



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBINA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. ZDENĚK PETERKA

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Zdeněk Peterka

který/která studuje v **magisterském 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:

Kondenzační parní turbína

v anglickém jazyce:

Condensing Steam Turbine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pro rafinerii s kotlem na spalování břidlice navrhnete parní turbínové zařízení s kondenzační parní turbínou pro výrobu elektrické energie s celoročním provozem. Parametry páry na vstupu do turbíny budou $p = 41 \text{ bar(a)}$, $t = 450 \text{ °C}$, $m = 135 \text{ t/h}$. Pro chlazení vodního kondenzátoru je k dispozici říční chladicí voda o teplotě podle ročního období $5 \div 35 \text{ °C}$. Požadovaná teplota napájecí vody pro kotel je 145 °C . V rámci oběhu je předpokládáno ohřátí kondenzátu na potřebnou teplotu produkty spalování.

Cíle diplomové práce:

1. Bilanční schéma.
2. P&I diagram se zapojením hlavního příslušenství (turbosoustrojí, vodní kondenzátor, kondenzátní čerpadla, paroproudová vývěva, kondenzátor ucpávkové páry s použitím symbolů podle ČSN EN ISO 10628 (pro značení zařízení použijte systém značení KKS).
3. Turbogenerátor bude umístěn na podlaží + 8,000 m.
4. Podrobný výpočet pro:
 - stanovení teplosměnné plochy povrchového kondenzátoru chlazeného vodou;
 - návrh trubkového svazku a základních rozměrů kondenzátoru.
5. Zadávací parametry pro kondenzátní čerpadla:
 - napájecí nádrž uvažujte na podlaží + 20,000 m;
 - tlaková ztráta vývěvy 0,5 bar;
 - tlaková ztráta kondenzátoru ucpávkové páry 0,5 bar;
 - tlaková ztráta regulačního ventilu hladiny v kondenzátoru 1 bar;
 - tlaková ztráta výtlačného potrubí 0,3 bar.

Seznam odborné literatury:

Firemní podklady Siemens Industrial Turbomachinery

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

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

Krbek, J. Polesný, B. Fiedler, J.: Strojní zařízení tepelných centrál, PC-DIR, 1999

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

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 10.10.2013



Skála

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

M. Doupovec

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

Abstrakt

Tato diplomová práce se zabývá výpočtem parametrů tepelného schématu a vytvořením bilančních schémat pro zimní a letní provoz zařízení. Následuje P&I diagram s hlavním příslušenstvím a označení tohoto příslušenství systémem KKS. Toto příslušenství bylo použito v předešlém tepelném schématu. Hlavní částí diplomové práce je ovšem podrobný výpočet teplosměnné plochy kondenzátoru s návrhem trubkového svazku včetně základních rozměrů kondenzátoru. V neposlední řadě je v práci proveden i výpočet hydraulických ztrát kondenzátoru.

Klíčová slova

Bilanční schéma, KKS, P&I diagram, Parní kondenzátor.

Abstract

The aim of this Diploma thesis is calculating the parameters of the heat balance diagram as well as creating balance sheet for winter and summer operation. In one of the first parts, the reader is acquainted with two P&I diagrams containing main accessories, which are also used in the heat scheme, KKS marking system is used to name the accessories. The main part of the thesis consists of a detailed calculation of the heat transfer surface of the condenser with design of the tube bundle including the main dimensions of the condenser. Last but not least, the calculations of the hydraulic losses of condenser are included in the thesis.

Keywords

Balance sheet, KKS, P&I diagram, Steam condenser.

Bibliografická citace

PETERKA, Z. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 86 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Jana Fiedlera, Dr. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 26. května 2014

Děkuji panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vedení diplomové práce a rady při jejím zpracování, firmě Siemens, s.r.o., odštěpný závod Industrial Turbomachinery, za možnost napsání této práce za pomoci jejich zaměstnanců a nakonec bych chtěl poděkovat zvláště panu Šandovi, jakožto autorovi zadání a jenž mi pomáhal s vypracováním bilančních schémat a systému KKS a v neposlední řadě panu Hrbáčkovi, pod jehož vedením jsem vypracoval hlavní část mé DP a to samotný kondenzátor.

Obsah

Úvod	15
1 Bilanční schéma	16
1.1 Výpočet daných bodů schématu	18
1.1.1 Stanovení odběru pro odplyňovací nádrž.....	20
1.1.2 Kondenzátní čerpadlo	22
1.1.3 Kondenzátor ucpávkové páry KUP.....	23
1.1.4 Paroproudá vývěva.....	25
1.1.5 Nízkotlaká regenerace.....	28
1.2 Rekapitulace a výpočet hmotnostních průtoků	28
1.2.1 Výpočet hmotnostního toku odběrem	29
1.3 Předběžný výpočet výkonu turbíny	29
1.4 Bilanční schémata některých provozních stavů	30
2 P&I diagram	33
2.1 KKS systém.....	33
2.1.1 Původ vzniku.....	33
2.1.2 Členění	33
2.2 Seznam hlavních zařízení DP a jejich značení dle KKS.....	41
2.3 P&I diagramy	43
2.4 Shrnutí kapitoly	45
3 Výpočet kondenzátoru	46
3.1 Úvod do studie o kondenzaci.....	46
3.2 Z praxe o kondenzaci	47
3.3 Výchozí hodnoty	49
3.3.1 Výpočet suchosti a měrného objemu páry vstupující do kondenzátoru.....	49
3.4 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru	50
3.5 Výpočet průtoku chladicí vody	51
3.6 Střední logaritmičkový teplotní spád	51

3.7	Součinitel prostupu tepla k	52
3.7.1	Volba materiálu teplosměnných trubek.....	53
3.7.2	Výpočet zbylých korekčních součinitelů	55
3.7.3	Volba střední rychlosti proudění chladící vody w_s	55
3.8	Návrh trubkového svazku.....	57
3.8.1	Počet trubek na jeden modul.....	57
3.8.2	Celkový počet trubek	58
3.8.3	Efektivní délka trubek	60
3.8.4	Celková délka trubek	61
3.9	Vstupní potrubí páry	61
3.10	Vstupní a výstupní hrdla chladící vody	63
3.10.1	Kontrola skutečné rychlosti proudění v hrdlech.....	65
3.11	Určení rozměrů obratné komory.....	65
3.12	Sběrač kondenzátu „Hotwell“.....	67
3.12.1	Odvod kondenzátu ze sběrače	69
3.13	Odvod nekondenzujících plynů z kondenzátoru.....	70
3.14	Hydraulický odpor.....	75
3.15	Tabulka hlavních výsledků.....	81
	Závěr	82
	Seznam zdrojů	84
	Literatura	84
	Internetové zdroje.....	84
	Firemní zdroje.....	85
	Seznam použitých veličin	86

Seznam obrázků

Obr. 1	Bilanční schéma se značením jednotlivých prvků schématu	17
Obr. 2	Průběh teplot v kondenzátoru s vyznačeným nedohřevem	19
Obr. 3	První varianta KUP – teplosměnná plocha 19 m² [13]	24
Obr. 4	Druhá varianta KUP – teplosměnná plocha 20 m² [13]	24
Obr. 5	Parouproudá vývěva od firmy NASH [14]	27
Obr. 6	Hmotnostní a energetické toky napájecí nádrží	29
Obr. 7	Bilanční schéma jmenovitého letního provozu	31
Obr. 8	Bilanční schéma jmenovitého zimního provozu	32
Obr. 9	Stupně členění KKS systému	33
Obr. 10	Složení členění KKS [15]	34
Obr. 11	Číslování v systému KKS [15]	38
Obr. 12	Číslování na úrovni agregátů [15]	39
Obr. 13	P&I diagram podrobným zapojením příslušenství s prvky KKS systému hlavních zařízení	43
Obr. 14	P&I diagram s kompletního oběhu pracovního média včetně značení hlavních zařízení prvky KKS systému značení	44
Obr. 15	Blánová kondenzace na vertikální ploše [6]	47
Obr. 16	Kondenzátor [12]	48
Obr. 17	Střední logaritmický teplotní spád	52
Obr. 18	Základní informace o oceli 1.4401 [10]	54
Obr. 19	Šachovité uspořádání svazku trubek	57
Obr. 20	Návrh svazku trubek	59

Obr. 21	Realizace trubkového svazku s pohledem na vstupní a výstupní komory [13]	60
Obr. 22	Vstupní potrubí páry obdélníkového průřezu [13]	63
Obr. 23	Možnosti rozložení vstupních a výstupních hrdel [16]	64
Obr. 24	Kondenzátor s velkoplošným hranatým sběračem kondenzátu [11]	67
Obr. 25	Základní rozměry kondenzátoru včetně směru proudění vody a páry	70
Obr. 26	Moodyho diagram pro určení oblasti proudění a součinitele tření [9]	77
Obr. 27	Upravená Nikuradseho rovnice pro kvadratickou oblast ztrát [9]	78

Seznam tabulek

Tab. 1	Tabulka konstant c_m dle daného materiálu a tloušťky stěny	53
Tab. 2	Součinitel prostupu tepla i pro jiné rozměry trubek při rychlosti proudění 2 m/s	56
Tab. 3	Součinitel prostupu tepla i pro jiné rozměry trubek při rychlosti proudění 2,2 m/s	56
Tab. 4	Hodnoty teplosměnné plochy při rychlosti proudění chladící vody 2 m/s	56
Tab. 5	Hodnoty teplosměnné plochy při rychlosti proudění chladící vody 2,2 m/s	57
Tab. 6	Tabulka rozměrů sběrače kondenzátu	68
Tab. 7	Hydraulická drsnost pro vyráběná potrubí [9]	76
Tab. 8	Vzorce pro přesný výpočet součinitele tření pro kvadratickou oblast [9]	77
Tab. 9	Součinitele místních ztrát	79
Tab. 10	Rychlost chladící vody	79
Tab. 11	Hustota chladící vody	79
Tab. 12	Shrnutí hlavních výsledků kondenzátoru	81

Seznam příloh

1. **KKS schéma č. 1**
2. **KKS schéma č. 2**
3. **Řez trubkovým svazkem kondenzátoru**
4. **Návrh kondenzátoru**

Úvod

Tato diplomová práce se zabývá výpočtem tepelného schématu a sestavením bilančních schémat, ze kterých je následně vytvořen P&I diagram spolu s návrhem kondenzátoru.

Úvod této práce se zaměřuje na již zmíněný výpočet parametrů jednotlivých prvků tepelného schématu. Celý výpočet je stanoven pro letní provoz a to z důvodů získání vstupů pro následný výpočet kondenzátoru. Nebyl zde proveden výpočet samotné turbíny, protože to nebylo cílem zadání. Byl proveden výpočet hodnoty výkonu dané turbíny, po konzultaci ve firmě, a stanovení účinnosti turbíny dle zkušeností s daným typem turbíny. Dále je zde podrobný výpočet kondenzátních čerpadel, stanovení ohřátí kondenzátu kondenzátorem ucpávkové páry a paroproudou vývěvou. Je zde proveden i výpočet ohřátí kondenzátu jediným NTO, tzv. chladičem popele, avšak kvůli nedostatku informací je bráno konstantní ohřátí kondenzátu tímto NTO. Posledním nezmíněným výpočtem je ohřátí a následné odplynění napájecí nádrže. Topnou parou pro napájecí nádrž byl zvolen neregulovaný odběr z turbíny. Kvůli přehlednosti výpočtů byl poté proveden výpočet hmotnostních průtoků pracovního média. Na závěr této kapitoly byly umístěny dvě bilanční schémata a to pro jmenovitý letní a zimní provoz.

Následně byly vytvořeny dva P&I diagramy hlavního příslušenství včetně jejich značení systémem KKS. Na prvním diagramu je znázorněna nízkotlaká regenerace, interní odvodnění turbíny, chlazení generátoru, detailní zapojení kondenzátoru, včetně detailního zapojení KUP, paroproudé vývěvy a najížděcího ejektoru. Na druhém diagramu je zjednodušený oběh pracovního média, páry a kondenzátu, včetně možného odběru topné páry pro napájecí nádrž. Je zde znázorněn i běhu chladicí vody kondenzátoru včetně systému čištění kondenzátoru. Aby bylo možné označit dané prvky P&I diagramu KKS značením, byla vytvořena rešeršní část zabývající se samotným systémem značení KKS v rozsahu pro značení hlavních komponent diagramu.

Hlavní částí této diplomové práce ovšem byl výpočet kondenzátoru. Prvotním cílem bylo stanovení teplosměnné plochy. Proto je nejprve nutné si stanovit výchozí hodnoty páry a chladicí vody, jež si převezmeme z první kapitoly. Další postup výpočtu vedl přes stanovení tepelného výkonu kondenzátoru a potřebného množství chladicí vody k součiniteli prostupu tepla. Nejlepší řešení volby výpočtu součinitele prostupu tepla padlo na americkou HEI normu. Tím byla získána teplosměnná plocha kondenzátoru, pomocí které se mohlo přejít k návrhu trubkového svazku, kde byl stanoven i celkový počet a délka teplosměnných trubek kondenzátoru. Následně byly navrženy hlavní rozměry kondenzátoru, včetně vstupního potrubí páry, vstupních a výstupních hrdel chladicí vody, obratné komory, sběrače kondenzátu a systému odvodu nekondenzujících plynů. Na závěr této kapitoly byl vypočítán hydraulický odpor kondenzátoru vůči proudící chladicí vodě.

1 Bilanční schéma

Slouží ke stanovení základních parametrů a hmotnostních toků pracovního média v jednotlivých bodech tepelného schématu. Výpočetní vztahy jsou čerpány z teoretických znalostí a praktických zkušeností získaných v provozu. [3]

Tyto údaje je dále možné použít pro další výpočty v této diplomové práci, a to zejména pro vstupní parametry pro výpočet kondenzátoru. Jeho značné využití je především pro hrubé dimenzování určitých zařízení, kde tyto zjednodušující výpočty můžeme snadno udělat pro vícero provozních stavů, jež nastanou během celého roku či při různých anomáliích v provozu. [2]

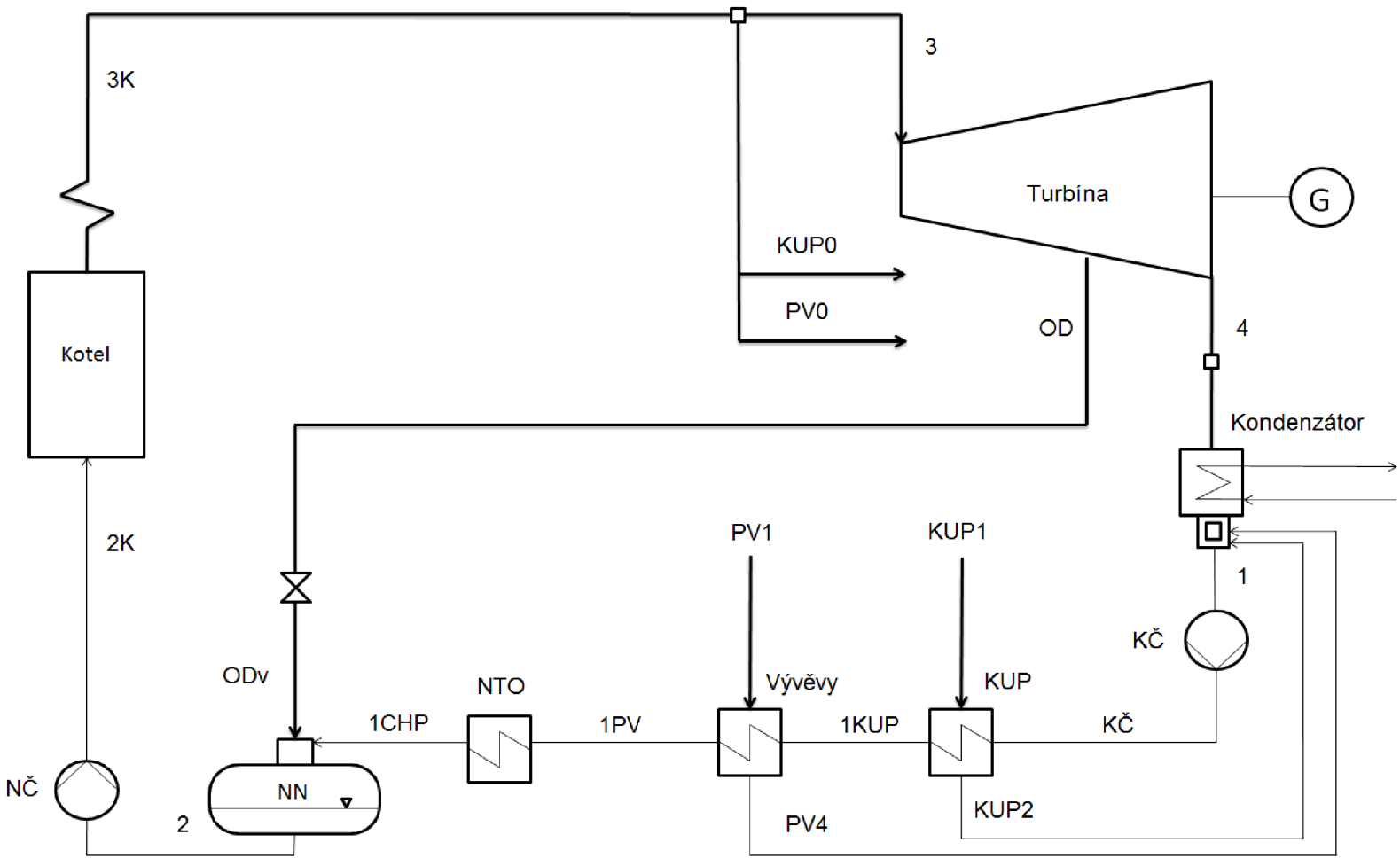
Jelikož je podrobný tepelný výpočet velmi pracný a zdlouhavý a vyžaduje mnoho parametrů, které ne vždy bývají k dispozici, je výhodné použít výpočet bilančního schématu, poněvadž předpokládá určité zjednodušení. [2]

Bilanční schéma lze vypracovat například soustavou rovnic (hmotnostních a energetických) a jejím řešením tak získat hmotnostní toky a parametry pracovního média. Z důvodu své obtížnosti ovšem tento postup u složitějších schémat nepřichází v úvahu. Proto existuje i jiná možnost, a to poměrně rychlá a přehledná cesta postupného výpočtu, kterou jsem také použil v mé diplomové práci a mohl si tak kontrolovat výsledky dané práce. Jako příklad lze uvést vysokotlakou regeneraci, která je skrze změnu hmotnostních průtoků prováděna od kotle po napájecí nádrž, nebo také nízkotlakou regeneraci, která se provádí v opačném směru, tedy od kondenzátoru po napájecí nádrž. Výsledek výpočtu se považuje za úspěšně dokončený, pokud se hodnoty energetické a hmotnostní bilance liší do 0,5%. [2]

Ve mnou uvedeném bilančním schématu se nenachází vysokotlaká regenerace a nízkotlaká je zde zastoupena kondenzátorem ucpávkové páry, paroproudovou vývěvou a především chladičem popele (produktů spalování). Mimo to je má práce specifická také tím, že v ní nedojde k téměř žádnému výpočtu samotné turbíny a také je zanedbána ztráta kondenzátu.

Výsledné bilanční schéma je počítání pro letní provoz, tedy období, kdy má chladičí voda největší teplotu a její teplotní spád je tudíž nejmenší. Děje se tak z důvodu dimenzování kondenzátoru, jehož výpočet je hlavní náplní této diplomové práce.

K výpočtu bilančních schémat byl použit program XSteam, jakožto databáze všech možných stavů pracovní látky – vody a vodní páry.



