



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

**KONDEZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA
DO PAROPLYNOVÉHO CYKLU**
CONDENSATION STEAM TURBINE FOR COMBI-CYCLE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. MARTIN PAVLÍČEK

VEDOUČÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2012

ZADÁNÍ

Abstrakt

V diplomové práci na téma Kondenzační parní turbína do paroplynového cyklu se zabývám bilančním výpočtem tepelného schématu a návrhem turbíny. Tato dvoutělesová parní turbína s kombinovaným VT-ST dílem a dvouproudým NT dílem nemá žádné přídatné technologické odběry páry. NT díl má dva boční výstupy do vodou chlazených kondenzátorů. Je zde zpracována základní rozvaha silových účinků působících na NT díl za provozu. Součástí práce je také výkres s podélným řezem NT dílu a jeho půdorysné uspořádání včetně umístění kondenzátorů.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, paroplynový cyklus, dvouproudý NT díl, rovnotlaké lopatkování.

Abstrakt

This thesis named Condensing steam turbine in combi-cycle deals with the calculation of thermal balancing scheme and the design of turbine. This double body steam turbine with combined HP-IP part and double-flow LP part does not have any additional samples of technological steam. LP part has two side outputs to the water-cooled condensers. There is a basic calculation of force effects on the LP part at operation. The thesis also includes a drawing of a longitudinal cut of LP part and its layout, including position of the condensers.

Key words

Condensing steam turbine, combi-cycle, double LP part, equal pressure blading.

Bibliografická citace mé práce:

PAVLÍČEK, M. *Kondenzační parní turbína do paroplynového cyklu*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 76 s.

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

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci na téma Kondenzační parní turbína do paroplynového cyklu vypracoval samostatně. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací, odborné literatury a zdrojů uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně, dne: 18. 5. 2012

.....

Martin Pavlíček

Poděkování:

Děkuji panu Ing. Václavovi Urbánkovi ze společnosti Škoda Power a vedoucímu diplomové práce panu doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za odbornou pomoc a cenné rady při zpracovávání této diplomové práce.

OBSAH

1. Úvod	10
2. Tepelný výpočet	11
2.1 Tepelné schéma	11
2.1.1 Průběh expanze.....	12
2.2 Parametry VT dílu.....	13
2.3 Parametry ST dílu	14
2.3.1 Vstup.....	14
2.3.2 Výstup.....	15
2.4 Parametry NT dílu	16
2.4.1 Vstup.....	16
2.4.2 Výstup.....	17
2.4.3 Kondenzátor	17
2.4.4 Výpočet NT dílu	18
2.5 Předpokládaný výkon	19
2.5.1 Výkon VT dílu.....	19
2.5.2 Výkon ST dílu	19
2.5.3 Výkon NT dílu	19
2.5.4 Výkon na svorkách generátoru	19
3. Průtočná část	20
3.1 Použité vzorce	20
3.2 Návrh průtočné části NT dílu.....	22
3.3 Lopatkový plán	24
4. Profily lopatek	25
4.1 Rychlostní trojúhelníky.....	25
4.1.1 Použité vzorce	25
4.1.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků	27
4.2 Machova čísla	28
4.2.1 Použité vzorce	28
4.2.2 Výpočet Machových čísel a volba profilů.....	28
4.3 Ztráty ve stupních.....	29
4.3.1 Použité vzorce	29
4.3.2 Výpočet ztrát ve stupních.....	30
4.4 Výpočet a volba délek lopatek	31
4.4.1 Použité vzorce	31
4.4.2 Výpočet a volba délek lopatek	32
5. Namáhání oběžných lopatek	33
5.1 Ohybové namáhání oběžných lopatek.....	33
5.1.1 Použité vzorce	33
5.1.2 Výpočet ohybového namáhání	34
5.2 Tahové namáhání oběžných lopatek	35
5.2.1 Požité vzorce	35
5.2.2 Výpočet tahového a celkového namáhání.....	37
5.3 Namáhání závěsů lopatek	38
5.3.1 Použité vzorce	39
5.3.2 Výpočet namáhání závěsů.....	40

