

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Stavba jaderně energetických zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Kondenzační parní turbína s jaderným reaktorem IV. generace

Autor: **Bc. Václav WALDMANN**

Vedoucí práce: **Ing. Jaroslav ŠTĚCH**

Akademický rok 2013/2014

Téma

Základní znění téma diplomové práce:

„Kondenzační parní turbína s jaderným reaktorem IV. Generace“ (úloha pro 1 studenta)

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro jadernou elektrárnu se superkritickým vodním reaktorem IV. generace

Zadání diplomové práce.

Navrhněte kondenzační parní turbínu s přihříváním páry pro jadernou elektrárnu se superkritickým vodním reaktorem IV. generace. Návrh bude zpracován pro následující parametry:

nominální tepelný výkon reaktoru	$N_t = 3390 \text{ MWt}$
tlak admisní páry	$p_A = 24 \text{ MPa}$
teplota admisní páry	$t_A = 550 \text{ °C}$
teplota napájecí vody	$t_{nv} \approx 300 \text{ °C}$
teplota chladicí vody	$t_{vl} = 20 \text{ °C}$
otáčky turbíny	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Regulace turbíny je škrtící s klouzavým tlakem. Parní turbínu navrhněte s výstupem dolů do vodou chlazených kondenzátorů, se separací vlhkosti před přihříváním. Přihřívání se provádí párou z odběru a z admisní páry.

Množství admisní páry m_A stanovte ze zadaného tepelného výkonu reaktoru.

Vhodně zvolte materiály rotoru, těles.

Vhodně zvolte regeneraci, která se bude sestávat z VT ohříváků, odplynováku s napájecí nádrží a NT ohříváků. Teplotu odplynění a napájecí vody uvažujte klouzavou v závislosti na zatížení turbíny.

Další nspecifikované parametry cyklu vhodně zvolte.

Spočtete bilanční schéma pro výše uvedené nominální parametry.

Proved'te návrh VT dílu turbíny se základními konstrukčními a pevnostními výpočty a nakreslete jeho podélný řez. Proved'te konstrukční návrh vnitřního VT tělesa včetně MKP pevnostního výpočtu.

Vedoucí práce: Ing. Jaroslav Štěch

tel: 377 638 140

e-mail: jstech@kke.zcu.cz

Konzultant: Ing. Richard Fichtl

tel: 378 185 625

e-mail: richard.fichtl@doosan.com

Doporučená literatura:

- 1) Tsiklauri, Georgi; Talbert, Robert; Schmitt, Bruce; Filippov, Gennady; Bogoyavlensky, Roald; Grishanin, Evgenei (2005). Supercritical steam cycle for nuclear power plant. *Nuclear Engineering and Design*.
- 2) MacDonald, Philip; Buongiorno, Jacopo; Davis, Cliff; Witt, Robert (2003), *Feasibility Study of Supercritical Light Water Cooled Reactors for Electric Power Production - Progress Report for Work Through September 2003 - 2nd Annual Report and 8th Quarterly Report*
- 3) Bečvář, Josef; Král, Václav. Tepelné turbíny. Praha : SNTL, 1968. - 544 s.
- 4) Škopek, Jan. Tepelné turbíny a turbokompresory. 1. Vyd. Plzeň : Západočeská univerzita, 2010. -- 244 s. ISBN 978-80-7043-862-6

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Autorská práva

Podle Zákona o právu autorském. č.35/1965 Sb. (175/1996 Sb. ČR) § 17 a Zákona o vysokých školách č. 111/1998 Sb. je využití a společenské uplatnění výsledku diplomové práce, včetně uváděných vědeckých a výrobně-technických poznatků nebo jakékoliv nakládání s nimi možné pouze na základě autorské smlouvy za souhlasu autora a Fakulty strojní Západočeské univerzity v Plzni.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu této diplomové práce Ing. Jaroslavu Štěchovi a konzultantu Ing. Richardu Fichtlovi za poskytnuté materiály, vstřícný přístup, odborné rady a konzultace, bez nichž by tato práce nemohla být realizována. Dále bych chtěl poděkovat kolegům z oddělení Návrhy turbín, Tepelné výpočty a Pevnostní výpočty z firmy Doosan Škoda Power za poskytnuté rady a trpělivost, kterou se mnou měli jmenovitě: Ing. Zdeňkovi Kubišovi, Ing. Václavu Urbánkovi, Ing. Martinu Sládkovi, Ing. Václavu Stehlíkovi, Ing. Ondřeji Rozumovi a Ing. Dušanu Mihalíkovi. Na závěr bych chtěl poděkovat Ing. Jaroslavu Burešovi za umožnění vypracování této diplomové práce na výpočetní technice v Doosan Škoda Power.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Waldmann	Jméno Václav	
STUDIJNÍ OBOR	2302T041 „Stavba jaderně energetických zařízení“		
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Štěch	Jméno Jaroslav	
PRACOVISTĚ	ZČU-FST-KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	NEHODÍCI ŠKRTNĚTE
NÁZEV PRÁCE	Kondenzační parní turbína s jaderným reaktorem IV. generace		

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2014
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

Počet stran (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	72	TEXTOVÁ ČÁST	70	GRAFICKÁ ČÁST	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK) ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	V této práci je zpracována potřebná teoretická část k úspěšné realizaci návrhu kondenzační parní turbíny. Práce obsahuje návrh tepelného výpočtu cyklu, konstrukční návrh a pevnostní výpočet vnitřního VT tělesa kondenzační parní turbíny pro Superkritický vodní reaktor IV. generace.
KLÍČOVÁ SLOVA ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE	Tepelný výpočet, bilanční schéma, nadkritická, turbína, SRWR.

SUMMARY OF DIPLOMA THESIS

AUTHOR	Surname Waldmann	Name Václav	
FIELD OF STUDY	2302T041 „Nuclear Power Equipment Design “		
SUPERVISOR	Surname (inclusive of degree) Ing. Štěch	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU-FST-KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Condensing steam turbine with nuclear reactor IV. generation		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2014
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	72	TEXT PART	70	GRAPHICAL PART	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION (MAX 10 ŘÁDEK) TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	Theoretical part is processed for successful realization of the proposal of condensing steam turbine. This work contains thermodynamic calculation of the turbine operation, structural proposal and the strength calculation of the HP inner casing for condensing steam turbine for Supercritical water reactor IV. generation.
KEY WORDS	Thermodynamic calculation, heat balancing diagram, supercritical, turbine, SCWR.

Seznam použitých označení, indexů a jednotek

Označení a jednotky veličin

A	[mm ²]	plocha závěsu
b	[cm]	délka tětiny profilu
b _b	[m]	šířka bandáže
b ₀	[mm]	skutečná délka tětiny profilu
b _{1,2}	[mm]	šířka prstů závěsu
B	[cm]	šířka lopatky
c _p	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná tepelná kapacita vody
c	[m.s ⁻¹]	výstupní rychlost z roz. kola
d _k	[mm]	průměr kolíku
d ₀	[mm]	maximální průměr hřídele
D _b	[m]	střední průměr bandáže
D _p	[m]	patní průměr
D _s	[m]	střední průměr lopatkování
D _{Tz}	[m]	těžištní průměr závěsu
E	[MPa]	modul pružnosti v tahu
F _u	[N]	obvodová síla na jednu lopatku
G	[kg]	celková hmotnost rotoru
h	[kJ.kg ⁻¹]	užitečný spát zpracovaný ve stupni
h _{RK}	[mm]	šířka rozváděcího kola
H	[kJ.kg ⁻¹]	užitečný spád zpracovaný v daném úseku
i	[kJ.kg ⁻¹]	entalpie
k	[-]	součinitel odlehčení
L	[m]	ložisková vzdálenost
L'	[m]	délka hrany lopatky
L _{opt}	[m]	optimální délka lopatky
L _p	[m]	skutečná délka rozváděcí lopatky
L _{red}	[m]	redukováná délka rozváděcí lopatky
L _t	[m]	délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku
ṁ	[kg.s ⁻¹]	hmotnostní průtok
m	[kg]	hmotnost
Ma	[-]	Machovo číslo
M _k	[N.m]	krouticí moment
M _o	[N.m]	ohybový moment na jednu lopatku
n	[min ⁻¹]	počet otáček
n _k	[-]	počet kolíků
n _{ostř}	[-]	zohlednění dělení partiálního ostříku
n _v	[-]	počet rozvidlení
O	[N]	odstředivá síla

p	[MPa]	tlak
p_{ko}	[MPa]	namáhání kolíku na otláčení
P_{ST}	[kW]	vnitřní výkon stupně
r_f	[-]	součinitel zpětně využitého tepla
R	[mm]	vnější poloměr rozváděcího kola
R_p	[-]	stupeň reakce na patě
R_s	[-]	stupeň reakce na středu
s	[kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	entropie
S_0	[cm ²]	plocha profilu na patním průměru
S_z	[m ²]	plocha závěsu
t	[°C]	teplota
t'	[mm]	rozteč lopatek
t_l	[m]	vzdálenost těžiště závěsu od paty lopatky
t_o	[mm]	skutečná rozteč oběžných lopatek
t_{opt}	[-]	optimální poměrná rozteč lopatek
t_p^{OL}	[°C]	povrchová teplota
t_p^{RK}	[°C]	povrchová teplota
t_r	[mm]	skutečná rozteč rozváděcích lopatek
t_T	[m]	těžištní rozteč závěsu
u	[m.s ⁻¹]	obvodová rychlost
v	[m ³ .kg ⁻¹]	měrný objem
v_b	[m]	výška bandáže
w	[m.s ⁻¹]	relativní rychlost
W_{0min}	[cm ³]	ohybový průřezový modul profilu
x	[-]	suchost
y	[-]	poměrný hmotnostní průtok
y_{DOV}	[mm]	velikost maximálního průhybu
y_{max}	[mm]	maximální průhyb
z	[-]	počet stupňů v daném úseku
$z_{šk}$	[-]	ztráta škrcením
z_0	[kJ.kg ⁻¹]	ztráta v rozváděcím kole
z_0'	[-]	počet ostříknutých lopatek
Z	[-]	energetická ztráta
α_1	[°]	výstupní úhel z rozváděcích lopatek
β_1	[°]	úhel relativní rychlosti
γ	[°]	úhel nastavení profilu v lopátkové mříži
Δ	[mm]	přesah lopatek
Δ_k	[°C]	navýšení teploty
Δp	[MPa]	přetlak na jednotlivé rozváděcí kolo
Δt	[°C]	o kolik °C se přihřeje pára nebo napájecí voda
ΔT_w	[°C]	ohřátí chladicí vody
$\Delta \eta_D$	[-]	oprava na odchylný průměr

ε	[-]	parciálnost
ε_r	[-]	kontrakční součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany rozváděcí lopatky
η_o	[-]	účinnost odplynováku
η_{oh}	[-]	účinnost ohříváku
η_{pr}	[-]	tlaková ztráta přihrátím páry
η_{tdi}	[-]	termodynamická účinnost stupně
$\eta_{tdi(NT)}$	[-]	termodynamická účinnost NT dílu
$\eta_{tdi(VT)}$	[-]	termodynamická účinnost VT dílu
η_∞	[-]	účinnost nekonečně dlouhé lopatky
μ	[-]	součinitel pro výpočet průhybu rozváděcího kola
ρ_{ocel}	[kg.m ⁻³]	hustota oceli
σ	[MPa]	namáhání závěsu tahem
σ_c	[MPa]	celkové napětí
σ_{DOV}	[MPa]	dovolené napětí závěsu v tahu
σ_{max}	[MPa]	maximální napětí
σ_o	[MPa]	napětí v ohybu
σ_{oDOV}	[MPa]	dovolené napětí v ohybu
σ_t	[MPa]	napětí v tahu
τ_{DOV}	[MPa]	dovolené namáhání kolíku ve smyku
τ_k	[MPa]	namáhání kolíku smykem
φ	[-]	rychlostní ztrátový součinitel
φ_{RK}	[-]	součinitel pro výpočet namáhání rozváděcích kol
Ψ	[-]	rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky
ω	[s ⁻¹]	úhlová rychlost
ω'	[s ⁻¹]	úhlová rychlost navýšena o 10%

Indexy

a	[-]	axiální složka
o	[-]	oběžná
OL	[-]	oběžná lopatková řada
r	[-]	rozváděcí
RL	[-]	rozváděcí lopatková řada
u	[-]	obvodová složka
iz	[-]	izoetropický
0	[-]	vstup do rozváděcího stupně
1	[-]	výstup z rozváděcího stupně
2	[-]	výstup z oběžného stupně

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Superkritický vodní reaktor (SCWR).....	14
3	Tepelný výpočet turbíny.....	15
3.1	Průběh expanze v turbíně	15
3.2	Tepelný výpočet regenerace	19
3.2.1	VTO3.....	20
3.2.2	VTO2.....	21
3.2.3	VTO1.....	22
3.2.4	Separátor vlhkosti.....	24
3.2.5	První přehřátí páry	24
3.2.6	Druhé přehřátí páry	26
3.2.7	Napájecí nádrž s odplynovákem	27
3.2.8	NTO4.....	28
3.2.9	NTO3.....	29
3.2.10	NTO2.....	31
3.2.11	NTO1.....	32
3.3	Výpočet množství páry v jednotlivých odběrech	33
3.4	Výkon turbíny.....	34
4	Návrh průtočné části turbíny	36
4.1	Výpočet základních parametrů průtočného kanálu	37
4.1.1	Použité vzorce	37
4.1.2	Tabulka vypočtených hodnot	41
4.1.3	Lopatkový plán.....	42
4.1.4	Shrnutí základních parametrů turbíny	43

4.2	Volba profilů a délek lopatek	44
4.2.1	Rychlostní trojúhelníky	44
4.2.2	Profily lopatek	47
4.2.3	Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami	50
4.2.4	Délky lopatek	52
4.3	Pevnostní výpočet.....	54
4.3.1	Namáhání oběžných lopatek	54
4.3.2	Namáhání rozváděcích kol	61
4.4	Kritické otáčky rotoru.....	62
5	Návrh a MKP vnitřního VT tělesa	63
5.1	Návrh vnitřního VT tělesa	63
5.2	MKP vnitřního VT tělesa	65
6	Závěr.....	68
	Seznam použité literatury	69
	Seznam příloh.....	70

1 Úvod

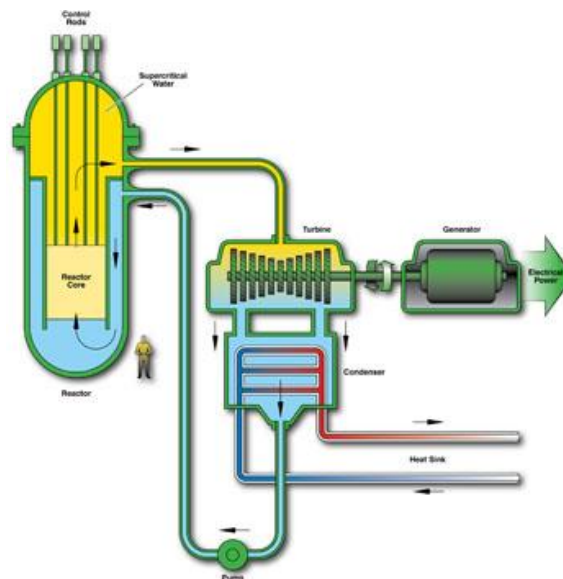
Tématem diplomové práce je kondenzační parní turbína pro Superkritický vodní reaktor IV. generace. Uvnitř reaktoru dochází k ohřátí napájecí vody a dále k přehřátí páry do nadkritické oblasti páry. Tato nadkritická pára je přiváděna do kondenzační parní turbíny, kde dochází k efektivnímu využití energie obsažené v páře. Díky systému rozváděcích a oběžných kol je tato energie přeměněna na rotační pohyb rotoru a za pomoci elektrického generátoru je tento pohyb přeměněn na elektrickou energii.

Cílem této práce je pro zadané parametry navrhnout vícetělesovou kondenzační parní turbínu. Kde bude podrobnější tepelný a konstrukční návrh VT tělesa. Celé turbosoustrojí má osm neregulovaných odběrů: první čtyři jsou vedeny do nízkotlaké regenerace, jeden slouží pro termický odplyňovák, tři slouží pro vysokotlakovou regeneraci, kde jeden je zároveň společný i pro přehřátí páry. Přehřívání páry se provádí i ostrou parou.

Pro uvedené zapojení musí být vypracované bilanční schéma, která slouží jako podklad pro následující výpočty. Dále pro vlastní návrh VT turbíny, který se skládá z optimálního počtu stupňů, návrhu průměru a délky lopatek. V další řadě je to rovněž pevnostní výpočet, díky němuž bylo možné rozkreslit tvar průtočného kanálu. Ten posloužil i pro návrh 3D modelu vnitřního tělesa, který byl poté podroben pevnostnímu výpočtu.

2 Superkritický vodní reaktor (SCWR)

Superkritický vodní reaktor je jedním z typů reaktorů IV. generace. Jedná se o vysokoteplotní reaktor, který je chlazen vodou s nadkritickými parametry. Díky využití nadkritické chladící vody je možné dosáhnout vyšší tepelné účinnosti cyklu než u reaktorů tlakovodních. Na obr. 1 je základní schéma elektrárny. U tohoto typu reaktoru se nevyužívá parogenerátorů pro výrobu páry pro turbínu. Namísto toho pára vzniká v samotném reaktoru. Toto má za následek značné zjednodušení oběhu, kde již oběh není rozdělen na primární a sekundární část, jak je to u PWR (VVER) typu, ale je jednookruhový. Protože reaktor pracuje s tepelnými neutrony, chladivo má zároveň funkci moderátoru. Jedná se v principu o lehkovodní reaktor chlazený a moderovaný vodou za vysoké teploty a tlaku. Hodnoty teploty a tlaku překračují hodnoty pro nadkritický bod ve fázovém diagramu ($374,15\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $22,12\text{ MPa}$). Tento typ reaktoru je založen na dvou známých a dobře vyzkoušených technologiích. První, jak již bylo zmíněno dříve, technologií jsou lehkovodní reaktory, které patří k nejpoužívanějším a nejspolehlivějším reaktorům v současné době. Jako palivo by se i zde využíval oxid uranu. Došlo by pouze ke změně použitého pokrytí, neboť zirkoniové pokrytí je nevhodné, protože při vyšších teplotách reaguje s vodou. Namísto zirkonia by se zde využilo nerezových ocelí nebo niklových slitin. Druhý princip je využití vody v nadkritické fázi. Tento princip se již běžně užívá u klasických elektráren. Pro regulaci neutronového toku se využívá stejného principu jako na PWR (VVER) a to zasouváním regulačních tyčí, které jsou umístěny v horní části reaktoru.