Obr. 1 Bilanční schéma se značením jednotlivých prvků schématu

1.1 Výpočet daných bodů schématu

Zadané hodnoty:	p_3 :	41	bar
	t_3 :	450	°C
	m_3	135	t/h
	t_{CHLmin} :	5	°C
	t_{CHLmax} :	25	°C
	t_{2K} :	145	°C

Bod 3 (pára na vstupu do turbíny)

Teplota a tlak páry jsou dané zadáním.

$$p_3 = 41 \text{ bar} \quad (1)$$

$$t_3 = 450 \text{ °C} \quad (2)$$

$$i_3 = f_{ce}(p_3; t_3) = f_{ce}(41; 450) = 3329,6 \text{ kJ/kg} \quad (3)$$

$$s_3 = f_{ce}(p_3; i_3) = f_{ce}(41; 3329,6) = 6,925 \text{ kJ/(kg·K)} \quad (4)$$

Bod 3K (výstup páry z kotle)

$$p_{3K} = 1,03 \cdot p_3 = 42,23 \text{ bar} \quad (5)$$

Tlaková ztráta 3% v hlavní uzavírací armatuře, spouštěcím ventilu a regulačních ventilech (pohybuje se mezi 3 až 5%). [1]

$$i_{3K} = i_3 = 3329,6 \text{ kJ/kg} \quad (6)$$

$$t_{3K} = f_{ce}(p_{3K}; i_{3K}) = f_{ce}(42,23; 3329,6) = 450,7 \text{ °C} \quad (7)$$

Bod 4iz (výstup páry z turbíny při izoentropickém ději)

Teplota chladicí vody byla stanovena pro výpočet na 25°C, což představuje teplotu říční vody v letním období, aby se následně snáze počítal kondenzátor (byly známy vstupní parametry).

$$t_{4iz} = t_{\text{CHL1}} + \Delta t_{\text{CHL}} + \delta = 25 + 10 + 4 = 39 \text{ °C} \quad (8)$$

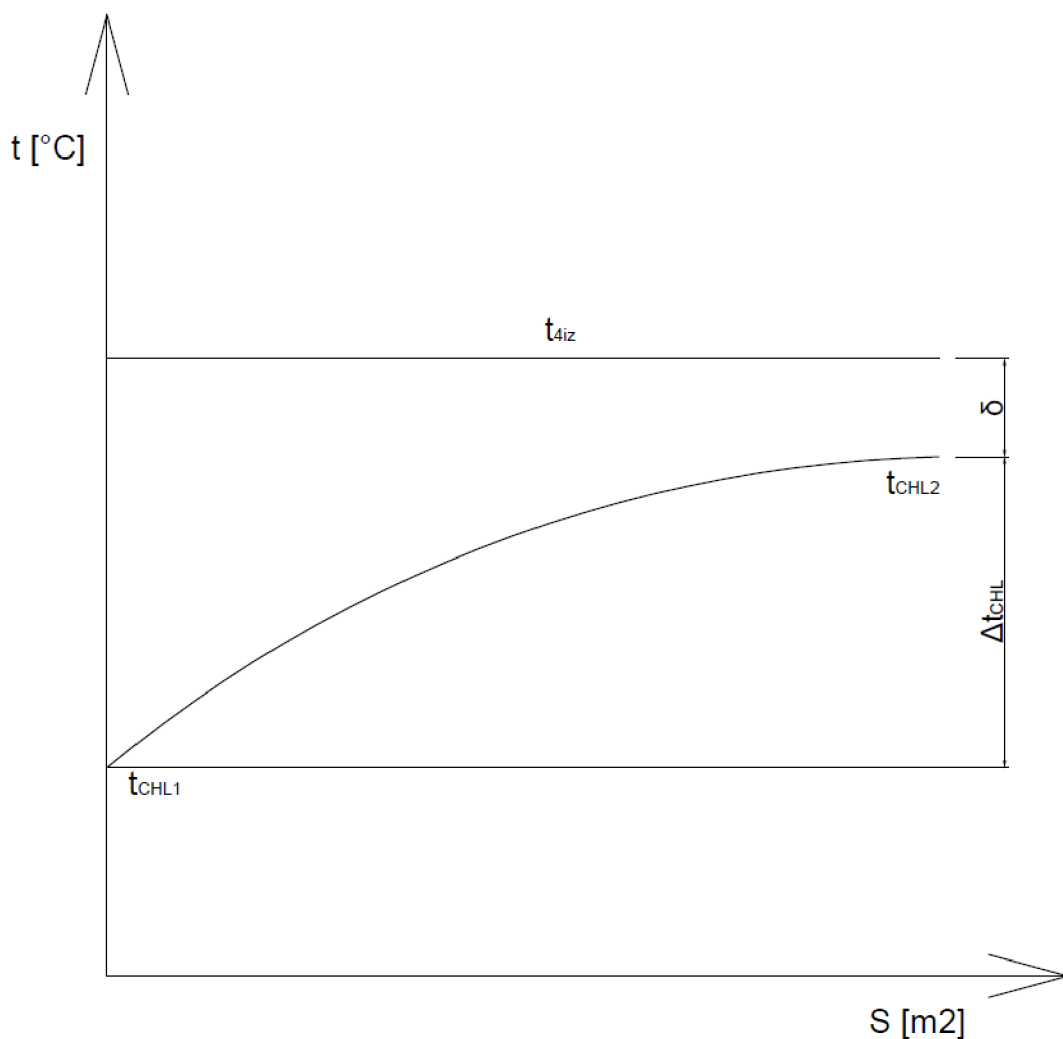
$$t_{\text{CHL1}} = t_{\text{CHLmax}} = 25 \text{ °C} \quad (9)$$

Δt_{CHL} značí ohřátí chladicí vody v kondenzátoru o 10 °C (zvoleno dle zkušeností z ostatních projektů)

δ značí nedohřev vody v kondenzátoru 4 °C (bývá mezi 2 až 4°C, konzultováno ve firmě)

$$p_{4iz} = f_{ce\text{SAT}}(t_{4iz}) = f_{ce\text{SAT}}(39) = 0,07 \text{ bar} \quad (10)$$

$$i_{4iz} = f_{ce}(p_{4iz}; s_3) = f_{ce}(0,07; 6,925) = 2150,6 \text{ kJ/kg} \quad (11)$$



Obr. 2 Průběh teplot v kondenzátoru s vyznačeným nedohřevem

Výpočet entalpického spádu turbíny

$$H_{iz} = i_3 - i_{4iz} = 3329,6 - 2150,6 = 1179,0 \text{ kJ/kg} \quad (12)$$

$$H = H_{iz} \cdot \eta_{TDI} = 1179,0 \cdot 0,86 = 1013,9 \text{ kJ/kg} \quad (13)$$

Doporučená účinnost turbíny konzultantem pro tento typ turbíny $\eta_{TDI} = 86 \%$.

Bod 4 (výstup páry z turbíny při znalosti skutečného entalpického spádu)

$$i_4 = i_3 - H = 3329,6 - 1013,9 = 2315,7 \text{ kJ/kg} \quad (14)$$

$$p_4 = p_{4iz} = 0,070 \text{ bar} \quad (15)$$

$$t_4 = t_{4iz} = 39 \text{ °C} \quad (16)$$

Bod 2K (napájecí voda při vstupu do kotle)

Je známa teplota napájecí vody pro kotel. Tato teplota je velmi důležitá hlavně pro výpočet teploty vody v napájecí nádrži. Kotel je brán jako izobarický děj. Nebyl požadavek firmy, aby s ním bylo uvažováno pro výpočet, a nejsou známy parametry kotle pro následný přesný výpočet napájecího čerpadla.

$$t_{2K} = 145 \text{ °C} \quad (17)$$

$$p_{2K} = p_{3K} = 42,23 \text{ baru} \quad (18)$$

$$i_{2K} = f_{ce}(p_{2K}; t_{2K}) = f_{ce}(42,23; 145) = 613,1 \text{ kJ/kg} \quad (19)$$

Tlakové ztráty kondenzátu v kotli se pohybují mezi 15 až 20%. Pokud by tedy bylo nutné uvažovat přesnější výpočet tlaku za napájecím čerpadlem, tak by výsledný tlak byl:

$$p_{2Krev} = 42,2 \cdot 1,15 = 48,53 \text{ bar} \quad (20)$$

Bod 2 (voda vycházející z napájecí nádrže)

V napájecím čerpadle se ohřála napájecí voda o $1,5^\circ\text{C}$, proto je nyní možné stanovit jednu z nejdůležitějších teplot v celém schématu, a to teplotu kondenzátu v napájecí nádrži, která obyčejně tedy bývá uvedena v zadání. Je velmi důležitá především pro výpočet odběru z turbíny. [2]

$$t_2 = 145 - 1,5 = 143,5 \text{ °C} \quad (21)$$

$$p_2 = f_{ceSAT}(t_2) = f_{ceSAT}(143,5) = 3,99 \text{ bar} \quad (22)$$

$$i_2 = f_{ceSAT}(t_2) = f_{ceSAT}(143,5) = 604,2 \text{ kJ/kg} \quad (23)$$

Bod 1 (voda vycházející z kondenzátoru)

$$t_1 = t_4 = 39 \text{ °C} \quad (24)$$

$$p_1 = p_4 = 0,07 \text{ bar} \quad (25)$$

$$i_1 = f_{ceSAT}(t_1) = f_{ceSAT}(39) = 163,4 \text{ kJ/kg} \quad (26)$$

1.1.1 Stanovení odběru pro odplyňovací nádrž

Odplyňovací nádrž slouží k odplynění kondenzátu klasicky od vzdušného kyslíku, CO_2 , N_2 , NH_3 , H_2 . Pro odstranění těchto plynů z kondenzátu je nutné, aby kondenzát měl teplotu varu při daném tlaku, a aby bylo odváděné dostatečné množství brýdových par (pára včetně výše zmíněných plynů). Důvodem je, aby měla pára a voda dostatečnou kontaktní plochu. Ohřev vody v odplyňovací nádrži by měl být do 20°C . Příliš chladný vstupní kondenzát by se pouze ohřál a už by se dostatečně neodplynil a příliš

teplý kondenzát by naopak vytvořil nežádoucí páru, která by blokovala pohyb kondenzátu. V celém cyklu je napájecí nádrž jediný směšovací výměník. [2]

Výpočet odběru pro odplyňovací nádrž [1]:

$$p_{OD} = (p_2 + \Delta p_{ZD}) \cdot k_{OD} = (3,99 + 2) \cdot 1,3 = 7,78 \text{ bar} \quad (27)$$

k_{OD} je koeficient, jenž volíme od 1,2 do 1,3. [1]

Δp_{ZD} představuje tlakové ztráty v potrubí mezi odběrem a odplyňovací nádrží, včetně tlakové ztráty v redukčním ventilu, jenž je možné volit cca 2 bar. [1]

Nyní když známe potřebný tlak pro odběr do napájecí nádrže, máme dvě možnosti, kde získat páru o daných parametrech.

První z nich je neregulovaným odběrem z turbíny, kdy známe potřebné parametry páry dle tlaku v napájecí nádrži a tlakových ztrát v potrubí a redukčním ventilu. Dle potřebného ohřátí kondenzátu v napájecí nádrži pak odebíráme potřebné množství této páry. Tento neregulovaný odběr z turbíny pro ohřátí a odplynění napájecí nádrže pracuje po většinu provozu zařízení.

Druhou možností je odebírat přímo ostrou páru ještě před vstupem do turbíny. U této možnosti ale dochází ke zbytečné ztrátě energie páry, protože je nutné uvést tuto páru na tlak napájecí nádrže. Proto je nutné mít značně dimenzovaný redukční ventil, na rozdíl od redukčního ventilu neregulovaného odběru. Tento odběr páry se využívá při nájždění kotle a turbíny a odstavuje se, když dokáže neregulovaný odběr z turbíny již ohřívát a odplyňovat kondenzát v napájecí nádrži.

Z výše uvedených variant bude tedy vhodnější počítat dle první z nich:

$$i_{ODiz} = f_{ce}(p_{OD}; s_3) = f_{ce}(7,78; 6,925) = 2886 \text{ kJ/kg} \quad (28)$$

$$H_{ODiz} = i_3 - i_{ODiz} = 3329,6 - 2886 = 443,6 \text{ kJ/kg} \quad (29)$$

Termodynamická účinnost části turbíny po odběr byla po konzultaci a v závislosti na ostatních projektech stanovena na $\eta_{TDL,OD} = 87\%$.

$$H_{OD} = H_{ODiz} \cdot \eta_{TDL,OD} = 443,6 \cdot 0,87 = 385,9 \text{ kJ/kg} \quad (30)$$

$$i_{OD} = i_3 - H_{OD} = 3329,6 - 385,9 = 2943,7 \text{ kJ/kg} \quad (31)$$

$$t_{OD} = f_{ce}(p_{OD}; i_{OD}) = f_{ce}(7,78; 2943,7) = 246,4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (32)$$

Před napájecí nádrží se nachází redukční ventil, jenž seškrtní tlak odběru na tlak napájecí nádrže. Tlak v napájecí nádrži je udržován tlakem odběru.

$$p_{ODv} = p_2 = 3,99 \text{ bar} \quad (33)$$

$$i_{ODv} = i_{OD} = 2943,7 \text{ kJ/kg} \quad (34)$$

$$t_{ODv} = f_{ce}(p_{ODv}; i_{ODv}) = f_{ce}(3,99; 2943,7) = 239,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (35)$$

1.1.2 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo se dimenzuje, aby zvládlo tlakový rozdíl, geodetickou dopravní výšku i tlakové ztráty. Je zbytečné či spíše nežádoucí volit příliš velkou dopravní výšku ve výpočtu (předimenzovávat ji), protože ta spolu s množstevním průtokem pracovní látky určuje pracovní bod čerpadla. Došlo by tak ke snížení účinnosti čerpadla, což by se během provozu projevilo zvýšenou spotřebou el. energie čerpadlem. Toto platí zároveň i pro napájecí čerpadlo. [2]

Výpočet tlaku za kondenzátním čerpadlem dle literatury [1]:

$$p_{KČ} = p_2 + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{KUP} + \Delta p_{PV} + \Delta p_{RV} + \Delta p_{VP} + \Delta p_{GEOD} \quad (36)$$

Jediná tlaková ztráta, jež nebyla v zadání určena a nejde vypočítat, je ztráta chladiče popela Δp_{NTO} jako nízkotlakého ohříváku kondenzátu, stanovena dle literatury na 0,7 bar. [1]

Zadána hodnota tlakové ztráty KUP $\Delta p_{KUP} = 0,5$ bar.

Zadána hodnota tlakové ztráty vývěvy $\Delta p_{PV} = 0,5$ bar.

Zadána hodnota tlakové ztráty regulačního ventilu hladiny v kondenzátoru $\Delta p_{RV} = 1$ bar.

Zadána tlaková ztráta výtlačného potrubí $\Delta p_{VP} = 0,3$ bar.

Tlaková ztráta geodetickou dopravní výškou Δp_{GEOD} je klasicky počítána rovnicí hydrostatického tlaku.

$$\Delta p_{GEOD} = \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad (38)$$

Hustota stanovena na střední teplotu mezi napájecí nádrží a vstupem kondenzátu do kondenzátního čerpadla:

$$\rho = f_{CSAT}(t_{STR}) = f_{CSAT}(91,3) = 964,5 \text{ kg/m}^3 \quad (38)$$

$$t_{STR} = (t_2 + t_1) / 2 = (143,5 + 39) / 2 = 91,3 \text{ }^\circ\text{C} \quad (39)$$

Rozdíl hladin Δh byl s ohledem na umístění kondenzátoru, napájecí nádrže a kondenzátních čerpadel stanoven na 23 metrů.

$$\Delta p_{GEOD} = 964,5 \cdot 9,81 \cdot 23 = 2,18 \text{ bar}$$

Dosazení a výpočet tlaku za kondenzátním čerpadlem:

$$p_{KČ} = 3,99 + 0,7 + 0,5 + 0,5 + 1 + 0,3 + 2,18 = 9,16 \text{ bar}$$

Následně se provede výpočet skutečného překonání tlakového rozdílu, kdy se musí vzít v potaz i podtlak vytvořený v kondenzátoru a jeho překonání, a minimální nátoková výška čerpadla NPSH 3 metry. 3 metry byly stanoveny s ohledem na potřebné minimum včetně všech rezerv. Je to tzv. Přijatelná minimální nátoková výška NPSH_A. Požadovaná minimální nátoková výška NPSH_R je 2,5 metru (udána výrobcem čerpadla kvůli kavitaci). Protože největší podtlak je vytvořen v kondenzátoru v zimním provozu,

musí být i tento podtlak uvažován při výpočtu čerpadla, proto je dále uvažována hodnota $p_4 = 0,02$ bar.

$$\Delta p_{\text{NPSH}} = 0,3 \text{ bar} \quad (40)$$

$$\Delta p_{\text{KČ}} = p_{\text{KČ}} - (-1 + p_4 + \Delta p_{\text{NPSH}}) = 9,16 - (-1 + 0,02 + 0,3) = 9,84 \text{ bar} \quad (41)$$

Následně se provede přírůstek tlaku za kondenzátním čerpadlem [1]:

$$\Delta i_{\text{KČ}} = (p_{\text{KČ}} \cdot v_{\text{KČ}}) / \eta_{\text{KČ}} \quad (42)$$

Měrný objem kondenzátu pro kondenzát při stavu sytosti o tlaku $p_{\text{KČ}}$

$$v_{\text{KČ}} = 0,00112 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Účinnost kondenzátního čerpadla $\eta_{\text{KČ}}$ stanovena na 80% [1]

$$\Delta i_{\text{KČ}} = (9,84 \cdot 100 \cdot 0,00112) / 0,8 = 1,378 \text{ kJ/kg}$$

$$i_{\text{KČ}} = i_1 + \Delta i_{\text{KČ}} = 163,4 + 1,378 = 164,7 \text{ kJ/kg} \quad (43)$$

$$t_{\text{KČ}} = \text{fce}(p_{\text{KČ}}; i_{\text{KČ}}) = \text{fce}(9,16; 164,7) = 39,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (44)$$

Dimenzování kondenzátního čerpadla

$$H = 100 \text{ m}$$

$$M = 135 \text{ t/h}$$

1.1.3 Kondenzátor ucpávkové páry KUP

Množství ucpávkové páry je závislé především na typu turbíny a tlaku za regulačním stupněm. Běžně se pohybuje v rozmezí 0,4 až 1,2 % ze vstupního množství páry (výjimečně může ale dosáhnout i 2%). Ohřátí kondenzátu v tomto výměníku bývá od 2 do 7 °C. [2]



Obr. 3 První varianta KUP – teplosměnná plocha 19 m² [13]



Obr. 4 Druhá varianta KUP – teplosměnná plocha 20 m² [13]

Pro funkci ucpávek se bere ostrá pára před turbínou.

$$p_{KUP0} = p_3 = 41 \text{ bar} \quad (45)$$

$$t_{KUP0} = t_3 = 450 \text{ °C} \quad (46)$$

$$i_{KUP0} = i_3 = 3329,6 \text{ kJ/kg} \quad (47)$$

$$m_{KUP0} = 1,145 \text{ t/h} \quad (48)$$

Množství ucpávkové páry tvoří 0,85 % vstupního množství páry.

Po projití turbínou dostaneme parametry, které má pára před vstupem do KUP. Jelikož samotná turbína a její výpočet nebyl cílem zadání, proto byly tyto hodnoty konzultovány ve firmě a stanoveny dle podobného projektu. Mimo to jsou zde uvedeny i hmotnostní průtoky pracovního média.

$$p_{KUP1} = 0,995 \text{ bar} \quad (49)$$

$$t_{KUP1} = 290 \text{ °C} \quad (50)$$

$$i_{KUP1} = 3054,4 \text{ kJ/kg} \quad (51)$$

$$m_{KUP1} = 0,288 \text{ t/h} \quad (52)$$

Je zde udržován mírný podtlak, který odsává ucpávkovou páru ze samotných ucpávek.

Výstup kondenzátu ucpávkové páry z KUP

$$p_{KUP2} = p_{KUP1} = 0,995 \text{ bar} \quad (53)$$

$$t_{KUP2} = f_{ceSAT}(p_{KUP2}) = f_{ceSAT}(0,995) = 99,5 \text{ °C} \quad (54)$$

$$i_{KUP2} = f_{ceSAT}(p_{KUP2}) = f_{ceSAT}(0,995) = 416,8 \text{ kJ/kg} \quad (55)$$

$$m_{KUP2} = 0,288 \text{ t/h} \quad (56)$$

KUP i paroproudé vývěvy fungují na principu, že všechna pára zkondenzuje a vytvoří kondenzát, který je následně nasáván podtlakem v kondenzátoru či spíše v „hotwellu“. Tato vrstva kondenzátu zabraňuje, aby byla do „hotwellu“ nasávána i pára.

Kondenzátor ucpávkové páry pracuje při mírném podtlaku, tak aby odváděl veškerou ucpávkovou páru. Teplota a entalpie kondenzátu jsou na úrovni sytosti.

