

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B2301 Strojní inženýrství

Studijní zaměření: 2301R016 Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Návrh tepelného schématu a funkčního P&ID
strojovny parní turbíny

Autor: **Jindřich BÉM**

Vedoucí práce: **Ing. Pavel ŽITEK**

Akademický rok 2017/2018

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou práci, kterou jsem zpracoval na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této bakalářské práce.

Plzeň 21. května 2018

.....
podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce Ing. Pavlu Žitkovi za odbornou pomoc a cenné rady při zpracovávání práce.

Dále bych chtěl poděkovat konzultantovi bakalářské práce Ing. Petru Kollrossovi za odbornou pomoc, cenné rady a věnovaný čas.

Jindřich Bém

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jindřich BÉM**

Osobní číslo: **S15B0051P**

Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**

Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**

Název tématu: **Návrh tepelného schématu a funkčního P&ID strojovny
parní turbíny**

Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cílem práce je zjednodušený výpočet bilančního schématu jednotělesové parní turbíny s grafickým zpracováním dle zadání DSPW. Na základě tohoto bilančního schématu bude vypracováno funkční schéma P&ID parní turbíny.

Máte za úkol provést:

1. Zpracování teoretického úvodu k Rankin Clausiovu cyklu.
2. Výpočet bilančního schématu jednotělesové parní turbíny.
Rozsah: turbína, NT regenerace, VT regenerace, napájecí nádrž, kondenzátor, kotel.
3. Návrh funkčního P&ID strojovny v rozsahu základního projektu:
 - schéma zapojení v ACAD dle bilančního schématu
 - rozsah: turbína, NT regenerace, VT regenerace, kondenzátor, kondenzátní čerpadla
 - úprava zapojení dle použitých zařízení
 - umístění potřebných armatur
 - umístění potřebných měření
 - předpokládané umístění odvodnění.

Rozsah grafických prací: **schémata, výkresy**
Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**
Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

- **Bečvář J.:** Tepelné turbíny, Bratislava, SNTL/SVTL, 1968, 548 s.
- **Ščegljajev A. V.:** Parní turbíny, Praha, SNTL, 1983
- **Škopek J.:** Parní turbína (Tepelný a pevnostní výpočet), ISBN Plzeň, 2003
- **Dixon S. L., Hall C. A.:** Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Elsevier, 2010, ISBN 978-1-85617-793-1
- **Interní materiály Doosan Škoda Power s.r.o. (Příručka pro strojní projektanty Josef Jindřich, Ing. Jiří Blovský etc.)**

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Pavel Žitek**
Katedra energetických strojů a zařízení

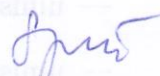
Konzultant bakalářské práce: **Ing. Petr Kollross**
Doosan Škoda Power

Datum zadání bakalářské práce: **30. října 2017**

Termín odevzdání bakalářské práce: **21. května 2018**



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Bém	Jméno Jindřich	
STUDIJNÍ OBOR	2301R016 – Stavba energetických strojů a zařízení		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVISŤE	ZČU – FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Návrh tepelného schématu a funkčního P&ID strojovny parní turbíny		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	75	TEXTOVÁ ČÁST	44	GRAFICKÁ ČÁST	20
---------------	----	---------------------	----	--------------------------	----

STRUČNÝ POPIS	Bakalářská práce obsahuje teoretický popis Rankin-Clausiova cyklu, výpočet tepelného schématu jednotělesové parní turbíny a návrh funkčního P&ID strojovny.
KLÍČOVÁ SLOVA	Rankin-Clausiov cyklus, Tepelné schéma, P&ID, Parní turbína,

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Bém	Name Jindřich	
FIELD OF STUDY	2301R016 – Design of Power Machines and Equipment		
SUPERVISOR	Surname Ing. Žitek	Name Pavel	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of heat balance diagram and function P&ID of machinery room steam turbine		

FACULTY	Mechanical engineering	DEPARTMENT	KKE	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	-----	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	75	TEXT PART	44	GRAPHICAL PART	20
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION	This bachelor work is focused on theoretical description of Rankin-Clausius heat cycle. Next part contains calculation of heat balance diagram of steam turbine. The last part pays attention to design process and instrumentation diagram.
KEY WORDS	Heat balance diagram, P&ID, Steam turbine

Obsah

1 ÚVOD	17
2 TEORETICKÝ ÚVOD DO PROBLEMATIKY RANKIN-CLAUSIOVA CYKLU	18
2.1 RANKIN-CLAUSIOV CYKLUS	18
2.2 POPIS ZAŘÍZENÍ	19
2.2.1 Turbína	19
2.2.2 Kondenzátor.....	19
2.2.3 Kotel.....	20
2.2.4 Regenerační ohřívák.....	20
2.2.5 Čerpadlo	21
2.2.6 Regulační a rychlozávěrný ventil	21
2.2.7 Redukční ventil	21
2.3 ZVYŠOVÁNÍ TEPELNÉ ÚČINNOSTI CYKLU.....	21
2.3.1 Teplota odvodu tepla	22
2.3.2 Zvyšování vstupních parametrů páry	23
2.3.3 Přihřívání páry po částečné expanzi	24
2.3.4 Regenerace	25
3 VÝPOČET TEPELNÉHO SCHÉMATU	28
3.1 ÚVOD DO PROBLEMATIKY.....	28
3.2 VSTUPNÍ PARAMETRY	28
3.3 VOLENÉ PARAMETRY.....	28
3.4 PŘEDPOKLADY PRO VÝPOČET	28
3.4.1 Turbína	28
3.4.2 Regenerační ohřívák s přečerpáváním	29
3.4.3 Napájecí nádrž.....	29
3.4.4 Potrubí	29
3.4.5 Ucpávková pára a komínková pára.....	29
3.5 VÝPOČET STAVOVÝCH PARAMETRŮ.....	29
3.5.1 Rychlozávěrný a regulační ventil	29
3.5.2 Turbína	30
3.5.3 Kondenzátor.....	31
3.5.4 Kondenzátní čerpadlo	33
3.5.5 KKP.....	34
3.5.6 NTO1	35
3.5.7 NTO2	37
3.5.8 Napájecí nádrž.....	38
3.5.9 Napájecí čerpadlo	40
3.5.10 VTO1	42
3.5.11 VTO2	44
3.5.12 Kotel.....	46
3.6 VÝPOČET PRŮTOČNÉHO MNOŽSTVÍ	46
3.6.1 VTO2	47

3.6.2	VT01	48
3.6.3	Napájecí nádrž.....	48
3.6.4	NTO2	49
3.6.5	NTO1	49
3.6.6	KKP.....	50
3.6.7	Kondenzátor.....	50
3.6.8	Kotel.....	51
3.6.9	Turbína	51
3.6.10	Absolutní hmotnostní toky.....	52
3.7	CHARAKTERISTICKÉ UKAZATELE CYKLU	52
4	VÝPOČET ZAŘÍZENÍ NEOBSAŽENÝCH V HBD	54
4.1	BYPASS TURBÍNY	54
4.2	UCPÁVKOVÁ PÁRA	55
4.3	HYDRAULICKÝ NÁVRH DIMENZE POTRUBÍ	57
5	P&ID	59
6	ZÁVĚR.....	60
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	61

Seznam příloh

Příloha 1	Turbína – HBD	1 x A3
Příloha 2	Identifikátor	2 x A4
Příloha 3	Součinitel průtoku labyrintovou ucpávkou	1 x A4
Příloha 4	Součinitelem průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou	1 x A4
Příloha 5	Průběh tepelné účinnosti v závislosti na parametrech admisní páry	1 x A4
Příloha 6	Vstupní parametry výpočtu	2 x A4
Příloha 7	Volitelné parametry výpočtu	1 x A4
Příloha 8	Tabulka výsledků výpočtu	1 x A4
Příloha 9	Charakteristické ukazatele cyklu	1 x A4
Příloha 10	Hodnoty křížů	1 x A4
Příloha 11	i-s diagram cyklu	1 x A4
Příloha 12	T-s diagram cyklu	1 x A4
Příloha 13	Dimenze hlavních potrubních tras	1 x A4
Příloha 14	Dimenze potrubních tras neobsažených v HBD	1 x A4
Příloha 15	Tepelné bilanční schéma	1 x A3
Příloha 16	P&ID	1 x A0

Seznam obrázků

Obrázek 2-1 Rankin-Clausiusův cyklus	19
Obrázek 2-2 Rankin-Clausiusův cyklus – zvyšování tlaku admisní páry ($p_1 < p_1'$)	23
Obrázek 2-3 Rankin-Clausiusův cyklus – zvyšování teploty admisní páry ($T_1 < T_1'$)	24
Obrázek 2-4 Průběh teploty ve směšovacím výměníku	26
Obrázek 2-5 Průběh teploty v povrchovém výměníku.....	26
Obrázek 3-1 Regulační ventil – HBD	30
Obrázek 3-2 Kondenzátor – HBD	32
Obrázek 3-3 Kondenzátní čerpadlo – HBD	33
Obrázek 3-4 Kondenzátor komínkové páry – HBD.....	34
Obrázek 3-5 NTO1 – HBD	36
Obrázek 3-6 NTO2 – HBD	37
Obrázek 3-7 Napájecí nádrž – HBD	39
Obrázek 3-8 Napájecí čerpadlo – HBD.....	40
Obrázek 3-9 VTO1 – HBD	42
Obrázek 3-10 VTO2 – HBD	44
Obrázek 3-11 Kotel – HBD.....	46

Seznam tabulek

Tabulka 4-1 Tabulka maximálních rychlostí pro jednotlivá média	58
--	----

Seznam použitých symbolů

Symbol	Jednotky	Název
c_{pa}	$[\text{kg}\cdot(\text{kWh})^{-1}]$	Měrná spotřeba páry
c_t	$[\text{kJ}\cdot(\text{kWh})^{-1}]$	Měrná spotřeba tepla
c_y	[-]	Poměr mezi hmotnostním tokem na výstupu z turbíny a hmotnostním tokem na vstupu do turbíny
D_{\min}	[mm]	Minimální průměr potrubí
h	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Entalpie
h_N	[m]	Výškový rozdíl napájecí nádrže a sání napájecího čerpadla
k_K	[-]	Koeficient pro pokrytí ztrát od výtlačku kondenzátního čerpadla a vstupu do napájecí nádrže
k_N	[-]	Koeficient rezervy pro pokrytí ztrát ve VTO a kotli
M	$[\text{t}\cdot\text{h}^{-1}]$	Hodinová spotřeba páry
\dot{m}	$[\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}]$	Hmotnostní průtok
M_p	$[\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}]$	Molární hmotnost páry, $M_{vz}=0,018 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$
M_{vz}	$[\text{kg}\cdot\text{mol}^{-1}]$	Molární hmotnost vzduchu, $M_{vz}=0,029 \text{ kg}\cdot\text{mol}^{-1}$
p	[bar]	Tlak
p_1	[bar]	Tlak páry na výstupu z kotle
P_g	[MW]	Elektrický výkon na svorkách generátoru
p_o	[bar]	Tlak odplynění
\dot{q}_o	[MW]	Odváděný tepelný výkon
\dot{q}_p	[MW]	Dodávaný tepelný výkon
q_{pi}	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}]$	Dodané měrné teplo
R_m	$[\text{J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Univerzální plynová konstanta, $R_m=8,314 \text{ J}\cdot\text{mol}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
s	$[\text{kJ}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}]$	Entropie
s_u	[mm]	Tloušťka břitu
T	[K]	Teplota

Symbol	Jednotky	Název
T_1	[°C]	Teplota páry na výstupu z kotle
T_1'	[°C]	Teplota páry na vstupu do ohříváku
T_1''	[°C]	Teplota kondenzátu na výstupu z ohříváku
T_2'	[°C]	Teplota hlavního kondenzátu / napájecí vody na vstupu do ohříváku
T_2''	[°C]	Teplota hlavního kondenzátu / napájecí vody na výstupu z ohříváku
T_{odvod}	[K]	Teplota odvodu tepla
T_{privod}	[K]	Teplota přívodu tepla
T_s	[°C]	Teplota sytosti v ohříváku
w_{max}	[m·s ⁻¹]	Maximální rychlost proudění média v potrubí
y	[-]	Poměrné množství
Δh_0	[kJ·kg ⁻¹]	Ztrátové snížení entalpie admisní páry
δ_i	[°C]	Vstupní teplotní rozdíl
δ_o	[°C]	Výstupní teplotní rozdíl
Δp_k	[bar]	Součet tlakových ztrát zařízení mezi výtlakem kondenzátního čerpadla a vstupem do napájecí nádrže
ε_u	[-]	Tlakový poměr
ε_u^*	[-]	Tlakový poměr kritický
η_C	[-]	Účinnost Carnotova cyklu
η_c	[-]	Celková účinnost
η_N	[-]	Účinnost napájecího čerpadla
η_t	[-]	Tepelná účinnost cyklu
η_{tdi}	[-]	Vnitřní termodynamická účinnost turbíny
ζ	[-]	Koeficient tlakové ztráty potrubí
ζ_N	[-]	Koeficient tlakové ztráty potrubí sání napájecího čerpadla

Seznam použitých zkratek

Zkratka	Vysvětlení
HBD	Heat balance diagram – Bilanční tepelné schéma
KC	Kondenzátní čerpadlo
KKP	Kondenzátor komínkové páry
NC	Napájecí čerpadlo
NN	Napájecí nádrž
NTO	Nízkotlaký ohřívák
P&ID / PID	Process and instrumentation diagram – Procesní a přístrojové schéma
R-C	Rankin-Clausiusův cyklus
VTO	Vysokotlaký ohřívák

Seznam použitých funkcí

Pro výpočty parametrů vody bylo použito výpočtové makro pro MS Excel. Obsahuje funkce pro zjišťování parametrů vody (p-tlak [kPa], T-teplota [°C], h-entalpie [kJ·kg⁻¹], s-entropie [kJ·kg⁻¹·K⁻¹], x-suchost [-], v-měrný objem [m³·kg⁻¹], rho-měrná hmotnost [kg·m⁻³]) se vstupy (p, T, h, ...). Systém pojmenování funkcí je: na prvním místě je výstupní veličina, poté následuje podtržítka a poté následují vstupní veličiny. Např.: h_pT znamená zjištění entalpie podle tlaku a teploty. Důvodem, proč se téměř vždy násobí či dělí tlak 100 jako argument funkce je to, že makro počítá s kPa, zatímco v energetice se počítá převážně s bary.

Funkce	Vysvětlení
CpL_T	Měrná tepelná kapacita funkcí teploty
h_ps	Entalpie funkcí tlaku a entropie
h_pT	Entalpie funkcí tlaku a teploty
h_px	Entalpie funkcí tlaku a suchosti (x=0 sytá kapalina, x=1 sytá pára)
h_Tx	Entalpie funkcí teploty a suchosti
p_hs	Tlak funkcí entalpie a entropie
psat_T	Tlak syté páry funkcí teploty
rhoL_T	Hustota kapaliny funkcí teploty
s_ph	Entropie funkcí tlaku a entalpie
s_pT	Entropie funkcí tlaku a teploty
T_ph	Teplota funkcí tlaku a entalpie
Tsat_P	Teplota sytosti funkcí tlaku
v_pT	Měrný objem funkcí tlaku a teploty

1 Úvod

Cílem této bakalářské práce je tepelný výpočet Rankin-Clausiova cyklu, který se využívá pro návrhy tepelných elektráren. K výpočtu bude použita odborná literatura a parametry dané zadáním bakalářské práce. Vypočtení cyklu však není možné bez teoretických znalostí tohoto parního cyklu. Druhá kapitola se proto bude věnovat teoretickému rozboru Rankin-Clausiova cyklu, způsoby zvyšování jeho účinnosti a popisu jednotlivých zařízení.

Třetí kapitola bude věnována samotnému tepelnému výpočtu cyklu. Budou v ní popisovány konkrétní vztahy nezbytné pro výpočet parametrů v jednotlivých bodech cyklu. Výpočet bude realizován v programu MS Excel s použitím doplňkového makra pro výpočty vlastností páry zvaným X-STEAM. Program bude do jisté míry univerzální, umožní měnit vstupní parametry, ale neumožní měnit počet či uspořádání zařízení, jako je například počet nebo typ ohříváků.

V textové části práce budou popisovány principy, funkce a důvody pro daný výpočet. Nebude zde řešeno číselné dosazování do vzorců, tím se bude zabývat vytvořený program. Pro zadání pak budou v příloze uvedeny konkrétní číselné výsledky výpočtů.

Čtvrtá kapitola se bude zabývat výpočtem zařízení, která nebudou obsažena v základním výpočtu tepelného schématu. Budou ale důležitým podkladem pro vytvoření schématu zapojení tzn. P&ID.

Poslední kapitola bude zaměřena na vytvoření procesního a přístrojového schématu P&ID.

2 Teoretický úvod do problematiky Rankin-Clausiova cyklu

2.1 Rankin-Clausiovův cyklus

Rankin-Clausiovův cyklus je nejčastěji používaný porovnávací cyklus v energetice. Jedná se o uzavřený kruhový cyklus, schematicky je znázorněn na Obrázek 2-1. Pracovní médium je voda a vodní pára. Cyklus se skládá se čtyř hlavních částí popsaných v odstavcích a. - d., reprezentují je hlavní zařízení, ve kterých dochází k přeměně energie. Těmito zařízeními se zabývá Kapitola 2.2.

a. Konání práce

Práce je konána párou v turbíně. Pára vstupuje do turbíny přes komoru turbínových ventilů. V turbíně následně expanduje a koná práci, což je zobrazeno křivkou mezi body 1 a 2. V idealizovaném cyklu je expanze páry izoentropická (bez výměny tepla s okolím). Reálná expanze probíhá se ztrátami, zobrazeno křivkou mezi body 1 a 2'. Během expanze klesá teplota a tlak páry a roste měrný objem.

b. Odvod tepla

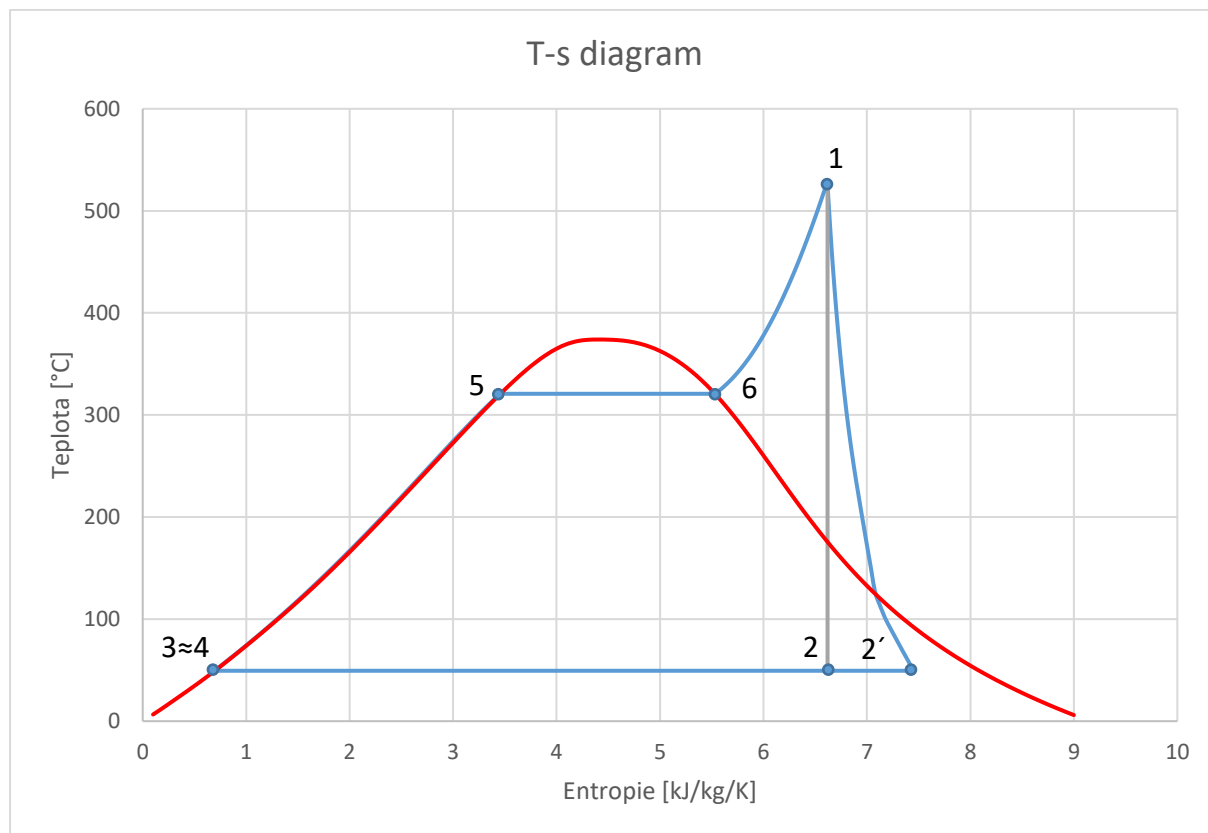
V kondenzátoru přechází zbytkové teplo do chladící vody a pára kondenzuje, je zobrazeno křivkou mezi body 2 a 3. Odvod tepla probíhá izobaricky (za konstantního tlaku). Teplota a tlak sytosti, při které pára kondenzuje, je svázána s teplotou chladící vody. Hloubka podtlaku v kondenzátoru definuje konec expanzní křivky parní turbíny.

c. Zvýšení tlaku

V napájecím čerpadle je zvýšen tlak z tlaku v kondenzátoru na tlak admisní páry. Ke stlačování dochází na křivce mezi body 3 a 4. Z důvodu malého ohřátí v čerpadle úsečka splyne v bod.

d. Přívod tepla

Přívod tepla probíhá v kotli ve třech částech. V první části, ekonomizéru, křivka mezi body 4 a 5, je voda ohřívána na teplotu sytosti, dále ve výparníku, křivka mezi body 5 a 6, je voda přeměňována na vodní páru, a v přehříváku, křivka mezi body 6 a 1, je pára přehřívána na teplotu vyšší, než je teplota sytých par.



Obrázek 2-1 Rankin-Clausiusův cyklus

2.2 Popis zařízení

2.2.1 Turbína

Turbína je rotační lopatkový stroj sloužící k přeměně energie vstupující páry na užitnou práci. Do turbíny vstupuje admisní pára, ta v ní expanduje a dochází k přeměně tepelné, tlakové a kinetické energie na užitečnou práci. Pára v průtočné části parní turbíny může expandovat až do oblasti mokré páry. Koncový stav páry na výstupu z turbíny je dán parametry kondenzátoru, nejvíce kondenzační teplotou.

V oblasti výroby elektrické energie se používá nejčastěji turbína s konstantními otáčkami, které přímo souvisí s frekvencí 50 Hz v rozvodné síti a této frekvenci odpovídá turbína se 3000 ot min^{-1} . Pro malé výkony jsou voleny vyšší otáčky turbíny, které jsou ale poté potřeba pomocí převodovky snížit. Pokud turbína slouží k pohonu turbonapáječky, lodí a podobně, pracuje v proměnlivých otáčkách. To na ni klade jiné návrhové, konstrukční i provozní požadavky. Tato varianta zde ale nebude dále popisována.

2.2.2 Kondenzátor

Kondenzátor je povrchový tepelný výměník, ve kterém kondenzuje pára z výstupu parní turbíny. Dochází zde k odvodu tepla z tepelného cyklu. Mokrý pára kondenzuje na hlavní kondenzát a ten z kondenzátoru vystupuje. Kondenzace v oblasti mokré páry probíhá za konstantní teploty a tlaku.