5.4	Namáhání kolíků	41
5.4.1	Požité vzorce	41
5.4.2	Výpočet namáhání kolíků	42
6.	Namáhání rozváděcích kol	43
6.1	Namáhání rozváděcích kol od přetlaku	43
6.1.1	Použité vzorce	44
6.1.2	Výpočet namáhání rozváděcích kol	45
6.2	Namáhání rozváděcích lopatek	46
6.2.1	Použité vzorce	46
6.2.2	Výpočet namáhání rozváděcích lopatek.....	48
7.	Ucpávky	49
7.1	Vnější ucpávky	49
7.1.1	Použité vzorce	50
7.1.2	Výpočet vnějších ucpávek.....	51
7.2	Vnitřní ucpávky	52
7.2.1	Použité vzorce	52
7.2.2	Výpočet vnitřních ucpávek.....	53
7.3	Potrubí k vnějším ucpávkám.....	53
7.3.1	Použité vzorce	53
7.3.1	Výpočet potrubí	54
8.	Rotor.....	55
8.1	Hmotnost rotoru	55
8.1.1	Použité vzorce	55
8.1.2	Výpočet hmotnosti rotoru	56
8.2	Kontrola kritických otáček	57
8.3	Kontrola rotoru na krut.....	58
8.4	Kontrola spojky	59
9.	Radiální ložiska	60
9.1	Výpočet sil působících na ložisko.....	60
9.2	Návrh radiálních ložisek.....	61
9.3	Přívodní a odvodní potrubí radiálních ložisek	62
10.	Uložení NT dílu.....	63
10.1	Uložení vnějšího tělesa a kondenzátorů.....	63
10.2	Uložení vnitřního tělesa	64
11.	Rychlost páry ve výstupním hrdle	65
12.	Závěr.....	66
	Literatura	67
	Software.....	67
	Seznam příloh.....	67
	Seznam použitých symbolů.....	68

1. Úvod

Cílem této diplomové práce je navrhnout dvouproudý NT díl s bočními výstupy do vodou chlazených kondenzátorů dle následujících parametrů.

množství admisní páry	$m_1 = 135 \text{ kg/s}$
tlak admisní páry	$p_1 = 125 \text{ bar(a)}$
teplota admisní / přehřáté páry	$t_1 = 560 \text{ °C} / t_3 = 560 \text{ °C}$
tlaková ztráta přehříváku	13 %
tlak na výstupu VT dílu	$p_2 = 30 \text{ bar(a)}$
množství ST přídavné páry	$m_{ST} = 33 \text{ kg/s}$
množství NT přídavné páry	$m_{NT} = 24 \text{ kg/s}$
tlak a teplota NT páry	$t_{NT} = 290 \text{ °C} / p_{NT} = 3.8 \text{ bar(a)}$
teplota chladící vody	$t_k = 28 \text{ °C}$
otáčky turbíny	$n = 3000 \text{ min}^{-1}$

Tato turbína bude součástí parolynového cyklu. Ohřev vody bude proveden spalínovým kotlem, který bude napojen na spalínovod od plynové turbíny. Turbína nemá žádné přídavné technologické odběry páry.

V první části práce bude zpracováno bilanční schéma turbíny pro nominální provoz. Pro jednotlivé díly se stanoví výkon, vstupní a výstupní parametry přes zvolenou vnitřní termodynamickou účinnost. Vstupní tlak do VT dílu se předpokládá klouzavý. Turbína bude poháněna generátorem, pro který je stanoven získaný svorkový výkon.

Ostatní kapitoly práce budou soustředěny na návrh dvouproudeho NT dílu, jež je hlavní náplní práce.

Průtočná část bude navržena na patní průměr disků 1600 mm, 1625 mm, 1650 mm a poslední 2 stupně budou na stejném průměru 1700 mm. Lopatkování v celé turbíně bude rovnotlaké.

Dále se vypracují výpočty oběžných a rozváděcích lopatek včetně jejich délek, voleb profilů a závěsů. Rovněž se uvedou základní výpočty namáhání lopatek, závěsů a kolíků na tah, smyk a stříh.

Těsnění turbíny bude zpracováno skrze vnějších a vnitřních ucpávek. K vnějším ucpávkám se dopočítá přírodní zahlcovací a odvodní potrubí. Všechny ucpávky budou voleny s nepravým labyrintem.