1.1.4 Paroproudá vývěva

Paroproudá vývěva, či též parní vývěva, slouží k odsávání vzduchu (nekondenzujících plynů) z kondenzátoru. Zároveň ale i ohřívá zbylým teplem kondenzát. Množství této páry bývá 0,7 až 1,3% ze vstupního množství páry. Ohřátí kondenzátu tedy je mezi 3 až 7°C. [2]

Pro funkci vývěvy se bere ostrá pára před turbínou, stejně jak pro KUP.

$$p_{PV0} = p_3 = 41 \text{ bar} \quad (57)$$

$$t_{PV0} = t_3 = 450 \text{ °C} \quad (58)$$

$$i_{PV0} = i_3 = 3329,6 \text{ kJ/kg} \quad (59)$$

$$m_{PV0} = 0,331 \text{ t/h} \quad (60)$$

Před vstupem do vývěvy má pára níže uvedené parametry (bereme v úvahu pouze páru, nikoliv přisávané nekondenzující plyny odváděné z kondenzátoru). Tyto hodnoty byly konzultovány ve firmě a stanoveny dle podobného projektu. Proto jsou zde uvedeny i hmotnostní průtoky pracovního média, stejně jak u KUP.

$$p_{PV1} = 16 \text{ bar} \quad (61)$$

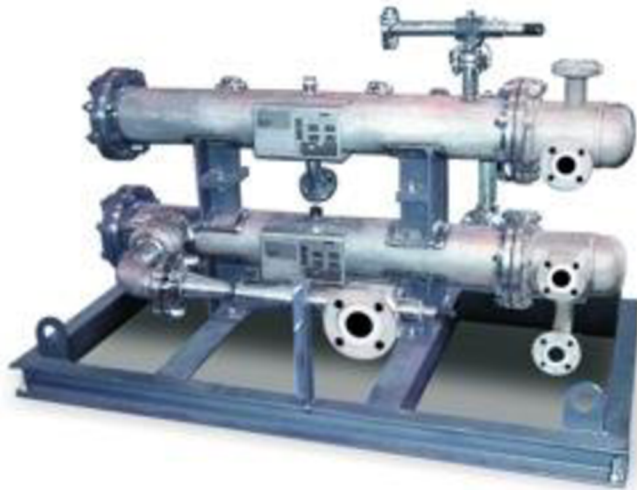
$$t_{PV1} = 434 \text{ °C} \quad (62)$$

$$i_{PV1} = i_3 = 3328,6 \text{ kJ/kg} \quad (63)$$

$$m_{PV1} = 0,331 \text{ t/h} \quad (64)$$

Paroproudá vývěva je zkreslený název pro daný výměník, protože je ve skutečnosti sestaven ze dvou vývěv. Jak již název napovídá, tak tyto vývěvy pohání pára, která odsává nekondenzující plyny z kondenzátoru (v praxi s nimi navíc odsává i určité množství páry z kondenzátoru). Tyto nekondenzující plyny spolu s pohánějící párou vstupují do první části výměníku, kde kondenzují cca 2/3 celkové páry, zbytek páry i s nekondenzujícími plyny vstupuje do druhé části výměníku, kde kondenzuje zbytek páry (zbylá 1/3 páry). Nekondenzující plyny odchází pryč z procesu.

V této pracovní soustavě pracuje i najížděcí ejektor, který zde ale není počítán, protože pracuje pouze při najíždění. Někdy jsou ovšem chybně vývěvy označovány za ejektory.



Obr. 5 Parouprůdová vývěva od firmy NASH [14]

Výstup kondenzátu páry vývěvy z první části (zkondenzuje cca 2/3 páry = 66%)

$$p_{PV2} = 0,3 \text{ bar} \quad (65)$$

$$t_{PV2} = f_{ceSAT}(p_{PV2}) = f_{ceSAT}(0,3) = 69,1 \text{ °C} \quad (66)$$

$$i_{PV2} = f_{ceSAT}(p_{PV2}) = f_{ceSAT}(0,3) = 289,2 \text{ kJ/kg} \quad (67)$$

$$m_{PV2} = 0,331 \cdot 0,66 = 0,218 \text{ t/h} \quad (68)$$

Výstup kondenzátu páry vývěvy z druhé části (zkondenzuje cca 1/3 páry = 34%)

$$p_{PV3} = 1,03 \text{ bar} \quad (69)$$

$$t_{PV3} = f_{ceSAT}(p_{PV3}) = f_{ceSAT}(1,03) = 100,4 \text{ °C} \quad (70)$$

$$i_{PV3} = f_{ceSAT}(p_{PV3}) = f_{ceSAT}(1,03) = 420,9 \text{ kJ/kg} \quad (71)$$

$$m_{PV3} = 0,331 \cdot 0,34 = 0,113 \text{ t/h} \quad (72)$$

Po smíšení dostaneme společný výstup z vývěv

$$p_{PV4} = 0,66 \cdot p_{PV2} + 0,34 \cdot p_{PV3} = 0,66 \cdot 0,3 + 0,34 \cdot 1,03 = 0,55 \text{ bar} \quad (73)$$

$$t_{PV4} = 0,66 \cdot t_{PV2} + 0,34 \cdot t_{PV3} = 0,66 \cdot 69,1 + 0,34 \cdot 100,4 = 79,8 \text{ °C} \quad (74)$$

$$i_{PV4} = 0,66 \cdot i_{PV2} + 0,34 \cdot i_{PV3} = 0,66 \cdot 289,2 + 0,34 \cdot 420,9 = 334,0 \text{ kJ/kg} \quad (75)$$

$$m_{PV4} = m_{PV1} = 0,331 \text{ t/h} \quad (76)$$

1.1.5 Nízkotlaká regenerace

Bod 1KUP (hlavní kondenzát na výstupu z KUP)

$$p_{1KUP} = p_{KČ} - \Delta p_{KUP} = 9,16 - 0,5 = 8,66 \text{ bar} \quad (77)$$

$$t_{1KUP} = f_{ce}(p_{1KUP}; i_{1KUP}) = f_{ce}(8,66; 170,7) = 40,6 \text{ °C} \quad (78)$$

$$i_{1KUP} = (i_{KČ} \cdot m_{KČ} + (i_{KUP1} \cdot m_{KUP1} - i_{KUP2} \cdot m_{KUP2})) / m_{1KUP} \quad (79)$$

$$i_{1KUP} = (164,7 \cdot 128,0 + (3054,4 \cdot 0,288 - 416,8 \cdot 0,288)) / 128,0$$

$$i_{1KUP} = 170,7 \text{ kJ/kg}$$

Bod 1PV (hlavní kondenzát na výstupu z vývěvy)

$$p_{1PV} = p_{1KUP} - \Delta p_{PV} = 8,66 - 0,5 = 8,16 \text{ bar} \quad (80)$$

$$t_{1PV} = f_{ce}(p_{1PV}; i_{1PV}) = f_{ce}(8,66; 169,9) = 40,4 \text{ °C} \quad (81)$$

$$i_{1PV} = (i_{1KUP} \cdot m_{1KUP} + (i_{PV1} \cdot m_{PV1} - i_{PV4} \cdot m_{PV4})) / m_{1PV} \quad (82)$$

$$i_{1PV} = (170,7 \cdot 128,0 + (3328,5 \cdot 0,331 - 334,0 \cdot 0,331)) / 128,0$$

$$i_{1PV} = 178,4 \text{ kJ/kg}$$

Bod 1CHP (hlavní kondenzát na výstupu z chladiče popele)

Po konzultaci byl stanoven ohřev kondenzátu v napájecí nádrži o 30°C, proto je výsledná teplota z chladiče popele o tuto úroveň snížena a samotný chladič popele musí zvětšit teplotu kondenzátu o cca 73°C.

$$p_{1CHP} = p_{1PV} - \Delta p_{NTO} = 8,16 - 0,7 = 7,46 \text{ bar} \quad (83)$$

$$t_{1CHP} = t_2 - 30 = 143,5 - 30 = 113,5 \text{ °C} \quad (84)$$

$$i_{1CHP} = f_{ce}(p_{1CHP}; t_{1CHP}) = f_{ce}(8,16; 113,5) = 476,6 \text{ kJ/kg} \quad (85)$$

1.2 Rekapitulace a výpočet hmotnostních průtoků

$$m_{3K} = 135 \text{ t/h} \quad (86)$$

$$m_{3K} = m_{3K} - m_{PV0} - m_{KUP0} = 135 - 0,331 - 1,145 = 133,5 \text{ t/h} \quad (87)$$

$$m_{2K} = m_2 = m_{3K} = 135 \text{ t/h} \quad (88)$$

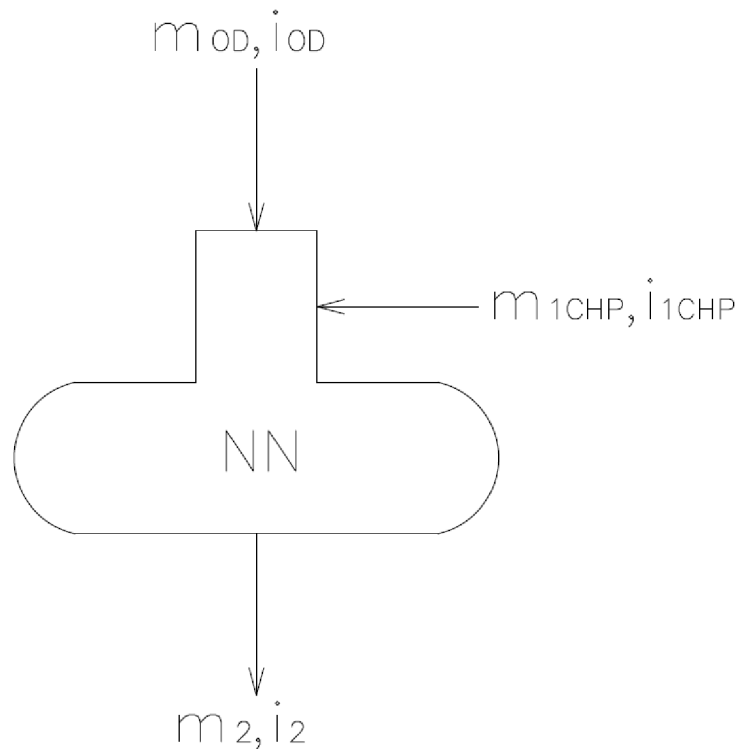
$$m_4 = m_3 + m_{KUP0} - m_{KUP1} - m_{OD}$$

$$m_4 = 133,5 + 1,145 - 0,288 - 6,98 = 127,40 \text{ t/h}$$

$$m_1 = m_4 + m_{KUP2} + m_{PV4} = 127,40 + 0,288 + 0,331 = 128,02 \text{ t/h} \quad (89)$$

Po konzultaci ve firmě se nepočítá s žádnou ztrátou pracovního média. V opačném případě by činila ztráta pracovního média netěsnostmi od 0,6 do 1,5% a ztráta odluhem obvykle od 1 do 3%. Tato ztráta pracovního média by byla vyrovnávána přidávkou vody do napájecí nádrže. Veškeré energetické a hmotnostní bilance by byly vztaženy na napájecí nádrž. [1]

1.2.1 Výpočet hmotnostního toku odběrem



Obr. 6 Hmotnostní a energetické toky napájecí nádrži

$$m_{OD} \cdot i_{OD} + m_{1CHP} \cdot i_{1CHP} = m_2 \cdot i_2 \quad (90)$$

$$m_{1CHP} = m_2 - m_{OD} \quad (91)$$

$$m_{OD} \cdot i_{OD} + m_2 \cdot i_{1CHP} - m_{OD} \cdot i_{1CHP} = m_2 \cdot i_2 \quad (92)$$

$$m_{OD} \cdot (i_{OD} - i_{1CHP}) = m_2 \cdot (i_2 - i_{1CHP}) \quad (93)$$

$$m_{OD} = m_2 \cdot (i_2 - i_{1CHP}) / (i_{OD} - i_{1CHP}) \quad (94)$$

$$m_{OD} = 135 \cdot (604,2 - 476,6) / (2943,7 - 476,6)$$

$$m_{OD} = 6,98 \text{ t/h}$$

1.3 Předběžný výpočet výkonu turbíny

$$P_i = H \cdot m_3 = 1013,9 \cdot 133,5 = 38021,9 \text{ kW} \quad (95)$$

Mechanické ztráty byly určeny na 1% vnitřního výkonu turbíny:

$$\xi_{MECH} = 0,01 \cdot P_i = 0,01 \cdot 38021,9 = 376,1 \text{ kW} \quad (96)$$

$$P_{SP} = P_i - \xi_{MECH} = 38021,9 - 376,1 = 37230,1 \text{ kW} \quad (97)$$

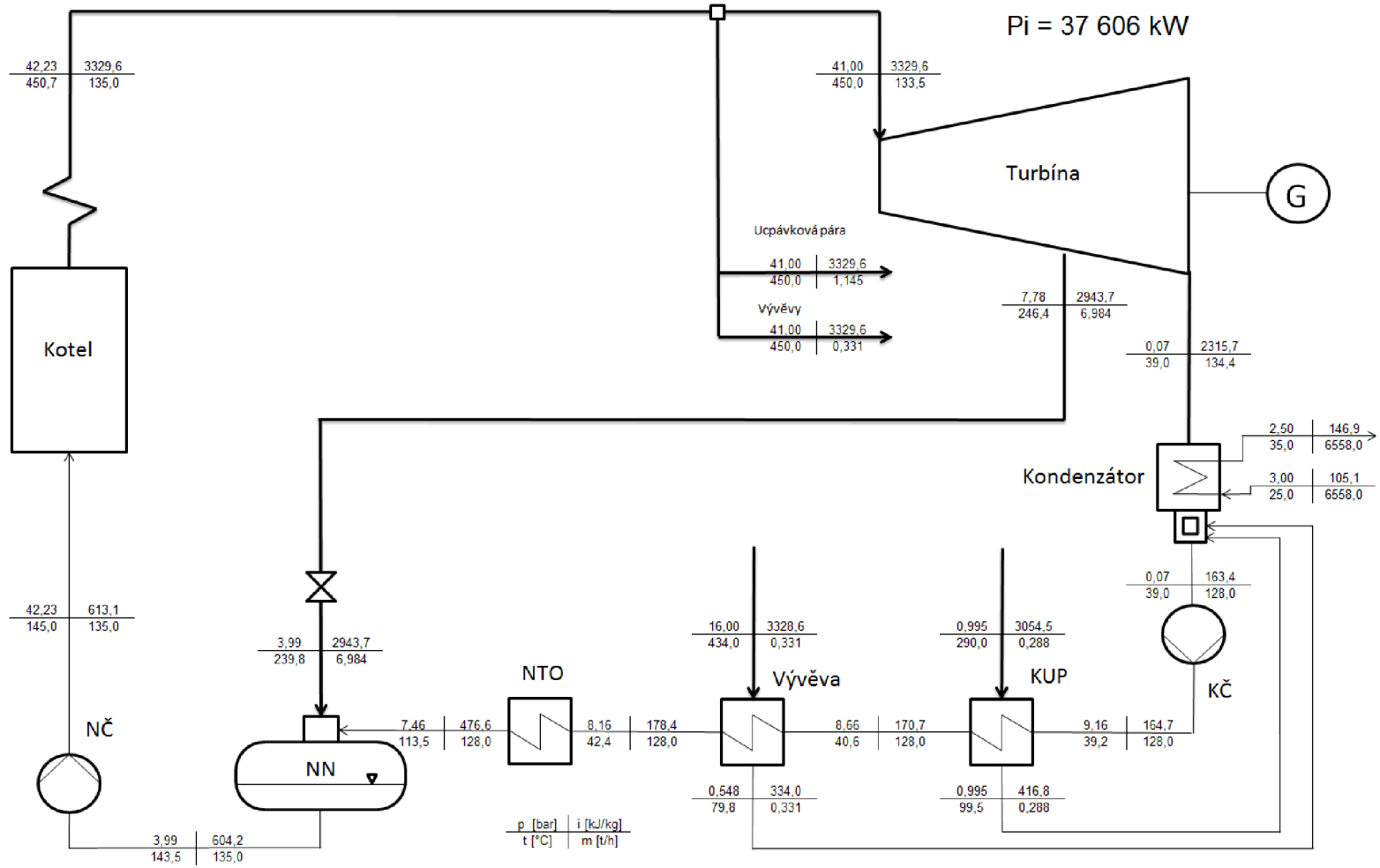
1.4 Bilanční schémata některých provozních stavů

Pro grafické znázornění bilančních schémat byly vybrány dva stavy, a to jmenovitý letní provoz a jmenovitý zimní provoz. Maximální letní provoz, jenž je zde i výše vypočítán, je požadován skrze následující výpočet a dimenzaci kondenzátoru. Maximální zimní provoz je nutný pro dimenzování kondenzátních čerpadel.

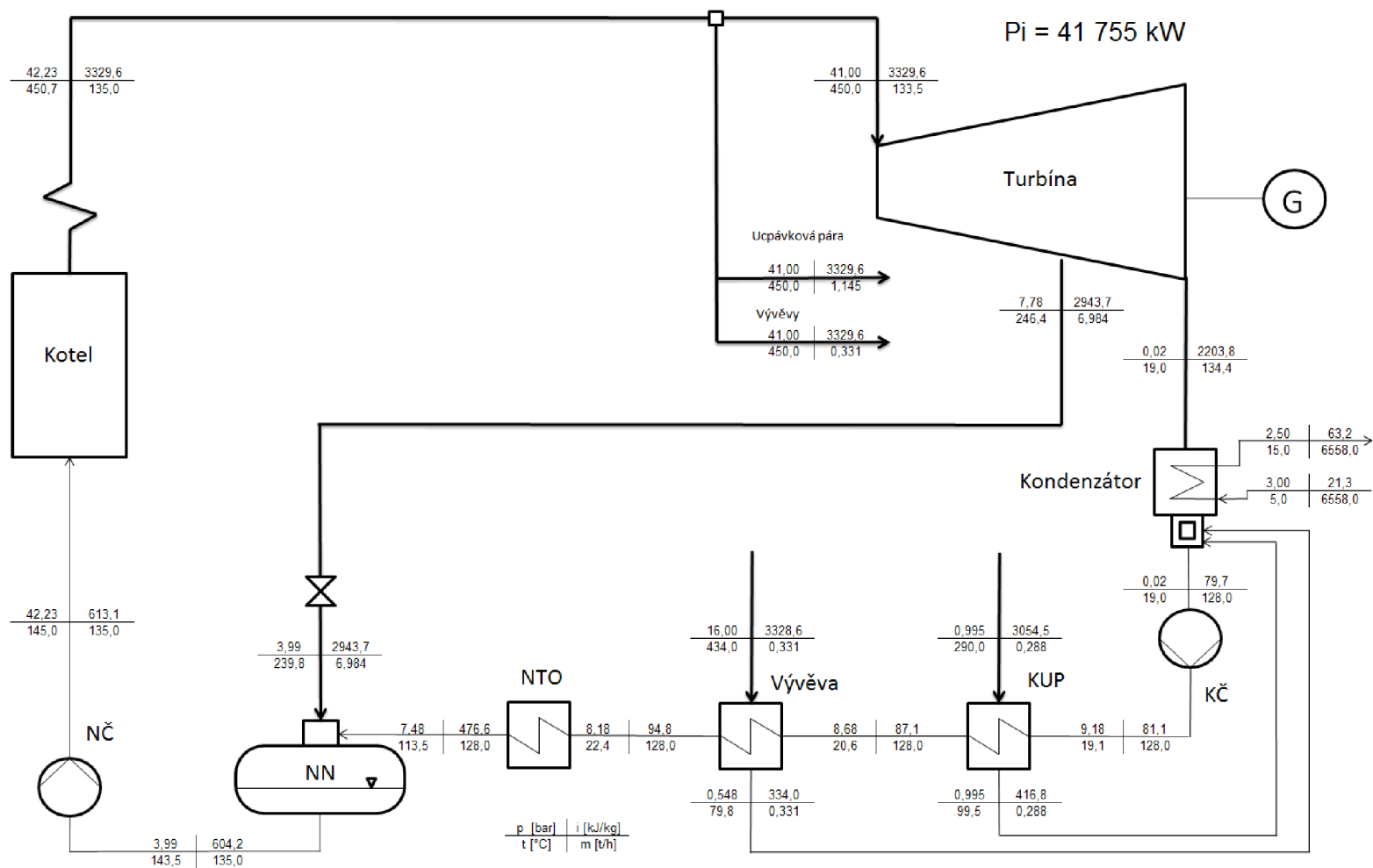
Jak je patrné i dle vložených schémat, tato část diplomové práce se zabývala parní a kondenzátní částí, výpočtem jednotlivých parametrů v daných bodech schématu včetně hmotnostních průtoků a předběžnému výpočtu výkonu turbíny. Lze vidět rozdílný výkon turbíny v závislosti na parametrech vstupní chladicí vody kondenzátoru a její vliv na vytváření vakua v kondenzátoru.

Samotný výpočet turbíny nebyl součástí této diplomové práce, ale byl konzultován ve firmě. Dimenzováním kondenzátoru se pak zabývám v jiné kapitole této diplomové práce. V této kapitole se nachází podrobný výpočet pro dimenzaci kondenzátního čerpadla, výpočet KUP a paroproudých vývěv včetně odplyňovací nádrže. Nebyl proveden podrobný výpočet pro dimenzování napájecího čerpadla z důvodu neznalosti hydraulické stránky kotle.

