

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Retrofit parní turbíny 120 MW

Autor: Bc. Martin Janeček

Vedoucí práce: Dr. Ing. Jaroslav Synáč

Akademický rok 2019/2020

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ**

Katedra energetických strojů a zařízení

Akad. rok: 2019/2020

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Jméno a příjmení:	Bc. Martin Janeček
Rodné číslo:	940401/1826
Studijní program:	N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor:	Stavba energetických strojů a zařízení
Téma práce:	Retrofit parní turbíny 120 MW
Zadávací katedra:	Katedra energetických strojů a zařízení

Zásady pro vypracování

Navrhněte retrofit kondenzační parní turbíny o jmenovitém výkonu 120 MW. Turbínu navrhněte jednotělesovou, bez přihřívání, s regenerací a s axiálním výstupem do kondenzátoru. Před nízkotlakým ohřívákem je (proti směru toku kondenzátu) předřazen chladič procesní vody. Pracovní otáčky turbíny jsou 3000 1/min.

1. Navrhněte tepelný oběh parní turbíny včetně regenerace pro provoz se jmenovitým výkonem 120 a 90 MW.
2. Navrhněte průtočnou část parní turbíny s kolovými stupni.
3. Proveďte ověření pevnostního dimenzování průtočné části.
4. Zpracujte konstrukční návrh (podélný řez) parní turbíny.

Rozsah diplomové práce: **50 – 70 stran**
Rozsah grafických prací **tepelné schéma oběhu parní turbíny, podélný řez parní turbíny**
Forma zpracování diplomové práce: **tištěná/elektronická**

Seznam doporučené literatury:

[1] ŠČEGLAJEV, A. V Parní turbíny: SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1983

[2] ŠKOPEK, Jan. Tepelné turbíny a turbokompresory: Západočeská univerzita v Plzni, 2010, ISBN 978-80-7043-862-6

[3] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína- Tepelný a pevnostní výpočet: Západočeská univerzita v Plzni 2003, ISBN 80-7043-256-X

Vedoucí diplomové práce: **Dr. Ing. Jaroslav Synáč**
Katedra energetických strojů

Konzultant diplomové práce: **Ing. Karel Richtř**
Doosan Škoda Power

Datum zadání diplomové práce:

Termín odevzdání diplomové práce:

L.S.

děkan

vedoucí katedry

V Plzni dne 31. října 2019

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou 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

Poděkování

Rád bych tímto poděkoval Ing. Karlu Richtrovi za vstřícnost při konzultacích a radách při tvorbě bakalářské práce. Dále bych také rád poděkoval vedoucímu práce Dr. Ing. Jaroslavu Synáčovi a firmě Doosan Škoda Power.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Janeček	Jméno Martin		
STUDIJNÍ OBOR	2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení“			
VEDOUcí PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Dr. Ing. Synáč	Jméno Jaroslav		
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Retrofit parní turbíny 120 MW			

FAKULTA	Strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2020
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	80	TEXTOVÁ ČÁST	71	GRAFICKÁ ČÁST	9
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

<p>STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Cílem této diplomové práce je navrhnout retrofit jednotělesové parní turbíny s axiálním výstupem do kondenzátoru. Navrhnout průtočnou část. Provést ověření pevnostního dimenzování průtočné části a rotoru. Zpracovat podélný řez parní turbíny.</p>
<p>KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p>ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>Parní turbína, regenerace, Rankine-Clausiusův pevnostní výpočet,</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Janeček	Name Martin	
FIELD OF STUDY	2302T013 Design of Power Machines and Equipment “		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Dr. Ing. Synáč	Name Jaroslav	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Retrofit of a steam turbine 120 MW		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2020
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	80	TEXT PART	71	GRAPHICAL PART	9
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	The goal of this diploma thesis is to design retrofit of a single body steam turbine with axial exit to the condenser. To design flow section and perform strength analysis.
KEY WORDS	Steam turbine, regeneration, Rankine-Clausius cycle, strength analysis

Obsah

Úvod	12
1 Retrofit parní turbíny	13
2 Zadané parametry	14
3 Tepelný výpočet turbíny	14
3.1 Určení tepelného spádu turbíny	14
3.2 Vstupní parametry páry do turbíny	15
3.3 Parametry páry na výstupu z turbíny	15
3.4 Výpočet regenerace	17
3.4.1 Ohřátí kondenzátu kondenzátním čerpadlem	18
3.4.2 Zvýšení tlaku v napájecím čerpadle	18
3.4.3 Nízkotlaký ohřívák NTO	19
3.4.4 Chladič procesní vody	20
3.4.5 Napájecí nádrž a systém odplynění	21
3.4.6 Sestavení bilančních rovnic	22
3.4.7 Výpočet hmotnostního průtoku páry na vstupu do turbíny	23
3.5 Shrnutí výsledků tepelného výpočtu	25
4 Konstrukční návrh průtočné části turbíny	25
4.1 Orientační stanovení počtu stupňů	25
4.2 Výpočet rozměrů průtočné části	26
4.3 Lopatkový plán	33
4.4 Výpočet rychlostních trojúhelníků	33
4.5 Volba profilů lopatek	38
4.5.1 Volba profilů rozváděcích lopatek	39
4.5.2 Volba profilů oběžných lopatek	40
5 Pevnostní výpočet	42
5.1 Volba materiálu	42
5.2 Namáhání oběžných lopatek	42
5.3 Namáhání ohybem	43
5.4 Namáhání tahem	45
5.5 Celkové namáhání oběžných lopatek	46
5.6 Závěsy oběžných lopatek	48
5.6.1 Závěs typu T	49

5.6.2	Vidličkový závěs	52
5.7	Namáhání rozváděcích kol	55
5.8	Namáhání rozváděcích lopatek.....	57
5.9	Dimenzování průměru potrubí.....	60
6	Návrh základních rozměrů rotoru	61
6.1	Stanovení kritických otáček.....	62
7	Ložiska parní turbíny	62
7.1	Výpočet radiálního (nosného) ložiska	62
7.1.1	Reakce od hmotnosti	62
7.1.2	Reakce od parciálního ostříku	63
7.1.3	Výsledná reakce v ložiscích	63
7.1.4	Kontrola rozměrů ložisek	64
7.2	Výpočet axiálního (opěrného) ložiska.....	64
7.2.1	Stanovení celkové axiální síly.....	64
7.2.2	Rozměry axiálního ložiska	66
8	Bilance výkonu a stanovení účinnosti	67
8.1	Tepelná účinnost při jmenovitém výkonu (120 MW)	67
8.2	Tepelná účinnost při sníženém výkonu (90 MW)	68
9	Závěr	69
10	Seznam použitých zdrojů	70

Přehled použitých zkratk a symbolů

Přehled zkratk

K	kotel	NN	napájecí nádrž
KOND	kondenzátor	NTO	nízkotlaký ohřívák
P.O.	procesní odběr	CH	chladič procesní vody
NČ	napájecí čerpadlo	KČ	kondenzátní čerpadlo
G	generátor	VT	vysokotlaký
NT	nízkotlaký	GO	generální oprava
RL	rozdávěcí lopatka	OL	oběžná lopatka
RK	rozdávěcí kolo		

Přehled symbolů

Značka	Název	Jednotky
\dot{m}	Hmotnostní průtok	$[kg/s]$
p	Tlak	$[bar, MPa]$
t, T	Teplota	$[^{\circ}C]$
P	Výkon	$[kW]$
n	Otáčky	$[1/min]$
i	Entalpie	$[kJ/kg]$
v	Měrný objem	$[m^3/kg]$
s	Entropie	$[kJ/kg \cdot K]$
n	Otáčky	$[1/min]$
α	Poměrný průtok	$[-]$
η	Účinnost	$[-]$
r_f	Reheat faktor	$[1/min]$
h	Entalpický spád	$[kJ/kg]$
x	Suchost	$[%]$
Q	Teplo	$[kW]$
d, D	Průměr	$[m]$
$R_{s,p}$	Reakce	$[-]$
c	Absolutní rychlost	$[m/s]$
w	Relativní rychlost	$[m/s]$
u	Obvodová rychlost	$[m/s]$
a	Rychlost zvuku	$[m/s]$
ω	Úhlová rychlost	$[m/s]$
ε	Parciálnost	$[-]$
η	Účinnost	$[-]$
Ma	Machovo číslo	$[-]$
φ	Rychlostní ztrátový součinitel RL	$[-]$
ψ	Rychlostní ztrátový součinitel OL	$[-]$
L	Délka lopatky	$[mm]$

b	Délka tětiny	[mm]
b, B	Šířka	[mm]
S, A	Plocha	[mm^2]
W_o	Průřezový modul v ohybu	[mm^3]
$t_{opt,OL,RL}$	Rozteč	[mm]
z	Počet lopatek	[–]
M_o	Ohybový moment	[Nm]
σ	Normálové napětí	[MPa]
τ	Smykové napětí	[MPa]
m, G	Hmotnost	[kg]
O	Odstředivá síla	[N]
E	Youngův modul pružnosti	[MPa]
R	Poloměr	[m]
L_b	Ložisková vzdálenost	[mm]
F	Síla	[N]
y_{max}	Maximální průhyb	[mm]

Úvod

Cílem této diplomové práce je provést retrofit jednotělesové parní turbíny s axiálním výstupem do kondenzátoru. Pod pojmem retrofit si je možné představit různě rozsáhlou výměnu kritických komponent turbíny s cílem nejen prodloužení životnosti. Tato práce se zabývá návrhem technických a konstrukčních komponent projektu. Skutečný projekt však obsahuje více dalších kategorií, jako například harmonogram prací, ekonomické parametry a jiné.

Práce je rozdělena do několika částí. V té první bude představen plánovaný rozsah modernizace turbíny a očekávaný dopad této modernizace jak do obnovení životnosti, tak do zvýšení účinnosti celého cyklu.

Ve druhé kapitole jsou zadány parametry turbíny a to jak výkon turbíny, vstupní teploty a tlaky, tak i například počet regeneračních ohříváků.

Třetí kapitola se zabývá základním tepelným výpočtem. Výsledky této kapitoly jsou stavebním kamenem pro výpočet průtočné části.

Ve čtvrté kapitole je proveden konstrukční návrh průtočné části. Jsou stanoveny základní rozměry, jako patní průměr a délka lopatky, které jsou vyobrazeny na lopatkovém plánu. Pro každý stupeň jsou vypočteny rychlostní trojúhelníky. Dále jsou zvoleny profily rozváděcích a oběžných lopatek.

Pátá kapitola je zaměřena na pevnostní výpočet průtočné části. Jsou zvoleny vhodné šířky lopatek pro dané namáhání. Dále je proveden pevnostní výpočet pro závěsy lopatek a rozváděcí kola. Je ověřeno, že závěsy i listy lopatek vyhovují pevnostním požadavkům. Rozměry z této kapitoly jsou použity pro tvorbu podélného řezu turbíny.

V šesté kapitole je uskutečněn konstrukční návrh rotoru a tvorba jeho 3D modelu. Je stanovena celková hmotnost rotoru a určeny kritické otáčky.

Další kapitola je zaměřena na výpočet a kontrolu ložisek turbíny. Jsou dimenzována axiální (opěrná) ložiska, stejně tak radiální (nosná) ložiska.

V poslední kapitole je vypočten konečný výkon turbíny a je stanovena tepelná a termodynamická účinnost cyklu. Toto je provedeno pro dva různé provozní stavy (120 MW a 90 MW). Výsledky této kapitoly by měly být použity k bilancování přínosu retrofitu.

1 Retrofit parní turbíny

Parní turbína je konstruována tak, aby její životnost dosahovala až 100 000 hodin. Během této doby jsou naplánovány pravidelné servisní úkony, které zajišťují bezpečný chod stroje. Mezi tyto servisní úkony většího rozsahu je řazena generální oprava (GO) a to buď malá, nebo velká. Harmonogram těchto oprav je stanoven výrobcem turbíny.

Rozsah malé GO je dva až čtyři týdny. Tělesa turbíny jsou otevírána, jen pokud je to nezbytně nutné. Je provedena například vizuální endoskopická prohlídka, kontrola lopatek posledního nízkotlakého stupně, inspekce ventilů, olejového hospodářství a ložisek a mnoho jiných úkonů.

Velká GO zpravidla trvá čtyři až osm týdnů, a zahrnuje veškeré aktivity prováděné během malé GO. Jsou však otevřena všechna tělesa turbíny a je provedena inspekce všech lopatek. Je provedena komplexní kontrola generátoru a spojek.

S ohledem na pokroky ve vývoji parních turbíny je možné nad rámec velké generální opravy uvažovat také o provedení retrofitu. Retrofit je možné provést buď po vyčerpání životnosti stroje, nebo během velké GO, za podmínky, že je možné nabídnout modernější řešení stroje zákazníkovi.

Mezi cíle retrofitu je možné řadit:

1. Zvýšení termodynamické účinnosti
2. Obnovení životnosti stroje
3. Realizace požadavků na vyvedení odběrů páry pro různé technologické, či teplofikační potřeby

Rozsah retrofitu	Cíle Retrofitu		
	1.	2.	3.
Výměna rozváděcích kol	vhodné	nestačí	nestačí
Výměna nadbandážových těsnění	vhodné	nestačí	nestačí
Výměna průtočné části (rozdávěcí kola, lopatky, rotor)	vhodné	vhodné jen částečně	zpravidla nestačí
Výměna těles turbíny	vhodné	vhodné	vhodné

Tabulka 1: Možné rozsahy retrofitu

Zadáním této práce je navrhnout novou průtočnou část. Původní těleso turbíny je tak zachováno. Tím je zachována i pozice vyvedení odběrů a dimenze potrubí, s čímž je nutné počítat při konstrukčním návrhu průtočné části.

Poznátky v této kapitole byly převzaty ze zdroje [1]

2 Zadané parametry

Proveďte retrofit jedno tělesové kondenzační parní turbíny o jmenovitém výkonu 120 MW. Navrhněte průtočnou část do stávajících vnějších těles a ložiskových stojanů. Před nízkotlakým ohřívákem je (proti směru toku kondenzátu) předřazen chladič procesní vody. Pracovní otáčky turbíny jsou 3000 ot/min.

Požadovaný elektrický výkon:	P_{el}	=	120; 90	[MW]
Admisní tlak páry:	p_a	=	88	[bar]
Admisní teplota páry:	t_a	=	498	[°C]
Teplota napájecí vody na vstupu do kotle:	t_{nv}	=	150,6	[°C]
Tlak na výstupu do kondenzátoru:	p_k	=	0,12	[bar]
Tlak do procesu	p_p	=	30	[bar]
Množství páry do procesu	m_p	=	22	[t/h]
Výkon chladiče procesní vody	P_{chv}	=	7,2	[MWt]
Počet regeneračních ohříváků	i_{reg}	=	2	(včetně odplynováku)
Pracovní otáčky turbíny	n	=	3000	[1/min]

Ze zadání je patrné že turbína bude mít dva regenerační odběry. Konkrétně se jedná o odběr pro nízkotlaký regenerační ohřívák (NTO) a o odběr pro napájecí nádrž s odplyněním. Dále je zařazen odběr do procesu, který je vyveden při tlaku 30 bar.

Chladič procesní vody o tepelném výkonu 7,2 MWt pak předává teplo kondenzátu a ohřívá jej.

3 Tepelný výpočet turbíny

Cílem této kapitoly je učet průběh expanze v turbíně. Je stanoveno množství admisní páry, tak aby bylo dosaženo požadovaného elektrického výkonu. Z výpočtu je možné získat základní představu o průtocích páry jednotlivými procesními a regeneračními odběry.

Výpočet byl realizován pomocí programu Microsoft Excel 2016 s doplňkem XSteam.tables. Tento doplněk obsahuje tabulky parametrů vody a páry. Metodika výpočtu byla převzata ze zdroje [2] [3]

3.1 Určení tepelného spádu turbíny

Prvním krokem při tepelném výpočtu turbíny je stanovení celkového tepelného spádu turbíny. Určujícími parametry pro tento výpočet je vstupní tlak a teplota páry, ale také tlak na výstupu do kondenzátoru.

3.2 Vstupní parametry páry do turbíny

Pára před samotným vstupem do turbíny prochází přes soustavu rychlozávěrného a regulačního ventilu. Je proto nutné parametry páry ponížít o ztráty v těchto ventilech. Tlakovou ztrátu ve ventilech nelze určit výpočtem, ale je volena dle zkušeností. Ve ventilech dochází ke škrcení páry, což je izentalpický děj. Díky tomu lze určit ostatní parametry páry za soustavou ventilů.

Parametry páry před regulačním a rychlozávěrným ventilem

Tlak admisní páry $p_a = 88 \text{ [bar]}$
Teplota admisní páry $t_a = 498 \text{ [}^\circ\text{C]}$

Z těchto parametrů lze určit entalpii a entropii:

$$i_a = f(p_a; t_a) = 3384,7 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.1)$$

$$s_a = f(p_a; t_a) = 6,6663 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.2)$$

Po zvolení tlakové ztráty lze spočítat tlak na výstupu ze soustavy ventilů.

Zvolená tlaková ztráta $\Delta p_z = 3 \text{ [%]}$

$$p_0 = p_a \cdot \left(1 - \frac{\Delta p_z}{100}\right) = 85,36 \text{ [bar]} \quad (3.3)$$

Parametry páry na vstupu do turbíny jsou pak určeny:

$$i_0 = i_a = 3384,7 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.4)$$

$$t_0 = f(p_0; i_0) = 496,72 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.5)$$

$$v_0 = f(p_0; i_0) = 0,0387 \text{ [m}^3\text{/kg]} \quad (3.6)$$

$$s_0 = f(p_0; i_0) = 6,679 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.7)$$

3.3 Parametry páry na výstupu z turbíny

Koncový bod expanze v turbíně je určen tlakem na výstupu do kondenzátoru $p_k = 0,12 \text{ [bar]}$. Při známosti průběhu expanze v i - s diagramu lze určit následující parametry.

Entalpie páry na výstupu z turbíny při izentropické expanzi

$$i_{2,iz} = f(p_k; s_0) = 2136,89 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.8)$$

Izentropický tepelný spád

$$h_{iz} = i_0 - i_{2,iz} = 3384,7 - 2136,89 = 1247,8 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.9)$$

Pro určení skutečného tepelného spádu je nejprve nutné odhadnout vnitřní termodynamickou účinnost. V tomto případě je účinnost zvolena v souladu s literaturou:

$$\eta_{tdi} = 0,87 \text{ [-]} \quad (3.10)$$

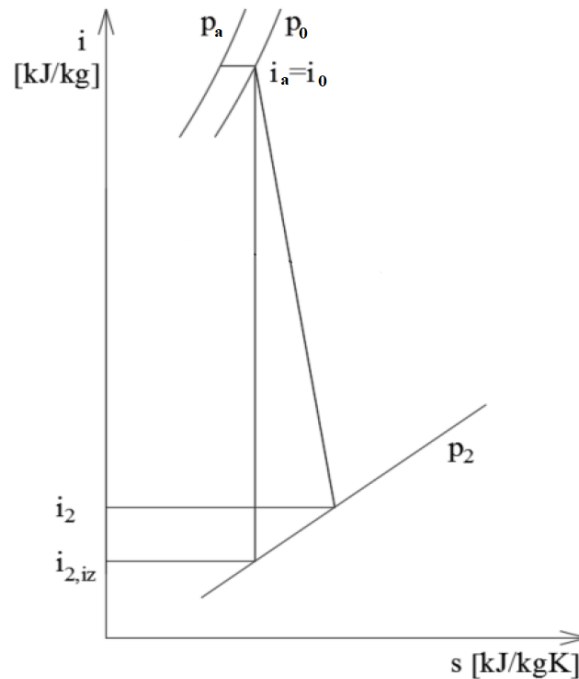
Skutečný tepelný spád:

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = 1085,59 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.11)$$

Entalpie a entropie na výstupu z turbíny:

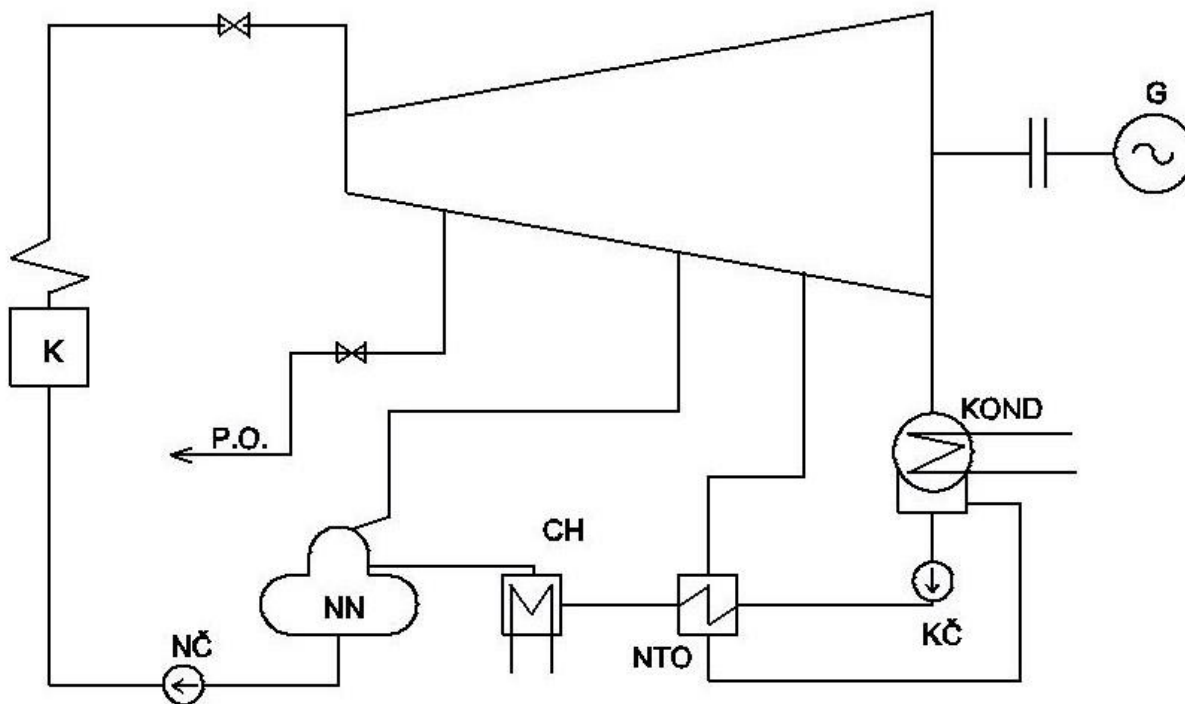
$$i_2 = i_0 - h = 2299 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.12)$$

$$s_2 = f(p_k; i_2) = 7,18 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{K]} \quad (3.13)$$



Obrázek 1: Expanzní křivka i-s diagram

Dalším krokem pro tepelný výpočet turbíny je sestavení zjednodušeného tepelného schématu. To je tvořeno turbínou a kotlem, ale také regeneračními ohříváky, napájecí nádrží s odplyněním, systémem čerpadel a dalšími.