Kondenzační teplo páry je předáváno chladicí vodě. V případě uzavřeného chladicího okruhu je teplo chladicí vody předáváno do vzduchu v suchém, nebo mokřém výměníku. V případě otevřeného chladicího okruhu je teplo chladicí vody předáváno vzduchu přímo v chladicí věži, část tepla je odvedena odparem vody. V případě dostupnosti zdroje chladicí vody je možnost průtočného chlazení, tedy odběr studené chladicí vody z řeky, případně z moře, její ohřátí a následné vrácení zpět do zdroje.

Tlak, na který bude pára expandovat v turbíně, je svázán s teplotou chladicí vody, velikostí ohřátí a koncovým teplotním rozdílem.

- a. Teplota chladicí vody na vstupu
V případě průtočného chlazení je dána přímo teplotou vody ve zdroji. V případě chlazení do vzduchu je dána okolní teplotou.
- b. Velikost ohřátí chladicí vody
Od jeho velikosti je závislá velikost kondenzátoru, jelikož při menším ohřátí je potřeba většího hmotnostního toku, a tedy většího kondenzátoru pro odvedení stejného tepla. Zvyšování hmotnostního toku chladicí vody sice snižuje velikost výsledného vakua v kondenzátoru, ale zároveň zvyšuje nároky na jeho konstrukci, a tak rostou i pořizovací náklady. V případě odběru chladicí vody z řeky je její ohřátí limitováno maximální výstupní teplotou danou ekologickým hlediskem.
- c. Koncový teplotní rozdíl
Opět je od koncového teplotního rozdílu závislá konstrukce kondenzátoru. Při volbě menšího teplotního rozdílu je potřeba větší teplosměnné plochy pro odvedení stejného tepla.

V kondenzátoru je obvykle hluboké vakuum v řádu jednotek kPa. To je udržováno kondenzací páry. Při této změně plynné fáze na kapalnou se výrazně snižuje její měrný objem. Při najíždění turbíny odsávají vývěvy vzduch z turbíny a kondenzátoru a vytvářejí potřebné vakuum. Dále také průběžně odsávají nezkondenzované plyny z kondenzátoru, které se do něho dostali díky netěsnostem, popřípadě byly rozpuštěny v kondenzátu a při jeho odplynění se odloučily. Pokud by nebyly odsávány, v kondenzátoru by rostl tlak a snižoval by se výkon turbíny.

2.2.3 Kotel

V kotli se přeměňuje chemická energie paliva na tepelnou energii spalin, které ji dále předávají v teplosměnných plochách vodě. Tepelná energie je předávána ve třech hlavních částech:

- a. Ekonomizér: Zde je ohřívána napájecí voda na teplotu sytosti.
- b. Výparník: Zde se vodě přivádí výparné teplo a ze syté kapaliny se postupně stává sytá pára.
- c. Přehřívák: Zde je sytá pára přehřívána na vysokou teplotu.

2.2.4 Regenerační ohřívák

Ohřívák je regenerační tepelný výměník sloužící k předávání tepla topné páry hlavnímu kondenzátu, popřípadě napájecí vodě. Podrobněji je popsán v Kapitole 2.3.4.

2.2.5 Čerpadlo

Čerpadlo je zařízení, které slouží k dopravě kapalin. Využívá kinetickou energii svého pohonu, kterou přeměňuje na potenciální energii dopravovaného média.

Čerpadla se dělí podle způsobu přeměny energie na hydrostatická, hydrodynamická a proudová. V parním cyklu se nejvíce využívají hydrodynamická odstředivá čerpadla, a to zejména jako kondenzátní a napájecí čerpadla. Principem funkce odstředivého čerpadla, je nejprve urychlení vstupující tekutiny v oběžném kole a následné zpomalení tekutiny na výtlaku a přeměně kinetické energie tekutiny na tlakovou energii. Dle Bernoulliho rovnice¹ je zřejmé, že při zvýšení rychlosti tekutiny dojde k poklesu jejího tlaku. Tlak může klesnout až pod tlak sytých par při dané teplotě a může se objevit kavitace. K tomuto jevu dochází v oběžném kole čerpadla, jelikož čerpaná tekutina je téměř na mezi sytosti a v oběžném kole dochází k jejímu urychlení a s tím spojené snížení tlaku. To zapříčiní vznik kavitačních bublin. Tyto bubliny jsou unášeny proudem a při opětovném nárůstu tlaku kapaliny dojde k jejich implodování. Imploze má za následek narušování povrchu materiálu.

K zamezení vzniku kavitace je nutné dosáhnout dostatečného tlaku čerpané tekutiny na sání čerpadla. Toho se docílí větší výškou vodního sloupce na sání a tím zvýšení statického tlaku vhodným dispozičním řešením. Dalším způsobem je předřazené podávací čerpadlo s rozdílnými otáčkami. V podávacím čerpadle jsou otáčky nižší a tím tedy i pokles tlaku menší dle Bernoulliho rovnice, nedojde ale k zvýšení tlaku na požadovanou hodnotu. Tlak je ale dostatečně zvýšen, že nedochází v rozváděcím kole kondenzátního čerpadla s vyššími otáčkami ke kavitaci.

2.2.6 Regulační a rychlozávěrný ventil

Regulační ventil slouží k regulaci některé z regulovaných veličin paní turbíny prostřednictvím změny zdvihu kuželky. Regulované veličiny jsou obvykle otáčky, výkon, tlak atd.

Rychlozávěrný ventil je dvoupolohové zařízení (poloha otevřeno/zavřeno), které zajišťuje bezpečné odstavení turbíny v požadovaném čase.

2.2.7 Redukční ventil

Redukční ventil slouží ke snížení tlaku na požadovanou hodnotu.

2.3 Zvyšování tepelné účinnosti cyklu

Tepelný cyklus s největší tepelnou účinností je Carnotův cyklus. Jeho účinnost η_C je dána rovnicí (2.3-1) a je závislá jen na teplotě přívodu tepla T_{privod} a teplotě odvodu tepla T_{odvod} . (Teplota musí být v základních jednotkách Kelvinech).

$\eta_C = 1 - \frac{T_{\text{odvod}}}{T_{\text{privod}}}$	[-]	(2.3-1)
---	-----	---------

Z rovnice je zřejmé, že účinnost roste v případech, v nichž klesá teplota odvodu tepla, roste teplota přívodu tepla anebo klesá teplota odvodu tepla a zároveň roste teplota přívodu tepla.

¹ [6] rovnice (4.23)

Z důvodu nízké účinnosti R-C cyklu, popsané v Kapitole 2.1, je snaha se s ním přiblížit ke Carnotovu cyklu a tím i zvýšit celkovou tepelnou účinnost. Toho se dosahuje několika způsoby, jež jsou popsány v následujících podkapitolách.

Přívod tepla se v R-C cyklu skládá ze tří částí, viz Kapitola 2.1, bod d. V každé části je vypočtena ekvivalentní teplota. Ta je rovna teplotě přívodu tepla v Carnotově cyklu stejné účinnosti. Účinnost celého cyklu je závislá na účinnostech jednotlivých částí a proto je snaha zvyšovat ekvivalentní teplotu dílčích částí přívodu tepla.

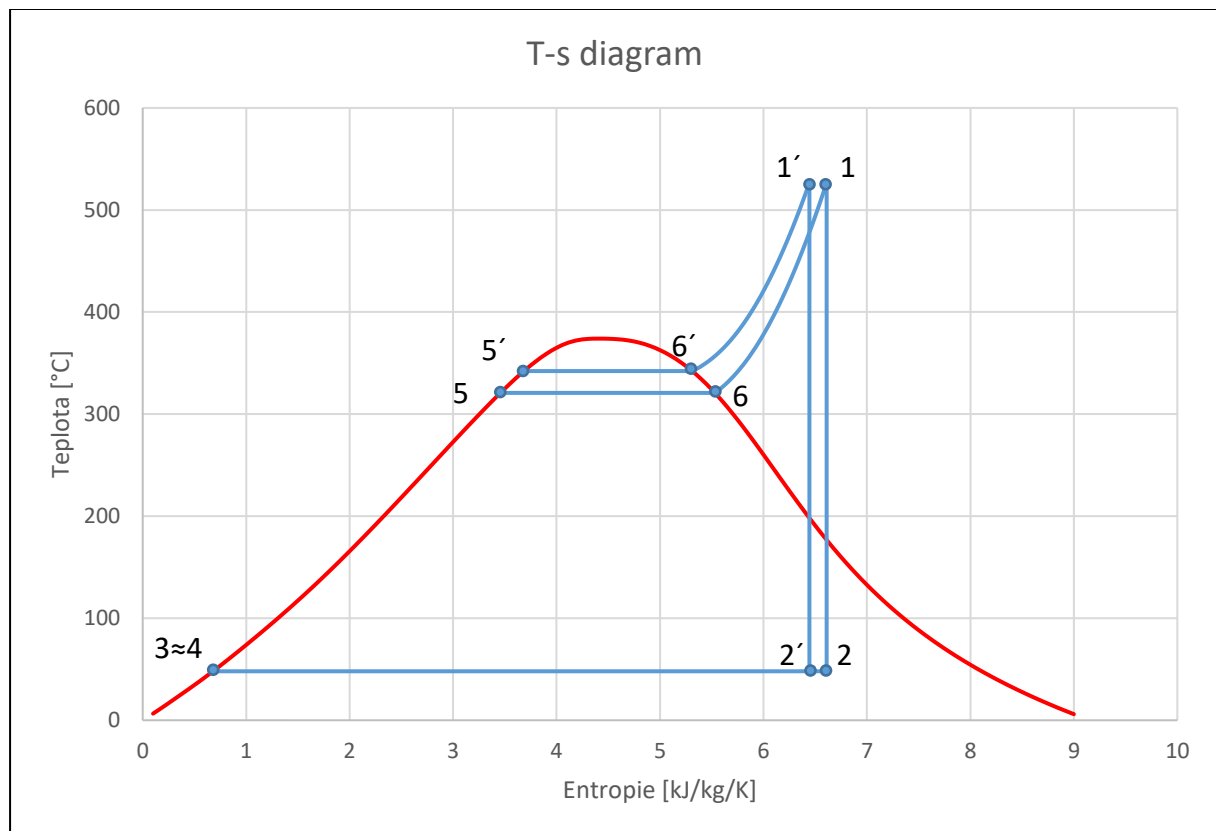
2.3.1 Teplota odvodu tepla

Teplota odvodu tepla v R-C cyklu je rovna teplotě v kondenzátoru. Ta je přímo navázána na teplotu a průtok chladicí vody a konstrukci kondenzátoru, zejména velikosti a materiálu teplosměnných ploch. Teplota chladicí vody je dána geografickou polohou, nelze ji tedy měnit. Zvyšováním průtoku chladicí vody či snižováním koncových teplotních rozdílů rostou pořizovací náklady kondenzátoru.

2.3.2 Zvyšování vstupních parametrů páry

a. Zvýšení tlaku

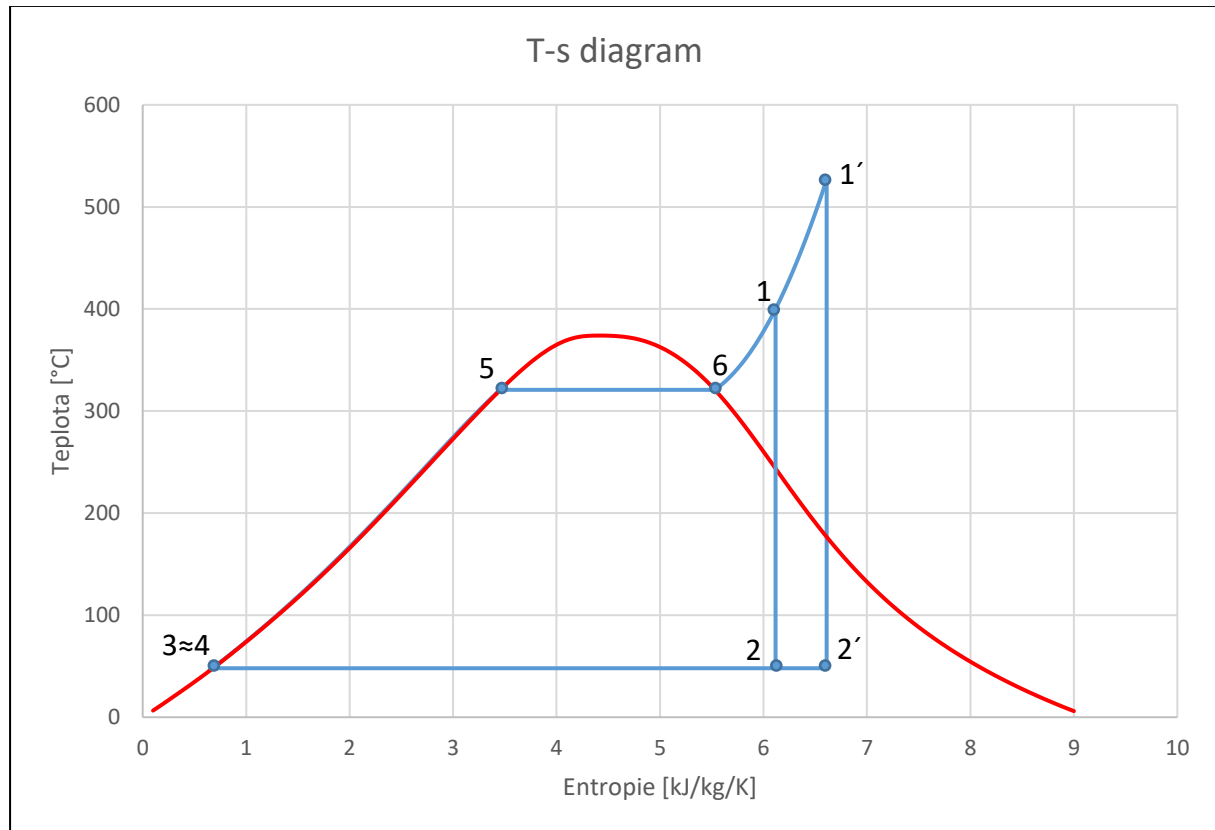
Zvýšením tlaku a zachováním teploty admisní páry se zvýší teplota přívodu tepla ve všech třech částech, spolu s tím se zvýší i ekvivalentní teplota a vzroste tepelná účinnost cyklu. Nevýhodou při zvyšování tlaku admisní páry je to, že roste tloušťka stěn přívodního potrubí páry i stěn tělesa turbíny. Jelikož se vzrůstajícím tlakem klesá měrný objem páry, zároveň s tím klesá délka lopatek prvních stupňů, což má negativní dopad na termodynamickou účinnost turbíny. V koncových stupních roste vlhkost páry což má opět negativní účinek na termodynamickou účinnost a dále způsobuje větší erozi koncových lopatek.



Obrázek 2-2 Rankin-Clausiusův cyklus – zvyšování tlaku admisní páry ($p_1 < p_1'$)

b. Zvýšení teploty

Zvýšením teploty a zachováním tlaku admisní páry se zvýší ekvivalentní teplota v oblasti přehřívání páry, což zvýší účinnost cyklu. Dále je snížena vlhkost páry v posledních stupních, což sníží erozi lopatek. Naopak ale vysoká teplota na vstupu klade na lopatky prvních stupňů vysoké materiálové nároky.



Obrázek 2-3 Rankin-Clausiusův cyklus – zvyšování teploty admisní páry ($T_1 < T_1'$)

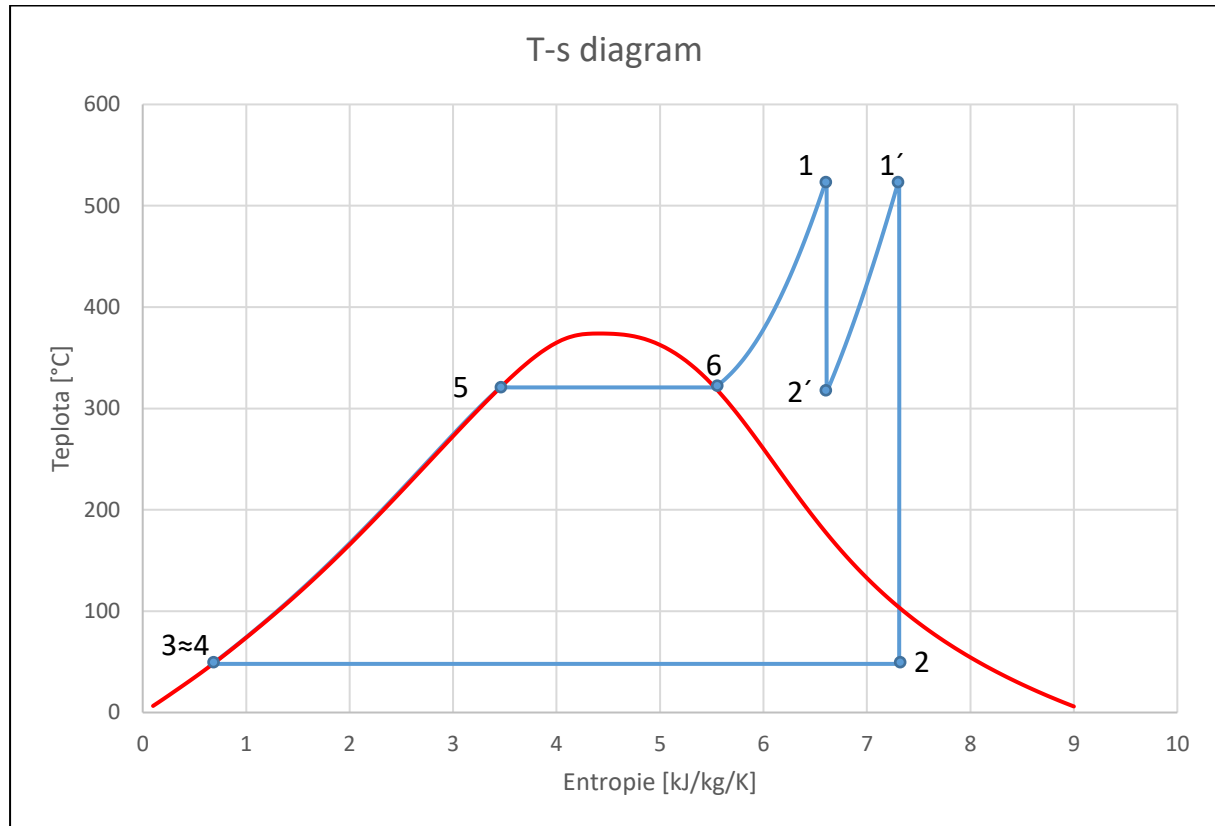
c. Zvýšení tlaku i teploty

Nejvýhodnější je zvyšovat teplotu i tlak admisní páry. Závislost teoretické termodynamické účinnosti je na diagramu, viz Příloha 5. Zvýšením teploty admisní páry je tedy snížena výstupní vlhkost páry a zvýšena ekvivalentní teplota přívodu tepla v části přehřívání. Zvýšením tlaku je zvýšena ekvivalentní teplota přívodu tepla v části ohřevu a vypařování.

2.3.3 Přihřívání páry po částečné expanzi

Dalším způsobem zvyšování tepelné účinnosti je přihřívání páry po částečné expanzi. Pára expanduje z bodu 1 do bodu 2' ve vysokotlaké části turbíny, poté je zavedena do kotle, v němž je jí znovu přivedeno teplo, mezi body 2' a 1' a poté znovu expanduje mezi body 1' a 2. Díky přihřívání je zvýšena ekvivalentní teplota v části přehřívání, dále také snížena měrná spotřeba páry. Při použití přihřívání je vlhkost páry v posledních stupních nižší, než pokud by nebyla použita a pára tak rovnou expandovala na tlak v kondenzátoru. To má opět příznivý vliv na erozi lopatek posledních stupňů.

Přihřívání komplikuje regulaci celého turbosoustrojí, protože turbína a potrubí obsahují velké množství páry a v případě snížení zátěže turbíny může dojít k nebezpečnému zvýšení otáček.²



2.3.4 Regenerace

V případě R-C cyklu je teplota odvodu tepla rovna teplotě v kondenzátoru a je konstantní. Teplota přívodu tepla roste s postupnou změnou stavu páry. Z toho plyne, že roste i tepelná účinnost. Smyslem regenerace je snížit množství tepla dodávaného v ekonomizéru napájecí vodě, jelikož zde je tepelná účinnost nejnižší díky nízké ekvivalentní teplotě, viz Kapitola 2.3. Toho se docílí použitím ohříváků.

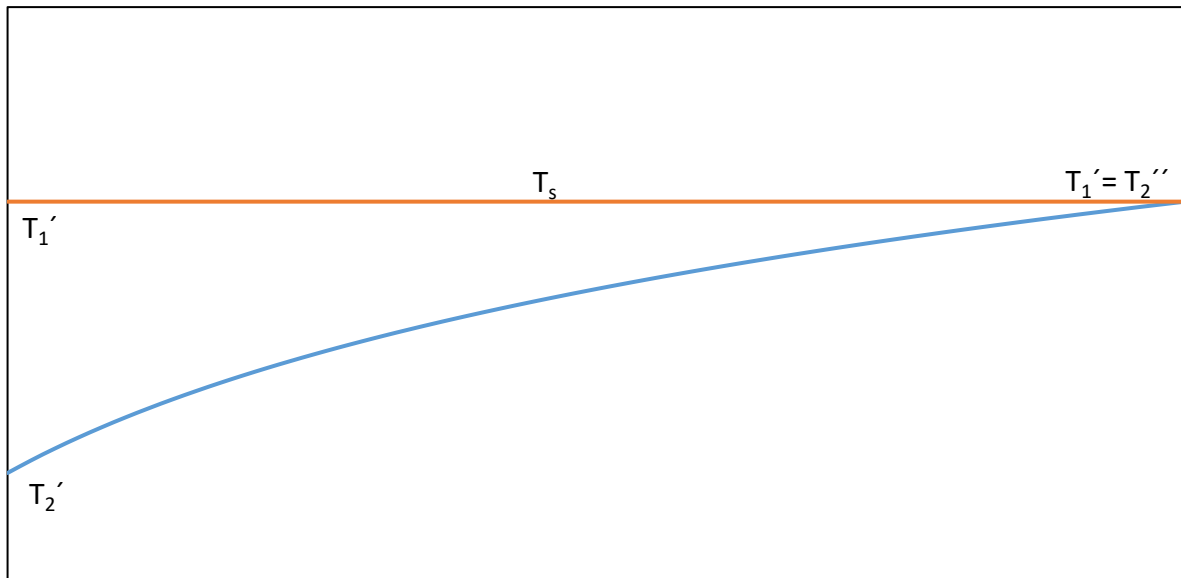
Jedná se o povrchový nebo směšovací tepelný výměník, v němž topná pára (pro páru tekoucí odběrem se ustálil výraz topná pára) předává svoji energii napájecí vodě či hlavnímu kondenzátu a ohřívá ho. Z turbíny se v jednotlivých odběrech odebírá jisté množství z částečně expandované páry. Odvodem tepla v ohřívácích topná pára kondenzuje na kondenzát. Tímto procesem se zvyšuje tepelná účinnost cyklu, ale zároveň i termodynamická účinnost turbíny. Jelikož se zvyšuje hmotnostní tok páry na vstupu do turbíny, zvětšuje se délka lopatek prvních stupňů, což má příznivý vliv na účinnost stupně. V turbíně roste měrný objem páry díky její expanzi, roste s tím i délka lopatek. Kvůli odběrům se naopak v posledních stupních snižuje hmotnostní tok páry a snižuje se délka lopatek. Výhodou odběrů v oblasti mokré páry je, že jimi odchází značná část vlhkosti a tím se snižuje eroze lopatek následujících stupňů.