Obr. 7 Bilanční schéma jmenovitého letního provozu



Obr. 8 Bilanční schéma jmenovitého zimního provozu



2 P&I diagram

2.1 KKS systém

2.1.1 Původ vzniku

KKS systém, neboli Kraftwerk Kenzichensystem (Systém značení elektráren). Je to kódované označení zařízení s cílem přesné specifikace a popisu jednotlivých zařízení tak, aby vyhovovalo potřebám automatizace systémů a jejich řízení v energetických provozech. Tento systém byl vypracován v 60. letech minulého století klíčovými výrobci energetických zařízení pod vedením firmy VGB Group. Jeho účinnost přišla v 70. letech minulého století, odkdy se začal valně používat v Evropské unii. Dokonce tento systém značení přejali i státy jako Austrálie či Jihoafrická republika.

Tento systém je využíván hlavně v energetice. Bylo plánováno i jeho rozšíření do dalších oborů, jako petrochemie, ale k tomuto rozšíření bohužel nedošlo.

Nyní následuje rešerše s postupem značení systému KKS. Jako zdroj informací celé této následující kapitoly o systému značení KKS sloužila podniková norma [15].

2.1.2 Členění

Číslo stupně členění	0	1	2	3
Označení technologické	Celkové zařízení	Označení systému, funkce	Označení agregátu, zařízení	Označení komponentu

Obr. 9 Stupně členění KKS systému

Pro členění KKS systému se využívá číselného a písmenného označení. Písmenné označení je exaktně definované, ale číselné označení je libovolné a tudíž je jen záležitostí dané firmy.

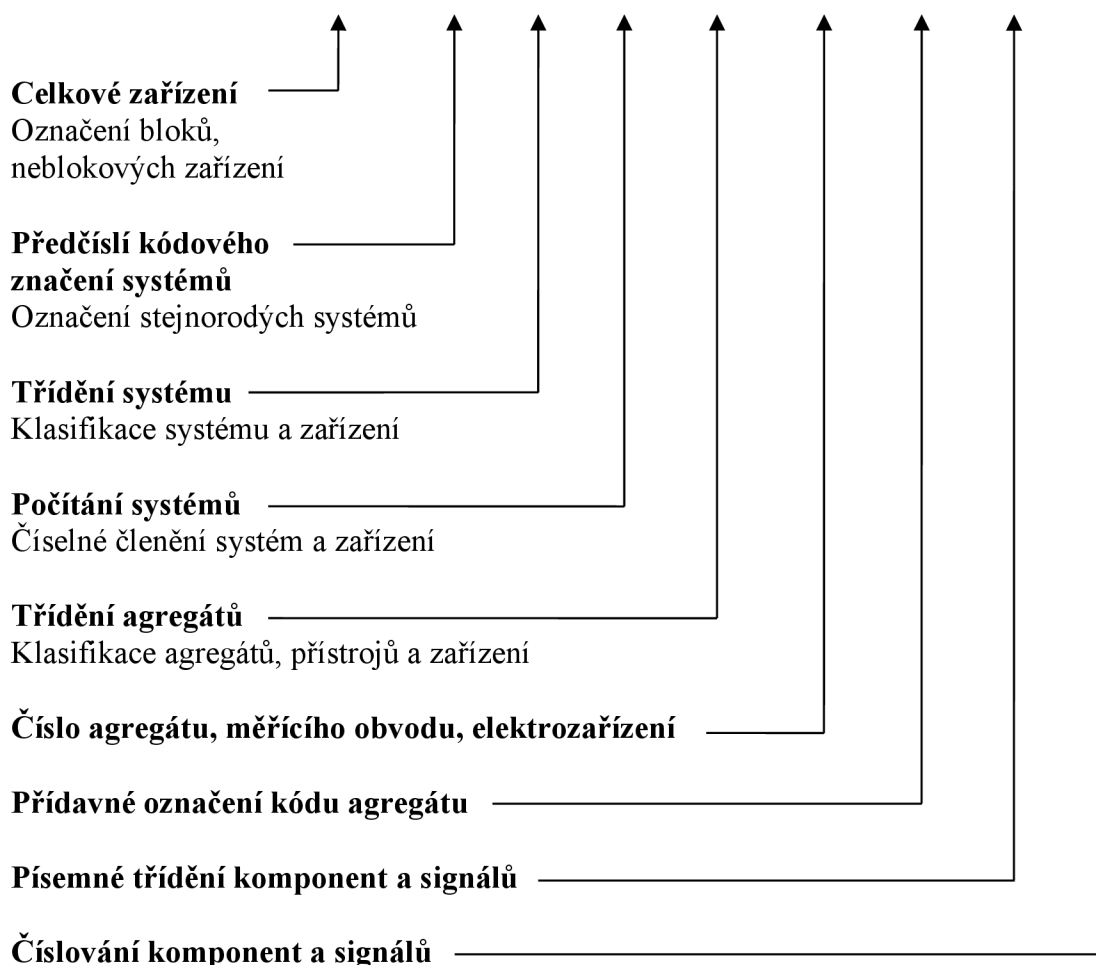
Základy označení

Celkové zařízení	Elektrárna či výrobní blok.
Systém (funkce)	Soustava strojů, zařízení a přístrojů plnících určitou funkci v technologii.
Agregát (zařízení)	Stroj či zařízení, jenž se sestává z jednoho či více komponentů (čerpací agregát = čerpadlo, hydraulická spojka, motor).

Komponent Funkční součást agregátu. Komponenta může být dále členěna do strukturálních prvků. Tyto prvky jsou uváděny na rozpiskách materiálů a nejsou značeny pomocí KKS systému.

Složení členění KKS

Číslo stupně členění	0	1			2			3	
Značení podle technologického procesu	Celkové zařízení	Označení systému			Označení agregátu, zařízení			Označení komponentu	
Označení datového místa	G	F ₀	F ₁ F ₂ F ₃	F _N	A ₁ A ₂	A _N	A ₃	B ₁ B ₂	B _N
Druh datového místa	(A) nebo (N)	(N)	AAA	NN	AA	N ₁ N ₂ N ₃	(A)	AA	NN



Obr. 10 Složení členění KKS [15]

A písmenné znaky (latinská abeceda mimo I a O a zvláštních znaků)
 N číselné znaky (arabské číslice)

Datová místa označená závorkami () mohou odpadnout, zůstane-li označení jednoznačné.

Systémy – písmenné značení hlavních skupin dle datového místa F₁

- A - Síťová a rozvodná zařízení elektro
- B - Vývod energie a napájení vlastní spotřeby
- C - Zařízení systému řízení a kontroly (členění podle řídicích úkolů)
- D - Zařízení systému řízení a kontroly (použit jen tehdy, pokud nestačí CM - CT)
- E - Zásobování konvenčním palivem a odstraňování zbytků
- F - Manipulace s jaderným zařízením
- G - Zásobování vodou a odvod odpadní vody
- H - Konvekční výroba tepla
- J - Jaderná výroba tepla
- K - Pomocná zařízení pro jadernou výrobu energie
- L - Parní, vodní a plynové okruhy
- M - Hlavní soustrojí
- N - Dodávka energie pro cizí uživatele (např. dodávka dálkového tepla)
- P - Systémy chladicí vody
- Q - Pomocné systémy
- R - Výroba a úprava plynů
- S - Vedlejší systémy
- T - zablokováno pro nově vznikající technologie
- U - Stavební objekty
- V - Zablokováno pro nově vznikající technologie

W - Solární zařízení

X - Velké stroje (ne hlavní soustrojí)

Y - Zablokováno pro nově vznikající technologie

Z - Provozní a kancelářské zařízení

Každý systém je podrobně rozepsán v databázi KKS. Byla vytvořena podrobná databáze systémů se značením od F₁ přes F₂ detailně až po F₃. Tato databáze obsahuje cca 35 stran textu a nebude zde blíže rozepisována.

AGREGÁTY - písmenné značení hlavních skupin podle datového místa A₁.

A - strojní celky (stroje vč. pohonů, příslušenství atd.)

B - celky zařízení (vč. příslušenství)

C - obvody přímého měření

D - regulační obvody se zpětnou vazbou

E - zpracování analogových a binárních signálů

F - obvody nepřímého měření

G - elektrotechnická zařízení

H - podsestavy hlavních a velkých strojů

Značení důležitých (hlavních) agregátů

AA - armatury včetně pohonů i ručních

AC - výměníky tepla vč. příslušenství (bez vlastního zdroje energie)

AH - topné, chladičí a klimatizační jednotky, výměníky tepla se zdrojem energie a/nebo pohonem

AJ - zařízení na redukci velikosti (jen jako součást procesu)

AN - kompresorová, ventilátorová a dmychadlová soustrojí

AP - čerpací soustrojí

AT - čistící, sušící, filtrační a odlučovací zařízení

AU - brzdy, spojky, převodovky (neelektrické převodníky)

AV - spalovací zařízení

BB - nádrže

- BF - základy
- BN - vývěvy, ejektory, injektory
- BQ - závěsy, podpěrné konstrukce, stojany, potrubní průchody
- BR - potrubí, kanály, žlaby
- BS - tlumiče hluku
- BU - izolace, opláštění

- CD - hustota
- CE - elektrické veličiny (proud, napětí, výkon, elektrický kmitočet)
- CF - průtok, množství
- CG - vzdálenost, délka, poloha, směr otáčení
- CH - ručně ovládané vstupy (ručně ovládaná čidla)
- CK - čas
- CL - hladina (i pro dělicí čáru)
- CM - vlhkost
- CP - tlak
- CQ - kvalitativní veličiny (analýzy, vlastnosti látek jiné než CD, CM a CV)
- CR - veličiny záření
- CS - rychlost, počet otáček, kmitočet (mechanický), zrychlení
- CT - teplota
- CU - kombinované a jiné proměnné (pevnost, entropie, entalpie, tepelný výkon, tepelný tok)
- CV - viskozita
- CW - hmotnost, síla, krouticí moment
- CX - tok neutronů (pro výkon reaktoru)
- CY - chvění, roztažnost, vibrace

KOMPONENTY - písmenné značení podle datového místa B₁.

- K - strojní komponenty
- M - strojní komponenty
- Q - komponenty přístrojového a řídicího vybavení (ne elektrotechnické)
- - elektrotechnické komponenty
- X - zpracování analogových a binárních signálů
- Y - obvody nepřímého měření
- Z - elektrotechnická zařízení

Značení důležitých komponent

- KA - šoupátka, ventily, klapky, kohouty, hradítka, pojistné membrány, škrťací clo-ny, potrubní filtry a síta
 KC - chladiče, ohříváky
 KD - nádoby, zásobní nádrže, vyrovnávací nádrže
 KF - kontinuální dopravníky, podavače, pohyblivé schody
 KJ - stroje na redukci rozměrů (mlýn, drtič)
 KN - kompresory, ventilátory, dmychadla, ejektory
 KP - čerpadla
 KT - stroje na čištění, sušení, filtraci a odlučování, odplynovače
 KV - hořáky, spalovací rošty
- MG - převodovky
 MK - spojky
 MM - motory (ne elektrické)
 MR - potrubní části (oblouky, ohyby, příruby, kompenzátory, fitinky, montážní vložky, přechody, výlevky, tvarovky, ...), části kanálů
 MS - servopohony (ne elektrické)
 MT - turbíny (ne hlavní ani velké stroje)
 MU - převody (ne elektrické), převodníky a pomocné pohony jiné než převodovky, posilovače
- C - kondenzátory
 -G - generátory, napájecí zdroje, akubaterie, střídače, výkonové usměrňovače
 -M - elektromotory i elektrické motory servopohonů
 -Y - elektrické servomagnety, např. Solenoidy (nikoliv elektromotory)

Číslování v systému KKS

Číslo stupně členění	0	1	2	3
Označení podle technolog. procesu	Celkové zařízení	Označení systému (funkce)	Označení agregátu	Označení komponentu
Označení datového místa	G	F ₀ F ₁ F ₂ F ₃ F _N	A ₁ A _N A ₃	B ₁ B ₂ B _N
Druh datového místa	A nebo N	(N) AAA NN	AA NNN (A)	AA NN

Obr. 11 Číslování v systému KKS [15]

A = písmenné znaky (latinská abeceda mimo I a O a zvláštní znaky)

N = číselné znaky (arabské číslice)

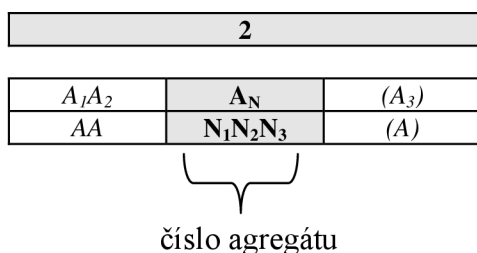
Datová místa označená závorkami () mohou být vynechána, pokud je označení jednoznačné.

Zásady číslování datového místa F_N :

- 1) Číslování se začne vždy desítkou, dojde-li ke změně v předcházející části ($F_1F_2F_3$)
- 2) Číslo systému se mění při změně konstrukční teploty či tlaku
- 3) Číslo systému je dále možné změnit při překročení počtu potrubních větví, tedy více než 9
- 4) Číslování systému může probíhat s mezerami (př. po MAJ30 může jít rovnou MAJ50)
- 5) Směr číslování je shodný se směrem toku média
- 6) Číslování se řídí podle priorit či podle určitého pohledu (př. od vrchu dolů)
- 7) K číslování systémů agregátů se používají zpravidla celé desítky. Potrubní systémy vstupující do agregátů označujeme na místě N_{12} jedničkou, výstupy pak dvojkou

Hranice změn systému se značí tzv. „dutým špendlíkem“

Číslování na úrovni agregátů (Stupeň členění 1 – označení datového místa A_N)



Obr. 12 Číslování na úrovni agregátů [15]

Číslování strojů a zařízení

Číslování na datovém místě A_N u strojů a zařízení, jako jsou čerpací agregáty (AP), ventilátory a kompresory (AN), a jiné, se řídí následujícími zásadami:

První číslo N_1 rozlišuje instalovaný pohon:

- 010 – 090 bez pohonu
- 110 – 190 elektrický pohon (elektromotor), elektrické napájení
- 210 – 290 pohon parní turbínou
- 310 – 390 pohon plynovou turbínou
- 410 – 490 pohon spalovacím motorem

- 510 – 590 hydraulický pohon
- 610 – 690 pneumatický pohon
- 710 – 790 vodní pohon
- 810 – 890 větrný pohon
- 910 – 990 neobsazeno

Druhé číslo N_2 je určeno pro pořadové číslování

Z praxe vyplynulo, že stroje a zařízení je nutné přednostně rozlišovat již ve stupni členění 1 na datovém místě F_N z důvodu, že měření na zařízeních nese označení pouze ze stupně členění 1. Rozlišování agregátů a zařízení až v označení agregátů na datovém místě A_N číslem N_2 (AP110, AP120 resp. AC110, AC120, AC130 apod.) by vedlo k neidentifikovatelnému označování, zejména položek měření od 10 do 99, což je z hlediska provozu, provozních předpisů, údržby a databázového zpracování nepřijatelné. Pořadovému značení číslem N_2 na datovém místě A_N se však někdy nevyhne, např. zdvojené filtry mazacího oleje MAV35AT010 a AT020 mají společné měření. Číslování na datovém místě F_N se u stavebních objektů odvíjí od kódového čísla podlaží.

Třetí číslo N_3 je zatím nevyužité

Armatury

Zásady značení číslování armatur (AA):

První číslo N_1 rozlišuje druh či funkci armatury

- 010 – 099 armatury všeobecně bez pohonu či s ručním pohonem
- 110 – 199 armatury regulační s hydraulickým, pneumatickým či elektrickým servopohonem
- 210 – 299 armatury uzavírací s hydraulickým, pneumatickým či elektrickým servopohonem
- 310 – 399 pojistné ventily
- 410 – 499 solenoidové ventily
- 510 – 599 zpětné armatury (bez pohonu či s pohonem)
- 610 – 699 odvodňovací a vypouštěcí armatury
- 710 – 799 odvzdušňovací a zavzdušňovací armatury
- 810 – 899 oddělovací armatury pro impulsní potrubí
- 910 – 999 speciální armatury (včetně pružinového pohonu)

* Čísla 1 až 5 jsou nadřazená číslům 6 a 7

Druhé číslo N_2 je pro dekadické pořadové číslování a je shodné s pořadovým číslem potrubní větve (ve které je armatura nainstalována). K číslování potrubních větví se používá přednostně celých desítek.

Třetí číslo N_3 slouží k pořadovému číslování armatur ve stejné potrubní větvi použitím čísel 0 až 9 (pro každý druh, či funkce vždy od nuly). První armatura má vždy na konci nulu, další stejná armatura jedničku atd.

Potrubí

První číslo N_1 určuje účel potrubí

- 010 – 090 potrubí systémů (doporučeno pro hlavní potrubní systémy)
- 110 – 590 potrubí systémů pokud nestačí 010 - 090
- 610 – 690 potrubí odvodňovací a vypouštěcí
- 710 – 790 potrubí odzdušňovací a zavzdušňovací
- 810 – 890 impulsní potrubí k měření
- 910 – 990 neobsazeno

Druhé číslo N_2 je pro pořadové číslování potrubních větví a používá celých desítek. Pokud je počet potrubních větví v daném systému větší než devět, je nutné systém vhodně rozdělit na datovém místě F_N použitím jednotkových čísel na pozici N_{12} (např. poslední větev je LCW20 BR090, a tak dále pokračujeme LCW21 BR010 atd.).

Ke změně číslo potrubní větve dochází nejčastěji při:

- Odbočky z potrubí a obtoky
- Změna jmenovité světlosti potrubí v přechodovém kusu
- U větších zařízení (čerpadla, ohříváky)
- Změna dodavatele
- Změna materiálu potrubí

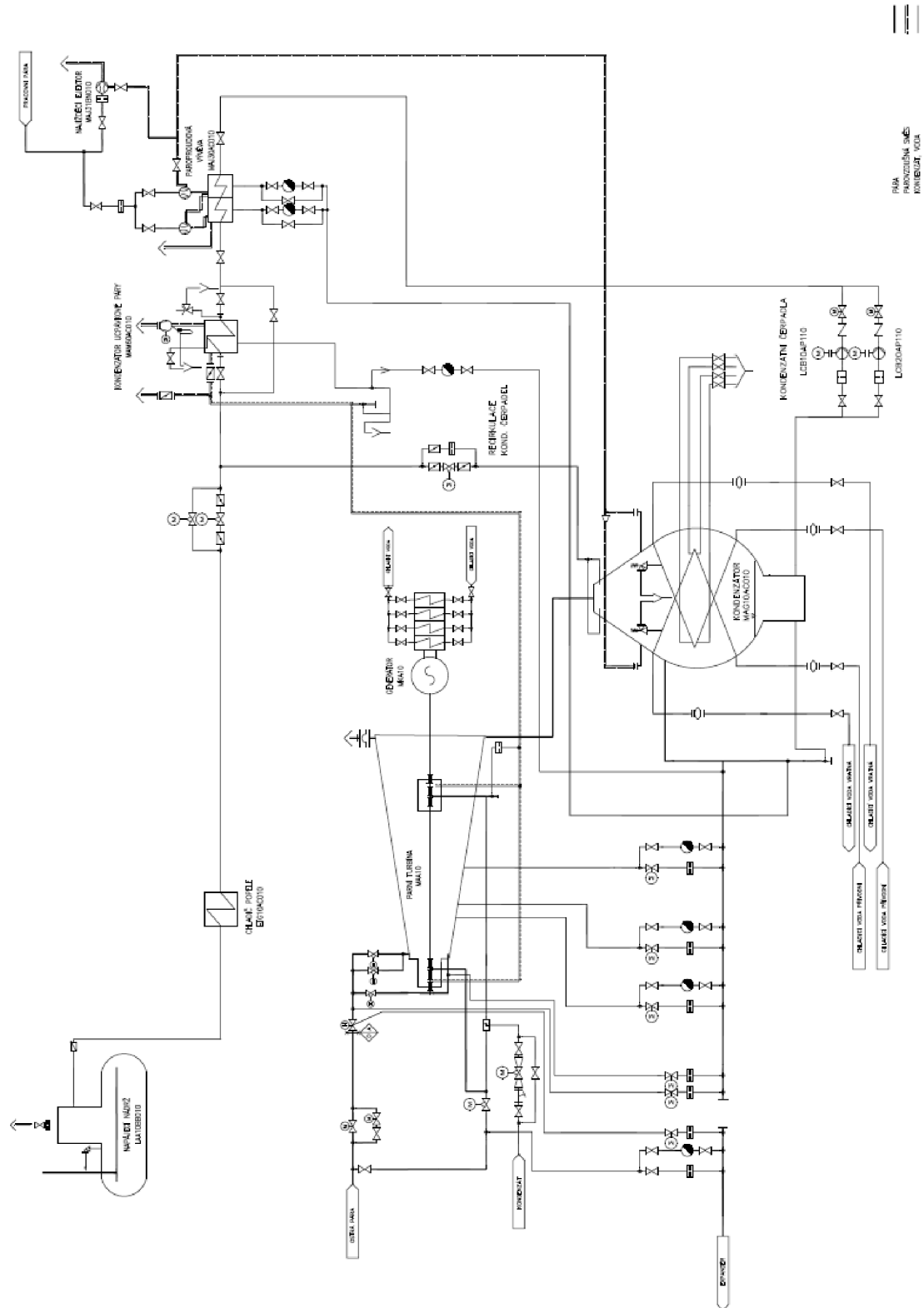
Třetí číslo N_3 je rezerva po dodatečné větve, pokud by přeznačení znamenalo značné změny, tak se využije označení dodatečné větve pořadovým číslem na tomto místě, aby nedošlo k narušení posloupnosti.