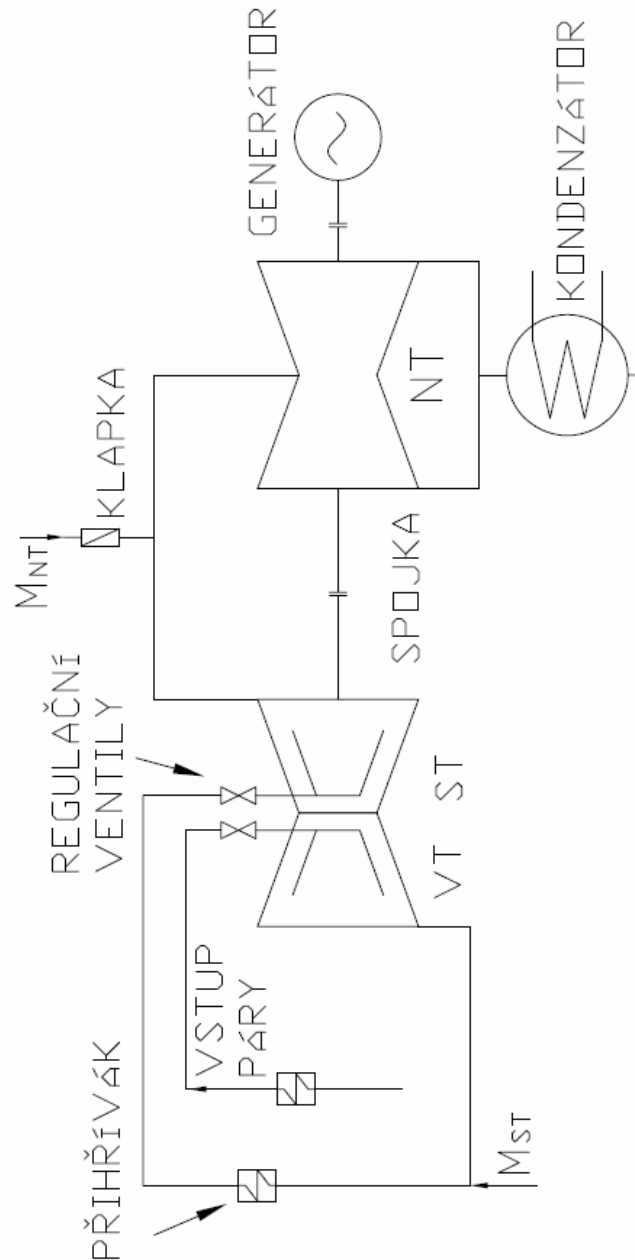
Základní rozvaha silových účinků působících na NT díl za provozu bude provedena skrze reakce v radiálních ložiscích na hmotnost rotoru a tlakové namáhání skříně. Svařovaný rotor se pak zkontroluje na kritické otáčky. Pro radiální ložiska bude počítán ztrátový výkon vlivem tření, přírodní a odpadní olejové potrubí.

Závěrečnou část bude tvořit koncepční návrh podélného řezu NT dílem a jeho půdorysné uspořádání včetně umístění kondenzátorů.

2. Tepelný výpočet

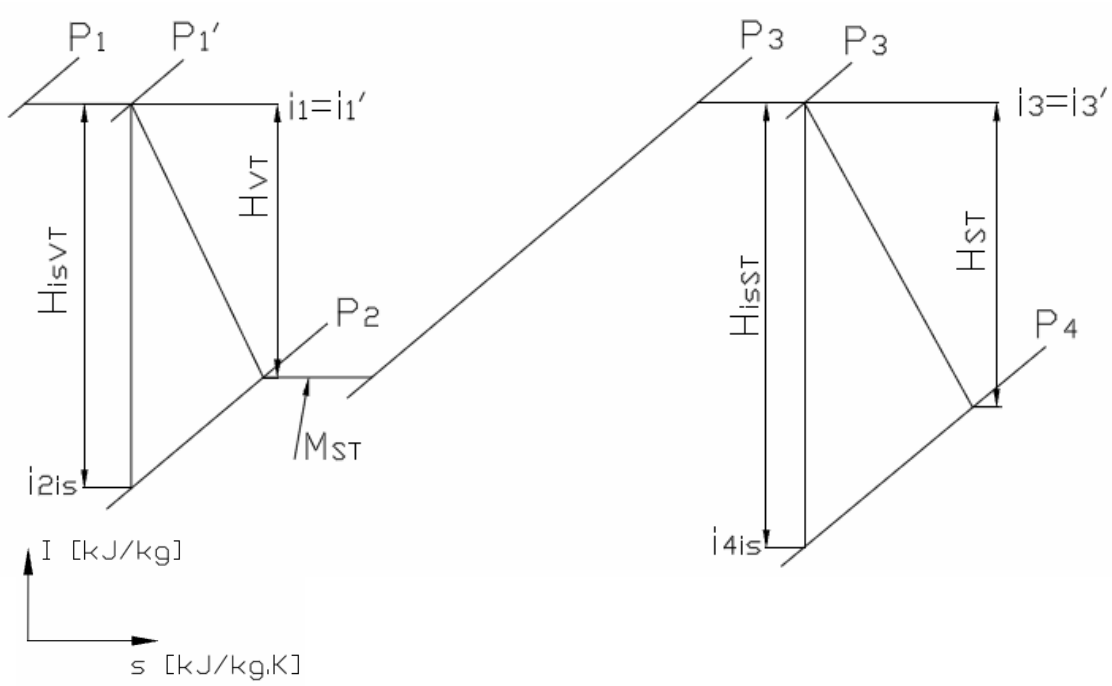
Pro určení parametrů v jednotlivých částech tepelného oběhu jsem použil doplněk do programu Excel IAPWS IF97 (tabulky vody a vodní páry).

