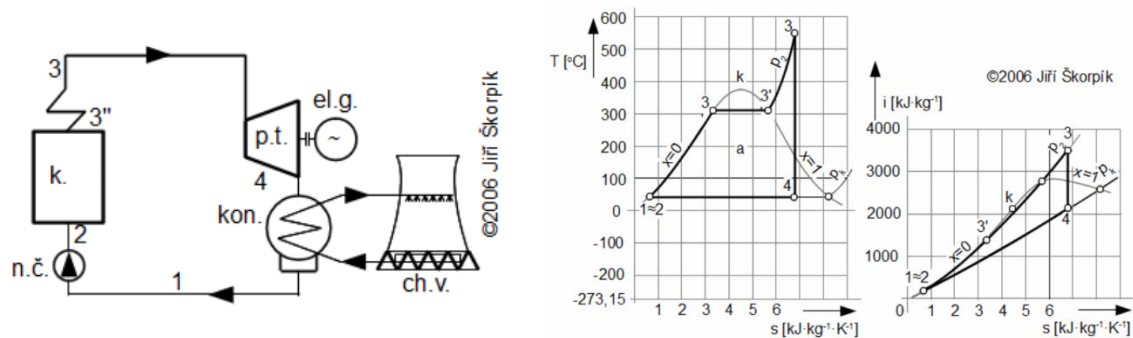
$$\eta_{to} = 1 - \frac{T_S}{T_T} \quad (1.1)$$

V této práci se budu zabývat právě problematikou kondenzace páry a s tím spojeným odvodem tepla. V současnosti najdeme za většinou parních turbín tepelný výměník pro odvod tepla za turbínou, takzvaný povrchový kondenzátor, ve kterém dochází ke kondenzaci páry proudící z turbíny. Vzniklý kondenzát je pomocí čerpadel opět navrácen do tepelného oběhu k opětovné přeměně na páru. V kondenzátoru je pomocí chladicího média udržován nižší než atmosférický tlak za účelem vytvoření vyššího entalpického spádu na turbíně. Pára při tom odvede vyšší měrnou práci. Díky tomu můžeme zvyšovat účinnost celého tepelného cyklu.

V kondenzátoru proudí přes teplosměnné trubky chladicí voda, která odebírá páře teplo potřebné ke kondenzaci páry na vodu. Vlivem nízkého tlaku a teploty vytváří pára na teplosměnných trubkách kapičky vody, které gravitačně stékají a shromažďují se v nejnižším místě kondenzátoru takzvaném sběrači kondenzátu.

2 Kondenzátor v R-C cyklu

Rankine – Clausiuv cyklus je uzavřený a kontinuálně se opakující tepelný oběh vody a vodní páry. Zdánlivý začátek cyklu začíná výtlakem napájecího čerpadla, které tlačí vodu do kotle na fosilní paliva nebo parogenerátoru v případě jaderné elektrárny. V těchto zařízeních dochází k ohřevu vody a změně jeho skupenství z kapalného na plynné takto vzniklá pára je vedena parovodem na lopatky parní turbíny. Jelikož se jedná o uzavřený oběh, nemaří se pára za turbínou v atmosféře, jako tomu bylo v případě pístových parních strojů. U parních turbín je výstupní hrdlo zaústěno do kondenzátoru, ve kterém dochází k odebrání zbytkové energie páry. Ta opět změní své skupenství, a to zpátky na kapalné a vzniklý kondenzát je odváděn z kondenzátoru kondenzátním čerpadlem do napájecí nádrže odkud je napájecí voda opět nasávána napájecím čerpadlem. Takže hlavní úlohou kondenzátoru je navracet vodu do oběhu a taky udržovat podtlak pro zvýšení entalpického spádu na parní turbíně.



Obr. 2.1 Schematické zobrazení tepelné elektrárny a zobrazení R-C cyklu v T-s a i-s diagramu [1]

Zařízení podléjící se na kondenzaci:

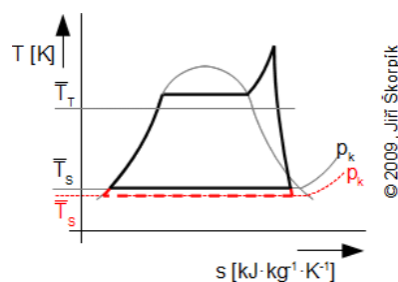
Kondenzátor

Čerpadlo chladící vody

Kondenzátní čerpadla

Vývěva (Paroproudá (ejektorová), Vodokružná (rotační))

Chladící věže



Obr. 2.2 Zobrazení snížení tlaku v kondenzátoru v T-s diagramu [1]

Výhody snižování tlaku (teploty) v kondenzátoru:

- Zlepšení užitečné práce turbíny
- Snížení spotřeby páry při konstantním výkonu turbíny
- Zvýšení termické účinnosti oběhu

Nevýhody snižování tlaku (teploty) v kondenzátoru:

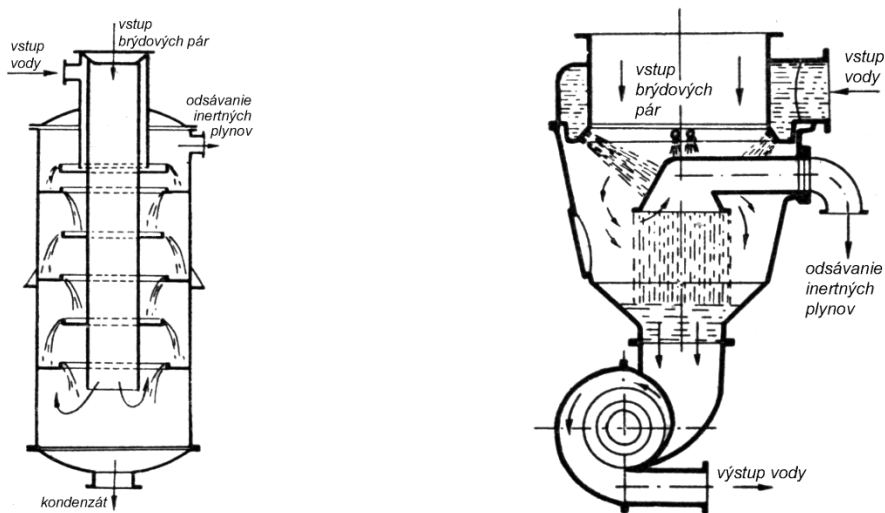
- Zvýšení množství přisávaného vzduchu tudíž nekondenzujících plynů
- Horší přestup tepla vlivem přisávaného vzduchu zvětšení plochy kondenzátoru
- Větší investice do vývěv

2.1 Dělení kondenzátorů

2.1.1 Podle způsobu kondenzace

2.1.1.1 Směšovací

Při této metodě se pára mísí přímo s chladicí vodou, která nebývá chemicky upravená. Jedná se o kombinaci konvektivního a odpařovacího chlazení. Proud vzduchu vzniká buď, přirozenou konvekcí nebo nucenou za pomoci ventilátoru. Vzniklý kondenzát se musí opětovně vyčistit nebo jej zmažeme s odvodem chladicí vody do okolního prostředí. Tím vzniká potřeba neustálého doplňování chemicky upravené oběhové vody, což je velice energeticky i ekonomicky nákladné. Proto se tento druh kondenzace nepoužívá na větších energetických zařízeních.



Obr. 2.3 Příklad protiproudého a souprúdého směšovacího kondenzátoru [2]



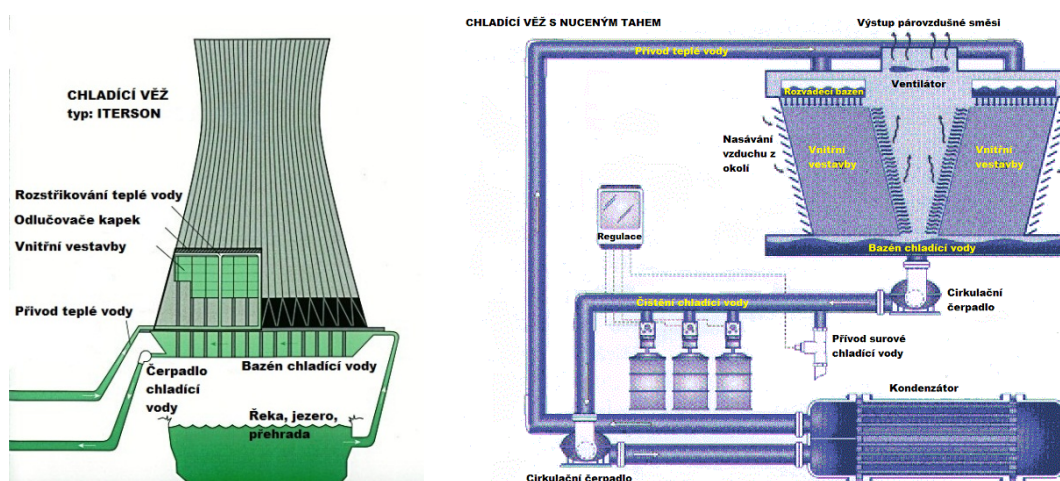
2.1.1.2 Povrchová

Tento způsob kondenzace se používá u většiny kondenzačních elektráren a tepláren. Při povrchové kondenzaci se používá tzv. rekuperační výměník, ve kterém jsou oba media od sebe oddělena stěnou trubky. Trubky jsou přímé a uspořádány do trubkového svazku na svých koncích jsou upevněny do trubkovnic. Vnější povrch trubek je obtékán proudící parou. Na povrchu trubek se vytváří kondenzát, který následně stéká do nejnižšího místa kondenzátoru, odkud je odčerpáván. Důležitým prvkem při návrhu kondenzátoru je co nejvhodnější uspořádání trubkového svazku, aby jím pára rovnoměrně prostupovala a nevytvářela se tzv. mrtvá místa. V těchto místech pára téměř přestává proudit a také se v těchto místech koncentrují nekondenzující plyny, které zhoršují přestup tepla. Na vodní straně je důležitým faktorem jak kvalitně upravenou chladicí vodu můžeme pro chlazení použít. Čistější chladicí voda bývá v uzavřených chladicích okruzích. V otevřených chladicích okruzích bývá kvalita významně horší a musí se využít systém kontinuálního čištění.

2.1.2 Podle typu chladicího média

2.1.2.1 Věžová voda

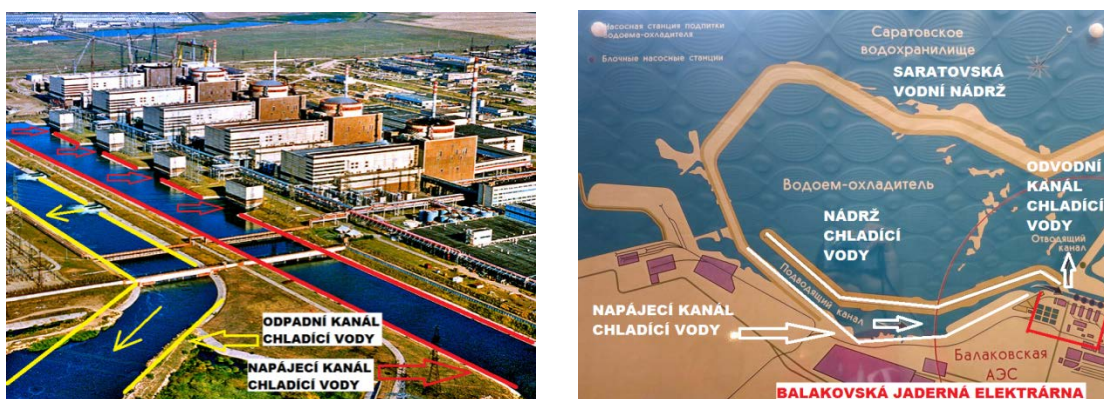
Jedná se o chladicí vodu, která cirkuluje v uzavřené smyčce mezi kondenzátorem a chladicími věžemi. V nich se vlivem proudění okolního vzduchu část vody odpaří. Zkondenzovaný zbytek vody ztéká do bazénu chladicí vody pod chladicí věží. Odtud je cirkulačním čerpadlem čerpáno zpátky do kondenzátoru. Nevýhodou je velký rozdíl v účinnosti chlazení v letních a zimních měsících. Tato voda prochází neustálým čištěním, aby nedocházelo k zanášení potrubí. Z toho důvodu nejsou kladeny velké materiálové nároky na teplosměnné trubky kondenzátoru. Lze tudíž použít běžnou nerezovou ocel 1.4301 (AISI 304) nebo Admirální mosaz (C44300).



Obr. 2.4 Chladicí věž s přirozeným a nuceným tahem [3] [4]

2.1.2.2 Říční nebo jezerní voda

Říční nebo jezerní voda se používá v otevřených chladicích soustavách, kde je voda pro chlazení kontinuálně přiváděná derivačním kanálem nebo velkoobjemovým přiváděcím potrubím přímo ke kondenzátorům. Při použití tohoto druhu chlazení musí být v blízkosti zařízení vydatný zdroj vody. V Evropě to jsou zejména řeky Dunaj, Labe, Wisla nebo Volha. V Severní Americe se k chlazení významně využívá potenciál Velkých jezer na hranici mezi Kanadou a USA nebo řeky Tennessee. Objem přivedené chladicí vody zaleží na rozdílu teplot před vstupem a za výstupem z kondenzátoru. Tento rozdíl nemůže být velký a pohybuje se okolo 5°C z důvodů snížení nasycení vody kyslíkem. Účinnost chlazení se odvíjí nejen od teploty vody, ale také od průtoku vody řekou. Čištění při průtočném chlazení se provádí pouze pomocí různě hustých sít a česel. V některých případech se musí ke kondenzátoru připojit systém kontinuálního čištění např. Taprogge. Při volbě materiálu teplosměnných trubek vycházíme z obsahu chloridů rozpuštěných ve vodě. Nejčastěji používané materiály jsou nerezové oceli 1.4401 a 1.4404 méně často pak ocel 1.4541 a slitina Cu-Ni 90/10. Vodní komory jsou ošetřeny epoxidovým nátěrem anebo jsou trubkovnice přeplátovány nerezovou ocelí.



Obr. 2.5 Balakovská JE a nákres přívodu a odvodu chladicí vody z řeky Volhy [5] [6]

2.1.2.3 Mořská a brakická voda

Pobřežní vody se používají stejně jako v případě říčních vod v otevřeném chladicím okruhu. Ve kterém protéká pomocí čerpadel mořská nebo brakická voda přímo přes teplosměnné trubičky kondenzátoru. Voda je čerpána buď přímo z otevřeného moře, nebo je přivedena pomocí přivodního kanálu, který většinou tvoří i ochrannou hráz elektrárny před vlnami příboje. Rozdíl teplot přiváděné chladicí vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru bývá okolo 5°C , ale maximální ohřátí bývá do 10°C . Výhodou chlazení pomocí mořské vody je, její stabilní teplota během roku a také její stálý dostatek. Přiváděná voda je čištěna pouze pomocí soustavy česel na sání. Proto se kondenzátor ve většině případů doplňuje systémem kontinuálního čištění. Jelikož při odstávkách často zarůstá mořskou vegetací, a to hlavně v tropických oblastech. Velký důraz je proto kladen na správnou volbu materiálu teplosměnných trubek. Výběr materiálu je zde zúžen na velmi nákladné materiály mezi, které patří Titan Gr. 1 a 2, vysoce legované oceli jako 1.4539 nebo duplexní oceli 1.4462, ale také slitina

CuNi 70/30. Vodní komory jsou uvnitř chráněny pogumováním a trubkovnice jsou přeplátovány titanem nebo nerezovou ocelí.