2.2 Seznam hlavních zařízení DP a jejich značení dle KKS

- MAA10 Parní turbína
- MAG10AC010 Kondenzátor
- MAJ30AC010 Paroproudá vývěva
- MAJ31BN010 Najížděcí ejektor
- MAM60AC010 Kondenzátor ucpávkové páry
- MKA10 Generátor

- LAA10BB010 Napájecí nádrž
- LCB10AP110 Kondenzátní čerpadlo 1
- LCB20AP110 Kondenzátní čerpadlo 2
- ETG10AC010 Chladič popele
- H Kotel
- PAC10AP110 Čerpadlo hlavního chladicího okruhu 1
- PAC20AP110 Čerpadlo hlavního chladicího okruhu 2
- PAH10AP110 Čerpadlo systému Taprogge
- PAH11AT010 Třidič elementů kontinuálního čištění kondenzátoru 1
- PAH12AT010 Třidič elementů kontinuálního čištění kondenzátoru 2

2.3 P&I diagramy



Obr. 13 P&I diagram podrobným zapojením příslušenství s prvky KKS systému hlavních zařízení

2.4 Shrnutí kapitoly

Tato kapitola je rešerší zabývající se systémem KKS a jeho značením strojních (energetických) prvků a zařízení. Byla vytvořena z firemních podkladů a slouží jako podrobný manuál pro uživatele této diplomové práce, kteří by se ji rozhodli využít k popsání schémat systémem KKS.

Hlavní částí této kapitoly bylo vytvoření P&I diagramu, jenž vychází z bilančního schématu, a popsání jeho hlavních částí systémem KKS. Nakonec byly vytvořeny dva P&I diagramy.

První se zabývá zjednodušeně pouze hlavním příslušenstvím, které bylo detailněji zpracováváno v předchozí kapitole této diplomové práce. Nalezneme zde podrobnější nákres zapojení kondenzátoru ucpávkové páry (KUP), stejně jako nákres zapojení paroproudé vývěvy, která je popsána již v předchozí kapitole. Dospěli jsme k závěrům, že paroproudá vývěva je vlastně tvořena dvěma vývěvami. V neposlední řadě je zde také zpracováno detailní zapojení najížděcího ejektoru a odvodnění turbíny včetně odvodu zkondenzované páry v turbíně do kondenzátoru.

Druhý P&I diagram je komplexnější a zabývá se celým oběhem páry a kondenzátu. Dále je zde vyznačeno detailní zásobování kondenzátoru chladicí vodou, včetně kontinuálního čištění kondenzátoru systémem Taprogge.

Všechny tyto diagramy byly vypracovávány ve spolupráci s panem Oldřichem Šandou, bez jehož dlouholetých zkušeností by byla tato kapitola téměř nerealizovatelná.

Detailnější popsání P&I diagramů, tedy popsání všech potrubí a armatur KKS systémem nebylo realizováno, protože nebylo cílem zadání této diplomové práce. Postup tohoto značení je ale na začátku této kapitoly podrobně vysvětlen.

Navíc by detailnější popsání P&I diagramů vedlo k nepřehlednosti diagramů, bylo by časově velmi náročné a vyžadovalo by rozsáhlejších zkušeností se systémem značení KKS.

3 Výpočet kondenzátoru

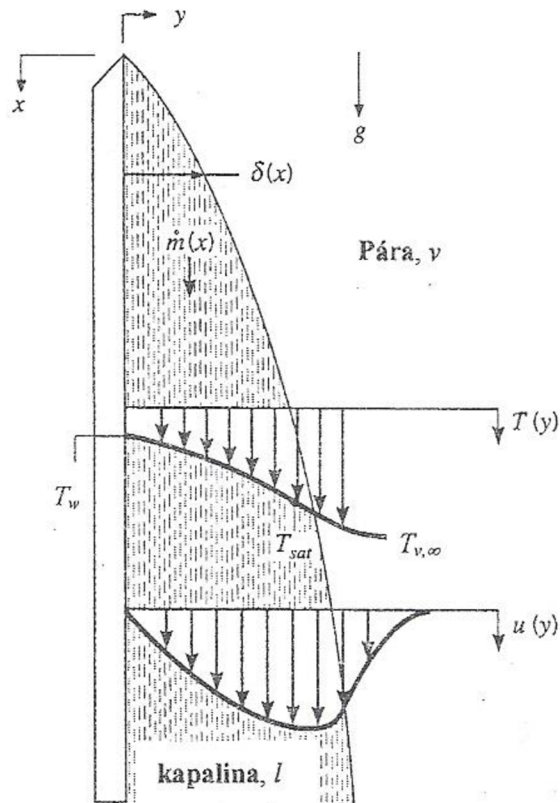
Tato část diplomová práce se zabývá hrubým návrhem kondenzátoru, u kterého je zapotřebí určení součinitele prostupu tepla, stanovení teplosměnné plochy, následný návrh trubkového svazku a nakonec základní obrisy celkového kondenzátoru.

3.1 Úvod do studie o kondenzaci

Kondenzace probíhá za konstantní teploty i konstantního tlaku. Pára v kondenzátoru kondenzuje na ochlazovaných částech (teplosměnných trubkách). Následně na ochlazeném povrchu vzniká blánová či kapková kondenzace.

Blánová kondenzace probíhá na smáčivém povrchu a kapková na nesmáčivém. Kapková kondenzace je nestálý a krátkodobý děj, avšak s velmi intenzivním prostupem tepla (cca 15 až 20krát větší než při blánové kondenzaci). Tento rozdíl pravděpodobně spočívá v kontaktu páry s ochlazeným povrchem. Zatímco u blánové kondenzace je pára ve styku se stékající blánou kondenzátu, tak při kapkové kondenzaci je pára ve styku přímo s ochlazeným povrchem. V klasických kondenzátorech, kde se pára neznečišťuje žádnými oleji a podobnými látkami, tak převažuje v naprosté většině blánová kondenzace. [7]

Kondenzátory se většinou konstruují horizontální, a to z toho důvodu, že u svislých teplosměnných trubek dochází k nárůstu blány a směrem dolů ke zvyšující rychlosti stékání kondenzátu. Přitom dochází od shora dolů ke změně proudění od laminárního po turbulentní a spolu s nárůstem tloušťky blánové vrstvy nastává i zmenšení prostupu tepla. Proto se vertikální kondenzátory, tedy jejich teplosměnné trubky, musí vyrábět s odkapávacími kroužky, aby nedocházelo k nárůstu blány. [7]



Obr. 15 Blánová kondenzace na vertikální ploše [6]

3.2 Z praxe o kondenzaci

Jak již bylo řečeno, tak v kondenzátoru probíhá kondenzace páry (změna stavu skupenství z plynného na kapalné). U parního kondenzátoru můžeme předpokládat čistě blánovou kondenzaci, pokud je povrch trubek čistý. Následně pára vytváří tenkou vrstvu kondenzátu na trubkách, jež gravitačně stéká směrem dolů. Pokud pára při vstupu do kondenzátoru vytváří nánosy na teplosměnných trubkách či dochází ke korozi těchto trubek (zvyšuje se drsnost povrchu trubek), poté narůstá vrstva kondenzátového filmu a dochází ke snížení intenzity prostupu tepla.

Všechny fyzikální veličiny páry a kondenzátu uvnitř kondenzátoru se určují pro teplotu sytosti kondenzující páry. [1]

Menší kondenzátory jsou většinou horizontálního kruhového průřezu, vstupní hrdlo páry mají pevně spojené (svažené) s výstupem z parní turbíny a dilatace je umožněna pomocí válcových pružin, na kterých samotný kondenzátor sedí. [4]

Velké kondenzátory mají povětšinou obdélníkového příčného průřezu a sedí na diskových pružinách. Zvláštností je uspořádání teplosměnných trubek do meandrů, jež umožňuje řízené proudění páry a nekondenzujících plynů. [4]

Kondenzátory lze ale také dělit dle počtu průchodu chladicího média (vody) kondenzátorem na jednocestné, dvoucestné, třícestné a vícecestné. [1]

Kondenzace páry v parním kondenzátoru je velmi složitý proces, protože do kondenzátoru nevstupuje pouze čistá pára, ale i nekondenzující plyny, a proto se jedná o kombinovaný přenos tepla a hmoty. Dalším z problémů také je, že v různých místech kondenzátoru se nachází různá rychlost parovzdušné směsi, různé teploty směsi aj. Protože je v kondenzátoru hodně veličin o proměnlivých parametrech, tak zde selhává teoretický výpočet a přesnějších výpočtů lze dosáhnout použitím tzv. HEI podkladů. „Heat Exchange Institute“ (HEI) je americká společnost, jež na základě objednávky výrobců turbín proměřila pracující kondenzátory a vytvořila z nich empirické podklady pro návrh kondenzátorů. Především pak určila empirickou závislost součinitele prostupu tepla na materiálu trubkového svazku a parametrech chladicí vody a tím velkou měrou zjednodušila výpočet kondenzátoru. [1]

Tato diplomová práce bude využívat poslední revizi HEI normy, a to 10. vydání, pro povrchové kondenzátory z roku 2006. [17]



Obr. 16 Kondenzátor [12]

3.3 Výchozí hodnoty

Chladicí voda - vstup

$$t_{\text{CHL1}} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (98)$$

$$p_{\text{CHL1}} = 3 \text{ bar} \quad (99)$$

$$i_{\text{CHL1}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL1}}; t_{\text{CHL1}}) = f_{\text{ce}}(3; 25) = 105,1 \text{ kJ/kg} \quad (100)$$

$$c_{\text{PVCHL1}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL1}}; t_{\text{CHL1}}) = f_{\text{ce}}(3; 25) = 4,181 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \quad (101)$$

$$\rho_{\text{CHL1}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL1}}; t_{\text{CHL1}}) = f_{\text{ce}}(3; 25) = 997,1 \text{ kg/m}^3 \quad (102)$$

Chladicí voda - výstup

$$t_{\text{CHL2}} = t_{\text{CHL1}} + \Delta t_{\text{CHL}} = 25 + 10 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (103)$$

$$p_{\text{CHL2}} = p_{\text{CHL1}} - \Delta p_{\text{CHL}} = 3 - 0,5 = 2,5 \text{ bar} \quad (104)$$

$$i_{\text{CHL2}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL2}}; t_{\text{CHL2}}) = f_{\text{ce}}(2,5; 35) = 146,9 \text{ kJ/kg} \quad (105)$$

$$c_{\text{PVCHL2}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL2}}; t_{\text{CHL2}}) = f_{\text{ce}}(2,5; 35) = 4,196 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} \quad (106)$$

$$\rho_{\text{CHL2}} = f_{\text{ce}}(p_{\text{CHL2}}; t_{\text{CHL2}}) = f_{\text{ce}}(2,5; 35) = 994,1 \text{ kg/m}^3 \quad (107)$$

Tlaková ztráta chladicí vody Δp_{CHL} v kondenzátoru byla dle zkušeností firmy zvolena 0,5 bar, ale přesněji bude proveden ucelený výpočet hydraulických ztrát.

Kondenzát - vstup (z bilančních výpočtů)

$$i_{\text{K1}} = i_4 = 2315,7 \text{ kJ/kg} \quad (108)$$

$$p_{\text{K1}} = p_4 = 0,07 \text{ bar} \quad (109)$$

$$t_{\text{K1}} = t_4 = 39 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (110)$$

$$m_{\text{K1}} = m_4 = 127,40 \text{ t/h} \quad (111)$$

Kondenzát - výstup (z bilančních výpočtů)

$$i_{\text{K2}} = i_1 = 163,4 \text{ kJ/kg} \quad (112)$$

$$p_{\text{K2}} = p_1 = 0,07 \text{ bar} \quad (113)$$

$$t_{\text{K2}} = t_1 = 39 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (114)$$

$$m_{\text{K2}} = m_1 = 128,02 \text{ t/h} \quad (115)$$

3.3.1 Výpočet suchosti a měrného objemu páry vstupující do kondenzátoru

Většinou bývá suchost páry zadána pro návrh a výpočet kondenzátoru. V tomto případě ji lze vypočítat z údajů kapitoly 2. [1]

Výpočet suchosti páry X

$$X = \frac{i_p - i'}{i'' - i'} \quad (116)$$

$$i_p = i_{K1} = 2315,7 \text{ kJ/kg} \quad (117)$$

$$i' = i_{K2} = 163,4 \text{ kJ/kg} \quad (118)$$

$$i'' = fce(t_{K1}; X) = fce(39; 1) = 2571,8 \text{ kJ/kg} \quad (119)$$

Dosazením hodnot entalpií páry do vzorce 112 je získána hodnota suchosti páry

$$X = \frac{2315,7 - 163,4}{2571,8 - 163,4}$$

$$X = 0,8937 \text{ [-]}$$

$$X = 89,37 \%$$

i'' je entalpie syté páry, tedy při suchosti páry $X = 1$

Výpočet měrného objemu mokré páry

$$v_p = X \cdot (v'' - v') + v' \quad (120)$$

v' znamená měrný objem kondenzátu jako syté kapaliny

$$v' = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$$

v'' znamená měrný objem syté páry

$$v'' = 20,526 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_p = 0,8937 \cdot (20,526 - 0,001) + 0,001$$

$$v_p = 18,344 \text{ m}^3/\text{kg}$$

3.4 Výpočet tepelného výkonu kondenzátoru

Je to množství tepla vstupujícího párou z parní turbíny nutné k odvedení chladicí vodou tak, aby veškerá pára zkondenzovala.

$$Q_{OD} = m_4 \cdot (i_4 - i_1) \quad (121)$$

$$Q_{OD} = 35,39 \cdot (2315,7 - 163,4)$$

$$Q_{OD} = 76 \text{ 168 kW}$$

Hodnotu hmotnostního toku je nutné dosazovat v základních jednotkách, proto je $m_4 = 35,39 \text{ kg/s}$.

3.5 Výpočet průtoku chladicí vody

Ze zákona zachování energie dokážeme zjistit při znalosti tepla nutného k odvedení v kondenzátoru a z parametrů chladicí vody, jaké množství chladicí vody je potřebné k odvedení tohoto vypočteného tepla. Následně bude tento údaj použit při návrhu trubkového svazku.

$$m_4 \cdot (i_4 - i_1) = m_{CHL} \cdot c_{PVSTR} \cdot (t_{CHL2} - t_{CHL1}) \quad (122)$$

$$m_{CHL} = \frac{m_4 \cdot (i_4 - i_1)}{c_{PVSTR} \cdot (t_{CHL2} - t_{CHL1})} \quad (123)$$

$$c_{PVSTR} = \frac{c_{PVCHL1} + c_{PVCHL2}}{2} \quad (124)$$

$$c_{PVSTR} = \frac{4,181 + 4,196}{2}$$

$$c_{PVSTR} = 4,189 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$m_{CHL} = \frac{35,38 \cdot (2315,7 - 163,4)}{4,189 \cdot (35 - 25)}$$

$$m_{CHL} = 1821,60 \text{ kg/s} = 6557,75 \text{ t/h}$$

3.6 Střední logaritmický teplotní spád

Součinitel potřebný k výpočtu teplosměnné plochy kondenzátoru je důležitý zejména z toho důvodu, že chladicí voda prouděním v trubce mění svoji teplotu a tuto teplotní diferenci zohledňuje právě střední logaritmický teplotní spád. [6]

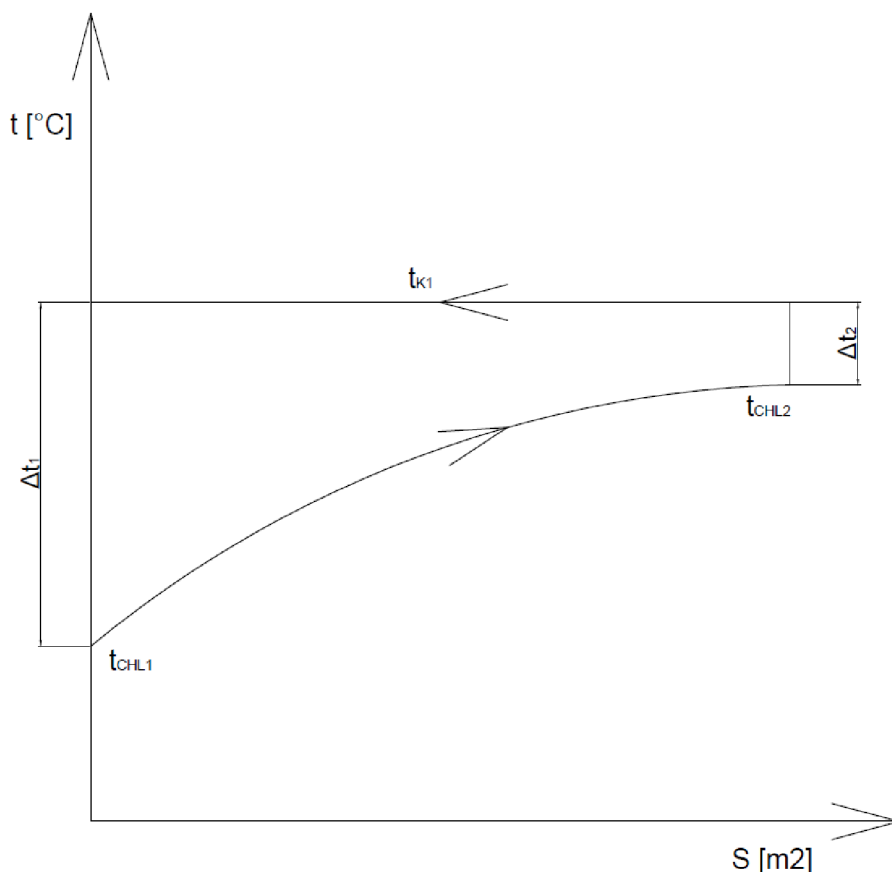
$$\Theta = \frac{\Delta t_1 - \Delta t_2}{\ln (\Delta t_1 / \Delta t_2)} \quad (125)$$

$$\Delta t_1 = t_{K1} - t_{CHL1} = 39 - 25 = 14 \text{ }^\circ\text{C} \quad (126)$$

$$\Delta t_2 = t_{K1} - t_{CHL2} = 39 - 35 = 4 \text{ }^\circ\text{C} \quad (127)$$

$$\Theta = \frac{14 - 4}{\ln (14 / 4)}$$

$$\Theta = 7,982 \text{ }^\circ\text{C}$$



Obr. 17 Střední logaritmický teplotní spád

3.7 Součinitel prostupu tepla k

Nejdůležitější částí ve výpočtu kondenzátoru, respektive teplosměnné plochy kondenzátoru, je určení součinitele prostupu tepla. Existuje více způsobů, jak se dá tento součinitel zjistit, my ale budeme zabývat pouze dvěma z nich. Prvním je teoretický způsob výpočtu a druhým je výpočet z empirických vztahů. Tyto empirické vztahy vychází z rovnice, kterou tvoří v tři konstanty, ale v zásadě jsou to čtyři parametry: čistota trubek, materiál a tloušťka trubek, teplota chladicí vody.

Tento druh výpočtu je především užíván energetickými firmami, které si jen pozměnili dané konstanty dle svých zkušeností.

Druhý způsob výpočtu součinitele prostupu tepla je na základě teoretických znalostí, ale jsou ve své podstatě velmi nepřesné a pro jejich použití je nutné znát korekční vztahy.

Výpočet součinitele prostupu tepla bude počítán dle americké HEI normy (HEI – Standards for Steam Surface Condensers 10th Edition 2006). Tato empirická norma je ověřená na spoustě fungujících kondenzátorů v praxi.