Obr. 1 Základní schéma oběhu se SCWR [6]

3 Tepelný výpočet turbíny

Tepelný výpočet turbíny slouží především pro určení parametrů a hmotnostních průtoků páry popř. vody v celém tepelném oběhu, ve kterém daná turbína pracuje. Mezi nejdůležitější parametry patří parametry na vstupu a výstupu z VT dílu, které slouží jako podklad pro návrh průtočné části turbíny.

Pro celý výpočet byl využit program Microsoft Excel 2007 s doplňkem pro výpočet parametrů páry dle IF95. Za pomoci toho balíčku byly určeny parametry páry v jednotlivých bodech bilančního schématu.

3.1 Průběh expanze v turbíně

Pro stanovení průběhu expanze je důležité stanovení jejího začátku a konce, zároveň předběžného určení vnitřní termodynamické účinnosti turbíny. Jelikož v tomto případě by jedno tělesová kondenzační parní turbína dosahovala nereálních rozměrů, turbína byla rozdělena na více těles. Jako neoptimálnější řešení je tří tělesová koncepce (VT těleso a dvě NT tělesa).

Jelikož se jedná o vícetělesovou parní turbínu je potřeba stanovit dělicí tlak na kterém skončí expanze VT dílu. Tento tlak je volen s ohledem na vstupní tlak do separátoru přihříváče. Protože se jedná o složité zařízení, byl využit obdobný tlak jako ve vzorové zprávě [2]. V separátoru přihříváči dochází k separaci vodních kapek z páry a za pomoci odběru páry a ostré páry dochází k přihřátí páry a zlepšení celkové účinnosti cyklu.

V zadání diplomové práce jsou parametry páry na výstupu z reaktoru. Samotná expanze ale začíná až po průchodu páry rychlozávěrným a regulačním ventilem. V obou ventilech dochází vlivem škrcení páry ke ztrátám, tedy mírnému snížení vstupních parametrů. Je zde uvažován izoentalpický děj. Jedná se o děj, kde hodnota entalpie po škrcení je stejná jako před škrcením, zbylé parametry se vlivem tlakové ztráty zmenší.

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Izoentropický tepelný spád: $H_{izVT} = i_1 - i_{2iz} = 3350,89 - 2657,15$

$$H_{izVT} = 693,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Skutečný tepelný spád: $H_{skVT} = H_{isVT} \cdot \eta_{tdi(VT)} = 693,73 \cdot 0,90$

$$H_{skVT} = 624,36 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 2

Tlak: $p_2 = 1,28 \text{ MPa}$

Entalpie: $i_2 = i_1 - H_{skVT} = 3350,89 - 624,36$

$$i_2 = 2726,53 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota: $t_2(p_2; i_2) = 190,90 \text{ }^\circ\text{C}$

Entropie: $s_2(p_2; i_2) = 6,37 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Suchost: $x(p_2; s_2) = 0,97$

Separátor vlhkosti

Tlak: $p_2 = 1,28 \text{ MPa}$

Teplota: $t_2 = 190,90 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie páry po separaci: $i_{spp}(p_2; x = 1) = 2785,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Entalpie vody po separaci: $i_{spv}(p_2; x = 0) = 811,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

První přehřátí páry párou z odběru

Tlak na vstupu: $p_2 = 1,28 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_2 = 190,90 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie na vstupu: $i_{spp} = 2785,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak na výstupu: $p_{3pr} = p_2 \cdot \eta_{pr} = 1,28 \cdot 0,977 = 1,25 \text{ MPa}$

Teplota na výstupu: $t_{3pr} = t_2 + \Delta t = 190,90 + 78,12 = 269,02 \text{ }^\circ\text{C}$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Entalpie na výstupu: $i_{3pr}(p_{3pr}; t_{3pr}) = 2976,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Druhé přehřátí páry admisní parou

Tlak na vstupu: $p_{3pr} = 1,25 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_{3pr} = 269,02 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie na vstupu: $i_{3pr} = 2976,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak na výstupu: $p_{4pr} = p_{3pr} \cdot \eta_{pr} = 1,25 \cdot 0,977 = 1,22 \text{ MPa}$

Teplota na výstupu: $t_{4pr} = t_{3pr} + \Delta t = 269,02 + 80 = 349,02 \text{ }^\circ\text{C}$

Entalpie na výstupu: $i_{4pr}(p_{4pr}; t_{4pr}) = 3151,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Bod 5

Tlak: $p_5 = p_{4pr} \cdot \eta_{pot} = 1,22 \cdot 0,99 = 1,21 \text{ MPa}$

Entalpie: $i_5 = i_{4pr} = 3151,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota: $t_5(p_5; i_5) = 348,90 \text{ }^\circ\text{C}$

Entropie: $s_5(p_5; i_5) = 7,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Určení tlaku v kondenzátoru

Teplota chladicí vody – vstup: $t_{v1} = 20^\circ\text{C}$

Ohřátí vody (volím) : $\Delta T_w = 10^\circ\text{C}$

Navýšení teploty: $\Delta_k = 3^\circ\text{C}$

Teplota chladicí vody – výstup: $t_{v2} = t_{v1} + \Delta T_w = 20 + 10 = 30^\circ\text{C}$

Teplota kondenzátu: $t_k = t_{v2} + \Delta_k = 30 + 3 = 33^\circ\text{C}$

Saturační (nasycený) tlak: $p_k(t_k) = 0,00504 \text{ MPa}$

Bod 6_{iz}

Tlak: $p_{6iz} = p_k = 0,00504 \text{ MPa}$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Entropie:	$s_{6iz} = s_5 = 7,21 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Entalpie:	$i_{6iz}(p_{6iz}; s_{6iz}) = 2198,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Teplota:	$t_{6iz}(p_{6iz}; s_{6iz}) = 33^\circ\text{C}$
Izoentropický tepelný spád:	$H_{izNT} = i_6 - i_{6iz} = 3151,60 - 2198,12$ $H_{izNT} = 953,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Skutečný tepelný spád:	$H_{skNT} = H_{isNT} \cdot \eta_{tdi(NT)} = 953,47 \cdot 0,90$ $H_{skNT} = 858,12 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Bod 6

Tlak:	$p_6 = p_k = 0,00504 \text{ MPa}$
Entalpie:	$i_6 = i_5 - H_{skNT} = 3151,60 - 858,12$ $i_6 = 2293,47 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$
Teplota:	$t_6 = t_k = 33^\circ\text{C}$
Suchost:	$x(p_6; i_6) = 0,89$

Bod 7

Tlak admisní páry:	$p_7 = 25 \text{ MPa}$
Teplota admisní páry:	$t_7 = 300 \text{ }^\circ\text{C}$
Entalpie admisní páry:	$i_7(p_7; t_7) = 1331,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

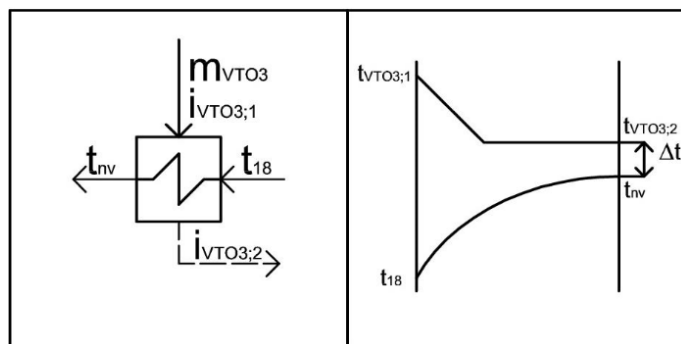
3.2 Tepelný výpočet regenerace

Systém regenerace slouží ke zvýšení ohřevu kondenzátu a napájecí vody vstupující do reaktoru a zároveň i ke zvýšení tepelné účinnosti celého oběhu. Regenerace je rozdělena na nízkotlakou a vysokotlakou část. Nízkotlaká regenerace obsahuje čtyři nízkotlaké ohříváky. Vysokotlaká regenerace obsahuje tři vysokotlaké ohříváky. Počet ohříváků byl zvolen dle optimálního ohřátí v jednom ohříváku. Kondenzát z NTO4 je vlivem tlakového spádu postupně kaskádován do NTO3 a pak dále do NTO2 a NTO1, dále do uzlu, ve kterém se mísí

s kondenzátem vystupujícím z kondenzátoru. Vysokotlaká regenerace má obdobné zapojení. Kondenzát z VTO3 je vlivem tlakového spádu postupně kaskádován přes VTO2 a VTO1 až do termického odplyňováku. Kondenzát z prvního a druhého přihřátí páry je zaveden do VTO1 a jeho zbytkové teplo je zde využito a dále pokračuje do termického odplyňováku. Jelikož po první expanzi ve VT dílu je pára v oblasti mokré páry, je ještě před samotným přehříváním páry umístěn separátor páry. Odloučená voda je pak převedena do termického odplyňováku.

3.2.1 VTO3

Vysokotlaké ohříváky jsou povrchové výměníky, ve kterých přenos tepla probíhá kondenzací páry na teplotněných plochách trubek.



Obr. 3 Tepelná bilance a průběh teplot ve VTO3

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{18} = 269,02^{\circ}\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{nv} = 300^{\circ}\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{VTO3;2} = t_{nv} + \Delta_t = 300 + 5 = 305^{\circ}\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve VTO: $p_{VTO3;2}(t_{VTO3;2}) = 9,21 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{VTO3;2}(t_{VTO3;2}) = 1373,07 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do VTO: $p_{VTO3;1} = p_{VTO3;2} \cdot \eta_{oh} = 9,21 \cdot 1,05 = 9,66 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{VTO3} = p_{VTO3;1} \cdot \frac{100}{\eta_{oh}} = 9,66 \cdot \frac{100}{95,5} = 10,11 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{VTO3;1iz}(p_{VTO3;1}; s_1) = 3093,18 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do VTO: $i_{VTO3;1} = i_1 - \eta_{tdi(VT)} \cdot (i_1 - i_{VTO3;1iz})$

$$i_{VT03;1} = 3350,89 - 0,90 \cdot (3350,89 - 3093,18)$$

$$i_{VT03;1} = 3118,95 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{VT03;1}(p_{VT03;1}; i_{VT03;1}) = 404,67 \text{ }^\circ\text{C}$

Odběr do VT03 bude: $p_{VT03} > p_2 \rightarrow 10,11 > 1,28 \rightarrow$ z VT dílu

Poměrný hmotnostní průtok

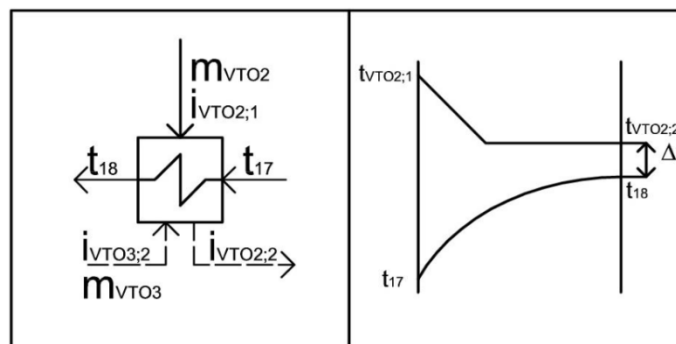
$$\dot{m}_{VT03}(i_{VT03;1} - i_{VT03;2})\eta_{oh} = \dot{m}_{nv} \cdot c_p \cdot (t_{nv} - t_{18})$$

$$y_{VT03}(i_{VT03;1} - i_{VT03;2})\eta_{oh} = y \cdot c_p \cdot (t_{nv} - t_{18})$$

$$y_{VT03} = \frac{c_p \cdot (t_{nv} - t_{18})}{(i_{VT03;1} - i_{VT03;2})\eta_{oh}} = \frac{4,184 \cdot (300 - 269,02)}{(3118,95 - 1373,07) \cdot 0,95} = 0,078$$

Kde $y = \frac{\dot{m}_{nv}}{\dot{m}_{nv}} = 1$, $y_{VT03} = \frac{\dot{m}_{VT03}}{\dot{m}_{nv}}$.

3.2.2 VTO2



Obr. 4 Tepelná bilance a průběh teplot ve VTO2

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{17} = 226,55^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{18} = 269,02^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{VT02;2} = t_{18} + \Delta_t = 269,02 + 5 = 274,02^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve VTO: $p_{VT02;2}(t_{VT02;2}) = 5,86 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{VT02;2}(t_{VT02;2}) = 1205,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do VTO: $p_{VTO2;1} = p_{VTO2;2} \cdot \eta_{oh} = 5,86 \cdot 1,05 = 6,15 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{VTO2} = p_{VTO2;1} \cdot \frac{100}{\eta_{oh}} = 6,15 \cdot \frac{100}{95,5} = 6,44 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{VTO2;1iz}(p_{VTO2;1}; s_1) = 2980,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do VTO: $i_{VTO2;1} = i_1 - \eta_{tdi(VT)} \cdot (i_1 - i_{VTO2;1iz})$

$$i_{VTO2;1} = 3350,89 - 0,90 \cdot (3350,89 - 2980,02)$$

$$i_{VTO2;1} = 3017,10 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{VTO2;1}(p_{VTO2;1}; i_{VTO2;1}) = 342,10 \text{ }^\circ\text{C}$

Odběr do VTO2 bude: $p_{VTO2} > p_2 \rightarrow 6,44 > 1,28 \rightarrow \text{z VT dílu}$

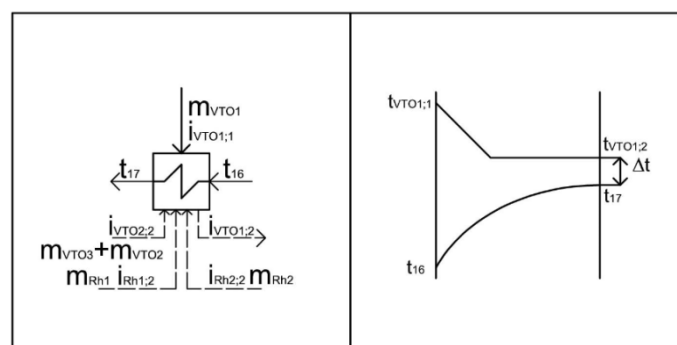
Poměrný hmotnostní průtok

$$y_{VTO2}(i_{VTO2;1} - i_{VTO2;2})\eta_{oh} + y_{VTO3}(i_{VTO3;2} - i_{VTO2;2})\eta_{oh} = c_p \cdot (t_{18} - t_{17})$$

$$y_{VTO2} = \frac{c_p \cdot (t_{18} - t_{17}) - y_{VTO3}(i_{VTO3;2} - i_{VTO2;2})\eta_{oh}}{(i_{VTO2;1} - i_{VTO2;2})\eta_{oh}}$$

$$y_{VTO2} = \frac{4,184 \cdot (269,02 - 226,55) \cdot 0,95 - 0,078 \cdot (1373,07 - 1205,66) \cdot 0,95}{(3017,10 - 1205,66) \cdot 0,95} = 0,096$$

3.2.3 VTO1



Obr. 5 Tepelná bilance a průběh teplot ve VTO1

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{16} = 184,05^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{17} = 226,55^\circ\text{C}$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ Teplota vody zkondenzované páry: $t_{\text{VTO1;2}} = t_{17} + \Delta_t = 226,55 + 5 = 231,55^\circ\text{C}$ Tlak kondenzace páry ve VTO: $p_{\text{VTO1;2}}(t_{\text{VTO1;2}}) = 2,88 \text{ MPa}$ Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{\text{VTO1;2}}(t_{\text{VTO1;2}}) = 997,51 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ Tlak páry na vstupu do VTO: $p_{\text{VTO1;1}} = p_{\text{VTO1;2}} \cdot \eta_{\text{oh}} = 2,88 \cdot 1,05 = 3,02 \text{ MPa}$ Tlak v odběru: $p_{\text{VTO1}} = p_{\text{VTO1;1}} \cdot \frac{100}{\eta_{\text{oh}}} = 3,02 \cdot \frac{100}{95,5} = 3,16 \text{ MPa}$ Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{\text{VTO1;1iz}}(p_{\text{VTO1;1}}; s_1) = 2822,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ Sk. entalpie p. na vstupu do VTO: $i_{\text{VTO1;1}} = i_1 - \eta_{\text{tdi(VT)}} \cdot (i_1 - i_{\text{VTO1;1iz}})$

$$i_{\text{VTO1;1}} = 3350,89 - 0,90 \cdot (3350,89 - 2822,89)$$

$$i_{\text{VTO1;1}} = 2875,69 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{\text{VTO1;1}}(p_{\text{VTO1;1}}; i_{\text{VTO1;1}}) = 256,68^\circ\text{C}$ Odběr do VTO1 bude: $p_{\text{VTO1}} > p_2 \rightarrow 3,16 > 1,28 \rightarrow \text{z VT dílu}$ Poměrný hmotnostní průtok

$$y_{\text{VTO1}}(i_{\text{VTO1;1}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} + (y_{\text{VTO3}} + y_{\text{VTO2}}) \cdot (i_{\text{VTO2;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} +$$

$$+ y_{\text{Rh1}}(i_{\text{Rh1;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} + y_{\text{Rh2}}(i_{\text{Rh2;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} = c_p \cdot (t_{17} - t_{16})$$

$$y_{\text{VTO1}} = \frac{c_p \cdot (t_{17} - t_{16}) - (y_{\text{VTO3}} + y_{\text{VTO2}}) \cdot (i_{\text{VTO2;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} -}{(i_{\text{VTO1;1}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}}}$$

$$\frac{y_{\text{Rh1}}(i_{\text{Rh1;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}} - y_{\text{Rh2}}(i_{\text{Rh2;2}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}}}{(i_{\text{VTO1;1}} - i_{\text{VTO1;2}})\eta_{\text{oh}}}$$

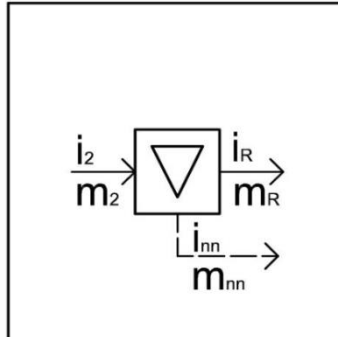
$$y_{\text{VTO1}} = \frac{4,184 \cdot (226,55 - 184,05) - (0,078 + 0,096) \cdot (1205,66 - 997,51) \cdot 0,95 -}{(2875,69 - 997,51) \cdot 0,95}$$

$$\frac{0,07 \cdot (1205,66 - 997,51) \cdot 0,95 - 0,07 \cdot (1704,99 - 997,51) \cdot 0,95}{(2875,69 - 997,51) \cdot 0,95}$$

$$y_{\text{VTO1}} = 0,047$$

3.2.4 Separátor vlhkosti

Jedná se o zařízení, kde pára prochází přes systém žaluzií. Na žaluziích se zachytí kapičky vody, které jsou pak odváděny do systému regenerace.