Obrázek 2: Tepelné schéma cyklu

K	Kotel	KOND	Kondenzátor
G	Generátor	KČ	Kondenzátní čerpadlo
NTO	Nízkotlaký ohřívák	CH	Chladič procesní vody
P.O.	Procesní odběr	NN	Napájecí nádrž
NČ	Napájecí čerpadlo		

3.4 Výpočet regenerace

Regenerace neboli regenerační ohřev napájecí vody je jeden ze způsobů zvyšování tepelné účinnosti turbíny. Ohřev hlavního kondenzátu a napájecí vody je uskutečněn částí páry odebírané během expanze z turbíny. Pára je vedena z odběru turbíny do regeneračních ohříváků, kde kondenzuje a předá teplo hlavnímu kondenzátu, nebo napájecí vodě. V této kapitole byly použity vztahy z literatury [4]

3.4.1 Tepelná bilance kondenzátoru

Tlak v kondenzátoru je znám ze zadání $p_k = 0,12$ [bar]. V kondenzátoru dochází ke změně skupenství. Pára zde kondenzuje za stálého tlaku a teploty. Proto můžeme uvažovat, že tlak na výstupu z turbíny odpovídá tlaku syté páry.

Teplota kondenzátu odpovídá teplotě sytosti při tlaku p_k

$$t_k = f(p_k) = 49,4 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.14)$$

$$i_k = f(p_k; x = 0) = 206,91 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.15)$$

3.4.2 Ohřátí kondenzátu kondenzátním čerpadlem

Úkolem kondenzátního čerpadla je zvýšení tlaku kondenzátu na úroveň tlaku v napájecí nádrži. Prací kondenzátního čerpadla dochází k ohřátí kondenzátu, toto ohřátí lze ze zkušeností odhadnout, jako $\Delta t_{K\check{C}} = 0,1 \text{ [}^\circ\text{C]}$.

Tlak v napájecí nádrži byl v pozdějších výpočtech stanoven tak, aby odpovídal tlaku odběru.

$$p_{NN} = 4,77 \text{ [bar]} \quad (3.16)$$

Teplota a entalpie kondenzátu je poté určena

$$t'_k = t_k + \Delta t_{K\check{C}} = 49,52 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.17)$$

$$i'_k = f(p_{NN}; t'_k) = 207,71 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.18)$$

3.4.3 Zvýšení tlaku v napájecím čerpadle

Teplota napájecí vody na vstupu do kotle je známa ze zadání $t_{NV} = 158,9 \text{ [}^\circ\text{C]}$. Tlak ve výtlaku z napájecího čerpadla tlaku admisní páry navýšenému o tlakovou ztrátu kotle. Tlaková ztráta kotle je v tomto případě odhadnuta na 25%.

$$p_{NV} = 1,25 \cdot p_a = 110 \text{ [bar]} \quad (3.19)$$

Entalpie napájecí vody na vstupu do kotle je pak:

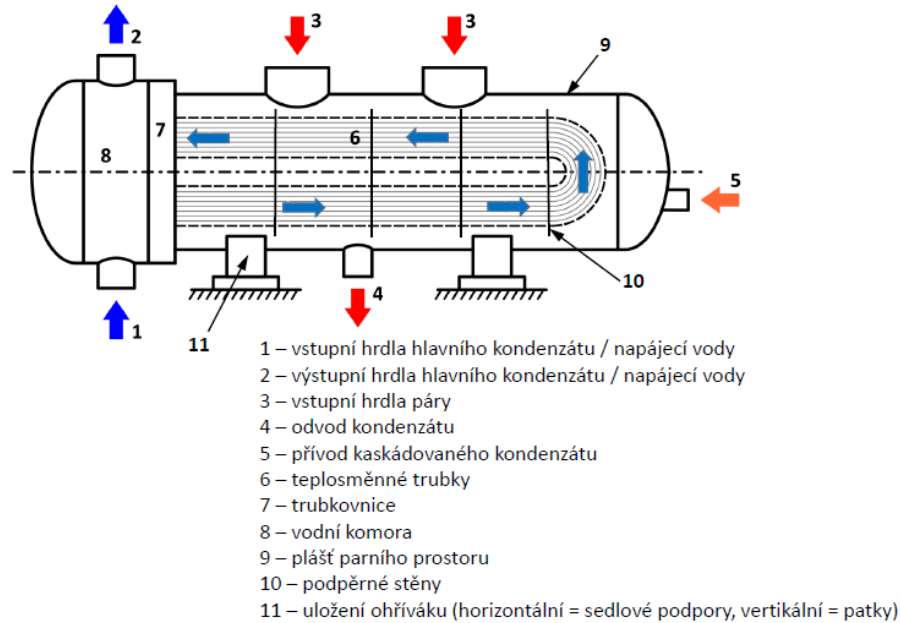
$$i_{NV} = f(p_{NV}; t_{NV}) = 641,38 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.20)$$

Nyní je patrné, o kolik regenerační soustava a chladič procesní vody ohřejí hlavní kondenzát nebo napájecí vodu.

$$\Delta t_{reg} = t_{NV} - t_k = 101,18 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.21)$$

3.4.4 Nízkotlaký ohřívák NTO

Nízkotlaký ohřívák NTO je povrchový výměník tepla. Je tvořen vodní komorou, trubkovým svazkem, trubkovnicí a pláštěm. Odebraná pára z turbíny kondenzuje na teplosměnném povrchu trubkového svazku a předá tak teplo hlavnímu kondenzátu, který proudí uvnitř teplosměnných trubek. Zkondenzovaná pára je poté kaskádována do vany kondenzátoru.



Obrázek 3: Konstrukční schéma NTO

Na základě zkušeností bylo rozhodnuto, že v NTO dojde k ohřátí hlavního kondenzátu $\Delta t_{NTO} = 60$ [°C]. Dojde tak k ohřátí na teplotu

$$t_{vout} = t'_k + \Delta t_{NTO} = 109,52$$
 [°C] (3.22)

K této teplotě je nutné přičíst koncový rozdíl teplot v ohříváku $\delta_{NTO} = 3$ [°C]. Teplota kondenzující páry je pak

$$t_{pin} = t_{vout} + \delta_{NTO} = 112,52$$
 [°C] (3.23)

Tlak páry v ohříváku odpovídá tlaku sytosti, po přičtení tlakové ztráty v odběru, v tomto případě uvažována 3%, získáme skutečný tlak odebírané páry z turbíny.

$$p_{ohr} = f(t_{pin}; x = 1) = 1,56$$
 [bar] (3.24)

$$p_{odbr} = 1,03 \cdot p_{ohr} = 1,61$$
 [bar] (3.25)

Po iteraci byl tlak v odběru upraven tak, aby odpovídal skutečnému tlaku za stupněm, následně je nutné přepočítat všechny hodnoty.

	Teploty vody vstup / výstup [°C]	Teplota páry / kondenzátu [°C]	Tlak v odběru [bar]
	t_{vin}	t_{pin}	$p_{ohr.}$
	t_{vout}	t_{kout}	$p_{odbr.}$
KČ	49,42		
	49,52		
NTO	49,52	117,65	1,84
	114,65	117,65	1,90

Tabulka 2: Teplota a tlak odebírané páry pro NTO

Nyní lze určit adiabatickou entalpii odebírané páry

$$i_{odb.ad} = f(p_{odbr}; s_0) = 2521,9 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.26)$$

Skutečná entalpie páry v odběru

$$i_{odb.skut} = i_0 - (i_0 - i_{odb.ad}) \cdot \eta_{tdi} = 2634,06 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.27)$$

Entalpie hlavního kondenzátu na výstupu z NTO

$$i_{vout} = f(p_{NN}; t_{vout}) = 478,40 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.28)$$

Entalpie zkondenzované páry

$$i_{pout} = f(p_{ohr}; x = 0) = 490,90 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.29)$$

3.4.5 Chladič procesní vody

Chladič procesní vody předá tepelnou energii hlavnímu kondenzátu.

Tepelný výkon je zadán $P_{chv} = 7,2 \text{ [MWt]}$

Při znalosti hmotnostního toku hlavního kondenzátu, který byl později vypočten v rovnici (3.43) jako $\dot{m} = 123,03 \text{ [kg/s]}$, je možné určit předaný entalpický spád v chladiči.

$$h_{chv} = \frac{P_{chv}}{\dot{m}} = 58,52 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.30)$$

Entalpie a teplota hlavního kondenzátu na výstupu z chladiče

$$i_{vout} = i_{vin} + h_{chv} = 536,92 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.31)$$

$$t_{vout} = f(p_{NN}; i_{vout}) = 127,76 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.32)$$

3.4.6 Napájecí nádrž a systém odplynění

Napájecí nádrž je velkoobjemová tlaková nádoba, která je vybavena systémem odplynění. Její hlavní funkcí je akumulace napájecí vody pro kotel. Průtok napájecí vody kotlem musí být vždy zaručen. Pokud by teplosměnné trubky kotle nebyly vnitřně chlazeny, došlo by k jejich poškození vlivem teplotního namáhání. Její další funkcí je odplynění přiváděného kondenzátu z nízkotlaké regenerace. Hlavní důvod odplynění je snaha odstranit především rozpuštěný kyslík, který při styku s ocelí působí korozivně. Poslední a neméně důležitou funkcí napájecí nádrže je ohřev napájecí vody. Napájecí nádrž je totiž směšovací výměník a jako taková tvoří jeden ze stupňů regenerace

Jak již bylo zmíněno v rovnici (3.16) tlak v napájecí nádrži je $p_{NN} = 4,92 \text{ [bar]}$. Přičtením tlakové ztráty v odběru je určen skutečný tlak odebírané páry.

$$p_{odbr} = 1,03 \cdot p_{NN} = 4,77 \text{ [bar]} \quad (3.33)$$

Jelikož je napájecí nádrž směšovací výměník, je koncový rozdíl teplot v ohříváku roven nule. Platí tedy, že teplota páry je teplotou sytosti při daném tlaku:

$$t_{pin} = t_{pout} = t_{vout} = f(p_{NN}; x = 1) = 150,10 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (3.34)$$

Adiabatická entalpie odebírané páry

$$i_{odb.ad} = f(p_{odbr}; s_0) = 2685,26 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.35)$$

Skutečná entalpie odebírané páry

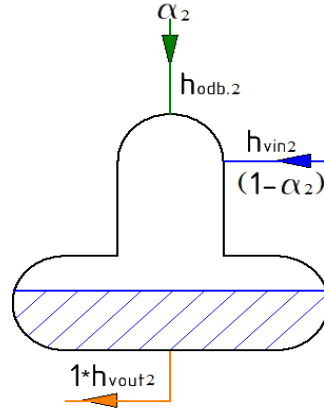
$$i_{odb.skut} = i_0 - (i_0 - i_{odb.ad}) \cdot \eta_{tdi} = 2776,18 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.36)$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z napájecí nádrže je stejná jako entalpie zkondenzované páry

$$i_{vout} = i_{pout} = f(t_{vout}; x = 0) = 632,7 \text{ [kJ/kg]} \quad (3.37)$$

3.4.7 Sestavení bilančních rovnic

Pro určení průtoku páry turbínou je nutné sestavit pro každý výměník bilanční rovnici. Jsou uvažovány poměrné průtoky α , kdy na vstupu do turbíny je uvažován 100% průtok páry



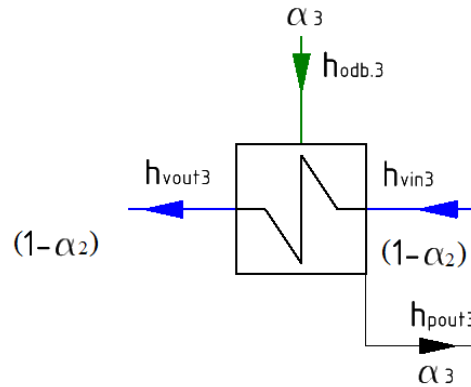
Obrázek 4: Bilance v napájecí nádrži

Bilance napájecí nádrže

$$1 \cdot i_{vout2} = \alpha_2 \cdot i_{odb2} + (1 - \alpha_2) \cdot i_{vin2} \quad (3.38)$$

Po úpravě rovnice je získán poměrný průtok v druhém odběru.

$$\alpha_2 = \frac{i_{vout2} - i_{vin2}}{i_{odb2} - i_{vin2}} = 0,04 [-] \quad (3.39)$$



Obrázek 5: Bilance v NTO

Bilance nízkotlakého ohříváku:

$$\alpha_3 \cdot i_{odb3} + (1 - \alpha_2) \cdot i_{vin3} = (1 - \alpha_2) \cdot i_{vout3} + \alpha_3 \cdot i_{pout3} \quad (3.40)$$

Po úpravě rovnice je získán poměrný průtok ve třetím odběru

$$\alpha_3 = \frac{(1 - \alpha_2) \cdot (i_{vout3} - i_{vin3})}{i_{odb3} - i_{pout3}} = 0,12 [-] \quad (3.41)$$

Při tlaku $p_p = 30[\text{bar}]$ je odebírán hmotnostní průtok páry $\dot{m}_p = 22 [\text{t/h}] = 6,11 [\text{kg/s}]$ do procesu. Pro zjednodušení je uvažováno, že stejné hmotové množství vody je doplňováno do kondenzátoru při teplotě kondenzace, tedy $t_k = 49,4 [^\circ\text{C}]$.

Poměrný průtok prvním odběrem α_1 pak je:

$$\alpha_1 = \frac{\dot{m}_p}{\dot{m}} = 0,05 [-] \quad (3.42)$$

3.4.8 Výpočet hmotnostního průtoku páry na vstupu do turbíny

Při výpočtu hmotnostního průtoku na vstupu do turbíny je nutné vyjít ze zadaného elektrického výkonu. Je tedy nutné dosažení vyššího vnitřního výkonu turbíny o ztráty v turbíně (vnitřní zahrnuté v termodynamické účinnosti η_{tdi} , mechanické, uvažované pomocí mechanické účinnosti η_m), a ztráty v elektrickém generátoru (účinnost η_g).

Zvolená účinnost elektrického generátoru a mechanická účinnost

$$\eta_g = 0,99 [-]$$

$$\eta_m = 0,99 [-]$$

Hmotnostní průtok páry na vstupu do turbíny

$$\dot{m} = \frac{P_{el}}{\eta_g \cdot \eta_m \cdot [h - \alpha_1 \cdot (i_{odb1} - i_2) - \alpha_2 \cdot (i_{odb2} - i_2) - \alpha_3 \cdot (i_{odb3} - i_2)]} \quad (3.43)$$

$$\dot{m} = 124,4 [\text{kg/s}]$$

Skutečné velikosti odběrů pro regeneraci jsou tak dány hmotnostním průtokem páry na vstupu do turbíny vynásobeném poměrnou velikostí odběrů.

Odběr páry do procesu je znám ze zadání $\dot{m}_p = 22 [\text{t/h}] = 6,11 [\text{kg/s}]$

Odběr pro napájecí nádrž

$$\dot{m}_{NN} = \alpha_2 \cdot \dot{m} = 5,20 [\text{kg/s}] \quad (3.44)$$

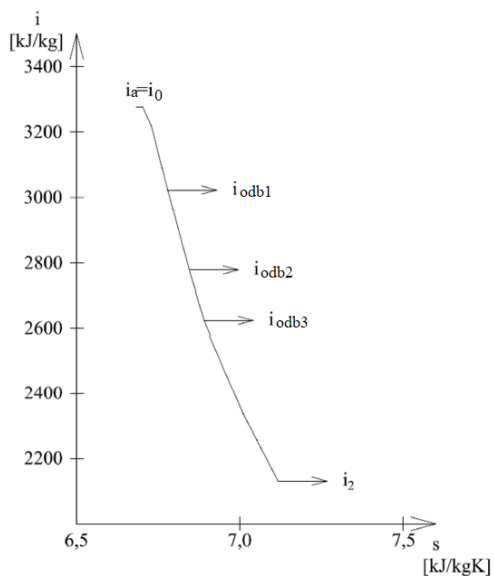
Odběr pro NTO

$$\dot{m}_{NTO} = \alpha_3 \cdot \dot{m} = 15,24 [\text{kg/s}] \quad (3.45)$$

Iteračním výpočtem byly dosaženy koncové hodnoty regenerace *Tabulka 3*, tak aby odběry odpovídaly průtočné části turbíny. Expanze se zahrnutými odběry páry v turbíně je znázorněna na *Obrázek 6*.

	Teploty vody vstup / výstup [°C]	Teplota páry / kondenzátu [°C]	Tlak v odběru [bar]	Entalpie v odběru [kJ/kg]	Entalpie vody vstup / výstup [kJ/kg]	Entalpie páry / kondenzátu [kJ/kg]		Průtok páry v odběrech [kg/s]	Průtok páry turbínou [kg/s]
	t_{vin}	t_{pin}	$p_{ohr.}$	$h_{odb. ad.}$	h_{vin}	$h_{odb.}$	α	m_p	m_{pt}
	t_{vout}	t_{kout}	$p_{odbr.}$	$h_{odb. skut.}$	h_{vout}	h_{pout}			
KČ	49,42				206,91				
	49,52				207,73				
NTO	49,52	117,65	1,84	2521,90	207,73	2634,06	0,12	15,24	97,88
	114,65	117,65	1,90	2634,06	481,27	493,78			
Chladič	114,65				481,27				
	128,28				539,15				
NN	128,28	150,10	4,77	2685,26	539,15	2776,18	0,04	5,20	113,11
	150,10	150,10	4,92	2776,18	632,70	632,70			
NČ	150,10				632,70				
	150,60				641,38				
Proces			30,00	3087,83		3126,42	0,05	6,11	118,32
		355,70	31,40	3126,42					

Tabulka 3: Vypočtené hodnoty regenerace



Obrázek 6: i-s diagram expanze páry v turbíně

3.5 Shrnutí výsledků tepelného výpočtu

Při výpočtu tepelného schématu byl stanoven hmotnostní průtok admisní páry $\dot{m} = 124,4 [kg/s]$, tak aby bylo dosaženo elektrického výkonu $P_{el} = 120 [MW]$. Dále byly určeny průtoky páry jednotlivými odběry pro regenerační ohříváky. Z tepelného výpočtu vychází výpočet průtočné části turbíny.

4 Konstrukční návrh průtočné části turbíny

Úkolem konstrukčního návrhu průtočné části je určit základní rozměry turbíny. Konkrétně se jedná o patní průměry, délky rozváděcích lopatek a délky oběžných lopatek. Základním předpokladem pro výpočet je známý hmotnostní průtok páry a její měrný objem.