Vzorec výpočtu součinitele prostupu tepla dle HEI [17]:

$$k = 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot d_2) \cdot c_m \cdot c_c \cdot c_t \cdot w_s^{1/2} \quad (128)$$

Význam jednotlivých veličin:

- d_2 je vnější průměr teplosměnných trubek
- c_m je korekce na volbu materiálu a jeho tloušťky teplosměnné trubky
- c_c je korekce na čistotu teplosměnných trubek
- c_t je korekce na teplotu chladicí vody
- w_s je střední rychlost chladicí vody uvnitř teplosměnných trubek

3.7.1 Volba materiálu teplosměnných trubek

Materiál	Tloušťka stěny [mm]		
	0,5	0,7	1
Cu-Fe (C194)	1,042	1,038	1,032
Cu-Ni 90-10	1,000	0,980	0,952
Titan	0,951	0,915	0,866
Uhlíková ocel	1,002	0,983	0,957
SS TP 304	0,910	0,862	0,800
SS TP 316 / 317	0,904	0,854	0,791

Tab. 1 Tabulka konstant c_m dle daného materiálu a tloušťky stěny

V dnešní době se ve volbě materiálu teplosměnných trubek vyhranily pouze dva materiály. Titan a nerezová ocel. První zmíněný materiál má řadu mechanických výhod nad nerezovou ocelí. Má lepší prostup tepla (jak je možné navíc vidět z výše přiložené tabulky), ale hlavně se volí oproti nerezové oceli kvůli dvěma faktorům: pro kondenzátory chlazené nekvalitní vodou (hlavně mořskou, která způsobuje ve větší míře korozi) a netečností vůči elektrochemické korozi.

Pro náš kondenzátor jsme typově zvolili nerezovou austenitickou ocel, hlavně z důvodu její ceny. Dále se budeme zabývat výběrem dané nerezové oceli.

Pro kondenzátory s upravenou chladicí vodou se volí především nerezová ocel 1.4301. Tato ocel je pro nás nevyhovující pro svoji „měkkost“. Naše chladicí voda je průtočná říční a tedy musíme zvolit „tvrdší“ materiál. Proto byla vybrána nerezová ocel 1.4401.

1.4401

Material No.	1.4401
EN symbol (short)	X5CrNiMo17-12-2
AISI/SAE	316
UNS	S 31600
AFNOR	Z7 CND 17.11.02
B.S.	—
alloy	—
Registered work's label	—
Standards	—

DESCRIPTION:

The stainless austenitic steel 1.4401 is mainly used in the chemical industry, apparatus engineering, pulp industry, food industry.

Our product range in 1.4401 are tubes and pipes, fittings and flanges, accessories.

CHEMICAL COMPOSITION ¹

C ≤ %	Si ≤ %	Mn ≤ %	P ≤ %	S ≤ %	Cr %	Mo %	Ni %	V %
0,07	1,0	2,0	0,045	0,03	16,5-18,5	2,0-2,5	10,0-13,0	
Nb %	Ti	Al	Co ≤ %	Cu ≤ %	N ≤ %	Fe	Ce %	Y ≤ %
					0,11			

¹ in accordance with Key to Steel 2001

SPECIAL CHARACTERISTICS

Temperature range	Density kg/dm ³	Hardness HB
	7,96	160 -190

WELDING FILLER

Electrode or filler rod 1.4403, 1.4430, 1.4428

MAIN FIELDS OF APPLICATION (depending on the specific conditions of use)

chemical industry, creamery, dairy, pulp industry, breweries, sewage plants

(all aforementioned specifications serve as a general orientation and have to be reviewed depending on the specific conditions of use)

Obr. 18 Základní informace o oceli 1.4401 [10]

Tloušťku trubky stanovíme na 0,7 mm. Tloušťku 0,5 mm můžeme zavrhnout ihned z důvodu její slabosti vůči říční vodě a tloušťka 1 mm je už zas příliš drahá a výsledná trubka by byla příliš těžká.

$$c_m = 0,854 [-]$$

3.7.2 Výpočet zbylých korekčních součinitelů

Korekční součinitel teploty chladicí vody c_t

$$\begin{aligned}c_t &= 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot t_{\text{CHLI}} - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - t_{\text{CHLI}}|)^{1,39} + 0,7765 \\c_t &= 1,051 \cdot 10^{-2} \cdot 25 - 1,506 \cdot 10^{-3} \cdot (|21,5 - 25|)^{1,39} + 0,7765 \\c_t &= 1,0307 [-]\end{aligned}\quad (129)$$

Korekční součinitel čistoty trubek c_c

Pro kontinuálně čištěné trubky je hodnota tohoto součinitele rovna 0,9.

$$c_c = 0,9 [-]$$

3.7.3 Volba střední rychlosti proudění chladicí vody w_s

Hodnotu součinitele přestupu tepla můžeme nyní ovlivnit pouze volbou střední rychlosti proudící vody a velikostí trubky, tedy konkrétněji jejím vnějším průměrem. Pro různé hodnoty těchto dvou parametrů byly sestaveny dvě níže vložené tabulky, přičemž volba střední rychlosti proudění chladicí vody w_s byla doporučena odborným konzultantem ve firmě mezi 2 až 2,2 m/s. Tabulky jsou provedeny pro různé druhy průměrů trubky vždy o krajní hodnotě doporučené rychlosti w_s .

Volba rychlosti média je velmi důležitá. Pokud se zvolí vyšší rychlost vody, tak dojde ke zvýšení součinitele prostupu tepla, zmenšení počtu trubek, a tedy i ke zmenšení teplosměnné plochy. Důsledkem této volby je, že dojde ke snížení investičních nákladů, ale dojde ke zvýšení hydraulických ztrát a tím i provozních nákladů. Naopak při velkých rychlostech chladicí vody dochází ke vzniku rázové koroze. [1]

Minimální rychlost proudění vody v trubkách by měla být 1 m/s (při menší rychlosti dochází ke zvýšenému zanášení povrchu trubek). Pro znečištěnou vodu je tato minimální hranice posunuta na 2 m/s. Maximální rychlost proudění vody je omezena skrz údernou korozi na 2,5 m/s, přičemž u agresivních vod (například mořská slaná voda) je tato hranice posunuta na 1,5 m/s. Obvykle se pohybuje rychlost chladicí vody v trubkách mezi 1,8 až 2,2 m/s. [1]

Podrobný výpočet součinitele tepla o $d_2 = 22$ mm a $w_s = 2,2$ m/s:

$$\begin{aligned}k &= 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot d_2) \cdot c_m \cdot c_c \cdot c_t \cdot w_s^{1/2} \\k &= 2,854 \cdot (1 - 2,33 \cdot (22/1000)) \cdot 0,854 \cdot 0,9 \cdot 1,0307 \cdot 2,2^{1/2} \\k &= 3,197 \text{ kW}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})\end{aligned}\quad (130)$$

$w_s = 2 \text{ m/s}$				
d_2 [mm]	18	20	22,225	25
tl [mm]	0,7	0,7	0,7	0,7
c_m [-]	0,854	0,854	0,854	0,854
c_c [-]	0,9	0,9	0,9	0,9
c_t [-]	1,0307	1,0307	1,0307	1,0307
k [kW/m ² ·K]	3,063	3,048	3,032	3,011

Tab. 2 Součinitel prostupu tepla i pro jiné rozměry trubek při rychlosti proudění 2 m/s

$w_s = 2,2 \text{ m/s}$				
d_2 [mm]	18	20	22,225	25
tl [mm]	0,7	0,7	0,7	0,7
c_m [-]	0,854	0,854	0,854	0,854
c_c [-]	0,9	0,9	0,9	0,9
c_t [-]	1,0307	1,0307	1,0307	1,0307
k [kW/m ² ·K]	3,213	3,197	3,180	3,158

Tab. 3 Součinitel prostupu tepla i pro jiné rozměry trubek při rychlosti proudění 2,2 m/s

Výpočet teplosměnné plochy

$$Q_{OD} = k \cdot S \cdot \Theta \quad (131)$$

$$S = \frac{Q_{OD}}{k \cdot \Theta} \quad (132)$$

$$S = \frac{76167}{3,197 \cdot 7,9824}$$

$$S = 2984,6 \text{ m}^2$$

Výsledky teplosměnných ploch pro ostatní parametry:

$w_s = 2 \text{ m/s}$				
d_2 [mm]	18	20	22,225	25
k [kW/m ² ·K]	3,063	3,048	3,032	3,011
S [m ²]	3115,0	3130,2	3147,3	3169,0

Tab. 4 Hodnoty teplosměnné plochy při rychlosti proudění chladicí vody 2 m/s

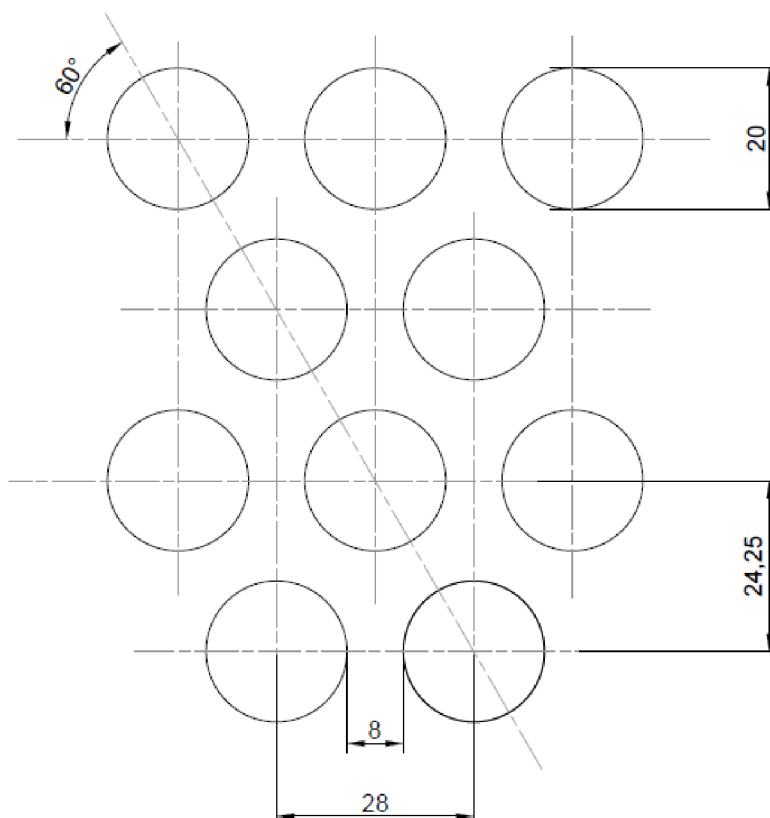
$w_s = 2,2 \text{ m/s}$				
d_2 [mm]	18	20	22,225	25
k [kW/m ² ·K]	3,213	3,197	3,180	3,158
S [m ²]	2970,0	2984,6	3000,9	3021,5

Tab. 5 Hodnoty teplosměnné plochy při rychlosti proudění chladicí vody 2,2 m/s

3.8 Návrh trubkového svazku

Kondenzátor bude řešen jako dvoucestný (dvoumodulový) a dvoutahový, jakožto základní koncepce kondenzátoru pro daný výkon (pro určenou teplosměnnou plochu). Je to nejpoužívanější koncepce již několik desítek let pro kondenzátory o těchto výkonech.

Trubky budou uspořádány šachovitě z důvodu snížení plochy trubkového svazku.



Obr. 19 Šachovité uspořádání svazku trubek

3.8.1 Počet trubek na jeden modul

Jeden modul má přesně polovinu celkového počtu teplosměnných trubek a proto v jednom modulu kondenzuje 1/2 páry jdoucí z turbíny. Každým modulem navíc prochází stejné množství chladicí vody.

$$n_i = \frac{\frac{m_{CHL}}{2}}{\rho_{CHL} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_1^2 \cdot w_s} \cdot 2 \quad (133)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{\rho_{CHL1} + \rho_{CHL2}}{2} \quad (134)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{997,1 + 994,1}{2}$$

$$\rho_{CHL} = 995,6 \text{ kg/m}^3$$

$$n_i = \frac{\frac{1821,6}{2}}{995,6 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{18,6}{1000}\right)^2 \cdot 2,2} \cdot 2$$

$$n_i = 3061 \text{ ks}$$

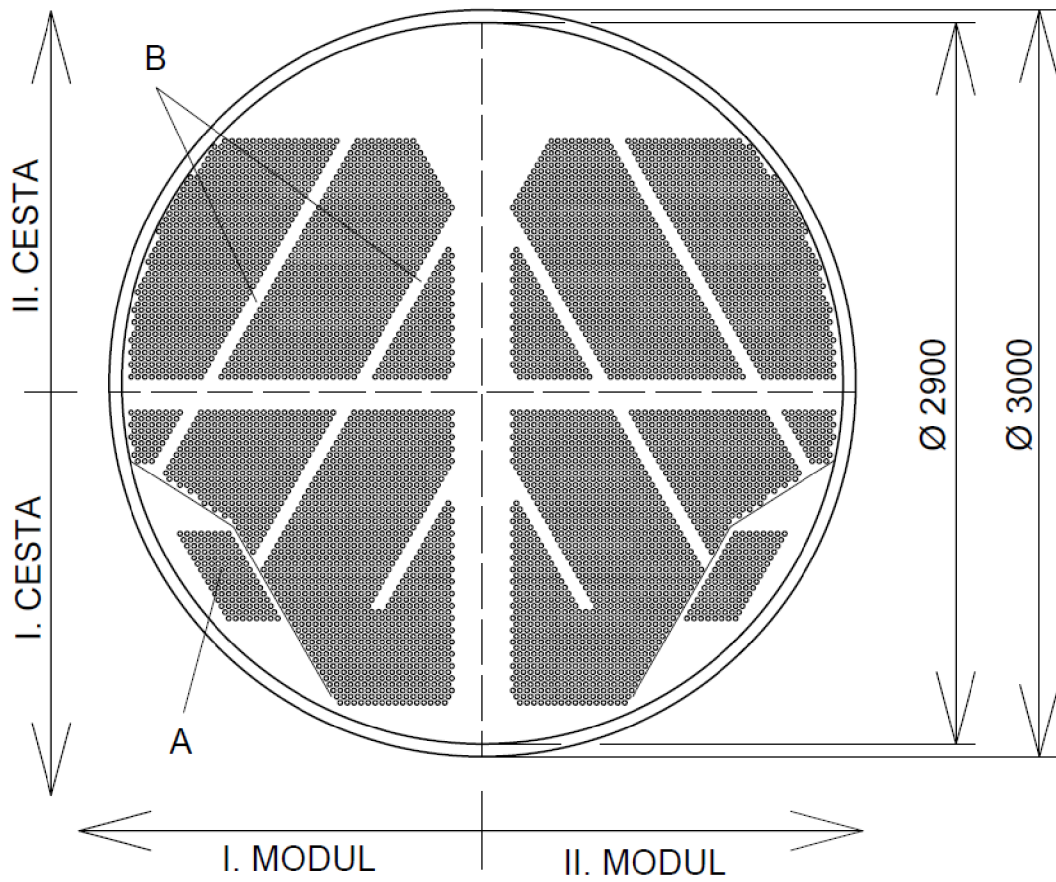
3.8.2 Celkový počet trubek

Kondenzátor se sestává ze dvou modulů.

$$n = n_i \cdot 2 = 3061 \cdot 2 = 6122 \text{ ks} \quad (135)$$

V kondenzátoru se nachází pro teplosměnnou plochu 2984,6 m² 6122 kusů trubek o parametrech:

$$\begin{aligned} d_2 &= 22 \text{ mm} \\ t_l &= 0,7 \text{ mm} \\ d_1 &= 20,4 \text{ mm} \end{aligned}$$



A = podchlazovací sekce kondenzátoru
 B = prostor pro sběrací plechy

Obr. 20 Návrh svazku trubek

Průměr trubkového svazku $D_s = 2900 \text{ mm}$
 Průměr pláště $D_p = 3000 \text{ mm}$



Obr. 21 Realizace trubkového svazku s pohledem na vstupní a výstupní komory [13]

3.8.3 Efektivní délka trubek

Je to délka trubek, kde dochází ke styku teplosměnné trubky s párou a je počítána z již vypočtené teplosměnné plochy. [1]

Dříve byla tato délka a tudíž i celková délka trubek a kondenzátoru omezena výrobními možnostmi hutních závodů v bývalé ČSSR. [1]

$$l = \frac{S}{\pi \cdot d_2 \cdot n} \quad (136)$$

$$l = \frac{2984,6}{\pi \cdot \frac{22}{1000} \cdot 6122}$$

$$l = 8,24 \text{ m}$$

3.8.4 Celková délka trubek

Skládá se z efektivní délky trubek, dále z přídatku (oboustranného) na spojení trubek s trubkovnicemi (trubka prochází celou tloušťkou trubkovnice, takže je to vlastně tloušťka trubkovnice) a v poslední řadě o sumu tlouštěk výztuží. Někdy se přidává výrobní přídatek i přídatek na zaválcování trubek, ale tyto přídatky se v této diplomové práci neřeší z důvodu neznalosti přesnosti dodávaných trubek a možnosti dané technologie výrobce kondenzátoru (tyto přídatky jsi proto bude řešit přímo výrobce kondenzátoru).

$$L = l + 2 \cdot l_{TR} + \sum tl_{VYZ}$$

Tloušťka trubkovnic $l_{TR} = 60 \text{ mm}$

Tloušťka výztuží $tl_{VYZ} = 14 \text{ mm}$

Počet výztuh: 11 (výztuha každých cca 700 mm)

$$L = 8,24 + 2 \cdot 0,060 + 11 \cdot 0,014$$

$$L = 8,51 \text{ m}$$

3.9 Vstupní potrubí páry

Má kruhový či obdélníkový tvar. Radiální vstupní potrubí má vždy jen obdélníkový tvar. Axiální vstupní potrubí může mít jak kruhový, tak obdélníkový tvar. Navrhuje se tak, aby došlo k co nejrovnoměrnějšímu rozdělení páry v kondenzátoru. Návrh vstupního potrubí, jestli bude radiální či axiální, je ovlivněno dispozičním uspořádáním ve strojně.

Důležitá je i forma kompenzování teplotních dilatací. Pro axiální kondenzátory se používají kluzná ložiska. U velkých turbosoustrojích s velkým kondenzátorem se volí jako pevný bod přechodové potrubí, aby dilatoval jak kondenzátor, tak turbína.

U radiálních kondenzátorů se teplotní dilatace řeší buď pružinami pod kondenzátorem či gumovým kompenzátorem. Finančně vychází obě řešení nastejno. Pružiny jsou těžší na výpočet pro všechny provozní stavy turbíny, ale gumový kompenzátor má zas nevýhodu v jeho nesnadné, někdy nemožné výměně.

Kruhový průřez:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot m_p}{\rho_p \cdot \pi \cdot w_p}} \quad (137)$$

$$m_p = m_4 = 35,389 \text{ kg/s}$$

Rychlost páry w_p je stanovena po konzultaci na 100 m/s

$$\rho_p = f_{ce}(p_4; i_4) = f_{ce}(0,07; 2315,7) = 0,0545 \text{ kg/m}^3 \quad (138)$$

$$D_p = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,389}{0,0545 \cdot \pi \cdot 100}}$$

$$D_p = 2,875 \text{ m}$$

Obdélníkový průřez:

$$S_p = \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} \quad (139)$$

$$S_p = \frac{\pi \cdot 2,875^2}{4}$$

$$S_p = 6,492 \text{ m}^2$$

Volba rozměrů obdélníkového hrdla: **3,1 x 2,1 m.**



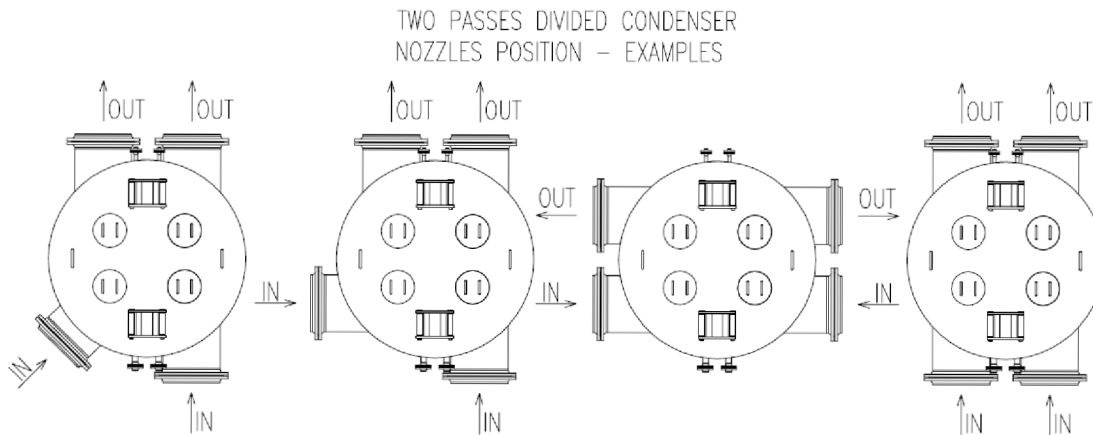
Obr. 22 Vstupní potrubí páry obdélníkového průřezu [13]

3.10 Vstupní a výstupní hrdla chladicí vody

Rychlost proudění v hrdlech w_w stanovena po konzultaci na 1,8 m/s, přičemž by neměla překročit rychlost 2 m/s. Samotný výpočet rozměru hrdel se vypočítá dle rovnice kontinuity. Protože počítáme zároveň vstupní i výstupní hrdlo, tedy vstupní i ohřátou chladicí vodu, musíme brát v potaz i hustotu vody jako průměrnou těmito dvěma teplotám.