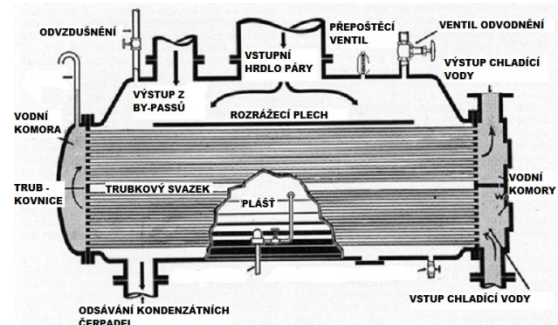
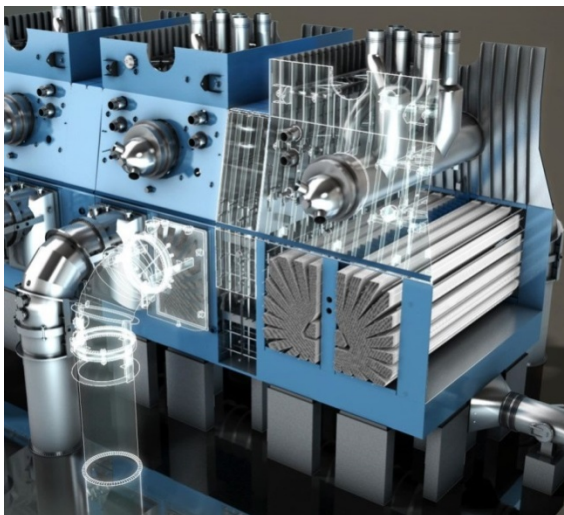


Obr. 2.6 Elektrárny St. Lucie a Flamanville chlazené pomocí mořské vody [7] [8]

2.1.3 Podle orientace trubkového svazku v kondenzátoru

2.1.3.1 Horizontální orientace

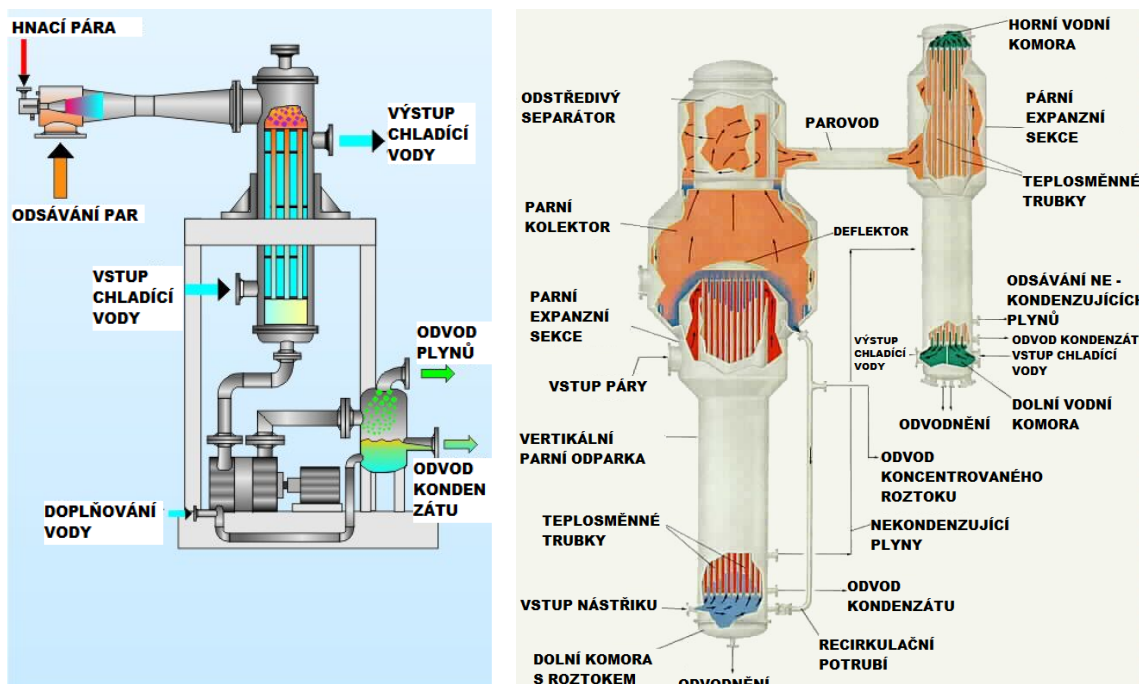
Tato orientace trubkového svazku se používá standardně pro velké kondenzátory za turbínami, které jsou velmi rozměrné a v některých případech mívají i vyjímatelný trubkový svazek. Právě pro případ vyjmutí svazku je horizontální konfigurace výhodnější, jelikož se trubkový svazek nemusí zvedat, pouze se vysune pomocí pojezdů po kolejové dráze a může na něm být prováděna potřebná revize popř. čištění. Dalším výhodou je, že pára prostupuje svazkem vždy radiálně na osu teplosměnných trubek a dochází tak k tzv. příčné kondenzaci, která je účinnější než podélná.



Obr. 2.7 Kondenzátory s horizontálně orientovaným trubkovým svazkem [9] [10]

2.1.3.2 Vertikální orientace

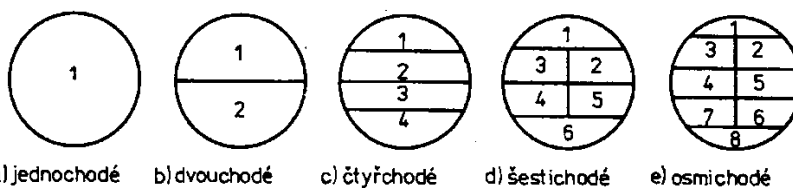
Vertikální orientace trubkového svazku se víc než v energetice používá u procesních zařízení, ale je to hlavně z důvodu úspory zastavěné plochy v dispozičním řešení. Jedná se však o zařízení jako např. parní odparky nebo kondenzátory ucpávkové páry. U tohoto typu kondenzátoru může být použit i inverzní charakter proudění, tzn. uvnitř teplosměnných trubek proudí pára a vnější strana trubek je omývána chladicí vodou.



Obr. 2.8 Kondenzátory s vertikálně orientovaným trubkovým svazkem [11] [12]

2.1.4 Podle počtu chodů chladící vody

Povrchové kondenzátory jsou nejčastěji konstruovány jedno, dvou až čtyřtahové. Volba počtu tahů u kondenzátoru se určuje při tepelném výpočtu z hlediska intenzifikace odvodu tepla. Z toho vyplývá i výsledná teplosměnná plocha kondenzátoru, která dále ovlivňuje i výslednou velikost kondenzátoru.



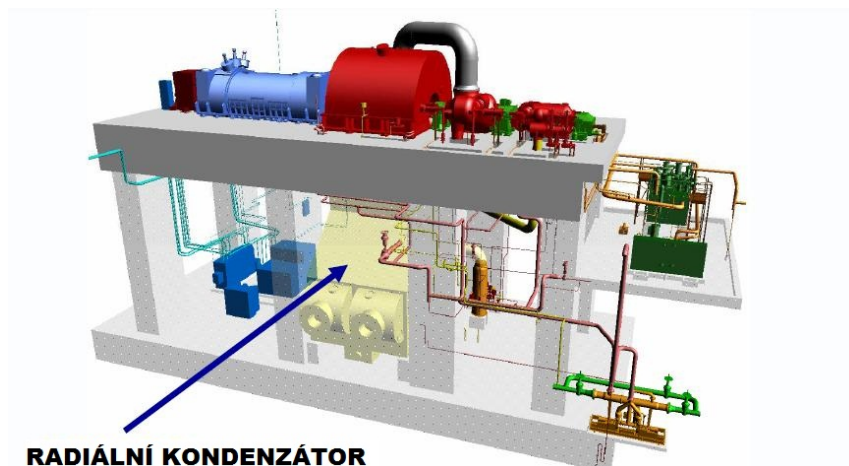
Obr. 24

Obr. 2.9 Možné rozdělení průchodů chladící vody kondenzátorem [13]

2.1.5 Podle orientace výstupního hrdla turbíny

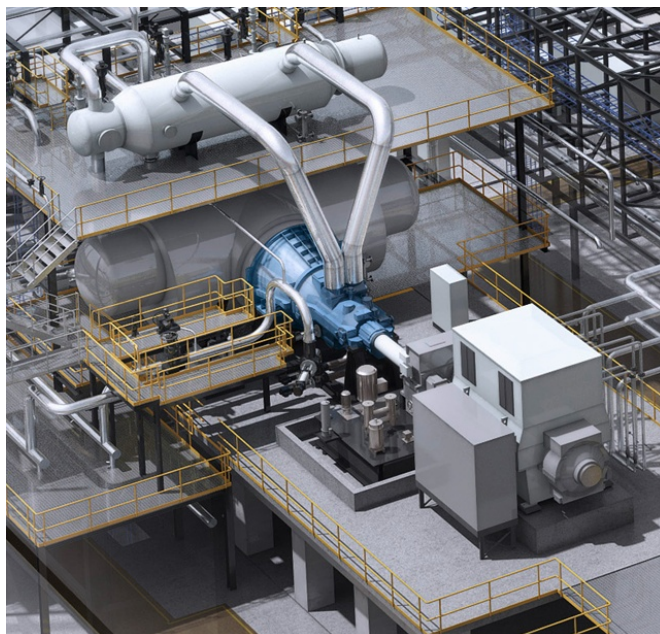
O umístění kondenzátoru v tomto případě rozhoduje konstruktér turbíny, jelikož ten rozhoduje, zda bude mít turbína axiální nebo radiální výstupní hrdlo. Konstruktér turbíny je však omezen prostorem ve strojovně, který mu vymezí zákazník.

2.1.5.1 Radiální (Pod turbínou)



Obr. 2.10 Umístění kondenzátoru pod turbínou [14]

2.1.5.2 Axiální (Za turbínou)



Obr. 2.11 Umístění kondenzátoru za turbínou [15]

3 Vlastní řešení konstrukce kondenzátoru

Koncepce řešení kondenzátoru podle zadaných parametrů je orientována pro použití u turbín s výkonem do 100MW. Samotné těleso kondenzátoru má tvar válce, do kterého je v axiálním směru osy turbíny zaústěno výstupní hrdlo turbíny. Vodní komory jsou na plášti umístěny excentricky. Samotné vodní komory jsou uvnitř dělené, jelikož kondenzátor je koncipován jako dvoutahový. To znamená, že jedna vodní komora je vstupní a zároveň výstupní a druhá vodní komora je tzv. obracecí, ve které se proud z prvního tahu obrací do druhého a skrz trubkový svazek do výstupních hrdel.



Obr. 3.1 Povrchový kondenzátor s axiálním vstupem páry [16]

3.1 Volba materiálu teplosměnných trubek

Volba správného materiálu teplosměnných trubek na počátku výpočtu může významně ovlivnit jak rozměry tělesa kondenzátoru tak hlavně výslednou cenu. Při svém rozhodování, který z široké škály materiálů zvolit jsem zúžil svůj výběr na dva zcela odlišné materiály. Prvním jsem zvolil běžnou nerezovou ocel X5CrNiMo17-12-2 (1.4401) a druhým materiálem jsem zvolil slitinu mědi a niklu CuNi10Fe1MnR290 (2.0872). Oba tyto materiály se běžně používají při stavbě výměníků jak pro procesní tak i pro energetické zařízení. Zároveň oba tyto materiály mají dobrou odolnost vůči korozním vlivům a měli by zaručit dlouhou životnost kondenzátoru, avšak jsou náchylní na kvalitu oběhové i chladicí vody. Zatímco nerezová ocel je náchylná na chloridovou korozi, slitina mědi a niklu je náchylná na čpavkovou korozi. Dalším faktorem proč jsem se pro tyto materiály rozhodl, je fakt, že oba mají velmi rozdílné fyzikální vlastnosti zejména součinitele přestupu tepla λ .



Materiál	$\lambda_{20^{\circ}\text{C}}[\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Dle normy
CuNi10Fe1MnR290; 2.0872	45	ASME - SB-111/SB-111M Specification for Copper and Copper-Alloy Seamless Condenser Tubes
X5CrNiMo 17-12-2; 1.4401	14,1	ASME - SA-249/SA-249M Specification for Welded Austenitic Steel Boiler, Superheater, Heat-Exchanger, and Condenser Tubes

Tab. 3.1 Fyzikální vlastnosti vybraných materiálů

3.2 Volba vhodného průměru potrubí tloušťky stěn

Pro stanovení optimálního poměru délky a průměru kondenzátoru je třeba zvolit vhodný poměr vnějšího průměru teplosměnných trubek a jejich tloušťky stěn. Pokud budeme zmenšovat vnější průměr při zachování konstantní tloušťky stěny a rychlosti proudění bude se sice snižovat délka teplosměnných trubek, ale bude narůstat jejich počet. Důležitým faktorem je i rozdílná pevnost zvolených materiálů. Z toho vyplývá, že u trubek s nerezové oceli si můžeme dovolit menší tloušťky stěn než u slitiny mědi a niklu. Pro lepší orientaci jsem zúžil rozsah průměrů na tyto níže uvedené.

CuNi10Fe1MnR290; 2.0872	X5CrNiMo 17-12-2; 1.4401
Ø 22x1 mm (1,5 mm)	Ø 22x0,5 mm (0,7 mm)
Ø 23x1 mm (1,5 mm)	Ø 23x0,5 mm (0,7 mm)
Ø 25x1 mm (1,5 mm)	Ø 25x0,5 mm (0,7 mm)

Tab. 3.2 Rozměry zvolených teplosměnných trubek

3.3 Volba rychlosti proudění chladicí vody

Při volbě rychlosti proudění vycházíme z faktu, že nesmíme navrhnout kondenzátor s velkou tlakovou ztrátou. Tudíž nemůžeme zvolit velkou rychlost proudění, jelikož se zvyšující se rychlostí narůstá tlaková ztráta. Na druhou stranu nemůžeme mít malou rychlost proudění, abychom jsme se nedostali do oblasti laminárního proudění, čímž by nám vznikaly další tepelné odpory pro přestup tepla a neúměrně by narostla délka teplosměnných trubek. Takže při volbě rychlosti proudění chladicí vody musíme zvolit nejvýhodnější variantu, tak aby teplosměnné trubky nebyli zbytečně dlouhé a také aby rychlost proudění nebyla zbytečně vysoká a nenavýšovala tak tlakové ztráty a s tím spojené náklady na čerpadla chladicí vody.

w_s [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]				
1,8	1,9	2,0	2,1	2,2

Tab. 3.3 Rozsah volených rychlostí proudění

3.4 Předběžná koncepce kondenzátoru

Podle výše uvedených kritérií by měla má vlastní koncepce mít optimální rozměrové a hmotnostní parametry pro transport a manipulaci s výsledným zařízením. Jelikož se jedná, o kondenzátor s axiálním vstupem páry musíme zohlednit poměr délky a průměru tělesa kondenzátoru, aby se vstupující pára rovnoměrně rozpínala a proudila skrz trubkový svazek. Toto je velmi důležité, aby se v trubkovém svazku nevytvářela mrtvá místa, ve kterých by se pára hromadila a dále neproudila. Z hlediska rovnoměrného proudění páry je proto důležité vhodně navrhnout rastr trubkového svazku.

4 Termodynamický výpočet kondenzátoru

Při tepelném výpočtu budu vycházet ze zadaných parametrů pomocí, kterých si ostatní hodnoty pro výpočet budu dohledám pomocí parních tabulek, nebo pomocí následujících výpočtů.

Množství páry do kondenzátoru	m_{p1}	65,81	[$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
Entalpie páry na vstupu do kondenzátoru	i_{p1}	2346,164	[$\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$]
Tlak vakua v kondenzátoru	p_k	0,0815	[bar (a)]
Množství chladicí vody na vstupu	m_{v1}	3175	[$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$]
Teplota chladicí vody na vstupu	t_{v1}	26	[$^{\circ}\text{C}$]
Druh chladicí vody		Věžová voda	

Tab. 4.1 Zadané parametry pro výpočet kondenzátoru

4.1 Určení parametrů páry a chladicí vody

Vstupní parametry páry: $p_k = 0,0815$ bar (a)

$$i_{p1} = 2346,164 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$$

Parametry kondenzátu na mezi sytosti: $i_k = 175,326 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$

$$t_k = 41,863 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$v_k = 0,0010086203 \text{ m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$$



Parametry chladící vody:	$t_{v1} = 26 \text{ }^\circ\text{C}$
Tlak chladící vody:	$p_{v1} = 4 \text{ bar (a)}$
Entalpie chladící vody f (t_{v1} ; p_{v1}):	$i_{v1} = 109,387 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Hustota chladící vody f (t_{v1} ; p_{v1}):	$\rho_{v1} = 996,921 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Měrná tepelná kapacita f (t_{v1} ; p_{v1}):	$c_{p_{v1}} = 4,180598 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$

4.2 Výpočet měrného objemu mokré páry

Pára při výstupu z turbíny není vždy na mezi sytosti $x = 1$, ale pohybuje se lehce pod touto křivkou v oblasti mokré páry. Proto musíme dopočítat objem mokré páry v tomto daném objemu páry.

Entalpie syté kapaliny f (p_k):	$i' = 175,326 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Entalpie syté páry f (p_k):	$i'' = 2576,868 \text{ kJ}\cdot\text{kg}^{-1}$
Měrný objem syté kapaliny f (p_k ; i'):	$v' = 0,0010086203 \text{ m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
Měrný objem syté páry f (p_k ; i''):	$v'' = 17,785 \text{ m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$
Poměrnou suchost páry:	$x =$ Musíme dopočítat

$$x = \frac{i_{p1} - i'}{i'' - i'} \quad [-] \quad (4.1)$$

$$x = \frac{i_{p1} - i'}{i'' - i'}$$

$$x = \frac{2346,164 - 175,326}{2576,868 - 175,326}$$

$$x = 0,90394 \cdot 100$$

$$x = \underline{\underline{90,394 \text{ } \%}}$$

Následně můžeme dopočítat měrný objem mokré páry v_p

$$v_p = x \cdot (v'' - v') + v' \quad [\text{m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (4.2)$$

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

$$v_p = 0,90394 \cdot (17,785 - 0,0010086203) + 0,0010086203$$

$$v_p = \underline{\underline{16,076715 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1}}}$$

4.3 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Výsledná hodnota tepelného výkonu je důležitá pro následné dopočtení velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) \text{ [kW]} \quad (4.3)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)$$

$$\dot{Q} = 65,81 \cdot (2346,164 - 175,326)$$

$$\dot{Q} = \underline{\underline{142862,9 \text{ kW}}}$$

4.4 Výpočet teploty chladicí vody na výstupu

Pomocí zákona o zachování energie a bilanční rovnice vypočteme teplotu, o kterou se chladicí voda ohřeje oproti vstupní teplotě t_{v1} .

$$\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k) = \dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}} \cdot (t_{v2} - t_{v1}) \quad (4.4)$$

Po úpravě bilanční rovnice dostaneme její tvar pro výpočet teploty ohřátí vstupní chladicí vody.

$$\Delta t_v = \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.5)$$

$$\Delta t_v = \frac{\dot{m}_{p1} \cdot (i_{p1} - i_k)}{\dot{m}_{v1} \cdot c_{p_{v1}}}$$

$$\Delta t_v = \frac{65,81 \cdot (2346,164 - 175,326)}{3175 \cdot 4,180598}$$

$$\Delta t_v = \underline{\underline{10,763 \text{ }^\circ\text{C}}}$$

Teplotu výstupní chladicí vody dostaneme přičtením rozdílu k vstupní teplotě chladicí vody.