Obr. 6 Tepelná bilance ve separátoru vlhkosti

Parametry

Tlak na vstupu: $p_2 = 1,28 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_2 = 190,90^\circ\text{C}$

Entalpie páry po separaci: $i_R(p_2; x = 1) = 2785,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Entalpie vody po separaci: $i_{nn}(p_2; x = 0) = 811,59 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Poměrný hmotnostní průtok

$$y_2 \cdot i_2 = y_{nn} \cdot i_{nn} + y_R \cdot i_R$$

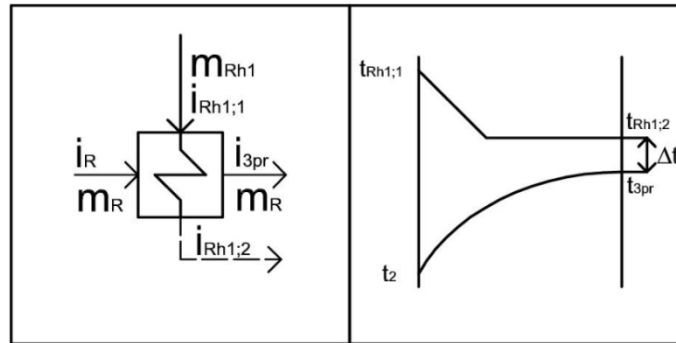
$$y_2 = y_{nn} + y_R$$

$$y_2 = \frac{y_R(i_R - i_{nn})}{i_2 - i_{nn}} = \frac{0,626 \cdot (2785,98 - 811,59)}{2726,53 - 811,59} = 0,641$$

$$y_R = \frac{y_2(i_2 - i_{nn})}{i_R - i_{nn}} = \frac{0,641 \cdot (2726,53 - 811,59)}{2785,98 - 811,59} = 0,622$$

3.2.5 První přehřátí páry

Konstrukce je obdobná jako u VTO. Jedná se o povrchové výměníky, ve kterých přenos tepla probíhá kondenzací páry na teplotně nosných plochách trubek.



Obr. 7 Tepelná bilance a průběh teplot v prvním přihřátí

Parametry

Tlak páry na vstupu: $p_2 = 1,28 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_2 = 190,90^\circ\text{C}$

Entalpie páry po separaci: $i_R(p_2; x = 1) = 2785,98 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota na výstupu: $t_{3pr} = 269,02^\circ\text{C}$

Tlak přehřáté páry na výstupu: $p_{3pr} = p_2 \cdot \eta_{pr} = 1,28 \cdot 0,997 = 1,25 \text{ MPa}$

Entalpie přehřáté páry na výstupu: $i_{3pr}(p_{3pr}; t_{3pr}) = 2976,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{Rh1,2} = t_{3pr} + \Delta_t = 269,02 + 5 = 274,02^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry: $p_{Rh1,2}(t_{Rh1,2}) = 5,86 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{Rh1,2}(t_{Rh1,2}; x = 0) = 1205,66 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu: $p_{Rh1,1} = p_{Rh1,2} \cdot \eta_{oh} = 5,86 \cdot 1,05 = 6,15 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{Rh1} = p_{Rh1,1} \cdot \frac{100}{\eta_{oh}} = 6,15 \cdot \frac{100}{95,5} = 6,44 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{Rh1,1iz}(p_{Rh1,1}; s_1) = 2980,02 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do NTO: $i_{Rh1,1} = i_1 - \eta_{tdi(VT)} \cdot (i_1 - i_{Rh1,1iz})$

$$i_{Rh1,1} = 3350,89 - 0,90 \cdot (3350,89 - 2980,02)$$

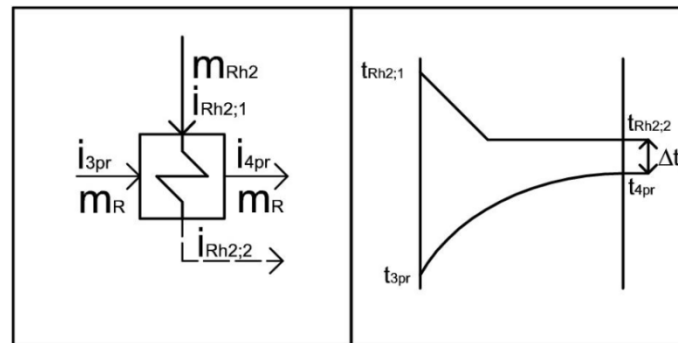
$$i_{Rh1,1} = 3017,10 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{Rh1,1}(p_{Rh1,1}; i_{Rh1,1}) = 342,19^\circ\text{C}$

Poměrný hmotnostní průtok

$$y_{Rh1} (i_{Rh1;1} - i_{Rh1;2}) \eta_{oh} = y_R (i_{3pr} - i_R)$$

$$y_{Rh1} = \frac{y_R (i_{3pr} - i_R)}{(i_{Rh1;1} - i_{Rh1;2}) \eta_{oh}} = \frac{0,626 \cdot (2976,72 - 2785,98)}{(3017,10 - 1205,66) \cdot 0,95} = 0,069$$

3.2.6 Druhé přehřátí páry**Obr. 8** Tepelná bilance a průběh teplot v druhém přehřátíParametry

Tlak páry na vstupu: $p_{3pr} = 1,25 \text{ MPa}$

Teplota na vstupu: $t_{3pr} = 269,02^\circ\text{C}$

Entalpie páry po separaci: $i_{3pr} = 2976,72 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota na výstupu: $t_{4pr} = 349,02^\circ\text{C}$

Tlak přehřáté páry na výstupu: $p_{4pr} = p_{3pr} \cdot \eta_{pr} = 1,25 \cdot 0,997 = 1,22 \text{ MPa}$

Entalpie přehřáté páry na výstupu: $i_{4pr}(p_{4pr}; t_{4pr}) = 3151,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{Rh2;2} = t_{4pr} + \Delta_t = 349,02 + 5 = 354,02^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry: $p_{Rh2;2}(t_{Rh2;2}) = 17,36 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{Rh2;2}(t_{Rh2;2}; x = 0) = 1704,99 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu: $p_{Rh2;1} = p_A = 24,00 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{Rh2;1iz} = i_1 = 3350,89 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota páry na vstupu: $t_{Rh2;1} = t_A = 550^\circ\text{C}$

Poměrný hmotnostní průtok

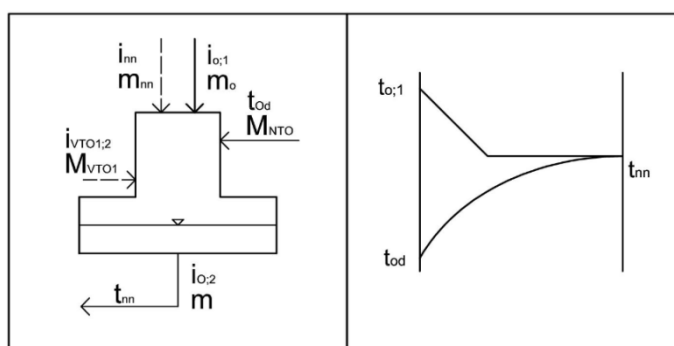
$$y_{Rh2}(i_{Rh2;1} - i_{Rh2;2})\eta_{oh} = y_R(i_{4pr} - i_{3pr})$$

$$y_{Rh2} = \frac{y_R(i_{4pr} - i_{3pr})}{(i_{Rh2;1} - i_{Rh2;2})\eta_{oh}} = \frac{0,626 \cdot (3151,60 - 2976,72)}{(3350,89 - 1704,99) \cdot 0,95} = 0,070$$

3.2.7 Napájecí nádrž s odplynovákem

Jedná se o směšovací výměník. Přenos tepla zde neprobíhá jako u předchozích zařízení na teplotní ploše, ale přímým stykem páry s kondenzátem. Koncový teplotní rozdíl je tedy roven nule.

Úkol odplynováku je zvýšení teploty přiváděného kondenzátu na bod varu, při kterém dochází k vypuzování ve vodě rozpustných plynů. Odplyněný kondenzát potom opouští napájecí nádrž a přes systém vysokotlaké regenerace vstupuje do reaktoru.



Obr. 9 Tepelná bilance a průběh teplot v napájecí nádrži

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{od} = 145^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{nn} = 184,05^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{nn} = 184,05^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve O: $p_{O1}(t_{nn}) = 1,10 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{o;2}(t_{nn}) = 781,13 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak v odběru: $p_O = p_{O1} \cdot \frac{100}{\eta_p} = 1,10 \cdot \frac{100}{90} = 1,22 \text{ MPa}$

Sk. entalpie p. na vstupu do O: $i_{o;1} = i_{4pr} = 3151,60 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Teplota páry na vstupu: $t_{0;1}(p_{0;1}; i_{0;1}) = 347,86 \text{ } ^\circ\text{C}$

Poměrný hmotnostní průtok

$$y_o(i_{o;1} - i_{o;2})\eta_o + y_{nn}(i_{nn} - i_{o;2})\eta_{oh} + (y_{VTO3} + y_{VTO2} + y_{VTO1} + y_{Rh1} + y_{Rh2}) \cdot (i_{VTO1;2} - i_{o;2}) \\ = (1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{Rh1} - y_{Rh2} - y_{nn} - y_o) \cdot c_p(t_{nn} - t_{od})$$

$$Y_{VTO1} = y_{VTO3} + y_{VTO2} + y_{VTO1} + y_{Rh1} + y_{Rh2} = 0,078 + 0,096 + 0,047 + 0,069 + 0,070$$

$$Y_{VTO1} = 0,360$$

$$Y_{NTO} = 1 - y_{VTO3} - y_{VTO2} - y_{VTO1} - y_{Rh1} - y_{Rh2} - y_{nn}$$

$$Y_{NTO} = 1 - 0,078 - 0,096 - 0,047 - 0,069 - 0,070 - 0,015 = 0,625$$

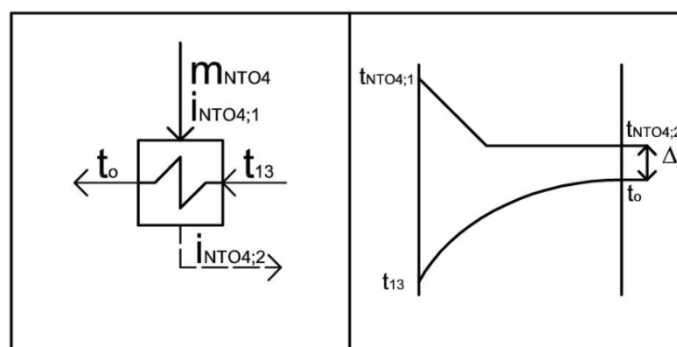
$$y_o = \frac{Y_{NTO} \cdot c_p \cdot (t_{nn} - t_{od}) - y_{nn}(i_{nn} - i_{o;2})\eta_{oh} - Y_{VTO1}(i_{VTO1;2} - i_{o;2})}{(i_{o;1} - i_{o;2})\eta_o + c_p(t_{nn} - t_{od})}$$

$$y_o = \frac{0,625 \cdot 4,184 \cdot (184,05 - 145) - 0,01 \cdot (811,59 - 781,13) \cdot 0,95 - 0,36 \cdot (997,51 - 781,13)}{(3151,60 - 781,13) \cdot 0,95 + 4,184 \cdot (184,05 - 145)}$$

$$y_o = 0,010$$

3.2.8 NTO4

Nízkotlaké ohříváky jsou povrchové výměníky, ve kterých přenos tepla probíhá kondenzací páry na teplotných plochách trubek.



Obr. 10 Tepelná bilance a průběh teplot v NTO4

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{13} = 117^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_o = 145^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{\text{NTO4;2}} = t_o + \Delta t = 145 + 5 = 150^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve NTO: $p_{\text{NTO4;2}}(t_{\text{NTO4;2}}) = 0,48 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{\text{NTO4;2}}(t_{\text{NTO4;2}}) = 632,25 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do NTO: $p_{\text{NTO4;1}} = p_{\text{VTO4;2}} \cdot \eta_{\text{oh}} = 0,48 \cdot 1,05 = 0,50 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{\text{NTO4}} = p_{\text{NTO4;1}} \cdot \frac{100}{\eta_{\text{oh}}} = 0,50 \cdot \frac{100}{95,5} = 0,52 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{\text{NTO4;1iz}}(p_{\text{NTO4;1}}; s_5) = 2926,91 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do NTO: $i_{\text{NTO4;1}} = i_5 - \eta_{\text{tdi(NT)}} \cdot (i_5 - i_{\text{NTO4;1iz}})$
 $i_{\text{NTO4;1}} = 3151,60 - 0,90 \cdot (3151,60 - 2926,91)$

$$i_{\text{NTO4;1}} = 2949,38 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{\text{NTO4;1}}(p_{\text{NTO4;1}}; i_{\text{NTO4;1}}) = 244,35^\circ\text{C}$

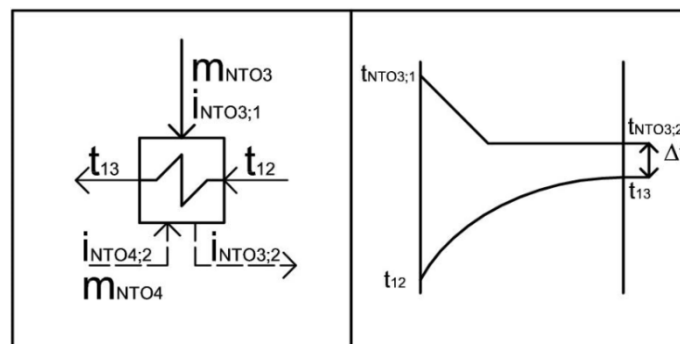
Odběr do NTO4 bude: $p_{\text{NTO4}} > p_2 \rightarrow 0,52 \gg 1,28 \rightarrow$ z NT dflu

Poměrný hmotnostní průtok

$$Y_{\text{NTO4}}(i_{\text{NTO4;1}} - i_{\text{NTO4;2}})\eta_{\text{oh}} = Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{14} - t_{13})$$

$$Y_{\text{NTO4}} = \frac{Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{14} - t_{13})}{(i_{\text{NTO4;1}} - i_{\text{NTO4;2}})\eta_{\text{oh}}} = \frac{0,625 \cdot 4,184 \cdot (145 - 117)}{(2949,38 - 632,25) \cdot 0,95} = 0,033$$

3.2.9 NTO3



Obr. 11 Tepelná bilance a průběh teplot v NTO3

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{12} = 89^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{13} = 117^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{\text{NTO3;2}} = t_o + \Delta_t = 117 + 5 = 122^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve NTO: $p_{\text{NTO3;2}}(t_{\text{NTO3;2}}) = 0,21 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{\text{NTO3;2}}(t_{\text{VTO4;2}}) = 512,29 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do NTO: $p_{\text{NTO3;1}} = p_{\text{VTO3;2}} \cdot \eta_{\text{oh}} = 0,21 \cdot 1,05 = 0,22 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{\text{NTO3}} = p_{\text{NTO3;1}} \cdot \frac{100}{\eta_{\text{oh}}} = 0,22 \cdot \frac{100}{95,5} = 0,23 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{\text{NTO3;1iz}}(p_{\text{NTO3;1}}; s_5) = 2757,67 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do NTO: $i_{\text{NTO3;1}} = i_5 - \eta_{\text{tdi(NT)}} \cdot (i_5 - i_{\text{NTO3;1iz}})$

$$i_{\text{NTO3;1}} = 3151,60 - 0,90 \cdot (3151,60 - 2757,67)$$

$$i_{\text{NTO3;1}} = 2797,06 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{\text{NTO3;1}}(p_{\text{NTO3;1}}; i_{\text{NTO3;1}}) = 164,33^\circ\text{C}$

Odběr do NTO3 bude: $p_{\text{NTO3}} > p_2 \rightarrow 0,23 > 1,28 \rightarrow \text{z NT dflu}$

Poměrný hmotnostní průtok

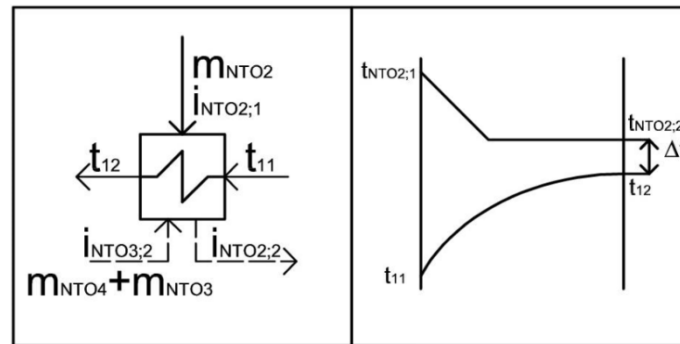
$$Y_{\text{NTO3}}(i_{\text{NTO3;1}} - i_{\text{NTO3;2}})\eta_{\text{oh}} + Y_{\text{NTO4}}(i_{\text{NTO4;2}} - i_{\text{NTO3;2}})\eta_{\text{oh}} = Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{13} - t_{12})$$

$$Y_{\text{NTO3}} = \frac{Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{13} - t_{12}) - Y_{\text{NTO4}}(i_{\text{NTO4;2}} - i_{\text{NTO3;2}})\eta_{\text{oh}}}{(i_{\text{NTO3;1}} - i_{\text{NTO3;2}})\eta_{\text{oh}}}$$

$$Y_{\text{NTO3}} = \frac{0,625 \cdot 4,184 \cdot (117 - 89) \cdot 0,95 + 0,033 \cdot (632,25 - 512,29) \cdot 0,95}{(2797,06 - 512,29) \cdot 0,95}$$

$$Y_{\text{NTO3}} = 0,031$$

3.2.10 NTO2



Obr. 12 Tepelná bilance a průběh teplot v NTO2

Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{11} = 61^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{12} = 89^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{\text{NTO2;2}} = t_o + \Delta_t = 89 + 5 = 94^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve NTO: $p_{\text{NTO2;2}}(t_{\text{NTO2;2}}) = 0,08 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{\text{NTO2;2}}(t_{\text{VTO2;2}}) = 393,81 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do NTO: $p_{\text{NTO2;1}} = p_{\text{VTO2;2}} \cdot \eta_{\text{oh}} = 0,08 \cdot 1,05 = 0,09 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{\text{NTO2}} = p_{\text{NTO2;1}} \cdot \frac{100}{\eta_{\text{oh}}} = 0,09 \cdot \frac{100}{95,5} = 0,09 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{\text{NTO2;1iz}}(p_{\text{NTO2;1}}; s_5) = 2592,65 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do VTO: $i_{\text{NTO2;1}} = i_5 - \eta_{\text{tdi(NT)}} \cdot (i_5 - i_{\text{NTO2;1iz}})$

$$i_{\text{NTO2;1}} = 3151,60 - 0,90 \cdot (3151,60 - 2592,65)$$

$$i_{\text{NTO2;1}} = 2648,54 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{\text{NTO2;1}}(p_{\text{NTO2;1}}; i_{\text{NTO2;1}}) = 95,32^\circ\text{C}$