Mimoto se kondenzátor skládá ze dvou modulů, kde každý modul má své vstupní i výstupní hrdlo.

Z provozního hlediska je nutné v komorách kondenzátorů, jenž nemají hrdla přesně uprostřed, zkonstruovat výpusť pro zbylou vodu a odvod vzduchu. Při odstavování turbíny je nutné vypustit veškerou vodu z kondenzátoru, kvůli korozi, a při najíždění turbíny, dochází k zavodňování kondenzátoru a je nutné vypustit veškerý vzduch z kondenzátoru. Tato podmínka platí i pro obratnou komoru.



Obr. 23 Možnosti rozložení vstupních a výstupních hrdel [16]

$$d_{VH} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{m_{CHL}}{2}}{\rho_{CHL} \cdot \pi \cdot w_w}} \quad (140)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{\rho_{CHL1} + \rho_{CHL2}}{2} \quad (141)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{997,1 + 994,1}{2}$$

$$\rho_{CHL} = 995,6 \text{ kg/m}^3$$

$$w_w = 1,8 \text{ m/s}$$

$$d_{VH} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1821,6}{2}}{995,6 \cdot \pi \cdot 1,8}}$$

$$d_{VH} = 0,804 \text{ m}$$

Volba potrubí: DN 800

Vnitřní průměr d_1 : 800 mm

Vnější průměr d_2 : 816 mm

Tloušťka s : 8 mm

3.10.1 Kontrola skutečné rychlosti proudění v hrdlech

$$w_{SKUT} = \frac{4 \cdot \frac{m_{CHL}}{2}}{\rho \cdot \pi \cdot d_1^2} \quad (142)$$

$$w_{SKUT} = \frac{4 \cdot \frac{1821,6}{2}}{995,6 \cdot \pi \cdot 0,8^2}$$

$$w_{SKUT} = 1,82 \text{ m/s}$$

3.11 Určení rozměrů obratné komory

Slouží pouze k obrácení chladicí vody do druhého tahu.

$$D_{KOM} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{m_{CHL}}{2}}{\rho_{CHL} \cdot \pi \cdot w_K}} \quad (143)$$

$$S_{KOM} = \frac{\pi \cdot D_{KOM}^2}{4} \quad (144)$$

$$L_{KOM} = \frac{S_{KOM}}{D_{KOM}} \quad (145)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{\rho_{CHL1} + \rho_{CHL2}}{2} \quad (146)$$

$$\rho_{CHL} = \frac{997,1 + 994,1}{2}$$

$$\rho_{CHL} = 995,6 \text{ kg/m}^3$$

Rychlost proudění v obratné komoře w_K dle konzultace 1 až 1,5 m/s

$$w_K = 1,5 \text{ m/s}$$

$$D_{KOM} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1821,6}{2}}{995,6 \cdot \pi \cdot 1,5^2}}$$

$$D_{KOM} = 1,246 \text{ m}$$

$$S_{KOM} = \frac{\pi \cdot 1,246^2}{4}$$

$$S_{KOM} = 1,220 \text{ m}^2$$

$$L_{KOM} = \frac{1,220}{3}$$

$$L_{KOM} = 0,407 \text{ m}$$

$$w_K = 1 \text{ m/s}$$

$$D_{KOM} = \sqrt{\frac{4 \cdot \frac{1821,6}{2}}{995,6 \cdot \pi \cdot 1^2}}$$

$$D_{KOM} = 1,526 \text{ m}$$

$$S_{KOM} = \frac{\pi \cdot 1,526^2}{4}$$

$$S_{KOM} = 1,830 \text{ m}^2$$

$$L_{KOM} = \frac{1,830}{3}$$

$$\mathbf{L_{KOM} = 0,610 \text{ m}}$$

Délka obratné komory pod půl metru nepřichází v úvahu v důsledku její přílišné krátkosti. Pro tyto účely byla vybrána druhá varianta, a to délka komory 610 mm.

3.12 Sběrač kondenzátu „Hotwell“



Obr. 24 Kondenzátor s velkoplošným hranatým sběračem kondenzátu [11]

Je to zásoba kondenzátu pro kondenzátní čerpadla a jejich bezporuchový provoz. Obvykle v Evropě je tato zásoba stanovena na 1 minutu chodu kondenzátních čerpadel. V asijských zemích bývá požadavek mít dimenzován sběrač kondenzátu na 3 až 5 minut (nedostatečná regulace soustavy).

Vstupní množství páry: $m_p = 128,02 \text{ t/h}$
 $m_p = 35,56 \text{ kg/s}$

Teplota kondenzátu: $t_k = 39 \text{ °C}$
Hustota kondenzátu o t_k : $\rho_k = 992,6 \text{ kg/m}^3$

Výpočet objemového toku V_k pro stanovení potřebného objemu

$$V_k = \frac{m_p}{\rho_k} \quad (147)$$

$$V_k = \frac{35,56}{992,6}$$

$$V_k = 0,036 \text{ m}^3/\text{s}$$

Sběrač kondenzátu musí mít objem, který pohltí množství kondenzátu za určenou dobu výpadku kondenzátních čerpadel. Proto je objem sběrače následovně vypočítán:

$$V_{SK} = V_k \cdot t_{VYP}$$

$t_{VYP} = 60 \text{ s}$ – doba výpadku kond. čerpadel byla stanovena na jednu minutu

$$V_{SK} = 0,036 \cdot 60$$

$$V_{SK} = 2,150 \text{ m}^3$$

Nyní je znám potřebný objem sběrače. Proto je v této chvíli nutné stanovit jeho parametry, tedy průměr a výšku.

Sběrač kondenzátu je navržen kruhového průřezu.

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (148)$$

$$H = \frac{V_{SK}}{S} \quad (149)$$

D [m]	2	1,8	1,7	1,5
S [m ²]	3,142	2,545	2,270	1,767
H [m]	0,684	0,845	0,947	1,216

Tab. 6 Tabulka rozměrů sběrače kondenzátu

Z těchto rozměrů sběrače kondenzátu byl vybrán výše zmíněný o průměru 1,8 m. Tento rozměr je stanoven jako výška „hotwellu“ nad výstupním hrdlem odvodu kondenzátu z „hotwellu“ po přírubu kondenzátoru.

3.12.1 Odvod kondenzátu ze sběrače

$m_k = 35,56 \text{ kg/s}$ – množstevní průtok hrdlem

$w_{SK} = 0,6 \text{ m/s}$ – rychlost proudění v hrdle

w_{SK} zvolena dle doporučení konzultanta

$\rho_k = 992,6 \text{ kg/m}^3$ - hustota kondenzátu

$v_k = 0,001 \text{ m}^3/\text{kg}$ – měrný objem kondenzátu

Plocha průřezu hrdla S_{SKH}

$$S_{SKH} = \frac{m_k \cdot v_k}{w_{SK}} \quad (150)$$

$$S_{SKH} = \frac{35,56 \cdot 0,001}{0,6}$$

$$S_{SKH} = 0,060 \text{ m}^2$$

Vnitřní průměr hrdla d_{SKH}

$$d_{SKH} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{SKH}}{\pi}} \quad (151)$$

$$d_{SKH} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,06}{\pi}}$$

$$d_{SKH} = 0,276 \text{ m}$$

Je zvoleno hrdlo DN 250

$d_2 = 273 \text{ mm}$

$d_1 = 260,4 \text{ mm}$

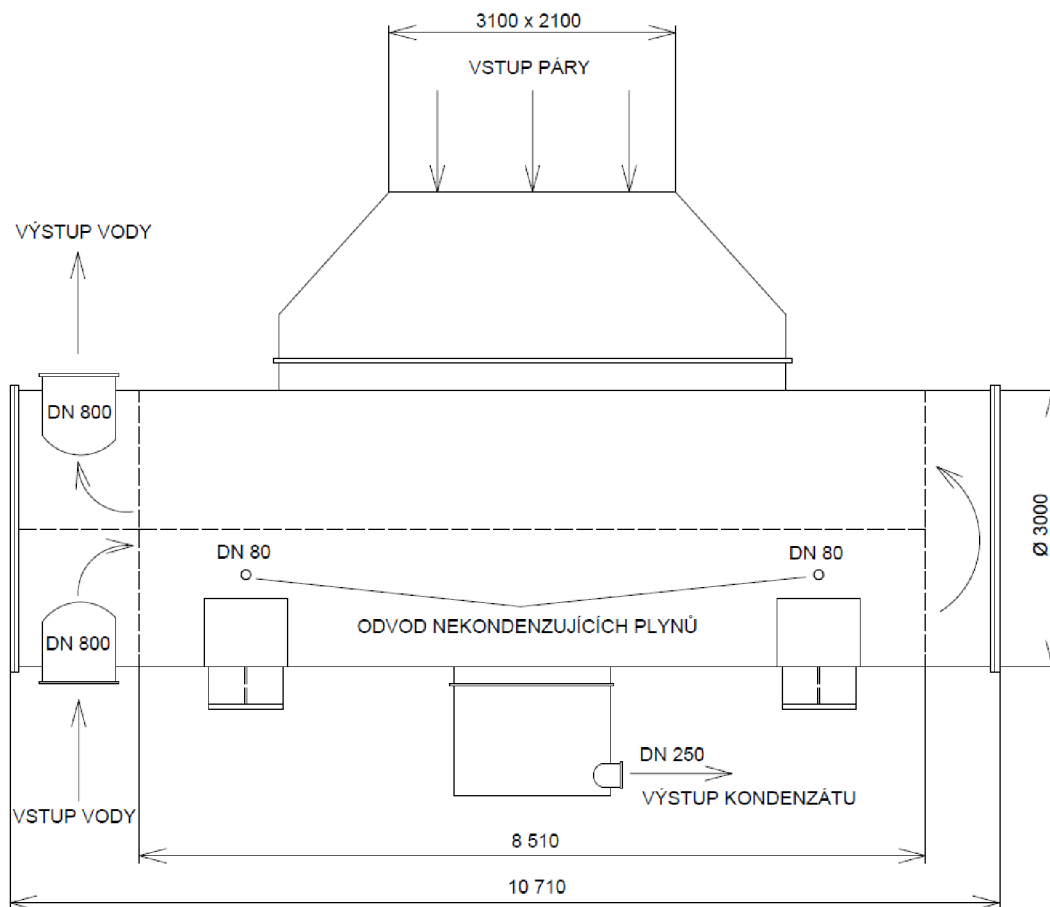
$t_l = 6,3 \text{ mm}$

Kontrola rychlosti v hrdle

$$w_{SKH} = \frac{4 \cdot m_k \cdot v_k}{\pi \cdot d_1^2} \quad (152)$$

$$w_{SKH} = \frac{4 \cdot 35,56 \cdot 0,001}{\pi \cdot 0,2604^2}$$

$$w_{SKH} = 0,673 \text{ m/s}$$



Obr. 25 Základní rozměry kondenzátoru včetně směru proudění vody a páry

3.13 Odvod nekondenzujících plynů z kondenzátoru

Přítomnost nekondenzujících plynů v kondenzátoru značnou mírou snižuje součinitel prostupu tepla, a to obzvláště v místech nízké rychlosti proudění páry. [1]

Množství páry vstupující do kondenzátoru je $m_P = m_{3K} = 127,4 \text{ t/h}$.

Pro toto množství páry je množství suchého přisávaného vzduchu pro jedno vstupní hrdlo páry $m_{VZD} = 30,62 \text{ kg/h}$.

Protože kondenzátor je dvoumodulový (dvoucestný), tak na jeden modul připadá poloviční množství vzduchu $m_{VZD1} = 30,62 / 2 = 15,31 \text{ kg/h}$.

Aby nedocházelo k odsávání vzduchu společně s větším množstvím páry, musí tato směs projít přes podchlazovací zónu, kde co největší množství přimísené páry zkonduje a je odsán pak především jen samotný vzduch. Proto je podchlazovací zóna oddělena od zbytku kondenzátoru. Většinou ji nalezneme v jeho dolní polovině, tedy té, do které jde chladnější chladicí voda.

HEI norma počítá s podchlazením směsi o $4,2 \text{ °C}$ pod teplotu sytosti páry.

Teplota sytosti páry: $t_{SP} = 39 \text{ °C}$
 $P_{SP} = 0,07 \text{ bar}$

Výsledná teplota směsi: $t_{VS} = t_{SP} - 4,2 = 34,8 \text{ °C}$
 $p_{VS} = 0,056 \text{ bar}$
 $v_{VS} = 25,472 \text{ m}^3/\text{kg}$

Následné stanovení množství páry ve směsi, kde se vychází ze stavové rovnice a Daltonova zákona pro parciální tlaky složek směsi.

$$p_i \cdot V_i = m_i \cdot R_i \cdot T \quad (153)$$

$$p_{VZD} \cdot V_{VZD} = m_{VZD} \cdot R_{VZD} \cdot T \quad 1^* \quad (154)$$

$$p_{PAR} \cdot V_{PAR} = m_{PAR} \cdot R_{PAR} \cdot T \quad 2^* \quad (155)$$

$$p_{VZD} = p_{VS} - p_{PAR} \quad (156)$$

Porovnáním rovnic 154 a 155 získáme tvar:

$$\frac{p_{PAR}}{p_{VZD}} = \frac{m_{PAR}}{m_{VZD}} \cdot \frac{R_{PAR}}{R_{VZD}} \quad (157)$$

Úpravou této rovnice získáme výpočet množství páry ve směsi

$$m_{PAR} = m_{VZD} \cdot \frac{p_{PAR}}{p_{VZD}} \cdot \frac{R_{VZD}}{R_{PAR}} \quad (158)$$

$$m_{PAR} = m_{VZD} \cdot \frac{p_{PAR}}{p_{VS} - p_{PAR}} \cdot \frac{R_{VZD}}{R_{PAR}} \quad (159)$$

$R_{PAR} = 461,5 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ což je plynová konstanta páry

$R_{VZD} = 287,1 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ což je plynová konstanta vzduchu

Množství přisávaného vzduchu m_{VZD} musíme upravit na základní jednotky, tedy kg/s:

$$m_{VZD} = 20,40 \text{ kg/h}$$

$$m_{VZD} = \frac{20,40}{3600}$$

$$m_{VZD} = 0,0057 \text{ kg/s}$$

Dosazením hodnot do rovnice xx získáme kontinuální odvádění páry ve směsi:

$$m_{PAR} = 0,0057 \cdot \frac{0,07}{0,056 - 0,07} \cdot \frac{287,1}{461,5} \quad (160)$$

$$m_{PAR} = \mathbf{0,0137 \text{ kg/s}}$$

Na jeden modul tedy připadá kontinuální odsávání poloviny tohoto množství, tedy:

$$m_{PAR1} = \frac{m_{PAR}}{2} \quad (161)$$

$$m_{PAR1} = 0,0068 \text{ kg/s}$$

Dále bude vypočten objemový tok odváděné směsi. Zde dojde k určitému zjednodušení, kde daný tok bude vypočítán jako objemový tok páry. Správně by se mělo k objemovému toku páry připočíst i objemový tok vzduchu, ale objemově je poměr páry vůči vzduchu cca 20:1, a z toho důvodu si jej dovolíme zanedbat.

$$V_{VS} = V_{PAR} = m_{PAR1} \cdot v_{VS} = 0,0068 \cdot 25,472 = \mathbf{0,174 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Z jednoho modulu kondenzátoru je v jeho spodní polovině odsáváno celkové množství parovzdušné směsi $0,174 \text{ m}^3/\text{s}$. Pro toto množství je nutné nyní stanovit odpovídající odsávací potrubí.

Odsávací potrubí

Odsávání směsi bude po konzultaci s konzultantem ve firmě provedeno pomocí dvou potrubí na každé straně modulu. Pro tento výpočet bude použita opět upravená rovnice kontinuity.

Byla zvolena rychlost proudění směsi v potrubí $w_{VS} = 17,5$ m/s

$$V_{VS} = m_{PAR1} \cdot v_{VS} = S_{VS} \cdot w_{VS} \quad (162)$$

$$S_{VS} = \frac{V_{VS}}{w_{VS}} \quad (163)$$

$$d_{VS} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{VS}}{\pi}} \quad (164)$$

Tím, že byla zvolena dvě potrubí na jeden modul, tak i množství směsi je poloviční.

$$V_{VS1} = \frac{V_{VS}}{2} \quad (165)$$

$$V_{VS1} = \frac{0,174}{2}$$

$$V_{VS1} = 0,087 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$S_{VS} = \frac{V_{VS1}}{w_{VS}} \quad (166)$$

$$S_{VS} = \frac{V_{VS1}}{w_{VS}} \quad (167)$$

$$S_{VS} = \frac{0,087}{17,5}$$

$$S_{VS} = 0,004983 \text{ m}^2$$

$$d_{VS1} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{VS}}{\pi}} \quad (168)$$

$$d_{VS1} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,004983}{\pi}}$$

$$d_{VS1} = 0,080 \text{ m}$$

Pro odsávání je zvoleno potrubí **DN 80**

$d_2 = 88,9 \text{ mm}$

$d_1 = 82,5 \text{ mm}$

$t_l = 3,2 \text{ mm}$

Kontrola skutečné rychlosti v potrubí

Měla by se pohybovat do 20 m/s.

$$w_{VS,R} = \frac{4 \cdot V_{VS1}}{\pi \cdot d_1^2} \quad (169)$$

$$w_{VS,R} = \frac{4 \cdot 0,087}{\pi \cdot 0,0825^2}$$

$$w_{VS,R} = 16,31 \text{ m/s}$$

Sběrné potrubí

Protože bylo zvoleno řešení, kdy na jeden modul jsou použita dvě odsávací potrubí, tak se tato dvě potrubí následně spojují v jedno, a to ve sběrné potrubí.