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (4.6)$$

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v$$

$$t_{v2} = 26 + 10,763$$

$$t_{v2} = \underline{\underline{36,763 \text{ }^\circ\text{C}}}$$



4.5 Výpočet středního logaritmického rozdílu teplot (LMTD)

Další důležitá hodnota pro výpočet velikosti teplosměnné plochy kondenzátoru. Výslednou teplotu získáme po předchozím vypočtení teplotních rozdílů mezi teplotou kondenzátu a teplot chladící vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru.

$$\Delta t_1 = t_k - t_{v1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.7)$$

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

$$\Delta t_1 = 41,863 - 26$$

$$\Delta t_1 = \underline{\underline{15,863 \text{ } ^{\circ}\text{C}}}$$

$$\Delta t_2 = t_k - t_{v2} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.8)$$

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

$$\Delta t_2 = 41,863 - 36,763$$

$$\Delta t_2 = \underline{\underline{5,1 \text{ } ^{\circ}\text{C}}}$$

Teplotní rozdíl Δt_2 by neměl být nižší než 5°C

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (4.9)$$

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2}}$$

$$\Delta t_{\text{ln}} = \frac{15,863 - 5,1}{\ln \frac{15,863}{5,1}}$$

$$\Delta t_{\text{ln}} = \underline{\underline{9,485 \text{ } ^{\circ}\text{C}}}$$

4.6 Výpočet součinitele prostupu tepla [k]

Stanovení správné hodnoty součinitele prostupu tepla je jeden z nejdůležitějších faktorů při návrhu výměníku tepla. Na jeho velikosti závisí výsledná teplosměnná plocha kondenzátoru. Při výpočtu, tohoto součinitele jsem použil metodiku podle standartu HEI [17]. Jedná se o metodiku výpočtu podle empirických vzorců, které jsou získané z měření na stávajících zařízeních. Použitý vzorec pro výpočet součinitele prostupu tepla je dán součinem těchto čtyř korekčních součinitelů:

Součinitel rychlosti proudění chladicí vody U_1 [$\text{Btu}\cdot\text{hr}^{-1}\cdot\text{ft}^{-2}\cdot^\circ\text{F}^{-1}$]

Součinitel teploty chladicí vody F_W [-]

Součinitel materiálu trubek F_M [-]

Součinitel čistoty trubek F_C [-]

$$k = U_1 \cdot F_W \cdot F_M \cdot F_C \left[\text{Btu}\cdot\text{hr}^{-1}\cdot\text{ft}^{-2}\cdot^\circ\text{F}^{-1} \right] \quad (4.10)$$

ØD [mm]	Rychlost proudění w_s [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]		
	1,9812	2,00	2,1336
U_1 [$\text{Btu}\cdot\text{hr}^{-1}\cdot\text{ft}^{-2}\cdot^\circ\text{F}^{-1}$]			
22,225	670,50	673,621	695,80
23,0	670,50	673,621	695,80
25,0	670,50	673,621	695,80
25,4	670,50	673,621	695,80

Tab. 4.2 Výřez tabulky korekčního součinitele rychlosti proudění chladicí vody [17]

Hodnotu součinitele U_1 jsem interpolací přepočítal pro rychlost proudění $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Teplota vstupní vody		F_W
t_{v1} [°F]	t_{v1} [°C]	
78,0	25,55556	1,0370
78,8	26,00000	1,0402
79,0	26,11111	1,0410

Tab. 4.3 Výřez tabulky korekčního součinitele teploty chladicí vody [17]

Hodnotu součinitele F_W jsem interpolací přepočítal pro vstupní teplotu chladicí vody 26°C .



Materiál trubek	$\lambda_{20^{\circ}\text{C}}$ [Btu.hr ⁻¹ .ft ⁻¹ .°F ⁻¹]	$\lambda_{20^{\circ}\text{C}}$ [W.m ⁻¹ .K ⁻¹]	BWG	25	20		18
			[inch]	0,02	0,038	0,0394	0,049
			[mm]	0,508	0,9652	1,0	1,2446
X5CrNiMo 17-12-2	8,2	14,1942	F _M	0,904	0,815	0,8062	0,744
CuNi10Fe1Mn R290	26,0	45,0060		1,000	0,963	0,9589	0,930

Tab. 4.4 Výřez tabulky korekčního součinitele materiálu trubek [17]

Hodnotu součinitele F_M jsem interpolací přepočítal pro tloušťku stěny teplosměnné trubky 1mm. Pro tloušťku stěny 0,5mm jsem použil hodnotu součinitele, který odpovídá tloušťce stěny 0,508mm.

V použitém vzorci ještě figuruje součinitel čistoty trubek F_C , který udává, o kolik se sníží výsledný průstup tepla vlivem znečištěním trubek. Jeho hodnota se obvykle udává 0,85 pokud není přímo v zadání určena jiná hodnota.

$$k = U_1 \cdot F_W \cdot F_M \cdot F_C$$

$$k_{SS} = 673,621 \cdot 1,0402 \cdot 0,904 \cdot 0,85$$

$$k_{Cu-Ni} = 673,621 \cdot 1,0402 \cdot 0,9589 \cdot 0,85$$

$$k_{SS} = 538,418 \text{ [Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{°F}^{-1}\text{]}$$

$$k_{Cu-Ni} = 571,117 \text{ [Btu} \cdot \text{hr}^{-1} \cdot \text{ft}^{-2} \cdot \text{°F}^{-1}\text{]}$$

$$k_{SS} = 538,418 \cdot 5,678263$$

$$k_{Cu-Ni} = 571,117 \cdot 5,678263$$

$$k_{SS} = \underline{\underline{3057,281 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

$$k_{Cu-Ni} = \underline{\underline{3242,950 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}}}$$

4.7 Výpočet velikosti teplosměnné plochy

Pro výpočet velikosti teplosměnné plochy již znám všechny potřebné hodnoty, a to výkon Q [W], střední logaritmickou teplotu Δt_{ln} [°C] a součinitel průstupu tepla k [W·m⁻²·K⁻¹].

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \text{ [W]} \tag{4.11}$$

$$\dot{Q} = k \cdot S \cdot \Delta t_{ln} \Rightarrow S = \frac{\dot{Q}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \text{ [m}^2\text{]}$$

$$S_{SS} = \frac{\dot{Q}}{k_{SS} \cdot \Delta t_{ln}}$$

$$S_{Cu-Ni} = \frac{\dot{Q}}{k_{Cu-Ni} \cdot \Delta t_{ln}}$$

$$S_{SS} = \frac{142862,9 \cdot 1000}{3057,281 \cdot 9,485}$$

$$S_{Cu-Ni} = \frac{142862,9 \cdot 1000}{3242,950 \cdot 9,485}$$

$$S_{SS} = \underline{\underline{4926,804 \text{ m}^2}}$$

$$S_{Cu-Ni} = \underline{\underline{4644,730 \text{ m}^2}}$$

4.8 Výpočet délky teplosměnných trubek

$$L^{Tr} = \frac{\rho_{v1} \cdot S \cdot w_s \cdot d_i^2}{8 \cdot m_{v1} \cdot d_e} \quad [m] \quad (4.12)$$

$$L_{SS}^{Tr} = \frac{\rho_{v1} \cdot S_{SS} \cdot w_s \cdot d_i^2}{8 \cdot m_{v1} \cdot d_e}$$

$$L_{Cu-Ni}^{Tr} = \frac{\rho_{v1} \cdot S_{Cu-Ni} \cdot w_s \cdot d_i^2}{8 \cdot m_{v1} \cdot d_e}$$

$$L_{SS}^{Tr} = \frac{996,921 \cdot 4926,8 \cdot 2,0 \cdot 0,024^2}{8 \cdot 3175 \cdot 0,025}$$

$$L_{Cu-Ni}^{Tr} = \frac{996,921 \cdot 4644,7 \cdot 2,0 \cdot 0,023^2}{8 \cdot 3175 \cdot 0,025}$$

$$L_{SS}^{Tr} = \underline{\underline{8,91 \text{ m}}}$$

$$L_{Cu-Ni}^{Tr} = \underline{\underline{7,71 \text{ m}}}$$

4.9 Výpočet počtu teplosměnných trubek

$$n^{Tr} = \frac{S}{\pi \cdot d_e \cdot L^{Tr}} \quad [-] \quad (4.13)$$

$$n_{SS}^{Tr} = \frac{S_{SS}}{\pi \cdot d_e \cdot L_{SS}^{Tr}}$$

$$n_{Cu-Ni}^{Tr} = \frac{S_{Cu-Ni}}{\pi \cdot d_e \cdot L_{Cu-Ni}^{Tr}}$$

$$n_{SS}^{Tr} = \frac{4926,8}{\pi \cdot 0,025 \cdot 8,91}$$

$$n_{Cu-Ni}^{Tr} = \frac{4644,7}{\pi \cdot 0,025 \cdot 7,71}$$

$$n_{SS}^{Tr} = \underline{\underline{7040 \text{ ks}}}$$

$$n_{Cu-Ni}^{Tr} = \underline{\underline{7670 \text{ ks}}}$$



4.10 Zhodnocení tepelného výpočtu

Materiál teplosměnných trubek	mat_{tr}	CuNi10Fe1Mn R290	X5CrNiMo 17-12-2	[-]
Počet tahů kondenzátoru	n_{tah}	2,000	2,000	[-]
Vnější průměr trubky	ØD = d_e	0,025	0,025	[mm]
Tloušťka stěna trubky	s	0,001	0,001	[mm]
Vnitřní průměr trubky	Ød = d_i	0,023	0,024	[mm]
Rychlost proudění chladicí vody	w_s	2,000	2,000	[m.s ⁻¹]
Korekční součinitel rychlosti proudění chladicí vody	k₁	673,621	673,621	[Btu.hr ⁻¹ .ft ⁻² .°F ⁻¹]
Korekční součinitel teploty chladicí vody	C_t	1,040	1,040	[-]
Korekční součinitel materiálu trubek	C_m	0,959	0,904	[-]
Korekční součinitel čistoty trubek	C_c	0,850	0,850	[-]
Součinitel prostupu tepla	k	571,117	538,418	[Btu.hr ⁻¹ .ft ⁻² .°F ⁻¹]
Součinitel prostupu tepla	k	3242,950	3057,281	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
Velikost teplosměnné plochy	S	4644,730	4926,804	[m ²]
Délka trubek	L_{tr}	7,710	8,910	[m]
Počet trubek	n_{tr}	7670	7040	[-]

Tab. 4.5 Soupis vypočtených hodnot

5 Hydraulický výpočet kondenzátoru

Jak jsem již výše uvedl, koncepčně se jedná o dvoutahový kondenzátor s dělenou vodní komorou. Z toho vyplývá, že v následujících výpočtech budu uvažovat jen s polovičním hmotnostním tokem chladicí vody.

Rychlost proudění chladicí vody ve vstupních hrdlech uvažuji stejnou jako v teplosměnných trubkách $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ a parametry chladicí vody uvažuji pro stav na vstupu do kondenzátoru.

Množství chladicí vody na vstupu	\dot{m}_{v1}	3175	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$
Teplota chladicí vody na vstupu	t_{v1}	26	$[^{\circ}\text{C}]$
Rychlost proudění chladicí vody	w_s	2,0	$[\text{m}\cdot\text{s}^{-1}]$
Hustota chladicí vody na vstupu	ρ_{v1}	996,921	$[\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}]$
Dynamická viskozita chladicí vody na vstupu	η_{v1}	0,0008701	$[\text{Pa}\cdot\text{s}^{-1}]$

Tab. 5.1 Vstupní parametry chladicí vody v kondenzátoru

$$\dot{m}_{v1/2} = \frac{\dot{m}_{v1}}{2} \quad [\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}] \quad (5.1)$$

$$\dot{m}_{v1/2} = \frac{\dot{m}_{v1}}{2}$$

$$\dot{m}_{v1/2} = \frac{3175}{2}$$

$$\dot{m}_{v1/2} = \underline{\underline{1587,5 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}}}$$

5.1 Výpočet průměru vstupních a výstupních hrdel chladicí vody

$$\phi d_{HRD} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{v1/2}}{\rho \cdot \pi \cdot w_s}} \quad [m] \quad (5.2)$$

$$\phi d_{HRD} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{v1/2}}{\rho \cdot \pi \cdot w_s}}$$

$$\phi d_{HRD} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1587,5}{996,921 \cdot \pi \cdot 2,0}}$$

$$\phi d_{HRD} = \underline{\underline{1,007 \text{ m}}}$$

Volím vnější průměr hrdla DN 1000 x 12,5



Rozměry vstupních hrdel budou následující:

$$s = 12,5 \text{ mm}$$

$$\text{ØD} = 1016 \text{ mm}$$

$$\text{Ød} = 991 \text{ mm}$$

Na vodní komoře budou uchyceny celkem 4 tato hrdla, a to z důvodu provozu kondenzátoru na poloviční výkon. Z toho vyplývá, že dvě spodní hrdla jsou na vstup chladicí vody a dvě horní hrdla jsou na výstup chladicí vody.

5.2 Přepočet rychlosti proudění v hrdlech

$$w_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_{v1/2}}{\rho \cdot \pi \cdot \phi d^2} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (5.3)$$

$$w_s = \frac{4 \cdot \dot{m}_{v1/2}}{\rho \cdot \pi \cdot \phi d^2}$$

$$w_s = \frac{4 \cdot 1587,5}{996,921 \cdot \pi \cdot 0,991^2}$$

$$w_s = \underline{\underline{2,065 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

5.3 Výpočet velikosti tlakové ztráty Δp

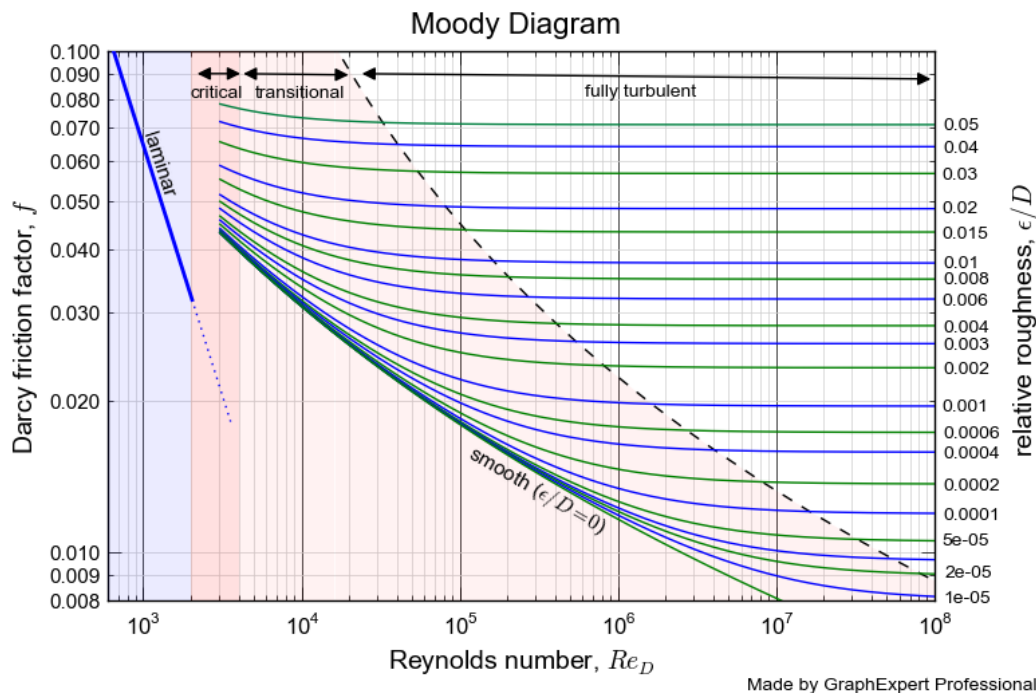
Při výpočtu tlakových ztrát budu postupovat nejprve výpočtem tlakové ztráty třením a následně tlakové ztráty vlivem místních odporů a sečtením těchto dvou ztrát dostanu celkovou tlakovou ztrátu na straně chladicí vody.

Vnitřní průměr teplosměnné trubky	$d_{i\text{Cu-Ni}}$	0,023	[m]
	$d_{i\text{SS}}$	0,024	[m]
Absolutní drsnost potrubí [18]	$\varepsilon_{\text{Cu-Ni}}$	0,0000015	[m]
	ε_{SS}	0,00005	[m]
Délka potrubí	$L_{\text{Cu-Ni}}$	7,710	[m]
	L_{SS}	8,910	[m]
Součinitel tření $\lambda=f(\text{Re}; \varepsilon/d_i)$ z Moodyho Diagramu	$\lambda_{\text{Cu-Ni}}$	0,02	[-]
	λ_{SS}	0,027	[-]

Tab. 5.2 Charakteristické rozměry teplosměnných trubek

5.3.1 Výpočet tlakové ztráty třením Δp_λ

Pro výpočet tlakových ztrát třením se nejprve musíme určit součinitel tření λ a to buď odhadem z Moodyho diagramu (viz. Tab. 5.2) nebo pomocí vztahů pro výpočet součinitele tření v přechodové oblasti turbulentního proudění [19].