Odběr do NTO2 bude: $p_{\text{NTO2}} > p_2 \rightarrow 0,09 \rightarrow 1,28 \rightarrow \text{z NT dflu}$

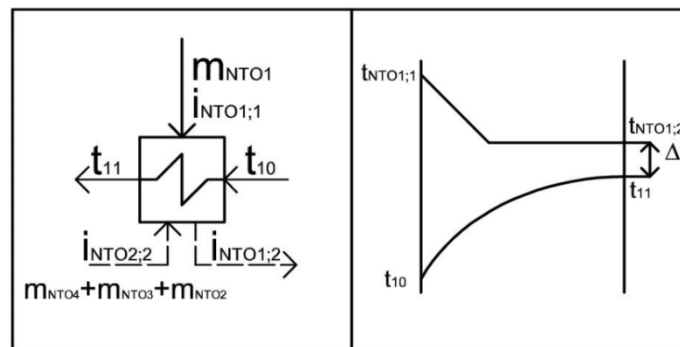
Poměrný hmotnostní průtok

$$Y_{NTO2}(i_{NTO2;1} - i_{NTO2;2})\eta_{oh} + (Y_{NTO4} + Y_{NTO3})(i_{NTO3;2} - i_{NTO2;2})\eta_{oh} \\ = Y_{NTO} \cdot c_p(t_{12} - t_{11})$$

$$Y_{NTO2} = \frac{Y_{NTO} \cdot c_p(t_{12} - t_{11}) - (Y_{NTO4} + Y_{NTO3})(i_{NTO3;2} - i_{NTO2;2})\eta_{oh}}{(i_{NTO2;1} - i_{NTO2;2})\eta_{oh}}$$

$$Y_{NTO2} = \frac{0,625 \cdot 4,184 \cdot (89 - 61) \cdot 0,95 - (0,033 + 0,031) \cdot (512,29 - 393,81) \cdot 0,95}{(2648,54 - 393,81) \cdot 0,95}$$

$$Y_{NTO2} = 0,030$$

3.2.11 NTO1**Obr. 13** Tepelná bilance a průběh teplot v NTO1Parametry

Teplota nap. vody na vstupu: $t_{10} = 33^\circ\text{C}$

Teplota nap. vody na výstupu: $t_{11} = 61^\circ\text{C}$

Měrná tepelná kapacita vody: $c_p = 4,184 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

Teplota vody zkondenzované páry: $t_{NTO1;2} = t_o + \Delta_t = 61 + 5 = 66^\circ\text{C}$

Tlak kondenzace páry ve NTO: $p_{NTO1;2}(t_{NTO1;2}) = 0,03 \text{ MPa}$

Entalpie vody zkondenzované páry: $i_{NTO1;2}(t_{NTO1;2}) = 276,27 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Tlak páry na vstupu do NTO: $p_{NTO1;1} = p_{NTO1;2} \cdot \eta_{oh} = 0,03 \cdot 1,05 = 0,03 \text{ MPa}$

Tlak v odběru: $p_{NTO1} = p_{NTO1;1} \cdot \frac{100}{\eta_{oh}} = 0,03 \cdot \frac{100}{95,5} = 0,03 \text{ MPa}$

Entalpie páry při iz. expanzi: $i_{NTO1;1iz}(p_{NTO1;1}; s_5) = 2419,95 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$

Sk. entalpie p. na vstupu do VTO: $i_{\text{NTO1;1}} = i_5 - \eta_{\text{tdi(NT)}} \cdot (i_5 - i_{\text{NTO1;1iz}})$

$$i_{\text{NTO1;1}} = 3151,60 - 0,90 \cdot (3151,60 - 2419,95)$$

$$i_{\text{NTO1;1}} = 2493,11 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu: $t_{\text{NTO1;1}}(p_{\text{NTO1;1}}, i_{\text{NTO1;1}}) = 67,10 \text{ }^\circ\text{C}$

Odběr do NTO1 bude: $p_{\text{NTO1}} > p_2 \rightarrow 0,09 \rightarrow 1,28 \rightarrow \text{z NT dílu}$

Poměrný hmotnostní průtok

$$Y_{\text{NTO1}}(i_{\text{NTO1;1}} - i_{\text{NTO1;2}})\eta_{\text{oh}} + (Y_{\text{NTO4}} + Y_{\text{NTO3}} + Y_{\text{NTO2}})(i_{\text{NTO2;2}} - i_{\text{NTO1;2}})\eta_{\text{oh}} \\ = Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{11} - t_{10})$$

$$Y_{\text{NTO1}} = \frac{Y_{\text{NTO}} \cdot c_p(t_{11} - t_{10}) - (Y_{\text{NTO4}} + Y_{\text{NTO3}} + Y_{\text{NTO2}})(i_{\text{NTO2;2}} - i_{\text{NTO1;2}})\eta_{\text{oh}}}{(i_{\text{NTO1;1}} - i_{\text{NTO1;2}})\eta_{\text{oh}}}$$

$$Y_{\text{NTO1}} = \frac{0,625 \cdot 4,184 \cdot (61 - 33)}{(2493,11 - 276,27) \cdot 0,95} -$$

$$\frac{(0,033 + 0,031 + 0,030) \cdot (393,81 - 276,27) \cdot 0,95}{(2493,11 - 276,27) \cdot 0,95}$$

$$Y_{\text{NTO1}} = 0,029$$

3.3 Výpočet množství páry v jednotlivých odběrech

Jelikož předpokládaný výkon turbosoustrojí je 1600 MW_e , bylo by obtížné tento výkon přenést v jednom turbosoustrojí. Proto již při výpočtu hmotnostních průtoků páry v odběrech je uvažováno, že reaktor bude pohánět dvě turbosoustrojí o výkonu 800 MW_e , z tohoto důvodu je uvažován pouze poloviční hmotnostní průtok páry.

Celkový hmotnostní průtok reaktorem:

$$\dot{m}_R = \frac{N_t}{(i_{\text{Rout}} - i_{\text{Rin}})} = \frac{3390000}{(3350,89 - 1331,06)} = 1678,36 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Celkový hmotnostní průtok na jednu turbínu:

$$\dot{m} = \frac{\dot{m}_R}{2} = \frac{1678,36}{2} = 839,18 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Množství páry v odběru pro VTO3:

$$\dot{m}_{VTO3} = \dot{m} \cdot y_{VTO3} = 839,18 \cdot 0,078 = 65,58 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro VTO2:

$$\dot{m}_{VTO2} = \dot{m} \cdot y_{VTO2} = 839,18 \cdot 0,096 = 80,58 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro VTO1:

$$\dot{m}_{VTO1} = \dot{m} \cdot y_{VTO1} = 839,18 \cdot 0,047 = 39,05 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro první přihřátí páry:

$$\dot{m}_{Rh1} = \dot{m} \cdot y_{Rh1} = 839,18 \cdot 0,069 = 57,82 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro druhé přihřátí páry:

$$\dot{m}_{Rh2} = \dot{m} \cdot y_{Rh2} = 839,18 \cdot 0,070 = 58,34 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry po separaci:

$$\dot{m}_{nn} = \dot{m} \cdot y_{nn} = \dot{m} \cdot (y_2 - y_R) = 839,18 \cdot (0,641 - 0,622) = 16,19 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro odplynovák:

$$\dot{m}_o = \dot{m} \cdot y_o = 839,18 \cdot 0,010 = 8,10 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro NTO4:

$$\dot{m}_{NTO4} = \dot{m} \cdot y_{NTO4} = 839,18 \cdot 0,033 = 27,33 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro NTO3:

$$\dot{m}_{NTO3} = \dot{m} \cdot y_{NTO3} = 839,18 \cdot 0,031 = 26,28 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro NTO2:

$$\dot{m}_{NTO2} = \dot{m} \cdot y_{NTO2} = 839,18 \cdot 0,030 = 25,27 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Množství páry v odběru pro NTO1:

$$\dot{m}_{NTO1} = \dot{m} \cdot y_{NTO1} = 839,18 \cdot 0,029 = 24,38 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

3.4 Výkon turbíny

Výkon turbíny slouží k ověření dosažení výkonu. V první řadě bude určen vnitřní výkon VT části a NT části, který jsou dány hmotnostními průtoky páry v jednotlivých úsecích a

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

odpovídajícím entalpickým spádům. Skutečný výkon celého turbosoustrojí bude nižší o mechanické ztráty a ztráty v elektrickém generátoru.

Množství páry v jednotlivých úsecích:

$$\text{Úsek I: } \dot{m}_I = \dot{m} - \dot{m}_{RH2} = 839,18 - 58,34 = 780,84 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek II: } \dot{m}_{II} = \dot{m}_I - \dot{m}_{VTO3} = 780,84 - 65,58 = 715,26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek III: } \dot{m}_{III} = \dot{m}_{II} - \dot{m}_{VTO2} - \dot{m}_{RH1} = 715,26 - 80,58 - 57,82 = 576,86 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek IV: } \dot{m}_{IV} = \dot{m}_{III} - \dot{m}_{VTO1} = 576,86 - 39,05 = 537,81 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek V: } \dot{m}_V = \dot{m}_{IV} - \dot{m}_{nn} - \dot{m}_o = 537,81 - 16,19 - 8,10 = 513,53 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek VI: } \dot{m}_{VI} = \dot{m}_V - \dot{m}_{NTO4} = 513,53 - 27,33 = 486,19 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek VII: } \dot{m}_{VII} = \dot{m}_{VI} - \dot{m}_{NTO3} = 486,19 - 26,28 = 459,91 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek VIII: } \dot{m}_{VIII} = \dot{m}_{VII} - \dot{m}_{NTO2} = 459,91 - 25,27 = 434,64 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\text{Úsek IX: } \dot{m}_{IX} = \dot{m}_{VIII} - \dot{m}_{NTO1} = 434,64 - 24,38 = 410,26 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Entalpické spády mezi odběry:

$$\text{Úsek I: } h_I = i_1 - i_{VTO3;1} = 3350,89 - 3118,95 = 231,94 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek II: } h_{II} = i_{VTO3;1} - i_{VTO2;1} = 3118,95 - 3017,10 = 101,85 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek III: } h_{III} = i_{VTO2;1} - i_{VTO1;1} = 3017,10 - 2875,69 = 141,41 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek IV: } h_{IV} = i_{VTO1;1} - i_2 = 2875,69 - 2726,53 = 149,17 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek V: } h_V = i_5 - i_{NTO4;1} = 3151,60 - 2949,38 = 202,22 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek VI: } h_{VI} = i_{NTO4;1} - i_{NTO3;1} = 2949,38 - 2797,06 = 152,32 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek VII: } h_{VII} = i_{NTO3;1} - i_{NTO2;1} = 2797,06 - 2648,54 = 148,52 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek VIII: } h_{VIII} = i_{NTO2;1} - i_{NTO1;1} = 2648,54 - 2493,11 = 155,43 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$\text{Úsek IX: } h_{IX} = i_{NTO1;1} - i_6 = 2493,11 - 2293,47 = 199,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Vnitřní výkon turbíny:

$$P_{iVT} = \sum_{j=1}^{IV} \dot{m}_j \cdot h_j = 415,751 \text{ MW}$$

$$P_{iNT} = \sum_{j=1}^V \dot{m}_j \cdot h_j = 395,664 \text{ MW}$$

$$P_i = P_{iVT} + P_{iNT} = 811,414 \text{ MW}$$

Skutečný výkon turbosoustrojí:

$$P_{sv} = (P_i - Z_m) \cdot \eta_g = (811,414 - 0,500) \cdot 0,987 = 800,37 \text{ MW}_e$$

Mechanické ztráty: $Z_m = 500 \text{ kW}$

Účinnost el generátoru: $\eta_g = 98,7\%$

4 Návrh průtočné části turbíny

Průtočná část parní turbíny je nejdůležitější částí. Je složena z jednotlivých stupňů, kde každý stupeň je tvořen statorovou a oběžnou řadou lopatek. Jelikož práce byla vypracována ve spolupráci s firmou Doosan Škoda Power, byla zvolena stejná koncepce lopatkování. Firma v současné době využívá rovnotlakého lopatkování. Rovnotlaké (akční) lopatkování se vyznačuje tím, že k expanzi páry dochází pouze při průchodu páry přes rozváděcí řadu lopatek. Při průchodu páry oběžnou řadou lopatek již k expanzi nedochází. Rozváděcí lopatky jsou vloženy do disků, které jsou horizontálně rozděleny. Spodní část kola je vložena do spodního tělesa turbíny. Po vložení rotoru je horní polovina rozváděcího kola přišroubována ke spodní. Oběžné lopatky jsou vsazeny do oběžných kol rotoru.

Principem přeměny tepelné energie páry na elektrickou energii generátoru je, že pára při průchodu oběžným kanálem přeměňuje svojí tepelnou energii na mechanickou energii v podobě otáčejícího rotoru. Pára nejprve prochází rozváděcím kolem, zde dochází k expanzi páry a zároveň přeměny tepelné energie na kinetickou energii páry. Proud páry následně vstupuje do oběžného kola, kde je kinetická energie páry předávána rotoru, který se začne otáčet.

Jelikož návrh průtočné části parní turbíny je složitý úkol, bude rozdělen do jednotlivých částí. Nejdříve budou určeny základní parametry průtočného kanálu, následně budou vybrány vhodné profily lopatek a jejich délky. Na závěr bude provedena kontrola zvolených lopatek pevnostním výpočtem a budou vypočteny kritické otáčky rotoru.

4.1 Výpočet základních parametrů průtočného kanálu

Výsledkem této kapitoly bude výpočet a základní stanovení parametrů průtočného kanálu, určení vnitřního výkonu VT dílu a skutečné vnitřní účinnosti VT dílu. Stanovení základních rozměrů lopatek bude zobrazeno v grafu lopatkového plánu, viz obr. 14.

Výpočet parametrů průtočného kanálu byl propojen s tepelnými výpočty a probíhal iteračně. Po určení skutečných tlaků za stupni před jednotlivými odběry bylo původní bilanční schéma přepočítáno. Díky tomu došlo ke změně jednotlivých průtoků danými odběry.

4.1.1 Použité vzorce

Patní průměr lopatkování:

$$D_p \quad \text{Voleno}$$

Střední průměr lopatkování:

$$D_s = D_p + L_p$$

Obvodová rychlost (na D_s):

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}$$

Rychlostní poměr na D_s :

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s \quad \text{Voleno}$$

Izoentropická výstupní rychlost z rozváděcího kola:

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s}$$

Skutečná výstupní rychlost z rozváděcího kola:

$$c_1 = \varphi \cdot c_0,$$

kde $\varphi = 0,93$ až $0,98$.