4.1 Orientační stanovení počtu stupňů

Při stanovení počtu stupňů turbíny je nutné brát v úvahu součinitel zpětného využití tepla, tzv. reheat faktor. U mnohostupňové turbíny totiž ztráty v jednotlivých stupních zvyšují výstupní entalpii (což je vstupní entalpie do dalšího stupně). Tato zvýšená entalpie se dá částečně využít v dalších stupních. Míra tohoto zvýšení vztažená k původnímu entalpickému spádu se nazývá právě reheat faktor. [1]

Pro přibližné určení se vychází ze vztahu

$$q_T = k_T \cdot (1 - \eta_{tdi}) \cdot h_{iz} \cdot \frac{z - 1}{z} = 0,071 [-] \quad (4.1)$$

Je-li expanzní čára v oblasti přehřáté i mokré páry, pak je konstanta

$$k_T = 3,2 \cdot 10^{-4} \div 4,3 \cdot 10^{-4} [-]$$

z je odhadovaný počet stupňů, v tomto případě odhadnut na $z = 16$.

Nyní je pomocí reheat faktoru určen součet entalpických spádů všech stupňů

$$\sum h_{0st} = (1 + q_T) \cdot h_{iz} = 1341,13 [kJ/kg] \quad (4.2)$$

Pro rovnotlaké lopatkování je uvažován konstantní rychlostní poměr $\left(\frac{u}{c}\right)_{stř} = 0,45 [-]$

Ze zkušeností je zvolen střední průměr lopatkování $D_s = 1,1 [m]$

Výsledný počet stupňů turbíny je

$$x = \frac{2 \cdot \sum h_{0st} \cdot \left(\frac{u}{c}\right)_{stř}}{\left(\frac{\pi \cdot n}{60}\right)^2 \cdot D_s^2} = 18,19 [-] \quad (4.3)$$

Po zaokrouhlení na celá čísla je určen konečný počet stupňů turbíny roven $x = 19 [-]$. Po konzultaci s odborníky ze společnosti Doosan Škoda Power byl počet stupňů odsouhlasen.

4.2 Výpočet rozměrů průtočné části

Střední průměr lopatkování

$$D_s = D_p + L_s = [-] \quad (4.4)$$

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} = [m/s] \quad (4.5)$$

kde n jsou otáčky turbíny za minutu. Ze zadání $n = 3000 [1/min]$

Přepočet rychlostního poměru u paty lopatky na rychlostní poměr středního průměru lopatkování.

$$\left(\frac{u}{c_0}\right)_s = \left(\frac{u}{c_0}\right)_p \cdot \frac{D_s}{D_p} = [-] \quad (4.6)$$

Rychlostní poměr na patním průměru $\left(\frac{u}{c_0}\right)_p$ byl volen pro každou lopatku tak, aby bylo dosaženo optimálního průběhu expanze v průtočné části

Izentropická rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_0 = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_0}\right)_s} = [m/s] \quad (4.7)$$

Skutečná rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek je určena jako součin izentropické rychlosti a rychlostního ztrátového součinitele, který je pro tento případ volen $\varphi = 0,97 [-]$

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 = [m/s] \quad (4.8)$$

Entalpický spád zpracovaný ve stupni při izentropickém ději

$$h_{iz} = \frac{c_0^2}{2} = [kJ/kg] \quad (4.9)$$

Entalpie na výstupu z rozváděcích lopatek při izentropickém ději

$$i_{1,iz} = i_0 - h_{iz} = [kJ/kg] \quad (4.10)$$

Ztráty v rozváděcích lopatkách

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{iz} = [kJ/kg] \quad (4.11)$$

Skutečná entalpie na výstupu z rozváděcích lopatek

$$i_1 = i_{1,iz} + z_0 = [kJ/kg] \quad (4.12)$$

Měrný objem na výstupu z rozváděcích lopatek byl určen iteračním výpočtem

$$v_1 = f(i_1; p_2) = [m^3/kg] \quad (4.13)$$

Pro určení délky rozváděcí lopatky při totálním ostříku je nutné zvolit kontrakční součinitel zohledňující tloušťku výstupní hrany rozváděcích lopatek $\varepsilon_r = 0,9 [-]$. Výstupní úhel z rozváděcích lopatek α_1 byl volen individuálně pro každý stupeň.

$$L_t = \frac{\dot{m} \cdot v_1}{\pi \cdot \varepsilon_r \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} = [mm] \quad (4.14)$$

Optimální délka rozváděcí lopatky

$$L_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \left(\frac{u}{c_0}\right)_s\right) \cdot D_s \cdot L_t}{1,26 + 14,97 \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)_s^2}} = [mm] \quad (4.15)$$

Parciálnost je určena poměrem skutečné délky lopatky a délky lopatky s totálním ostřikem. Tato turbína je konstruována tak, aby všechny lopatky byly s totálním ostřikem vyjma prvního stupně, kde je použito A-kolo. Proto byla délka skutečné lopatky L_s aby odpovídala délce lopatky s totálním ostřikem.

$$\varepsilon = \frac{L_t}{L_s} = [-] \quad (4.16)$$

Podle poměru délky lopatky a středního průměru lopatkování byl zvolen typ lopatek. Krátké lopatky se zpravidla konstruují jako válcové. Delší lopatky se konstruují jako zkroucené, v literatuře také označovány jako zborcené.

Pro válcové lopatky, označeny (V), tedy platí

$$\frac{L_s}{D_s} \leq 0,1 \quad (4.17)$$

Pro zkroucené lopatky, označeny (Z), platí

$$\frac{L_s}{D_s} \geq 0,1 \quad (4.18)$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky

$$\eta_{inf} = 3,74 \cdot \left(1 - \left(\frac{u}{c_0} \right)_s \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s \right) = [-] \quad (4.19)$$

Ztráta konečnou délkou lopatky

$$z_L = \eta_{inf} \cdot \frac{0,0029}{L_s} = [-] \quad (4.20)$$

Ztráta parciálností

$$z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s = [-] \quad (4.21)$$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

$$z_v = \frac{0,0377}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right) = [-] \quad (4.22)$$

Ztráta rozvějířením

$$z_{rozv} = 0,6 \cdot \left(\frac{L_s}{D_s} \right)^2 = [-] \quad (4.23)$$

Ztráta třením disku

$$z_t = 0,003 \cdot \frac{D_s}{L_s} \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s^3 = [-] \quad (4.24)$$

Ztráta vlivem průměru. Pouze pro $D_s < 1$ [m]

$$\Delta\eta_D = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \left(\frac{u}{c_0} \right)_s = [-] \quad (4.25)$$

Ztráta vlivem vlhkosti páry

$$z_{vl} = 1 - x_2 = [-] \quad (4.26)$$

Výsledná termodynamická účinnost stupně

$$\eta_{tdi} = \eta_{inf} - (z_L + z_p + z_v + z_{rozv} + z_t + \Delta\eta_D + z_{vl}) = [-] \quad (4.27)$$

Entalpický spád zpracovaný ve stupni

$$h = h_{iz} \cdot \eta_{tdi} = [kJ/kg] \quad (4.28)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_{st} = \dot{m} \cdot h = [kW] \quad (4.29)$$

Entalpie na výstupu ze stupně

$$i_2 = i_0 - h = [kJ/kg] \quad (4.30)$$

Tlak páry na výstupu ze stupně

$$p_2 = f(i_{1,iz}; s_0) = [bar] \quad (4.31)$$

Ostatní parametry páry na výstupu ze stupně jsou určeny pomocí entalpie a tlaku

$$t_2, s_2, v_2, x_2 = f(p_2; i_2) \quad (4.32)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
\dot{m}	[kg/s]	124,43	124,43	124,43	124,43	124,43	124,43	118,32
i_0	[kJ/kg]	3384,70	3337,33	3294,72	3253,04	3210,46	3167,29	3128,77
p_0	[bar]	85,36	71,27	60,61	51,66	43,74	36,81	31,42
t_0	[°C]	496,72	470,46	447,07	424,31	401,11	377,64	356,71
v_0	[m ³ /kg]	0,04	0,04	0,05	0,06	0,07	0,08	0,09
s_0	[kJ/kgK]	6,68	6,69	6,71	6,72	6,73	6,74	6,74
D_p	[m]	0,980	0,915	0,915	0,920	0,922	0,925	0,925
D_s	[m]	1,010	0,947	0,954	0,964	0,972	0,982	0,988
U	[m/s]	158,7	148,8	149,9	151,4	152,7	154,3	155,2
$(U/C_0)_p$	[-]	0,45	0,45	0,46	0,46	0,46	0,49	0,45
$(U/C_0)_s$	[-]	0,464	0,466	0,480	0,482	0,485	0,520	0,481
c_0	[m/s]	342,08	319,40	312,45	314,16	314,84	296,53	322,89
c_1	[m/s]	331,82	309,81	303,08	304,73	305,40	287,63	313,20
h_{iz}	[kJ/kg]	58,51	51,01	48,81	49,35	49,56	43,96	52,13
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3326,19	3286,32	3245,90	3203,69	3160,90	3123,33	3076,64
z_o	[kJ/kg]	3,46	3,01	2,88	2,92	2,93	2,60	3,08
i_1	[kJ/kg]	3329,65	3289,33	3248,79	3206,61	3163,83	3125,92	3079,72
α_1	[°]	14	14	13,5	13,5	13,5	14	13
L_t	[m]	0,0243	0,0317	0,0380	0,0428	0,0487	0,0561	0,0612
L_{opt}	[m]	0,0540	0,061	0,064	0,068	0,072	0,071	0,082
ε	[-]	0,8091	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
L_s	[mm]	30	32	39	44	50	57	63
L_t/D_s	[-]	0,0297	0,03	0,04	0,05	0,05	0,06	0,06
Typ	[-]	V	V	V	V	V	V	V
η_{inf}	[-]	0,930	0,931	0,933	0,934	0,934	0,933	0,934
z_L	[-]	0,090	0,084	0,069	0,062	0,054	0,047	0,043
z_p	[-]	0,016	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_v	[-]	0,004	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_{rozv}	[-]	0,001	0,001	0,001	0,001	0,002	0,002	0,002
z_t	[-]	0,010	0,009	0,008	0,007	0,007	0,007	0,005
$\Delta\eta_D$	[-]		0,001	0,001	0,001	0,001		
z_{vl}	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
η_{tdi}	[-]	0,810	0,835	0,854	0,863	0,871	0,876	0,883
h	[kJ/kg]	47,37	42,61	41,68	42,58	43,17	38,52	38,52
P_{st}	[kW]	5894,55	5301,97	5186,01	5297,69	5371,86	4793,32	4793,32
i_2	[kJ/kg]	3337,33	3294,72	3253,04	3210,46	3167,29	3337,33	3128,77
p_2	[bar]	71,27	60,61	51,66	43,74	36,81	71,27	31,42
t_2	[°C]	470,46	447,07	424,31	401,11	377,64	470,46	356,71
v_2	[m ³ /kg]	0,045	0,051	0,058	0,067	0,077	0,045	0,087
s_2	[kJ/kgK]	6,69	6,71	6,72	6,73	6,74	6,69	6,74
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1

Tabulka 4: Rozměry průtočné části stupeň 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
\dot{m}	[kg/s]	118,32	118,32	118,32	118,32	118,32	118,32	118,32
i_0	[kJ/kg]	3082,74	3035,91	2994,60	2952,75	2910,42	2867,18	2814,22
p_0	[bar]	25,88	21,10	17,51	14,40	11,71	9,40	7,08
t_0	[°C]	331,74	306,36	283,98	261,34	238,45	215,09	186,57
v_0	[m ³ /kg]	0,10	0,12	0,14	0,16	0,19	0,23	0,29
s_0	[kJ/kgK]	6,76	6,77	6,77	6,78	6,79	6,80	6,82
D_p	[m]	0,930	0,930	0,935	0,940	0,950	1,050	1,180
D_s	[m]	1,002	1,017	1,035	1,048	1,063	1,164	1,300
U	[m/s]	157,4	159,7	162,6	164,6	167,0	182,8	204,2
$(U/C_0)_p$	[-]	0,45	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48	0,48
$(U/C_0)_s$	[-]	0,485	0,525	0,531	0,535	0,537	0,532	0,529
c_0	[m/s]	324,63	304,34	305,98	307,61	310,89	343,61	386,15
c_1	[m/s]	314,89	295,21	296,80	298,39	301,56	333,30	374,57
h_{iz}	[kJ/kg]	52,69	46,31	46,81	47,31	48,33	59,03	74,56
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	3030,05	2989,60	2947,79	2905,43	2862,10	2808,14	2739,66
z_0	[kJ/kg]	3,11	2,74	2,77	2,80	2,86	3,49	4,41
i_1	[kJ/kg]	3033,16	2992,34	2950,55	2908,23	2864,95	2811,63	2744,07
α_1	[°]	13	13,1	13	14	15,6	16	16,5
L_t	[m]	0,0707	0,0856	0,0985	0,1060	0,1108	0,1118	0,1173
L_{opt}	[m]	0,087	0,087	0,092	0,095	0,097	0,099	0,104
ε	[-]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
L_s	[mm]	72	87	100	108	113	114	120
L_t/D_s	[-]	0,07	0,09	0,10	0,10	0,11	0,10	0,09
Typ	[-]	V	V	V	Z	Z	Z	Z
η_{inf}	[-]	0,934	0,933	0,931	0,930	0,930	0,931	0,932
z_L	[-]	0,038	0,031	0,027	0,025	0,024	0,024	0,023
z_p	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_v	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_{rozv}	[-]	0,003	0,004	0,006	0,006	0,007	0,006	0,005
z_t	[-]	0,005	0,005	0,005	0,004	0,004	0,005	0,005
$\Delta\eta_D$	[-]							
z_{vl}	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000	0,003
η_{tdi}	[-]	0,889	0,892	0,894	0,895	0,895	0,897	0,896
h	[kJ/kg]	46,83	41,32	41,85	42,32	43,24	52,96	66,84
P_{st}	[kW]	5540,30	4888,42	4951,82	5007,74	5116,42	6265,95	7908,02
i_2	[kJ/kg]	3035,91	2994,60	2952,75	2910,42	2867,18	2814,22	2747,38
p_2	[bar]	21,10	17,51	14,40	11,71	9,40	7,08	4,82
t_2	[°C]	306,36	283,98	261,34	238,45	215,09	186,57	150,83
v_2	[m ³ /kg]	0,120	0,139	0,163	0,192	0,229	0,287	0,388
s_2	[kJ/kgK]	6,77	6,77	6,78	6,79	6,80	6,82	6,84
x_2	[-]	1	1	1	1	1	1	1

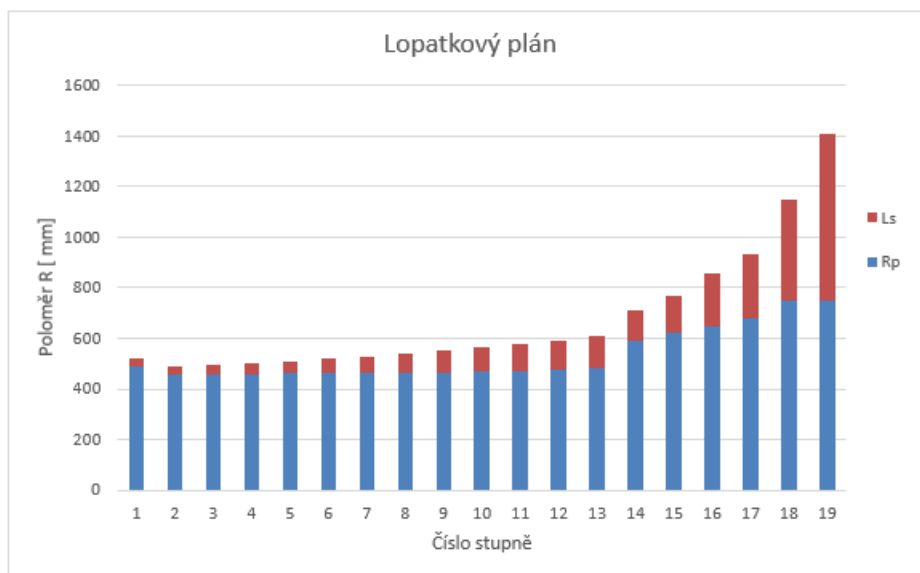
Tabulka 5: Rozměry průtočné části stupeň 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
\dot{m}	[kg/s]	113,11	113,11	97,88	97,88	97,88
i_0	[kJ/kg]	2747,38	2675,40	2602,24	2512,99	2398,43
p_0	[bar]	4,82	3,06	1,85	0,95	0,36
t_0	[°C]	150,83	134,26	117,77	98,14	73,12
v_0	[m ³ /kg]	0,39	0,58	0,91	1,65	4,00
s_0	[kJ/kgK]	6,84	6,86	6,90	6,95	7,04
D_p	[m]	1,240	1,300	1,360	1,500	1,500
D_s	[m]	1,391	1,510	1,614	1,901	2,157
U	[m/s]	218,5	237,2	253,5	298,6	338,8
$(U/C_0)_p$	[-]	0,48	0,49	0,46	0,44	0,43
$(U/C_0)_s$	[-]	0,538	0,569	0,545	0,554	0,624
c_0	[m/s]	405,79	417,10	464,91	539,11	542,90
c_1	[m/s]	393,62	404,59	450,97	522,94	526,61
h_{iz}	[kJ/kg]	82,33	86,99	108,07	145,32	147,37
$i_{1,iz}$	[kJ/kg]	2665,05	2588,42	2494,17	2367,67	2251,06
z_o	[kJ/kg]	4,87	5,14	6,39	8,59	8,71
i_1	[kJ/kg]	2669,92	2593,56	2500,55	2376,26	2259,77
α_1	[°]	16	16	17,6	20,1	29,8
L_t	[m]	0,1533	0,2151	0,2586	0,4012	0,6560
L_{opt}	[m]	0,116	0,128	0,150	0,185	0,196
ε	[-]	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0
L_s	[mm]	151	210	254	401	657
L_t/D_s	[-]	0,11	0,14	0,16	0,21	0,30
Typ	[-]	Z	Z	Z	Z	Z
η_{inf}	[-]	0,929	0,917	0,927	0,924	0,877
z_L	[-]	0,018	0,013	0,011	0,007	0,004
z_p	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_v	[-]	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
z_{rozv}	[-]	0,007	0,012	0,015	0,027	0,056
z_t	[-]	0,004	0,004	0,003	0,002	0,002
$\Delta\eta_D$	[-]					
z_{vl}	[-]	0,03	0,048	0,073	0,100	0,123
η_{tdi}	[-]	0,874	0,841	0,826	0,788	0,692
h	[kJ/kg]	71,98	73,17	89,24	114,56	102,05
P_{st}	[kW]	8141,67	8276,11	8734,80	11212,83	9988,15
i_2	[kJ/kg]	2675,40	2602,24	2512,99	2398,43	2296,38
p_2	[bar]	3,06	1,85	0,95	0,36	0,12
t_2	[°C]	134,26	117,77	98,14	73,12	49,32
v_2	[m ³ /kg]	0,580	0,909	1,654	4,001	10,888
s_2	[kJ/kgK]	6,86	6,90	6,95	7,04	7,18
x_2	[-]	0,977	0,955	0,929	0,900	0,877

Tabulka 6: Rozměry průtočné části stупeň 15-19

4.3 Lopatkový plán

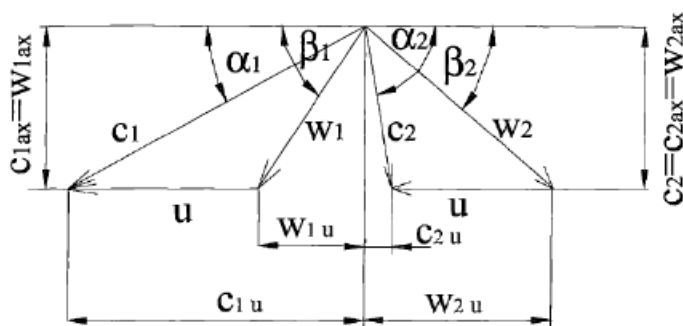
Schéma lopatkového plánu umožňuje prvotní představu o geometrickém tvaru průtočné části. Z plánu je patrné, že první regulační stupeň je osazen na vyšším patním průměru. Se vzrůstajícím měrným objemem se musí také zvětšovat průřez průtočného kanálu.



Obrázek 7: Lopatkový plán průtočné části

4.4 Výpočet rychlostních trojúhelníků

Pomocí výpočtu rychlostních trojúhelníků je možné získat velikosti absolutních, relativních a obvodových rychlostí na vstupu a výstupu ze stupně. Pro prvních deset stupňů byly rychlostní trojúhelníky počítány na středním průměru. Lopatky 11- 19 jsou zkroucené. Rychlostní poměry jsou tak počítány na patním průměru.