Obr. 5.1 Moodyho diagram pro určení součinitele tření λ [21]

5.3.1.1 Výpočet relativní drsnosti potrubí ϵ/d_i

Jedná se pouze o poměr absolutní drsnosti ϵ k průtočnému průměru teplosměnné trubky.

$$\frac{\epsilon}{d_i} = \frac{\epsilon}{d_i} [-] \quad (5.4)$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ Cu-Ni}} = \frac{\epsilon_{\text{Cu-Ni}}}{d_{i \text{ Cu-Ni}}}$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ SS}} = \frac{\epsilon_{\text{SS}}}{d_{i \text{ SS}}}$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ Cu-Ni}} = \frac{0,0000015}{0,023}$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ SS}} = \frac{0,00005}{0,024}$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ Cu-Ni}} = \underline{\underline{0,000065 -}}$$

$$\frac{\epsilon}{d}_{i \text{ SS}} = \underline{\underline{0,002083 -}}$$



5.3.1.2 Výpočet Reynoldsova čísla

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_i \cdot \rho}{\eta} \quad [-] \quad (5.5)$$

$$\text{Re}_{\text{Cu-Ni}} = \frac{w \cdot d_{i\text{Cu-Ni}} \cdot \rho}{\eta}$$

$$\text{Re}_{\text{SS}} = \frac{w \cdot d_{i\text{SS}} \cdot \rho}{\eta}$$

$$\text{Re}_{\text{Cu-Ni}} = \frac{2,0 \cdot 0,023 \cdot 996,921}{0,0008701}$$

$$\text{Re}_{\text{SS}} = \frac{2,0 \cdot 0,024 \cdot 996,921}{0,0008701}$$

$$\text{Re}_{\text{Cu-Ni}} = \underline{\underline{5,270 \cdot 10^4}} \quad -$$

$$\text{Re}_{\text{SS}} = \underline{\underline{5,499 \cdot 10^4}} \quad -$$

5.3.1.3 Výpočet součinitele tření λ

$$\lambda = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\varepsilon}{d_i} + \frac{1 \cdot 10^6}{\text{Re}} \right)^{\frac{1}{3}} \right] \quad [-] \quad (5.6)$$

$$\lambda_{\text{Cu-Ni}} = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\varepsilon_{\text{Cu-Ni}}}{d_{i\text{Cu-Ni}}} + \frac{1 \cdot 10^6}{\text{Re}_{\text{Cu-Ni}}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$\lambda_{\text{Cu-Ni}} = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,0000015}{0,023} + \frac{1 \cdot 10^6}{5,270 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$\lambda_{\text{Cu-Ni}} = \underline{\underline{0,020498}} \quad -$$

$$\lambda_{\text{SS}} = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{\varepsilon_{\text{SS}}}{d_{i\text{SS}}} + \frac{1 \cdot 10^6}{\text{Re}_{\text{SS}}} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$\lambda_{\text{SS}} = 0,0055 \cdot \left[1 + \left(2 \cdot 10^4 \cdot \frac{0,00005}{0,024} + \frac{1 \cdot 10^6}{5,499 \cdot 10^4} \right)^{\frac{1}{3}} \right]$$

$$\lambda_{\text{SS}} = \underline{\underline{0,027014}} \quad -$$

5.3.1.4 Darcy – Weisbachova rovnice pro výpočet Δp_λ

$$\Delta p_\lambda = \lambda \cdot \frac{n_{TAH} \cdot L^{Tr}}{d_i} \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (5.7)$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = \lambda_{Cu-Ni}^{Moody} \cdot \frac{n_{TAH} \cdot L_{Cu-Ni}^{Tr}}{d_{iCu-Ni}} \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_{v1}$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = 0,020498 \cdot \frac{2 \cdot 7,710}{0,023} \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 996,921$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = \underline{\underline{27400,9 \text{ Pa}}}$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = \frac{\Delta p_\lambda^{Cu-Ni}}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = \frac{27400,9}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_\lambda^{Cu-Ni} = \underline{\underline{0,274 \text{ bar}}}$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = \lambda_{SS}^{Moody} \cdot \frac{n_{TAH} \cdot L_{SS}^{Tr}}{d_{iSS}} \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_{v1}$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = 0,027014 \cdot \frac{2 \cdot 8,910}{0,024} \cdot \frac{2^2}{2} \cdot 996,921$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = \underline{\underline{39992,0 \text{ Pa}}}$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = \frac{\Delta p_\lambda^{SS}}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = \frac{39992,0}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_\lambda^{SS} = \underline{\underline{0,400 \text{ bar}}}$$



5.3.2 Výpočet tlakové ztráty místními odpory

Níže uvedené součinitele místních ztrát jsou určeny podle tabulky uvedené v 2. přednášce z Hydraulických pochodů [20] a proto výpočet slouží je pro prvotní přiblížení.

Součinitel místní ztráty na vtoku	ξ_{VTK}	3 x 0,5	[-]
Součinitel místní ztráty na výtoku	ξ_{VY}	3 x 0,5	[-]
Součinitel místní ztráty při změně směru	ξ_{ZS}	2 x 1,26	[-]
Suma součinitelů místních odporů	$\Delta\xi_i$	5,52	[-]

Tab. 5.3 Přehled použitých součinitelů místních odporů [20]

$$\Delta p_{\xi} = \sum \xi_i \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho \quad [Pa] \quad (5.8)$$

$$\Delta p_{\xi} = \sum \xi_i \cdot \frac{w_s^2}{2} \cdot \rho_{v1}$$

$$\Delta p_{\xi} = 5,52 \cdot \frac{2,0^2}{2} \cdot 996,921$$

$$\Delta p_{\xi} = \underline{\underline{11006,0 \quad Pa}}$$

$$\Delta p_{\xi} = \frac{\Delta p_{\xi}}{1 \cdot 10^5} \quad \Delta p_{\xi} = \frac{11006,0}{1 \cdot 10^5} \quad \Delta p_{\xi} = \underline{\underline{0,110 \quad bar}}$$

5.3.3 Výpočet celkové tlakové ztráty

$$\Delta p^{Celk} = \Delta p_{\lambda} + \Delta p_{\xi} \quad [Pa] \quad (5.9)$$

$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = \Delta p_{\lambda}^{Cu-Ni} + \Delta p_{\xi} \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = \Delta p_{\lambda}^{SS} + \Delta p_{\xi}$$

$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = 27400,9 + 11006,0 \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = 39902,0 + 11006,0$$

$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = \underline{\underline{38406,9 \quad Pa}} \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = \underline{\underline{50998,0 \quad Pa}}$$

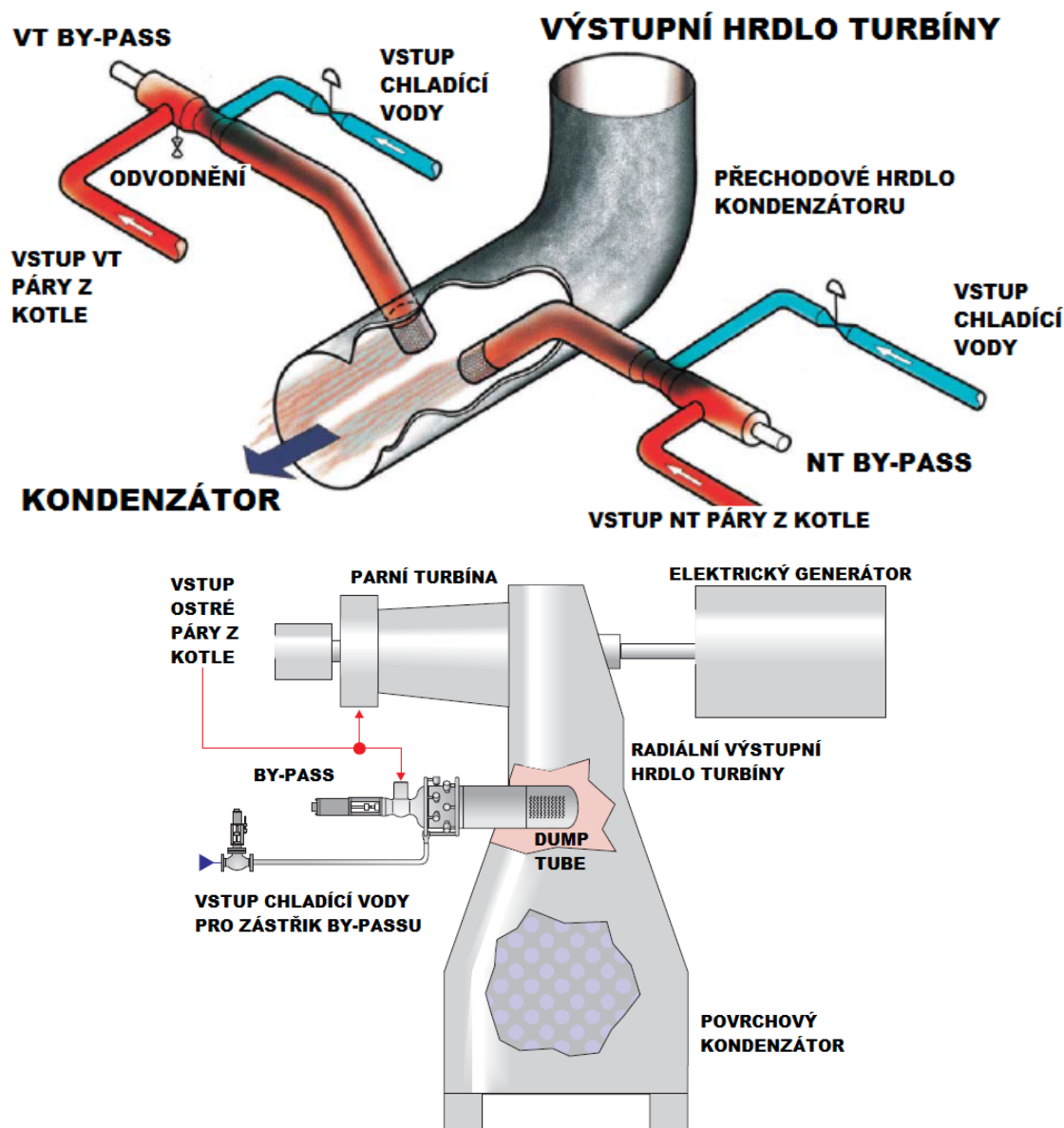
$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = \frac{\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk}}{1 \cdot 10^5} \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = \frac{\Delta p_{SS}^{Celk}}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = \frac{38406,9}{1 \cdot 10^5} \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = \frac{50998,0}{1 \cdot 10^5}$$

$$\Delta p_{Cu-Ni}^{Celk} = \underline{\underline{0,384 \quad bar}} \quad \Delta p_{SS}^{Celk} = \underline{\underline{0,510 \quad bar}}$$

6 Výpočet kondenzátoru v By-passovém režimu

By-passový režim je v každé tepelné elektrárně velmi důležitý. V případě náhlého uzavření rychlozavěrných ventilů před turbínou musí být pára v parovodu okamžitě vedena do by-passové větve, ve které je ostrá pára z kotle škrcena a zadržována kondenzátem. Po seškrcení na potřebné parametry je takto upravená pára zavedena do vyústění ve vstupním parním hrdle kondenzátoru.



Obr. 6.1 Ilustrace umístění by-passů a zaústění dump-tube [22] [23]

Následujícími výpočty vám přiblížím, jak zjistím množství vody na zástřik a jak navrhnout velikost vyústění by-passu.



6.1 Výpočet množství By-passové páry

Pro výpočet by-passového stavu musíme znát parametry páry před turbínou. Pro příklad jsem převzal parametry páry z dvoutlakového kotle na odpadní teplo. U kterého jsou následující parametry páry.

Hmot. tok vysokotlaké páry z kotle	m_{pK}^{VT}	53,84	[kg·s ⁻¹]
Tlak vysokotlaké páry z kotle	p_{pK}^{VT}	90	[bar a]
Teplota vysokotlaké páry z kotle	t_{pK}^{VT}	520	[°C]
Entalpie vysokotlaké páry z kotle	i_{pK}^{VT}	3437,550	[kJ·kg ⁻¹]
Hmot. tok nízkotlaké páry z kotle	m_{pK}^{NT}	11,96	[kg·s ⁻¹]
Tlak nízkotlaké páry z kotle	p_{pK}^{NT}	7	[bar a]
Teplota nízkotlaké páry z kotle	t_{pK}^{NT}	280	[°C]
Entalpie nízkotlaké páry z kotle	i_{pK}^{NT}	3017,540	[kJ·kg ⁻¹]

Tab. 6.1 Parametry páry z dvoutlakového kotle

Dále musíme znát parametry chladicí vody pro zástřik v redukčně chladicí stanici. Tuto vodu odebíráme ze sběrače kondenzátu. Proto bude mít chladicí voda stejné parametry, jako jsou při běžném provozu kondenzátoru.

Tlak chladicí vody	p_{vCH}	0,0815	[bar a]
Teplota chladicí vody	t_{vCH}	41,863	[°C]
Entalpie chladicí vody	i_{vCH}	175,326	[kJ·kg ⁻¹]

Tab. 6.2 Parametry chladicí vody

Nakonec si ještě musíme určit požadované parametry seškrcené páry před vstupem do kondenzátoru.

Tlak by-passové páry	p_{pBP}	3,2	[bar a]
Teplota by-passové páry	t_{pBP}	140	[°C]
Entalpie by-passové páry	i_{pBP}	2737,475	[kJ·kg ⁻¹]

Tab. 6.3 Požadované parametry páry za redukčně chladicí stanici

6.1.1 Výpočet množství chladicí vody pro zástřík ostré páry

Ve výpočtu množství chladicí vody vycházíme z jednoduché bilanční rovnice, kde na obou stranách rovnice známe většinu požadovaných hodnot.

$$\dot{m}_{pK} \cdot (i_{pK} - i_{pBP}) = \dot{m}_{vCH} \cdot (i_{pBP} - i_{vCH}) \quad (6.1)$$

Úpravou rovnice vypočítáme množství vody potřebné na zástřík nejprve ve vysokotlaké větvi a po pouhé úpravě indexu vypočítáme i množství chladicí vody v nízkotlaké větvi.

$$\dot{m}_{vCH} = \frac{\dot{m}_{pK} \cdot (i_{pK} - i_{pBP})}{(i_{pBP} - i_{vCH})} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$\dot{m}_{vCH}^{VT} = \frac{\dot{m}_{pK}^{VT} \cdot (i_{pK}^{VT} - i_{pBP})}{(i_{pBP} - i_{vCH})}$$

$$\dot{m}_{vCH}^{NT} = \frac{\dot{m}_{pK}^{NT} \cdot (i_{pK}^{NT} - i_{pBP})}{(i_{pBP} - i_{vCH})}$$

$$\dot{m}_{vCH}^{VT} = \frac{53,84 \cdot (3437,55 - 2737,475)}{(2737,475 - 175,326)}$$

$$\dot{m}_{vCH}^{NT} = \frac{11,96 \cdot (3017,54 - 2737,475)}{(2737,475 - 175,326)}$$

$$\dot{m}_{vCH}^{VT} = \underline{\underline{14,711 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$\dot{m}_{vCH}^{NT} = \underline{\underline{1,307 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Následně se vypočtené množství chladicí vody sečte s množstvím ostré páry vstupující do redukčně chladicí stanice a tak dostaneme výsledné množství páry vstupující do kondenzátoru při by-passovém režimu.

$$\dot{m}_{pBP} = \dot{m}_{pK} + \dot{m}_{vCH} \quad [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (6.2)$$

$$\dot{m}_{pBP}^{VT} = \dot{m}_{pK}^{VT} + \dot{m}_{vCH}^{VT}$$

$$\dot{m}_{pBP}^{NT} = \dot{m}_{pK}^{NT} + \dot{m}_{vCH}^{NT}$$

$$\dot{m}_{pBP}^{VT} = 53,84 + 14,711$$

$$\dot{m}_{pBP}^{NT} = 11,96 + 1,307$$

$$\dot{m}_{pBP}^{VT} = \underline{\underline{68,551 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$\dot{m}_{pBP}^{NT} = \underline{\underline{13,267 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

$$\dot{m}_{pBP} = \dot{m}_{pBP}^{VT} + \dot{m}_{pBP}^{NT}$$

$$\dot{m}_{pBP} = 68,551 + 13,267$$

$$\dot{m}_{pBP} = \underline{\underline{81,818 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$



6.2 Výpočet rozměrů výstupního hrdla by-passu

Po vypočtení množství páry vstupující do kondenzátoru musíme ještě vypočítat rozměry tzv. dump-tubes, které jsou zaústěny do vstupního parního hrdla. Jelikož máme páru o dvou rozdílných parametrech, musíme také vypočítat se dvěma zaústěními do kondenzátoru. Jedno je vysokotlaké a druhé nízkotlaké. Omezujícím faktorem těchto vyústění je rychlost páry ve výstupním hrdle turbíny resp. vstupní parní hrdlo do kondenzátoru, ve kterém může být maximální rychlost proudění $100 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Konstrukce zaústění by-passu je jednoduchá. Jedná se o silnostěnnou vhodně děrovanou trubku. Vhodně děrovaná znamená, že proud expandující páry by neměl být orientován jak směrem k turbíně tak směrem k teplosměnným trubkám. Děrování by mělo být navrženo tak, aby se expandující pára rozstříkala pouze ve vstupním parním hrdle.

Před výpočtem si ještě zvolím vhodnou výstupní rychlost z dump-tube, kterou si volím $90 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

Pro upřesnění ještě uvedu parametry seškrčené páry vstupující do dump-tube.