² [3] strana 61

Dělení ohříváků dle způsobu výměny tepla:

a. Směšovací

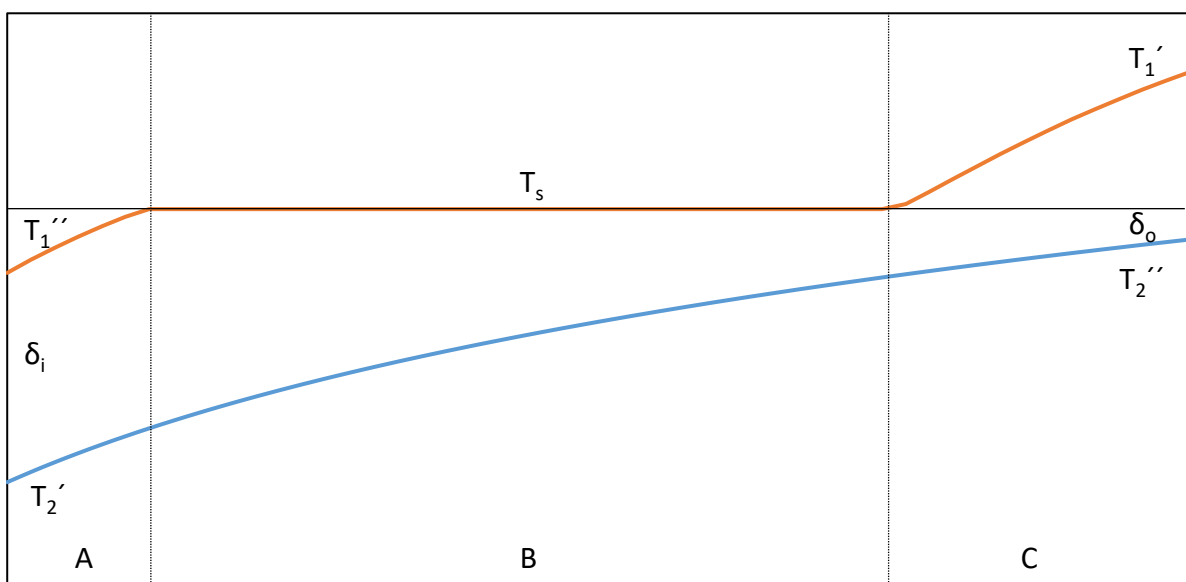
Ve směšovacím ohříváku topná pára předává svoje teplo vodě v celém jejím objemu. Směšovací ohřívák je termodynamicky velmi výhodný, díky nulovému koncovému teplotnímu rozdílu. Dále má vysokou objemovou účinnost, jelikož výměna tepla probíhá v celém jeho objemu.



Obrázek 2-4 Průběh teploty ve směšovacím výměníku

b. Povrchový

V povrchovém ohříváku předává topná pára své teplo přes teplosměnné plochy ohřívané vodě. Koncový teplotní rozdíl závisí na konstrukci ohříváku. Zejména na ploše, průměru a materiálu teplosměnné plochy.



Obrázek 2-5 Průběh teploty v povrchovém výměníku

Regenerační výměníky se mohou dělit na vysokotlaké a nízkotlaké. Cyklus je mezi kondenzátorem a kotlem rozdělen na dvě části nízkotlakou a vysokotlakou část. Předělem mezi těmito částmi je napájecí čerpadlo. Vysokotlaké ohříváky jsou konstrukčně náročnější, je to především z důvodu vyšších teplot a tlaků.

Další dělení je podle způsobu zavedení vzniklého kondenzátu z topné páry

a. Přepouštění kondenzátu

Vzniklý kondenzát z topné páry je přepouštěn (kaskádován) do ohříváku s nižším tlakem přes regulační ventil. Díky tomu se využije část zbytkového tepla obsaženého v kondenzátu. Část tepla se tím ale nevratně ztratí kvůli degradaci tepla při škrcení kondenzátu na nižší tlak. Jelikož je kondenzát na mezi syté kapaliny, tak se část při škrcení znovu odpaří. Největšího zvýšení tepelné účinnosti cyklu je dosaženo, pokud je rozdíl vstupní a výstupní teploty hlavního kondenzátu stejný na všech ohřívácích.

b. Přečerpávání kondenzátu

Vzniklý kondenzát z topné páry je pomocí podávacího čerpadla přečerpáván do hlavního kondenzátu. Díky tomu není ztracena energie škrcením. Dochází ke zvýšení tepelné účinnosti cyklu oproti použití přepouštění. Největšího zvýšení tepelné účinnosti cyklu je dosaženo, pokud je poměr vstupní a výstupní teploty napájecí vody na všech ohřívácích stejný.

V případě povrchového výměníku dochází ke kondenzaci páry a k předání kondenzačního tepla hlavnímu kondenzátu. Část B na Obrázek 2-5.

V případě, kdy topná pára je vysoce přehřátá je možno přidat srážecí přehřátí, kde je využito vysokého přehřátí páry. Část C na Obrázek 2-5. Pokud by přehřátí nebo teplosměnná plocha výměníku byla veliká, je možné ohřát hlavní kondenzát nad teplotu T_s .

Dále je možné z kondenzátu odvést další teplo do hlavního kondenzátu, to lze provést v podchlazovači. Vzniklý kondenzát je podchlazen pod teplotu sytosti. Využívá se pouze v případě kaskádování kondenzátu. Část A na Obrázek 2-5. Pokud by byl použit při přečerpávání kondenzátu, míjel by se účinkem, jelikož by se za ohřívákem mísil chladnější kondenzát.

3 Výpočet tepelného schématu

3.1 Úvod do problematiky

Tepelné schéma popisuje tepelný parní cyklus. V tomto zadání se jedná o cyklus tepelné elektrárny s kondenzační turbínou a regenerací. Prvním krokem při jeho návrhu je určení použitých zařízení a jejich zapojení. Obsah a složitost schématu se z velké části odvíjí od instalovaného výkonu, typu turbíny a zdroje tepla. V případě turbíny s regenerací je dalším krokem rozdělení ohřátí kondenzátu a napájecí vody v jednotlivých ohřívácích. Z toho jsou vypočteny potřebné tlaky na odběrech z turbíny. Parametry odběrové páry jsou dány průsečíky izobar s expanzní křivkou. Posledním krokem je dopočítání hmotnostních toků jednotlivými částmi schématu.

3.2 Vstupní parametry

Hlavní vstupy sloužící jako podklad pro návrh a výpočet tepelného schématu.

- Teplota a tlak admisní páry
- Výkon na svorkách generátoru
- Teplota chladící vody v kondenzátoru
- Ohřátí chladící vody v kondenzátoru
- Teplota napájecí vody za posledním ohřívákem
- Tlak odplynění

3.3 Volené parametry

Volenými parametry jsou většinou buď empiricky zjištěné hodnoty, nebo parametry v této fázi ještě neznáme. Patří mezi ně:

- Vnitřní termodynamická účinnost turbíny
- Ztráta ve spouštěcím a regulačním ventilu
- Vstupní a výstupní teplotní rozdíly v ohřívácích
- Tlakové ztráty v ohřívácích
- Tlakové ztráty na potrubích topné páry
- Účinnost kondenzátního a napájecího čerpadla

3.4 Předpoklady pro výpočet

Oproti realitě je potřeba u výpočtového modelu zanedbat nebo, zjednodušit některé vlivy a děje.

3.4.1 Turbína

Jelikož se jedná o předběžné bilanční schéma, není zatím známá průtočná část, tedy ani parametry za jednotlivými stupni. Proto se v prvotní fázi uvažuje expanzní křivka v turbíně jako spojitá funkce. Z toho plyne, že izobara daná ohřívákem, může mít přesně napočtenou hodnotu

tlaku. Ve skutečnosti je velmi málo pravděpodobné, že napočtený odběrový tlak bude i za stupněm, za kterým je odběr skutečně umístěn. Dalším zjednodušením je konstantní vnitřní termická účinnost. V reálném případě je obecně nižší ve vysokotlaké části, nejvyšší ve středotlaké části a nejnižší v nízkotlaké části.

3.4.2 Regenerační ohřívák s přečerpáváním

Teplota hlavního kondenzátu u regeneračních ohříváků s přečerpáváním kondenzátu je vypočtena až po smíšení topného kondenzátu a hlavního kondenzátu vystupujícího z ohříváku.

3.4.3 Napájecí nádrž

Ze směšovacího ohříváku, ve kterém dochází k termickému odplynění napájecí vody, je nutno odvádět parovzdušnou směs. Množství páry v parovzdušné směsi odsávané z napájecí nádrže je zanedbatelné, a proto není ve výpočtu s touto ztrátou počítáno.

3.4.4 Potrubí

Ztráty v odběrovém potrubí jsou uvažovány jen tlakového charakteru, nejsou uvažovány tepelné ani hmotnostní ztráty.

3.4.5 Ucpávková pára a komínková pára

Výpočet celého schématu je řešen analyticky, není možno do něho plně zahrnout výpočet množství komínkové ani ucpávkové páry. Prvním důvodem je to, že množství je závislé jen na tlakovém poměru a geometrických vlastnostech ucpávky, což přeurčuje úlohu. Dalším důvodem je, že parametry páry po zavedení ucpávky do odběru jsou závislé na hmotnostních poměrech jednotlivých složek, proto není s vysokotlakou ucpávkou počítáno. Aby ale nebyla z výpočtu ucpávková pára odstraněna, supluje ji volitelný parametr ohřátí kondenzátu v KKP, jež je specifický pro různá zadání dle hmotnostního toku komínkové páry.

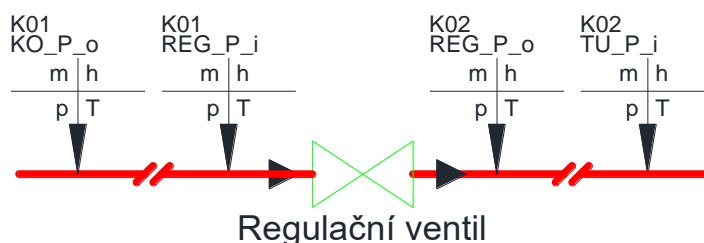
3.5 Výpočet stavových parametrů

3.5.1 Rychlozávěrný a regulační ventil

V regulačním a rychlozávěrném ventilu dochází při proudění k tlakové ztrátě. Výpočet ztráty je pro plně otevřené ventily. V případě najíždění či odstavení turbíny je ztráta vyšší. Při izoentaltickém škrcení se snižuje tlak a v případě, v němž se nejedná o vysoce přehřátou páru, se snižuje i teplota. Předpokládá se, že pára procházející turbínovými ventily nekoná práci a nedochází k výměně tepla s okolím, tak dle 1. zákona termodynamiky³ zůstává entalpie admisní páry neměnná. Jelikož v předběžném výpočtu nejsou známy tlakové ztráty ventilu, je ztráta určena dle odborné literatury. Ztráta se odhaduje na snížení entalpie⁴ o $\Delta h_0 = 7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$. I když se fyzicky jedná o dva ventily, dále jsou pro jednoduchost sloučeny do jednoho prvku „Regulační ventil.“

³ [5] strana 53, rovnice (I, 13)

⁴ [2] strana 13



Obrázek 3-1 Regulační ventil – HBD

Vstupní parametry:

$$p_1 = p_{K01} [\text{bar}]; T_1 = T_{K01} [^{\circ}\text{C}]$$

$h_{K01} = h_{pT}(p_{K01} \cdot 100; T_{K01})$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	(3.5-1)
$s_{K01} = s_{pT}(p_{K01} \cdot 100; T_{K01})$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	(3.5-2)
$p_{K02} = s_{hs}(h_{K01} - \Delta h_0; s_{K01})$	$[\text{kPa}]$	(3.5-3)
$T_{K02} = T_{ph}(p_{K02} \cdot 100; h_{K01})$	$[^{\circ}\text{C}]$	(3.5-4)
$h_{K02} = h_{pT}(p_{K02} \cdot 100; T_{K02}) = h_{K01}$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	(3.5-5)
$s_{K02} = s_{pT}(p_{K02} \cdot 100; T_{K02})$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}]$	(3.5-6)

Výpočet entalpie h_{K01} a entropie s_{K01} na vstupu do regulačního ventilu (3.5-1), (3.5-2). Ztráty ve ventilu způsobují pokles tlaku na výstupní tlak p_{K02} . Ten je získán jako průsečík hledané izobary s entalpií h_{K01} sníženou o ztrátu Δh_0 . Poté se dopočte výstupní teplota T_{K02} a entropie s_{K02} . Výstupní parametry z regulačního ventilu jsou vstupními parametry páry vstupující do turbíny.

3.5.2 Turbína

V turbíně se přeměňuje tlaková, tepelná a kinetická energie vstupující páry na užitečnou práci.

Příloha 1 – Turbína – HBD

Vstupní parametry:

$$P_g [MW]; p_1 [\text{bar}]; p_{K02} [\text{bar}]; p_{K13} [\text{bar}]; p_{K03} [\text{bar}]; p_{K05} [\text{bar}]; p_{K07} [\text{bar}]; p_{K09} [\text{bar}]; p_{K11} [\text{bar}]; T_{K02} [^{\circ}\text{C}];$$

$\eta_{tdi} = \frac{\frac{4}{5}}{1 + \left(\frac{1}{21}\right) \left(\frac{p_1}{P_g}\right)}$	$[-]$	(3.5-7)
$h_{K02} = h_{pT}(p_{K02}; T_{K02})$	$[\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	(3.5-8)

$s_{K02} = h_p T(p_{K02}; T_{K02}) = s_{K13_izoe}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.5-9)
$h_{K13_izoe} = h_{ps}(p_{K13}/1000; s_{K13_izoe})$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-10)
$h_{K13_real} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{K13_izoe})$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-11)
$s_{K13_real} = s_{ph}(p_{K13}; h_{K13_real})$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.5-12)
$h_{K03} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{ps}(p_{K03}; s_{K02}))$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-13)
$h_{K05} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{ps}(p_{K05}; s_{K02}))$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-14)
$h_{K07} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{ps}(p_{K07}; s_{K02}))$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-15)
$h_{K09} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{ps}(p_{K09}; s_{K02}))$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-16)
$h_{K11} = h_{K02} - \eta_{tdi} \cdot (h_{K02} - h_{ps}(p_{K11}; s_{K02}))$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-17)

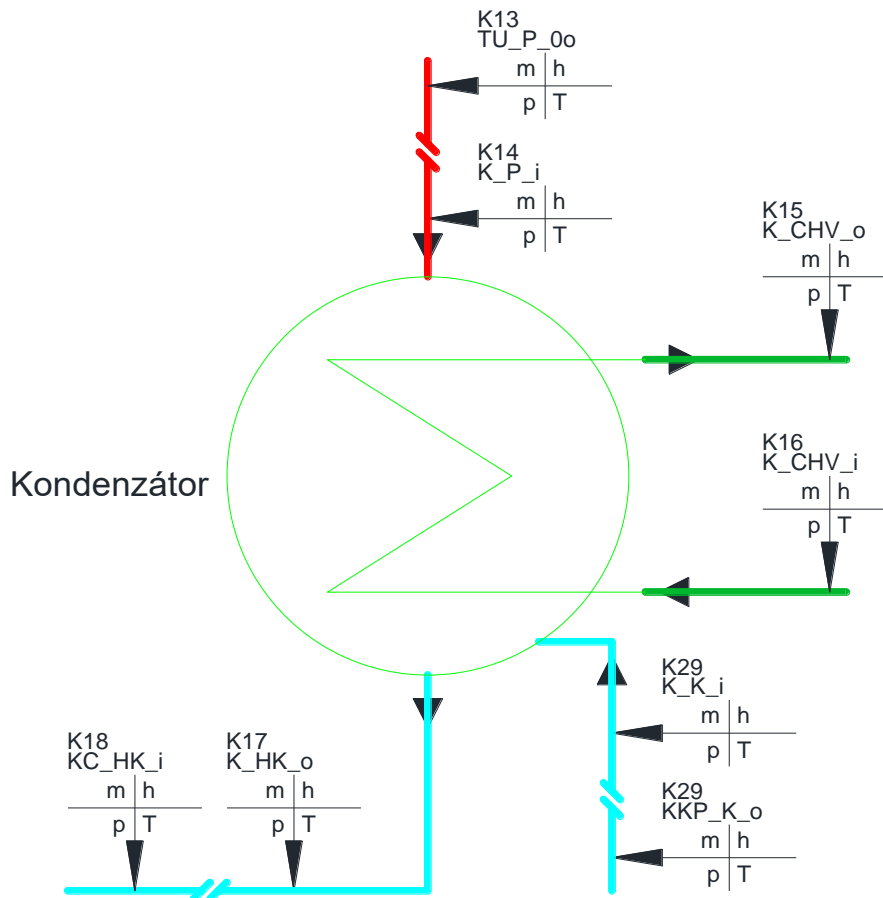
Pro výpočet je nutné znát vnitřní termodynamickou účinnost turbíny, jelikož ale v této fázi není známa, odhaduje empirickou cestou. Tento vzorec byl získán interpolací grafu závislosti vnitřní termodynamické účinnosti turbíny na poměru tlaku admisní páry a výkonu turbíny⁵ (3.5-7). Entalpie h_{K02} a entropie s_{K02} páry vstupující do turbíny je vypočtena z teploty T_{K02} a tlaku p_{K02} vstupující páry (3.5-8), (3.5-9). Bod, do kterého pára expanduje je dán tlakem v kondenzátoru zvýšený o tlakovou ztrátu ve výstupní části parní turbíny. Tento bod vyjadřuje izobaru o hodnotě tlaku p_{K13} viz Kapitola 3.5.3, její průsečík s expanzní křivkou značí konec expanze páry. Pokud by probíhala expanze beze ztrát, pára by expandovala až na hodnotu entalpie h_{K13_izoe} (3.5-10) a entropie by byla neměnná (3.5-9), byla by to tedy izoentropická expanze. Jelikož ale přeměna energie v parní turbíně není dokonalá, dochází k růstu entropie páry vlivem vnitřních ztrát. Skutečné parametry jsou získány pomocí dříve odhadnuté vnitřní termodynamické účinnosti. Entalpie h_{K13_real} je vyšší než entalpie h_{K13_izoe} je tedy i menší entalpický spád a tím i velikost vykonané práce (3.5-11). Velikost entropie na výstupu s_{K13_real} (3.5-12).

Stavové parametry páry na jednotlivých odběrech jsou získány jako průsečík izobary o velikosti tlaku na hrdle turbíny daného odběru a expanzní křivky. (3.5-13) až (3.5-17).

3.5.3 Kondenzátor

V kondenzátoru se chladicí vodě předává teplo páry vystupující z turbíny. Díky tomu pára kondenzuje na sytý kondenzát. Dále je do kondenzátoru zaveden kondenzát z KKP. Z kondenzátoru se čerpá kondenzátním čerpadlem hlavní kondenzát do nízkotlaké regenerace. Do kondenzátoru vstupuje jen část páry na vstupu do turbíny. Jelikož se postupně odebírá topná pára v turbíně, snižuje se množství páry proudící do kondenzátoru.

⁵ [2] Příloha 5 – křivka B



Obrázek 3-2 Kondenzátor – HBD

Vstupní parametry:

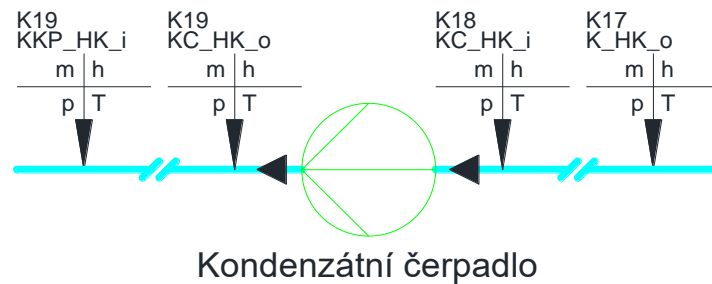
Δt_{vK} [$^{\circ}C$]; T_{K16} [$^{\circ}C$]; δ_{tK} [$^{\circ}C$]; η_K [-]; c_K [$m \cdot s^{-1}$]; ζ_K [-];

$T_{K15} = T_{K15} + \Delta t_{vK}$	[$^{\circ}C$]	(3.5-18)
$T_{K14} = T_{K15} + \delta_{tK}$	[$^{\circ}C$]	(3.5-19)
$p_{K14} = p_{K17} = p_{sat_T}(T_{K14}) \cdot 10^3$	[Pa]	(3.5-20)
$\Delta p_k = p_{K14} \cdot \zeta_K \cdot \left(\frac{c_K}{100}\right)^2$	[Pa]	(3.5-21)
$p_{K13} = p_{K14} + \Delta p_k$	[Pa]	(3.5-22)

Ze vstupní teploty chladicí vody t_{K16} je vypočtena teplota výstupní chladicí vody t_{K15} přičtením ohřátí chladicí vody Δt_{vK} (3.5-18). Kondenzační teplota t_{K14} je získána součtem teploty chladicí vody T_{K15} a koncového teplotního rozdílu δ_{tK} (3.5-19). Z této teploty je získán tlak v kondenzátoru p_{K14} (3.5-20). Tlak na výstupním hrdle parní turbíny p_{K13} je zvýšen o tlakovou ztrátu Δp_k na potrubí mezi ní a kondenzátorem (3.5-22). Tato tlaková ztráta je vypočtena z odhadnuté výstupní rychlosti c_K , ztrátového koeficientu ζ_K a tlaku p_{K14} (3.5-21).

3.5.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo čerpá z kondenzátoru hlavní kondenzát, který pak dopravuje přes KKP a nízkotlakou regeneraci do napájecí nádrže. Čerpadlo zvyšuje tlak hlavního kondenzátu na tlak, který je dán tlakem v napájecí nádrži zvýšeným o tlakové ztráty ohříváku, potrubí a hydrostatický tlak způsobený nezanedbatelným výškovým rozdílem mezi kondenzátorem a napájecí nádrží. Jelikož z kondenzátoru vystupuje hlavní kondenzát na mezi syté kapaliny, snadno může dojít v čerpadle ke kavitaci. Té je předcházeno zvýšením nátokové výšky na čerpadlo, tedy zvýšením rozdílu mezi hladinou v kondenzátoru a výškovým umístěním čerpadla, což zapříčiní zvýšení statického tlaku na sání čerpadla.