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Izoentropický spád zpracovaný ve stupni:

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2000}$$

Izoentropická entalpie za rozváděcím kolem:

$$i_{1iz} = i_0 - h_{iz}$$

Ztráta v rozváděcím kole:

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}$$

Entalpie za rozváděcím kolem:

$$i_1 = i_{1iz} + z_0$$

Měrný objem za rozváděcím kolem:

$$v_1(p_1; i_1)$$

Výstupní úhel z rozváděcích lopatek:

$$\alpha_1 \quad \text{Voleno}$$

Délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku:

$$L_t = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1},$$

$$\text{kde } \varepsilon_r = 0,9.$$

Optimální délka rozváděcí lopatky:

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 \cdot n_{ostř} + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^2}},$$

$$\text{kde } n_{ostř} = 1.$$

Parciálnost:

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_{opt}}$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Redukovaná délka rozváděcí lopatky:

-jedná se o fiktivní délku lopatky, s níž by při totálním ostříku dosáhla stejné účinnosti jako při parciálním ostříku s délkou L_{opt}

$$L_{red} = \frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s}{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s \cdot \frac{1}{L_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n_{ostř}}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s + 14,97 + \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^3}$$

Skutečná délka rozváděcí lopatky:

L_p	Voleno dle pravidel:		
$L_{red} > L_t$	Voleno parciální ostřík;	potom	$L_p = L_{opt}$
$L_{red} < L_t$	Voleno totální ostřík;	potom	$L_p = L_t$

Typ lopatek:

$$\frac{L_p}{D_s} \leq 0,1 \quad \text{válcové lopatky (označení V)}$$

$$\frac{L_p}{D_s} \geq 0,1 \quad \text{zkroucené lopatky (označení Z)}$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky:

$$\eta_{\infty} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s$$

Ztráta konečnou délkou lopatky:

$$Z_L = \eta_{\infty} \cdot \frac{0,0029}{L_p}$$

Ztráta parciálním ostříkem:

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek:

$$Z_V = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s^3$$

Ztráta rozvějířením:

$$Z_{rozv} = 0,5 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s} \right)^2$$

Ztráta třením disku:

$$Z_{VK} = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_t} \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s^3$$

Oprava na odchylný průměr (platí pro $D_s < 1\text{m}$):

$$\Delta \eta_D = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s$$

Ztráta vlivem vlhkosti páry:

$$Z_X = 1 - x_0$$

Termodynamická účinnost stupně:

$$\eta_{tdi} = \eta_\infty - (Z_L + Z_P + Z_V + Z_{rozv} + Z_{VK} + \Delta \eta_D + Z_X)$$

Užitečný spád zpracovaný ve stupni:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi}$$

Vnitřní výkon stupně:

$$P_{ST} = \dot{m} \cdot h$$

Parametry páry na výstupu z oběžného kola (parametry za stupněm):

Entalpie: $i_2 = i_0 - h$

Tlak: $p_2(i_{iz}; s_0)$

Teplota: $t_2(p_2; i_2)$

Měrný objem: $v_2(p_2; i_2)$

Entropie: $s_2(p_2; i_2)$

Suchost: $x_2(p_2; i_2)$

4.1.2 Tabulka vypočtených hodnot

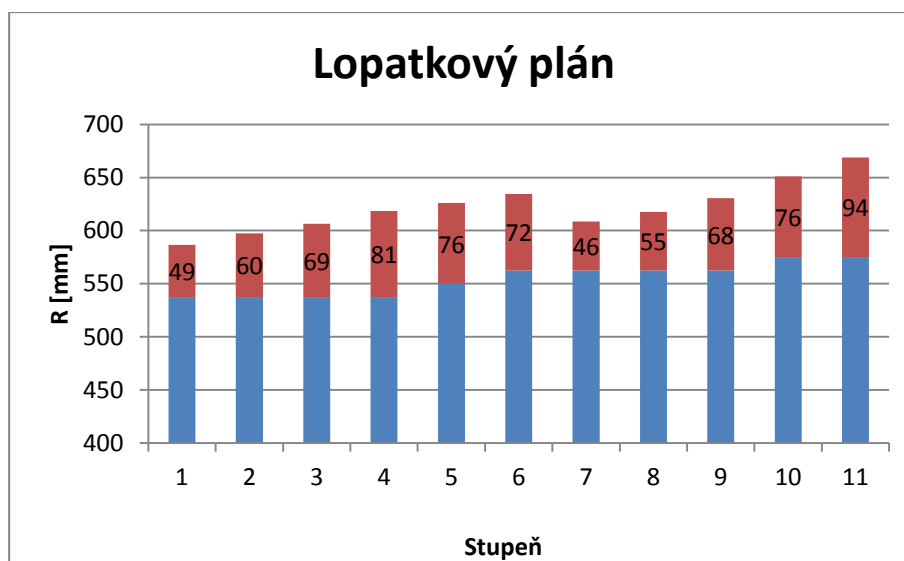
		sekce 1				sekce 2		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
m	kg/s	780,8	780,8	780,8	780,8	715,3	715,3	288,4	288,4	288,4	268,9	268,9
i_0	kJ/kg	3351	3286	3236	3185	3133	3083	3030	2983	2934	2887	2807
p_0	MPa	23,4	18,39	15,23	12,48	10,11	8,15	6,44	5,14	4,04	3,16	2,05
t_0	°C	547,8	506,9	476,0	444,5	412,5	381,4	349,1	320,3	291,0	262,5	216,2
v_0	m ³ /kg	0,014	0,017	0,019	0,023	0,027	0,032	0,039	0,047	0,057	0,069	0,098
s_0	kJ/kgK	6,221	6,235	6,244	6,253	6,263	6,273	6,284	6,298	6,312	6,325	6,346
x_0	-	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
D_p	m	1,075	1,075	1,075	1,075	1,100	1,125	1,125	1,125	1,125	1,150	1,150
D_s	m	1,124	1,135	1,144	1,156	1,176	1,197	1,171	1,180	1,193	1,226	1,244
u	m/s	176,6	178,3	179,7	181,6	184,7	188,0	183,9	185,4	187,4	192,6	195,4
$(u/c)_s$	-	0,45	0,53	0,53	0,53	0,545	0,54	0,55	0,55	0,57	0,45	0,46
c_0	m/s	388,0	336,4	339,1	342,1	338,9	346,4	332,0	334,6	331,6	424,2	428,9
c_1	m/s	376,8	326,6	329,2	332,2	329,1	336,4	322,4	324,9	322,0	411,9	416,4
h_{iz}	kJ/kg	75,29	56,58	57,48	58,52	57,44	60,00	55,12	55,97	54,99	89,97	91,96
i_{iz}	kJ/kg	3276	3229	3179	3127	3076	3023	2975	2927	2879	2797	2715
z_0	kJ/kg	4,30	3,23	3,29	3,35	3,28	3,43	3,15	3,20	3,14	5,14	5,26
i_1	kJ/kg	3280	3232	3182	3130	3079	3026	2978	2930	2882	2802	2720
v_1	m ³ /kg	0,017	0,019	0,023	0,027	0,032	0,039	0,046	0,056	0,069	0,097	0,148
α_1	°	13	14	14	14	16	20	16	16	16	14	17
L_t	mm	48,1	59,5	68,8	80,0	75,9	71,1	45,6	54,5	66,4	75,9	93,2
L_{opt}	mm	78,8	72,6	78,1	84,1	79,1	77,1	59,9	65,5	70,3	100,3	111,0
ε	-	0,610	0,820	0,881	0,951	0,960	0,922	0,761	0,832	0,944	0,756	0,840
L_{red}	mm	43,7	45,9	50,5	55,7	53,6	51,4	38,0	42,7	48,5	57,3	64,6
L_p	mm	49	60	69	81	76	72	46	55	68	76	94
L_p/D_s	-	0,044	0,053	0,060	0,070	0,065	0,060	0,039	0,047	0,057	0,062	0,076
Typ lopatek		V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
h_∞	-	0,927	0,932	0,932	0,931	0,927	0,928	0,924	0,924	0,919	0,927	0,928
z_L	-	0,055	0,045	0,039	0,033	0,035	0,037	0,058	0,049	0,039	0,035	0,029
z_p	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
z_v	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
z_{rozv}	-	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002	0,002	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003
z_{VK}	-	0,006	0,008	0,007	0,006	0,007	0,008	0,013	0,011	0,009	0,004	0,004
$\Delta\eta_D$	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
z_X	-	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
η_{tdi}	-	0,865	0,877	0,884	0,890	0,883	0,881	0,852	0,864	0,869	0,886	0,893
h	kJ/kg	65,14	49,63	50,79	52,06	50,72	52,88	46,99	48,34	47,79	79,67	82,09
P_{ST}	kW	50867	38751	39662	40654	36276	37824	13553	13944	13784	21423	22075
i_2	kJ/kg	3286	3236	3185	3133	3083	3030	2983	2934	2887	2807	2725
p_2	MPa	18,39	15,23	12,48	10,11	8,15	6,44	5,14	4,04	3,16	2,05	1,28
t_2	°C	506,9	476,0	444,5	412,5	381,4	349,1	320,3	291,0	262,5	216,2	190,9
v_2	m ³ /kg	0,017	0,019	0,023	0,027	0,032	0,039	0,047	0,057	0,069	0,098	0,001
s_2	kJ/kgK	6,23	6,24	6,25	6,26	6,27	6,28	6,30	6,31	6,33	6,35	6,37
x_2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,969

Tab. 4-1 Základní parametry průtočného kanálu

4.1.3 Lopatkový plán

Průtočná část byla navržena tak, aby při co nejmenším počtu stupňů bylo zajištěno plynulé proudění páry. Počet stupňů byl také limitován ložiskovou vzdáleností, která má dopad do kritických otáček. Zvětšením počtu stupňů má za následek celkové zvětšení rotoru, který se tak stává provozně nerealizovatelným.

Pokud by byl VT díl navržen v jednoproudém provedení, pro koncové lopatky by bylo obtížné navrhnout vhodné závěsy, které by vydržely velkou odstředivou sílu. Díky velkému přenášenému výkonu by vycházela velká axiální síla. Pro zmenšení axiální síly a zmenšení koncových lopatek VT dílu, byl zvolen princip tzv. „optiflow“. Principem tohoto návrhu je, že ostrá pára, která přichází do turbíny, nejdříve vykoná práci v prvních šesti stupních, které jsou vloženy do vnitřního tělesa. Poté se pára rozdělí na dva proudy. První proud pokračuje dále v expanzi v dalších stupních. Druhý proud obtéká vnitřní těleso a pokračuje ve své expanzi. Díky tomuto řešení vyjde poloviční velikost koncových lopatek, pro které již není problém navrhnout vhodný závěs. Na obr. 14 je schematické zobrazení průtočného kanálu v meridiálním řezu. Zobrazena je pouze jedna polovina rozděleného proudu, druhá je přesně symetrická.



Obr. 14 Lopatkový plán

Průtočná část je složena ze šestnácti kolových stupňů. Prvních šest stupňů je umístěno v jednoproudém provedení. Zbylých deset kolových stupňů je rozděleno do symetrického dvouproudu po pěti kolech na každé straně. Za čtvrtým, šestým a devátým kolem jsou neregulované odběry.

4.1.4 Shrnutí základních parametrů turbíny

Zde jsou shrnuty nejdůležitější parametry turbíny. Mezi tyto parametry patří vnitřní výkon a termodynamická účinnost. Tabulka je rozdělena podle jednotlivých kol a sekcí podle regeneračních odběrů.

4.1.4.1 Použité vzorce

Vnitřní výkon daného úseku:

$$P_i = \sum_{j=1}^z P_{STj},$$

kde z = počet stupňů v daném úseku.

Užitečný spád zpracovaný v daném úseku:

$$H = \sum_{j=1}^z h_j$$

Izoentropický spád zpracovaný v daném úseku:

$$H_{iz} = i_0 - i_{2iz}$$

Termodynamická účinnost daného úseku:

$$\eta_{tdi} = \frac{H}{H_{iz}} \cdot 100$$

Součinitel zpětně využitého tepla:

$$r_f = \frac{\sum h_{iz} - H_{iz}}{H_{iz}}$$

4.1.4.2 Tabulka vypočtených hodnot

Úsek		I	II	III	IV	Σ
P_i	kW	181106	74100	82562	86995,65	424763
H	kJ/kg	217,63	104,00	143,00	161,76	626
ΣH_{iz}	kJ/kg	247,87	117,00	166,00	181,93	713
i_0	kJ/kg	3350,89	3133,26	3029,66	2886,54	12400
i_{2iz}	kJ/kg	3126,80	3022,54	2879,34	2714,91	11744
H_{iz}	kJ/kg	224,09	110,72	150,32	171,63	657
η_{tdi}	%	97,12	93,57	95,21	94,25	95,33
r_f	-	0,1061	0,0607	0,1048	0,0600	0,0861

Tab. 4-2 Shrnutí důležitých parametrů turbíny

Přepoččet skutečného výkonu turbosoustrojí:

Skutečný výkon turbosoustrojí:

$$P_i = P_{iVT} + P_{iNT} = 424,763 + 395,664 = 820,427 \text{ MW}$$

$$P_{sv} = (P_i - Z_m) \cdot \eta_g = (820,427 - 0,500) \cdot 0,987 = 809,27 \text{ MW}_e$$

4.2 Volba profilů a délek lopatek

Cílem této kapitoly je vhodně zvolit profily lopatek pro jednotlivé řady na základě rychlostních trojúhelníků a charakteru proudění v lopatkových mřížích. Závěrem této kapitoly budou podle zvolených profilů určeny skutečné délky oběžných a rozváděcích lopatek.

4.2.1 Rychlostní trojúhelníky

V této části práce již nebude uvažováno čistě rovnotlaké proudění. V praxi se z důvodu menších ztrát a stabilnějšího proudu zavádí mírná reakce. Pára neexpanduje pouze při průchodu v rozváděcí řadě lopatek, ale dochází i k mírné expanzi při průchodu oběžnou řadou lopatek. Po konzultaci ve společnosti Doosan Škoda Power byla tato reakce zvolena 0,03.

4.2.1.1 Použité vzorce

Stupeň reakce na D_p :

$$R_p \quad \text{Voleno}$$

Stupeň reakce na D_s :

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s} \right)^{2 \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p)$$

Obvodová rychlost:

$$\text{- válcové lopatky: } u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60}$$

$$\text{- zkroucené lopatky: } u = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60}$$

Úhel absolutní rychlosti c_1 :

$$\alpha_1 \quad \text{Voleno}$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{iz}}$$

Axiální složka rychlosti c_1 :

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$$

Axiální složka rychlosti w_1 :

$$w_{1a} = c_{1a}$$

Obvodová složka rychlosti c_1 :

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$$

Obvodová složka rychlosti w_1 :

$$w_{1u} = c_{1u} - u$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek:

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2}$$

Úhel relativní rychlosti w_1 :

$$\beta_1 = \arcsin\left(\frac{w_{1a}}{w_1}\right)$$

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky:

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507$$

Úhel relativní rychlosti w_2 :

$$\beta_2 \quad \text{Voleno dle profilů}$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2000 \cdot R_s \cdot h_{iz}}$$

Axiální složka rychlosti w_2 :

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2$$

Axiální složka rychlosti c_2 :

$$c_{2a} = w_{2a}$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Obvodová složka rychlosti w_2 :

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2$$

Obvodová složka rychlosti c_2 :

$$c_{2u} = w_{2u} - u$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek:

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2}$$

Úhel absolutní rychlosti c_2 :

$$\alpha_2 = \arccos\left(\frac{c_{2u}}{c_2}\right)$$

4.2.1.2 Tabulka vypočtených hodnot

Úsek		sekce 1				sekce 2		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
D_p	m	1,075	1,075	1,075	1,075	1,100	1,125	1,125	1,125	1,125	1,150	1,150
D_s	m	1,124	1,135	1,144	1,156	1,176	1,197	1,171	1,18	1,193	1,226	1,244
h_{iz}	kJ/kg	75,29	56,58	57,48	58,52	57,44	60,00	55,12	55,97	54,99	89,97	91,96
Typ lopatek		V	V	V	V	V	V	V	V	V	V	V
φ	-	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971	0,971
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,104	0,119	0,131	0,147	0,137	0,125	0,095	0,107	0,124	0,134	0,153
u	m/s	176,6	178,3	179,7	181,6	184,7	176,7	176,7	176,7	176,7	180,6	180,6
α_1	°	13	14	14	14	16	20	16	16	16	14	17
c_1	m/s	356,6	306,6	306,8	306,7	305,8	314,6	306,6	306,9	301,3	383,3	383,3
c_{1a}	m/s	80,2	74,2	74,2	74,2	84,3	107,6	84,5	84,6	83,1	92,7	112,1
w_{1a}	m/s	80,2	74,2	74,2	74,2	84,3	107,6	84,5	84,6	83,1	92,7	112,1
c_{1u}	m/s	347,4	297,4	297,7	297,6	294,0	295,6	294,7	295,0	289,7	371,9	366,5
w_{1u}	m/s	170,9	119,2	118,0	116,1	109,2	118,9	118,0	118,3	112,9	191,2	185,9
w_1	m/s	188,8	140,4	139,4	137,8	138,0	160,4	145,2	145,5	140,2	212,5	217,0
β_1	°	25,1	31,9	32,2	32,6	37,7	42,1	35,6	35,6	36,3	25,9	31,1
Ψ	-	0,870	0,890	0,890	0,891	0,899	0,897	0,896	0,896	0,897	0,872	0,888
β_2	°	24	28	28	28	28	22	28	28	28	24	28
w_2	m/s	197,3	162,1	165,5	169,6	167,6	181,0	159,2	163,2	163,7	229,5	243,7
w_{2a}	m/s	80,2	76,1	77,7	79,6	78,7	67,8	74,8	76,6	76,9	93,4	114,4
c_{2a}	m/s	80,2	76,1	77,7	79,6	78,7	67,8	74,8	76,6	76,9	93,4	114,4
w_{2u}	m/s	180,2	143,1	146,1	149,7	147,9	167,8	140,6	144,1	144,6	209,7	215,2
c_{2u}	m/s	3,7	-35,2	-33,6	-31,9	-36,8	-8,9	-36,1	-32,6	-32,1	29,0	34,5
c_2	m/s	80,3	83,8	84,6	85,7	86,8	68,4	83,0	83,3	83,3	97,8	119,5
α_2	°	87,4	114,8	113,4	111,8	115,1	97,5	115,8	113,1	112,7	72,7	73,2

Tab. 4-3 Rychlostní trojúhelníky

Pro plynulý průchod páry z jednotlivých stupňů na další, je důležité, aby výstupní úhel absolutní rychlosti lopatek byl okolo 90° . V současném řešení zvolených typů lopatek úhly vychází více než 90° . Je to z důvodu malého výběru typů lopatek, které byly k dispozici.

4.2.2 Profily lopatek

Podle rychlosti proudění v jednotlivých lopatkových mřížích se dané profily dělí na čtyři typy:

A	$0,7 < Ma < 0,9$	podzvukové proudění,
B	$0,9 < Ma < 1,15$	transonické,
C	$1,1 < Ma < 1,3$	nadzvukové,
D	$1,1 < Ma < 1,5$	rozšiřující se Lavalova dýza.

Machova čísla

Rychlost páry na výstupu z lopatkové mříže:

c_1 resp. w_2

Rychlost zvuku:

- přehřátá pára: $a(p; t)$
- mokrá pára: $a(p; x = 0) + x(p; i) \cdot [a(p; x = 1) - a(p; x = 0)]$

Machovo číslo:

$$Ma_1 = \frac{c_1}{a_1},$$

$$Ma_2 = \frac{w_2}{a_2}.$$

Ve všech kontrolovaných místech vychází podzvukové proudění.

Charakteristiky profilů

Délka tětivy profilu:

(b_r) , resp. (b_o)

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Plocha profilu na patním průměru:

$$(S_0)$$

Ohybový průřezový modul profilu:

$$(W_{0min})$$

Optimální poměrná rozteč lopatek:

$$t_{opt} \quad \text{Voleno}$$

Úhel nastavení profilu v lopatkové mříži:

$$\gamma_r = \arccos\left(\frac{B_r}{(b_r)}\right),$$

$$\gamma_o = \arccos\left(\frac{B_o}{(b_o)}\right),$$

$$\text{kde } B = B_r = B_o = 2,5\text{cm.}$$

Počet a rozteč lopatek

Při určování skutečného počtu lopatek dochází k zaokrouhlování směrem nahoru. Počet rozváděcích lopatek se zaokrouhluje na liché číslo. Počet oběžných lopatek se zaokrouhluje na sudé číslo. Toto se dělá, aby se předešlo případné rezonanci, která by mohla vzniknout vlivem úplavů za rozváděcími lopatkami.