Obrázek 8: Rychlostní trojúhelníky turbínového stupě

Reakce na středním průměru lopatkování

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos^2 \alpha_1} \cdot (1 - R_p) = [-] \quad (4.33)$$

Stupeň reakce na patním průměru byl pro všechny stupně zvolen jako $R_p = 0,03$.

Obvodová rychlost na středním průměru lopatkování, platí pro lopatky 1 – 10.

$$u = \pi \cdot D_s \cdot 50 = [m/s] \quad (4.34)$$

Lopatky 11 – 19 jsou zkroucené. Obvodová složka rychlosti je tak určena na patním průměru lopatkování.

$$u = \pi \cdot D_p \cdot 50 = [m/s] \quad (4.35)$$

Absolutní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot h_{iz}} = [m/s] \quad (4.36)$$

Obvodová složka rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = [m/s] \quad (4.37)$$

Axiální složka absolutní rychlosti na výstupu z rozváděcích lopatek

$$c_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = [m/s] \quad (4.38)$$

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{1u} = c_{1u} - u = [m/s] \quad (4.39)$$

Axiální složka relativní rychlosti je rovna axiální složce absolutní rychlosti

$$w_{1a} = c_{1a} = [m/s] \quad (4.40)$$

Relativní rychlost na výstupu z rozváděcích lopatek

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1a}^2} = [m/s] \quad (4.41)$$

Úhel relativní rychlosti

$$\sin \beta_1 = \frac{w_{1a}}{w_1} \rightarrow \beta_1 = \arcsin \frac{w_{1a}}{w_1} = [^\circ] \quad (4.42)$$

Pro výpočet rychlostních trojúhelníků je nejprve nutné pro každý stupeň zvolit úhel relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek β_2

Rychlostní ztrátový součinitel pro oběžné lopatky

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad (4.43)$$

$$\psi = [-]$$

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 2 \cdot R_s \cdot h_{iz}} = [m/s] \quad (4.44)$$

Obvodová složka relativní rychlosti

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = [m/s] \quad (4.45)$$

Axiální složka relativní rychlosti

$$w_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = [m/s] \quad (4.46)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti

$$c_{2u} = w_{2u} - u = [m/s] \quad (4.47)$$

Axiální složka absolutní rychlosti je rovna axiální složce relativní rychlosti

$$c_{2a} = w_{2a} = [m/s] \quad (4.48)$$

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2a}^2} = [m/s] \quad (4.49)$$

Úhel absolutní rychlosti

$$\cos \alpha_2 = \frac{c_{2u}}{c_2} \rightarrow \alpha_2 = \arccos \frac{c_{2u}}{c_2} = [^\circ] \quad (4.50)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
D_p	[m]	0,980	0,915	0,915	0,920	0,922	0,925	0,925
D_s	[m]	1,010	0,947	0,954	0,964	0,972	0,982	0,988
h_{iz}	[kJ/kg]	58,51	51,01	48,81	49,35	49,56	43,96	52,13
α_1	[°]	14	14	13,5	13,5	13,5	14	13
R_p	[-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	[-]	0,080	0,087	0,099	0,107	0,117	0,128	0,138
U	[m/s]	158,65	148,75	149,85	151,42	152,68	154,25	155,19
c_1	[m/s]	318,19	295,98	287,62	287,91	286,98	268,67	290,83
c_{1a}	[m/s]	76,98	71,60	67,14	67,21	66,99	65,00	65,42
w_{1a}	[m/s]	76,98	71,60	67,14	67,21	66,99	65,00	65,42
c_{1u}	[m/s]	308,74	287,19	279,67	279,96	279,05	260,69	283,38
w_{1u}	[m/s]	150,09	138,43	129,82	128,53	126,37	106,44	128,19
w_1	[m/s]	168,68	155,86	146,15	145,04	143,03	124,71	143,92
β_1	[°]	27,15	27,35	27,35	27,61	27,93	31,41	27,04
β_2	[°]	24	24	24	24	24	24	24
ψ	[-]	0,874	0,875	0,875	0,875	0,876	0,882	0,874
w_2	[m/s]	170,13	159,36	154,16	155,65	156,79	144,30	163,69
w_{2a}	[m/s]	69,20	64,82	62,70	63,31	63,77	58,69	66,58
c_{2a}	[m/s]	69,20	64,82	62,70	63,31	63,77	58,69	66,58
w_{2u}	[m/s]	155,42	145,59	140,84	142,19	143,23	131,83	149,53
c_{2u}	[m/s]	-3,23	-3,17	-9,02	-9,23	-9,45	-22,43	-5,66
c_2	[m/s]	69,27	64,90	63,35	63,98	64,47	62,83	66,82
α_2	[°]	92,67	92,80	98,18	98,30	98,43	110,91	94,86
Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
D_p	[m]	0,930	0,930	0,935	0,940	0,950	1,050	1,180
D_s	[m]	1,002	1,017	1,035	1,048	1,063	1,164	1,300
h_{iz}	[kJ/kg]	52,69	46,31	46,81	47,31	48,33	59,03	74,56
α_1	[°]	13	13,1	13	14	15,6	16	16,5
R_p	[-]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	[-]	0,151	0,173	0,191	0,200	0,203	0,189	0,180
U	[m/s]	157,39	159,75	146,87	147,65	149,23	164,93	185,35
c_1	[m/s]	290,15	268,44	266,95	266,88	269,25	300,13	339,26
c_{1a}	[m/s]	65,27	60,84	60,05	64,57	72,41	82,73	96,36
w_{1a}	[m/s]	65,27	60,84	60,05	64,57	72,41	82,73	96,36
c_{1u}	[m/s]	282,71	261,46	260,11	258,96	259,33	288,50	325,29
w_{1u}	[m/s]	125,32	101,71	113,24	111,30	110,11	123,57	139,94
w_1	[m/s]	141,30	118,52	128,17	128,67	131,78	148,70	169,90
β_1	[°]	27,51	30,89	27,94	30,12	33,33	33,80	34,55
β_2	[°]	24	24	24	24	24	24	24
ψ	[-]	0,875	0,881	0,876	0,880	0,885	0,886	0,888
w_2	[m/s]	165,73	152,82	162,22	165,71	170,24	186,84	209,37
w_{2a}	[m/s]	67,41	62,16	65,98	67,40	69,24	75,99	85,16
c_{2a}	[m/s]	67,41	62,16	65,98	67,40	69,24	75,99	85,16
w_{2u}	[m/s]	151,40	139,61	148,20	151,38	155,52	170,69	191,27
c_{2u}	[m/s]	-6,00	-20,14	1,33	3,73	6,29	5,75	5,92
c_2	[m/s]	67,67	65,34	65,99	67,50	69,53	76,21	85,37
α_2	[°]	95,08	107,95	88,85	86,83	84,81	85,67	86,02

Tabulka 7: Rychlostní poměry stupňů 1-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
D_p	[m]	1,240	1,300	1,360	1,500	1,500
D_s	[m]	1,391	1,510	1,614	1,901	2,157
h_{iz}	[kJ/kg]	82,33	86,99	108,07	145,32	147,37
α_1	[°]	16	16	17,6	20,1	29,8
R_p	[–]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
R_s	[–]	0,206	0,252	0,276	0,345	0,420
U	[m/s]	194,78	204,20	213,63	235,62	235,62
c_1	[m/s]	350,81	349,83	383,67	423,12	400,96
c_{1a}	[m/s]	96,70	96,43	116,01	145,41	199,27
w_{1a}	[m/s]	96,70	96,43	116,01	145,41	199,27
c_{1u}	[m/s]	337,22	336,28	365,71	397,35	347,94
w_{1u}	[m/s]	142,44	132,07	152,08	161,73	112,32
w_1	[m/s]	172,16	163,53	191,28	217,48	228,74
β_1	[°]	34,17	36,13	37,34	41,96	60,59
β_2	[°]	24	24	24	28	36
ψ	[–]	0,887	0,890	0,892	0,906	0,937
w_2	[m/s]	223,50	236,61	276,84	348,01	393,33
w_{2a}	[m/s]	90,90	96,24	112,60	163,38	231,19
c_{2a}	[m/s]	90,90	96,24	112,60	163,38	231,19
w_{2u}	[m/s]	204,17	216,15	252,91	307,27	318,21
c_{2u}	[m/s]	9,39	11,95	39,28	71,65	82,59
c_2	[m/s]	91,39	96,98	119,26	178,40	245,50
α_2	[°]	84,10	82,92	70,77	66,32	70,34

Tabulka 8: Rychlostní poměry stupeň 15-19

Výsledné rychlostní trojúhelníky jsou vyobrazeny v Příloha 8

4.5 Volba profilů lopatek

Při volbě profilů lopatek je nutné dodržet podmínku minimálních ztrát při obtékání pracovní látkou. Je nutné, aby na povrchu lopatek docházelo k plynulým změnám tlaku a nedocházelo k odtržení proudu. Lopatková mříž by také měla mít co nejmenší ztrátu úplavem.

Lopatky ovšem musí splňovat i pevnostní podmínky. Proto je při volbě materiálu nutné brát v potaz délku lopatky, přenášený výkon, otáčky turbíny, ale také pracovní teplotu, apod.

Návrhy lopatkových profilů se zabývá řada organizací, výsledky výzkumu jedné z nich jsou uvedeny v literatuře [2]. Pro volbu profilů lopatek bylo užito těchto poznatků uvedených v *Příloha 1*.

Výběr lopatek je na základě Machova čísla a výstupního úhlu. V případě rozváděcích lopatek je to absolutní výstupní úhel proudu α_1 . U oběžných lopatek pak relativní výstupní úhel β_2 .

Podle hodnoty Machova čísla na výstupu z lopatkového kanálu se typy profilů lopatek dělí do čtyř skupin:

Typ	Proudění	Machovo číslo
A	Podzvukové	$Ma < 0,9$
B	Transsonické	$0,9 < Ma < 1,15$
C	Nadzvukové	$1,1 < Ma < 1,3$
D	Nadzvukové	$Ma > 1,3 \div 1,5$

Tabulka 9: Rozdělení profilů podle výstupního Machova čísla

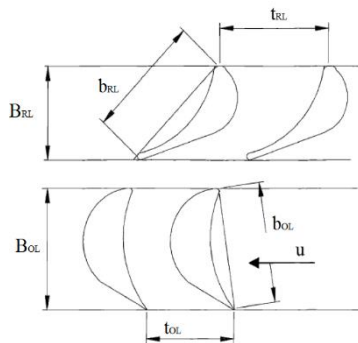
Profilové lopatkové konvergentní kanály – průřezově se zužující typ A, B, C.
Typ D konvergentně-divergentní Lavalova dýza.

Machovo číslo je obecně dáno poměrem rychlosti proudění a rychlosti zvuku

$$Ma = \frac{c}{a} = [-] \quad (4.51)$$

Rychlost zvuku v oblasti přehřáté páry je funkcí tlaku a entalpie

$$a = f(p; i) = [m/s] \quad (4.52)$$



Obrázek 9: Charakteristické rozměry lopatkové mříže

Mezi charakteristické rozměry lopatkové mříže se řadí šířka lopatky B , délka tětiny b a rozteč lopatek t .

4.5.1 Volba profilů rozváděcích lopatek

Machovo číslo je určeno vztahem

$$Ma = \frac{c_1}{a_1} \quad (4.53)$$

Pro proudění v oblasti přehřáté páry je rychlost zvuku

$$a_1 = f(p_1; i_1) = [m/s] \quad (4.54)$$

Při proudění v oblasti mokré páry je nutné nejprve určit suchost páry

$$x_1 = f(p_1; i_1) = [-] \quad (4.55)$$

Rychlost zvuku v mokré páře je pak

$$a_1 = a(p_1; x = 0) + x_1 \cdot [a(p_1; x = 1) - a(p_1; x = 0)] = [m/s] \quad (4.56)$$

Hodnoty v tabulce platí pro šířku rozváděcí lopatky $B_{RL} = 25 [mm]$.

Úhel nastavení profilu rozváděcí (oběžné) lopatky v mříži

$$\gamma_{RL} = \arccos \frac{B_{RL}}{b_{RL}} = [^\circ] \quad (4.57)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
a_1	[m/s]	638,74	630,26	621,58	612,35	602,79	594,13	583,27
Ma	[-]	0,52	0,49	0,49	0,50	0,51	0,48	0,54
<i>Profil</i>		S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A
α_1	[°]	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14
α_0	[°]	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120
t_{opt}	[-]	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87
b_{RL}'	[cm]	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S_{RL}'	[cm ²]	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
W_{RL}'	[cm ³]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
J_{RL}'	[cm ⁴]	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591
γ_{RL}	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
t_{opt}	[-]	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720

Tabulka 10: Profily RL stupeň 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
a_1	[m/s]	572,02	561,88	551,19	540,03	528,24	513,12	495,22
Ma	[-]	0,55	0,53	0,54	0,55	0,57	0,65	0,76
Profil		S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A
α_1	[°]	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14
α_0	[°]	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120
t_{opt}	[-]	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87
b_{RL}'	[cm]	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25
S_{RL}'	[cm ²]	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09	4,09
W_{RL}'	[cm ³]	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575	0,575
J_{RL}'	[cm ⁴]	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591	0,591
γ_{RL}	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
t_{opt}	[-]	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720	0,720

Tabulka 11: Profily RL stupeň 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
a_1	[m/s]	514,75	533,42	554,57	580,26	597,74
Ma	[-]	0,76	0,76	0,81	0,90	0,88
Profil		S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-27A	S-90-33A
α_1	[°]	10 ÷ 14	10 ÷ 14	10 ÷ 14	24 ÷ 30	30 ÷ 36
α_0	[°]	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 ÷ 120	70 až 120
t_{opt}	[-]	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,65-0,75	0,62 ÷ 0,75
b_{RL}'	[cm]	6,25	6,25	6,25	4,5	4,5
S_{RL}'	[cm ²]	4,09	4,09	4,09	2,03	1,84
W_{RL}'	[cm ³]	0,575	0,575	0,575	0,195	0,163
J_{RL}'	[cm ⁴]	0,591	0,591	0,591	0,116	0,09
γ_{RL}	[°]	66,4	66,4	66,4	56,3	56,3
t_{opt}	[-]	0,720	0,720	0,720	0,65	0,62

Tabulka 12: Profily RL stupeň 15-19

4.5.2 Volba profilů oběžných lopatek

Machovo číslo je určeno vztahem

$$Ma = \frac{w_2}{a_2} = [-] \quad (4.58)$$

Pro proudění v oblasti přehřáté páry je rychlost zvuku

$$a_2 = f(p_2; i_2) = [m/s] \quad (4.59)$$

Při proudění v oblasti mokré páry je nutné nejprve určit suchost páry

$$x_2 = f(p_2; i_2) = [-] \quad (4.60)$$

Rychlost zvuku v mokré páře je pak

$$a_2 = a(p_2; x = 0) + x_2 \cdot [a(p_2; x = 1) - a(p_2; x = 0)] = [m/s] \quad (4.61)$$

Hodnoty v tabulce platí pro šířku oběžné lopatky $B_{OL} = 25 [mm]$

Úhel nastavení profilu rozváděcí (oběžné) lopatky v mříži

$$\gamma_{OL} = \arccos \frac{B_{OL}}{b_{OL}} = [^\circ] \quad (4.62)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
a_1	[m/s]	640,46	631,50	622,58	613,29	603,65	594,85	584,07
Ma	[-]	0,27	0,25	0,25	0,25	0,26	0,24	0,28
<i>Profil</i>		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
α_1	[°]	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24
α_0	[°]	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32
t_{opt}	[-]	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68
b_{OL}'	[cm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S_{OL}'	[cm ²]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
W_{OL}'	[cm ³]	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205
J_{OL}'	[cm ⁴]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
γ_{OL}	[°]	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4
t_{opt}	[-]	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62

Tabulka 13: Profily OL stupeň 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
a_1	[m/s]	572,77	562,51	551,82	540,67	528,92	513,94	493,36
Ma	[-]	0,29	0,27	0,29	0,31	0,32	0,36	0,42
<i>Profil</i>		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
α_1	[°]	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24
α_0	[°]	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32
t_{opt}	[-]	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68
b_{OL}'	[cm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56
S_{OL}'	[cm ²]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
W_{OL}'	[cm ³]	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205
J_{OL}'	[cm ⁴]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234
γ_{OL}	[°]	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4	12,4
t_{opt}	[-]	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62	0,62

Tabulka 14: Profily OL stupeň 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
a_1	[m/s]	511,25	528,26	547,22	567,67	578,51
Ma	[–]	0,44	0,45	0,51	0,61	0,68
<i>Profil</i>		R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-60-33A
α_1	[°]	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24	19 ÷ 24
α_0	[°]	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32	25 ÷ 32
t_{opt}	[–]	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,55-0,65	0,43-0,55
b_{OL}'	[cm]	2,56	2,56	2,56	2,54	2,56
S_{OL}'	[cm ²]	1,85	1,85	1,85	1,62	1,02
W_{OL}'	[cm ³]	0,205	0,205	0,205	0,131	0,044
J_{OL}'	[cm ⁴]	0,234	0,234	0,234	0,168	0,079
γ_{OL}	[°]	12,4	12,4	12,4	10,2	12,4
t_{opt}	[–]	0,62	0,62	0,62	0,6	0,5

Tabulka 15: Profily OL stupeň 15-19

5 Pevnostní výpočet

Tato kapitola ověřuje dostatečné dimenzování oběžných lopatek, rozváděcích lopatek a rozváděcích kol. U těchto částí nesmí docházet k přetěžování, které by mohlo vést k poškození průtočné části turbíny. Pevnostní výpočet je proveden pro plný výkon, tedy $P_{el} = 120 [MW]$.

U prvního regulačního stupně (A-kolo) je při výpočtech uvažován parciální ostřík. Počet namáhaných lopatek je jen v pracovní párou ostříknutých segmentech.

5.1 Volba materiálu

Při volbě vhodného materiálu pro výrobu oběžných lopatek rozhoduje především teplota prostředí, v němž lopatky pracují. Povrchovou teplotu lopatky T_{OL} je možno předpokládat s ohledem na přestup tepla z páry do kovu o 50 °C nižší, než je teplota páry. V závislosti na teplotě jsou uvedena dovolená napětí v materiálu.

Materiál lopatek byl volen dle Příloha 2

5.2 Namáhání oběžných lopatek

Oběžné lopatky je nutno z hlediska dimenzování ověřit na namáhání ohybem a tahem. Ohybové namáhání je vyvoláno obvodovou silou F_u odpovídající výkonu stupně připadajícího na jednu lopatku v ostříku. Namáhání tahem dosahuje nejvyšších hodnot v patním průřezu lopatky. Tahové namáhání je vyvolané odstředivými silami všech hmot nad tímto průřezem tj. listu lopatky, bandáže, případně vázacích a tlumících drátů.

5.3 Namáhání ohybem

Při pevnostním dimenzování je nutné zvolit lopatky B_{OL} , tu je případně vysokého zatížení nutné zvětšovat.

Délka oběžné lopatky je určena délkou rozváděcí lopatky stanovenou v kapitole 4.2 přičemž platí, že $L_s = L_{RL}$.