Obrázek 3-3 Kondenzátní čerpadlo – HBD

Vstupní parametry:

h_{KCs} [m]; h_{KCG} [m]; k_K [-]; ζ_{KCs} [-]; ζ_{KCG} [-]; η_{KC} [-]; p_{K17} [bar]; p_o [bar];
 T_{K17} [°C];

$p_{K18} = (p_{K17} \cdot 10^5 + \rho L_T(T_{K17}) \cdot h_{KCs} \cdot 9.81) \cdot 10^{-5} \cdot \zeta_{KCs}$	[bar]	(3.5-23)
$h_{K18} = h_{pT}(p_{K18} \cdot 100; T_{K17})$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-24)
$s_{K18} = s_{pT}(p_{K18} \cdot 100; T_{K17})$	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	(3.5-25)
$\Delta p_K = \Delta_{KKP} + \Delta_{NTO1} + \Delta_{NTO2} + \Delta_{Stork}$	[bar]	(3.5-26)
$p_{K19} = \frac{(p_o \cdot 10^5 + \rho L_T(T_{K17}) \cdot h_{KCG} \cdot 9.81) \cdot 10^{-5} \cdot k_K}{\zeta_{KCV}} + \Delta p_K$	[bar]	(3.5-27)
$h_{K19_izoe} = h_{pt}(p_{K19} \cdot 100; T_{K18})$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-28)
$h_{K19_real} = \frac{h_{K19_izoe} - h_{K18}}{\eta_{KC}} + h_{K18}$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-29)
$T_{K19} = T_{ph}(p_{K19}; h_{K19_real})$	[°C]	(3.5-30)

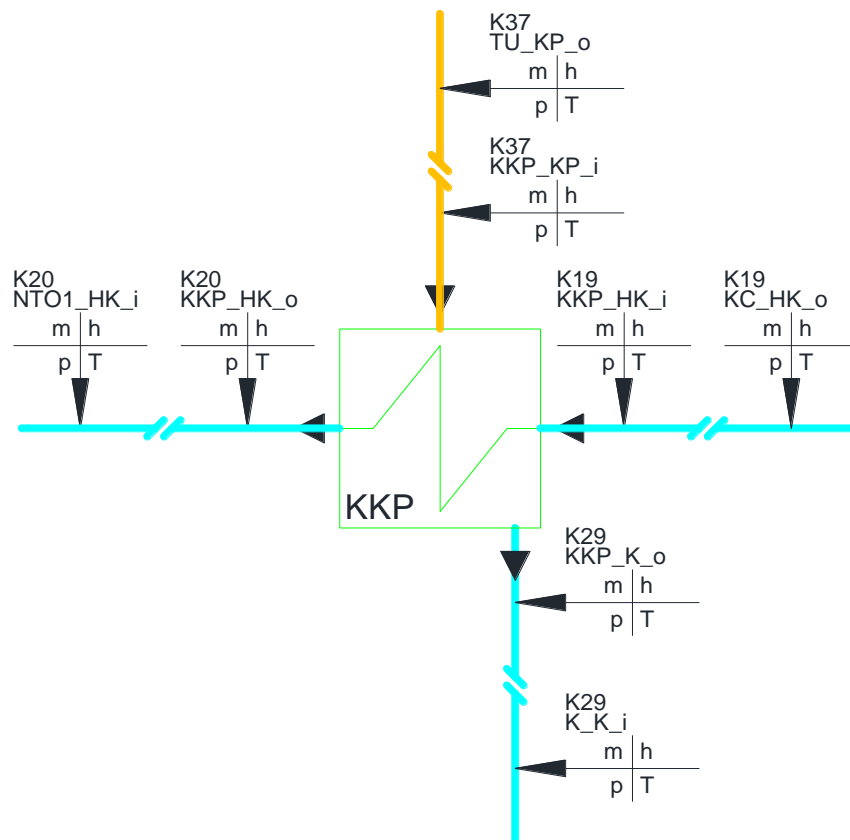
Tlak na sání čerpadla p_{K18} je vypočten z tlaku v kondenzátoru p_{K17} zvýšeného o statický tlak vodního sloupce, který je způsoben výškovým rozdílem h_{KCs} , dále je uvažován koeficient tlakové ztráty v sacím potrubí ζ_{KCs} (3.5-23). Je vypočtena entalpie h_{K18} a entropie s_{K18} hlavního

kondenzátu na vstupu do čerpadla (3.5-24), (3.5-25). Celková tlaková ztráta na nízkotlaké regeneraci Δp_K je získána součtem dílčích tlakových ztrát jednotlivých zařízení (3.5-26).

Tlak na výtlaku čerpadla p_{K19} je tlak v napájecí nádrži p_o zvýšený o statický tlak vodního sloupce o výšce získané jako rozdíl výšky hladiny v napájecí nádrži a výšky hladiny v kondenzátoru, koeficientem tlakové ztráty potrubí ζ_{KCV} a o tlakovou ztrátu Δp_K (3.5-27). Entalpie hlavního kondenzátu h_{K19} za kondenzátním čerpadlem je získána podle rovnice (3.5-29), v níž se uvažuje zvýšení entalpie vlivem účinnosti čerpadla η_{KC} . Z tlaku p_{K19} a entalpie h_{K19} se vypočte teplota T_{K19} (3.5-30).

3.5.5 KKP

Kondenzátor komínkové páry slouží ke kondenzaci páry obsažené v parovzdušné směsi z vnějších ucpávek. Díky tomu se využije teplo uniklé páry přes ucpávky. Vzduch obsažený ve směsi je parazitní, jelikož v kondenzátoru nekondenzuje a je nutné ho odsávat. Dále také výrazně snižuje koeficient přestupu tepla. Vzniklý kondenzát je přepouštěn do kondenzátoru. KKP je umístěn hned za kondenzátními čerpadly, a to ze dvou důvodů. Prvním důvodem je to, že hlavní kondenzát zde má ještě nízkou teplotu a díky tomu lze zvýšit objem zkondenzované páry ze směsi a snížit případné ztráty páry. Druhým důvodem je nutnost fungování KKP nezávisle na funkci cyklu. Přes něj vede recirkulace kondenzátních čerpadel, díky tomu KKP funguje například i při najíždění turbíny.



Obrázek 3-4 Kondenzátor komínkové páry – HBD

Vstupní parametry:

$$\Delta T_{KKP} [^{\circ}C]; \Delta_{KKP} [bar]; p_{K37} = 0,97 [bar]; \sigma_p [-]; M_p [kg \cdot mol^{-1}];$$

$$M_{vz} [kg \cdot mol^{-1}]; R_m [J \cdot mol^{-1} \cdot K^{-1}];$$

$M_{s_KKP} = \frac{1}{\frac{\sigma_p}{M_p} + \frac{1 - \sigma_p}{M_{vz}}}$	[kg · mol ⁻¹]	(3.5-31)
$r_{s_KKP} = \frac{R_m}{M_{s_KKP}}$	[J · mol ⁻¹ · kg ⁻¹]	(3.5-32)
$r_{vz_KKP} = \frac{R_m}{M_{vz}}$	[J · mol ⁻¹ · kg ⁻¹]	(3.5-33)
$r_{p_KKP} = \frac{R_m}{M_p}$	[J · mol ⁻¹ · kg ⁻¹]	(3.5-34)
$p_{p_KKP} = p_{K37} \cdot \sigma_p \cdot \frac{r_{p_KKP}}{r_{s_KKP}}$	[bar]	(3.5-35)
$T_{p_KKP} = Tsat_p(p_{p_KKP} \cdot 100)$	[bar]	(3.5-36)
$h_{K29} = h_{tx}(T_{p_KKP}; 0)$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-37)

Pro výpočet kondenzační teploty páry je potřeba určit parciální tlak páry v KKP. Podle Daltonova zákona je celkový tlak směsi součtem tlaků parciálních. Na vstupu do KKP je parovzdušná směs. Hmotnostní podíl páry v ní obsažený je σ_p , zbylá část směsi je vzduch. Je určena střední molární hmotnost směsi M_{s_KKP} (3.5-31)⁶. Jsou určeny specifické plynové konstanty směsi r_{s_KKP} (3.5-32)⁷, vzduchu r_{vz_KKP} (3.5-33) a páry r_{p_KKP} (3.5-34). Parciální tlak páry v KKP p_{p_KKP} je určen ze stavové rovnice směsi (3.5-35)⁸. K tomuto tlaku je určena teplota sytosti T_{p_KKP} (3.5-36). V KKP nedochází k podchlazení kondenzátu. Entalpie výstupního kondenzátu h_{K29} je určena pro sytý kondenzát při teplotě T_{p_KKP} (3.5-37).

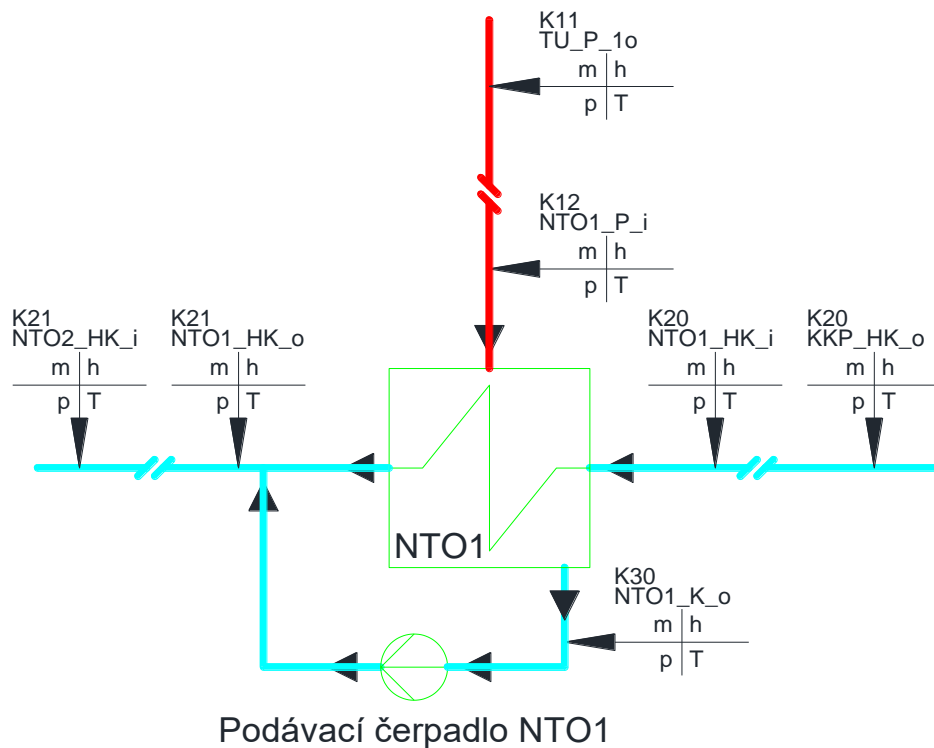
3.5.6 NTO1

Nízkotlaký ohřívák je součástí nízkotlaké regenerace a slouží k ohřívání hlavního kondenzátu topnou párou. Jedná se o povrchový ohřívák s přečerpáváním. Kondenzát z topné páry je tedy přečerpáván pomocí podávacího čerpadla do proudu hlavního kondenzátu. Díky tomu nedochází ke ztrátám, které by vznikly škrcením, jakož tomu je při přepouštění kondenzátu na nižší tlak.

⁶ [5] strana 209 rovnice (III, 44)

⁷ [5] strana 211 rovnice (III, 49a)

⁸ [5] strana 212 rovnice (III, 50)



Obrázek 3-5 NTO1 – HBD

Vstupní parametry:

δ_{NTO1_o} [°C]; ζ_{NTO1} [-]; Δ_{NTO1} [bar]; h_{K11} [kJ · kg⁻¹]; T_{K20} [°C]; T_{K24} [°C]; p_{K20} [bar]

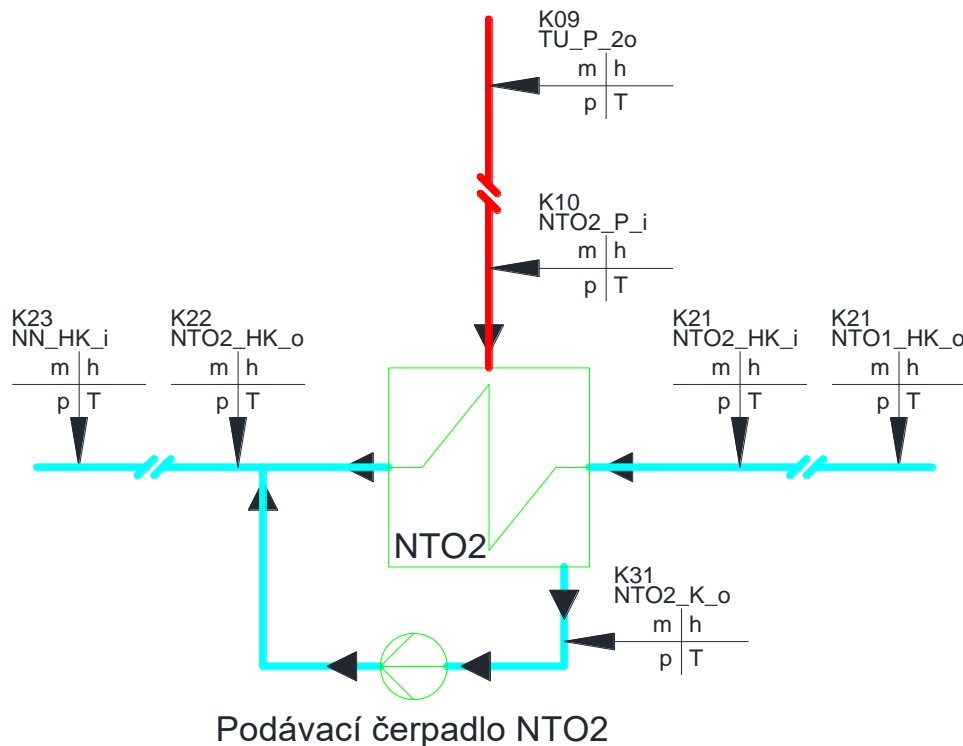
$\Delta T_{NTO1} = \frac{1}{3} \cdot (T_{K24} - T_{K20})$	[°C]	(3.5-38)
$T_{K21} = T_{K20} + \Delta T_{NTO1}$	[°C]	(3.5-39)
$T_{NTO1} = T_{K21} + \delta_{NTO1_o} = T_{K30}$	[°C]	(3.5-40)
$p_{NTO1} = p_{sat_T}(T_{NTO1}) = p_{K12} = p_{K30}$	[bar]	(3.5-41)
$p'_{NTO1} = p_{NTO1} \cdot \zeta_{NTO1} = p_{K11}$	[bar]	(3.5-42)
$T_{K11} = T_{ph}(p_{K11} \cdot 100; h_{K11})$	[°C]	(3.5-43)
$h_{K12} = h_{K11}$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-44)
$T_{K12} = T_{ph}(p_{K12} \cdot 100; h_{K12})$	[°C]	(3.5-45)
$h_{K30} = h_{px}(p_{NTO1}; 0)$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-46)
$p_{K21} = p_{K20} - \Delta_{NTO1}$	[bar]	(3.5-47)

Ohřátí ΔT_{NTO1} na každém ohříváku nízkotlaké regenerace je stejné, a to z důvodu, že při přecherpávání kondenzátu do trasy hlavního kondenzátu je dosaženo největšího zvýšení tepelné účinnosti, pokud je rozdíl vstupní a výstupní teploty hlavního kondenzátu ve všech ohřívácích

stejný⁹. Celkové ohřátí v nízkotlaké regeneraci je získáno jako rozdíl teploty hlavního kondenzátu za KKP a teploty napájecí vody za NN. Tento teplotní rozdíl je vydělen počtem ohříváků (3.5-38). Teplota za prvním ohřívákem nízkotlaké regenerace T_{K21} je zjištěna přičtením ohřátí ΔT_{NTO1} ke vstupní teplotě T_{K20} na vstupu do ohříváku (3.5-39). Kondenzační teplota T_{NTO1} je získána přičtením koncového teplotního rozdílu δ_{NTO1_o} k výstupní teplotě T_{K21} (3.5-40). K této teplotě je určen tlak sytosti p_{NTO1} (3.5-41). Jelikož je uvažována tlaková ztráta na odběrovém potrubí, není tlak, při kterém je pára odebrána z turbíny, roven tlaku v ohříváku. Tlak na hrdle turbíny p_{K11} je zvýšen o tlak daný koeficientem tlakové ztráty ζ_{NTO1} (3.5-42). Je vypočtena teplota páry T_{K11} z entalpie h_{K11} získané z expanzní křivky, viz Kapitola 3.4.1, a odběrového tlaku p_{K11} (3.5-43). Ztráta v potrubí je uvažována jako izoentalpické škrcení, tedy entalpie na vstupu a výstupu potrubí je stejná (3.5-44). Výstupní kondenzát je na mezi sytosti a nedochází k jeho podchlazování, jeho výstupní entalpie je h_{K30} . Dále je uvažována tlaková ztráta na straně hlavního kondenzátu. Tlak za ohřívákem p_{K21} je získán odečtením tlakové ztráty Δ_{NTO1} od tlaku před ohřívákem p_{K20} (3.5-47).

3.5.7 NTO2

Druhý nízkotlaký regenerační ohřívák se neliší od NTO1, a proto má stejný popis jako NTO1, viz Kapitola 3.5.6.



Obrázek 3-6 NTO2 – HBD

⁹ [3] strana 55

Vstupní parametry:

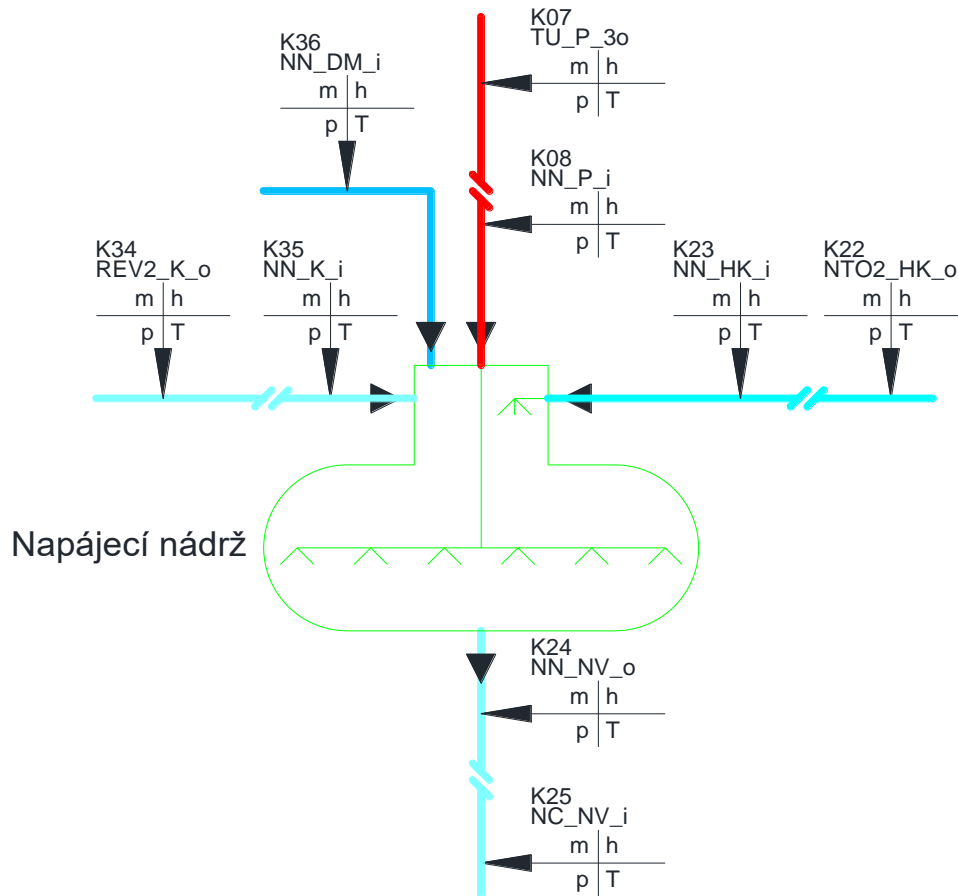
$$\delta_{NT02,o} [^{\circ}\text{C}]; \zeta_{NT02} [-]; \Delta_{NT02} [\text{bar}]; h_{K09} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]; T_{K20} [^{\circ}\text{C}]; T_{K24} [^{\circ}\text{C}]; p_{K21} [\text{bar}]$$

$\Delta T_{NT02} = \frac{1}{3} \cdot (T_{K24} - T_{K20})$	[$^{\circ}\text{C}$]	(3.5-48)
$T_{K22} = T_{K21} + \Delta T_{NT02}$	[$^{\circ}\text{C}$]	(3.5-49)
$T_{NT02} = T_{K22} + \delta_{NT02,o} = T_{K31}$	[$^{\circ}\text{C}$]	(3.5-50)
$p_{NT02} = p_{\text{sat}_T}(T_{NT02}) = p_{K10} = p_{K31}$	[bar]	(3.5-51)
$p'_{NT02} = p_{NT02} \cdot \zeta_{NT02} = p_{K09}$	[bar]	(3.5-52)
$T_{K09} = T_{ph}(p_{K09} \cdot 100; h_{K09})$	[$^{\circ}\text{C}$]	(3.5-53)
$h_{K10} = h_{09}$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	(3.5-54)
$T_{K10} = T_{ph}(p_{K10} \cdot 100; h_{K10})$	[$^{\circ}\text{C}$]	(3.5-55)
$h_{K31} = h_{px}(p_{NT02}; 0)$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	(3.5-56)
$p_{K22} = p_{K21} - \Delta_{NT02}$	[bar]	(3.5-57)

Ohřátí ΔT_{NT02} na každém ohříváku nízkotlaké regenerace je stejné. Je získáno jako rozdíl teploty hlavního kondenzátu za KKP a teploty napájecí vody za NN. Tento teplotní rozdíl je vydělen počtem ohříváků (3.5-48). Teplota za druhým ohřívákem nízkotlaké regenerace T_{K22} je zjištěna přičtením ohřátí ΔT_{NT02} ke vstupní teplotě T_{K21} na vstupu do ohříváku (3.5-49). Kondenzační teplota T_{NT02} je získána přičtením koncového teplotního rozdílu $\delta_{NT02,o}$ k výstupní teplotě T_{K22} (3.5-50). K této teplotě je určen tlak sytosti p_{NT02} (3.5-51). Tlak na hrdle turbíny p_{K09} je zvýšen o tlak daný koeficientem tlakové ztráty ζ_{NT02} (3.5-52). Je vypočtena teplota T_{K09} z entalpie h_{K09} získané z expanzní křivky, viz Kapitola 3.4.1, a odběrového tlaku p_{K09} (3.5-53). Ztráta v potrubí je uvažována jako izoentalpické škrcení (3.5-54). Výstupní kondenzát je na mezi syté kapaliny a nedochází k jeho podchlazování, jeho výstupní entalpie je h_{K31} (3.5-56). Dále je uvažována tlaková ztráta na straně hlavního kondenzátu. Tlak za ohřívákem p_{K22} je získán odečtením tlakové ztráty Δ_{NT02} od tlaku před ohřívákem p_{K21} (3.5-57).

3.5.8 Napájecí nádrž

Napájecí nádrž je směšovací ohřívák v nízkotlaké regeneraci. Kvůli odstranění rozpuštěných plynů v kondenzátu je kondenzát ohřátý na teplotu sytosti při tlaku v napájecí nádrži. Odplyněním vody v napájecí nádrži dojde k uvolnění rozpuštěných plynů, které jsou následně odsávány pryč z nádrže. K pokrytí úniků vody z cyklu je potřeba její doplňování, ke kterému dochází v napájecí nádrži. Slouží také jako zásobník napájecí vody pro kotel.