Rozteč lopatek:

$$(t'_r) = t_{opt} \cdot (b_r), \quad \text{resp.} \quad (t'_o) = t_{opt} \cdot (b_o).$$

Počet lopatek:

$$(z_r) = \frac{\pi \cdot D_s}{(t'_r)} \cdot \varepsilon, \quad \text{resp.} \quad (z_o) = \frac{\pi \cdot D_s}{(t'_o)}.$$

Skutečná rozteč lopatek:

$$t_r = \frac{\pi \cdot D_s}{(z_r)}, \quad \text{resp.} \quad t_o = \frac{\pi \cdot D_s}{(z_o)}.$$

Úsek		sekce 1				sekce 2	
Stupeň		1	2	3	4	5	6
c_1	m/s	356,58	306,55	306,83	306,75	305,81	314,60
a_1	m/s	628,90	616,65	604,55	592,36	579,94	566,99
Ma_1	-	0,5670	0,4971	0,5075	0,5178	0,5273	0,5549
Označení profilu		S - 90 - 12A	S - 90 - 12A	S - 90 - 12A	S - 90 - 12A	S - 90 - 18A	S - 90 - 18A
rozsah α_1	°	10 až 14	10 až 14	10 až 14	10 až 14	16 až 20	16 až 20
rozsah α_0	°	70 až 120	70 až 120	70 až 120	70 až 120	70 až 120	70 až 120
rozsah t_{opt}	-	0,72 až 0,87	0,72 až 0,87	0,72 až 0,87	0,72 až 0,87	0,70 až 0,80	0,70 až 0,80
(b_r)	cm	6,25	6,25	6,25	6,25	4,71	4,71
(S_0)	cm ²	4,09	4,09	4,09	4,09	2,72	2,72
(W_{0min})	cm ³	0,575	0,575	0,575	0,575	0,333	0,333
t_{opt}	-	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,75
y_r	°	66,42	66,42	66,42	66,42	57,94	57,94
t_r'	mm	50,00	50,00	50,00	50,00	37,68	35,33
(Z_r)	-	71	73	73	73	99	107
(t_r)	mm	49,73	48,85	49,23	49,75	37,32	35,14

Tab. 4-4a Profily rozváděcích lopatek

Úsek		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		7	8	9	10	11
c_1	m/s	306,63	306,93	301,33	383,26	383,27
a_1	m/s	554,57	542,73	530,64	509,29	503,20
Ma_1	-	0,5529	0,5655	0,5679	0,7525	0,7617
Označení profilu		S - 90 - 18A	S - 90 - 18A	S - 90 - 18A	S - 90 - 12A	S - 90 - 18A
rozsah α_1	°	16 až 20	16 až 20	16 až 20	10 až 14	16 až 20
rozsah α_0	°	70 až 120	70 až 120	70 až 120	70 až 120	70 až 120
rozsah t_{opt}	-	0,70 až 0,80	0,70 až 0,80	0,70 až 0,80	0,72 až 0,87	0,70 až 0,80
(b_r)	cm	4,71	4,71	4,71	6,25	4,71
(S_0)	cm ²	2,72	2,72	2,72	4,09	2,72
(W_{0min})	cm ³	0,333	0,333	0,333	0,575	0,333
t_{opt}	-	0,8	0,75	0,75	0,75	0,75
y_r	°	57,94	57,94	57,94	66,42	57,94
t_r'	mm	37,68	35,33	35,33	46,88	35,33
(Z_r)	-	99	105	107	83	111
(t_r)	mm	37,16	35,31	35,03	46,40	35,21

Tab. 4-4b Profily rozváděcích lopatek

Úsek		sekce 1				sekce 2	
Stupeň		1	2	3	4	5	6
w_2	m/s	197,26	162,09	165,47	169,57	167,56	181,00
a_2	m/s	627,91	615,49	603,22	590,78	578,51	565,81
Ma_2	-	0,3142	0,2633	0,2743	0,2870	0,2896	0,3199
Označení profilu		R - 30 - 21A	R - 35 - 25A	R - 35 - 25A	R - 35 - 25A	R - 35 - 25A	R - 35 - 25A
rozsah β_2	°	19 až 24	22 až 28	22 až 28	22 až 28	22 až 28	22 až 28
rozsah β_1	°	25 až 40	30 až 50	30 až 50	30 až 50	30 až 50	30 až 50
rozsah t_{opt}	-	0,58 až 0,68	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65
(b_o)	cm	2,56	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
(S_o)	cm ²	1,85	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
(W_{0min})	cm ³	0,234	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
t_{opt}	-	0,62	0,62	0,62	0,62	0,65	0,6
y_o	°	12,43	10,18	10,18	10,18	10,18	10,18
t_o'	mm	15,87	15,75	15,75	15,75	16,51	15,24
(Z_o)	-	224	228	230	232	224	248
(t_o)	mm	15,76	15,64	15,63	15,65	16,49	15,16

Tab. 4-5a Profily oběžných lopatek

Úsek		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		7	8	9	10	11
w_2	m/s	159,24	163,18	163,75	229,53	243,68
a_2	m/s	553,81	541,77	529,36	507,35	1359,73
Ma_2	-	0,2875	0,3012	0,3093	0,4524	0,1792
Označení profilu		R - 35 - 25A	R - 35 - 25A	R - 35 - 25A	R - 30 - 21A	R - 35 - 25A
rozsah β_2	°	22 až 28	22 až 28	22 až 28	19 až 24	22 až 28
rozsah β_1	°	30 až 50	30 až 50	30 až 50	25 až 40	30 až 50
rozsah t_{opt}	-	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65	0,55 až 0,65	0,58 až 0,68	0,55 až 0,65
(b_o)	cm	2,54	2,54	2,54	2,56	2,54
(S_o)	cm ²	1,62	1,62	1,62	1,85	1,62
(W_{0min})	cm ³	0,168	0,168	0,168	0,234	0,168
t_{opt}	-	0,62	0,6	0,6	0,6	0,6
y_o	°	10,18	10,18	10,18	12,43	10,18
t_o'	mm	15,75	15,24	15,24	15,36	15,24
(Z_o)	-	234	244	246	252	258
(t_o)	mm	15,72	15,19	15,24	15,28	15,15

Tab. 4-5b Profily oběžných lopatek

4.2.3 Parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami

V této části práce je již potřeba znát jednotlivé parametry páry za jednotlivými lopatkovými řadami pro další výpočty. Zjištění těchto parametrů bude za pomoci vyčíslení jednotlivých ztrát.

4.2.3.1 Použité vzorceIzoentropický spád zpracovaný v rozváděcí lopatkové řadě

$$\text{- válcové lopatky: } h_{iz}^{RL} = (1 - R_s) \cdot h_{iz}$$

$$\text{- zkroucené lopatky: } h_{iz}^{RL} = (1 - R_p) \cdot h_{iz}$$

Energetické ztráty v rozváděcí lopatkové řadě:

$$Z^{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz}^{RL}$$

Parametry páry za rozváděcí lopatkovou řadou:

$$\text{Izoentropická entalpie: } i_{1iz}^{RL} = i_0 - h_{iz}^{RL}$$

$$\text{Entalpie: } i_1^{RL} = i_{1iz}^{RL} + Z^{RL}$$

$$\text{Tlak: } p_1^{RL}(i_{1iz}^{RL}; s_0^{RL})$$

$$\text{Teplota: } t_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL})$$

$$\text{Měrný objem: } v_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL})$$

$$\text{Entropie: } s_1^{RL}(p_1^{RL}; i_1^{RL})$$

Izoentropický spád zpracovaný v oběžné lopatkové řadě

$$\text{- válcové lopatky: } h_{iz}^{OL} = R_s \cdot h_{iz}$$

$$\text{- zkroucené lopatky: } h_{iz}^{OL} = R_p \cdot h_{iz}$$

Energetické ztráty v oběžné lopatkové řadě:

$$Z^{OL} = (1 - \psi^2) \cdot \frac{w_1^2}{2000}$$

Parametry páry za oběžnou lopatkovou řadou:

$$\text{Izoentropická entalpie: } i_{2iz}^{OL} = i_1^{RL} - h_{iz}^{OL}$$

$$\text{Entalpie: } i_2^{OL} = i_{2iz}^{OL} + Z^{OL}$$

$$\text{Tlak: } p_2^{OL}(i_{2iz}^{OL}; s_0^{OL})$$

$$\text{Teplota: } t_2^{OL}(p_2^{OL}; i_2^{OL})$$

$$\text{Měrný objem: } v_2^{OL}(p_2^{OL}; i_2^{OL})$$

$$\text{Entropie: } s_2^{OL}(p_2^{OL}; i_2^{OL})$$

4.2.3.2 Tabulka vypočtených hodnot

Úsek		sekce 1				sekce 2		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
h_{iz}	kJ/kg	75,29	56,58	57,48	58,52	57,44	60,00	55,12	55,97	54,99	89,97	91,96
R_p	-	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	-	0,104	0,119	0,131	0,147	0,137	0,125	0,095	0,107	0,124	0,134	0,153
h_{iz}^{RL}	kJ/kg	67,43	49,84	49,92	49,90	49,60	52,49	49,86	49,96	48,15	77,90	77,90
Z^{RL}	kJ/kg	3,85	2,85	2,85	2,85	2,83	3,00	2,85	2,86	2,75	4,45	4,45
i_{1iz}^{RL}	kJ/kg	3283	3236	3186	3135	3084	3030	2980	2933	2886	2809	2729
i_1^{RL}	kJ/kg	3287	3239	3189	3138	3086	3033	2983	2936	2889	2813	2733
p_1^{RL}	MPa	18,87	15,58	12,82	10,43	8,39	6,63	5,25	4,15	3,26	2,18	1,38
t_1^{RL}	°C	509,5	478,6	447,7	416,3	384,6	352,1	321,5	292,8	264,8	220,9	194,3
v_1^{RL}	m ³ /kg	0,016	0,019	0,022	0,026	0,031	0,038	0,046	0,055	0,067	0,093	0,139
s_1^{RL}	kJ/kgK	6,23	6,24	6,25	6,26	6,27	6,28	6,29	6,30	6,32	6,33	6,36
h_{iz}^{OL}	kJ/kg	7,86	6,74	7,55	8,62	7,85	7,51	5,26	6,01	6,83	12,07	14,06
Z^{OL}	kJ/kg	4,32	2,05	2,02	1,96	1,82	2,52	2,08	2,09	1,92	5,42	4,96
i_{2iz}^{OL}	kJ/kg	3279	3232	3181	3130	3079	3026	2977	2930	2882	2801	2719
i_2^{OL}	kJ/kg	3284	3234	3184	3132	3080	3028	2979	2932	2884	2806	2724
p_2^{OL}	MPa	18,39	15,23	12,48	10,11	8,15	6,44	5,14	4,04	3,16	2,05	1,28
t_2^{OL}	°C	506,3	475,3	443,9	412,0	380,7	348,6	319,2	290,1	261,6	216,1	190,9
v_2^{OL}	m ³ /kg	0,017	0,019	0,023	0,027	0,032	0,039	0,047	0,057	0,069	0,098	0,149
s_2^{OL}	kJ/kgK	6,23	6,24	6,25	6,26	6,27	6,28	6,29	6,31	6,32	6,35	6,37

Tab. 4-6 Parametry páry mezi jednotlivými řadami

4.2.4 Délky lopatek

Délky lopatek již byly určeny v předešlé kapitole. Pro výpočet délek oběžných lopatek byla využita nejdříve rovnice kontinuity.

Skutečná délka rozváděcí lopatky:

$$L_{RL} = L_p.$$

Jedná se velikost její výstupní hrany. Vstupní hrana je volena stejná. Některé lopatky jsou z důvodu plynulosti průtočného kanálu voleny pod určitým sklonem.

Délka vstupní hrany oběžné lopatky:

$$L'_{OL1} = \frac{\dot{m} \cdot v_1^{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot c_{1a}}$$

Skutečná délka vstupní hrany oběžné lopatky:

$$L_{OL1} = L_{RL} + \Delta,$$

kde $\Delta = 2\text{mm}$.

Kontrola úhlu α_1 podle skutečné délky L_{OL1} :

$$c'_{1a} = \frac{\dot{m} \cdot v_1^{RL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot L_{OL1}}$$

$$\alpha'_1 = \arcsin \frac{c'_{1a}}{c_1}$$

Délka výstupní hrany oběžné lopatky:

$$L'_{OL2} = \frac{\dot{m} \cdot v_2^{OL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot w_{2a}}$$

Skutečná délka výstupní hrany oběžné lopatky:

$$L_{OL2} = L_{OL1}$$

Kontrola úhlu β_2 podle skutečné délky L_{OL2} :

$$w'_{2a} = \frac{\dot{m} \cdot v_2^{OL}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot \varepsilon \cdot L_{OL2}}$$

$$\beta'_2 = \arcsin \frac{w'_{2a}}{w_2}$$

Úsek		sekce 1				sekce 2		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
L_{RL}	mm	49	60	69	81	76	72	46	55	68	76	94
L_{OL1}'	mm	49,77	62,29	72,28	84,47	79,78	74,23	47,07	56,50	69,23	77,71	94,84
L_{OL1}	mm	51	62	71	83	78	74	48	57	70	78	96
c'_{1a}	m/s	78,27	74,51	75,57	75,53	86,22	107,94	82,87	83,86	82,14	92,37	110,71
α'_1	°	12,68	14,07	14,26	14,25	16,38	20,07	15,68	15,86	15,82	13,95	16,79
L_{OL2}'	mm	50,92	61,89	70,63	80,84	87,65	120,88	54,24	63,82	76,79	81,37	99,40
L_{OL2}	mm	51	62	71	83	78	74	48	57	70	78	96
w'_{2a}	m/s	80,11	75,97	77,28	77,54	88,40	110,76	84,47	85,77	84,33	97,39	118,45
β'_2	°	23,96	27,95	27,84	27,21	31,84	37,73	32,04	31,71	31,00	25,11	29,09

Tab. 4-7 Délky lopatek

4.3 Pevnostní výpočet

Tato kapitola je rozdělena na dvě hlavní části. Nejdříve budou zkontrolovány oběžné lopatky a budou zvoleny a zkontrolovány jejich závěsy. Dále budou zkontrolována rozváděcí kola.

4.3.1 Namáhání oběžných lopatek

4.3.1.1 Oběžné lopatky

Přepočet charakteristik profilů podle skutečné šířky oběžné lopatky B_0 :

Délka tětiny profilu:

$$b_0 = \frac{B_0}{\cos \gamma_0}$$

Plocha profilu na patním průměru:

$$S_0 = (S_0) \cdot \left(\frac{B_0}{25}\right)^2$$

Ohybový průřezový modul profilu:

$$W_{0\min} = (W_{0\min}) \cdot \left(\frac{B_0}{25}\right)^3$$

Skutečný počet a rozteč lopatek

Rozteč lopatek:

$$(t'_0) = t_{\text{opt}} \cdot b_0$$

Skutečná rozteč lopatek:

$$(z_0) = \frac{\pi \cdot D_s}{(t'_0)}$$

Skutečná rozteč lopatek:

$$t_0 = \frac{\pi \cdot D_s}{(z_0)}$$

Namáhání ohybem

Krouticí moment na jednu lopatku:

$$M_k = \frac{P_{ST}}{\omega} \cdot \frac{1}{z'_0},$$

$$\text{kde } z'_0 = z_0 \cdot \varepsilon.$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Obvodová síla na jednu lopatku:

$$- \text{ válcové lopatky: } F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_s},$$

$$- \text{ zkroucené lopatky: } F_u = \frac{2 \cdot M_k}{D_p}.$$

Ohybový moment na jednu lopatku:

$$M_o = F_u \cdot \frac{L_{OL}}{2}$$

Napětí v ohybu:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_{omin}}$$

Dovolené napětí v ohybu:

$$\sigma_{oDOV} = 20 \text{MPa} \quad \text{pro řadové stupně,}$$

$$\sigma_{oDOV} = 18 \text{MPa} \quad \text{pro každý stupeň před odběrem,}$$

$$\sigma_{oDOV} = 16 \text{MPa} \quad \text{pro regulační a poslední stupeň.}$$

Namáhání tahem

Hmotnost listu lopatky:

$$m_L = \rho_{ocel} \cdot S_0 \cdot L_{OL},$$

$$\text{kde } \rho_{ocel} = 7850 \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}.$$

Odstředivá síla listu lopatky:

$$O_L = m_L \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2,$$

$$\text{kde } \omega' = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot 1,1}{60} \text{ - uvažováno o 10\% navýšení otáček.}$$

Hmotnost jedné bandáže:

$$m_b = \rho_{ocel} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D_b}{z_0} \cdot b_b \right) \cdot v_b,$$

$$\text{kde } b_b = B_0,$$

$$D_b = D_s + L_{OL} + v_b.$$

Odstředivá síla jedné bandáže:

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2$$

Odstředivá síla na jednu lopatku:

$$O_{(l+b)} = O_L + O_b$$

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{O_{(L+b)}}{S_0} \cdot k$$

Celkové napětí

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t$$

Celkové napětí musí být menší než σ_{DOV} . To závisí na volbě materiálu. Rozhodujícím faktorem je ještě teplota, které bude daný materiál vystaven. Povrchová teplota lopatek bude uvažována o 50°C nižší než je teplota páry.