Délka oběžné lopatky je stanovena přičtením ΔL , které bylo pro prvních deset stupňů zvoleno 2 mm. Pro stupně 11 – 14 bylo zvoleno 5 mm, následující stupně 10 mm, 20 mm a 40 mm. Poslední dva stupně jsou modulové s rozváděcí lopatkou o délce 440 mm předposlední a 760 mm pro poslední stupeň.

$$L_{OL} = L_{RL} + \Delta L \quad (5.1)$$

Přepočet délky tělvy pro nově zvolenou šířku lopatky

$$b_{OL} = \frac{B_{OL}}{\cos \gamma_{OL}} = [mm] \quad (5.2)$$

Přepočet plochy profilu na patním průměru

$$S_{OL} = S_{OL}' \cdot \left(\frac{B_{OL}}{25}\right)^2 = [cm^2] \quad (5.3)$$

Přepočet průřezového modulu v ohybu

$$W_{OL} = W_{OL}' \cdot \left(\frac{B_{OL}}{25}\right)^3 = [cm^3] \quad (5.4)$$

Předběžný výpočet rozteče oběžných lopatek

$$t_{OL}' = t_{opt} \cdot b_{OL} = [mm] \quad (5.5)$$

Teoretický počet lopatek

$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t_{OL}'} = [-] \quad (5.6)$$

Po zaokrouhlení na celé vyšší číslo je získán skutečný počet lopatek z
Skutečná rozteč lopatek v mříži je pak

$$t_{OL} = \frac{\pi \cdot D_s}{z} = [mm] \quad (5.7)$$

Stanovení obvodové síly

$$F_u = \dot{m} \cdot \frac{c_{1u} - c_{2u}}{z} = [N] \quad (5.8)$$

Axiální síla, kde první člen představuje sílu vyvolanou změnou hybnosti páry v oběžném kole. Druhý člen představuje sílu od přetlaku

$$F_a = \frac{\dot{m}}{z} \cdot (c_{1a} - c_{2a}) + \Delta p \cdot t \cdot L_{OL} = [N] \quad (5.9)$$

Rozdíl tlaků na středním průměru

$$\Delta p = p_1 - p_2 = [bar] \quad (5.10)$$

Tlak na výstupu z rozváděcích lopatek p_1 je určen ze znalosti reakce na středním průměru R_s a izentropického spádu zpracovaného ve stupni h_{iz} .

$$p_1 = f(i_1; s_0) = [bar] \quad (5.11)$$

$$i_1 = i_0 - h_{iz} \cdot (1 - R_s) = [kJ/kg] \quad (5.12)$$

Výsledná ohybová síla

$$F = \sqrt{F_u^2 + F_a^2} = [N] \quad (5.13)$$

Maximální ohybový moment působící na lopatku

$$M_{max} = F \cdot \frac{L_{OL}}{2} = [N \cdot m] \quad (5.14)$$

Namáhání v ohybu

$$\sigma_o = \frac{M_{max}}{W_{OL}} = [MPa] \quad (5.15)$$

Při pevnostním výpočtu lopatky musí platit

$$\sigma_o < \sigma_{o,DOV} \quad (5.16)$$

Dovolené napětí v ohybu je $\sigma_{o,DOV} = 16 [MPa]$ pro stupně, za kterými následuje odběr a pro první stupeň, který je navržen s parciálním ostřikem a dochází v něm tak ke střídavému namáhání. Pro ostatní stupně napětí v ohybu nesmí překročit $\sigma_{o,DOV} = 20 [MPa]$.

5.4 Namáhání tahem

Namáhání tahem je způsobeno odstředivou silou všech hmot nacházejících se nad patním průřezem lopatky.

Hmotnost lopatky

$$m_{OL} = \rho_o \cdot S_{OL} \cdot L_{OL} = [kg] \quad (5.17)$$

Hustota oceli je $\rho_o = 7850 [kg/m^3]$

Otáčky rotoru při zásahu pojistného regulátoru

$$n' = 1,1 \cdot n = 3300 [1/min] \quad (5.18)$$

Úhlová rychlost zásahu regulátoru

$$\omega' = \left(\frac{\pi \cdot n'}{30} \right) = 345,58 [rad/s] \quad (5.19)$$

Odstředivá síla listu lopatky

$$O_{OL} = m_{OL} \cdot \frac{D_s}{2} \cdot \omega'^2 = [N] \quad (5.20)$$

Pro stanovení hmotnosti bandáže je potřeba zvolit výšku bandáže b . Šířka bandáže B je totožná s šířkou oběžné lopatky B_{OL} . U posledních tří stupňů nebyla bandáž vzhledem k vysokým odstředivým silám použita.

$$m_b = \rho_o \cdot \pi \cdot D_b \cdot B \cdot b \cdot \frac{1}{z} = [kg] \quad (5.21)$$

Odstředivá síla vyvolaná hmotností bandáže

$$O_b = m_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \omega'^2 = [N] \quad (5.22)$$

Celková odstředivá síla působící na oběžnou lopatku

$$O_c = O_{OL} + O_b = [N] \quad (5.23)$$

Celkové namáhání tahovou silou na patním průměru lopatky

$$\sigma_t = \frac{O_c}{k \cdot S_{OL}} = [MPa] \quad (5.24)$$

k je součinitel odlehčení u posledních čtyř lopatek.

5.5 Celkové namáhání oběžných lopatek

Celkové namáhání oběžných lopatek je dáno složením tahového a ohybového namáhání

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_o + \sigma_t = [MPa] \quad (5.25)$$

Musí být splněna podmínka

$$\sigma_c < \sigma_D \quad (5.26)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
L_{OL}	[mm]	32	34	41	46	52	59	65
B_{OL}	[mm]	30	25	25	30	30	40	40
b_{OL}	[mm]	30,7	25,6	25,6	30,7	30,7	41,0	41,0
S_{OL}	[cm ²]	2,66	1,85	1,85	2,66	2,66	4,74	4,74
W_{OL}	[cm ³]	0,40	0,23	0,23	0,40	0,40	0,96	0,96
t_{OL}'	[mm]	19,0	15,9	15,9	19,0	19,0	25,4	25,4
z	[–]	134	188	189	160	161	122	123
t_{OL}	[mm]	23,7	15,8	15,9	18,9	19,0	25,3	25,2
F_u	[N]	289,69	192,18	190,06	224,90	222,97	288,75	278,04
Δp	[bar]	1,06	0,88	0,84	0,80	0,76	0,65	0,71
F_a	[N]	71,92	51,85	57,58	73,28	78,15	103,79	116,84
F	[N]	298,48	199,05	198,59	236,53	236,27	306,84	301,59
M_{max}	[N · m]	4,78	3,38	4,07	5,44	6,14	9,05	9,80
σ_o	[MPa]	11,81	14,46	17,40	13,45	15,19	9,44	10,23
m_{OL}	[kg]	0,067	0,049	0,060	0,096	0,109	0,219	0,242
O_{OL}	[N]	4035,81	2792,06	3391,79	5537,25	6311,44	12861,75	14256,30
b	[mm]	5	5	5	5	5	5	5
D_b	[m]	1,049	0,988	1,002	1,017	1,031	1,048	1,06
O_b	[N]	1813,9	955,7	977,8	1427,9	1458,3	2651,4	2690,4
O_c	[N]	5849,7	3747,8	4369,6	6965,1	7769,8	15513,1	16946,7
σ_t	[MPa]	21,96	20,26	23,62	26,15	29,17	32,76	35,78
σ_c	[MPa]	45,58	49,18	58,41	53,05	59,55	51,64	56,23
t_{OL}	[°C]	417,8	395,2	372,9	349,8	326,5	305,8	280,8
Materiál		PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6
σ_D	[MPa]	69	88	123	137	137	157	157
Pevnostně vyhovuje		ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tabulka 16: Pevnostní kontrola OL stupeň 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
L_{OL}	[mm]	74	89	105	113	118	119	125
B_{OL}	[mm]	40	40	40	40	40	40	50
b_{OL}	[mm]	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	41,0	51,2
S_{OL}	[cm ²]	4,74	4,74	4,74	4,74	4,74	4,74	7,40
W_{OL}	[cm ³]	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	1,87
t_{OL}'	[mm]	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	25,4	31,7
z	[-]	125	126	128	130	132	135	129
t_{OL}	[mm]	25,2	25,4	25,4	25,3	25,3	27,1	31,7
F_u	[N]	273,27	264,43	239,20	232,29	226,81	247,81	292,92
Δp	[bar]	0,67	0,58	0,56	0,50	0,44	0,40	0,36
F_a	[N]	124,58	130,98	143,68	141,82	134,16	127,04	151,99
F	[N]	300,33	295,09	279,04	272,16	263,52	278,48	330,01
M_{max}	[N · m]	11,11	13,13	14,65	15,38	15,55	16,57	20,63
σ_o	[MPa]	11,59	13,70	15,28	16,04	16,22	17,29	11,02
m_{OL}	[kg]	0,275	0,331	0,390	0,420	0,439	0,442	0,726
O_{OL}	[N]	16460,2	20093,1	24124,9	26289,1	27845,2	30749,3	56365,1
b	[mm]	5	5	5	6	6	8	10
D_b	[m]	1,083	1,113	1,15	1,172	1,192	1,296	1,44
O_b	[N]	2763,4	2895,5	3042,9	3734,2	3804,2	5862,7	11835,3
O_c	[N]	19223,7	22988,6	27167,9	30023,3	31649,5	36612,1	68200,4
σ_t	[MPa]	40,59	48,54	57,36	63,39	66,83	77,31	92,16
σ_c	[MPa]	63,78	75,94	87,93	95,48	99,27	111,88	114,20
t_{OL}	[°C]	255,5	233,3	210,7	187,8	164,4	135,8	101,3
Materiál		PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6	P-AK 1 TD
σ_D	[MPa]	157	157	157	172	172	172	260
Pevnostně vyhovuje		ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tabulka 17: Pevnostní kontrola OL stupeň 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
L_{OL}	[mm]	161	230	294	440	760
B_{OL}	[mm]	75	75	100	120	200
b_{OL}	[mm]	76,8	76,8	102,4	121,9	204,8
S_{OL}	[cm ²]	16,65	16,65	29,60	37,32	65,28
W_{OL}	[cm ³]	6,32	6,32	14,98	18,58	40,45
t_{OL}'	[mm]	47,6	47,6	63,5	73,2	102,4
z	[–]	92	100	80	82	66
t_{OL}	[mm]	47,5	47,4	63,4	72,8	102,7
F_u	[N]	403,06	366,86	399,37	388,75	393,51
Δp	[bar]	0,31	0,26	0,20	0,15	0,07
F_a	[N]	241,77	282,24	374,33	459,79	517,99
F	[N]	470,01	462,87	547,37	602,11	650,51
M_{max}	[N · m]	37,84	53,23	80,46	132,46	247,19
σ_o	[MPa]	5,99	8,43	5,37	7,13	6,11
m_{OL}	[kg]	2,10	3,01	6,83	12,89	38,95
O_{OL}	[N]	174780,1	271046,5	658365,9	1463379,8	5016128,6
b	[mm]	10	10		0	0
D_b	[m]	1,572	1,77	1,948	2,38	3,02
O_b	[N]	29665,6	34600,5	0,0	0,0	0,0
O_c	[N]	204445,7	305647,0	658365,9	1463379,8	5016128,6
σ_t	[MPa]	122,79	141,21	148,28	206,35	258,72
σ_c	[MPa]	134,77	158,06	159,03	220,61	270,94
t_{OL}	[°C]	85,2	68,7	49,3	24,6	0,7
Materiál		P-AK 1 TD	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD	P-AK 1 TD
σ_D	[MPa]	260	260	260	260	275
Pevnostně vyhovuje		ANO	ANO	ANO	ANO	ANO

Tabulka 18: Pevnostní kontrola OL stupeň 15-19

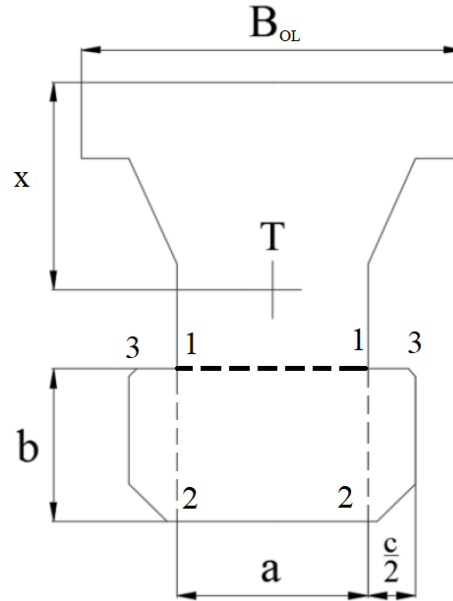
5.6 Závěsy oběžných lopatek

V případě této turbíny byly použity tři typy závěsů. Závěs typu T pro prvních 13 stupňů, kromě regulačního, u kterého vzhledem k namáhání byl zvolen vidličkový závěr. Pro stupně 14 až 17, které jsou více namáhané, byly použity vidličkové závěsy. Poslední dva stupně jsou modulové a je u nich použit stromečkový závěs.

Výrobci parních turbín používají standardizované závěsy pro dané šířky lopatek, jedná se o bedlivě střežené výrobní tajemství každého výrobce.

5.6.1 Závěs typu T

Závěs typu T je běžně užívaným závěsem pro vysokotlaké části turbíny. Obrázek 1 dává představu o rozměrech nutných pro pevnostní výpočet závěsu.



Obrázek 10: Závěs typu T

Průměr těžiště závěsu

$$D_T = D_p - 2 \cdot x = [mm] \quad (5.27)$$

Kde x je vzdálenost těžiště od paty lopatky

Rozteč těžiště závěsu

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z} = [mm] \quad (5.28)$$

Hmotnost závěsu

$$m_Z = \rho_0 \cdot t_T \cdot S_Z = [kg] \quad (5.29)$$

S_Z je plocha závěsu

Odstředivá síla vyvolaná hmotností závěsu

$$O_Z = m_Z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega'^2 = [N]$$

Celková odstředivá síla působící na závěs lopatky

$$O_c = O_{OL} + O_b + O_z = [N] \quad (5.30)$$

Průřez nejvíce namáhaný tahem je průřez 1-1 na

$$A_{11} = a \cdot t_T = [mm^2]$$

Maximální tahové namáhání závěsu

$$\sigma_{TZ} = \frac{O_c}{A_{11}} = [MPa] \quad (5.31)$$

Pevnostní kontrola. Dovolené namáhání σ_D je pro závěs i lopatku stejné

$$\sigma_{TZ} < \sigma_D \quad (5.32)$$

Kritický průřez pro namáhaný smykem je průřez 1-2 na

$$A_{12} = b \cdot t_T = [mm^2] \quad (5.33)$$

Smykové namáhání

$$\tau = \frac{O_c}{2 \cdot A_{12}} = [MPa] \quad (5.34)$$

Pevnostní kontrola

$$\tau < (0,6 \div 0,7) \cdot \sigma_D \quad (5.35)$$

Průřez namáhaný na otláčení (na *Obrázek 10* označen 1-3)

$$A_{13} = c \cdot t_T = [mm^2] \quad (5.36)$$

Namáhání otláčením

$$p = \frac{O_c}{A_{13}} = [MPa] \quad (5.37)$$

Kontrola na otláčení

$$p < 150 \div 200 [MPa] \quad (5.38)$$

Číslo stupně		2	3	4	5	6	7
B_{OL}	[mm]	25	25	30	30	40	40
x	[mm]	14,5	14,5	13,8	13,8	16,2	16,2
D_T	[m]	0,886	0,886	0,892	0,894	0,893	0,893
t_T	[m]	0,015	0,015	0,018	0,017	0,023	0,023
S_Z	[mm ²]	590	590	640	640	946	946
m_z	[kg]	0,069	0,068	0,088	0,088	0,171	0,169
O_z	[N]	3627,7	3608,5	4690,9	4682,7	9097,5	9023,5
O_c	[N]	7375,5	7978,2	11656,0	12452,4	24610,6	25970,2
a	[mm]	12	12	12	12	14	14
A_{11}	[mm ²]	177,7	176,7	210,3	209,4	321,8	319,2
σ_{TZ}	[MPa]	41,51	45,14	55,43	59,46	76,48	81,37
σ_D	[MPa]	88	123	137	137	157	157
b	[mm]	10	10	12	12	12	12
A_{12}	[mm ²]	148,1	147,3	210,3	209,4	275,8	273,6
τ	[MPa]	24,91	27,09	27,72	29,73	44,61	47,46
τ_D	[MPa]	57	80	89	89	102	102
c	[mm]	6	6	6	6	10,8	10,8
A_{13}	[mm ²]	88,83	88,36	105,13	104,71	248,24	246,22
p	[MPa]	83,027	90,288	110,869	118,918	99,140	105,475
p_D	[MPa]	180	180	180	180	180	180

Tabulka 19: Pevnostní kontrola závěsu typu T (OL 2-7)

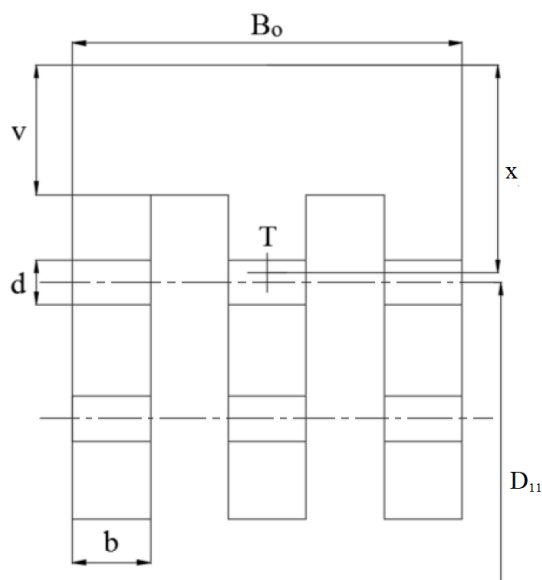
Číslo stupně		8	9	10	11	12
B_{OL}	[mm]	25	25	30	30	40
x	[mm]	14,5	14,5	13,8	13,8	16,2
D_T	[m]	0,886	0,886	0,892	0,894	0,893
t_T	[m]	0,015	0,015	0,018	0,017	0,023
S_Z	[mm ²]	590	590	640	640	946
m_z	[kg]	0,069	0,068	0,088	0,088	0,171
O_z	[N]	3627,7	3608,5	4690,9	4682,7	9097,5
O_c	[N]	7375,5	7978,2	11656,0	12452,4	24610,6
a	[mm]	12	12	12	12	14
A_{11}	[mm ²]	177,7	176,7	210,3	209,4	321,8
σ_{TZ}	[MPa]	41,51	45,14	55,43	59,46	76,48
σ_D	[MPa]	88	123	137	137	157
b	[mm]	10	10	12	12	12
A_{12}	[mm ²]	148,1	147,3	210,3	209,4	275,8
τ	[MPa]	24,91	27,09	27,72	29,73	44,61
τ_D	[MPa]	57	80	89	89	102
c	[mm]	6	6	6	6	10,8
A_{13}	[mm ²]	88,83	88,36	105,13	104,71	248,24
p	[MPa]	83,027	90,288	110,869	118,918	99,140
p_D	[MPa]	180	180	180	180	180

Tabulka 20: Pevnostní kontrola závěsu typu T (OL 8-12)

5.6.2 Vidličkový závěs

U delších lopatek dochází k nárůstu odstředivé síly působící na závěs, proto bylo u stupňů 14 až 17 použito vidličkový závěs. První lopatka regulačního stupně je zase namáhána proměnlivým zatížením a velkým tepelným spádem.

Při pevnostním dimenzování je potřeba zkontrolovat tahové namáhání v průřezu 1-1. pozice lopatky je zajištěna kolíkem, ten je potřeba zkontrolovat pro namáhání na smyk. Poslední kontrolou je otláčení mezi kolíkem a závěsem.



Obrázek 11: Vidličkový závěs

Těžištní průměr závěsu

$$D_T = D_p - 2 \cdot x = [mm] \quad (5.39)$$

Rozteč těžiště závěsu

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_T}{z} = [mm] \quad (5.40)$$

Hmotnost závěsu

$$m_Z = \rho_0 \cdot t_T \cdot S_Z = [kg] \quad (5.41)$$

S_Z je plocha závěsu

Ostředivá síla vyvolaná hmotností závěsu

$$O_Z = m_Z \cdot \frac{D_T}{2} \cdot \omega'^2 = [N]$$

Celková odstředivá síla působící na závěs lopatky

$$O_c = O_{OL} + O_b + O_z = [N] \quad (5.42)$$

Rozteč v průřezu 1-1

$$t_{11} = \frac{\pi \cdot D_{11}}{z} = [mm] \quad (5.43)$$

Plocha namáhaná tahem, n_v je počet rozvidlení, b šířka nožky a d průměr kolíku

$$A_{11} = n_v \cdot b \cdot (t_{11} - d) = [mm^2] \quad (5.44)$$

Namáhání závěsu tahem

$$\sigma_T = \frac{O_c}{A_{11}} = [MPa] \quad (5.45)$$

Pevnostní podmínka

$$\sigma_T < \sigma_D \quad (5.46)$$

Průřez kolíků namáhaných na smyk, n_k je počet kolíků

$$A_k = 2 \cdot n_v \cdot n_k \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = [mm^2] \quad (5.47)$$

Smykové napětí

$$\tau = \frac{O_c}{A_k} = [MPa] \quad (5.48)$$

Vypočtené smykové napětí nesmí přesáhnout hodnotu maximálního dovoleného napětí dle vztahu

$$\tau < (0,6 \div 0,7) \cdot \sigma_D \quad (5.49)$$

Kontrola ploch mezi kolíkem a závěsem na otlačení

$$A_p = n_v \cdot b \cdot d = [mm^2] \quad (5.50)$$

Namáhání otlačením

$$p = \frac{O_c}{A_p} = [MPa] \quad (5.51)$$

Musí být splněna podmínka

$$p_D = 1,5 \cdot \sigma_D \quad (5.52)$$

Číslo stupně		1	14	15	16	17
B_{OL}	[mm]	30	50	75	75	100
v	[mm]	8	12	15	15	15
x	[mm]	19	28	36,36	36,36	37,97
b	[mm]	11	11	11	11	14,75
d	mm	7	10	13	13	13,5
S_z	[mm ²]	761	2211	4085	4085	5688
D_T	[mm]	942	1124,00	1167,28	1227,28	1284,06
t_T	[mm]	22,08	27,37	39,86	38,56	50,42
m_z	[kg]	0,132	0,475	1,278	1,236	2,252
O_z	N	7420,9	31886,5	89090	90605,4	172629,5
D_{11}	[mm]	942,00	1124,00	1168,00	1228,00	1288,00
t_{11}	[mm]	22,08	27,37	39,88	38,58	50,58
n_v	[-]	2,00	3,00	4,00	4,00	4,00
O_c	[N]	13270,60	100086,82	293535,72	325718,47	611540,07
A_{11}	[mm ²]	331,87	573,32	1182,92	1125,47	2187,70
σ_T	[MPa]	39,99	174,57	248,14	222,62	186,36
σ_D	[MPa]	69	260	260	260	260
A_K	[mm ²]	307,88	942,48	2123,72	2123,72	2290,22
τ	[MPa]	24,10	33,83	41,95	42,66	75,38
τ_D	[MPa]	66,3	97,5	97,5	97,5	97,5
A_p	[mm ²]	308	660	1144	1144	1593
p	[MPa]	43,09	151,65	256,59	284,72	383,89
p_D	[MPa]	103,5	390	390	390	390

Tabulka 21: Pevnostní kontrola vidličkového závěsu

5.7 Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kola jsou namáhána rozdílem tlaků Δp před a za rozváděcím kolem. Zjednodušeně lze říci, že rozváděcí kolo je kruhová deska, která je po celém vnějším obvodu podepřena. Složitost a tím i částečná neurčitost namáhání je způsobena dvěma zvláštnostmi. Deska je totiž průřezově zeslabena rozváděcími lopatkami a půlena horizontální rovinou. Tuhost kola se tak mění v radiálním i obvodovém směru. Tím se odlišuje od kruhové desky stejné tloušťky.