Obrázek 3-7 Napájecí nádrž – HBD

Vstupní parametry:

p_o [bar]; ς_{VTO2} [-]; h_{K07} [$kJ \cdot kg^{-1}$]; T_{K20} [$^{\circ}C$]

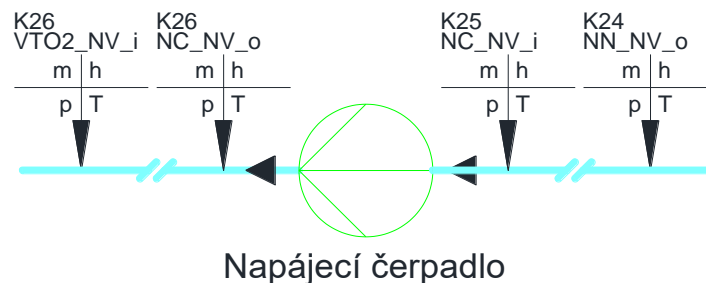
$T_{K24} = T_{sat_P}(p_o \cdot 100)$	[$^{\circ}C$]	(3.5-58)
$p_{K08} = p_{K24} = p_{K35} = p_{K36} = p_o$	[bar]	(3.5-59)
$p'_o = p_o \cdot \varsigma_o = p_{K07}$	[bar]	(3.5-60)
$T_{K07} = T_{ph}(p_{K07}; h_{K07})$	[$^{\circ}C$]	(3.5-61)
$h_{K07} = h_{K08}$	[$kJ \cdot kg^{-1}$]	(3.5-62)
$T_{K08} = T_{ph}(p_{K08}; h_{K08})$	[$^{\circ}C$]	(3.5-63)
$h_{K24} = h_{px}(p_o; 0)$	[$kJ \cdot kg^{-1}$]	(3.5-64)
$\Delta T_o = \frac{1}{3} \cdot (T_{K24} - T_{K20})$	[$^{\circ}C$]	(3.5-65)

V napájecí nádrži dochází primárně k ohřátí napájecí vody na mez syté kapaliny a sekundárně k jejímu termickému odplynění. Rozpuštěné plyny se nejlépe uvolní, pokud je kondenzát téměř na mezi syté kapaliny (blízko bodu varu). Pro dobré odplynění je důležité, aby byl tlak

v napájecí nádrži stálý. Teplota varu T_{K24} je teplota syté kapaliny při tlaku p_{K24} v napájecí nádrži (3.5-58). Napájecí voda se ohřívá topnou párou. Jelikož je uvažována tlaková ztráta na odběrovém potrubí, není tlak p_{K07} , při kterém je pára odebírána z turbíny, roven tlaku p_{K08} v ohříváku. Tlak na hrdle turbíny p_{K07} je zvýšen o tlak daný koeficientem tlakové ztráty ζ_0 (3.5-60). Je vypočtena teplota páry T_{K07} z entalpie h_{K07} získané z expanzní křivky, viz Kapitola 3.4.1, a odběrového tlaku p_{K07} (3.5-61). Ztráta v potrubí je uvažována jako izoentalpické škrcení, tedy entalpie na vstupu h_{K07} a výstupu h_{K08} potrubí je stejná (3.5-62). Entalpie výstupní napájecí vody h_{K24} je entalpie syté kapaliny ($x=0$) při tlaku p_{K08} v NN. Ač se nejedná o výměník s přepouštěním či přečerpáváním, nejvyššího zvýšení tepelné účinnosti cyklu je dosaženo, pokud rozdíl vstupní T_{K23} a výstupní T_{K24} teploty je stejný jako v případě ohříváku s přepouštěním, viz Kapitola 2.3.4. Rozdíl ΔT_0 vstupní a výstupní teploty je tady ohřátí napájecí vody v NN (3.5-65).

3.5.9 Napájecí čerpadlo

Napájecí čerpadlo dopravuje napájecí vodu z napájecí nádrže skrz vysokotlaké ohříváky do kotle. Napájecí voda je takřka na mezi syté kapaliny. Pro zamezení vzniku kavitace v napájecím čerpadle se napájecí nádrž umísťuje nad napájecí čerpadlo. Výškový rozdíl bývá v řádu několika nebo až desítek metrů. Tím se zvýší statický tlak na sání čerpadla. Napájecí čerpadlo zvyšuje tlak napájecí vody. Ten je roven tlaku admisní páry a tlakové ztráty zejména vzniklé v kotli a vysokotlakých ohřívácích.



Obrázek 3-8 Napájecí čerpadlo – HBD

Vstupní parametry:

p_{K24} [bar]; p_{K01} [bar]; T_{K24} [°C]; h_{K24} [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]; h_N [m]; η_N [-]; k_N [-]; ζ_N [-]

$p_{K25} = \frac{p_{24}}{\zeta_N} + \rho h_L T(T_{K24}) \cdot h_N \cdot 9.81 \cdot 10^{-5}$	[bar]	(3.5-66)
$h_{K25} = h_{pT}(p_{K25} \cdot 100; T_{K24})$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	(3.5-67)
$s_{K25} = s_{ph}(p_{K25} \cdot 100; h_{K25})$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	(3.5-68)
$p_{K26} = p_{K01} \cdot k_N$	[bar]	(3.5-69)
$s_{K26_izoe} = s_{K25}$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]	(3.5-70)
$h_{K26_izoe} = h_{ps}(p_k \cdot 100; s_{K26_izoe})$	[$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]	(3.5-71)

$h_{K26_real} = \frac{h_{K26_izoe} - h_{K25}}{\eta_N} + h_{K25}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-72)
$s_{K26_real} = s_ph(p_{K26}; h_{K26_real})$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.5-73)
$T_{K26} = T_ph(p_{K26}; h_{K26_real})$	$[^{\circ}C]$	(3.5-74)

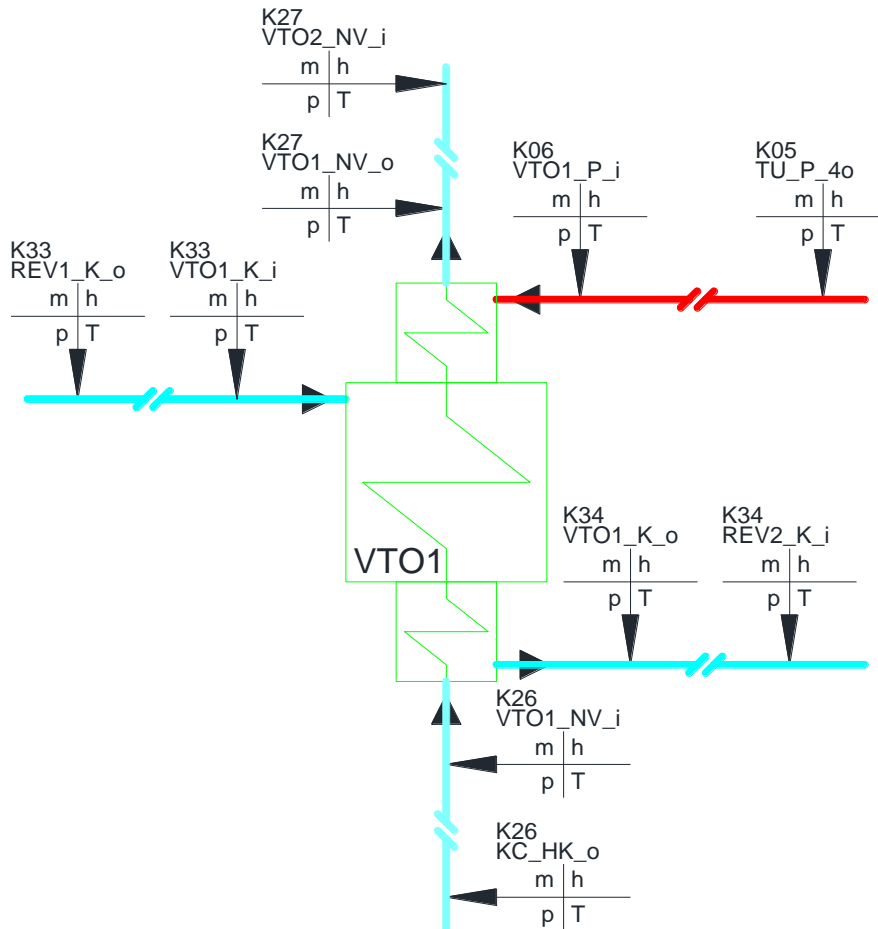
Tlak na sání čerpadla p_{K25} je tlak v napájecí nádrži p_{K24} snížený o tlakovou ztrátu vyjádřenou ztrátovým koeficientem ζ_N a zvýšený o tlak vodního sloupce výšky h_N vyjadřující výškový rozdíl mezi napájecí nádrží a čerpadlem (3.5-66). Je vypočtena entalpie h_{K25} a entropie s_{K25} napájecí vody na sání čerpadla (3.5-67), (3.5-68).

Tlak na výtlaku čerpadla p_{K26} je tlak admisní páry p_{K01} , který je zvýšený o tlakové ztráty v ohřívácích vysokotlaké regenerace a kolty. Tyto ztráty jsou shrnuty do jednoho koeficientu k_N (3.5-69).

Entalpie napájecí vody h_{K26} za napájecím čerpadlem je získána podle rovnice (3.5-72), v níž se uvažuje zvýšení entalpie vlivem účinnosti čerpadla η_N . Z tlaku p_{K26} a entalpie h_{K26} se vypočte teplota T_{K26} (3.5-74). Pokud se porovná teplota T_{K25} a teplota T_{K26} , dochází zde k nárůstu teploty v řádu jednotek $^{\circ}C$. Je to způsobené reálnou účinností přeměny kinetické energie na tlakovou v čerpadle i velikým stlačením napájecí vody.

3.5.10 VTO1

Vysokotlaký ohřívák je součástí vysokotlaké regenerace a slouží k ohřívání napájecí vody topnou párou. Jedná se o povrchový ohřívák s integrovaným srážecem přehřátí a integrovaným podchlazovačem kondenzátu.



Obrázek 3-9 VTO1 – HBD

Vstupní parametry:

δ_{VTO1_o} [°C]; δ_{VTO1_i} [°C]; T_{NV} [°C]; Δ_{VTO1} [bar]; ς_{VTO1} [-]; h_{K05} [kJ · kg⁻¹]; T_{K26} [°C]; p_{K26} [bar];

$T_{K27} = \sqrt{T_{K26} \cdot T_{NV}}$	[°C]	(3.5-75)
$\Delta_{VTO1} = T_{K27} - T_{K26}$	[°C]	(3.5-76)
$T_{VTO1} = T_{K27} + \delta_{VTO1_o}$	[°C]	(3.5-77)
$p_{VTO1} = p_{sat_T}(T_{VTO1})/100 = p_{K06} = p_{K34}$	[bar]	(3.5-78)
$p'_{VTO1} = p_{VTO1} \cdot \varsigma_{VTO1} = p_{K05}$	[bar]	(3.5-79)
$T_{K05} = T_{ph}(p_{K05} \cdot 100; h_{K05})$	[°C]	(3.5-80)

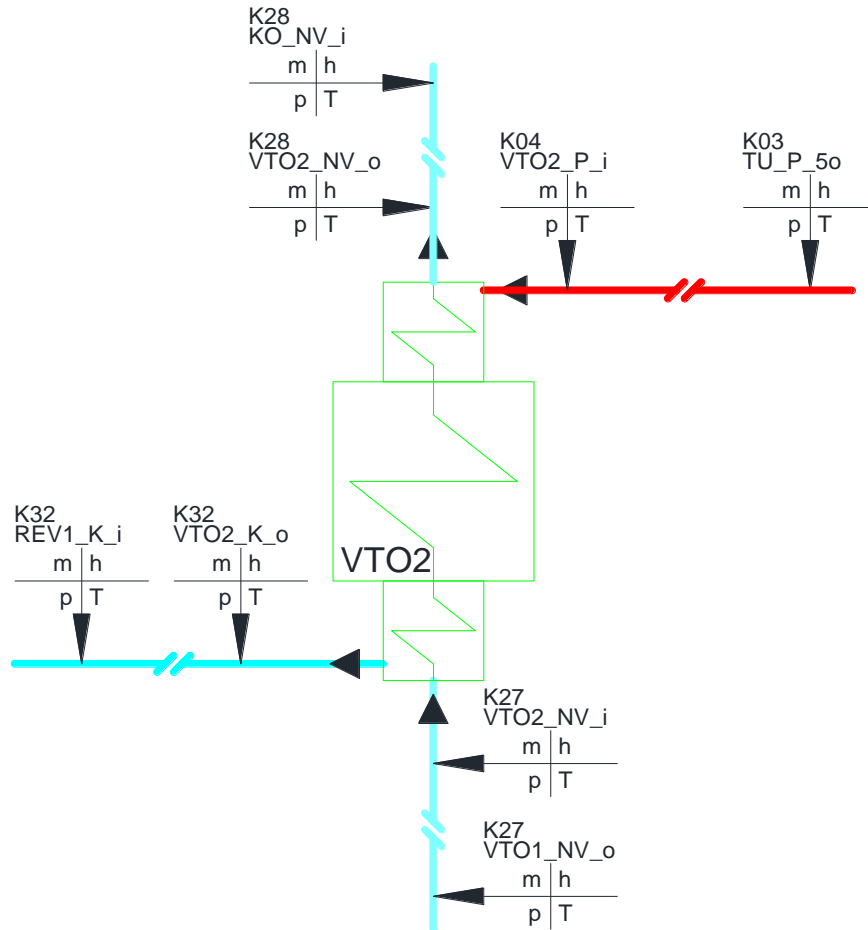
$h_{K05} = h_{K06}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-81)
$T_{K06} = T_{ph}(p_{K06} \cdot 100; h_{K06})$	$[^{\circ}C]$	(3.5-82)
$T_{K34} = T_{K26} + \delta_{VTO1_i}$	$[^{\circ}C]$	(3.5-83)
$h_{K34} = h_{pT}(p_{K34} \cdot 100; T_{K34})$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-84)
$p_{K27} = p_{K26} - \Delta_{VTO1}$	$[bar]$	(3.5-85)

V ohřívacích vysokotlaké regenerace je použito přepouštění kondenzátu. Nejvyššího zvýšení tepelné účinnosti cyklu je dosaženo, pokud je poměr vstupní a výstupní teploty napájecí vody na všech ohřívacích stejný¹⁰ (3.5-75). Výsledné ohřátí ΔT_{VTO1} je vypočteno jako rozdíl teploty napájecí vody před T_{K26} a za T_{K27} ohřívákem (3.5-76). Kondenzační teplota T_{VTO1} je získána jako součet výstupní teploty T_{K27} a koncového teplotního rozdílu δ_{VTO2_o} (3.5-77). K této teplotě je určen tlak sytosti p_{VTO1} (3.5-78). Tlak na hrdle turbíny p_{K05} je zvýšený o tlak daný koeficientem tlakové ztráty ζ_{VTO1} (3.5-79). Je vypočtena teplota páry T_{K05} z entalpie h_{K05} získané z expanzní křivky, viz Kapitola 3.4.1, a odběrového tlaku p_{K05} (3.5-80). Ztráta v potrubí je uvažována jako izoentaltické škrcení, tedy entalpie na vstupu a výstupu potrubí je stejná (3.5-81). V podchlazovači kondenzátu dochází k jeho podchlazení pod teplotu sytosti T_{VTO1} . Výstupní teplota kondenzátu T_{K34} je vstupní teplota napájecí vody T_{K26} zvýšená o vstupní teplotní rozdíl δ_{VTO1_i} (3.5-83). Entalpie výstupního kondenzátu h_{K34} je určena podle tlaku p_{K34} a teploty T_{K34} (3.5-84). Tlak napájecí vody za ohřívákem p_{K27} je tlak p_{K26} snížený o tlakovou ztrátu Δ_{VTO1} (3.5-85).

¹⁰ [3] strana 55

3.5.11 VTO2

Druhý vysokotlaký regenerační ohřívák se neliší od VTO1, a proto má stejný popis jako VTO1, viz Kapitola 3.5.10.



Obrázek 3-10 VTO2 – HBD

Vstupní parametry:

δ_{VTO2_o} [°C]; δ_{VTO2_i} [°C]; T_{NV} [°C]; Δ_{VTO2} [bar]; ς_{VTO2} [-]; h_{K03} [kJ · kg⁻¹]; T_{K27} [°C]

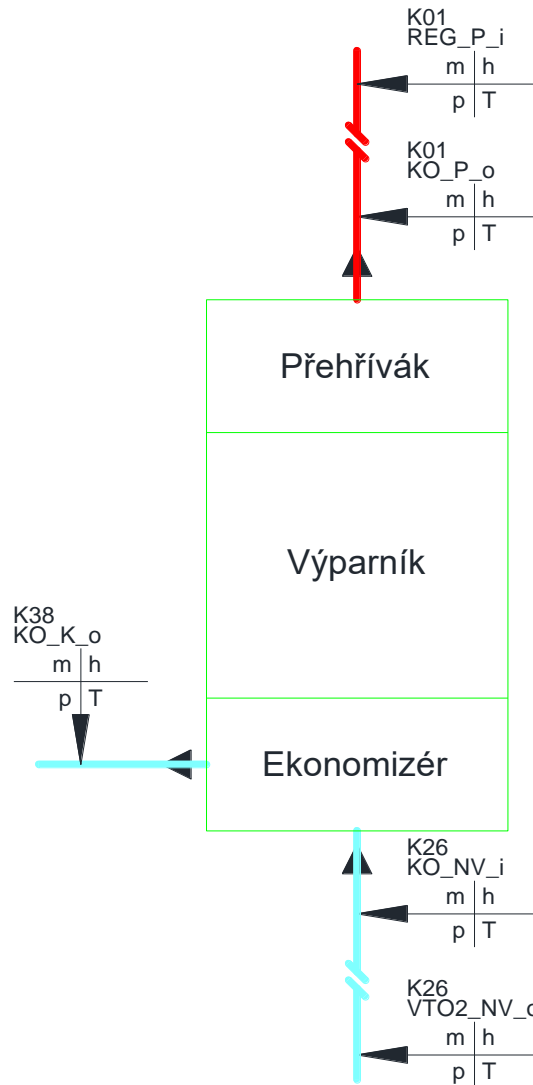
$\Delta T_{VTO2} = T_{K28} - T_{K27}$	[°C]	(3.5-86)
$T_{VTO2} = T_{NV} + \delta_{VTO2_o}$	[°C]	(3.5-87)
$p_{VTO2} = p_{sat_T}(T_{VTO2})/100 = p_{K04} = p_{K32}$	[bar]	(3.5-88)
$p'_{VTO2} = p_{VTO2} \cdot \varsigma_{VTO2} = p_{K03}$	[bar]	(3.5-89)
$T_{K03} = T_{ph}(p_{K03} \cdot 100; h_{K03})$	[°C]	(3.5-90)
$h_{K03} = h_{K04}$	[kJ · kg ⁻¹]	(3.5-91)
$T_{K04} = T_{ph}(p_{K04} \cdot 100; h_{K04})$	[°C]	(3.5-92)
$T_{K32} = T_{K27} + \delta_{VTO2_i}$	[°C]	(3.5-93)

$h_{K32} = h_p T(p_{K32} \cdot 100; T_{K32})$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.5-94)
$p_{K28} = p_{K27} - \Delta_{VTO2}$	$[bar]$	(3.5-95)

V ohřívacích vysokotlaké regenerace je použito přepouštění kondenzátu. Jelikož je toto ohřívák, který uzavírá výpočet cyklu, jsou teploty před ohřívákem a za ním již známé. Pro případ, že by tomu tak nebylo, byla by teplota za ohřívákem vypočtena stejně jako u předchozího ohříváku VTO1 (3.5-75). Ohřátí ΔT_{VTO2} je vypočteno jako rozdíl teploty napájecí vody před T_{K27} a za T_{K28} ohřívákem (3.5-86). Kondenzační teplota T_{VTO2} je získána jako součet výstupní teploty T_{K28} a koncového teplotního rozdílu δ_{VTO2_o} (3.5-87). K této teplotě je určen tlak sytosti p_{VTO2} (3.5-88). Tlak na hrdle turbíny p_{K03} je zvýšený o tlak daný koeficientem tlakové ztráty ζ_{VTO2} (3.5-89). Je vypočtena teplota páry T_{K03} z entalpie h_{K03} získané z expanzní křivky, viz Kapitola 3.4.1, a odběrového tlaku p_{K03} (3.5-90). Ztráta v potrubí je uvažována jako izoentalpické škrcení, tedy entalpie na vstupu a výstupu potrubí je stejná (3.5-91). V podchlazovači kondenzátu dochází k jeho podchlazení pod teplotu sytosti T_{VTO2} . Výstupní teplota kondenzátu T_{K32} je vstupní teploty napájecí vody T_{K27} zvýšená o vstupní teplotní rozdíl δ_{VTO2_i} (3.5-93). Entalpie výstupního kondenzátu h_{K32} je určena podle tlaku p_{K32} a teploty T_{K32} (3.5-94). Tlak napájecí vody za ohřívákem p_{K28} je tlak p_{K27} snížený o tlakovou ztrátu Δ_{VTO2} (3.5-95).

3.5.12 Kotel

V kotli se přivádí teplo napájecí vodě, která se postupně mění v přehřátou páru. Část napájecí vody je odváděna jako odluh, je to z důvodu odstraňování rozpuštěných látek ve vodě, jenž by se při odpařování usazovaly na vnitřních stěnách výparných trubek.



Obrázek 3-11 Kotel – HBD

Teplotní ani tlakové rozložení není u kotle počítáno, jelikož jsou parametry vstupní napájecí vody a výstupní páry známy z ostatních výpočtů.

3.6 Výpočet průtočného množství

V předchozí kapitole byly před a za každým zařízením určeny všechny potřebné stavové parametry páry, popřípadě kondenzátu. Díky tomu je teď možno vypočítat poměrné hmotnostní toky jednotlivými částmi. Výpočet vychází z kalorimetrické rovnice rovnosti vstupujícího a vystupujícího tepla do kontrolního objemu, jenž je tvořen vždy jednotlivými zařízeními.

Na začátku výpočtu se uvažuje, že do turbíny vstupuje 1 kg páry. V každém zařízení se stanovují poměrná množství, vyjadřující, jaká část páry ze vstupního množství páry proudí skrz jednotlivá zařízení.

Výpočet začíná u zařízení, v němž je jen jedna neznámá. Tou je hmotnostní tok topné páry a zpravidla je to poslední zařízení na napájecí vodě před vstupem do kotle. V tomto případě VTO2. Výpočet pokračuje směrem, ve kterém je kondenzát přepouštěn, v části vysokotlaké regenerace, tedy do VTO1 a proti směru proudění hlavního kondenzátu v části nízkotlaké regenerace. Výpočet vede na soustavu lineárních rovnic, která je řešena dosazovací metodou. Po vypočtení všech poměrných hmotnostních toků, jsou vypočteny absolutní hmotnostní toky z požadovaného výkonu turbíny.

V jednotlivých výpočtech je kalorimetrická bilanční rovnice nejprve ve tvaru, v němž je na jedné straně rovnice přívod tepla a na straně druhé odvod tepla. Z tohoto tvaru je vyjádřeno rovnou potřebné poměrné množství bez nutných mezikroků. Toto se netýká jen turbíny, ve které je na jedné straně rovnice teplo a na straně druhé vykonaná užitečná práce.

V případě, ve kterém je teplo odebíráno, popřípadě přiváděno kapalně vodě, není počítáno s entalpií nýbrž s měrnou tepelnou kapacitou. Měrná tepelná kapacita je funkcí teploty a tlaku. Jelikož tlaky před ohřívákem a za ním se výrazně neliší, je uvažována jen jako funkce teploty. Teplota na vstupu ohříváku a výstupu z něj je výrazně jiná, je vypočtena střední měrná tepelná kapacita jako aritmetický průměr měrných tepelných kapacit na vstupu a výstupu, například (3.6-3).

3.6.1 VTO2

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.11.

Do vysokotlakého ohříváku vstupuje napájecí voda, ta je ohřívána topnou párou, která kondenzuje. Vzniklý kondenzát je přepouštěn přes regulační ventil do VTO1. Ohřívák pracuje s účinností ohříváku respektující ztráty tepla do okolí η_{VTO2} . Tato účinnost vyjadřuje množství tepla předaného v topné páře ku množství tepla předaného napájecí vodě. Rozdíl je způsoben nedokonalou izolací a s tím spojeným únikem tepla do okolí jako ztráta. Výsledkem je poměrné množství topné páry proudící odběrem y_{K04} .

$y_{K03} = y_{K04} = y_{K32}$	[-]	(3.6-1)
$y_{K27} = y_{K28} = 1 + y_{K36}$	[-]	(3.6-2)
$c_{p_VTO2} = \frac{CpL_T(T_{K27}) + CpL_T(T_{K28})}{2}$	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	(3.6-3)
$y_{K04} \cdot (h_{K4} - h_{K32}) \cdot \eta_{VTO2} = (1 + y_{K36}) \cdot (T_{K28} - T_{K27}) \cdot c_{p_VTO2}$		(3.6-4)
$y_{K04} = \frac{(1 + y_{K36}) \cdot (T_{K28} - T_{K27}) \cdot c_{p_VTO2}}{(h_{K4} - h_{K32}) \cdot \eta_{VTO2}}$	[-]	(3.6-5)

3.6.2 VTO1

Schématičký obrázek viz Kapitola 3.5.10.