2.1 Tepelné schéma

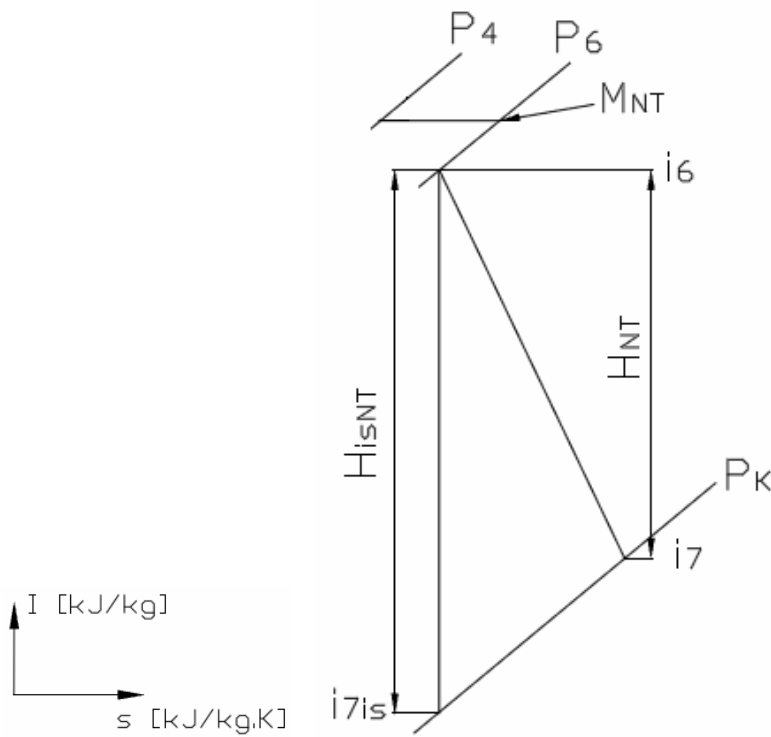


Obr. 1 Tepelné schéma a jeho důležité části

2.1.1 Průběh expanze

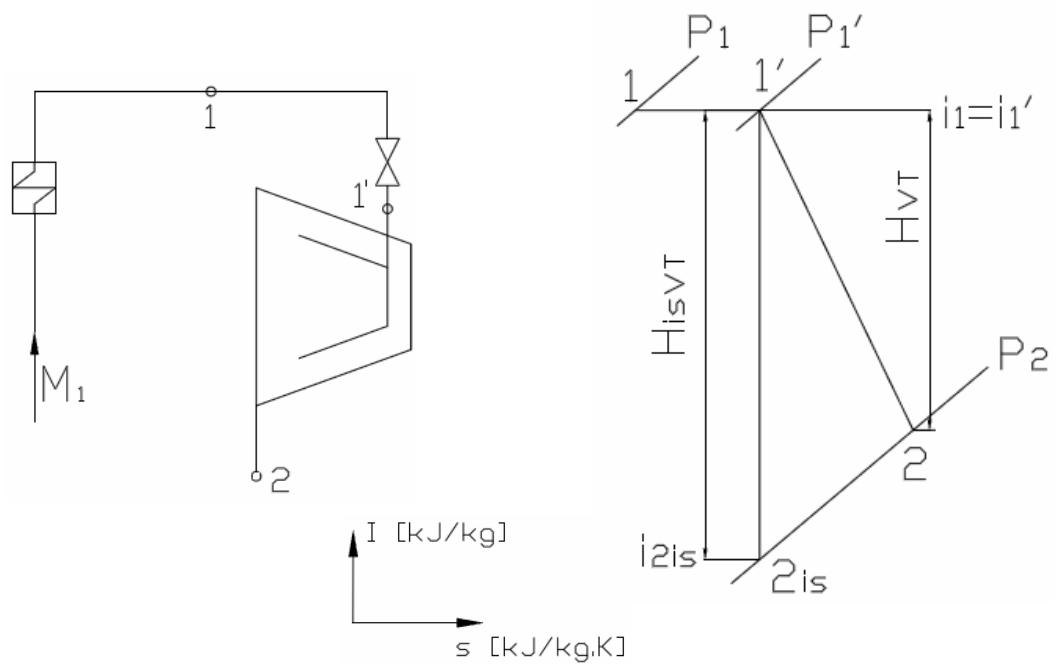


Obr. 2 Průběh expanze VT-ST dílu



Obr. 3 Průběh expanze NT dílu

2.2 Parametry VT dílu



Obr. 4 VT díl a jeho průběh expanze

- Tlakovou ztrátu škrcením na vstupních regulačních ventilech uvažují 2,5 %.
- Vnitřní termodinamickou účinnost VT dílu volím $\eta_{tdi(VT)} = 88\%$.
- Průtočné množství M_1 je ze zadání $M_1 = 135 \text{ kg/s}$.