Tlak by-passové páry	p_{pBP}	3,2	[bar a]
Teplota by-passové páry	t_{pBP}	140	[°C]
Entalpie by-passové páry	i_{pBP}	2737,475	[kJ·kg ⁻¹]
Hustota by-passové páry	ρ_{pBP}	1,733	[kg·m ⁻³]

Tab. 6.4 Parametry páry z by-passu před vstupem do dump-tube

Nejprve začnu výpočtem objemového průtoku jednotlivými dump-tube.

$$\dot{Q}_{pBP} = \frac{\dot{m}_{pBP}}{\rho_{pBP}} \left[\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \right] \quad (6.3)$$

$$\dot{Q}_{pBP}^{VT} = \frac{\dot{m}_{pBP}^{VT}}{\rho_{pBP}} \quad \dot{Q}_{pBP}^{NT} = \frac{\dot{m}_{pBP}^{NT}}{\rho_{pBP}}$$

$$\dot{Q}_{pBP}^{VT} = \frac{68,551}{1,733} \quad \dot{Q}_{pBP}^{NT} = \frac{13,267}{1,733}$$

$$\dot{Q}_{pBP}^{VT} = \underline{\underline{39,565 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}} \quad \dot{Q}_{pBP}^{NT} = \underline{\underline{7,657 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Dále si vypočítám minimální průtočný průměr pro rychlost $90 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$.

$$\frac{\pi \cdot d_{\min}^2}{4} = \frac{\dot{Q}_{pBP}}{w_p} \Rightarrow d_{\min} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_{pBP}}{\pi \cdot w_p}} \quad [m] \quad (6.4)$$



$$d_{\min}^{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_{pBP}^{VT}}{\pi \cdot w_p}} \qquad d_{\min}^{NT} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{Q}_{pBP}^{NT}}{\pi \cdot w_p}}$$
$$d_{\min}^{VT} = \sqrt{\frac{4 \cdot 39,565}{\pi \cdot 90}} \qquad d_{\min}^{NT} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7,657}{\pi \cdot 90}}$$
$$d_{\min}^{VT} = \underline{\underline{0,748 \text{ m}}} \qquad d_{\min}^{NT} = \underline{\underline{0,329 \text{ m}}}$$

S normalizovaných rozměrů potrubí volím pro vysokotlaký dump-tube rozměry $\varnothing D 813 \times 16 \text{ mm}$ a pro nízkotlaký dump-tube rozměry $\varnothing D 406,4 \times 12 \text{ mm}$. Pro další výpočet si ještě určíme vnitřní průměr zvolených trubek.

$$d^{VT} = \underline{\underline{0,781 \text{ m}}} \qquad d^{NT} = \underline{\underline{0,382 \text{ m}}}$$

Pro přepočet výstupní rychlosti dále vypočteme průtočnou plochu.

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad [m^2] \qquad (6.5)$$

$$S_{BP}^{VT} = \frac{\pi \cdot (d^{VT})^2}{4} \qquad S_{BP}^{NT} = \frac{\pi \cdot (d^{NT})^2}{4}$$
$$S_{BP}^{VT} = \frac{\pi \cdot 0,781^2}{4} \qquad S_{BP}^{NT} = \frac{\pi \cdot 0,382^2}{4}$$
$$S_{BP}^{VT} = \underline{\underline{0,479 \text{ m}^2}} \qquad S_{BP}^{NT} = \underline{\underline{0,115 \text{ m}^2}}$$

Výše vypočtenou průtočnou plochou vydělíme objemový průtok a takto zjistíme výstupní rychlost z dump-tube.

$$w_{pBP} = \frac{\dot{Q}_{pBP}}{S_{BP}} \quad [m \cdot s^{-1}] \qquad (6.6)$$

$$w_{pBP}^{VT} = \frac{\dot{Q}_{pBP}^{VT}}{S_{BP}^{VT}} \qquad w_{pBP}^{NT} = \frac{\dot{Q}_{pBP}^{NT}}{S_{BP}^{NT}}$$

$$w_{pBP}^{VT} = \frac{39,565}{0,479} \qquad w_{pBP}^{NT} = \frac{7,657}{0,115}$$

$$w_{pBP}^{VT} = \underline{\underline{82,589 \text{ m} \cdot s^{-1}}} \qquad w_{pBP}^{NT} = \underline{\underline{66,974 \text{ m} \cdot s^{-1}}}$$

Výsledné rychlosti páry vystupující z dump-tube jsou nižší než mnou zvolených $90 \text{ m} \cdot s^{-1}$ proto již nebudu dále rozměry dump-tube upravovat.



6.2.1 Výpočet počtu děr v dump-tube

Jak jsem již výše popsal dump-tube je silnostěnná trubka s orientovaným děrováním. Počet děr v nízko i vysokotlakém dump-tube musíme určit výpočtem. Ve výpočtu budu vycházet z normy EN ISO 4126. Tzn., že si musíme dohledat průtokový koeficient α_w pro páru a poissonovu konstantu pro páru.

Průtokový koeficient	α_w	0,820	[-]
Poissonova konstanta pro páru	κ	1,315	[-]

Tab. 6.5 Konstanty pro výpočet děr v dump-tube

Pro výpočet plochy celkové plochy děr v dump-tube použiji následující vzorec vycházející z normy EN ISO 4126.

$$A_0 = \frac{0,6211 \cdot \dot{m}_{pBP} \cdot \sqrt{v_{pBP}}}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{pBP}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}} \quad [mm^2] \quad (6.7)$$

Do uvedeného vzorce ještě vstupují hodnoty měrného objemu páry v_{pBP} , tlak páry p_{pBP} a hmotnostní tok páry \dot{m}_{pBP} , který se dosazuje v kilogramech za hodinu.

Tlak by-passové páry	p_{pBP}	3,2	[bar a]
Teplota by-passové páry	t_{pBP}	140	[°C]
Měrný objem by-passové páry	v_{pBP}	0,577	[m ³ ·kg ⁻¹]
Hm. tok z VT by-passu	\dot{m}_{pBP}^{VT}	246 783,9	[kg·h ⁻¹]
Hm. tok z NT by-passu	\dot{m}_{pBP}^{NT}	47 762,3	[kg·h ⁻¹]

Tab. 6.6 Parametry páry pro výpočet plochy děr v dump-tube

Nyní můžu začít s výpočtem celkové plochy děr ve VT a NT dump-tube

$$A_0^{VT} = \frac{0,6211 \cdot \dot{m}_{pBP}^{VT} \cdot \sqrt{v_{pBP}}}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{pBP}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}}$$

$$A_0^{VT} = \frac{0,6211 \cdot 246783,9 \cdot \sqrt{0,577}}{0,82 \cdot \sqrt{3,2} \cdot \sqrt{\frac{1,315}{1,315+1}} \cdot \left(\frac{2}{1,315+1}\right)^{\frac{1}{1,315-1}}}$$

$$A_0^{VT} = \underline{\underline{167573,5 \text{ mm}^2}} \Rightarrow A_0^{VT} = \underline{\underline{0,168 \text{ m}^2}}$$



$$A_0^{NT} = \frac{0,6211 \cdot \dot{m}_{pBP}^{NT} \cdot \sqrt{v_{pBP}}}{\alpha_w \cdot \sqrt{p_{pBP}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \cdot \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{1}{\kappa-1}}}$$

$$A_0^{NT} = \frac{0,6211 \cdot 47762,3 \cdot \sqrt{0,577}}{0,82 \cdot \sqrt{3,2} \cdot \sqrt{\frac{1,315}{1,315+1}} \cdot \left(\frac{2}{1,315+1}\right)^{\frac{1}{1,315-1}}}$$

$$A_0^{NT} = \underline{\underline{32432,1 \text{ mm}^2}} \Rightarrow A_0^{VT} = \underline{\underline{0,032 \text{ m}^2}}$$

Následně si zvolím průměr jedné díry v dump-tube. Tento rozměr volím z rozsahu <10mm až 14mm> a pro můj výpočet jsem si zvolil rozměr 12mm, ze kterého si vypočtu plochu jedné díry.

$$S_{1.DT} = \frac{\pi \cdot (d_{DT})^2}{4}$$

$$S_{1.DT} = \frac{\pi \cdot 0,012^2}{4}$$

$$S_{1.DT} = \underline{\underline{0,000113 \text{ m}^2}}$$

Teď pouze vydělím vypočtenou celkovou plochu děr plochou jedné díry v dump-tube a dostanu počet děr.

$$n_{DT} = \frac{A_0}{S_{1.DT}} \quad [-] \quad (6.8)$$

$$n_{DT}^{VT} = \frac{A_0^{VT}}{S_{1.DT}}$$

$$n_{DT}^{NT} = \frac{A_0^{NT}}{S_{1.DT}}$$

$$n_{DT}^{VT} = \frac{0,168}{0,000113}$$

$$n_{DT}^{NT} = \frac{0,032}{0,000113}$$

$$n_{DT}^{VT} = 1481,675$$

$$n_{DT}^{NT} = 286,762$$

$$n_{DT}^{VT} = \underline{\underline{1482}}$$

$$n_{DT}^{NT} = \underline{\underline{287}}$$

Nyní známe přesný počet děr v jednotlivých dump-tube. Jejich orientace vyplyne až z rozsahu možných úhlů při umístění do vstupního parního hrdla kondenzátoru.



7 Výpočet velikosti sběrače kondenzátu

Samotný sběrač kondenzátu je v podstatě prostor pod tělesem kondenzátoru, do kterého gravitačně ztéká vzniklý kondenzát. Tento vzniklý kondenzát je dále odváděn kondenzátními čerpadly dále do oběhu. V rozměrech sběrače kondenzátu je také vždy započítán jistý retenční prostor, který si určuje zákazník. Ve sběrači se také kontinuálně měří hladina a jsou zde automatikou nastaveny ochrany, aby případně nedošlo k zaplavení posledních řad parní turbíny.

Pro výpočet velikosti sběrače kondenzátu potřebuji provozní stav kondenzátoru, při kterém proudí do kondenzátoru nejvíce páry, což je ve většině případů právě by-passový stav.

$$\dot{m}_{pBP} = \dot{m}_{pBP}^{VT} + \dot{m}_{pBP}^{NT}$$

$$\dot{m}_{pBP} = 68,551 + 13,267$$

$$\dot{m}_{pBP} = \underline{\underline{81,818 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}}}$$

Vypočtený hmotnostní tok pře počítám na objemový průtok při kondenzačním tlaku v kondenzátoru $p_k = 0,0815 \text{ bar}$ a. Pro výpočet si z parních tabulek zjistíme hustotu vody při daném kondenzačním tlaku, která je $\rho = 991,459 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$\dot{Q}_V = \frac{\dot{m}_{pBP}}{\rho_V} \cdot 60 \left[\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} \right] \quad (7.1)$$

$$\dot{Q}_V = \frac{\dot{m}_{pBP}}{\rho_V} \cdot 60$$

$$\dot{Q}_V = \frac{81,818}{991,459} \cdot 60$$

$$\dot{Q}_V = \underline{\underline{4,95 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}$$

Každý sběrač kondenzátu má schopnost zadržovat určité množství kondenzátu minimální hodnota retenční doby je 1 minuta. V mém případě jsem zvolil retenční dobu 2 minuty.

Z toho vyplývá, že normální hladina ve sběrači kondenzátu bude na hodnotě **10 m³**

$$\dot{Q}_V^{ret} = \dot{Q}_V \cdot T_{ret} \left[\text{m}^3 \cdot \text{min}^{-1} \right] \quad (7.2)$$

$$\dot{Q}_V^{ret} = \dot{Q}_V \cdot T_{ret}$$

$$\dot{Q}_V^{ret} = 4,95 \cdot 2$$

$$\dot{Q}_V^{ret} = \underline{\underline{9,9 \text{ m}^3 \cdot \text{min}^{-1}}}$$



Následně si musím zvolit typ a rozměry sběrače kondenzátu, které volím podle rozměrů parní části kondenzátoru s ohledem na jeho možnou budoucí stavbu.

V mém případě jsem si zvolil tzv. vanový sběrač, který jsem musel umístit pod kondenzátorem excentricky z důvodů velkého parního vstupního hrdla. Určil jsem si fixní a proměnné rozměry. Fixní jsem si zvolil půdorysné rozměry délku, šířku a poloměr dna vany. Za proměnnou hodnotu jsem zvolil výšku prostoru nad poloměrem vany. Posledním důležitým rozměrem, a to hlavně u axiálních kondenzátorů je výška normální hladiny od vnitřní hrany vstupního parního hrdla, která by se měla pohybovat v rozmezí 0,9 m až 1 m z důvodů ochrany turbíny v případě výpadku kondenzátních čerpadel.

Půdorysná délka sběrače kondenzátu	L_{sbk}	4,4	[m]
Půdorysná šířka sběrače kondenzátu	\check{S}_{sbk}	2,0	[m]
Poloměr dna vany sběrače kondenzátu	R_{sbk}	1,0	[m]
Výška nad normální hladinou (Podle výkresu)	V_{nad}	0,65	[m]
Výška sběrače nad poloměrem vany	V_{sbk}	0,35	[m]

Tab. 7.1 zvolené rozměry sběrače kondenzátu

Vana sběrače kondenzátu je složena ze dvou jednoduchých geometrických tvarů, a to z poloviny válce a kvádrů. Díky tomu je výpočet objemu sběrače kondenzátu velice jednoduchý.

$$V_{dna} = \frac{\pi \cdot R^2 \cdot L}{2} \quad [m^3] \quad (7.3)$$

$$V_{Hor.Čast} = L \cdot \check{S} \cdot V \quad [m^3] \quad (7.4)$$

$$V_{dna} = \frac{\pi \cdot R_{sbk}^2 \cdot L_{sbk}}{2}$$

$$V_{Hor.Čast} = L_{sbk} \cdot \check{S}_{sbk} \cdot V_{sbk}$$

$$V_{dna} = \frac{\pi \cdot 1,0^2 \cdot 4,4}{2}$$

$$V_{Hor.Čast} = 4,4 \cdot 2,0 \cdot 0,35$$

$$V_{dna} = \underline{\underline{6,9 \text{ m}^3}}$$

$$V_{Hor.Čast} = \underline{\underline{3,08 \text{ m}^3}}$$

$$V_{Norm} = V_{dna} + V_{Hor.Čast} \quad [m^3] \quad (7.5)$$

$$V_{Norm} = V_{dna} + V_{Hor.Čast}$$

$$V_{Norm} = 6,9 + 3,08$$

$$V_{Norm} = \underline{\underline{9,98 \text{ m}^3}}$$



Takže mnou zvolené rozměry byli zvoleny správně.

Ještě dopočítáme objem nad normálovou hladinou.

$$V_{Vol} = L_{sbk} \cdot \check{S}_{sbk} \cdot V_{nad}$$

$$V_{Vol} = 4,4 \cdot 2,0 \cdot 0,64$$

$$V_{Vol} = \underline{\underline{5,63 \text{ m}^3}}$$

Celkový objem sběrače kondenzátu je potom následující.

$$V_{sbk} = V_{Vol} + V_{Norm}$$

$$V_{sbk} = 5,63 + 9,98$$

$$V_{sbk} = \underline{\underline{15,61 \text{ m}^3}}$$

8 Výpočet hmotnosti kondenzátoru a odhad ceny

V této kapitole porovnám výše vypočtené varianty dvou kondenzátorů. Tyto varianty se od sebe liší pouze jiným materiálem teplosměnných trubek. U první varianty jsem použil materiál teplosměnných trubek měděnou slitinu Cu-Ni 90/10 a u druhé varianty jsem použil materiál teplosměnných trubek nerezovou ocel 1.4401.

Ve výpočtu hmotnosti tělesa kondenzátoru jsem vycházel z rozměrů uváděných na přiložených výkresech a také odečtem hmotnosti z vytvořeného 3D modelu.

8.1 Součet hmotnosti varianty s trubkami Cu-Ni 90/10

Výpočet hmotnosti kondenzátoru 4645 m ² CuNi10Fe1MnR290 (2.0872)	Hmotnost	Počet kusů	Celková hmotnost
	m	n	m _{celk}
	[kg]	[ks]	[kg]
Vstupní hrdlo páry Ø3800x22	4751	1	4751
VT Dump-tube Ø813x16	655	1	655
Inspekční otvor Ø610x12.5	240	1	240
Expanzní hrdlo Ø508x11	40,5	1	40,5
Parní plášť Ø4300 / T22 + Ø3800 / T22	14647	1	14647
Membránová pojistka Ø711x12,5	43	1	43
Vnitřní výztuž. Žebro Ø4256x140-22	298	2	596
NT Dump-tube Ø406,4x12	448	1	448
Mezikus Ø3400x22	535	2	1070
Čelo T22	987	2	1974
Nosná pátká	617	4	2468
Kluzná patka zadní	370	1	370
Teplosměnné trubky Cu-Ni 90/10 Ø25x1,5 a Ø25x1	560 / 7110	7670	41755,8
Vodící tyče Ø88,9x5,6	88,5	10	885
Trubka recirkulace Ø114,3x6,3	11,6	1	11,6
Mezistěny Ø3350 / T14	499	10	4990
Příruba pro sběrač kondenzátu T20	1307	1	1307
Sběrač kondenzátu T20	5827	1	5827
Trubkovnice Ø3400 / T50	2056	2	4112



Vodní komora vstupní	2230	1	2230
Příruba vodní komory	1245	1	1245
Vodorovná příčka T50	2252	1	2252
Svislá příčka T50	2177	1	2177
Hrdla chlad. Vody Ø1016x12,5	102,5	4	410
Příruby DN1000 PN10	161	8	1288
Víko vodní komory	3455	2	6910
Závěs víka	54,3	4	217,2
Vodní komora obracecí	1443	1	1443
Příruba vodní komory	1245	1	1245
Svislá příčka T50	1214	1	1214
Víko vodní komory	3469	2	6938
Závěs víka	54,3	4	217,2
Součet hmotnosti		Σ	113760

Tab. 8.1 Přehled hmotností jednotlivých částí kondenzátoru varianty Cu-Ni 90/10

8.2 Součet hmotnosti varianty s trubkami 1.4404

Výpočet hmotnosti kondenzátoru 4927 m2 Nerezová ocel X5CrNiMo 17-12-2 (1.4401)	Hmotnost	Počet kusů	Celková hmotnost
	m	n	m _{celk}
	[kg]	[ks]	[kg]
Vstupní hrdlo páry Ø3800x22	4751	1	4751
VT Dump-tube Ø813x16	655	1	655
Inspekční otvor Ø610x12,5	240	1	240
Expanzní hrdlo Ø508x11	40,5	1	40,5
Parní plášť Ø4300 / T22 + Ø3800 / T22	17147	1	17147
Membránová pojistka Ø711x12,5	43	1	43
Vnitřní výztuž. Žebro Ø4256x140-22	298	2	596
NT Dump-tube Ø406,4x12	448	1	448
Mezikus Ø3400x18	535	2	1070



Čelo T22	987	2	1974
Nosná pátká	617	4	2468
Kluzná patka zadní	370	1	370
Teplosměnné trubky Nerez ocel Ø25x1,5 a Ø25x1	540 / 6500	7040	20183,6
Vodící tyče Ø88,9x5,6	103,4	10	1034
Trubka recirkulace Ø114,3x6,3	11,6	1	11,6
Mezistěny Ø3350 / T14	540	11	5940
Příruba pro sběrač kondenzátu T20	1307	1	1307
Sběrač kondenzátu T20	5827	1	5827
Trubkovnice Ø3400 / T50	2180	2	4360
Vodní komora vstupní Ø3400x22	2230	1	2230
Příruba vodní komory	1245	1	1245
Vodorovná příčka T50	2252	1	2252
Svislá příčka T50	2177	1	2177
Hrdla chlad vody Ø1016x12,5	102,5	4	410
Příruby DN1000 PN10	161	8	1288
Víko vodní komory T90	3455	2	6910
Závěs víka	54,3	4	217,2
Vodní komora obracací Ø3400x22	1443	1	1443
Příruba vodní komory	1245	1	1245
Svislá příčka T50	1214	1	1214
Víko vodní komory	3469	2	6938
Závěs víka	54,3	4	217,2
Součet hmotnosti		Σ	96035

Tab. 8.2 Přehled hmotností jednotlivých částí kondenzátoru varianty nerez 1.4401

Nyní znám hmotnosti obou variant kondenzátorů. Již při porovnání obou hmotností vychází výhodněji varianta s nerezovými trubkami. Vysvětlení jednotlivých položek v tabulce Viz příloha.