Do vysokotlakého ohříváku vstupuje napájecí voda, ta je ohřívána topnou párou, která kondenzuje. Vzniklý kondenzát je přepouštěn přes regulační ventil do napájecí nádrže. Je sem zaveden kondenzát z VTO1. Ohřívák pracuje s účinností ohříváku respektující ztráty tepla do okolí η_{VTO1} . Výsledkem je poměrné množství topné páry proudící odběrem y_{K06} .

$y_{K05} = y_{K06}$	[-]	(3.6-6)
$y_{K26} = y_{K27} = 1 + y_{K36}$	[-]	(3.6-7)
$c_{p_VTO1} = \frac{CpL_T(T_{K26}) + CpL_T(T_{K27})}{2}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.6-8)
$\frac{[y_{K05} \cdot (h_{K06} - h_{K34}) + y_{K03} \cdot (h_{K33} - h_{K34})] \cdot \eta_{VTO1}}{(1 + y_{K36}) \cdot (T_{K27} - T_{K26}) \cdot c_{p_VTO1}}$		(3.6-9)
$y_{K06} = \frac{y_{K27} \cdot (T_{K27} - T_{K26}) \cdot c_{p_VTO1} - y_{K3} \cdot (h_{K33} - h_{K34}) \cdot \eta_{VTO1}}{(h_{K06} - h_{K34}) \cdot \eta_{VTO1}}$	[-]	(3.6-10)
$y_{K34} = y_{K33} + y_{K05}$	[-]	(3.6-11)

3.6.3 Napájecí nádrž

Schématičký obrázek viz Kapitola 3.5.8.

Do napájecí nádrže vstupuje hlavní kondenzát z nízkotlaké regenerace a kondenzát kaskádovaný z vysokotlaké regenerace přes regulační ventil. K pokrytí ztrát vody z cyklu je zde doplňována demineralizovaná voda. Dále sem vstupuje topná pára, která napájecí vodu ohřívá. Ohřívák pracuje s účinností ohříváku respektující ztráty tepla do okolí η_0 . Výsledkem je poměrné množství topné páry proudící odběrem y_{K08} .

$y_{K07} = y_{K08}$	[-]	(3.6-12)
$y_{K23} = y_{K22} = 1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07}$	[-]	(3.6-13)
$y_{K35} = y_{K02} + y_{K03}$	[-]	(3.6-14)
$\frac{[y_{K07} \cdot (h_{K08} - h_{K24}) + y_{K35} \cdot (h_{K35} - h_{K24})] \cdot \eta_0}{= y_{K23} \cdot (h_{K24} - h_{K23}) + y_{K36} \cdot (h_{K24} - h_{K36})}$		(3.6-15)

$y_{K08} = \left(\frac{y_{K36} \cdot (h_{K24} - h_{K36})}{\eta_o} + y_{K35} \cdot (h_{K35} - h_{K24}) + \frac{(1 - y_{K03} - y_{K05}) \cdot (h_{K24} - h_{K23})}{\eta_o} \right) \cdot \frac{1}{\eta_o \cdot (h_{K08} - h_{K24}) + (h_{K24} - h_{K23})}$	[-]	(3.6-16)
$y_{K24} = y_{K25} = 1 + y_{K36}$	[-]	(3.6-17)

3.6.4 NTO2

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.7.

Do nízkotlakého ohříváku vstupuje hlavní kondenzát, ten je ohříván topnou párou. Do hlavního kondenzátu za NTO2 je přečerpáván podávacím čerpadlem kondenzát vzniklý zkondenzováním topné páry. Ohřívák pracuje s účinností ohříváku respektující ztráty tepla do okolí η_{NTO2} . Výsledkem je poměrné množství topné páry proudící odběrem y_{K10} .

$y_{K09} = y_{K10} = y_{K31}$	[-]	(3.6-18)
$y_{K21} = 1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09}$	[-]	(3.6-19)
$y_{K22} = 1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07}$	[-]	(3.6-20)
$c_{p_NTO2} = \frac{Cp_{L_T}(T_{K21}) + Cp_{L_T}(T_{K22})}{2}$	[kJ · kg ⁻¹ · K ⁻¹]	(3.6-21)
$y_{K10} \cdot (h_{K10} - h_{K31}) \cdot \eta_{NTO2} = y_{K21} \cdot c_{p_NTO2} \cdot (T_{K22} - T_{K21})$		(3.6-22)
$y_{K10} = \frac{c_{p_NTO2} \cdot (T_{K22} - T_{K21}) \cdot (1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07})}{c_{p_NTO2} \cdot (T_{K22} - T_{K21}) + (h_{K10} - h_{K31}) \cdot \eta_{NTO2}}$	[-]	(3.6-23)

3.6.5 NTO1

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.6.

Do nízkotlakého ohříváku vstupuje hlavní kondenzát, ten je ohříván topnou párou. Do hlavního kondenzátu za NTO1 je přečerpáván podávacím čerpadlem kondenzát vzniklý zkondenzováním topné páry. Ohřívák pracuje s účinností ohříváku respektující ztráty tepla do okolí η_{NTO1} . Výsledkem je poměrné množství topné páry proudící odběrem y_{K12} .

$y_{K11} = y_{K12} = y_{K30}$	[-]	(3.6-24)
$y_{K20} = 1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09} - y_{K11}$	[-]	(3.6-25)
$y_{K21} = 1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09}$	[-]	(3.6-26)

$c_{p_NTO1} = \frac{CpL_T(T_{K20}) + CpL_T(T_{K21})}{2}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.6-27)
$y_{K12} \cdot (h_{K12} - h_{K30}) \cdot \eta_{NTO1} = y_{K20} \cdot c_{p_NTO2} \cdot (T_{K21} - T_{K20})$		(3.6-28)
$y_{K12} = \frac{c_{p_NTO1} \cdot (T_{K21} - T_{K20}) \cdot (1 - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09})}{c_{p_NTO1} \cdot (T_{K21} - T_{K20}) + (h_{K12} - h_{K30}) \cdot \eta_{NTO1}}$	$[-]$	(3.6-29)

3.6.6 KKP

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.5.

Jak bylo popsáno v Kapitole 3.4.5, v KKP je uvažováno, že vstupující hlavní kondenzát je ohřátý topnou párou o zvolený teplotní rozdíl. Výsledkem výpočtu je proto poměrné množství páry potřebné pro ohřátí hlavního kondenzátu. Ve skutečnosti je tomu přesně naopak, tedy množství komínkové páry je dáno návrhem ucpávek a výsledkem je ohřátí hlavního kondenzátu. Jelikož tento problém není možné řešit analyticky, ale numericky, je pro přiblížení se skutečnosti teplotní rozdíl zvolen. Výsledkem je poměrné množství komínkové páry y_{K37} .

$y_{K19} = y_{K20}$	$[-]$	(3.6-30)
$y_{K37} = y_{K29}$	$[-]$	(3.6-31)
$c_{p_KKP} = \frac{CpL_T(T_{K19}) + CpL_T(T_{K20})}{2}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.6-32)
$y_{K19} \cdot c_{p_KKP} \cdot (T_{K20} - T_{K19}) = y_{K37} \cdot (h_{K37} - h_{K29})$		(3.6-33)
$y_{K37} = \frac{y_{K19} \cdot c_{p_KKP} \cdot (T_{K20} - T_{K19})}{(h_{K37} - h_{K29})}$	$[-]$	(3.6-34)

3.6.7 Kondenzátor

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.3.

Do kondenzátoru vstupuje množství páry snížené o množství páry odebrané ve všech odběrech. Vstupující pára předává teplo chladící vodě a kondenzuje. Část tepla unikne do okolí, to respektuje účinnost ztráty tepla do okolí η_K . Výsledkem je poměrné množství chladící vody y_{K16} .

$y_{K13} = y_{K14}$	$[-]$	(3.6-35)
$y_{K15} = y_{K16}$	$[-]$	(3.6-36)
$y_{K18} = y_{K17} = y_{K29} + y_{K14}$	$[-]$	(3.6-37)

$c_{p,K} = \frac{Cp_{L,T}(T_{K15}) + Cp_{L,T}(T_{K16})}{2}$	$[kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	(3.6-38)
$y_{K16} \cdot c_{p,K} \cdot (T_{K15} - T_{K16}) = \eta_K \cdot [y_{K14} \cdot (h_{K14} - h_{K17}) + y_{K29} \cdot (h_{K29} - h_{K17})]$		(3.6-39)
$y_{K16} = \frac{\eta_K \cdot [y_{K14} \cdot (h_{K14} - h_{K17}) + y_{K29} \cdot (h_{K29} - h_{K17})]}{c_{p,K} \cdot (T_{K15} - T_{K16})}$	$[-]$	(3.6-40)

3.6.8 Kotel

Schématický obrázek viz Kapitola 3.5.12.

V kotli se odvádí část ze vstupující napájecí vody jako odluh y_{K38} .

$y_{K38} = y_{K36}$	$[-]$	(3.6-41)
$y_{K01} = y_{K28} - y_{K38} = 1$	$[-]$	(3.6-42)

3.6.9 Turbína

Schématický obrázek viz Příloha 1.

Z 1. termodynamického zákona plyne, že se v parní turbíně při zanedbání změny pohybové energie páry a při nulové výměně tepla s okolím se technická práce vypočte jako rozdíl vstupní a výstupní entalpie páry. Tento rozdíl je odveden jako užitečná práce. Na vstupu do turbíny uvažujeme 1 kg páry, výsledkem je technická práce vykonaná tímto vstupujícím množstvím. Celou turbínou ale neproudí stále stejné množství. Odběry se odebírá část páry do regenerace a ta tedy nekoná práci. Technickou práci celé turbíny tedy získáme sečtením dílčích technických prací mezi jednotlivými odběry. Při uvažování mechanických ztrát a ztrát v generátoru, reprezentovány účinností η_{me} a η_{el} , je technická práce vykonaná 1 kg páry menší. Potřebný hmotnostní tok na vstupu do turbíny \dot{m}_{K01} pro požadovaný elektrický výkon P je tedy získán jako podíl technické práce turbíny a požadovaného elektrického výkonu P .

$\eta_{cel} = \eta_{el} \cdot \eta_{me}$	$[-]$	(3.6-43)
$w = [(h_{K02} - h_{K03}) \cdot (1 - y_{K37}) + (h_{K03} - h_{K05}) \cdot (1 - y_{K37} - y_{K03}) + (h_{K05} - h_{K07}) \cdot (1 - y_{K37} - y_{K03} - y_{K05}) + (h_{K07} - h_{K09}) \cdot (1 - y_{K37} - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07}) + (h_{K09} - h_{K11}) \cdot (1 - y_{K37} - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09}) + (h_{K11} - h_{K13}) \cdot (1 - y_{K37} - y_{K03} - y_{K05} - y_{K07} - y_{K09} - y_{K11})]$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.6-44)
$\dot{m}_{K01} = \frac{P}{w \cdot \eta_{cel}}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	(3.6-45)

Ztráty v generátoru a mechanické ztráty jsou shrnuty do účinnosti η_{cel} (3.6-43). Dílčí technická práce w je získána jako součin poměrného hmotnostního toku a entalpického spádu (3.6-44). Entalpický spád je získán z expanzní křivky, viz Kapitola 3.5.2. Jednotlivé poměrné hmotnostní toky jsou vypočteny z bilančních rovnic v předcházejících kapitolách.

3.6.10 Absolutní hmotnostní toky

Absolutní hmotnostní tok \dot{m}_{Kn} je vypočten jako součin poměrného hmotnostního toku y_{Kn} a absolutního hmotnostního toku páry vstupujícího do turbíny \dot{m}_{K01} vypočteného v předchozí Kapitole 3.6.9.

$\dot{m}_{K03} = y_{K03} \cdot \dot{m}_{K01}$ $\dot{m}_{K05} = y_{K05} \cdot \dot{m}_{K01}$ \vdots $\dot{m}_{K38} = y_{K38} \cdot \dot{m}_{K01}$	$[kg \cdot s^{-1}]$	(3.6-46)
--	---------------------	----------

3.7 Charakteristické ukazatele cyklu

Pro objektivní zhodnocení cyklu slouží charakteristické ukazatele cyklu. Využívají se pro porovnání různých cyklů mezi sebou, pro ekonomické hodnocení cyklu apod.

$q_{pi} = (h_{K01} - h_{K28}) \cdot y_{K28}$	$[kJ \cdot kg^{-1}]$	(3.7-1)
$\dot{q}_p = q_{pi} \cdot \dot{m}_{K28} \cdot 10^{-3}$	$[MW]$	(3.7-2)
$\dot{q}_o = (T_{K15} - T_{K16}) \cdot c_{p,K} \cdot \dot{m}_{K16} \cdot 10^{-3}$	$[MW]$	(3.7-3)
$\eta_t = 1 - \frac{\dot{q}_o}{\dot{q}_p}$	$[-]$	(3.7-4)
$\eta_c = \frac{\dot{q}_p}{P}$	$[-]$	(3.7-5)
$M = \dot{m}_{K01} \cdot 3.6$	$[t \cdot h^{-1}]$	(3.7-6)
$c_{pa} = \frac{M}{P} \cdot 10^3$	$[kg \cdot (kWh)^{-1}]$	(3.7-7)
$c_t = c_{pa} \cdot q_{pi} \cdot 10^3$	$[kJ \cdot (kWh)^{-1}]$	(3.7-8)
$c_y = \frac{\dot{m}_{K13}}{\dot{m}_{K02}}$	$[-]$	(3.7-9)

Důležitým ukazatelem je měrné přivedené teplo do cyklu q_{pi} vyjadřující množství tepla potřebného pro ohřátí 1 kg napájecí vody (3.7-1). Součin tohoto měrného tepla a absolutního hmotnostního toku napájecí vody dává potřebný tepelný výkon kotle. Dalším důležitým ukazatelem je velikost odvedeného tepelného výkonu \dot{q}_o z cyklu. Jak bylo popisováno v Kapitole 2.1, tepelná účinnost cyklu je dána poměrem odvedeného a přivedeného tepla. To

vyjadřuje tepelná účinnost η_t (3.7-4). Při respektování všech ztrát v cyklu je celková účinnost η_c dána jako poměr dodaného tepelného výkonu \dot{q}_p a odebraného elektrického výkonu P (3.7-5).

Hodinová spotřeba páry M je získána převedením spotřeby páry \dot{m}_{K01} , jež je vztažena na 1 s na hodinovou spotřebu páry (3.7-6).

Měrná spotřeba páry c_{pa} vyjadřuje hmotnostní množství páry spotřebované pro vyrobení 1 kWh (3.7-7).

Měrná spotřeba tepla c_t vyjadřuje, kolik dodaného tepla je spotřebováno pro vyrobení 1 kWh (3.7-8).

Veličina c_y vyjadřuje poměr mezi hmotnostním tokem na výstupu z turbíny a hmotnostním tokem na vstupu do turbíny (3.7-9). Charakterizuje množství páry odebírané odběry jako topná pára (3.7-9).

4 Výpočet zařízení neobsažených v HBD

Tato kapitola se zabývá výpočtem zařízení neobsažených v HBD. Týká se zejména těch, které s ním přímo nesouvisí konkrétně, bypass turbíny, nebo těch, které není možno zahrnout přímo do výpočtu HBD. Důvodem je velice obtížné, popřípadě nemožné řešení ve zvoleném výpočtovém programu.

4.1 Bypass turbíny

V případě náhlého odstavení turbíny není možné současně zastavit i produkci páry v kotly. Proto admisní pára pomocí bypassu turbíny proudí do kondenzátoru. V bypassu je umístěn svlažovač, který do páry vstřikuje kondenzát. Ten se odpařuje, odebírá páře teplo a ta se tím ochlazuje. Bypass je zaveden do kondenzátoru přes clonu, kterou se v něm udržuje tlak. Může být dimenzován na plný průtok páry, nebo jen na částečné množství. V tomto případě je dimenzován na plný průtok ($k_{B02}=1$).

Vstupní parametry:

k_{B01} [-]; p_{B03} [bar]; k_{B02} [-]

$\dot{m}_{B01} = k_{B01} \cdot \dot{m}_{K01}$	[kg · s ⁻¹]	(4.1-1)
$h_{B01} = h_{K01}$	[kJ · kg ⁻¹]	(4.1-2)
$T_{B02} = T_{K19}$	[°C]	(4.1-3)
$T_{B03} = T_{sat_P}(p_{B03} \cdot 100) + 5$	[°C]	(4.1-4)
$h_{B03} = h_{pT}(p_{B03} \cdot 100; T_{B03})$	[kJ · kg ⁻¹]	(4.1-5)
$\dot{m}_{B02} = \frac{(h_{B01} - h_{B03})}{h_{B03} - C_{pL_T}(T_{B02}) \cdot T_{B02}} \cdot \dot{m}_{B01} \cdot (1 + k_{B02})$	[kg · s ⁻¹]	(4.1-6)
$\dot{m}_{B03} = \dot{m}_{B01} + \dot{m}_{B02}$	[kg · s ⁻¹]	(4.1-7)

Do bypassu vstupuje množství páry \dot{m}_{B01} . V případě, v němž je bypass dimenzován jen na částečné množství páry \dot{m}_{K01} , je toto množství sníženo koeficientem k_{B01} (4.1-1). Entalpie páry vstupující do bypassu je shodná s parametry admisní páry (4.1-2). Pro svlažení páry je využit hlavní kondenzát odebíraný za kondenzátním čerpadlem (4.1-3). Vstupující pára je seškrvena na tlak v bypassu p_{B03} . Pára je schlazena na teplotu T_{B03} , která je 5 °C nad teplotou syté páry při tlaku za bypassem p_{B03} (4.1-4). Entalpie páry za bypassem k_{B03} je dopočtena podle tlaku p_{B03} a teploty T_{B03} (4.1-5). Množství vstřikovaného kondenzátu \dot{m}_{B02} je vypočteno z kalorimetrické rovnice a zvýšen o koeficient k_{B02} (4.1-6). Celkové množství páry za bypassem \dot{m}_{B03} je součtem množství admisní páry na vstupu do bypassu \dot{m}_{B01} a množství vstřikovaného kondenzátu \dot{m}_{B02} (4.1-7).

4.2 Ucpávková pára

Mezi rotorem a tělesem parní turbíny dochází k úniku páry z průtočné části turbíny po hřídeli. Unikající množství páry nekoná práci, a tak se snižuje účinnost cyklu. V případě nízkotlaké části je tlak páry uvnitř nižší než tlak atmosférický, zde jsou naopak ucpávky zahlcovány párou, která zabraňuje vniknutí okolního vzduchu do parního prostoru turbíny. V obou případech je nežádoucí, aby pára unikala do prostoru strojovny. Úniku ucpávkové páry do strojovny brání okruh komínkové páry. Z vnějších ucpávek je tento okruh umístěn na nejnižším tlaku.

K minimalizaci úniku páry se využívají vnější labyrintové ucpávky. Jedná se o sérii břitů tvořící komůrky. Při průtoku úzkou štěrbinou mezi rotorem a břitem je pára urychlena. V komůrce za břitem je kinetická energie páry, získaná urychlením, mařena a téměř přeměněna na energii tepelnou. Děj při průtoku páry labyrintovou ucpávkou je možné porovnávat s dějem v nerozšířené dýze. Při průtoku dochází k expanzi proudící páry. U dýzy je cílem maximální průtok s co nejmenšími ztrátami, kdežto u labyrintové ucpávky je tomu právě naopak, cílem je minimální průtok.

Snížení průtoku ucpávkou se docílí vhodnou geometrií. Existují dvě hlavní konstrukce labyrintové ucpávky.

a. Ucpávka s pravým labyrintem

Břity jsou umístěny na tělese turbíny a na turbínovém hřídeli jsou vytvořeny drážky nebo osazeny břity. Při této konstrukci je dosaženo většího odporu a tím menšího úniku páry. Aplikace této ucpávky není vhodná pro velké osové posuvy hřídele. V případě velkého osového posuvu hrozí nebezpečí kontaktu břitu s čelem drážky, popřípadě protilehlého břitu, a může dojít k jeho poškození, zvětšení průtočného průřezu ucpávky a tím ke zhoršení schopnosti těsnění. Proto se využívají jen v blízkosti axiálního ložiska.

b. Ucpávka s nepravým labyrintem

Břity jsou umístěny jen na tělese turbíny a turbínový hřídel je hladký. Tato konstrukce není náchylná na osové posuvy hřídele, má ale horší těsnící schopnost než ucpávka s pravým labyrintem.

Průtok štěrbinou labyrintové ucpávky vychází z podobné metodiky jako průtok dýzou stejného průřezu. Výsledný průtok je ale zmenšen průtokovým součinitelem vyjadřujícím poměr mezi vypočteným průtokem a skutečným průtokem páry ucpávkou. Tento koeficient je empiricky zjištěn a je závislý na tvaru břitu a poměru velikosti štěrbinu ku tloušťce břitu. Graf hodnot koeficientu je v Příloha 3.

Při výpočtu ucpávky s nepravým labyrintem je výpočet stejný jako u ucpávky s labyrintem pravým, jen výsledný průtok je zvětšen opravným součinitelem průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou. Tento koeficient je empiricky zjištěn a je závislý na počtu břitů a poměru velikosti štěrbinu ku vzdálenosti mezi břity. Graf hodnot koeficientu je v Příloha 4.

Vstupní parametry:

d_u [mm]; δ_u [mm]; s_u [mm]; Δ_u [mm]; z_u [mm]; ε_u^* [mm]; T_{U01} [°C]; p_{U01} [bar];
 h_{U01} [kJ · kg⁻¹]; p_{U02} [bar];

$v_{U01} = v_{pT}(p_{U01} \cdot 100; T_{U01})$	[m ³ · kg ⁻¹]	(4.2-1)
$T_{U02} = T_{ph}(p_{U02} \cdot 100; h_{U02})$	[°C]	(4.2-2)
$\varepsilon_u = \frac{p_{U02}}{p_{U01}}$	[-]	(4.2-3)
$S_u = \pi \cdot d_u \cdot \delta_u \cdot 10^{-6}$	[m ²]	(4.2-4)
$\mu_u = f\left(\frac{\delta_u}{\Delta_u}\right)$	[-]	(4.2-5)
$k_u = f\left(\frac{\delta_u}{s_u}; z_u\right)$	[-]	(4.2-6)
$\dot{m}_u = S_u \cdot \mu_u \cdot k_u \cdot \sqrt{1 - \varepsilon_u^2} \cdot \sqrt{\frac{p_{U01}}{v_{U01} \cdot z_u}}$	[kg · s ⁻¹]	(4.2-7)

Vstupními geometrickými parametry pro výpočet labyrintové ucpávky jsou průměr hřídele v místě ucpávky d_u , velikost štěrbin mezi hřídelí a břitem δ_u , tloušťka jednoho břitu Δ_u , vzdálenost mezi břity s_u a počet břítů z_u . Vstupními termodynamickými parametry pro výpočet jsou parametry páry před ucpávkou, tedy tlak p_{U01} , teplota T_{U01} a entalpie h_{U01} , a poté tlak páry za ucpávkou p_{U02} . Tlakový poměr ε_u na ucpávce je poměr tlaku za ucpávkou p_{U02} a tlaku před ucpávkou p_{U01} . Stejně jako u dýzy i u ucpávky s klesajícím tlakovým poměrem roste velikost průtoku. Maximum průtoku nastane, když je tlakový poměr ε_u roven kritickému tlakovému poměru ε_u^* . Kritický tlakový poměr je dán proudícím médiem. Pro páru je $\varepsilon_u^* = 0,546$ ¹¹. Pokud tlakový poměr klesne pod kritický tlakový poměr, nedojde již k zvětšení průtoku a ten zůstává stále stejný, to jest jako pro kritický tlakový spád. Proto v případě nadkritického tlakového spádu je ve výpočtu ε_u nahrazeno ε_u^* . Jelikož je rozměr štěrbin velmi malý, je možné vypočítat průtočný průřez jako součin velikosti obvodu ucpávky a velikostí štěrbin (4.2-4). Dále je určen průtokový součinitel μ_u z grafu, viz Příloha 3 (4.2-5), a opravný součinitel průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou k_u z grafu, viz Příloha 4 (4.2-6). Výsledný průtok páry ucpávkou \dot{m}_u je vypočten podle vztahu (4.2-7)¹².