BOD 1

$$p_1 = 125 \text{ bar}$$

$$t_1 = 560 \text{ °C}$$

$$i_1(p; t) = 3502,4824 \text{ kJ/kg}$$

BOD 1'

$$p_{1'} = 125 \cdot 0,975 = 121,875 \text{ bar}$$

$$i_{1'} = 3502,4824 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{1'}(p; i) = 558,806 \text{ °C}$$

$$s_{1'}(p; i) = 6,6738 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

BOD 2_{is}

$$p_2 = 30 \text{ bar}$$

$$s_{2is} = 6,6738 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$i_{2is}(p; s) = 3072,4005 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{isVT} = i_{1'} - i_{2is} = 3502,4824 - 3072,4005 = 430,0819 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{VT} = H_{is} \cdot \eta_{tdi(VT)} = 430,0819 \cdot 0,88 = 378,4721 \text{ kJ/kg}$$

BOD 2

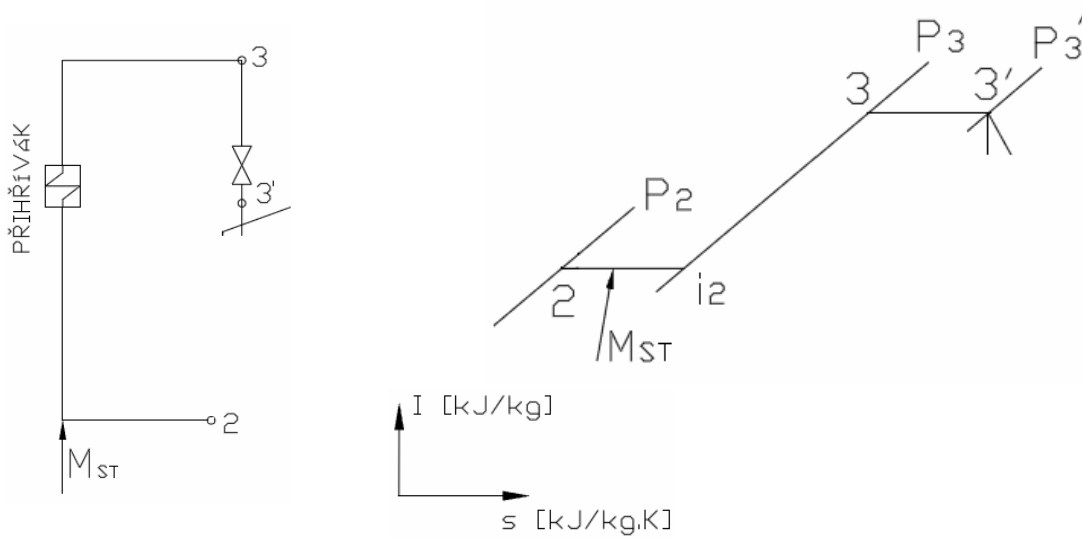
$$p_2 = 30 \text{ bar}$$

$$i_2 = i_{1'} - H_{VT} = 3502,4824 - 378,4721 = 3124,0103 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2(p; i) = 353,38197 \text{ °C}$$

2.3 Parametry ST dílu

2.3.1 Vstup



Obr. 5 Vstup do ST dílu a jeho průběh expanze

- Hmotnostní průtok přidavné středotlaké páry $M_{ST} = 33 \text{ kg/s}$.
- Tlaková ztráta přehříváku $Z_1 = 13 \%$.
- Tlakovou ztrátu škrcením na vstupních regulačních ventilech uvažují $1,5 \%$.
- Vnitřní termodinamickou účinnost ST dílu volím $\eta_{tdi(ST)} = 88 \%$.

BOD 2

$$p_2 = 30 \text{ bar}$$

$$i_2 = 3124,0103 \text{ kJ/kg}$$

$$t_2(p; i) = 353,38197 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$M_1 = 135 \text{ kg/s}$$

BOD 3

$$p_3 = p_2 \cdot 0,87 = 30 \cdot 0,87 = 26,1 \text{ bar}$$

$$i_3 = 3595,6818 \text{ kJ/kg}$$

$$t_3(p; i) = 560 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$M_2 = M_1 + M_{ST} = 135 + 33 = 168 \text{ kg/s}$$

BOD 3'