$$t_p^{OL} = t_1^{RL} - 50$$

Úsek		sekce 1				sekce 2	
Stupeň		1	2	3	4	5	6
D_p	m	1,075	1,075	1,075	1,075	1,100	1,125
D_s	m	1,124	1,135	1,144	1,156	1,176	1,197
L_{OL}	mm	51	62	71	83	78	74
B_o	mm	75	75	80	90	80	80
b_o	mm	76,8	76,2	81,3	91,4	81,3	81,3
S_o	cm ²	16,65	14,58	16,59	21,00	16,59	16,59
W_{0min}	cm ³	6,32	4,54	5,51	7,84	5,51	5,51
t_0'	mm	47,6	46,5	49,6	55,8	52,0	48,0
z_0	-	76	78	74	66	72	80
t_0	mm	46,46	45,71	48,57	55,03	51,31	47,01
P_{ST}	kW	50867	38751	39662	40654	36276	37824
z_0'	-	76	78	74	66	72	80
M_k	Nm	2130,4	1581,4	1706,0	1960,7	1603,7	1505,0
F_u	N	3790,8	2786,6	2982,6	3392,2	2727,4	2514,6
M_o	Nm	96,7	86,4	105,9	140,8	106,4	93,0
σ_o	MPa	15,3	19,0	19,2	18,0	19,3	16,9
σ_{oDOV}	MPa	16	20	20	18	20	18
m_L	kg	0,67	0,71	0,92	1,37	1,02	0,96
Σm_L	kg	50,66	55,35	68,42	90,28	73,13	77,09
O_L	N	44738	48092	63157	94424	71325	68876
b	mm	75	75	80	90	80	80
v_b	mm	6	6	6	6	6	6
D_b	m	1,181	1,203	1,221	1,245	1,260	1,277
m_b	kg	0,17	0,17	0,20	0,25	0,21	0,19
Σm_b	kg	13,11	13,35	14,45	16,58	14,92	15,12
O_b	N	12161	12295	14240	18675	15586	14408
$O_{(L+b)}$	N	56899	60387	77398	113099	86911	83284
k	-	1	1	1	1	1	1
σ_t	MPa	34,2	41,4	46,7	53,9	52,4	50,2
σ_c	MPa	64,8	79,5	85,1	89,8	91,0	84,0
t_p^{OL}	°C	459,5	428,6	397,7	366,3	334,6	302,1
Materiál		X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1
σ_{DOV}	MPa	287	310	336	352	368	382

Tab. 4-8a Namáhání oběžných lopatek

Úsek		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		7	8	9	10	11
D_p	m	1,125	1,125	1,125	1,150	1,150
D_s	m	1,171	1,180	1,193	1,226	1,244
L_{OL}	mm	48	57	70	78	96
B_o	mm	40	40	50	50	70
b_o	mm	40,6	40,6	50,8	51,2	71,1
S_o	cm ²	4,15	4,15	6,48	7,40	12,70
W_{0min}	cm ³	0,69	0,69	1,34	1,87	3,69
t_0'	mm	24,8	24,0	30,0	30,0	42,0
z_0	-	150	156	126	130	94
t_0	mm	24,53	23,76	29,75	29,63	41,58
P_{ST}	kW	13553	13944	13784	21423	22075
z_0'	-	150	156	126	130	94
M_k	Nm	287,6	284,5	348,2	524,6	747,5
F_u	N	491,2	482,2	583,8	855,7	1201,8
M_o	Nm	11,8	13,7	20,4	33,4	57,7
σ_o	MPa	17,1	20,0	15,2	17,8	15,6
σ_{oDOV}	MPa	20	20	18	20	16
m_L	kg	0,16	0,19	0,36	0,45	0,96
Σm_L	kg	23,44	28,95	44,87	58,90	89,97
O_L	N	10926	13075	25365	33170	71096
b	mm	40	40	50	50	70
v_b	mm	6	6	6	6	6
D_b	m	1,225	1,243	1,269	1,310	1,346
m_b	kg	0,05	0,05	0,07	0,07	0,15
Σm_b	kg	7,25	7,36	9,39	9,69	13,94
O_b	N	3536	3500	5646	5832	11920
$O_{(L+b)}$	N	14462	16575	31011	39001	83017
k	-	1	1	1	1	1
σ_t	MPa	34,9	40,0	47,9	52,7	65,4
σ_c	MPa	69,1	79,9	78,3	88,4	96,6
t_p^{OL}	°C	271,5	242,8	214,8	170,9	144,3
Materiál		X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1	X22CrMoV 12-1
σ_{DOV}	MPa	186	186	186	186	186

Tab. 4-8b Namáhání oběžných lopatek

4.3.1.2 Závěsy oběžných lopatek

Při návrhu závěsů bylo vycházeno ze skutečných závěsů, které využívá firma Doosan Škoda Power. Vlivem velkých odstředivých sil jsou veškeré závěsy voleny jako vidličkové. Liší se pouze v počtech a tloušťce jednotlivých prstů.

Použité vzorce

Těžištní průměr závěsu:

$$D_{Tz} = D_p - 2 \cdot t_1$$

Těžištní rozteč závěsu:

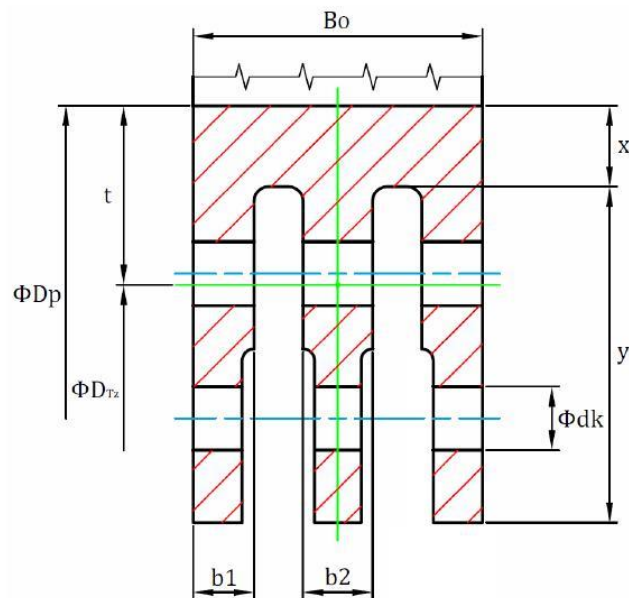
$$t_T = \frac{\pi \cdot D_{Tz}}{z_0}$$

Hmotnost závěsu:

$$m_z = \rho_{ocel} \cdot S_z \cdot t_T$$

Odstředivá síla závěsu:

$$O_z = m_z \cdot \frac{D_{Tz}}{2} \cdot \omega^2$$



Obr. 15 Vidličkový závěs [5]

Celková odstředivá síla na jednu lopatku:

$$O_{celk} = O_L + O_b + O_z$$

Vidličkový závěs

Plocha závěsu namáhaná tahem:

$$A_\sigma = (t_T - d_k) \cdot (2 \cdot b_1 + b_2)$$

Plocha kolíku namáhaná smykem:

$$A_{\tau k} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \cdot n_v \cdot n_k$$

Plocha kolíku namáhaná otláčením:

$$A_{pk} = d_k \cdot (2 \cdot b_1 + b_2)$$

Katedra energetických strojů a zařízení

Bc. Václav Waldmann

Namáhání závěsu tahem:

$$\sigma = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{\sigma}} < \sigma_{\text{DOV}}$$

Namáhání kolíku smykem:

$$\tau_k = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{\tau k}} < \tau_{\text{DOV}} = 0,65 \cdot \sigma_{\text{DOV}}$$

Namáhání kolíku na otláčení:

$$p_{ko} = \frac{O_{\text{celk}}}{A_{pk}} < p_{\text{DOV}} = 1,5 \cdot \sigma_{\text{DOV}}$$

Úsek		sekce 1				sekce 2		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
B _o	mm	75	75	80	90	80	80	40	40	50	50	70
x	mm	15	15	15	15	15	15	12	12	12	12	15
y	mm	70	70	70	70	70	70	55	55	55	55	70
b ₁	mm	9	9	9	9	9	9	11,5	11,5	8	8	9
b ₂	mm	14	14	14	14	14	14	11,5	11,5	13	13	14
d _k	mm	8,0	8,0	8,0	9,0	8,0	8,0	7,0	7,0	9,0	9,0	12,5
t	mm	36,4	36,4	36,4	36,4	36,4	36,4	20,4	20,4	28,6	28,6	36,4
S _Z	mm ²	4085	4085	4085	4085	4085	4085	1606	1606	2211	2211	4085
D _p	mm	1075	1075	1075	1075	1100	1125	1125	1125	1125	1150	1150
D _{Tz}	mm	1002	1002	1002	1002	1027	1052	1084	1084	1068	1093	1077
t _T	mm	41,4	40,4	42,6	47,7	44,8	41,3	22,7	21,8	26,6	26,4	36,0
m _z	kg	1,33	1,29	1,36	1,53	1,44	1,33	0,29	0,28	0,46	0,46	1,15
Σm _z	kg	101,0	101,0	101,0	101,0	103,5	106,0	42,9	42,9	58,2	59,6	108,5
O _z	N	79512	77473	81661	91559	88168	83261	18533	17820	29466	29912	74267
O _{celk}	kN	136,4	137,9	159,1	204,7	175,1	166,5	33,0	34,4	60,5	68,9	157,3
m _{celk}	kg	164,7	169,7	183,8	207,8	191,5	198,2	73,6	79,3	112,5	128,2	212,4
A _σ	mm ²	1538	1489	158	1781	1694	1533	361	341	511	505	1081
nv	-	4	4	4	4	4	4	2	2	3	3	4
nk	-	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
A _{Tk}	mm ²	804	804	804	1018	804	804	308	308	763	763	1963
A _{pk}	mm ²	368	368	368	414	368	368	161	161	261	261	575
σ	MPa	88,7	92,6	100,1	114,9	103,4	108,6	91,3	100,8	118,3	136,5	145,5
σ_{DOV}	MPa	287,0	310,0	336,0	352,0	368,0	382,0	186,0	186,0	186,0	186,0	186,0
τ_k	MPa	169,6	171,4	197,8	201,1	217,7	207,1	107,2	111,7	79,2	90,3	80,1
τ_{DOV}	MPa	186,6	201,5	218,4	228,8	239,2	248,3	120,9	120,9	120,9	120,9	120,9
p	MPa	370,7	374,6	432,2	494,3	475,8	452,6	204,9	213,6	231,7	264,0	273,5
p_{DOV}	MPa	430,5	465,0	504,0	528,0	552,0	573,0	279,0	279,0	279,0	279,0	279,0

Tab. 4-9 Závěsy oběžných lopatek

4.3.2 Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kola jsou horizontálně půlené desky, jejichž pevnost snižují vložené lopatky. Vlivem expanze páry při průchodu skrz rozváděcí kola je tlak před rozváděcím kolem vyšší než tlak za rozváděcím kolem. Toto způsobuje ohybové namáhání a průhyb rozváděcího kola.

4.3.2.1 Rozváděcí kola

Použité vzorce

Maximální napětí:

$$\sigma_{\max} = \varphi_{RK} \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h_{RK}^2},$$

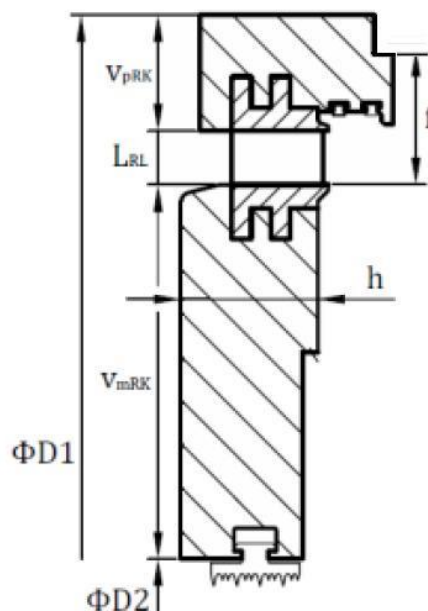
$$\text{kde } \Delta p = p_0 - p_1^{RL}.$$

Maximální průhyb:

$$y_{\max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h_{RK}^3}$$

$$t_p^{RK} = t_0 - 50$$

$$y_{DOV} = 0,002 \cdot R$$



Obr. 16 Rozváděcí kolo [3]

Úsek		sekce 1				sekce 2	
Stupeň		1	2	3	4	5	6
L_{RL}	mm	49	60	69	81	76	72
V_{pRK}	mm	50	50	50	50	50	50
V_{mRK}	mm	119	119	119	119	131,5	144
D_1	m	1,273	1,295	1,313	1,337	1,352	1,369
D_2	m	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837
φ	-	1,2	1,215	1,23	1,245	1,255	1,26
μ	-	0,62	0,63	0,64	0,65	0,66	0,67
E	MPa	182000	190000	191000	192000	197000	200000
Δp	MPa	4,53	2,81	2,41	2,05	1,71	1,51
R	mm	636,5	647,5	656,5	668,5	676	684,5
h	mm	135	110	105	105	100	95
σ_{\max}	MPa	120,89	118,25	115,91	103,29	98,19	98,85
t_p^{RK}	°C	497,80	456,88	425,98	394,53	362,52	331,39
materiál		X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1
σ_{DOV}	MPa	123	179	198	207	210	215
y_{\max}	mm	1,030	1,230	1,296	1,195	1,198	1,296
y_{DOV}	mm	1,273	1,295	1,313	1,337	1,352	1,369

Tab. 4-10a Namáhání rozváděcích kol

Úsek		sekce 3			sekce 4	
Stupeň		7	8	9	10	11
L_{RL}	mm	46	55	68	76	94
V_{pRK}	mm	50	50	50	50	50
V_{mRK}	mm	144	144	144	156,5	156,5
D_1	m	1,317	1,335	1,361	1,402	1,438
D_2	m	0,837	0,837	0,837	0,837	0,837
φ	-	1,23	1,245	1,26	1,265	1,9
μ	-	0,64	0,65	0,67	0,68	0,7
E	MPa	202000	204000	207000	210000	213000
Δp	MPa	1,19	0,99	0,78	0,98	0,67
R	mm	658,5	667,5	680,5	701	719
h	mm	85	80	75	85	75
σ_{max}	MPa	87,66	85,50	81,15	84,25	117,67
t_p^{RK}	°C	299,12	270,26	241,01	212,48	166,19
materiál		X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoV Nb9-1	X10CrMoVN b9-1	X10CrMoV Nb9-1
σ_{DOV}	MPa	218	220	225	230	240
y_{max}	mm	1,152	1,219	1,287	1,247	1,403
y_{DOV}	mm	1,317	1,335	1,361	1,402	1,438

Tab. 4-10b Namáhání rozváděcích kol

4.4 Kritické otáčky rotoru

Pro zabránění případné havárie rotoru z důvodu shodných nebo velice podobných nominálních otáček s otáčkami, které vybudí vlastní frekvenci rotorové soustavy, kontrolujeme, v jaké oblasti se nacházejí kritické otáčky rotoru. Když by turbína byla provozována v oblasti kritických otáček, došlo by k rozvibrování celé soustavy, které by vedlo k jejímu zničení. Podle vzájemné velikosti kritických a provozních otáček, dělíme rotory na dvě skupiny:

- tuhé rotory $n_{kr} > n_{prov}$,
- elastické rotory $n_{kr} < n_{prov}$.

Obecně se kritické otáčky pohybují v oblasti 0,6 až 0,7 otáček nominálních. V přepočtu se jedná o otáčky 1800 až 2100 min^{-1} . Pro určení kritických otáček využijeme následující vztah:

$$n_{kr} = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L}\right)^2}{\sqrt{G}} = 1848 \text{ min}^{-1}.$$

$$\frac{n_{kr}}{n_{prov}} \cdot 100 = 61,6 \%$$

5 Návrh a MKP vnitřního VT tělesa

Závěrem této práce je návržení a vymodelování vnitřního VT tělesa a jeho pevnostní výpočet. Model byl vytvořen v programu Catia. Pro samotné MKP modelu byl využit program Workbench 12.5.

5.1 Návrh vnitřního VT tělesa

Pro 3D návrh byl využit podélný řez vnitřního VT tělesa. Při tvorbě návrhu bylo potřeba zohlednit určité faktory. Mezi tyto faktory patřilo určení počtu vstupů ostré páry do VT tělesa, určení výšky příruby pro šrouby, vyvedení tlaku za prvním kolem, vyvedení odběru z vnitřního VT tělesa, uložení vnitřního VT tělesa ve vnějším VT tělese.

Pro určení počtu vstupů do vnitřního VT tělesa, bylo potřeba zohlednit, aby část páry, která obtéká vnitřní VT těleso, měla co nejvíce prostoru a co nejméně překážek. Nakonec byla zvolena koncepce se dvěma vstupy. Jeden vstup ve spodní polovině a druhý v horní polovině tělesa. Pro výpočet potřebného průměru vstupního potrubí byl využit následující vzorec:

$$D = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{m} \cdot v}{\pi \cdot w \cdot n}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 780,84 \cdot 0,0137}{\pi \cdot 50 \cdot 2}} = 369 \text{ mm} \rightarrow \text{VOLÍM DN450,}$$

kde \dot{m} = hmotnostní průtok do vnitřního VT tělesa,

v = měrný objem páry,

w = rychlost páry; voleno $50 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$,

n = počet vstupních potrubí.

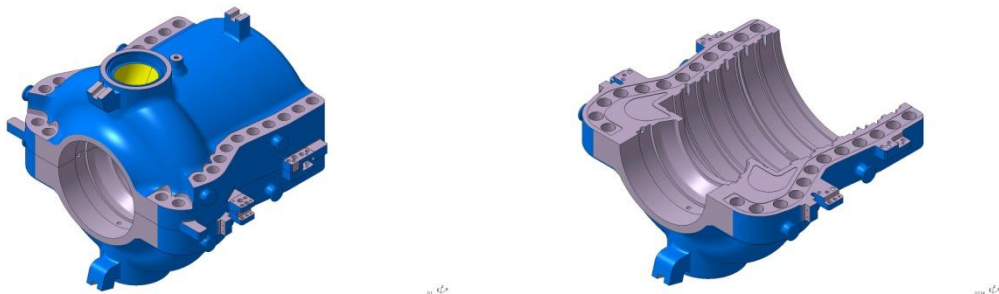
Pro určení velikosti příruby pro šrouby byl využit osvědčený způsob, který mi byl doporučen ve firmě Doosan Škoda Power. Těleso bylo rozkresleno v kritickém místě v příčném řezu. Zde byla vytvořena kružnice, jejíž střed byl o 50 mm níže než střed vnitřní stěny vnitřního VT tělesa. Vytvořená kružnice byla velikosti, která byla rovna výšce vnitřního VT tělesa v daném místě v podélném řezu. Poté byly vedeny kolmice do takové výšky, kde matice šroubů by již nevnikaly do původního tělesa. Takto byla zjištěna potřebná výška příruby pro šrouby.

Dalším krokem bylo potřeba vymyslet řešení měření tlaku za prvním oběžným kolem. Toto měření je důležité z důvodu např. garančního měření. Díky koncepci dvou vstupů nebylo možné toto měření vyvést kolmo vzhůru, protože v tomto místě je příruba vstupního potrubí.

Další možností bylo vyvedení měření pod úhlem z boku tělesa. Od tohoto řešení bylo upuštěno z důvodu montáže, kde běžně docházelo při demontáži a zvedání vnějšího tělesa ke zničení měřicího kanálu, protože se zapomněl demontovat před samotným zvedáním tělesa. Nakonec bylo zvoleno řešení, kde na tělese bude nálietek a za pomoci dvou kolmých a jedné šikmé díry je tento tlak vyveden kolmo nahoru.