Z vnějších ucpávek je v určitých místech odebíraná, popřípadě přiváděná část páry. To rozděluje systém vnějších ucpávek na okruh vysokotlaké ucpávkové páry, ucpávkové páry s regulovaným tlakem a okruh komínkové páry.

V případě jednotělesové turbíny jsou vnější ucpávky umístěné na straně vstupu páry do turbíny a na straně výstupu páry do kondenzátoru. Na straně turbíny, na které do ní vstupuje pára, je série vnějších ucpávek. Sekce ucpávkové páry umístěná na nejvyšším tlaku vyvedená z turbíny se nazývá vysokotlaká ucpávka. Na jedné straně ucpávky je tlak vstupující páry a na straně druhé tlak odběru, do kterého je pára zavedena. Na tlakově nižší úrovni, než je vysokotlaká

¹¹ [1] strana 234

¹² [1] strana 234 rovnice (4-24)

ucpávka, se nachází ucpávka s regulovaným tlakem. V této ucpávce se reguluje tlak proto, aby do následující ucpávky proudilo minimální, ale nikoliv nulové množství páry¹³. Do komínkového okruhu proudí z jedné strany pára z regulované ucpávky a z druhé strany okolní vzduch. V komínkovém okruhu je udržován podtlak 0,96 bar. Díky tomu je přisáván okolní vzduch a nedochází k úniku páry do prostoru strojovny.

Na nízkotlaké straně turbíny zabraňují ucpávky vniknutí vzduchu do parního prostoru turbíny. Ucpávka je zahlcována párou z regulované ucpávky. Jelikož je ale teplota páry v regulované ucpávce vysoká, je pára pomocí svlažovače schlazena. Na vnější straně je opět komínkový okruh.

4.3 Hydraulický návrh dimenze potrubí

V potrubí proudí médium mezi jednotlivými zařízeními. Při dimenzování průměru potrubí je kladen důraz na maximální rychlost proudícího média. Hlavním důvodem je to, že při vyšší rychlosti proudění dochází k větším tlakovým ztrátám, k rozkmitání potrubí a větší hlučnosti. Hodnoty maximálních rychlostí se rozlišují podle média. Obecně pára proudí vyššími rychlostmi než voda. Hodnoty maximálních rychlostí jsou empiricky získané, viz Tabulka 4-1.

Vstupní parametry:

$$\dot{m}_{Kn} [kg \cdot s^{-1}]; p_{Kn} [bar]; ; w_{max_Kn} [m \cdot s^{-1}]; h_{Kn} [kJ \cdot kg^{-1}]$$

$D_{min_Kn} = 1000 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m}_{Kn}}{\rho_{ph}(p_{Kn} \cdot 100; h_{Kn}) \cdot w_{max_Kn} \cdot \pi}}$	[mm]	(4.3-1)
$w_{re_Kn} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{Kn}}{\pi \cdot \rho_{ph}(p_{Kn} \cdot 100; h_{Kn}) \cdot (D_{re_Kn} \cdot 10^{-3})^2}$	[m · s ⁻¹]	(4.3-2)

Výpočet je pro všechny potrubní trasy analogický s uvedeným výpočtem. Proto je zde číslo kříže nahrazeno Kn symbolizující obecné číslo kříže. Ve výpočtu minimálního průměru potrubí D_{min_Kn} se mění maximální rychlost w_{max_Kn} , parametry proudícího média p_{Kn} a h_{Kn} a jeho hmotnostní tok \dot{m}_{Kn} (4.3-1). Potrubí se vyrábí v normovaných rozměrových řadách. Výběr konkrétní hodnoty průměru potrubí závisí na uvážení, zkušenostech a konkrétním místě použití. Proto je po výběru průměru potrubí nutné zpětně přepočítat rychlost proudění w_{re_Kn} pro tento průměr (4.3-2).

¹³ [2] strana 66

Tabulka 4-1 Tabulka maximálních rychlostí pro jednotlivá média

Médium	Maximální rychlost proudění w_{\max} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$]
Pára	55
Ucpávková pára	35
Komínková páry	15
Kondenzát	2
Napájecí voda	2
Chladicí voda	2

5 P&ID

Na základě napočítaného HBD doplněného o výpočet zařízení neobsažených v HBD bylo vytvořeno procesní a přístrojové funkční schéma. Schéma je doplněno o dimenze důležitých potrubních tras.

Zapojení schématu je podle interních standardů DSPW.

Vytvořené schéma slouží jako podklad pro dispoziční řešení potrubí, umístění zařízení, armatur a měření.

6 Závěr

Úvodní část práce se zabývá teoretickým popisem Rankin-Clausiova parního cyklu. Popisuje princip funkce R-C cyklu, jeho tepelnou účinnost a možné způsoby jejího zvyšování.

Hlavní část práce popisuje konkrétní výpočet stavových parametrů v jednotlivých bodech tepelného cyklu. Následně je popsán bilanční výpočet cyklu a zjištění absolutních hmotnostních toků v jednotlivých bodech cyklu. Na závěr jsou uvedeny charakteristické ukazatele cyklu sloužící pro zhodnocení cyklu z hlediska termodynamického či ekonomického.

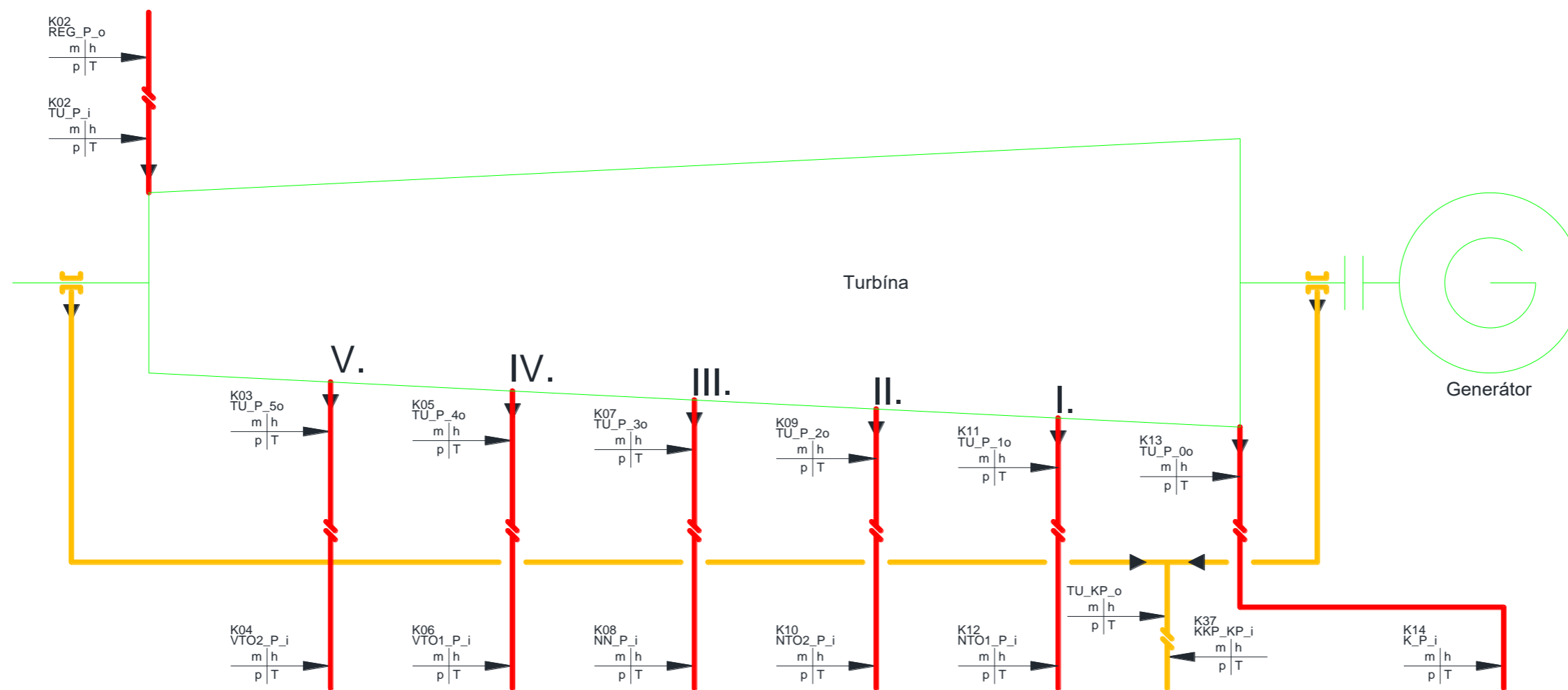
Na základě této části byl vytvořen univerzální výpočtový program skládající se z několika částí. Vstupem do tohoto programu jsou Vstupní a Volitelné parametry. Na základě těchto parametrů a výše popisovaného výpočtu jsou vypočteny stavové parametry a absolutní hmotnostní toky v jednotlivých bodech cyklu. Výsledky jsou shrnuty do tabulky, doplněny o diagramy cyklu a zakresleny do *i-s* a *T-s* diagramu. Dále byly výsledky doplněny do křížů v HBD.

Vypočítané HBD bylo doplněno o výpočet zařízení, která v něm nebyla obsažena. Na základě těchto údajů bylo vytvořeno procesní a přístrojové funkční schéma P&ID.

7 Seznam použité literatury

- [1] ŠČEGLJAJEV, A. V. *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Praha (SNTL – Nakladatelství technické literatury), 1983. 630 s.
- [2] ŠKOPEK, Jan. *Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet*. V Plzni: Západočeská univerzita, 2003. 107 s., 52 s. obr. příl. ISBN 80-7043-256-X.
- [3] BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 543 s.
- [4] KRAJÍC, Ladislav. *Parní turbíny a příslušenství*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2017. ISBN 978-80-261-0731-6.
- [5] KALČÍK, Josef a SÝKORA, Karel. *Technická termomechanika*. 1. vyd. Praha: Academia, 1973. 536 s.
- [6] NOSKIEVIČ, Jaromír. *Mechanika tekutin*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1987. 354 s.
- [7] BLOVSKÝ, Jiří. *Příručka pro začínající projektanty*. Plzeň: Doosan Škoda Power s.r.o., 2010.

Příloha 1 Turbína – HBD



Příloha 2 Identifikátor

Pro zjednodušení identifikace vstupů a výstupů do zařízení je použit systém odkazových křížů. Ten obsahuje identifikátor skládající se ze tří částí. První část popisuje zařízení z nebo do kterého trasa směřuje. Druhá část obsahuje proudící médium. Třetí část popisuje, zda se jedná o vstup či výstup. Dále odkazový kříž obsahuje písmeno a číslo. Zpravidla jsou na trase dva odkazové kříže. První u vstupu, druhý u výstupu. Pokud je u obou stejné číslo, znamená to, že, parametry vystupující jsou parametry vstupující do zařízení. Není-li tomu tak, je na trase uvažována tlaková ztráta, změna výšky a podobně. V následující tabulce je uveden seznam zkratk použitých v identifikátoru s vysvětlením. (např. TU_P_i znamená pára na vstupu do turbíny).

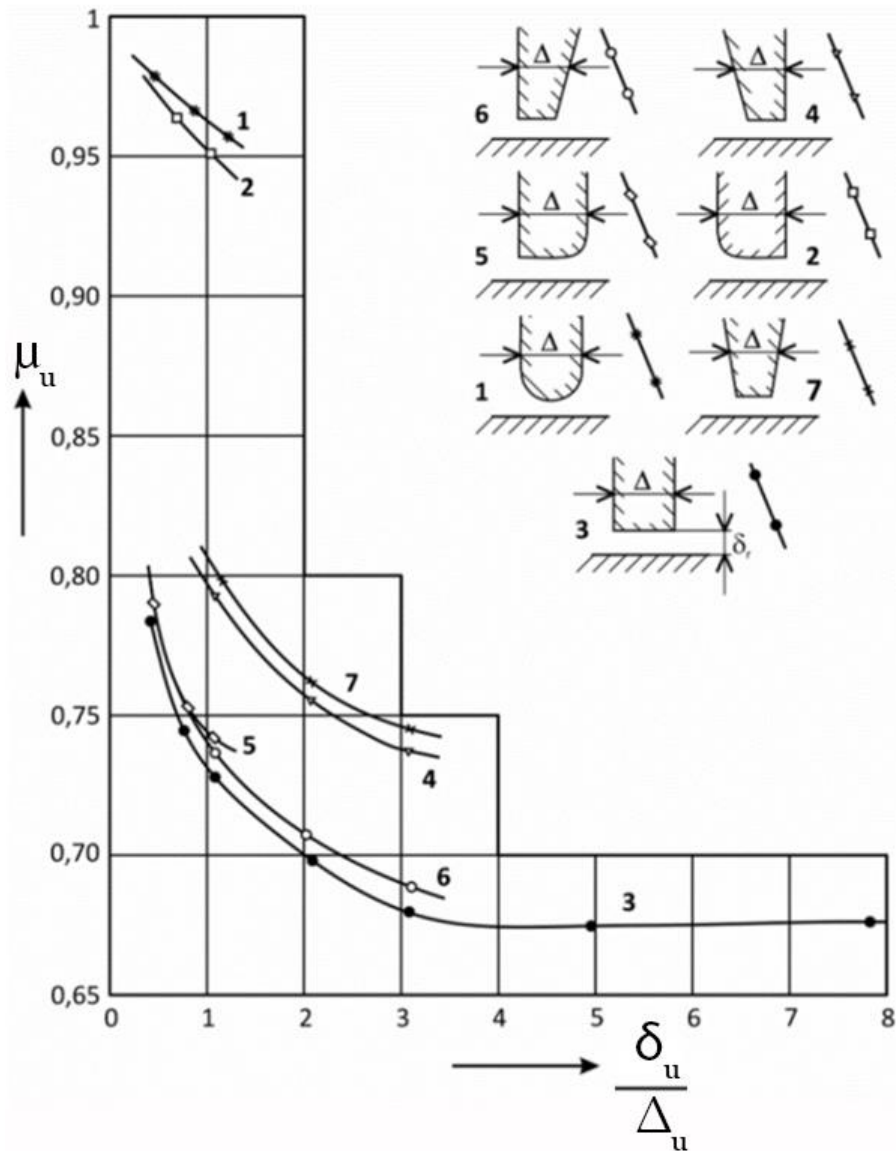
Rozdílné písmeno značí jinou část výpočtu. K – výpočet HBD, B – výpočet bypassu, U – výpočet ucpávek. Toto písmenné rozdělení je použito hlavně v části popisující výpočet.

Zařízení	
Zkratka	Význam
TU	Turbína
K	Kondenzátor
KO	Kotel
NN	Napájecí nádrž
KKP	Kondenzátor komínkové páry
NTO1	Nízkotlaký ohřívák 1
NTO2	Nízkotlaký ohřívák 2
KC	Kondenzátní čerpadlo
NC	Napájecí čerpadlo
REV1	Redukční ventil 1
REV2	Redukční ventil 2
VTO1	Vysokotlaký ohřívák 1
VTO2	Vysokotlaký ohřívák 2
RGV	Regulační ventil

Médium	
Zkratka	Význam
P	Pára
CHV	Chladicí voda
HK	Hlavní kondenzát
NV	Napájecí voda
DM	Demineralizovaná voda
K	Kondenzát
KP	Komínková pára

Směr	
Zkratka	Význam
i	Vstup
o	Výstup
0o	Výstup do kondenzátoru
1o	I. odběr výstup
2o	II. odběr výstup
3o	III. odběr výstup
4o	IV. odběr výstup
5o	V. odběr výstup

Příloha 3 Součinitel průtoku labyrintovou ucpávkou



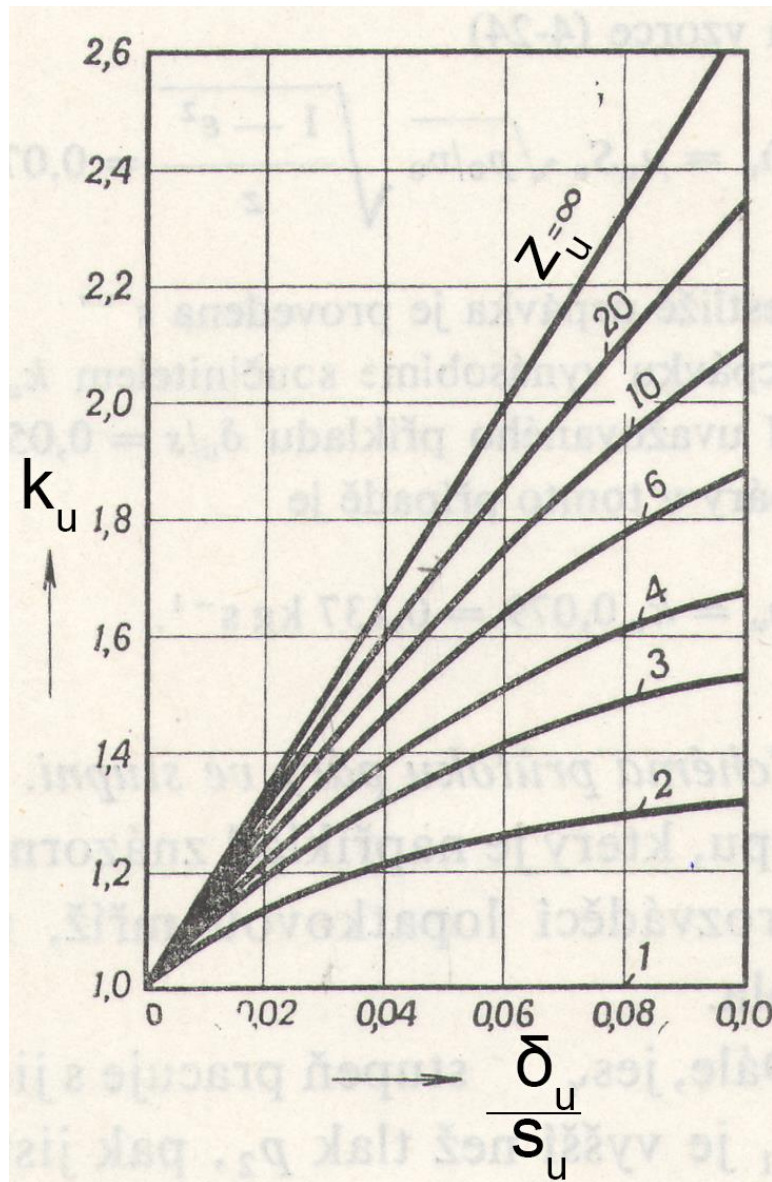
μ_u [-] Opravný součinitel pro výpočet průtoku páry labyrintovou ucpávkou

δ_u [mm] Velikost štěrbin

Δ_u [mm] Tloušťka břitu

Zdroj: KUČERA, Jiří. *Parní turbíny a kondenzátory*, 2014

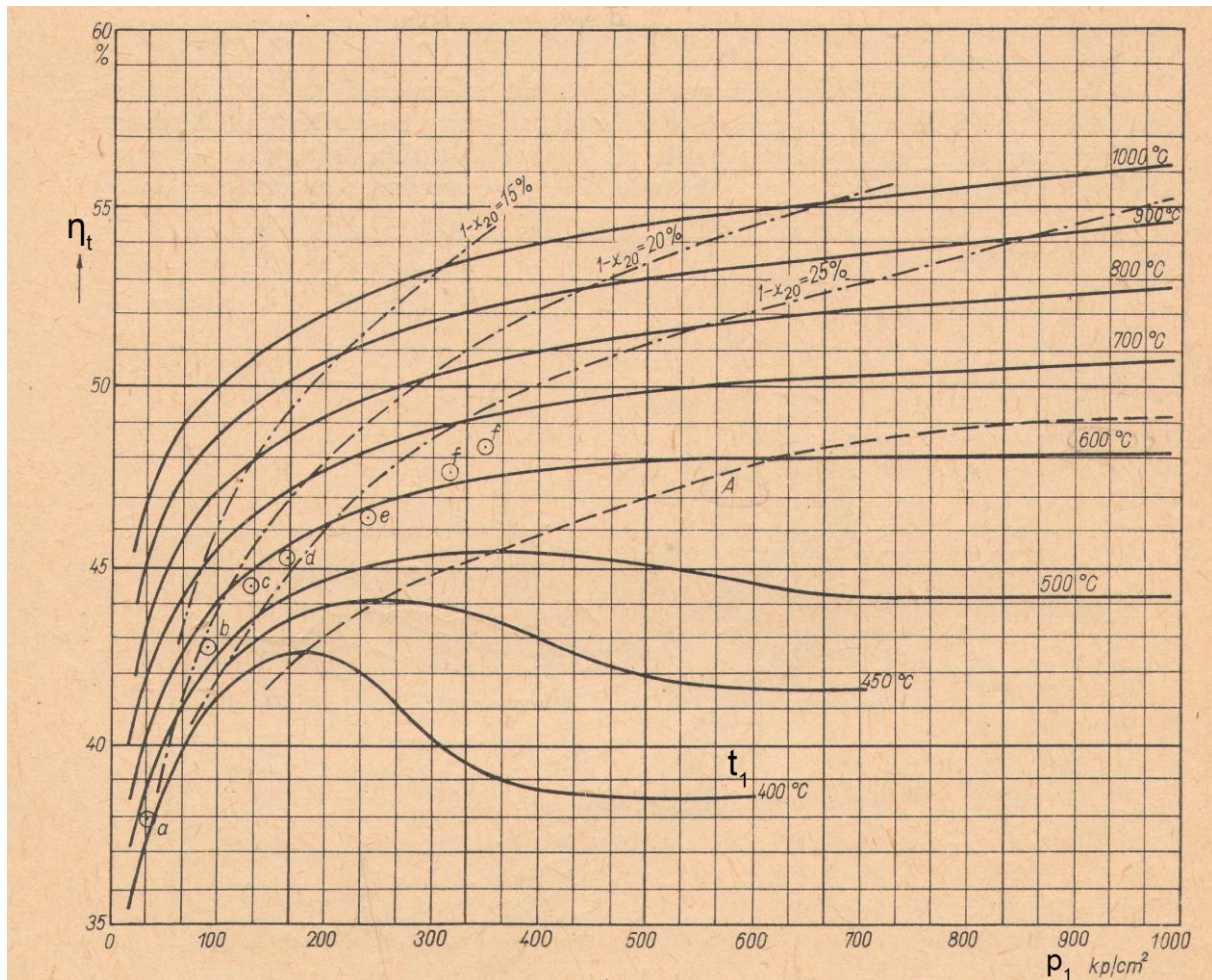
Příloha 4 Součinitelem průtoku nepravou labyrintovou ucpávkou



- k_u [-] Opravný součinitel pro výpočet průtoku páry nepravou labyrintovou ucpávkou
 δ_u [mm] Velikost štěrbin
 s_u [mm] Vzdálenost břitů
 z_u [-] Počet břitů v ucpávce

Zdroj: ŠČEGLJAJEV, A. V. *Parní turbíny: teorie tepelného děje a konstrukce turbín*. Praha (SNTL – Nakladatelství technické literatury), 1983. 630 s.

Příloha 5 Průběh tepelné účinnosti v závislosti na parametrech admisní páry



t_1 [°C] teplota admisní páry

p_1 [kp/cm²] tlak admisní páry (1 kp/cm² \approx 98066 Pa)

η_t [%] tepelná účinnost turbíny

Zdroj: BEČVÁŘ, Josef. *Tepelné turbíny*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968. 543 s.