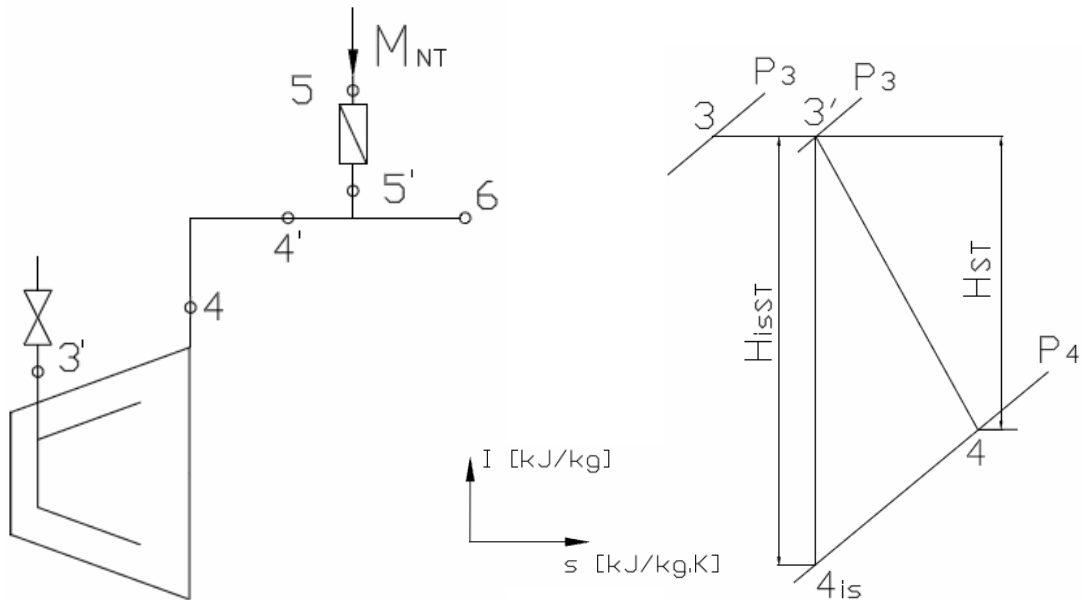
$$p_{3'} = p_3 \cdot 0,985 = 26,1 \cdot 0,985 = 25,7085 \text{ bar}$$

$$i_{3'} = 3595,6818 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{3'}(p; i) = 559,84475 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.3.2 Výstup

- Tlak na výstupu z ST dílu je dopočítán z přídavné NT páry.
- Tlaková ztráta na klapce (5 → 5') $Z_k = 2 \%$.
- Tlak v **bodě 5'** je stejný jako v **bodě 4'** a **bodě 6**.
- Tlaková ztráta v potrubí (4' → 4) $Z_p = 1 \%$.



Obr. 6 Výstup z ST dílu a jeho průběh expanze

BOD 5

$$p_5 = 3,8 \text{ bar}$$

BOD 4' , 5' , 6

$$p_{5'} = p_{4'} = p_6 = p_5 \cdot 0,98 = 3,8 \cdot 0,98 = 3,724 \text{ bar}$$

Tlak v BODĚ 4

$$p_4 = p_{4'} \cdot 1,01 = 3,724 \cdot 1,01 = 3,76124 \text{ bar}$$

BOD 3'

$$p_{3'} = 25,7085 \text{ bar}$$

$$i_{3'} = 3595,6818 \text{ kJ/kg}$$

$$t_{3'}(p; i) = 559,84475 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$s_{3'}(p; i) = 7,4782574 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

BOD 4_{is}

$$p_4 = 3,76124 \text{ bar}$$

$$s_{4is} = 7,4782574 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$t_{4is}(p; s) = 267,72381 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$i_{4is}(p; t) = 3001,6527 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{isST} = i_{3'} - i_{4is} = 3595,6818 - 3001,6527 = 594,0291 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{ST} = H_{is} \cdot \eta_{tdi(ST)} = 594,0291 \cdot 0,93 = 552,4471 \text{ kJ/kg}$$

BOD 4

$$p_4 = 3,76124 \text{ bar}$$

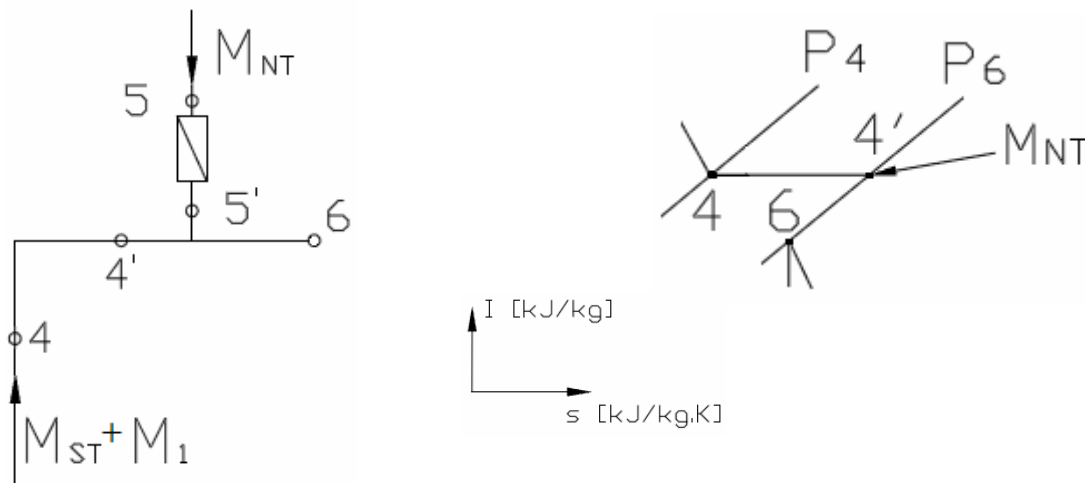
$$i_4 = i_{3'} - H_{ST} = 3595,6818 - 552,4471 = 3043,23474 \text{ kJ/kg}$$

$$t_4(p; i) = 288,04569 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.4 Parametry NT dílu

2.4.1 Vstup

Vstupní parametry NT dílu se určí z rovnice pro míchání páry, z výstupu ST dílu a přídavné NT páry. Parametry přídavné NT páry dle zadání : $t_{NT} = 290 \text{ °C}$ / $p_{NT} = 3,8 \text{ bar}$
Tlaky v bodech 4' a 5' jsou spočítány v předchozí části.