Relativně spolehlivé hodnoty namáhání a průhybu může poskytnout experiment.

Tlak za rozváděcím kolem

$$p_1 = f(i_{1,iz}; s_0) = [bar] \quad (5.53)$$

Rozdíl tlaků před a za rozváděcím kolem

$$\Delta p = p_0 - p_1 = [bar] \quad (5.54)$$

Vnitřní průměr rozváděcího kola D_2 je určen průměrem rotoru turbíny $D_R = 800 [mm]$ a výškou ucpávky, která byla zvolena 18 mm. Vnější průměr rozváděcího kola D_1 je určen špičkovým průměrem rozváděcí lopatky a vnější výškou rozváděcího kola.

Vnější poloměr rozváděcího kola

$$R = \frac{D_1}{2} = [mm] \quad (5.55)$$

Maximální napětí v rozváděcím kole, součinitel φ je určen z *Příloha 3* a h je zvolená šířka rozváděcího kola.

$$\sigma_{max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R^2}{h^2} = [MPa] \quad (5.56)$$

Maximální průhyb, součinitel μ je určen z *Příloha 5*. Youngův modul pružnosti v závislosti na teplotě je určen z *Příloha 4*

$$y_{max} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R^4}{E \cdot h^3} = [mm] \quad (5.57)$$

Maximální doporučená velikost průhybu je stanovena dle výsledů experimentu

$$y_{max,D} = 0,002 \cdot R = [mm] \quad (5.58)$$

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
L_{RL}	[mm]	30	32	39	44	50	57	63
Δp	[bar]	13,31	10,07	8,45	7,48	6,55	5,08	5,24
D_2	[mm]	665	665	665	665	665	665	665
D_1	[mm]	1090	1079	1103	1128	1142	1159	1171
φ	[-]	1,24	1,2	1,26	1,29	1,31	1,33	1,38
R	[mm]	545	539,5	551,5	564	571	579,5	585,5
r	[mm]	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5
h	[mm]	80	80	66	64	62	60	60
σ_{max}	[MPa]	76,63	54,95	74,31	74,94	72,79	63,04	68,84
t_p	[°C]	446	420	397	374	351	327	306
σ_D	[MPa]	121	125	132	132	139	139	139
μ	[-]	0,67	0,66	0,68	0,69	0,71	0,75	0,77
E	[MPa]	179000	180000	182000	184000	188000	190000	193000
y_{max}	[mm]	0,859	0,611	1,015	1,083	1,103	1,047	1,137
$y_{max,D}$	[mm]	1,09	1,079	1,103	1,128	1,142	1,159	1,171

Tabulka 22: Pevnostní kontrola RK 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
L_{RL}	[mm]	8	9	10	11	12	13	14
Δp	[bar]	4,52	3,39	2,95	2,54	2,19	2,20	2,14
D_2	[mm]	665	665	665	665	665	665	665
D_1	[mm]	1214	1244	1275	1296	1316	1418	1560
φ	[-]	1,39	1,43	1,46	1,51	1,54	1,6	1,83
R	[mm]	607	622	637,5	648	658	709	780
r	[mm]	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5	332,5
h	[mm]	60	60	60	60	60	60	70
σ_{max}	[MPa]	64,25	52,13	48,54	44,70	40,55	49,08	48,68
t_p	[°C]	282	256	234	211	188	165	137
σ_D	[MPa]	147	147	147	147	159	159	159
μ	[-]	0,79	0,83	0,84	0,89	0,91	0,96	1,16
E	[MPa]	195000	197000	198000	199000	201000	202500	203000
y_{max}	[mm]	1,150	0,990	0,955	0,926	0,860	1,218	1,321
$y_{max,D}$	[mm]	1,214	1,244	1,275	1,296	1,316	1,418	1,56

Tabulka 23: Pevnostní kontrola RK 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
L_{RL}	[mm]	15	16	17	18	19
Δp	[bar]	1,67	1,16	0,86	0,57	0,23
D_2	[mm]	765	765	830	830	830
D_1	[mm]	1692	1870	2028	2502	3240
φ	[-]	1,75	1,92	1,91	2,21	2,48
R	[mm]	846	935	1014	1251	1620
r	[mm]	382,5	382,5	415	415	415
h	[mm]	70	70	70	80	100
σ_{max}	[MPa]	42,65	39,63	34,55	30,79	14,89
t_p	[°C]	101	84	68	48	23
σ_D	[MPa]	159	172	172	172	172
μ	[-]	1,09	1,17	1,22	1,36	1,49
E	[MPa]	205000	208000	209000	210000	212000
y_{max}	[mm]	1,325	1,450	1,551	1,765	1,107
$y_{max,D}$	[mm]	1,692	1,87	2,028	2,502	3,24

Tabulka 24: Pevnostní kontrola RK 15-19

5.8 Namáhání rozváděcích lopatek

Profil rozváděcí lopatky je namáhán silou od přetlaku. Patní průřez lopatky je tak nutné zkontrolovat na namáhání v ohybu.

Přepočet délky tětiny profilu pro zvolenou šířku rozváděcí lopatky

$$b_{RL} = \frac{B_{RL}}{\cos \gamma_{RL}} = [mm] \quad (5.59)$$

Přepočet plochy profilu na patním průměru

$$S_{RL} = S'_{RL} \cdot \left(\frac{B_{RL}}{25}\right)^2 = [mm^2] \quad (5.60)$$

Přepočet průřezového modulu v ohybu

$$W_{RL} = W'_{RL} \cdot \left(\frac{B_{RL}}{25}\right)^3 = [mm^3] \quad (5.61)$$

Předběžný výpočet rozteče lopatek

$$t' = t_{opt} \cdot b_{RL} = [mm]$$

Teoretický počet rozváděcích lopatek v mříži

$$z' = \frac{\pi \cdot D_s}{t'} = [-] \quad (5.62)$$

Po zaokrouhlení na celé vyšší číslo je získán skutečný počet lopatek z

Skutečná rozteč lopatek v mříži je pak

$$t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} = [mm] \quad (5.63)$$

Velikost namáhané plochy profilu ohybem

$$A_{RL} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2) = [m^2] \quad (5.64)$$

Síla na lopatku vyvolaná přetlakem

$$F = \frac{\Delta p \cdot A_{RL}}{z} = [N] \quad (5.65)$$

Síla v ose maximálního kvadratického momentu průřezu

$$F' = F \cdot \cos \alpha = [N] \quad (5.66)$$

Úhel α je určen pomocí úhlu nastavení mříže

$$\alpha = 90 - \gamma = [^\circ] \quad (5.67)$$

Ohybový moment působící u paty lopatky, kde f je vzdálenost místa působení síly od patního průměru rozváděcí lopatky

$$M = f \cdot F' = [N \cdot m] \quad (5.68)$$

Ohybové namáhání v patním průřezu

$$\sigma_o = \frac{M}{W_{RL}} = [MPa] \quad (5.69)$$

Pevnostní kontrola

$$\sigma_o < \sigma_D \quad (5.70)$$

Dovolené namáhání σ_D je určeno podle zvoleného materiálu. Rozváděcí lopatky jsou vyrobeny z materiálu ČSN 15 335.3 určeného z *Příloha 2*. Při volbě vhodného materiálu rozhoduje především teplota prostředí, v němž lopatky pracují. Povrchovou teplotu rozváděcí lopatky lze předpokládat o 50 [°C] nižší než je teplota páry.

Číslo stupně		1	2	3	4	5	6	7
B_{RL}	[mm]	45	45	45	45	45	45	45
γ	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
b_{RL}	[mm]	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5
S_{RL}	[cm ²]	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25
W_{RL}	[cm ³]	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353
t_{RL}'	[mm]	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0
z	[-]	40	37	37	38	38	39	39
t_{RL}	[mm]	79,3	80,4	81,0	79,7	80,4	79,1	79,6
A_{RL}	[m ²]	0,10	0,10	0,12	0,13	0,15	0,18	0,20
Δp	[bar]	13,31	10,07	8,45	7,48	6,55	5,08	5,24
F	[N]	3168,63	2590,55	2668,21	2623,27	2632,05	2291,05	2626,72
F'	[N]	2904,10	2374,28	2445,45	2404,27	2412,31	2099,78	2407,43
f	[mm]	42,5	57	66,5	74	80	87	93
M	[Nm]	123,42	135,33	162,62	177,92	192,98	182,68	223,89
σ_o	[MPa]	36,81	40,36	48,49	53,06	57,55	54,48	66,77
t	[°C]	446,72	420,46	397,07	374,31	351,11	327,64	306,71
σ_D	[MPa]	212	212	251	251	251	251	251

Tabulka 25: Pevnostní kontrola RL 1-7

Číslo stupně		8	9	10	11	12	13	14
B_{RL}	[mm]	45	45	45	45	45	45	45
γ	[°]	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4	66,4
b_{RL}	[mm]	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5	112,5
S_{RL}	[cm ²]	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25	13,25
W_{RL}	[cm ³]	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353	3,353
t_{RL}'	[mm]	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0	81,0
z	[-]	39	40	41	41	42	43	51
t_{RL}	[mm]	80,7	79,9	79,3	80,3	79,5	85,0	80,1
A_{RL}	[mm ²]	0,23	0,28	0,33	0,36	0,38	0,42	0,49
Δp	[bar]	4,52	3,39	2,95	2,54	2,19	2,20	2,14
F	[N]	2624,44	2357,12	2335,61	2200,92	1967,10	2129,89	2058,70
F'	[N]	2405,34	2160,33	2140,62	2017,18	1802,88	1952,08	1886,83
f	[mm]	107	122	135	143	148	149	155
M	[Nm]	257,37	263,56	288,98	288,46	266,83	290,86	292,46
σ_o	[MPa]	76,75	78,60	86,18	86,02	79,57	86,74	87,21
t	[°C]	281,74	256,36	233,98	211,34	188,45	165,09	136,57
σ_D	[MPa]	267	267	267	267	282	282	282

Tabulka 26: Pevnostní kontrola RL 8-14

Číslo stupně		15	16	17	18	19
B_{RL}	[mm]	50	60	60	70	90
γ	[°]	66,4	66,4	66,4	56,3	56,3
b_{RL}	[mm]	125	150	150	126	162
S_{RL}	[cm ²]	16,36	23,56	23,56	15,92	23,85
W_{RL}	[cm ³]	4,600	7,949	7,949	4,281	7,605
t_{RL}'	[mm]	90,0	108,0	108,0	81,9	100,4
z	[–]	54	59	63	73	87
t_{RL}	[mm]	80,9	80,4	80,5	81,8	77,9
A_{RL}	[mm ²]	0,66	1,00	1,29	2,39	4,45
Δp	[bar]	1,67	1,16	0,86	0,57	0,23
F	[N]	2038,83	1953,37	1762,29	1868,95	1170,67
F'	[N]	1868,62	1790,30	1615,17	1553,99	973,39
f	[mm]	188,5	247,5	294	451	763,5
M	[Nm]	352,23	443,10	474,86	700,85	743,18
σ_o	[MPa]	76,57	55,74	59,74	163,73	97,72
t	[°C]	100,83	84,26	67,77	48,14	23,12
σ_D	[MPa]	282	229	229	229	229

Tabulka 27: Pevnostní kontrola RL 15-19

5.9 Dimenzování průměru potrubí

Rozměry odběrových potrubí jsou pevně dány původním vnějším tělesem turbíny. Proto v této kapitole bude pouze

Tato kapitola obsahuje výpočet základních parametrů přívodních a odvodních potrubí turbíny. Průřez potrubí je stanoven z jednoduché rovnice kontinuity

$$S = \frac{\dot{m} \cdot v}{w} = [m^2] \quad (5.71)$$

\dot{m} je hmotnostní průtok páry, v měrný objem a w rychlost proudění, která byla zvolena 50 [m/s]

Průměr potrubí

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad (5.72)$$

Dle stanoveného průřezu byla zvolena jmenovitá světlost potrubí DN. Pro tuto světlost byla zpětně vypočítána skutečná rychlost proudící páry v potrubí.

		Vstup páry	P.O.	NN	NTO
\dot{m}	[kg/s]	31,11	6,11	5,20	15,24
v	[m ³ /kg]	0,039	0,087	0,388	0,909
S	[m ²]	0,0241	0,0107	0,0404	0,2771
D	[mm]	175,2	116,6	226,9	594,0
DN		150	200	250	400
w	[m/s]	68,20	17,00	41,18	55,13

Tabulka 28: Dimenze potrubí

6 Návrh základních rozměrů rotoru

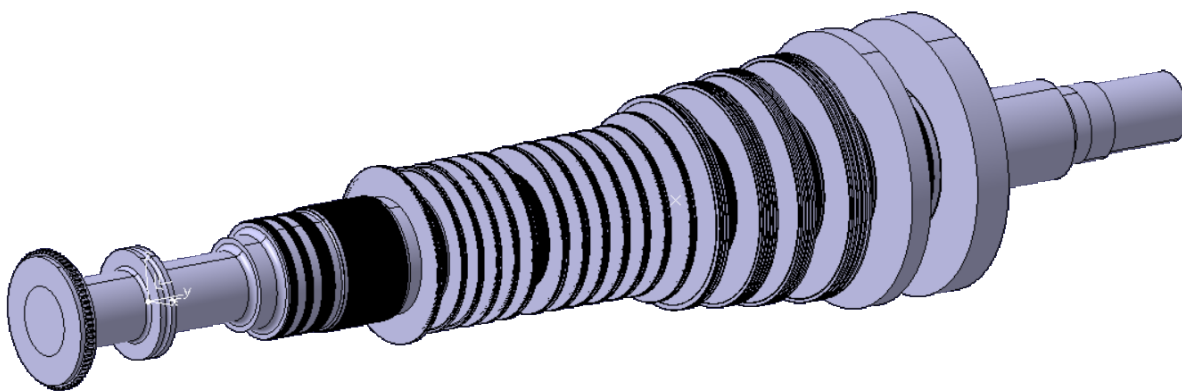
Stanovení základních rozměrů rotoru je nutnou podmínkou pro další výpočty. Rozměry rotoru jsou určeny konstrukčními požadavky, jako například patní průměry lopatek a šířka rozváděcích kol. Dále je zvolit správnou vzdálenost mezi jednotlivými disky v závislosti na šířce rozváděcích kol.

Ložiskovou vzdálenost L_b bylo nutné zachovat stejnou jako u původního stroje.

$$L_b = 5930 \text{ [mm]} \quad (6.1)$$

Hmotnost hřídele m_H byla zjištěna vytvořením 3D modelu v programu Catia V5

$$m_H = 24\,027,7 \text{ [kg]} \quad (6.2)$$



Obrázek 12: 3D model rotoru

Přičtením hmotnosti všech oběžných lopatek získáme celkovou hmotnost rotoru G

$$G = m_H + m_{Lop} = 24\,027,7 + 6971,7 = 30\,999,4 \text{ [kg]} \quad (6.3)$$

6.1 Stanovení kritických otáček

Při návrhu rotoru parní turbíny je nutné zkontrolovat, zda jsou kritické otáčky dostatečně vzdáleny od jmenovitých otáček turbíny. Pro elastické rotory platí, že kritické otáčky by měly být kolem 70% otáček jmenovitých.

$$n'_k = 0,7 \cdot n_j = 0,7 \cdot 3000 = 2100 \text{ [1/min]} \quad (6.4)$$

Kritické otáčky pak lze určit podle rovnice

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_0}{L_b}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L_b}}} = 1945 \text{ [1/min]} \quad (6.5)$$

kde d_0 je maximální průměr hřídele

Pro nominální otáčky $n = 3000 \text{ [1/min]}$ jsou kritické otáčky v přijatelných mezích.

7 Ložiska parní turbíny

Rotor turbíny je uložen na hydrodynamických ložiscích. Na přední i zadní straně turbíny jsou uloženy radiální (nosná) ložiska. Axiální ložisko slouží k zachycení síly v osové směru a je umístěno v předním ložiskovém stojanu.

7.1 Výpočet radiálního (nosného) ložiska

Pro dimenzování nosného ložiska je nejprve nutné určit reakce v ložisku. Ty jsou vyvolány hmotností rotoru, ale také parciálním ostřikem

7.1.1 Reakce od hmotnosti

Při zjišťování reakce bylo postupováno následovně. Nejprve byl vytvořen 3D model rotoru v programu Catia V5. Byly stanoveny hmotnosti jednotlivých úseků s různými průměry a jejich vzdálenost jejich těžiště od osy ložiska. K daným částem rotoru byly přičteny hmotnosti lopatek. Do výpočtu je nutné zahrnout i převislý konec rotoru za osou ložiska.

Reakce od hmotnosti v zadním ložisku je určena z momentové rovnováhy

$$R_{mz} = \frac{\sum F_i \cdot L_i - \sum F_{ii} \cdot L_{ii}}{L_b} = 167596,91 \text{ [N]} \quad (7.1)$$

Pro reakci v předním ložisku platí

$$R_{mp} = G \cdot g - R_{mz} = 30999,4 \cdot 9,81 - 167596,9 = 131\,182,5 \text{ [N]} \quad (7.2)$$

Kde G představuje celkovou hmotnost rotoru a g gravitační zrychlení

7.1.2 Reakce od parciálního ostříku

Pro regulační stupeň s parciálním ostříkem je z výpočtu průtočné části turbíny znám výkon stupně P_{st} a velikost parciálního ostříku ε

Obvodová síla odpovídající výkonu regulačního stupně je:

$$F_{ui} = \frac{P_i}{U} = \frac{5894,6 \cdot 10^3}{158,65} = 37514,4 \text{ [N]} \quad (7.3)$$

Vzhledem k symetrii ostříku je možno předpokládat působení obvodové síly v bodě vychýleném o úhel $\alpha/4$

Pro parciálnost platí:

$$\varepsilon = \frac{\alpha}{2\pi} \quad (7.4)$$

Výsledná síla je

$$F_{uisk} = F_{ui} \cos \frac{\alpha}{4} = 37514,4 \cdot \cos \frac{291}{4} = 10\,974 \text{ [N]} \quad (7.5)$$

Reakce od parciálnosti v zadním ložisku je opět určena z momentové rovnováhy

$$R_{oz} = \frac{F_{uisk} \cdot x}{L_b} = \frac{10\,974 \cdot 1,23}{5,93} = 2276 \text{ [N]} \quad (7.6)$$

Kde x je vzdálenost osy regulačního stupně od osy ložiska.

Reakce v předním ložisku

$$R_{op} = F_{uisk} - R_{oz} = 10\,974 - 2276 = 8698 \text{ [N]} \quad (7.7)$$

7.1.3 Výsledná reakce v ložiscích

Přední ložisko

$$R_p = \sqrt{R_{mp}^2 + R_{op}^2} = \sqrt{131\,182,5^2 + 8698^2} = 131470,5 \text{ [N]} \quad (7.8)$$

Zadní ložisko

$$R_z = \sqrt{R_{mz}^2 + R_{oz}^2} = \sqrt{167\,596,91^2 + 2276^2} = 167612,4 \text{ [N]} \quad (7.9)$$

7.1.4 Kontrola rozměrů ložisek

V tomto případě bylo použito radiální citronové ložisko o průměru $D_b = 380 \text{ [mm]}$. Délka nosné pánve ložiska byla zvolena $L = 240 \text{ [mm]}$, tak aby bylo dodrženo, že poměr $\frac{L}{D_b} = 0,5 \div 0,8$.