Hlavní parametry			
Tlak páry před spouštěcím ventilem	p_1	[bar]	114
Teplota páry před spouštěcím ventilem	t_1	[°C]	526.6
Výkon na svorkách generátoru	P_g	[MW]	90
Teplota chladící vody na vstupu do kondenzátoru	t_v1	[°C]	34
Koeficient posuvu teploty za posledním ohřívákem		[-]	0.85
Teplota napájecí vody za posledním ohřívákem	t_NV	[°C]	234.0
Generátor			
Účinnost generátoru	η_{el}	[-]	0.98
Účinnost mechanická	η_{me}	[-]	0.95
Kondenzátor			
Ohřátí chladící vody	Δt_{vK}	[°C]	9
Kondenzátní čerpadlo			
Nátoková výška na sání kondenzátního čerpadla	h_KCs	[m]	5
Geodetická výška	h_KCg	[m]	20
Napájecí nádrž			
Tlak odplynění	p_O	[bar]	10
Napájecí čerpadlo			
Nátoková výška na sání napájecího čerpadla	h_Ns	[m]	20

Volitelné parametry výpočtu

Příloha 7

Kondenzátor			
Účinnost kondenzátoru	η_K	[-]	0.99
Koncový teplotní rozdíl v kondenzátoru	δ_{tK}	[°C]	5
Koeficient tlakové ztráty	ζ_K	[-]	0.05
Kondenzátní čerpadlo			
Koeficient rezevy pro pokrytí ztát v NTO	k_K	[-]	1.10
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do kondenzátního čerpadla	ζ_{KCs}	[-]	1.03
Koeficient tlakové ztráty na potrubí výtlaku kondenzátního čerpadla	ζ_{KCv}	[-]	1.03
Účinnost kondenzátního čerpadla	η_{KC}	[-]	0.75
KKP			
Ohřátí hlavního kondenzátu v KKP	Δt_{KKP}	[°C]	3
Tlaková ztráta v KKP na hlavním kondenzátu		[bar]	0.5
Hmotnostní podíl páry ve směsy	σ_p	[-]	0.35
NTO1			
Teplotní rozdíl na výstupu NTO1	δ_{NTO1_o}	[°C]	4
Účinnost ohříváku NTO1	η_{NTO1}	[-]	0.99
Tlaková ztráta v NTO1 na hlavním kondenzátu	Δ_{NTO1}	[bar]	0.5
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do NTO1	ζ_{NTO1}	[-]	1.03
NTO2			
Teplotní rozdíl na výstupu NTO2	δ_{NTO2_o}	[°C]	4
Tlaková ztráta v NTO2 na hlavním kondenzátu	Δ_{NTO2}	[bar]	0.5
Účinnost ohříváku NTO2	η_{NTO2}	[-]	0.99
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do NTO2	ζ_{NTO2}	[-]	1.03
Odplyňovák			
Účinnost ohříváku O	η_O	[-]	0.99
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do O	ζ_O	[-]	1.03
Tlakový ztráta ve Stork	Δ_{O_s}	[bar]	0.2
Teplota doplňované demivody		[°C]	40.0
Poměrné množství doplňované vody	y_d	[-]	0.0300
Napájecí čerpadlo			
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do napájecího čerpadla	ζ_N	[-]	1.03
Účinnost napájecího čerpadla	η_N	[-]	0.75
Koeficient rezevy pro pokrytí ztát ve VTO a kotli	k_N	[-]	1.40

Škopek strana 15

Škopek strana 15

Škopek strana 19

Škopek strana 20

DSPW

Škopek strana 19

Škopek strana 20

DSPW

Škopek strana 20

DSPW

Škopek strana 20

Volitelné parametry výpočtu

Příloha 7

VTO1			
Teplotní rozdíl na výstupu VTO1	δ_{VTO1_o}	[°C]	4
Teplotní rozdíl na vstupu VTO1	δ_{VTO1_i}	[°C]	6
Tlaková ztráta v VTO1 na napájecí vodě	Δ_{VTO1}	[bar]	0.5
Účinnost ohříváku VTO1	η_{VTO1}	[-]	0.98
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do VTO1	ζ_{VTO1}	[-]	1.03
VTO2			
Teplotní rozdíl na výstupu VTO2	δ_{VTO2_o}	[°C]	4
Teplotní rozdíl na vstupu VTO2	δ_{VTO2_i}	[°C]	6
Tlaková ztráta v VTO2 na napájecí vodě	Δ_{VTO2}	[bar]	0.5
Účinnost ohříváku VTO2	η_{VTO2}	[-]	0.98
Koeficient tlakové ztráty na potrubí do VTO2	ζ_{VTO2}	[-]	1.03
Regulační ventil			
Ztráta v regulačním ventilu	Δh_0	[kJ/kg]	7

Škopek strana 19

Škopek strana 20
DSPW

Škopek strana 19

Škopek strana 20
DSPW

Škopek strana 13

Tabulka výsledků výpočtu

Příloha 8

Číslo odběru				1	2	3	4	5
Zařízení			KKP	NTO1	NTO2	O	VTO1	VTO2
Topná pára v hrdle turbíny	Tlak	[bar]		1.0	3.8	10.3	20.1	33.3
	Teplota	[°C]		98.9	162.3	243.4	307.6	363.3
	Entalpie	[kJ/kg]		2606.6	2781.5	2927.4	3041.6	3140.4
Topná pára v ohříváku	Tlak	[bar]		0.9	3.7	10.0	19.5	32.3
	Teplota	[°C]		98.0	161.9	242.9	306.9	362.5
	Teplota na mezi sytosti	[°C]	78.49	98.0	141.0	179.9	211.1	238.0
	Entalpie na vstupu	[kJ/kg]	2997.51	2606.6	2781.5	2927.4	3041.6	3140.4
	Teplota kondenzátu za ohřívákem	[°C]	78.49	98.0	141.0	179.9	189.2	213.1
	Entalpie kondenzátu za ohřívákem	[kJ/kg]	328.63	410.8	593.3	762.7	804.5	912.2
	Hmotnostní tok	[kg/s]	0.35	6.2	6.8	12.5	5.3	6.6
	Teplotní rozdíl	výstupní	[°C]	27.4	4.0	4.0	0.0	4.0
		[°C]	30.4	46.9	46.9	42.9	27.8	30.9
vstupní		[°C]	30.4	46.9	46.9	42.9	6.0	6.0
Napájecí voda, kondenzát	Teplota před ohřívákem	[°C]	48.1	51.1	94.0	137.0	183.2	207.1
	Tlak před ohřívákem	[bar]	14.5	14.0	13.5	11.1	159.6	159.1
	Entalpie před ohřívákem	[kJ/kg]	202.6	215.1	394.9	576.8	785.0	889.9
	Teplota za ohřívákem	[°C]	51.1	94.0	137.0	179.9	207.1	234.0
	Tlak za ohřívákem	[bar]	14.0	13.5	13.0	10.0	159.1	158.6
	Entalpie za ohřívákem	[kJ/kg]	215.1	394.9	576.8	762.7	889.9	1011.7
	Změna teploty	[°C]	3	42.9	42.9	42.9	23.8	26.94
	Změna entalpie	[°C]	12.5	179.8	181.9	185.9	104.9	121.8
	Tlaková ztráta	[bar]	0.5	0.5	0.5	1.1	0.5	0.5

Charakteristické ukazatele cyklu

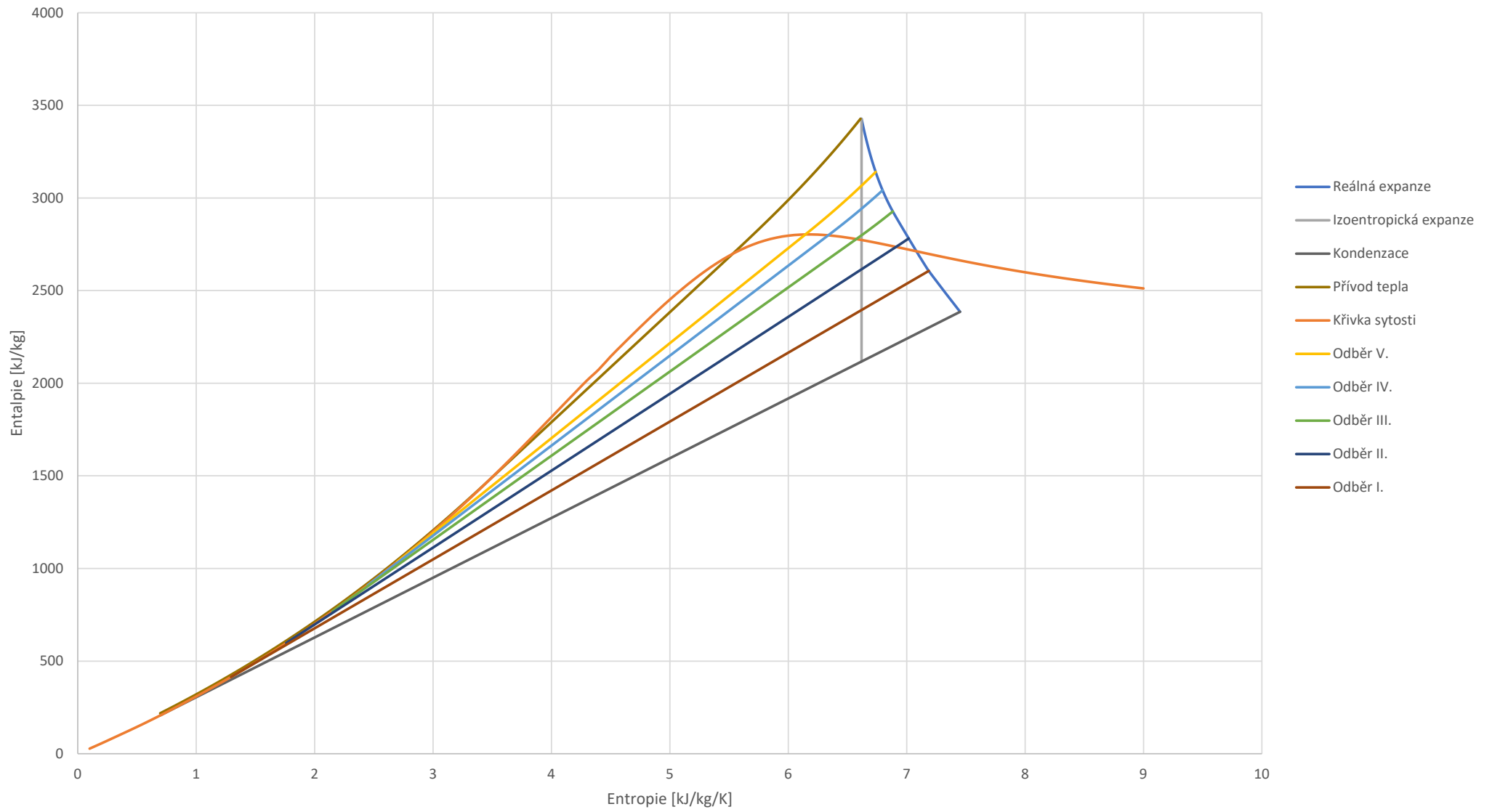
Příloha 9

Práce 1 kg páry na vstupu do turbíny	w	[kJ/kg]	806.64
Množství páry na vstupu do turbíny	m_K01	[kg/s]	111.57
Spotřeba páry za hodinu	M	[t/h]	401.66
Tepelo dodané na výrobu 1 kg páry	q_pi	[kJ/kg]	2488.29
Výkon na svorkách generátoru	P_g	[kW]	90000
Měrná spotřeba tepla	c_t	[kJ/kWh]	11105.08
Měrná spotřeba páry	c_pa	[kg/kWh]	4.46
Poměrné množství páry na vstupu do kondenzátoru	c_y	[-]	0.66
Tepelná účinnost cyklu	η_t	[-]	42.37%
Celková účinnost cyklu	η_c	[-]	32.42%

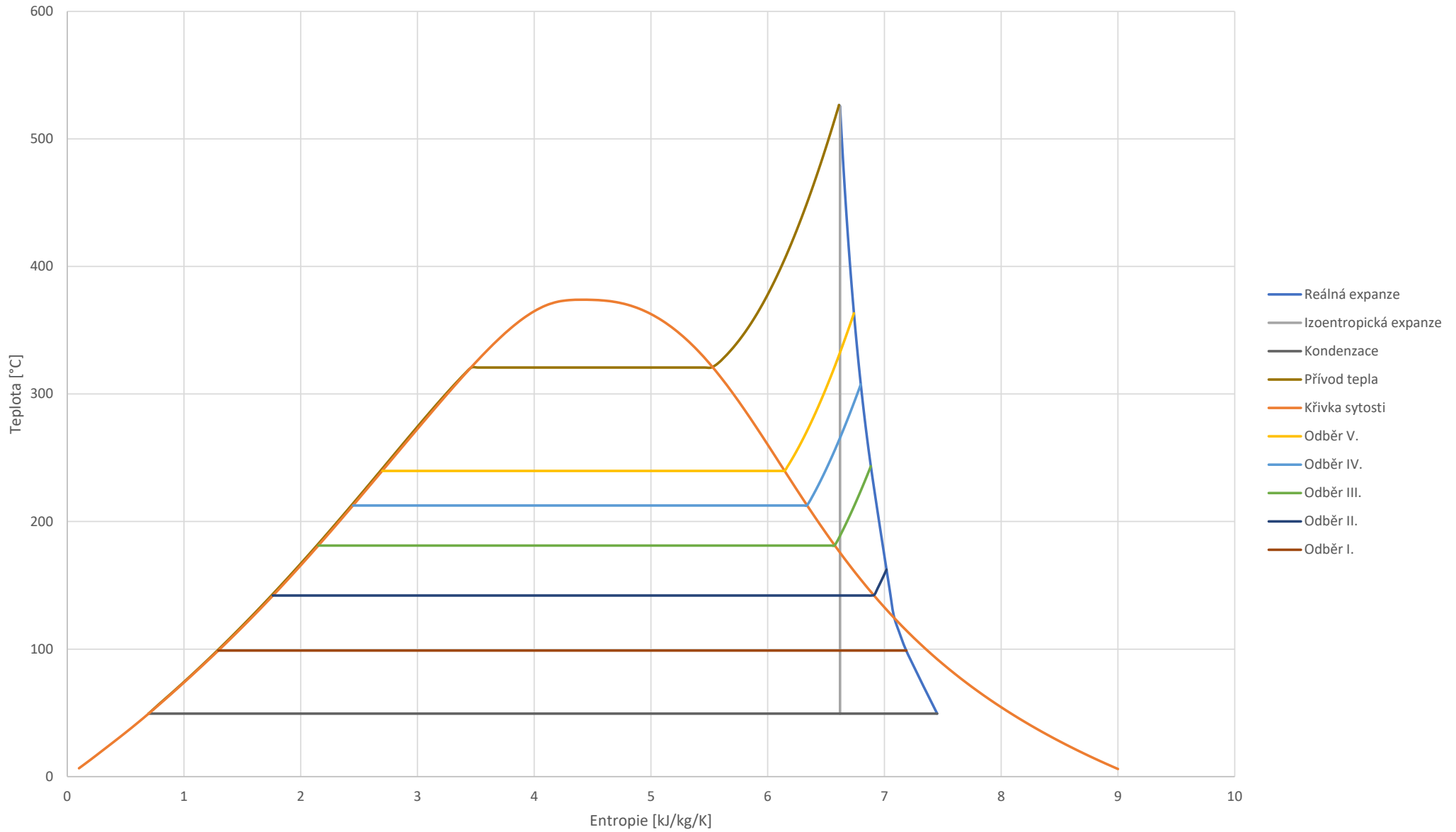
Hodnoty křížů

K	T [°C]	m [kg/s]	p [bar]	i [kJ/kg]	γ [-]
1	526.6	111.6	114.0	3427.5	1.0000
2	525.6	111.6	111.7	3427.5	1.0000
3	363.3	6.6	33.3	3140.4	0.0588
4	362.5	6.6	32.3	3140.4	0.0588
5	307.6	5.3	20.1	3041.6	0.0473
6	306.9	5.3	19.5	3041.6	0.0473
7	243.4	12.5	10.3	2927.4	0.1119
8	242.9	12.5	10.0	2927.4	0.1119
9	162.3	6.8	3.8	2781.5	0.0607
10	161.9	6.8	3.7	2781.5	0.0607
11	98.9	6.2	1.0	2606.6	0.0552
12	98.0	6.2	0.94	2606.6	0.0552
13	49.4	74.0	0.1198	2385.6	0.6631
14	48.0	74.0	0.1118	2385.6	0.6631
15	43.0	4254.1			38.1284
16	34.0	4254.1			38.1284
17	48.0	74.3	0.1118	201.0	0.6662
18	48.0	74.3	0.579	201.0	0.6662
19	48.1	74.3	14.5	202.6	0.6662
20	51.1	74.3	14.0	215.1	0.6662
21	94.0	80.5	13.5	394.9	0.7214
22	137.0	87.3	13.0	576.8	0.7820
23	137.0	87.3	11.1	576.8	0.7820
24	179.9	114.9	10.0	762.7	1.0300
25	179.9	114.9	11.4	762.8	1.0300
26	183.2	114.9	159.6	785.0	1.0300
27	207.1	114.9	159.1	889.9	1.0300
28	234.0	114.9	158.6	1011.7	1.0300
29	78.49	0.3	0.96	328.6	0.0031
30	98.0	6.2	0.94	410.8	0.0552
31	141.0	6.8	3.7	593.3	0.0607
32	213.1	6.6	32.3	912.2	0.0588
33	211.1	6.6	19.5	912.2	0.0588
34	189.2	11.8	19.5	804.5	0.1060
35	179.9	11.8	10.0	804.5	0.1060
36	40.0	3.3	10.0	168.4	0.0300
37	261.5	0.3	0.96	2997.5	0.0031
38	346.6	3.3			0.0300

i-s diagram



T-s diagram



Dimenze hlavních potrubních tras

Příloha 13

K	T [°C]	p [bar]	i [kJ/kg]	m [kg/s]	Dělení toku	m_roz [kg/s]	Médium	Maximální rychlost [m/s]	Hustota [kg/m ³]	Průměr trubky [mm]	DN [mm]	Skutečná rychlost [m/s]
1	526.6	114.0	3427.5	111.6	1	111.6	Pára	55	33.57	277	300	47.03
2	525.6	111.7	3427.5	111.6	1	111.6	Pára	55	32.87	280	300	48.01
3	363.3	33.3	3140.4	6.6	1	6.6	Pára	55	12.01	112	125	44.46
4	362.5	32.3	3140.4	6.6	1	6.6	Pára	55	11.66	114	125	45.80
5	307.6	20.1	3041.6	5.3	1	5.3	Pára	55	7.87	125	125	54.62
6	306.9	19.5	3041.6	5.3	1	5.3	Pára	55	7.64	126	125	56.26
7	243.4	10.3	2927.4	12.5	1	12.5	Pára	55	4.50	254	250	56.56
8	242.9	10.0	2927.4	12.5	1	12.5	Pára	55	4.37	257	250	58.27
9	162.3	3.8	2781.5	6.8	1	6.8	Pára	55	1.96	283	200	109.86
10	161.9	3.7	2781.5	6.8	1	6.8	Pára	55	1.90	287	300	50.29
11	98.9	1.0	2606.6	3.1	1	3.1	Pára	55	0.59	347	500	26.43
12	98.0	0.9	2606.6	6.2	1	6.2	Pára	55	0.58	497	500	54.38
13	49.4	0.1	2385.6	74.0	1	74.0	Pára	120	0.09	2980	3000	118.42
14	48.0	0.1	2385.6	74.0	1	74.0	Pára	120	0.08	3081	3000	126.58
15	43.0			4254.1	2	2127.1	Chladící voda	2	991.00	1169	1200	1.90
16	34.0			4254.1	2	2127.1	Chladící voda	2	994.34	1167	1200	1.89
17	48.0	0.1	201.0	74.3	1	74.3	Kondenzát	2	988.90	219	200	2.39
18	48.0	0.6	201.0	74.3	1	74.3	Kondenzát	2	988.90	219	200	2.39
19	48.1	14.5	202.6	22.3	1	22.3	Kondenzát	2	988.85	120	200	0.72
20	51.1	14.0	215.1	74.3	1	74.3	Kondenzát	2	987.51	219	200	2.40
21	94.0	13.5	394.9	80.5	1	80.5	Kondenzát	2	962.56	231	200	2.66
22	137.0	13.0	576.8	87.3	1	87.3	Kondenzát	2	928.82	245	250	1.91
23	137.0	11.1	576.8	87.3	1	87.3	Kondenzát	2	928.78	245	250	1.91
24	179.9	10.0	762.7	114.9	1	114.9	Napájecí voda	2	887.13	287	300	1.83
25	179.9	11.4	762.8	114.9	1	114.9	Napájecí voda	2	887.13	287	300	1.83
26	183.2	159.6	785.0	114.9	1	114.9	Napájecí voda	2	883.51	288	300	1.84
27	207.1	159.1	889.9	114.9	1	114.9	Napájecí voda	2	856.26	292	300	1.90
28	234.0	158.6	1011.7	114.9	1	114.9	Napájecí voda	2	821.66	298	300	1.98
29	78.5	1.0	328.6	0.3	1	0.3	Kondenzát	2	972.71	15	15	2.03
30	98.0	0.9	410.8	6.2	1	1.8	Kondenzát	2	959.76	35	40	1.53
31	141.0	3.7	593.3	6.8	1	2.0	Kondenzát	2	925.28	37	40	1.75
32	213.1	32.3	912.2	6.6	1	6.6	Kondenzát	2	848.93	70	80	1.54
33	211.1	19.5	912.2	6.6	1	6.6	Kondenzát	2	851.39	70	80	1.53
34	189.2	19.5	804.5	11.8	1	11.8	Kondenzát	2	876.92	93	100	1.72
35	179.9	10.0	804.5	11.8	1	11.8	Kondenzát	2	887.13	92	100	1.70
36	40.0	10.0	168.4	3.3	1	3.3	Demivoda	2	992.18	46	50	1.72
37	261.5	1.0	2997.5	0.3	1	0.3	Komínková pára					
38	346.6			3.3	1	3.3	Odluh					

Dimenze potrubních tras neobsažených v HBD

	T [°C]	p [bar]	i [kJ/kg]	m [kg/s]	Dělení toku	m_roz [kg/s]	Médium	Maximální rychlost [m/s]	Hustota [kg/m ³]	Průměr trubky [mm]	DN [mm]	Skutečná rychlost [m/s]
Vysokotlaká ucpávka	482.7	22.1	3427.5	1.738	1	1.738	Pára	35	6.45	99	100	34.31
Regulovaná ucpávka	471.2	1.02	3427.5	0.602	1	0.602	Pára	35	0.30	272	250	41.28
Regulovaná ucpávka za od. zahl	471.2	1.02	3427.5	0.493	1	0.493	Pára	35	0.30	246	250	33.77
Komínková pára	120.0	0.96	2717.0	0.016	0.667	0.024	Pára	15	0.54	62	65	13.45
Zahlčení před	471.2	1.02	3427.5	0.110	1	0.110	Pára	25	0.30	137	125	30.06
Zahlčení za sestřikem	120.0	1.02	2716.4	0.142	1	0.142	Pára	25	0.57	113	125	20.36
Komínková pára	120.0	0.96	2717.0	0.048	0.667	0.073	Pára	15	0.54	107	100	17.30
Komínková pára spojená	120.0	0.96	2717.0	0.064	0.667	0.097	Pára	15	0.54	124	125	14.71
Bypass inlet	526.6	114.0	3427.5	111.573	1	111.573	Pára	55	33.57	277	300	47.03
Bypass outlet	138.5	3.0	2736.1	143.526	1	143.526	Pára	55	1.63	1429	1500	49.91
Bypass sestřik	48.1	3.0	201.1	31.953	1	31.953	Pára	2	989.04	143	150	1.83

kg/s	kJ/kg
bar	°C