Obr. 7 Vstup do NT dílu a jeho průběh expanze

BOD 4

$p_4 = 3,76124 \text{ bar}$
 $i_4 = 3043,23474 \text{ kJ/kg}$
 $t_4(p; i) = 288,04569 \text{ °C}$



BOD 4'

$p_{4'} = 3,724 \text{ bar}$
 $i_{4'} = 3043,23474 \text{ kJ/kg}$
 $M_2 = 168 \text{ kg/s}$

BOD 5

$p_5 = 3,8 \text{ bar}$
 $t_5 = 290 \text{ °C}$
 $i_5(p; t) = 3047,131 \text{ kJ/kg}$



BOD 5'

$p_{5'} = 3,724 \text{ bar}$
 $i_{5'} = 3047,131 \text{ kJ/kg}$
 $t_{5'}(p; i) = 289,9012 \text{ °C}$
 $M_{NT} = 24 \text{ kg/s}$

$$(m_2 + M_{NT}) \cdot i_6 = m_2 \cdot i_{4'} + M_{NT} \cdot i_{5'}$$

$$i_6 = \frac{M_2 \cdot i_{4'} + M_{NT} \cdot i_{5'}}{M_2 + M_{NT}} = \frac{168 \cdot 3043,23474 + 24 \cdot 3047,131}{168 + 24} = 3043,721773 \text{ kJ/kg}$$

BOD 6

$i_6 = 3043,721773 \text{ kJ/kg}$
 $p_6 = 3,724 \text{ bar}$
 $t_6(p; i) = 288,23506 \text{ °C}$
 $M_3 = 192 \text{ kg/s}$

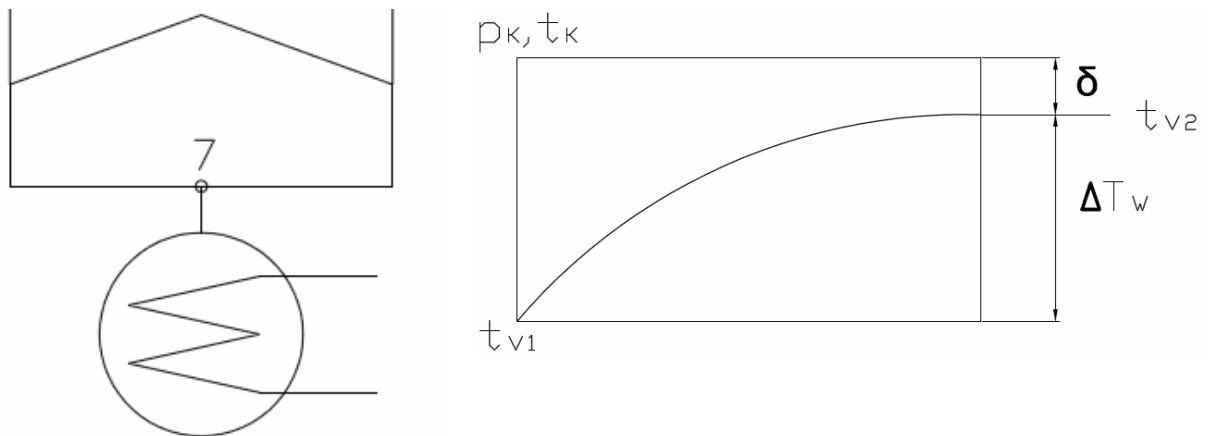
2.4.2 Výstup

Do kondenzátoru přichází pára z NT tělesa. Parametry páry před kondenzátorem uvažují stejné jako na výstupu NT dílu.

Výstupní parametry NT dílu získám vypočítáním kondenzátoru.

2.4.3 Kondenzátor

Po kondenzaci má voda stejnou teplotu a tlak jako pára před kondenzátorem, mění se pouze entalpie (a entropie). Na obrázku je znázorněn průběh teploty v kondenzátoru.