Opět byla zvolena rychlost proudění směsi v potrubí $w_{VS} = 17,5 \text{ m/s}$.

$$V_{VS} = m_{\text{PARI}} \cdot v_{VS} = S_{VS} \cdot w_{VS} \quad (170)$$

$$S_{VS} = \frac{V_{VS}}{w_{VS}} \quad (171)$$

$$S_{VS} = \frac{0,174}{17,5}$$

$$S_{VS} = 0,009966 \text{ m}^2$$

$$d_{VS} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{VS}}{\pi}} \quad (172)$$

$$d_{VS} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,009966}{\pi}}$$

$$d_{VS} = 0,113 \text{ m}$$

Volba sběrného potrubí **DN 125**

$d_2 = 139,7 \text{ mm}$

$d_1 = 131,7 \text{ mm}$

$t_l = 4,0 \text{ mm}$

Kontrola skutečné rychlosti ve sběrném potrubí:

Opět by se měla pohybovat do 20 m/s.

$$w_{VS,R} = \frac{4 \cdot V_{VS}}{\pi \cdot d_1^2} \quad (173)$$

$$w_{VS,R} = \frac{4 \cdot 0,174}{\pi \cdot 0,1317^2}$$

$$w_{VS,R} = 12,80 \text{ m/s}$$

3.14 Hydraulický odpor

Hydraulický odpor je takový odpor, jenž klade kondenzátor proudu chladicí vody. Zkráceně se dá říci, že je to tlaková ztráta mezi vstupem do kondenzátoru skrze vstupní hrdlo a výstupem z kondenzátoru skrze výstupní hrdlo. [1]

K výpočtu hydraulického odporu chladicí vody v kondenzátoru je nutné nejdříve určit Reynoldsovo číslo Re

$$Re = \frac{w_s \cdot d_1}{\nu} \quad (174)$$

Výpočet kinematické viskozity [8]

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot t + 0,000221 \cdot t^2} \quad (175)$$

$$\nu = \frac{1,79 \cdot 10^{-6}}{1 + 0,0337 \cdot 30 + 0,000221 \cdot 30^2}$$

$$\nu = 8,099 \cdot 10^{-7}$$

Střední rychlost proudění chladicí vody $w_s = 2,2 \text{ m/s}$

Vnitřní průměr teplosměnných trubek $d_1 = 18,6 \text{ mm}$

$$Re = \frac{2,2 \cdot \frac{18,6}{1000}}{8,099 \cdot 10^{-7}}$$

$$Re = 51\,086 [-]$$

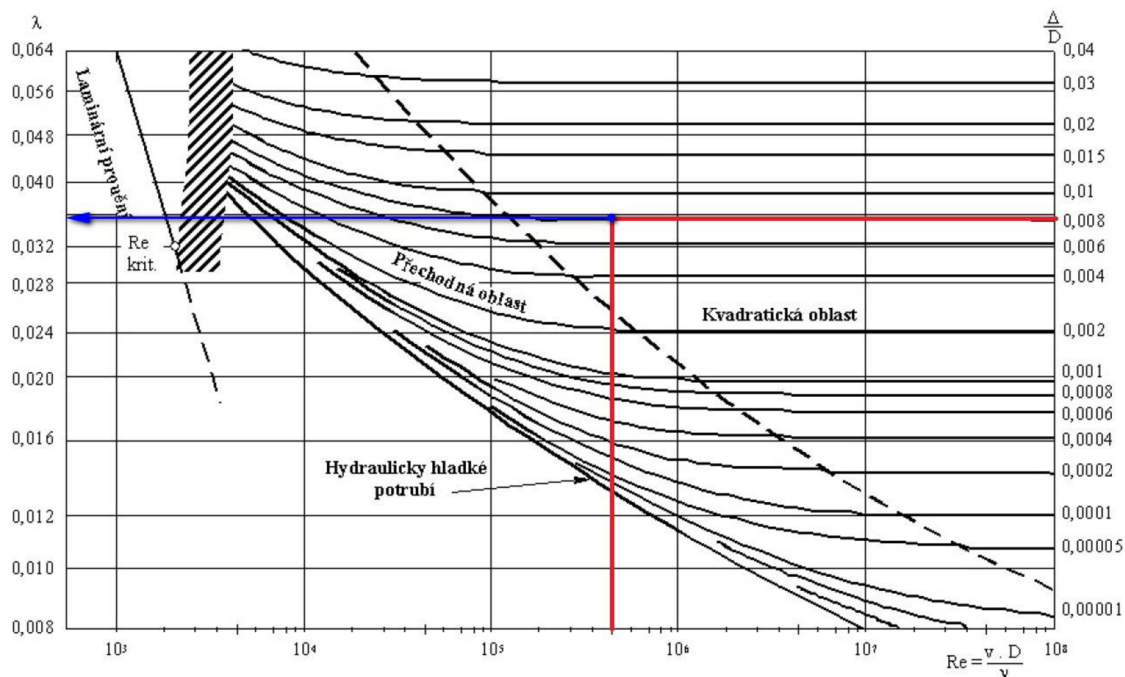
Když je nyní známa velikost Reynoldsova čísla, tak lze vypočítat součinitel tření na vnitřním povrchu trubek λ z různých vztahů (Šifronson, Nikuradse), při použití Moodyho diagramu a určení oblasti, do které spadá Reynoldsovo číslo. Aby bylo užití Moodyho diagramu vůbec možné, je potřeba znát mimo Re i vnitřní průměr trubky a její drsnost.

Hydraulická drsnost trubky byla zjištěna z tabulky 21 [9].

Druh potrubí	Stav potrubí	Δ [mm]
azbestocementové	nové po použití	0.5 1
ocelové bezešvé	nové po použití po delším provozu	0.01-0.02 0.15 0.3
ocelové svařované	nové mírně zrezivělé silně zrezivělé	0.03-0.1 0.3-0.7 2-4
litinové	nové po použití silně zrezivělé	0.01-0.16 0.5-1.5 2-3
plastové (PVC, PE)	nové po delším provozu	0.001-0.003 0.01-0.015
betonové	nové po delším provozu	0.15-0.5 1-3

Tab. 7 Hydraulická drsnost pro vyráběná potrubí [9]

Použité trubky v kondenzátoru jsou ocelové bezešvé a je brán stav potrubí po použití, tedy drsnost potrubí je $\Delta = 0,15$ mm. Nyní tedy můžeme z Moodyho diagramu určit, do jaké oblasti proudění spadá.



Obr. 26 Moodyho diagram pro určení oblasti proudění a součinitele tření [9]

Jak lze vidět na obrázku výše, jedná o kvadratickou oblast, proto by měl součinitel tření λ vycházet přibližně 0,036. Bude ale proveden přesný výpočet. Pro tuto oblast lze použít dvou vztahů, a to Nikuradseho a Šifrinsona.

autor	rovnice	platnost
Nikuradse	$\lambda = \left(2 \cdot \log \frac{r_0}{\Delta} + 1.74 \right)^{-2}$	$Re > 4 \cdot 10^3$
Šifrinson	$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0.25}$	$10^4 < Re < 10^8$ $10^{-5} < \Delta/d < 10^{-1}$

Tab. 8 Vzorce pro přesný výpočet součinitele tření pro kvadratickou oblast [9]

Bude použit upravený Nikuradseho vztah

úprava rovnice Nikuradseho pro kvadratickou oblast ztrát

$$\lambda = \left(2 \cdot \log \frac{r_0}{\Delta} + 1.74 \right)^{-2} = \left[2 \cdot \left(\log \frac{D}{2 \cdot \Delta} + 0.87 \right) \right]^{-2} = \frac{0.25}{\left(\log \frac{D}{2 \cdot \Delta} + \log 7.42 \right)^2} = \frac{0.25}{\left(\log \frac{3.71 \cdot D}{\Delta} \right)^2}$$

Obr. 27 Upravená Nikuradseho rovnice pro kvadratickou oblast ztrát [9]

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\log \frac{3,71 \cdot D}{\Delta} \right)^2} \quad (176)$$

$$\lambda = \frac{0,25}{\left(\log \frac{3,71 \cdot 18,6}{0,15} \right)^2}$$

$$\lambda = 0,0355 [-]$$

Kontrola vztahem od Šifrinsona:

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{\Delta}{D} \right)^{0,25} \quad (177)$$

$$\lambda = 0,11 \cdot \left(\frac{0,15}{18,6} \right)^{0,25}$$

$$\lambda = 0,0330 [-]$$

Tlaková ztráta v potrubí s užitím výsledků od Nikuradzeho

$$P_{ZT,P} = \frac{\lambda}{D} \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \cdot L \quad (178)$$

$$P_{ZT,P} = \frac{0,0355}{0,0186} \cdot 995,7 \cdot \frac{2,2^2}{2} \cdot 8,51$$

$$\mathbf{P_{ZT,P} = 66\ 161\ Pa}$$

Místní ztráty

Klasický výpočet místních ztrát:

$$P_{ZT,M} = \xi \cdot \frac{w^2}{2} \cdot \rho \quad (179)$$

Místní ztráta	Součinitel místních ztrát ξ [-]
1. Vstup do svazku	0,5
2. Výstup ze svazku	1
3. Vstup do vodních komor	1
4. Výstup z vodních komor	0,5
5. Ohyb proudu	0,25

Tab. 9 Součinitele místních ztrát

Část kondenzátoru	Rychlost w [m/s]
1. Hrdla	1,82
2. Komora	1
3. Trubky	2,2

Tab. 10 Rychlost chladicí vody

Teplota [°C]	Tlak [bar]	Hustota [kg/m ³]
25	3	997,14
30	2,75	995,73
35	2,5	994,10

Tab. 11 Hustota chladicí vody

Výpočet jednotlivých ztrát

Výpočet místních ztrát vstupu do svazku. Na vstupu do svazku se počítá rychlost vody jako rozdíl rychlosti proudu v trubce a rychlosti v komoře. Proto má tato ztráta následující tvar. [3]

$$P_{ZT,M1,I} = \xi_1 \cdot \frac{(w_3 - w_{VP})^2}{2} \cdot \rho \quad (180)$$

Poměr celkové plochy trubkovnice k ploše všech trubek je 0,28. Rychlost v hrdlech hned za trubkovnicí w_{wp} se má pohybovat v rozmezí 0,15 až $0,3 \cdot w_3$. [3]

$$w_{wp} = w_3 \cdot 0,28 = 0,62 \text{ m/s}$$

$$P_{ZT,M1} = 2 \cdot 0,5 \cdot \frac{(2,2 - 0,62)^2}{2} \cdot 997,14$$

$$P_{ZT,M1} = 1\,245 \text{ Pa}$$

$$P_{ZT,M2} = 2\,498 \text{ Pa}$$

$$P_{ZT,M3} = 1\,652 \text{ Pa}$$

$$P_{ZT,M4} = 823 \text{ Pa}$$

$$\sum P_{ZT,M5} = 1\,073 \text{ Pa}$$

$$\sum P_{ZT,M} = 7\,296 \text{ Pa}$$

Celkový hydraulický odpor tedy je: $P_{ZT,P} + \sum P_{ZT,M}$

$$P_{ZT} = P_{ZT,P} + \sum P_{ZT,M} \quad (181)$$

$$P_{ZT} = 66\,161 + 7\,296$$

$$P_{ZT} = 73\,457 \text{ Pa}$$

Výpočet hydraulického výkonu je značně komplikovaný z důvodu neznalosti opotřebení vnitřního povrchu trubek a tím zvýšení drsnosti povrchu, což má za následek velké zvýšení hydraulických ztrát potrubí, jenž je hlavním zdrojem hydraulického odporu. I stanovení součinitele odporu je nepřesné a záleží na zvolené metodě výpočtu.

Změna místních ztrát není při změně rychlosti či hustoty chladicí vody tak markantní, jak změna hydraulických ztrát potrubí v závislosti na opotřebení. Navíc tlakové ztráty potrubí tvoří cca 90% celkových hydraulických ztrát.

3.15 Tabulka hlavních výsledků

Název	Veličina	Hodnota	Jednotka
Tepelný výkon kondenzátoru	Q_{OD}	76 168	kW
Průtok chladicí vody	m_{CHL}	6557,75	t/h
Střední logaritmický teplotní spád	Θ	7,982	°C
Součinitel prostupu tepla	k	3,197	kW/(m ² ·K)
Střední rychlost proudění chladicí vody	w_s	2,2	m/s
Vnější rozměr teplosměnných trubek	d_2	20	mm
Tloušťka teplosměnných trubek	t_l	0,7	mm
Teplosměnná plocha	S	2984,6	m ²
Celkový počet trubek	n	6122	ks
Průměr pláště	D_P	3000	mm
Průměr svazku	D_S	2900	mm
Efektivní délka trubek	l	8,24	m
Celková délka trubek	L	8,51	m
Vstupní potrubí páry - plocha	S	6,492	m ²
Vstupní a výstupní hrdla chladicí vody – vnější průměr	d_2	816	mm
Vstupní a výstupní hrdla chladicí vody – tloušťka	s	8	mm
Vstupní a výstupní hrdla chladicí vody – rychlost proudění	w_{SKUT}	1,82	m/s
Hotwell - objem	V_{SK}	2,15	m ³
Hotwell - výška	H	0,845	m
Hotwell - průměr	D	1,8	m
Tlaková ztráta potrubí	$P_{ZT,P}$	66 161	Pa
Suma místních ztrát	$\sum P_{ZT,M}$	7 296	Pa
Celkový hydraulický odpor	P_{ZT}	73 457	Pa

Tab. 12 Shrnutí hlavních výsledků kondenzátoru

Závěr

Cílem této diplomové práce bylo vytvořit ze vstupních parametrů zadaných firmou Siemens Industrial Turbomachinery Brno tepelné schéma oběhu včetně bilančních schémat, vytvořit P&I diagram hlavního zařízení, jenž bylo počítáno, včetně označení pomocí KKS systému a v poslední bodem zadání byl výpočet teplosměnné plochy kondenzátoru, včetně návrhu trubkového svazku a základních rozměrů kondenzátoru.

Nejprve proběhl výpočet všech prvků tepelného schématu, jenž se daly vypočítat dle zadání. Následovala volba odběru topné páry pro odplynovací nádrž, která byla zvolena jako neregulovaný odběr z turbíny. Je to výhodnější varianta z hlediska využití páry v turbíně než odběr části ostré páry, jenž musí být regulována na potřebný tlak i teplotu pro napájecí nádrž. Následně byl proveden podrobný výpočet kondenzátního čerpadla, ze kterého vyšlo, že musí být nadimenzováno na výtlačnou výšku 100 m, při maximálním hmotnostním průtoku, tedy 135 t/h. Dále byl proveden výpočet ohřátí kondenzátu kondenzátorem ucpávkové páry, paroproudou vývěvou a chladičem popele. Byly vypočítány hmotnostní toky schématem. Jako poslední údaj této kapitoly byl zvolen výpočet výkonu turbíny, kdy vnitřní výkon turbíny pro letní provoz činí při jmenovitém průtoku páry cca 37,6 MW a pro zimní provoz při jmenovitém průtoku páry cca 41,8 MW. Kapitulu ukončují dvě bilanční schémata a to pro zimní a letní provoz.

V další kapitole bylo cílem vytvoření P&I diagramu hlavního příslušenství včetně jejich značení systémem KKS. Proto byl nejdříve v nutném rozsahu popsán KKS systém, co je, proč vznikl a důležité údaje v něm obsažené, pomocí kterých se vypracovalo značení hlavních zařízení pro P&I diagram. Následně byly nakonec vyhotoveny dva P&I diagramy. Na prvním diagramu je znázorněna nízkotlaká regenerace, interní odvodnění turbíny, chlazení generátoru, detailní zapojení kondenzátoru, včetně detailního zapojení KUP, paroproudé vývěvy a najížděcího ejektoru. Na druhém diagramu je zjednodušený oběh pracovního média, páry a kondenzátu, včetně možného odběru topné páry pro napájecí nádrž. Je zde znázorněn i oběh chladicí vody kondenzátoru včetně systému čištění kondenzátoru, tzv. Taprogge.

Hlavní částí této diplomové práce ovšem byl výpočet kondenzátoru. Prvotním cílem bylo stanovení teplosměnné plochy. Proto bylo nutné si stanovit výchozí hodnoty páry a chladicí vody, jež byly převzaty z první kapitoly. Další postup výpočtu vedl přes stanovení tepelného výkonu kondenzátoru, jenž vyšel na cca 76 MW, což odpovídá dvojnásobku výkonu v letním období, jenž dokáže turbína využít z páry. Dále bylo nutné stanovit potřebné množství chladicí vody, jenž vyšlo na cca 6600 t/h. Zbývalo určit součinitel prostupu tepla. Nejlepší řešení volby výpočtu součinitele prostupu tepla padlo na americkou HEI normu, podle které vyšel tento součinitel pro nerezovou ocel 1.4401 o vnějším průměru 20 mm a tloušťce 0,7 m, doporučeno konzultantem pro takový výkon a využití říční vody jako chladicího média, o hodnotě $3,197 \text{ kW/m}^2 \cdot \text{K}$. Tím byla získána teplosměnná plocha kondenzátoru o hodnotě 2985 m^2 , pomocí které se mohlo přejít k návrhu trubkového svazku, kde byl stanoven celkový počet trubek na 6122 ks. Proběhl návrh trubkového svazku za pomoci pana Hrbáčka. Průměr pláště kondenzátoru vyšel

na rovných 3000 mm a průměr trubkového svazku činí 2900 mm. Uspořádání trubkového svazku vychází z určitých zásad. Hlavními je možnost samotné výroby trubkového svazku a kondenzátoru. Dále rozložení počtu trubek mezi jednotlivými tahy, oddělení určitého počtu trubek, cca 4%, pro podchlazení směsi a možnost odsávání nekondenzujících plynů, možných výztuh kondenzátoru atd. Teplosměnná délka trubek kondenzátoru vyšla na 8,24 m a po započítání všech přídavek (trubkovnice, výztuže) vzrostla celková délka trubek na 8,51 m. Následně byly dopočítány ostatní nutné rozměry jako rozměr vstupních a výstupních hrdel chladicí vody, rozměry obratné komory, rozměry vstupního hrdla páry, rozměry odsávacího potrubí pro nekondenzující plyny a nakonec výpočet velikosti „hotwellu“ pro zásobování kondenzátních čerpadel po dobu 1 minuty, aby byla možnost odstavit tyto čerpadla, kdyby nastal nějaký problém s kondenzací páry. S těmito údaji byl poté proveden základní návrh kondenzátoru, jak bude zřejmě vypadat. Celková délka kondenzátoru vyšla cca 10,7 m a jeho průměr činí 3 m, jak již bylo zmíněno. Na závěr této kapitoly byl vypočítán hydraulický odpor kondenzátoru vůči proudící chladicí vodě, jenž vyšel cca 73,5 kPa. Tlaková ztráta vody vyšla větší, než bylo předpokládáno v návrhu, proto bude nutné s tím počítat při výpočtu a nákupu čerpadel. Na úplný závěr kapitoly byla umístěna tabulka s hlavními vypočtenými a navrženými hodnotami kondenzátoru.

Seznam zdrojů

Literatura

- [1] KRBEK, J., POLESNÝ, B.: *Závěrečný projekt: Výpočet tepelných turbín a jejich příslušenství*. 1. vyd. Praha: Tiskařské závody, 1987. 336 s.
- [2] KADRNOŽKA, J.: *Projektování tepelných centrál*, 2. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického. 1980. 378 s.
- [3] KRBEK, J., POLESNÝ, B., FIEDLER, J.: *Strojní zařízení tepelných centrál: Návrh a výpočet*, 1. vyd. Brno: PC-DIR Real. 1999. 217 s. ISBN 80-214-1334-4
- [4] MICHELE, F.: *Parní trubiny a kondenzace, Plynové turbíny a turbokompresory, Konstrukce*. 1. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického, 1985. 255 s.
- [5] LIBICH, V., OCHRANA, L.: *Spalovací zařízení a výměníky tepla*, 2. vyd. Brno: Ediční středisko Vysokého učení technického. 1989. 245 s. ISBN 80-214-1078-7
- [6] JÍCHA, M.: *Přenos tepla a látky*, 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o.. 2001. 160 s. ISBN 80-214-2029-4
- [7] FERSTL, K., MASARYK, M.: *Přenos tepla*. 1. vyd. Bratislava: Nakladatelství STU, 2011. 424 s. ISBN 978-80-227-3534-6

Internetové zdroje

- [8] REINBERG, Z.: *Přibližný výpočet tlakové ztráty třením v potrubí*. TZB-info.cz [online]. 2002-06-05 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z WWW: <<http://www.tzb-info.cz/1002-priblizny-vypocet-tlakove-ztraty-trenim-v-potrubi>>.
- [9] *Proudění v potrubí* [online]. 2007-10-23 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z WWW: <http://hydraulika.fsv.cvut.cz/Hydraulika/Hydraulika/Predmety/HY2V/ke_stazeni/prednasky/HY2V_04_Hydraulika_potrubi.pdf>.
- [10] M.VOITE: *Materials overview*. [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z WWW: <http://woite-edelstahl.com/kategorien_materialsoverview.html>.
- [11] GREENS POWER LIMITED: *Surface Condensers*. [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z WWW: <http://www.greenpower.co.uk/condensers.shtml#.U4hFwvl_uLA>.
- [12] ZVU POTEZ, a.s.: *Parní kondenzátor*. [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z WWW: <<http://www.zvupotez.cz/clanky-parni-kondenzator-1650-m2.html>>.
- [13] MICO, spol. s.r.o.: *Fotoreference*. [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z WWW: <<http://www.mico.cz/cz/fotoreference.php?hlavniSkupina=x01VymenykyTepla>>.
- [14] NASH: *Steam Jet Ejectors*. [online]. [cit. 2014-05-30]. Dostupné z WWW: <<http://www.gdnash.com/sjectors.aspx>>.

Firemní zdroje

- [15] Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o, *System jednotného značení KKS.*
- [16] Siemens Industrial Turbomachinery s.r.o, *firemní podklady*
- [17] Heat Exchange Institute – Standards for Steam Surface Condensers – 10th Edition, 2006

Seznam použitých veličin

p	[bar]	tlak
t	[°C]	teplota
m	[t/h]	hmotnostní průtok
s	[kJ/(kg·K)]	entropie
i	[kJ/kg]	entalpie
H	[kJ/kg]	entalpický spád
η	[-]	účinnost
ρ	[kg/m ³]	hustota
P	[kW]	výkon
ξ	[kW]	ztráty
c	[kJ/(kg·K)]	tepelná kapacita
X	[-]	suchost páry
v	[m ³ /kg]	měrný objem
Q	[kW]	tepelný výkon
Θ	[-]	střední logaritmický teplotní spád
k	[kW/(m ² ·K)]	součinitel prostupu tepla
d,D	[mm]	průměr
tl	[mm]	tloušťka
S	[m ²]	plocha
n	[-]	počet
l,L	[m]	délka
w	[m/s]	rychlost
V	[m ³]	objem
H	[m]	výška
R	[J/(kg·K)]	plynová konstanta
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
Δ	[mm]	drsnost potrubí
λ	[-]	součinitel tření
P _{zt}	[Pa]	tlakové ztráty