8.3 Odhad ceny kondenzátoru

Pro přepočítání hmotnosti na cenu jsem vyčlenil z celkové hmotnosti cenu teplosměnných trubek, jelikož se jedná, u obou variant o jiný materiál než je materiál tělesa kondenzátoru, který je z uhlíkových ocelí obvykle P235GH a P265GH.

Dále uvádím tabulku s přepočtovými koeficienty kilogramu na cenu v českých korunách. Tato tabulka vznikla zprůměrováním různých hodnot dohledaných v internetovém prohlížeči a byly porovnány s daty používanými v mém zaměstnání.

Cena uhlíkové oceli	45	kč / kg
Cena nerez trubek Ø25x0,5	62	kč / m
Cena Cu-Ni 90/10 trubek Ø25x1	134	kč / m

Tab. 8.3 Přepočtové koeficienty pro odhad ceny

V následující tabulce uvádím výpočet odhadu ceny kondenzátoru pomocí uvedených koeficientů.

	Hmot.	Délka	Cena teplos. tr	Cena tělesa
	Σm_{celk}	L_{celk}	\$	\$
	[kg]	[m]	[kč]	[kč]
Hmotnost kondenzátoru Cu-Ni bez trubek	72004,3	X	3 240 193,50 Kč	X
Délka teplosměnných trubek Cu-Ni	X	59902,7	8 026 961,80 Kč	X
Hmotnost kondenzátoru Nerez bez trubek	73877,3	X	X	3 324 478,50 Kč
Délka teplosměnných trubek Nerez	X	63430,4	X	3 932 684,80 Kč
Přibližná cena kondenzátorů za materiál	X	X	11 267 155,30 Kč	7 257 163,30 Kč

Tab. 8.4 Odhad ceny kondenzátoru

Po přepočítání hmotností obou variant na částku v korunách je jasné, že výhodnější variantou je povrchový kondenzátor s teplosměnnými trubkami z nerezové oceli 1.4404.

9 Závěr

Tato práce popisuje návrh, výpočet a odhad ceny povrchového kondenzátoru s axiálním vstupem páry. V úvodní rešerši uvádím základní typy dělení povrchových kondenzátorů s doprovodným grafickým znázorněním. Ze získaných poznatků z rešeršní části jsem si stanovil svou koncepci povrchového kondenzátoru. Tato koncepce se skládá z porovnání dvou odlišných variant teplosměnných trubek, které jsou slitina měď a niklu Cu-Ni 90/10 a nerezová ocel X5CrNiMo 17-12-2 (1.4401). Pro tyto zvolené varianty kondenzátoru jsem použil tepelný výpočet podle standartu HEI. Z tohoto výpočtu jsem získal velikosti teplosměnných ploch a počty teplosměnných trubek. Následně jsem také určil velikosti tlakových ztrát třením v potrubí a místními odpory. Po těchto získaných datech jsem přistoupil k návrhu a nákresu trubkovnic a dále také k nakreslení návrhového výkresu těles obou variant axiálních kondenzátorů. Zabýval jsem se také výpočtem by-passové stanice a zpracováním vyústění páry z by-passů do kondenzátoru přes dump-tube. Po dokončení návrhových výkresů těles jsem přistoupil k výpočtu hmotnosti jednotlivých částí těles kondenzátoru. Po následné sumarizaci hmotností jednotlivých variant jsem přepočtl hmotnost obou kondenzátorů na cenu v českých korunách. Tento přepočet však беру pouze jako orientační odhad, jelikož se mi nepovedlo nikde získat objektivní údaje přepočtových koeficientů.

Z vypočtených hodnot uvedených variant jsem dosáhnul poznatku, že při stejných zadaných parametrech odvedu stejný tepelný výkon. Avšak u varianty s teplosměnnými trubkami z materiálu Cu-Ni 90/10 odvedu požadovaný výkon přes menší teplosměnnou plochu než u varianty s teplosměnnými trubkami z nerez oceli. Z toho mi také vyplynulo při kreslení návrhového výkresu, že varianta Cu-Ni 90/10 je z hlediska dispozičních rozměrů menší. Tyto výhody varianty Cu-Ni 90/10 vyplývají z většího součinitele přestupu tepla λ . Po dokončení výpočtu hmotnosti obou variant se ukázalo, že hmotnost varianty Cu-Ni 90/10 je vlivem vyššího počtu trubek, větší tloušťky stěny a hustoty materiálu teplosměnných trubek vyšší. Při následném přepočtu hmotnosti na cenu se také ukázal vliv ušlechtilosti materiálu Cu-Ni 90/10 oproti nerezové oceli. Podle přepočtových koeficientů je materiál Cu-Ni 90/10 více jak dvojnásobně dražší než nerezová ocel.

Po zhodnocení všech těchto faktorů je výhodnější varianta s teplosměnnými trubkami z nerezové oceli X5CrNiMo 17-12-2 (1.4401). Jelikož se jedná, o pevnější materiál můžu, navrhnu u teplosměnných trubek menší tloušťku stěny. Z toho vyplývá menší počet teplosměnných trubek, ale při větší teplosměnné ploše kondenzátoru. V neposlední řadě zde hraje vliv na celkovou hmotnost kondenzátoru, od které se odráží výsledná nižší odhadnutá cena než u varianty Cu-Ni 90/10. Varianta s teplosměnnými trubkami z materiálu Cu-Ni 90/10 je výhodnější pouze z hlediska menších dispozičních rozměrů a tím i menší zastavěné plochy.



10 Seznam použité literatury

- [1] ŠKORPÍK, Jiří.: Parní turbína v technologickém celku, Transformační technologie, 2011-04, [date of last update 2013-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/parni-turbina-v-technologickem-celku.html>.
- [2] ŽITNÝ, R.: Přednášky Tepelná zařízení, ČVUT Praha, 2011
- [3] Cooling towers, 1996-2006, [date of last update 20.Února 2006]. [online] zdroj. Dostupné z <http://www.nucleartourist.com/systems/ct.htm>
- [4] Cooling Tower Water Quality, [online] zdroj. Dostupné z http://www.iklimnet.com/expert_hvac/cooling_tower_water.html
- [5] Балаковская АЭС, [online] zdroj. Dostupné z http://ru.wikipedia.org/wiki/Балаковская_АЭС
- [6] Балаковская АЭС. часть 3. Система охлаждения, [date of last update 2013-8]. [online] zdroj. Dostupné z <http://djhooligantk.livejournal.com/428999.html>
- [7] St. Lucie Nuclear Power Plant Hutchinson Island, Florida, Obrázky ©2014 DigitalGlobe, The Florida Department of Environmental Protection, U.S. Geological Survey, Data map ©2014 Google. [online] zdroj. Dostupné z <https://maps.google.cz/>
- [8] Chantier EPR Flamanville 3, [online] zdroj. Dostupné z <http://prestataires-nucleaire.edf.com/edf-fr-accueil/prestataires-du-nucleaire-edf/centrales-nucleaires/flamanville-epr-1460048.html>
- [9] Condensers for nuclear power plants, [online] zdroj. Dostupné z <http://www.alstom.com/power/nuclear/heat-exchangers-for-nuclear-power-plants/condensers/>



- [10] Historic Naval Ships Association: THE STEAM AND WATER CYCLE, [online] zdroj. Dostupné z <http://hnsa.org/doc/merchant/engineering/#pg10>
- [11] Vacuum Systems with Surface Condensers for Non-Barometric Installation, [online] zdroj. Dostupné z <http://www.koerting.de/en/products/ejectors-and-vacuum-technology/multi-stage-steam-jet-vacuum-systems/multi-stage-surface-condensers/multi-stage-surface-condensers-non-barometric>
- [12] Swenson LTV Rising-Film Evaporator with Vertical-Tube Surface Condenser, [online] zdroj. Dostupné z <http://faculty.ksu.edu.sa/Assiry/Pictures%20Library/Forms/DispForm.aspx?ID=4>
- [13] STEHLÍK, P.; KOHOUTEK, J.; NĚMČANSKÝ, J.: Tepelné pochody – výpočet výměníků tepla, 1. vyd., Brno, VUT Brno, 1991. 129 s.
- [14] CONDENSER (HEAT EXCHANGER), [online] zdroj. Dostupné z http://science-hamza.blogspot.cz/2010_12_01_archive.html
- [15] Architectural layout of the combined heat and power plant Gorzów, [online] zdroj. Dostupné z <http://www.siemens.com/press/en/presspicture/?press=/en/presspicture/2013/energy/power-generation/EP201311006-01.htm>
- [16] Reference - parní kondenzátor, [online] zdroj. Dostupné z <http://www.zvupotez.cz/clanky-reference-parni-kondenzator.html>
- [17] HEAT EXCHANGE INSTITUTE, Inc. STANDARDS for STEAM SURFACE CONDENSERS, 10th EDITION, Copyright September 2006 by Heat Exchange Institute 1300 Sumner Avenue Cleveland, Ohio 44115-3851
- [18] JANALÍK, J. Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin. 1. vydání. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1910-5



-
- [19] ŠTEFAN, D. Hydraulické ztráty v potrubí. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta, strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Rudolf, Ph.D.
- [20] BĚLOHRADSKÝ, P.: Přednášky Hydraulické pochody, VUT FSI Brno, 2013
- [21] Moody Diagram, [date of last update 2013-03], [online] zdroj. Dostupné z <http://www.curveexpert.net/main/wp-content/uploads/2013/03/moody.png>
- [22] Turbine By-pass Systems, Copes-Vulcan an SPX Brand, [online] zdroj. Dostupné z www.baytec-inc.com/pdf/turbine-bypass-systems.pdf
- [23] Dump Tube, [online] zdroj. Dostupné z www.tj88.cn/down/down/cci/614.pdf

11 Seznam použitých obrázků a tabulek

- Obr. 1.1 Carnotizace R-C cyklu
- Obr. 2.1 Schematické zobrazení tepelné elektrárny a zobrazení R-C cyklu v T-s a I-s diagramu
- Obr. 2.2 Zobrazení snížení tlaku v kondenzátoru v T-s diagramu
- Obr. 2.3 Příklad protiproudého a souprroudého směšovacího kondenzátoru
- Obr. 2.4 Chladicí věž s přirozeným a nuceným tahem
- Obr. 2.5 Balakovská JE a nákres přívodu a odvodu chladicí vody z řeky Volhy
- Obr. 2.6 Elektrárny St. Lucie a Flamanville chlazené pomocí mořské vody
- Obr. 2.7 Kondenzátory s horizontálně orientovaným trubkovým svazkem
- Obr. 2.8 Kondenzátory s vertikálně orientovaným trubkovým svazkem
- Obr. 2.9 Možné rozdělení průchodů chladicí vody kondenzátorem
- Obr. 2.10 Umístění kondenzátoru pod turbínou
- Obr. 2.11 Umístění kondenzátoru za turbínou
- Obr. 3.1 Povrchový kondenzátor s axiálním vstupem páry
- Obr. 5.1 Moodyho diagram pro určení součinitele tření λ
- Obr. 6.1 Ilustrace umístění by-passů a zaústění dump-tube

- Tab. 3.1 Fyzikální vlastnosti vybraných materiálů
- Tab. 3.2 Rozměry zvolených teplosměnných trubek
- Tab. 3.3 Rozsah volených rychlostí proudění
- Tab. 4.1 Zadané parametry pro výpočet kondenzátoru
- Tab. 4.2 Výřez tabulky korekčního součinitele rychlosti proudění chladicí vody
- Tab. 4.3 Výřez tabulky korekčního součinitele teploty chladicí vody
- Tab. 4.4 Výřez tabulky korekčního součinitele materiálu trubek
- Tab. 4.5 Soupis vypočtených hodnot
- Tab. 5.1 Vstupní parametry chladicí vody v kondenzátoru
- Tab. 5.2 Charakteristické rozměry teplosměnných trubek
- Tab. 5.3 Přehled použitých součinitelů místních odporů
- Tab. 6.1 Parametry páry z dvoutlakového kotle
- Tab. 6.2 Parametry chladicí vody
- Tab. 6.3 Požadované parametry páry za redukčně chladicí stanicí
- Tab. 6.4 Parametry páry z by-passů před vstupem do dump-tube
- Tab. 6.5 Konstanty pro výpočet děr v dump-tube
- Tab. 6.6 Parametry páry pro výpočet plochy děr v dump-tube
- Tab. 7.1 zvolené rozměry sběrače kondenzátu
- Tab. 8.1 Přehled hmotností jednotlivých částí kondenzátoru varianty Cu-Ni 90/10
- Tab. 8.2 Přehled hmotností jednotlivých částí kondenzátoru varianty nerez 1.4401
- Tab. 8.3 Přepočtové koeficienty pro odhad ceny
- Tab. 8.4 Odhad ceny kondenzátoru

12 Seznam příloh

Tištěné přílohy

- Příloha číslo 1: Obrazový popis jednotlivých částí kondenzátoru
- Příloha číslo 2: Návrhový výkres těles kondenzátorů a trubkovic



13 Seznam použitých symbolů a jednotek

Symbol	Název	Jednotka
m	Hmotnostní tok	[kg.s ⁻¹]
m	Hmotnost	[kg]
i	Entalpie	[kJ.kg ⁻¹]
p	Tlak	[bar a]
t	Teplota	[°C]
v	Měrný objem	[m ³ .kg ⁻¹]
ρ	Hustota	[kg.m ⁻³]
c_p	Měrná tepelná kapacita	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]
x	Poměrná suchost páry	[-]
Q	Tepelný výkon	[W]
Q	Objemový průtok	[m ³ .s ⁻¹]
Δ	Rozdíl	[-]
V	Objem	[m ³]
w	Rychlost proudění	[m.s ⁻¹]
ØD = d_e	Vnější průměr trubky	[m]
s	Tloušťka stěny trubky	[m]
Ød = d_i	Vnitřní průměr trubky	[m]
k₁	Korekční součinitel rychlosti proudění chladicí vody	[Btu.hr ⁻¹ .ft ⁻² .°F ⁻¹]
C_t	Korekční součinitel teploty chladicí vody	[-]
C_m	Korekční součinitel materiálu trubek	[-]
C_c	Korekční součinitel čistoty trubek	[-]
k	Součinitel prostupu tepla	[W.m ⁻² .K ⁻¹]
S	Plocha	[m ²]
n	Počet	[-]
κ	Poissonova konstanta	[-]
α_w	Průtokový koeficient	[-]
T	Doba (čas)	[min]
L	Délka	[m]
Š	Šířka	[m]
H	Hloubka	[m]



V	Výška	[m]
R	Poloměr	[m]
η	Dynamická viskozita	[Pa.s ⁻¹]
Re	Reynoldsovo číslo	[-]
ε	Absolutní drsnost potrubí	[-]
λ	Součinitel tření v potrubí	[-]
ξ	Součinitel místní ztráty	[-]
Σ	Součet (Suma)	[-]

Index	Název
1	Vstupní
2	Výstupní
1.2	Polovina
p	Pára
v	Voda
k	Kondenzátní
'	Sytá kapalina
"	Sytá pára
ln	Logaritmická
Cu-Ni	Varianta se slitinou mědi a niklu
SS	Varianta s nerezovou ocelí (Stainless Steel)
tr	Trubek
K	Kotel
VT	Vysokotlaký
NT	Nízkotlaký
BP	By-pass
CH	Chladící
sk	Skutečná
min	Minimální
PR	Průtočná
DT	Dump-tube
ret	Retenční
sbk, SK	Sběrač kondenzátu



HČ	Horní část
dna	Dno
vol	Volný
λ	Třecí ztráty
ξ	Místní ztráty
VTK	Vtok
VY	Výtok
ZS	Změna směru
hrd	Hrdlo
vyp	Výpočtový