Specifické tlak by měl být volen v rozmezí $0,8 \div 2 \text{ [MPa]}$. S ohledem na stabilitu čepu ložiska by neměl být menší než $0,8 \text{ [MPa]}$.

Specifický tlak v předním ložisku

$$p_p = \frac{R_p}{L \cdot D} = \frac{131470,5}{240 \cdot 380} = 1,44 \text{ [MPa]} \quad (7.10)$$

Specifický tlak v zadním ložisku

$$p_z = \frac{R_p}{L \cdot D} = \frac{167596,4}{240 \cdot 380} = 1,84 \text{ [MPa]} \quad (7.11)$$

7.2 Výpočet axiálního (opěrného) ložiska

Pro určení rozměrů axiálního ložiska je nutné stanovit celkovou axiální sílu působící na rotor. Tato síla má tři složky.

7.2.1 Stanovení celkové axiální síly

Celková axiální síla je vyvolána proudem páry a rozdílem tlaků před a za oběžnými lopatkami. Je tvořena těmito složkami:

1. síla působící na lopatkování od rozdílu tlaků před a za oběžnými lopatkami,
2. síla působící na disk oběžného kola,
3. síla vznikající ve vnějších ucpávkách (přední a zadní) a vnitřních (v rozváděcích kolech),
4. síly vyvolané různými průměry hřídele nacházející se v různých tlacích (síla na výstupky tj. na plochy dané rozdíly průměrů hřídele – rotoru „ústupky“ hřídele).

Při určení rozdíl tlaků nelze předpokládat nulovou reakci podél délky lopatky. Reakci na středním průměru je možné určit z rovnice (4.33).

Střední tlak před oběžnou lopatkou je určen ze vztahu

$$R_s = \frac{p_s - p_2}{p_1 - p_2} \quad (7.12)$$

Tlak v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou a rozváděcí lopatkou

$$R_p = \frac{p_m - p_2}{p_1 - p_2} \quad (7.13)$$

Axiální síla na lopatkování je

$$F_{1a} = \pi \cdot D_s \cdot L_{OL} \cdot (p_s - p_2) + \dot{m} \cdot (w_{1a} - w_{2a}) \quad (7.14)$$

U rovnotlakého lopatkování nelze zanedbat impulzní sílu od průtoku páry \dot{m} . Tato síla představuje druhý člen v rovnici (7.14)

Axiální síla na disk oběžného kola

Pro určení axiální síly na disk oběžného kola je nutné nejprve zná tlak před vyrovnávacím otvorem p_o .

$$p_o = p_m - k \cdot (p_m - p_2) = [bar] \quad (7.15)$$

Hodnota součinitele k se teoreticky může měnit v mezích $0 \leq k \leq 1$, v tomto případě bylo dle zkušeností zvoleno $k = 0,4$

Pro $k = 0$, tlak $p_o = p_m$ a v mezeře mezi rozváděcí a oběžnou lopatkou bude nulový

Pro $k = 1$, tlak $p_o = p_2$ průtok odlehčovacím otvorem bude nulový

Síla působící na disk oběžného kole je

$$F_{2a} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D_h^2) \cdot (p_o - p_2) = [N] \quad (7.16)$$

kde D_h je průměr hřídele

Síla působící na vnější přední labyrintovou ucpávku

$$F_{1u} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 + D_2^2 - 2 \cdot D_h^2) \cdot (p_1 - p_2) = -62026,11 [N] \quad (7.17)$$

Síla působící na zadní vnější labyrintovou ucpávku

$$F_{2u} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_h^2) \cdot (p_1 - p_2) = 608,22 [N] \quad (7.18)$$

Síla na ucpávky v rozváděcích kolech jednotlivých stupňů

$$F_{3u} = \frac{1}{2} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_h^2) \cdot (p_1 - p_2) = [N] \quad (7.19)$$

Celková axiální síla je

$$F_{ac} = F_{1a} + F_{2a} + F_{1u} + F_{2u} + F_{3u} = 323\,059,4 [N]$$

7.2.2 Rozměry axiálního ložiska

Pro zachycení axiální síly se používají segmentová ložiska, u kterých činná plocha tvoří 65-80% z celkové plochy mezikruží.

Vnější průměr ložiskových segmentů

$$D_1 = 725 [mm] \quad (7.20)$$

Vnitřní průměr ložiskových segmentů

$$D_2 = 440 [mm] \quad (7.21)$$

Nosná plocha segmentů pro specifický tlak $p = 2 [MPa]$ zvolený dle literatury [2]

$$A_s = \frac{F_{ac}}{p} = \frac{323\,059,4}{2 \cdot 10^6} = 0,161 [m^2] \quad (7.22)$$

Pro jmenovité otáčky turbíny $n = 3000 [1/min]$ se poměr obvodového a radiálního rozměru segmentu volí $\frac{a}{b} \sim 1$.

Radiální rozměr segmentu je

$$b = \frac{1}{2} \cdot (D_1 - D_2) = 142,5 [mm] \quad (7.23)$$

Počet segmentů z

$$z' = \frac{A_s}{b} = 8,98 [-] \quad (7.24)$$

Po zaokrouhlení na celé číslo je skutečný počet segmentů $z = 9 [-]$ a je možné určit skutečnou plochu segmentů

$$A' = z \cdot b^2 = 182756 [mm^2] \quad (7.25)$$

Skutečný specifický tlak

$$p' = \frac{F_{ac}}{A'} = 1,77 \text{ [MPa]} \quad (7.26)$$

Musí být splněna podmínka $p' < 2 \text{ MPa}$

8 Bilance výkonu a stanovení účinnosti

Při určování účinností a výkonů je vycházeno z výpočtu průtočné části turbíny a výpočtu tepelného schématu. Z návrhu průtočné části je zřejmé, že se podařilo dosáhnout požadovaného výkonu a to dokonce s jistou rezervou.

Při jmenovitém výkonu $P_j = 120 \text{ [MW]}$ bylo dosaženo celkové tepelné účinnosti cyklu $\eta = 35,3\%$. Účinnost cyklu je limitována dvěma faktory. Prvním je absence dokonalejšího regeneračního systému, který se skládá jen z odplynováku a jednoho nízkotlakého ohříváku. Druhým důvodem je že z turbíny se odvádí pára do procesu. Tato pára tak nemůže vykonat práci v turbíně.

Z rovnice (8.8) je patrné, že do účinnosti cyklu příznivě přispívá chladič procesní vody, jehož příspěvek činí zhruba 1%.

8.1 Tepelná účinnost při jmenovitém výkonu (120 MW)

Teplo přivedené v kotli

$$Q_p = \dot{m} \cdot (i_0 - i_{NV}) = 124,43 \cdot (3384,7 - 632,7) = 342\,429,93 \text{ [kWt]} \quad (8.1)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru je získán součtem výkonů jednotlivých stupňů

$$P_G = \sum P_{st} \cdot \eta_m \cdot \eta_G = 120\,869 \text{ [kW]} \quad (8.2)$$

Tepelná účinnost celého cyklu

$$\eta = \frac{P_G}{Q_p} \cdot 100 \% = \frac{120\,869}{342\,429,93} \cdot 100 \% = 35,3 \% \quad (8.3)$$

Tepelná účinnost cyklu bez započtení chladiče kondenzátu

$$\eta_{\zeta} = \frac{P_G}{Q_p + Q_{ch}} \cdot 100 \% = \frac{120\,869}{342\,429,93 + 7,2 \cdot 10^3} \cdot 100 \% = 34,6 \% \quad (8.4)$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny při jmenovitém výkonu dosahuje hodnoty

$$\eta_{TD} = 85,64 \%$$

8.2 Tepelná účinnost při sníženém výkonu (90 MW)

Teplo přivedené v kotli

$$Q_p = \dot{m} \cdot (i_0 - i_{NV}) = 94,24 \cdot (3384,7 - 632,7) = 259361,5 \text{ [kWt]} \quad (8.5)$$

Elektrický výkon na svorkách generátoru je získán součtem výkonů jednotlivých stupňů

$$P_G = \sum P_{st} \cdot \eta_m \cdot \eta_G = 90587,5 \text{ [kW]} \quad (8.6)$$

Tepelná účinnost celého cyklu

$$\eta = \frac{P_G}{Q_p} \cdot 100 \% = \frac{90587,5}{259361,5} \cdot 100 \% = 34,92 \% \quad (8.7)$$

Tepelná účinnost cyklu bez započtení chladiče kondenzátu

$$\eta_{\check{c}} = \frac{P_G}{Q_p + Q_{ch}} \cdot 100 \% = \frac{90587,5}{259361,5 + 7,2 \cdot 10^3} \cdot 100 \% = 33,98 \% \quad (8.8)$$

Vnitřní termodynamická účinnost turbíny při jmenovitém výkonu dosahuje hodnoty $\eta_{TD} = 85,59 \%$

9 Závěr

Cílem diplomové práce byl návrh retrofitu jednotělesové kondenzační parní turbíny 120 MW. Po nastínění rozsahu prováděného retrofitu byl proveden výpočet tepelné bilance cyklu a průtočné části turbíny. Na základě vypočtených hodnot byly zvoleny profily rozváděcích a oběžných lopatek. Všechny navržené rozměry průtočné části byly následovně pevnostně ověřeny. Výsledné rozměry byly použity v příloženém výkresu podélného řezu parní turbíny.

Navržená parní turbína se skládá z 19 stupňů, přičemž první stupeň je stupněm regulačním. Z turbíny je odváděna pára celkem na třech místech. Prvním je procesní odběr při tlaku 31,4 bar, tak aby byla pokryta tlaková ztráta v odběru. Následuje odběr pro napájecí nádrž s odplyněním a jeden odběr pro nízkotlaký ohřívák. Po stanovení hmotnosti rotoru byly určeny kritické otáčky turbíny. Na závěr byl proveden návrh a kontrola axiálních (opěrných) a radiálních (nosných) ložisek.

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost cyklu byla stanovena na 85,59% a to při průtoku páry 124,4 kg/s. Konečný výkon turbíny se podařilo zvýšit na 120 869 kW. Celková tepelná účinnost cyklu je 35,3%. Účinnost je limitována nedokonalou regenerací.

Posledním úkolem této práce bylo vytvořit výkres podélného řezu turbíny. Jelikož se jedná o retrofit, byla známa geometrie vnějšího tělesa a pozice odběrů z turbíny. Této pevně dané geometrii bylo nutné přizpůsobit návrh průtočné části.

10 Seznam použitých zdrojů

- [1] J. KUČERA, „Parní turbíny a kondenzátory,“ Přednáška ZČU, Plzeň, 2019.
- [2] J. ŠKOPEK, Parní turbína- Tepelný a pevnostní výpočet, Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2007.
- [3] F. Jan, „Parní turbíny - Návrh a výpočet,“ Akademické nakladatelství CERM, Brno, 2004.
- [4] J. LOUTHAN, „Parní turbíny a kondenzátory,“ Přednáška ZČU, Plzeň, 2019.
- [5] J. BEČVÁŘ, Tepelné turbíny, Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968.

Seznam obrázků

Obrázek 1: Expanzní křivka i-s diagram.....	16
Obrázek 2: Tepelné schéma cyklu.....	17
Obrázek 3: Konstrukční schéma NTO	19
Obrázek 4: Bilance v napájecí nádrži.....	22
Obrázek 5: Bilance v NTO.....	22
Obrázek 6: i-s diagram expanze páry v turbíně.....	24
Obrázek 7: Lopatkový plán průtočné části.....	33
Obrázek 8: Rychlostní trojúhelníky turbínového stupě.....	33
Obrázek 9: Charakteristické rozměry lopatkové mříže.....	38
Obrázek 10: Závěs typu T	49
Obrázek 11: Vidličkový závěs	52
Obrázek 12: 3D model rotoru.....	61

Seznam tabulek

Tabulka 1: Možné rozsahy retrofitu	13
Tabulka 2: Teplota a tlak odebírané páry pro NTO	20
Tabulka 3: Vypočtené hodnoty regenerace	24
Tabulka 4: Rozměry průtočné části stupeň 1-7	30
Tabulka 5: Rozměry průtočné části stupeň 8-14	31
Tabulka 6: Rozměry průtočné části stupeň 15-19	32
Tabulka 7: Rychlostní poměry stupeň 1-14	36
Tabulka 8: Rychlostní poměry stupeň 15-19	37
Tabulka 9: Rozdělení profilů podle Machova čísla.....	38
Tabulka 10: Profily RL stupeň 1-7.....	39
Tabulka 11: Profily RL stupeň 8-14.....	40
Tabulka 12: Profily RL stupeň 15-19.....	40
Tabulka 13: Profily OL stupeň 1-7.....	41
Tabulka 14: Profily OL stupeň 8-14	41
Tabulka 15: Profily OL stupeň 15-19	42

Tabulka 16: Pevnostní kontrola OL stupeň 1-7	47
Tabulka 17: Pevnostní kontrola OL stupeň 8-14	47
Tabulka 18: Pevnostní kontrola OL stupeň 15-19	48
Tabulka 19: Pevnostní kontrola závěsu typu T (OL 2-7).....	51
Tabulka 20: Pevnostní kontrola závěsu typu T (OL 8-12).....	51
Tabulka 21: Pevnostní kontrola vidličkového závěsu.....	54
Tabulka 22: Pevnostní kontrola RK 1-7.....	56
Tabulka 23: Pevnostní kontrola RK 8-14.....	56
Tabulka 24: Pevnostní kontrola RK 15-19.....	57
Tabulka 25: Pevnostní kontrola RL 1-7	59
Tabulka 26: Pevnostní kontrola RL 8-14	59
Tabulka 27: Pevnostní kontrola RL 15-19	60
Tabulka 28: Dimenze potrubí.....	61

Seznam příloh

Příloha 1: Profily lopatek	72
Příloha 2: Dovolená napětí materiálu.....	73
Příloha 3: Součinitel φ pro výpočet namáhání RK.....	74
Příloha 4: Youngův modul pružnosti	75
Příloha 5: Součinitel μ pro výpočet průhybu RK	76
Příloha 6: Tepelné schéma parní turbíny 120 MW	77
Příloha 7: Tepelné schéma turbíny 90 MW	78
Příloha 8: Rychlostní trojúhelníky	79

Příloha 1: Profily lopatek

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí

Označení Profilu	α_1 (°)	α_0 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	$J_{0,min}$ (cm ⁴)	$W_{0,min}$ (cm ³)
S - 90 - 09A	8 až 11	70 až 120	0,72 až 0,85	do 0,90	6,06	3,45	0,416	0,471
S - 90 - 12A	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	do 0,85	6,25	4,09	0,591	0,575
S - 90 - 15A	13 až 14	70 až 120	0,70 až 0,85	do 0,85	5,15	3,3	0,36	0,45
S - 90 - 18A	16 až 20	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,71	2,72	0,243	0,333
S - 90 - 22A	20 až 24	70 až 120	0,70 až 0,80	do 0,90	4,5	2,35	0,167	0,265
S - 90 - 27A	24 až 30	70 až 120	0,65 až 0,75	do 0,90	4,5	2,03	0,116	0,195
S - 90 - 33A	30 až 36	70 až 120	0,62 až 0,75	do 0,90	4,5	1,84	0,09	0,163
S - 90 - 38A	35 až 42	70 až 120	0,60 až 0,73	do 0,90	4,5	1,75	0,081	0,141
S - 55 - 15A	12 až 18	45 až 75	0,72 až 0,87	do 0,90	4,5	4,41	1,195	0,912
S - 55 - 20A	17 až 23	45 až 75	0,70 až 0,85	do 0,90	4,15	2,15	0,273	0,275
S - 45 - 25A	21 až 28	35 až 65	0,60 až 0,75	do 0,90	4,58	3,3	0,703	0,536
S - 60 - 30A	27 až 34	45 až 85	0,52 až 0,70	do 0,90	3,46	1,49	0,118	0,154
S - 65 - 20A	17 až 23	45 až 85	0,60 až 0,75	do 0,90	4,5	2,26	0,338	0,348
S - 70 - 25A	22 až 28	55 až 90	0,50 až 0,67	do 0,90	4,5	1,86	0,242	0,235
S - 90 - 12B	10 až 14	70 až 120	0,72 až 0,87	0,85 až 1,15	5,66	3,31	0,388	0,42
S - 90 - 15B	13 až 17	70 až 120	0,70 až 0,85	0,85 až 1,15	5,2	3,21	0,326	0,413
S - 90 - 12D	10 až 14	70 až 120	0,58 až 0,68	1,40 až 1,80	4,09	2,3	0,237	0,324
S - 90 - 15D	13 až 17	70 až 120	0,55 až 0,65	1,40 až 1,70	4,2	2	0,153	0,238

α_0 vstupní úhel

NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné

Označení Profilu	β_2 (°)	β_1 (°)	t_{opt}	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	b_0 (cm)	S_0 (cm ²)	$J_{0,min}$ (cm ⁴)	$W_{0,min}$ (cm ³)
R - 23 - 14A	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,44	0,43	0,39
R - 26 - 17A	15 až 19	23 až 35	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	2,07	0,215	0,225
R - 30 - 21A	19 až 24	25 až 40	0,58 až 0,68	do 0,90	2,56	1,85	0,205	0,234
R - 35 - 25A	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	do 0,85	2,54	1,62	0,131	0,168
R - 46 - 29A	25 až 32	44 až 60	0,45 až 0,58	do 0,85	2,56	1,22	0,71	0,112
R - 60 - 33A	30 až 36	47 až 65	0,43 až 0,55	do 0,85	2,56	1,02	0,044	0,079
R - 60 - 38A	35 až 42	55 až 75	0,41 až 0,51	do 0,85	2,61	0,76	0,018	0,035
R - 23 - 14A _k	12 až 16	20 až 30	0,60 až 0,75	do 0,95	2,59	2,35	0,387	0,331
R - 26 - 17A _k	15 až 19	23 až 45	0,60 až 0,70	do 0,95	2,57	1,81	0,152	0,165
R - 27 - 17B	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,65	0,80 až 1,15	2,54	2,06	0,296	0,296
R - 27 - 17B _k	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,68	0,85 až 1,15	2,54	1,79	0,216	0,216
R - 30 - 21B	19 až 24	25 až 40	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,01	1,11	0,073	0,101
R - 35 - 25B	22 až 28	30 až 50	0,55 až 0,65	0,85 až 1,10	2,52	1,51	0,126	0,159
R - 21 - 18D	16 až 20	19 až 24	0,60 až 0,70	1,30 až 1,60	2	1,16	0,118	0,142
R - 25 - 22D	20 až 24	23 až 27	0,54 až 0,67	1,35 až 1,60	2	0,99	0,084	0,1

Platí pro profily o šířce $B_0 = 25$ mm

(jen pro oběžné lopatky)

Typ A (podzvukové) pro $M < 0,7 - 0,9$

B (transonické) $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové) $1,1 < M < 1,3$