Jako další krok bylo řešeno vyvedení odběru pro VTO3. Jelikož mezi rozváděcími koly nebylo dostatek prostoru pro potřebné množství páry, je proto na dolní polovině tělesa nalita kapsa, ze které je odebírána pára. Toto provedení má výhodu, že není potřeba nijak posunovat rozváděcí kola a tím zvětšovat ložiskovou vzdálenost turbíny.

Dalším krokem bylo navržení uložení tělesa ve vnějším VT tělese. Zároveň bylo potřeba zvolit místo tak, aby se nekrylo s umístěním závěsných čepů, které slouží pro manipulaci s tělesem. Tyto dva prvky bylo potřeba vhodně zkombinovat. Nakonec nejlepší řešení byl návrh zadní patky jako jednodílné a přední patka byla rozdělena na dvě části. První část pro zajištění axiálního uložení a druhá část, která sedí na patkách vnějšího VT tělesa. Mezi těmito částmi je nalit závěsný čep. Pro radiální uložení tělesa jsou nalita ramena, která jsou umístěna tak, aby co nejméně bránila průtoku páry.



Obr. 17 Model vnitřního VT tělesa

5.2 MKP vnitřního VT tělesa

Jak již bylo zmíněno dříve, MKP výpočet byl proveden v programu Workbench 12.5. Jako vstupní model sloužil model vnitřního VT tělesa. Pro samotné potřeby výpočtu muselo dojít k zjednodušení modelu, aby výpočet netrval dlouho a zároveň nebyl náročný na výpočetní techniku.

Prvním krokem bylo zjednodušení spojení horní a dolní poloviny vnitřního VT tělesa, aby se těleso chovalo jako jeden celek. Jelikož je těleso osově symetrické, této vlastnosti bylo využito a pro samotný výpočet byla využita pouze jedna polovina tělesa. Dále byly odstraněny otvory sloužící pro uložení rozváděcích kol v tělese a zároveň všechny závity, které se na tělese nacházely. Na závěr zjednodušení byl odstraněn otvor pro měření tlaku za prvním kolem. Tento otvor vzhledem ke své velikosti nijak neovlivňoval tuhost tělesa.

Druhým krokem bylo samotné síťování tělesa. Síťování probíhalo ve stejném programu jako samotný výpočet.

Ve třetím kroku byly nastaveny tlaky, které působí na těleso. K tomuto účelu posloužily tlaky z tabulky tab. 4-1.

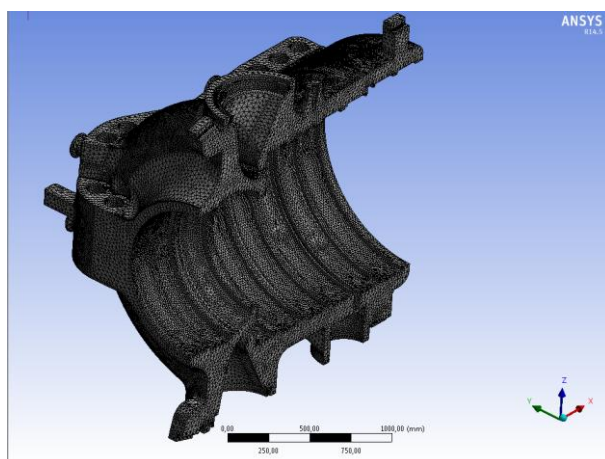
Čtvrtým krokem byly vytvořeny silové náhrady za rozváděcí kola a vnitřní ucpávku. Jelikož při samotném výpočtu těleso tyto prvky neobsahuje, jejich vliv byl přepočítán na síly, které v daných místech působí na těleso. Jelikož pro samotný výpočet byla využita pouze polovina tělesa, bylo potřeba použít i poloviční hodnoty silových náhrad. Jedinou výjimkou bylo první rozváděcí kolo. Kde silová náhrada od tohoto kola vzhledem k jeho uložení je rozdělena na dvě místa. Z tohoto důvodu je velikost této síly rozdělena na dvě. Přehled těchto silových náhrad je shrnut v Tab. 5-1.

Kolo		RK1		RK2		RK3		RK4	
Pozice		Před kolem	Za kolem	Před kolem	Za kolem	Před kolem	Za kolem	Před kolem	Za kolem
D_{RK}	mm	1383	1343	1403	1363	1423	1383	1443	1403
D_{tot}	mm	862	862	750	750	750	750	750	750
p	MPa	23,40	18,39	18,39	15,23	15,23	12,48	12,48	10,11
S_{RK}	mm ²	918637	832997	1104198	1017302	1148589	1060436	1193608	1104198
F_{RK}	kN	21496	15317	20304	15490	17489	13233	14894	11159
F_{RKcelk}	kN	6179		4814		4256		3735	
$F_{RKcelk1/2}$	kN	3089		2407		2128		1868	
F_{RK1}	kN	1545							

Tab. 5-1a Silové náhrady od rozváděcích kol a ucpávky

Kolo		RK5		RK6		Vnitřní ucpávka	
Pozice		Před kolem	Za kolem	Před kolem	Za kolem	Před uc.	Za uc.
D_{RK}	mm	1503	1463	1503	1463	1071	1006
D_{tot}	mm	750	750	750	750	750	750
p	MPa	10,11	8,15	8,15	6,44	23,40	6,44
S_{RK}	mm ²	1332435	1239255	1332435	1239255	459097	353065
F_{RK}	kN	13466	10094	10853	7978	10743	2273
F_{RKcelk}	kN	3372		2876		8470	
$F_{RKcelk1/2}$	kN	1686		1438		4235	

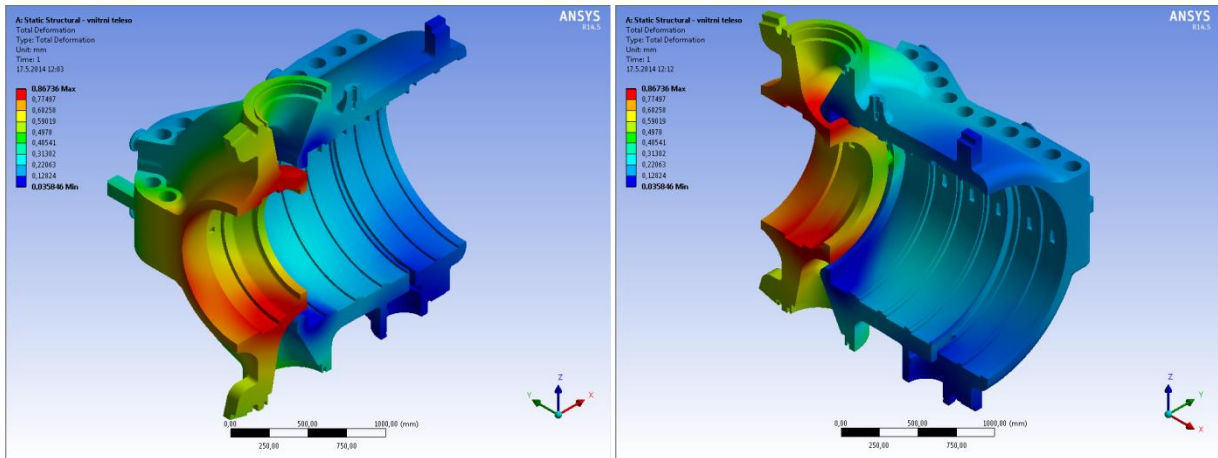
Tab. 5-1b Silové náhrady od rozváděcích kol a ucpávky



Obr. 18 Výpočtová síť

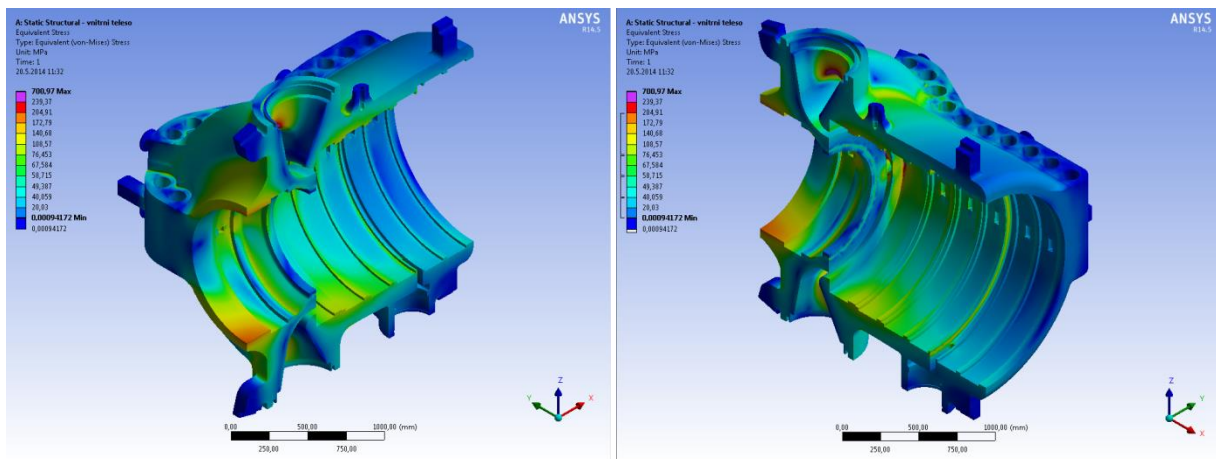
Na obr. 19 a obr. 20 je výsledek MKP zkoušky. Na obr. 19 jsou barevně odstupňovány deformace materiálu, které vzniknou vlivem vysokého tlaku a teploty admisní páry. Největší deformace jsou v horní části vstupním kanálu. Jejich hodnota je 0,87 mm. Dochází zde k rozevírání kanálu. Toto rozevírání by vedlo k částečné deformaci rozváděcích lopatek prvního stupně. V praxi jsou tyto lopatky dimenzovány, aby určité tepelné posunutí vydržely. Pro eliminaci tohoto posuvu by bylo potřeba v tomto kritickém místě vytvořit žebro. Došlo by

tak k lokálnímu zpevnění materiálu. Toto řešení by ale vytvářelo velké lokální napětí, které by mohlo způsobit iniciaci trhlin a vést k poškození vnitřního tělesa.



Obr. 19 Celkové deformace

Na obr. 20 je výsledek celkového napětí, které působí na těleso. Největšího maxima nabývá v oblasti vstupního kanálu v dělicí rovině, kde bylo využito krčku. Tento krček slouží pro propojení vstupního kanálu. Pára takto může vstupovat v celém obvodu na rozváděcí lopatky. Tento krček způsobuje eliminaci tepelné dilatace v tomto místě. Toto vede ke vzniku velkého lokálního napětí. Další zvýšené napětí vzniká v uložení rozváděcích kol, kde vlivem rozdílu tlaků vznikají obrovské síly. Tato vzniklá napětí nepřekračují dovolené napětí materiálu.



Obr. 20 Celkové napětí

6 Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navržení kondenzační parní turbíny pro super kritický vodní reaktor IV. generace. Celá tato práce byla rozdělena na čtyři hlavní části a to tepelný výpočet, návrh průtočné části turbíny, pevnostní výpočet lopatek, návrh a MKP vnitřního VT tělesa. Dalším cílem bylo vytvoření podélného řezu VT dílu.

Během návrhu tepelného výpočtu byl popsán postup tepelného výpočtu turbíny, který byl zakončen návrhem regenerace tepelného cyklu. Tato regenerace byla složena ze třech vysokotlakých ohříváků, jednoho odplyňovaku s napájecí nádrží a čtyřech nízkotlakých ohříváků. Celkový tepelný výkon reaktoru byl rozdělen na dvě turbosoustrojí. Tyto turbosoustrojí se točí rychlostí 3000 ot/min a skládají se z jednoho VT dílu a dvou NT dílů.

Dalším krokem byl návrh průtočné částí VT tělesa. Průtočná část byla zvolena v koncepci „optiflow“, kde hlavní proud páry byl po expanzi ve vnitřním tělese rozdělen na dva proudy. Jeden pokračuje dále v expanzi a druhý obteče vnitřní těleso a pokračuje dále v expanzi. Během tohoto návrhu byla zanedbána tlaková ztráta přeprůhledním, tudíž délky lopatek ve dvouprouté části turbíny jsou stejné. V praxi by se ale tato ztráta musela zahrnout a lopatky by na straně pro přeprůhlednou páru byly o něco delší. Turbína je složena z 16 kolových stupňů (6 kolových stupňů v jednoproudém provedení a 5 kolových stupňů ve dvouproutém provedení). Celkový skutečný výkon turbosoustrojí je 809,27 MWe.

Po návrhu délek lopatek následoval návrh a pevnostní kontrola závěsů lopatek. V celé turbíně byl využit jeden typ závěsu a to vidličkový závěs. Liší se od sebe pouze velikostí a počtem prstů.

Další kapitola byla zaměřena na návrh vnitřního VT tělesa a jeho MKP výpočet. Vlivem tepelné dilatace vnitřního tělesa v oblasti vstupního kanálu, bude namáhán první rozváděcí stupeň nejen silou vlivem tlakového rozdílu před a za rozváděcím kolem, ale také od těchto posuvů. V praxi je první rozváděcí kolo na tyto změny stavěné a zohledňují se při jeho návrhu.

Seznam použité literatury

- [1] Tsiklauri, Georgi; Talbert, Robert; Schmitt, Bruce; Filippov, Gennady; Bogoyavlensky, Roald; Grishanin, Evgenei (2005). Supercritical steam cycle for nuclear power plant. *Nuclear Engineering and Design*.
- [2] MacDonald, Philip; Buongiorno, Jacopo; Davis, Cliff; Witt, Robert (2003), *Feasibility Study of Supercritical Light Water Cooled Reactors for Electric Power Production - Progress Report for Work Through September 2003 - 2nd Annual Report and 8th Quarterly Report*.
- [3] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína: *Tepelný a pevnostní výpočet*. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007, 107 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.
- [4] Bečvář, Josef; Král, Václav. *Tepelné turbíny*. Praha : SNTL, 1968. - 544 s.
- [5] Kubiš, Zdeněk. *Protitlaká parní turbína*, diplomová práce. Brno, 2013.
- [6] <http://www.inl.gov/research/supercritical-water-cooled-reactor/>

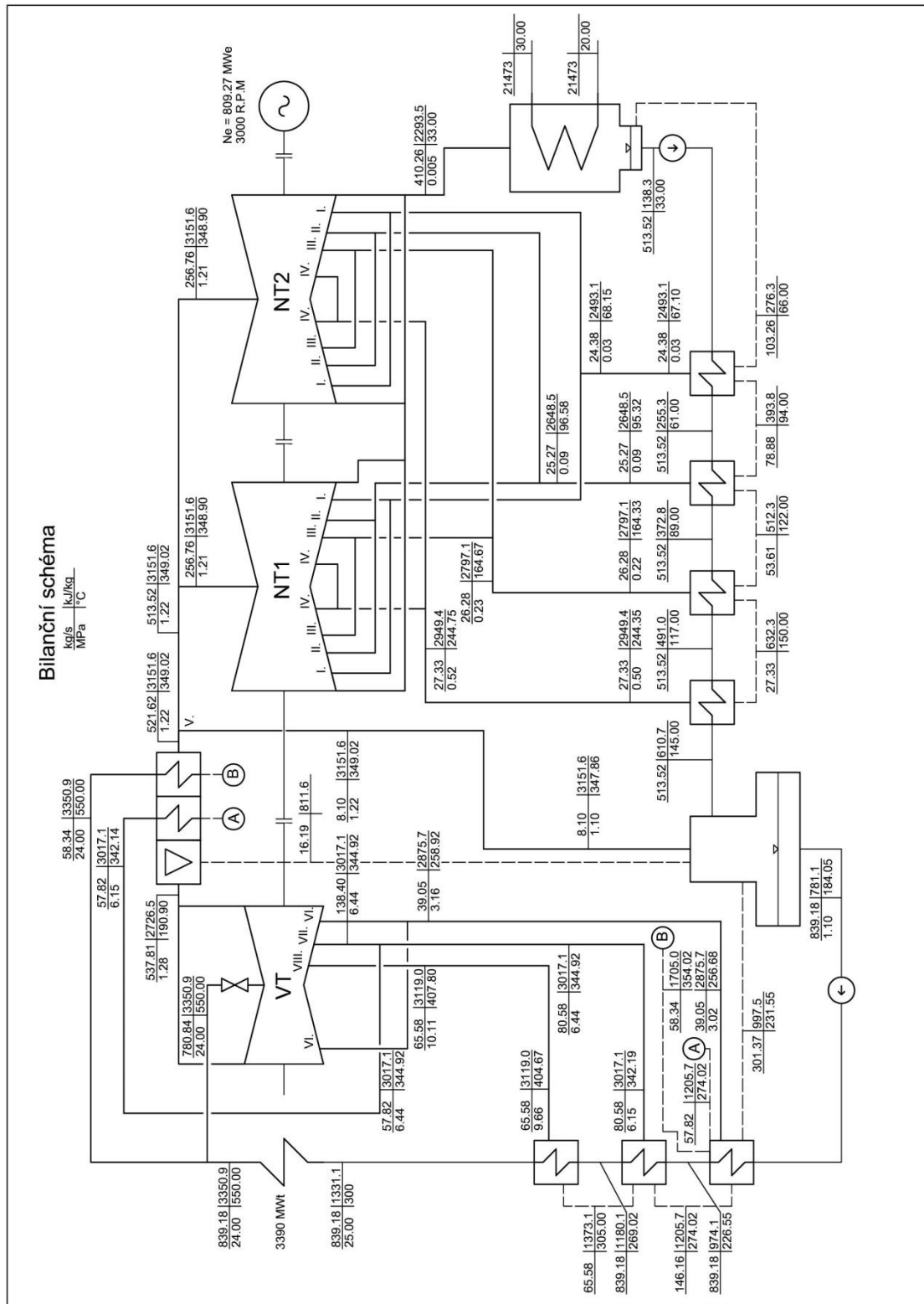
Seznam příloh

Příloha č. 1: Bilanční schéma

Příloha č. 2: Náhled výkresu turbíny.

Příloha č. 3: Výkres A1_0 – podélný řez (Parní turbína VT díl)

Příloha č. 1: Bilanční schéma



Příloha č. 2: Náhled výkresu turbíny.