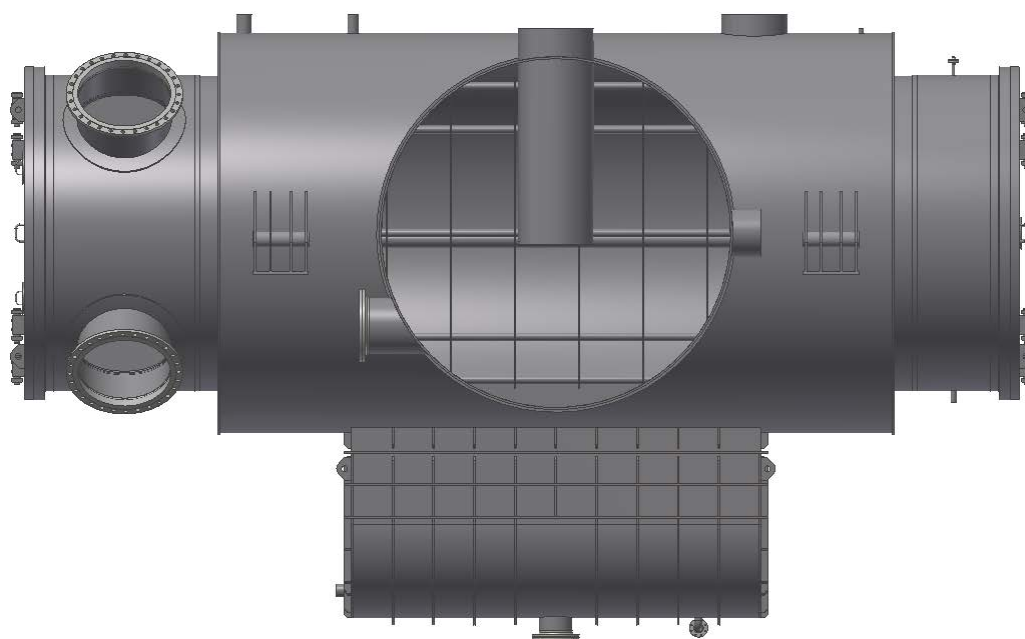
Příloha 1

3D Model navrženého povrchového kondenzátoru

Izometrický pohled

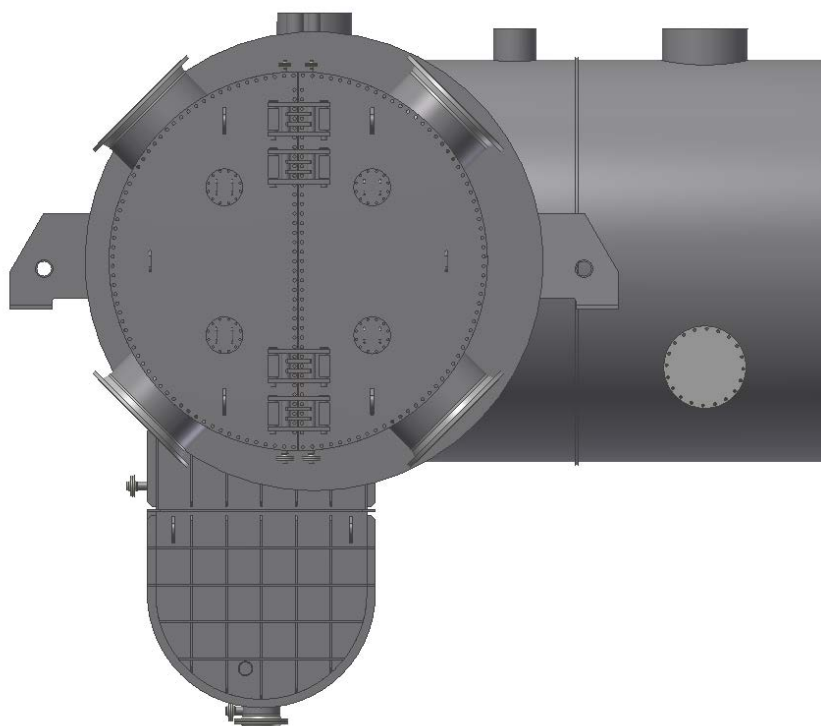


Čelní pohled

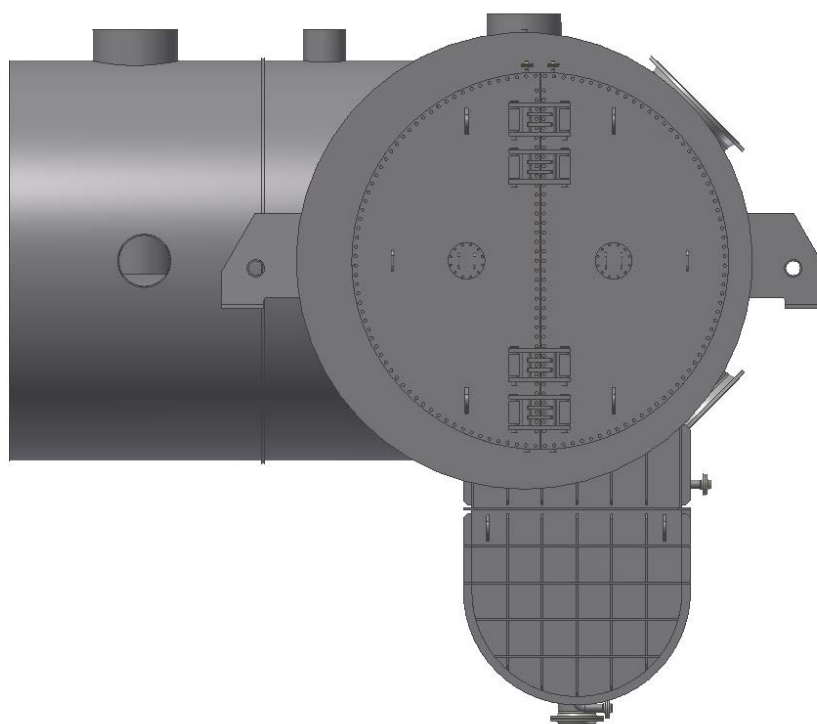




Boční pohled – Vodní komora I

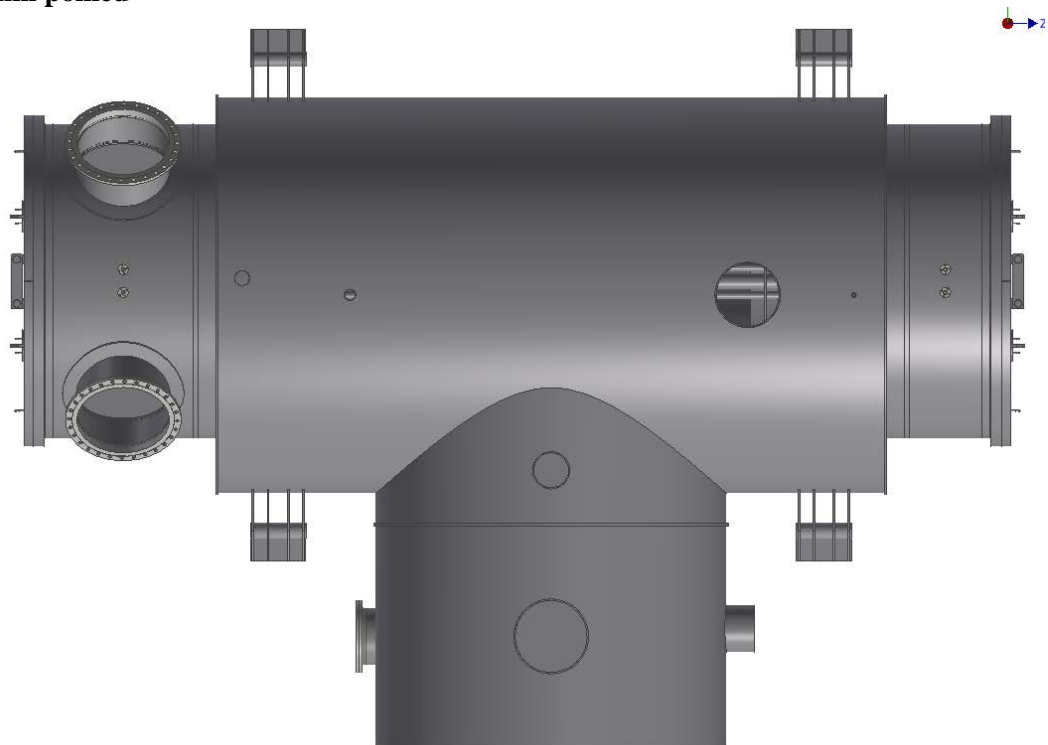


Boční pohled – Vodní komora II

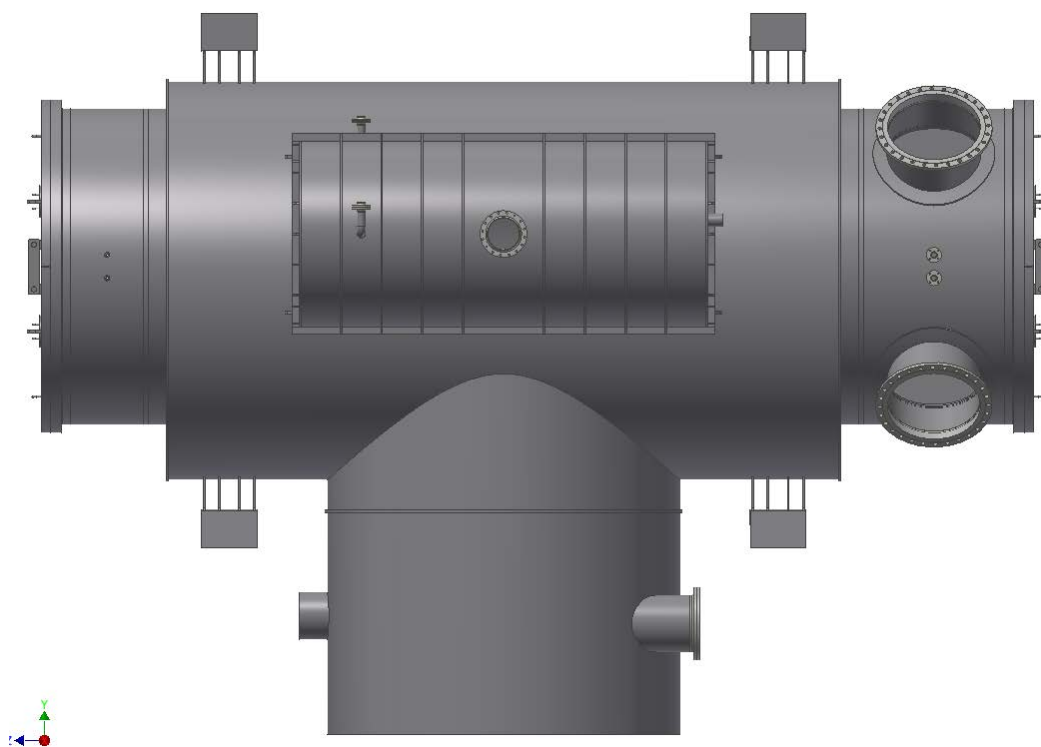


Y

Vrchní pohled

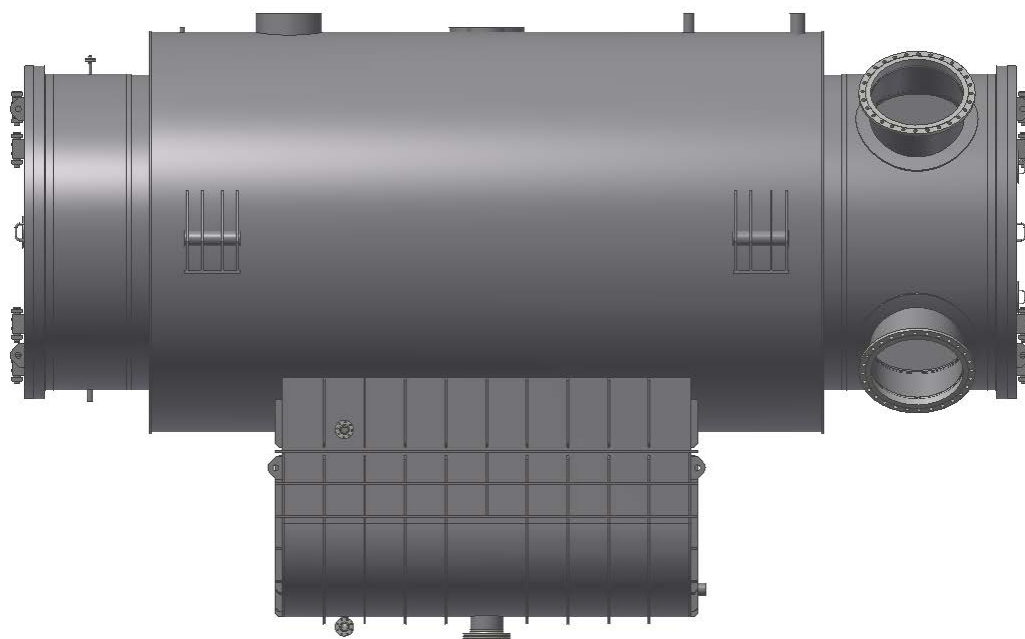


Spodní pohled

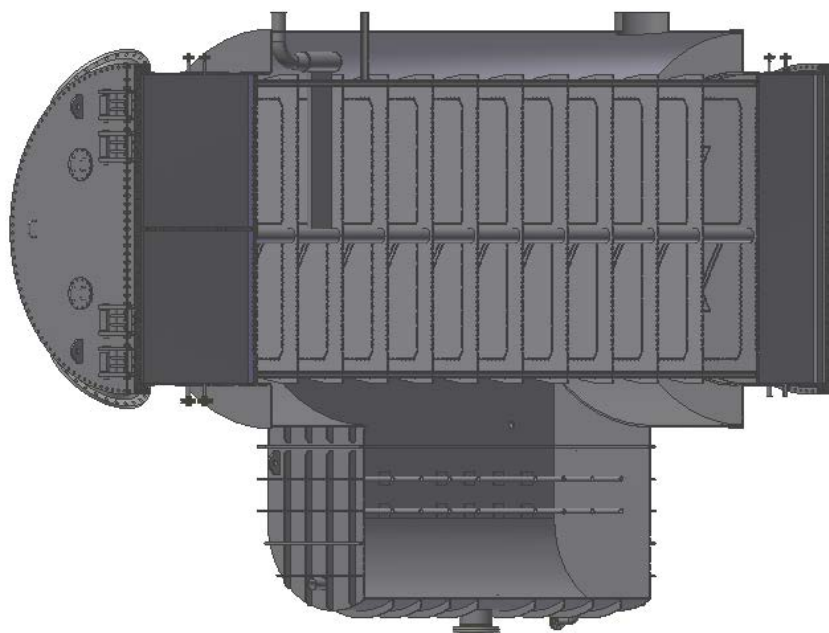




Zadní pohled

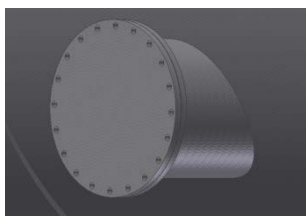
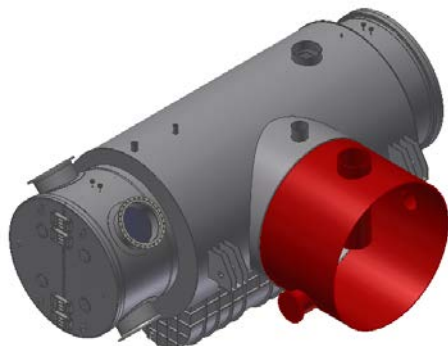