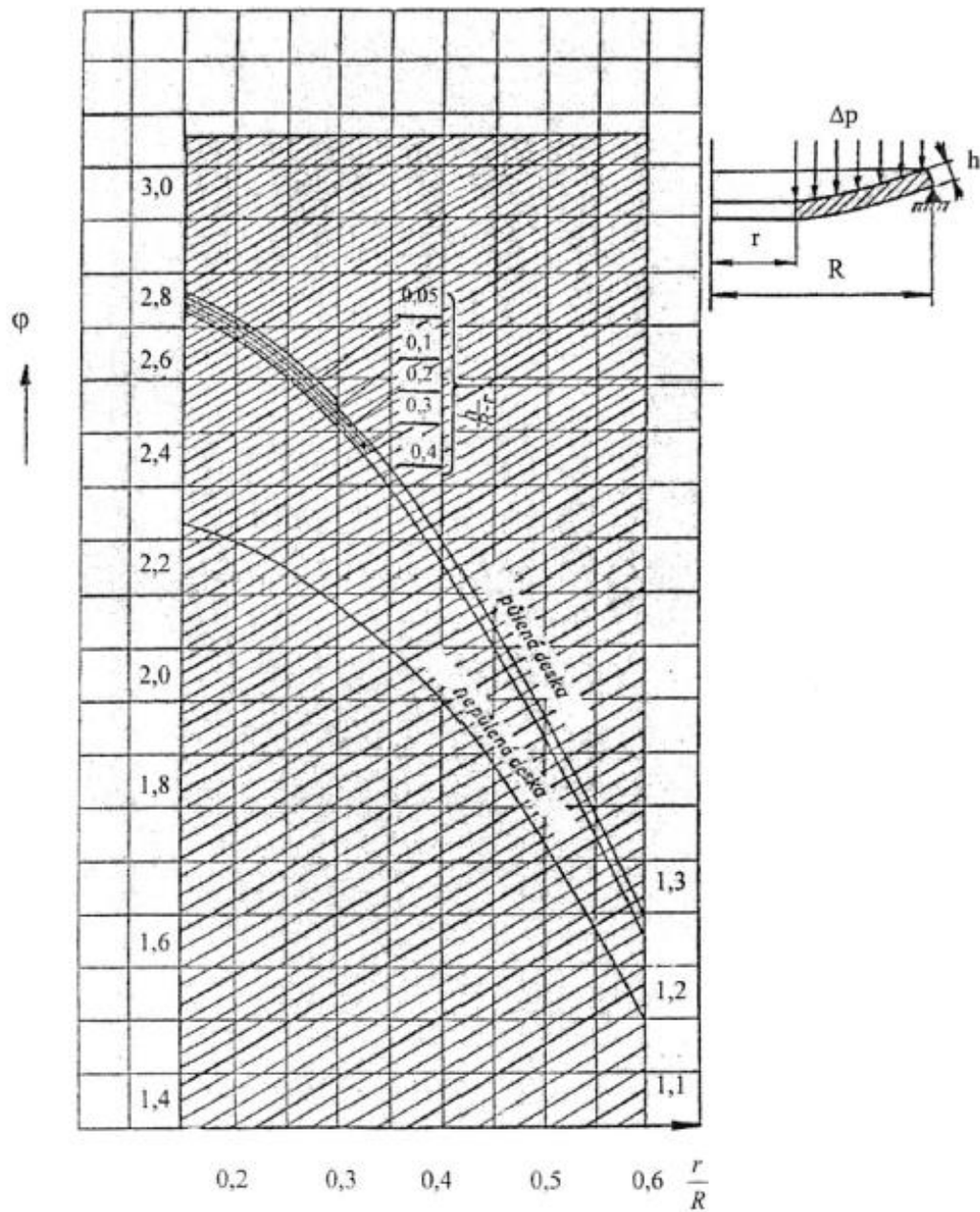
D (rozšiřující se, Lavalovy dýzy) $M > 1,3 - 1,5$

Příloha 2: Dovolená napětí materiálu

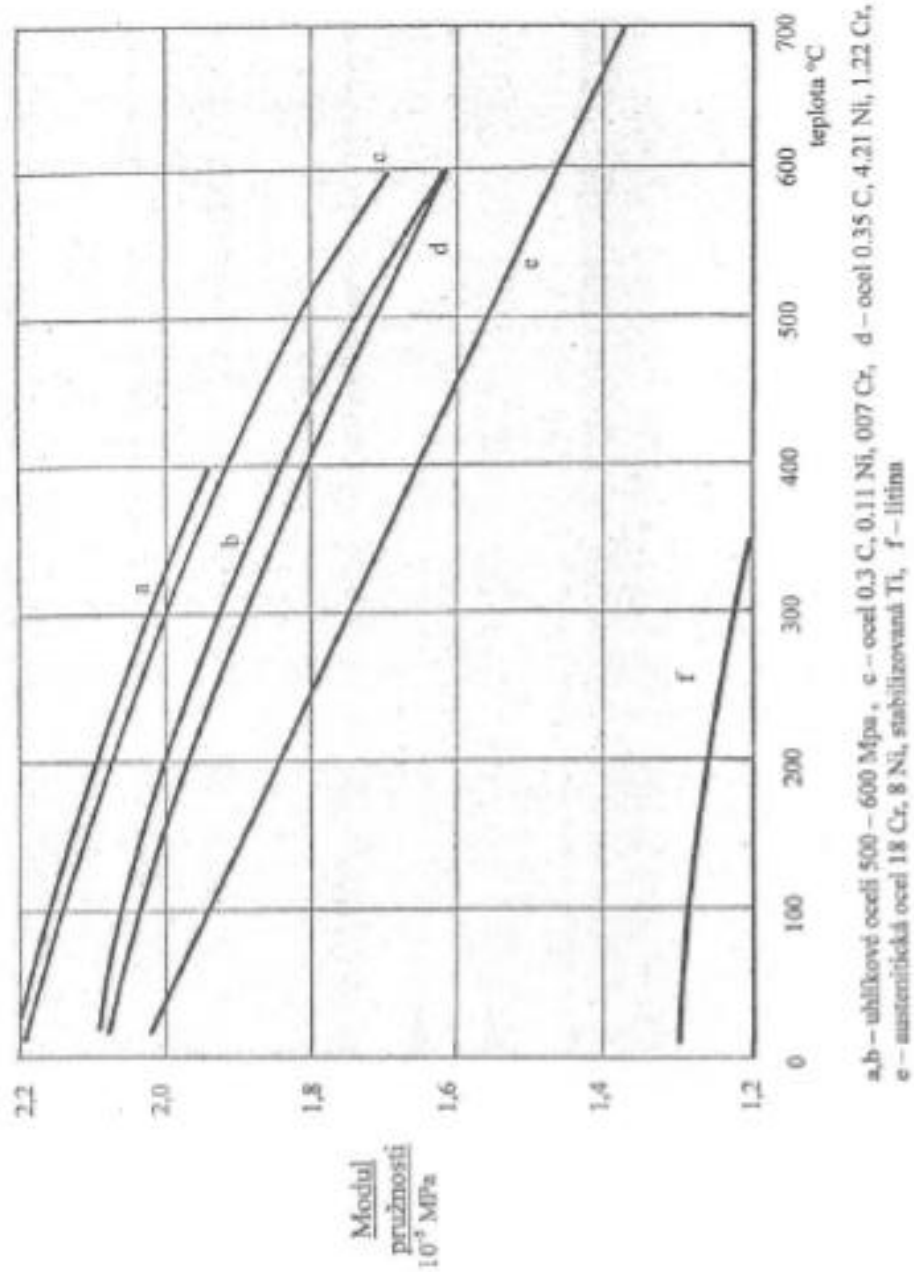
*kód	název materiálu	Sqkm	Tmax	520	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	poznámky až do konce		
00101	15 128.5	363	550	181	172	199	147	139	135	132	138	125	121	109	84	75	66	56	50	44	216	211	208	197	188	178	166	• poznamky až do konce		
00102	11 521.1	304	400	152	132	118	103	95	87	62											210	210	208	197	188			• plechy, výkovky i nad 400° C		
00103	422747.6	410	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	125	100	80	71	65	57	50	44	213	211	204	193	186	177	167	• odlisky i nad 400° C		
00104	422744.6	284	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36	213	210	204	197	188	179	168	• odlisky i nad 400° C		
00105	422742.6	314	500	157	142	127	115	108	103	98	96	94	86	78	59						212	209	203	196	187	176	164	• odlisky i nad 400, do 500° C i do 8 tun		
00106	422713.5	245	400	123	113	98	83	69	59	49											212	208	202	193	184			• odlisky i nad 400° C		
00107	422904.5	294	350	147	132	118	108	103													216	211	204	196	187			• kurovzat (pro jederná 220)		
00108	SN 422903.6	360	400	180	145	140	135	132	131	130											214	209	202	193	182			• kurovzat (pro jederná 1000)		
00109	422425	245	250	59	59	59	59														126	124	121	119				• stírna i do 250° C		
00201	15 128.5	274	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	86	59	59	59									• tyče, vt profily i nad 400° C		
00202	15 335.3	392	550	314	229	282	267	251	251	212	212	172	172	172	133	133	94	94	94									• tyče, vt profily i nad 400° C		
00203	17 021.2	274	400	220	204	188	180	172	172																			• tyče, st profily i do 400° C		
00204	422745	319	550	255	245	240	235	220	220	208	208	134	134	134	88	88	59	59	59									• přenes odlisky u starých strojů		
00205	SN 422903	360	400	284	231	223	216	208	208																				• současná rozvážecí kola i do 400° C	
00206	422904	294	400	235	220	206	191	186	186																				• rozv. lep. nahně v šedé litině (NT)	
00207	422905	245	400	196	180	169	161	153	153																				• AlSi30, nahně 15 335	
00208	AlSi30	443	550	353	328	309	279	258	258	231	231	147	147	147	115	115	88	88	88										• VT,ST rotory méně namáhané a studenéjší	
00301	15 335.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	113	103	98	93	88	82	76									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00302	15 320.9	490	550	196	186	176	157	147	142	137	133	129	123	108	83	70	59	50	42	35									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00303	16 236.6	539	550	216	201	186	167	157	155	152	142	132	123	108	93	86	78	72	65	57									• VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00304	16 431.6	588	500	235	216	196	176	167	162	157	152	137	118	98	73														• VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00305	16 431.9	632	500	255	235	216	196	186	181	176	172	137	118	98	73														• VT,ST rotory více namáhané a teplejší	
00306	16 444.6(9)	735	420	294	279	255	230	216	196	176	147																		• disky skládaných rotorů	
00307	16 526.6	686	420	276	260	235	216	206	191	176	147																		• disky svař. NT rotorů, běžně používaná	
00308	16 536.6 a	314	420	314	299	276	245	230	206	176	147																		• disky do šířky 500 mm	
00401	PAK 1.6	490	460	196	186	172	157	177	123	88	69	53	37																	
00402	PAK 1.6 vyř.	539	420	216	206	186	172	152	132	98	78																			
00403	PAK 2MV.7	570	550	230	221	211	201	191	186	181	178	172	167	162	142	123	103	88	74	59										
00404	P-AK 1 TD	686	200	275	260	245																								
kolicky	00501	15 320.9	588	550	137	130	144	125	115	110	105	107	99	96	82	63	52	44	37	31	26									

Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

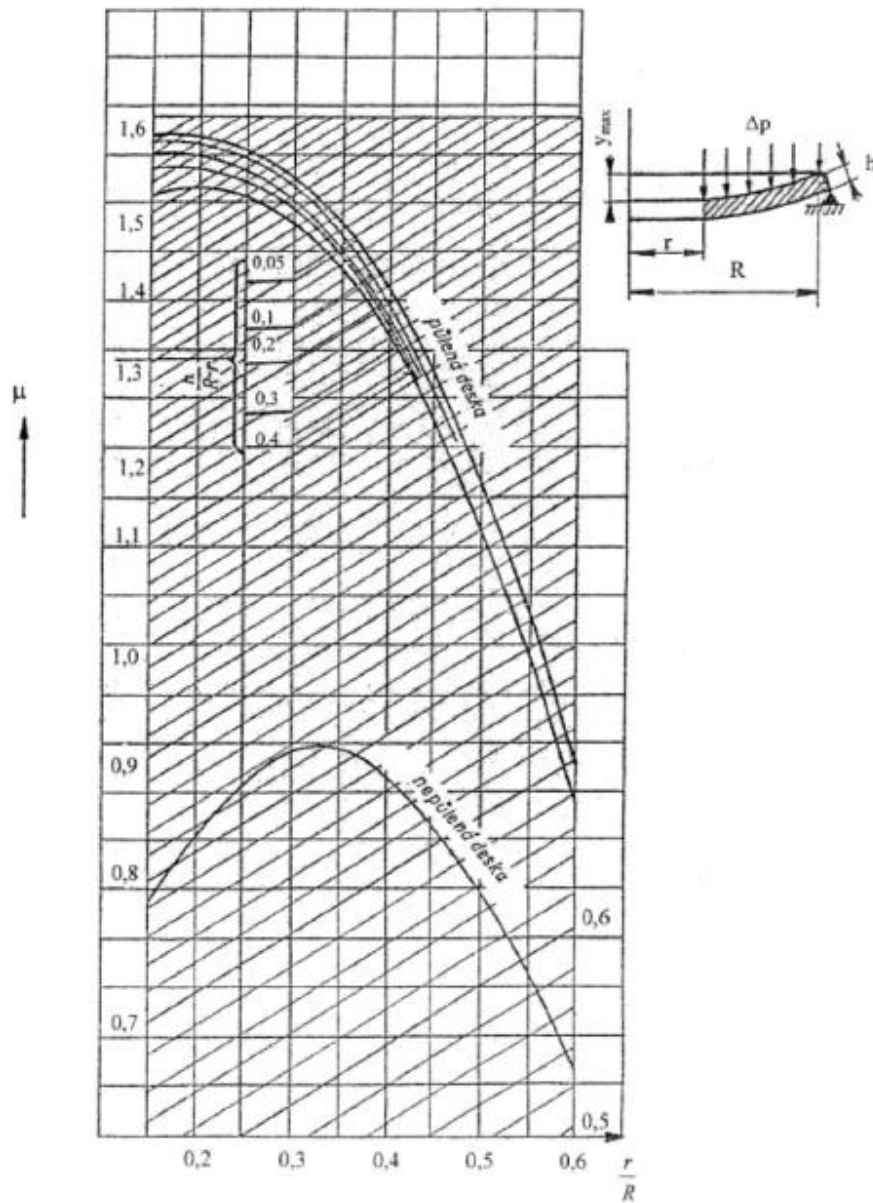
Příloha 3: Součinitel ϕ pro výpočet namáhání RK



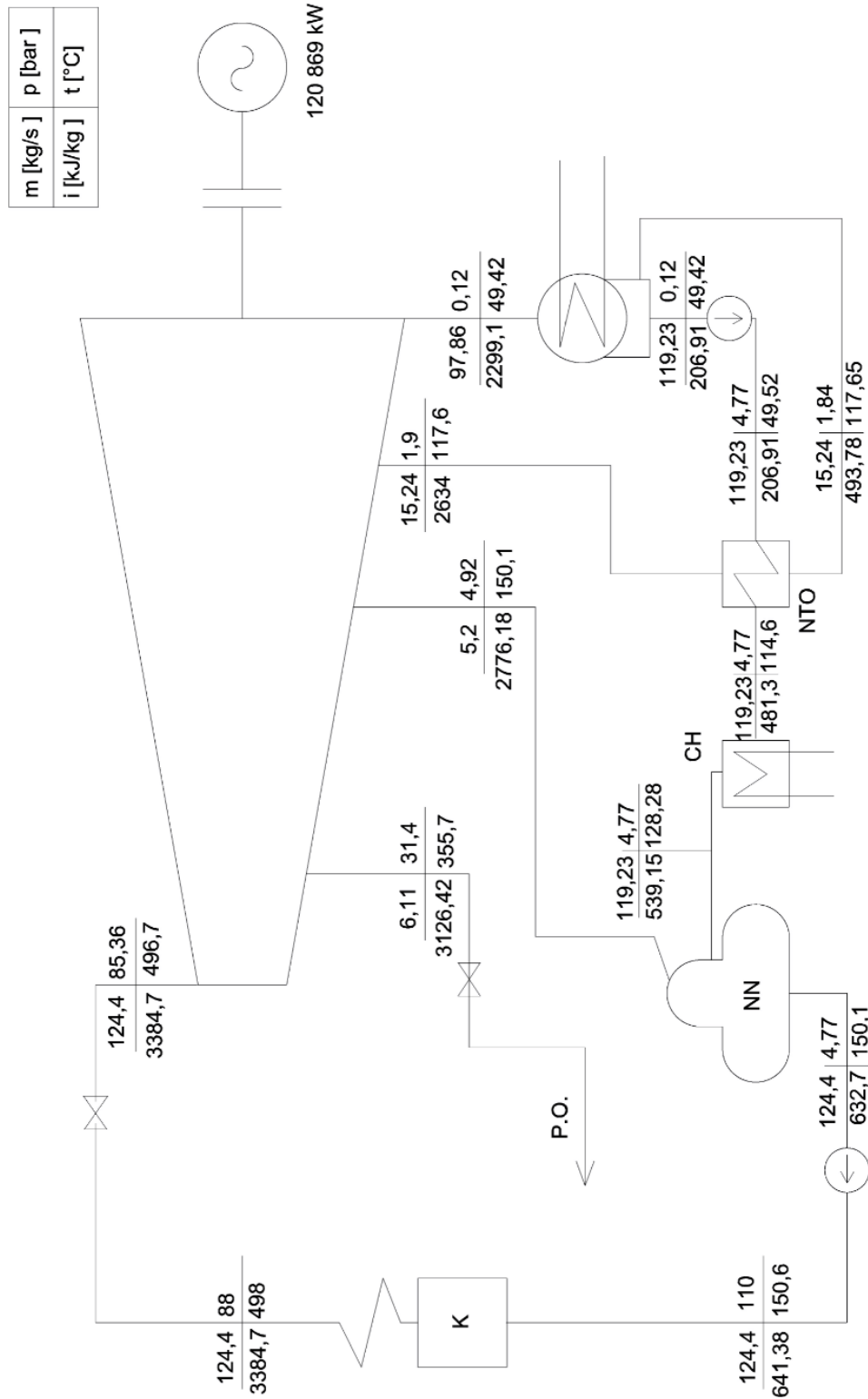
Příloha 4: Youngův modul pružnosti



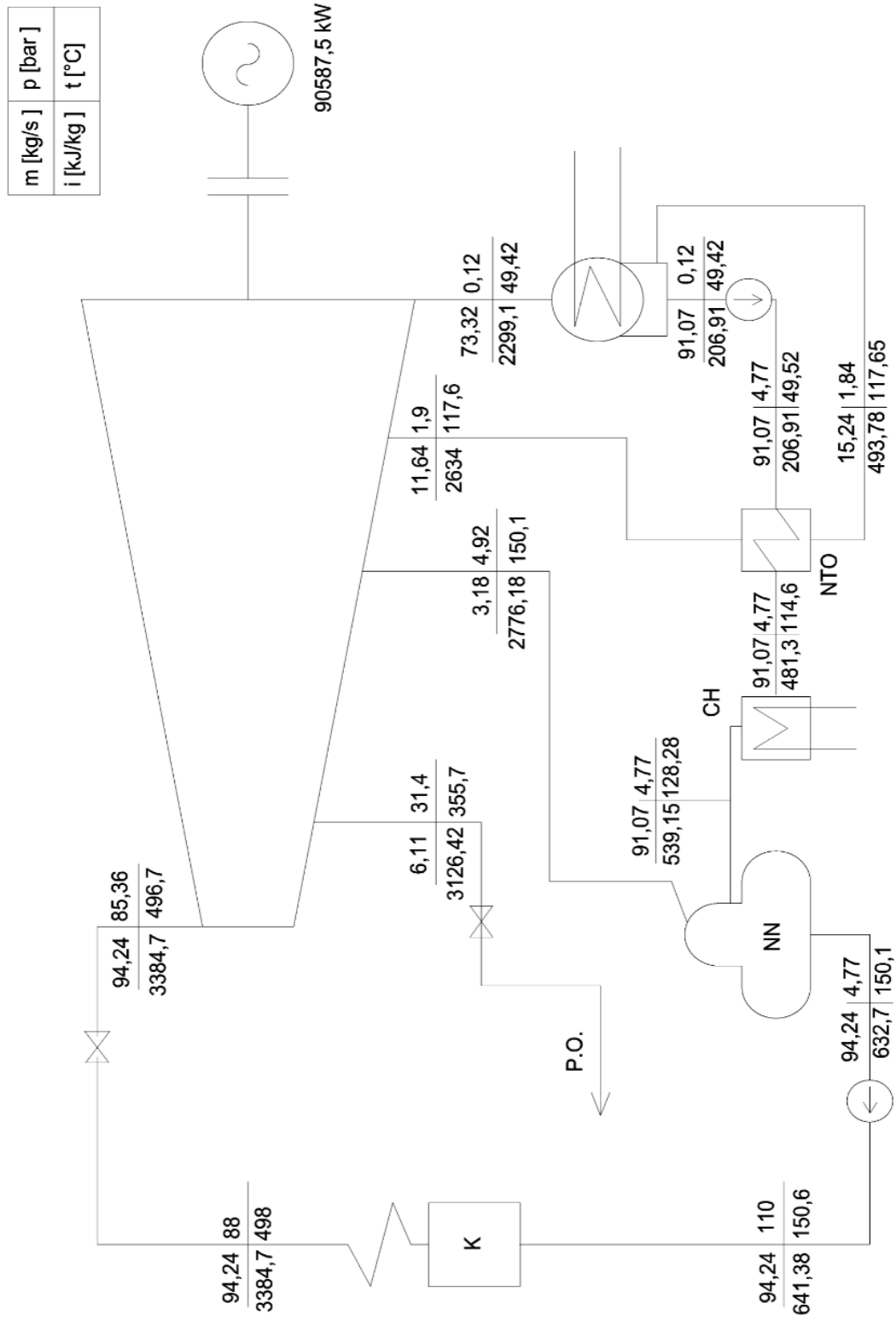
Příloha 5: Součinitel μ pro výpočet průhybu RK



Příloha 6: Tepelné schéma parní turbíny 120 MW



Příloha 7: Tepelné schéma turbíny 90 MW



Příloha 8: Rychlostní trojúhelníky