Podélný řez

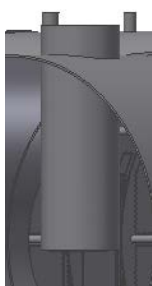


Popis vybraných dílů

Vstupní hrdlo páry Ø3800x22



Inspekční otvor Ø610x12.5



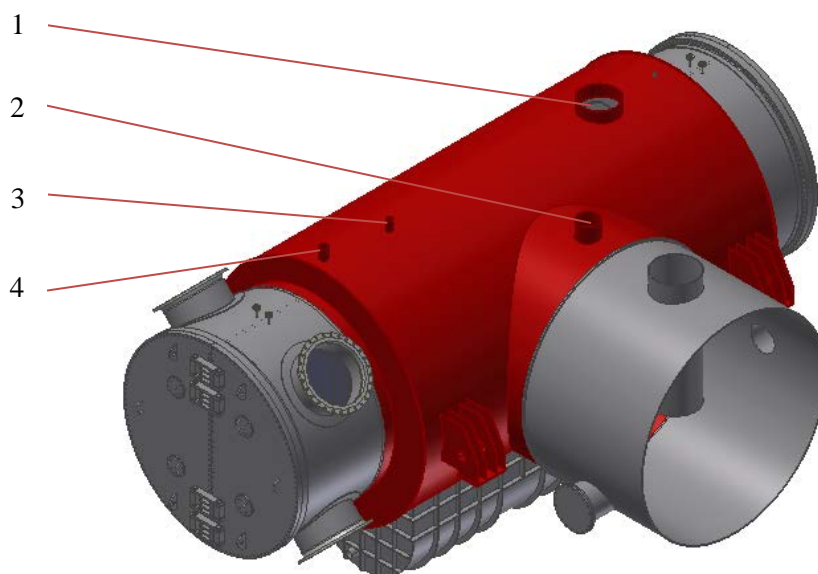
VT Dump tube Ø813x16



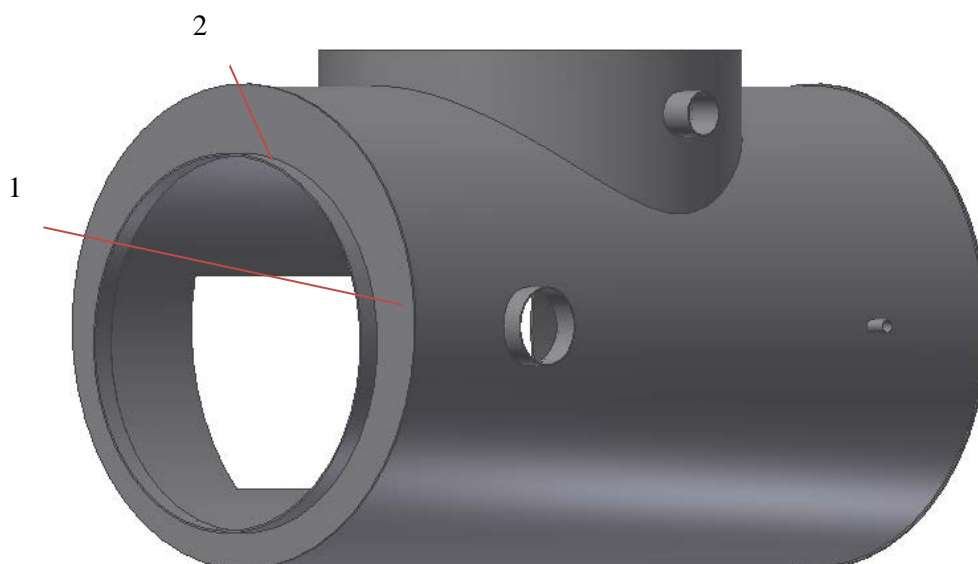
Expanzní hrdlo Ø508x11



Parní plášť Ø4300 / T22

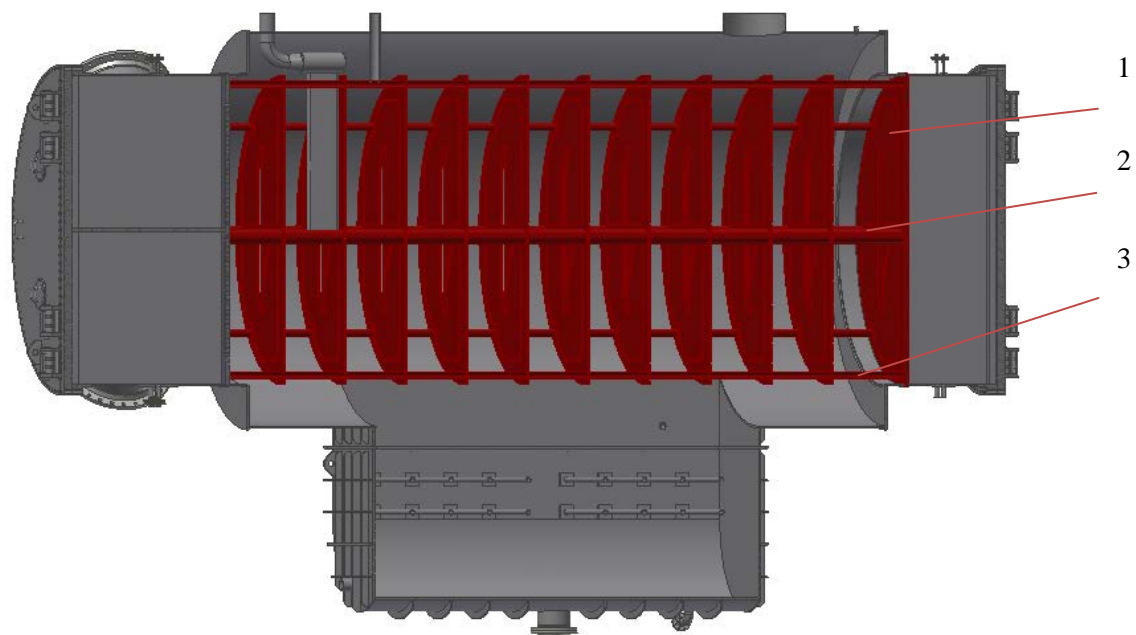


- 1 Membránová pojistka Ø711x12,5
- 2 NT Dump tube Ø406,4x12
- 3 Trubka recirkulace Ø114,3x6,3
- 4 Odsávání parovzdušné směsi

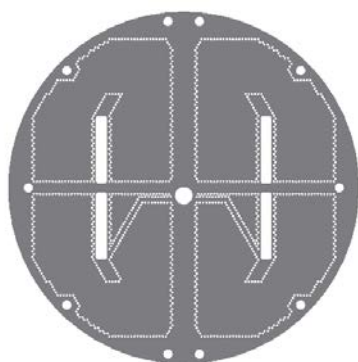


- 1 Čelo T22
- 2 Mezikus Ø3400x22

Vnitřní vestavby kondenzátoru



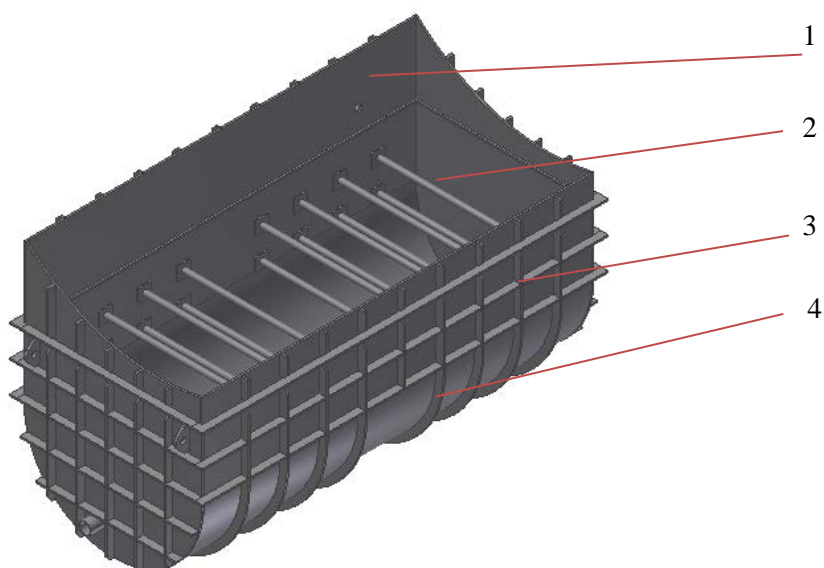
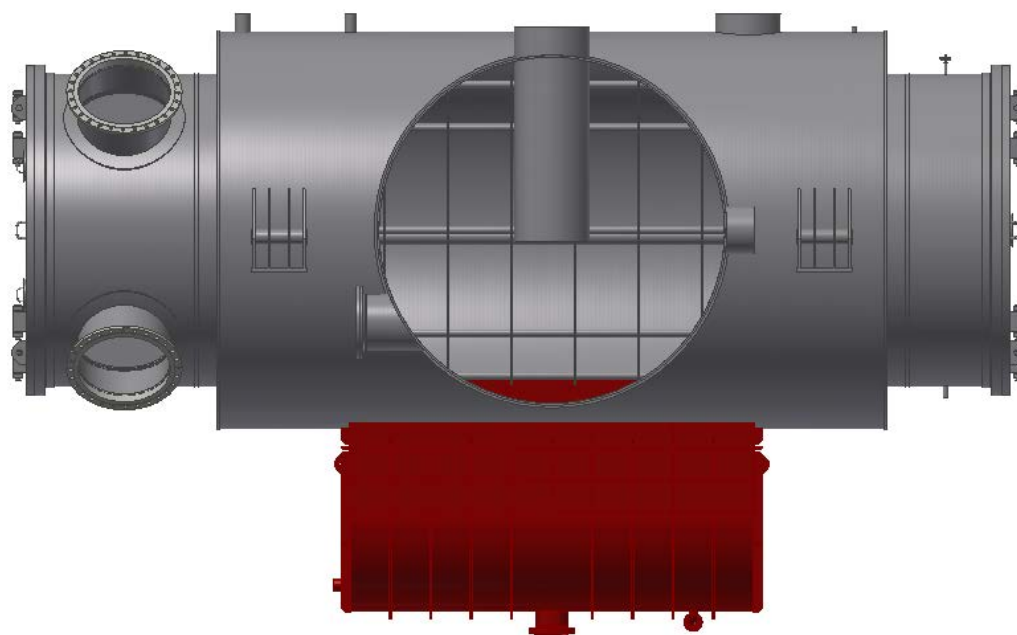
1 Mezistěny Ø3350 / T14



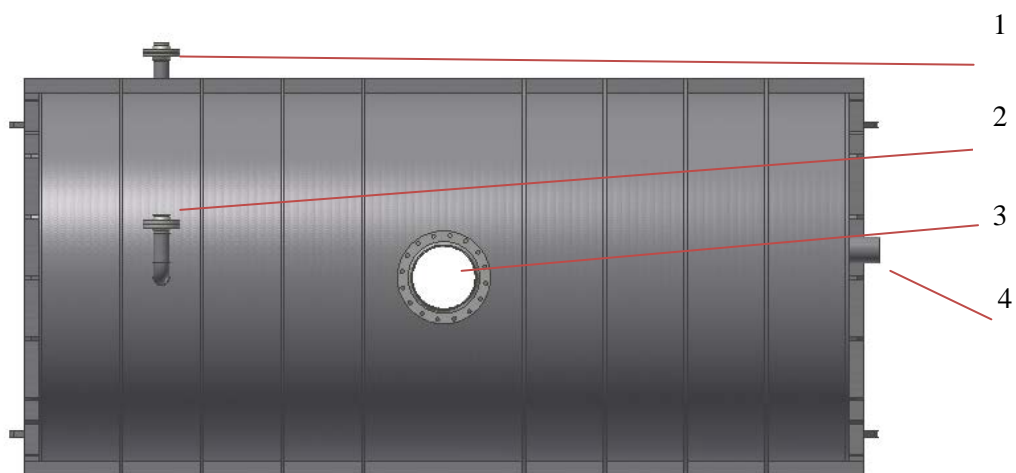
- 2 Trubka odsávání nekondenzujících plynů
- 3 Vodící tyče Ø88,9x5,6



Sběrač kondenzátu



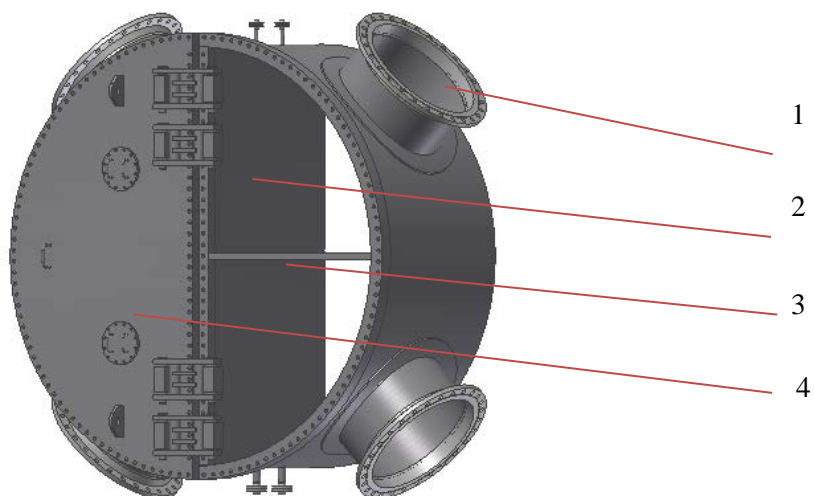
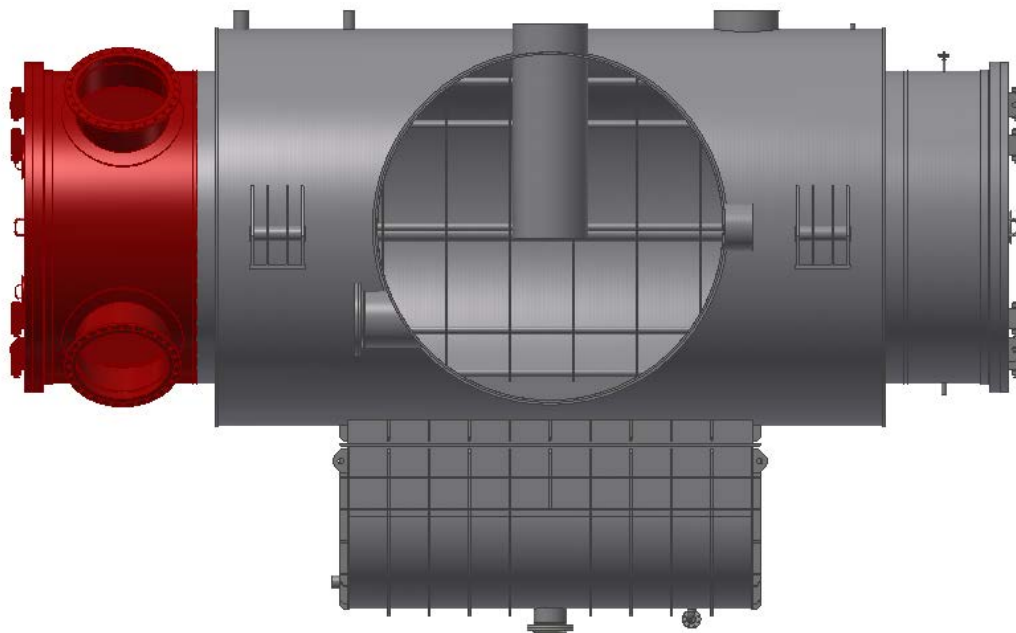
- 1 Příruba pro sběrač kondenzátu
- 2 Rozpěrné tyče
- 3 Výztužná žebra
- 4 Vana sběrače kondenzátu



- 1 Horní hrdlo pro připojení hladinoměru
- 2 Spodní hrdlo pro připojení hladinoměru
- 3 Hrdlo pro odvod kondenzátu
- 4 Hrdlo expanzní trubky $\text{Ø}139,7 \times 4$

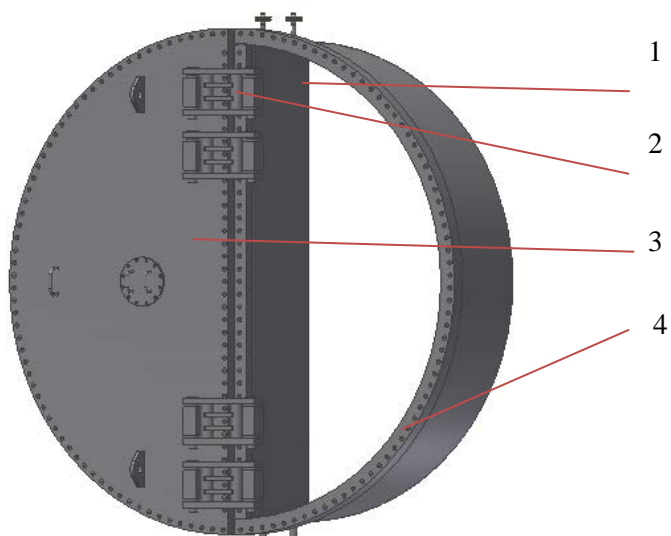
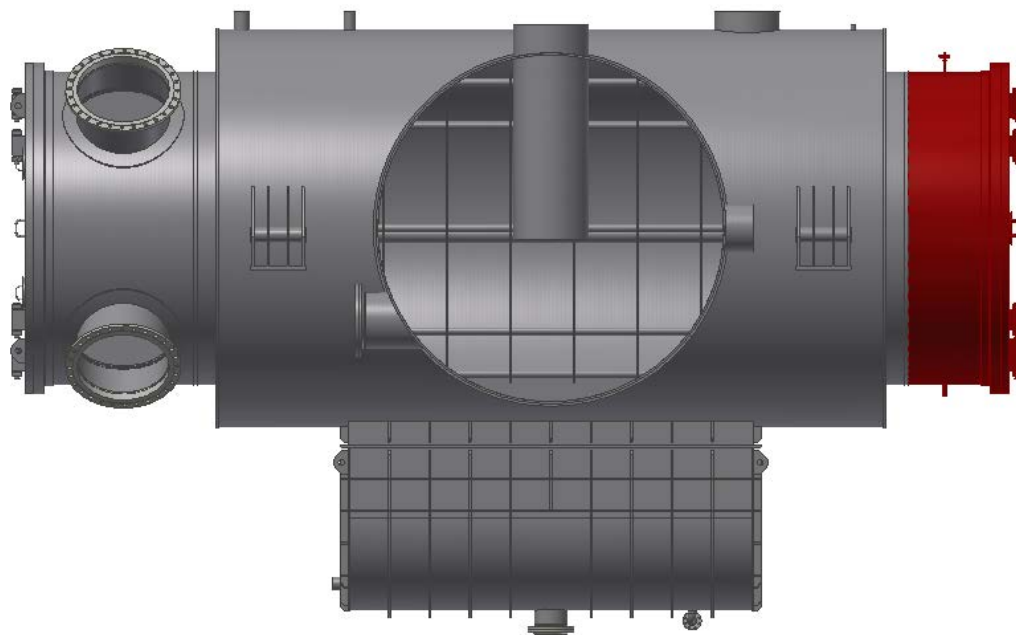


Vodní komora I



- 1 Hrdla chlad vody + Příruby DN1000 PN10
- 2 Svislá příčka
- 3 Vodorovná příčka
- 4 Víko vodní komory

Vodní komora II



- 1 Svislá příčka
- 2 Závěs víka
- 3 Víko vodní komory
- 4 Příruba vodní komory