Obr. 8 Schéma kondenzátoru a průběh teploty při kondenzaci

Pro další výpočty volím :

$$\Delta t_w = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\delta = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Chladící voda

Teplota chladící vody na vstupu

$$t_{v1} = 28 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Teplota vody na výstupu

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_w = 28 + 10 = 38 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Kondenzát

Teplota kondenzátu

$$t_k = t_{v1} + \Delta t_w + \delta = 28 + 10 + 3 = 41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Saturační tlak

$$p_k(t_k) = 0,0778731 \text{ bar}$$

Výstup z NT tělesa

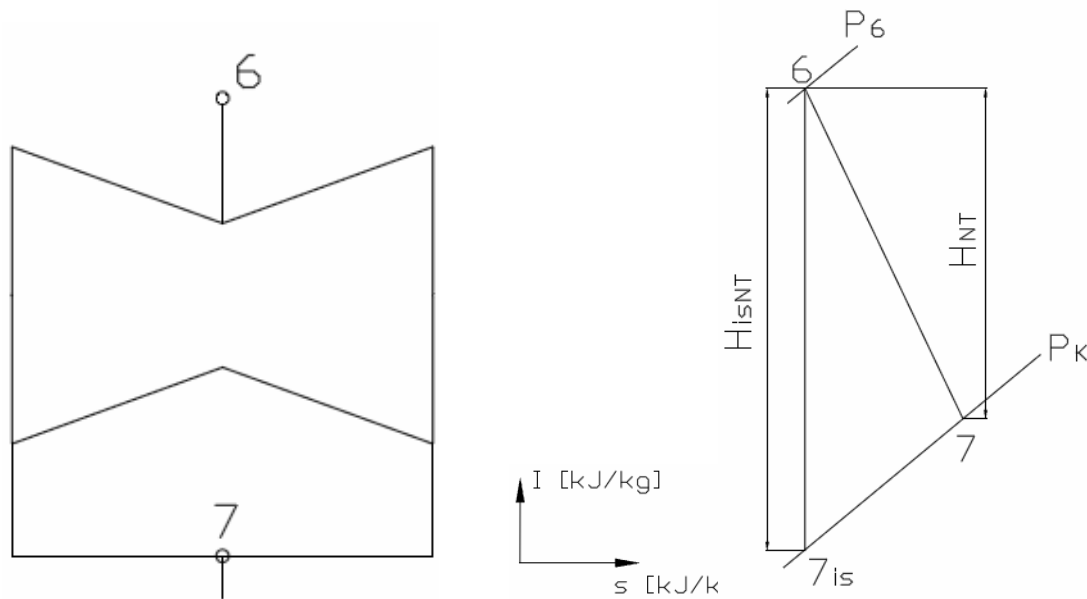
Tlak na výstupu z NT tělesa

$$p_7 = p_k = 0,0778731 \text{ bar}$$

Teplota na výstupu z NT tělesa

$$t_7 = t_k = 41 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.4.4 Výpočet NT dílu



Obr. 9 Schéma NT dílu a jeho průběh expanze

BOD 6

$$i_6 = 3043,721773 \text{ kJ/kg}$$

$$p_6 = 3,724 \text{ bar}$$

$$t_6(p; i) = 288,23506 \text{ °C}$$

$$s_6(p; i) = 7,5591396 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

BOD 7_{is}

$$p_7 = 0,0778731 \text{ bar}$$

$$s_{7is} = 7,5591396 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$$

$$t_7(p; s) = 41 \text{ °C}$$

$$i_{7is}(p; t) = 2362,4054 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{isNT} = i_6 - i_{7is} = 3043,721773 - 2362,4054 = 681,316373 \text{ kJ/kg}$$

$$H_{NT} = H_{is} \cdot \eta_{tdi}(NT) = 681,316373 \cdot 0,85 = 579,118912 \text{ kJ/kg}$$

BOD 7

$$p_7 = 0,0778731 \text{ bar}$$

$$i_7 = i_6 - H_{NT} = 3043,721773 - 579,118912 = 2464,6028 \text{ kJ/kg}$$

$$t_7(p; i) = 41 \text{ °C}$$

2.5 Předpokládaný výkon

2.5.1 Výkon VT dílu

Reálný spád zpracovaný VT dílem $H_{VT} = 378,4721 \text{ kJ/kg}$
Hmotnostní průtok páry VT dílem $M_1 = 135 \text{ kg/s}$

$$P_{VT} = H_{VT} \cdot M_1 = 378,4721 \cdot 135 = 51093,73 \text{ kW}$$
$$P_{VT} = 51,093 \text{ MW}$$

2.5.2 Výkon ST dílu

Reálný spád zpracovaný ST dílem $H_{ST} = 552,4471 \text{ kJ/kg}$
Hmotnostní průtok páry ST dílem $M_2 = 168 \text{ kg/s}$

$$P_{ST} = H_{ST} \cdot M_2 = 552,4471 \cdot 168 = 92811,11 \text{ kW}$$
$$P_{ST} = 92,81 \text{ MW}$$

2.5.3 Výkon NT dílu

Reálný spád zpracovaný NT dílem $H_{NT} = 579,118912 \text{ kJ/kg}$
Hmotnostní průtok páry NT dílem $M_3 = 192 \text{ kg/s}$

$$P_{NT} = H_{NT} \cdot M_3 = 579,118912 \cdot 192 = 111190,8 \text{ kW}$$
$$P_{NT} = 111,19 \text{ MW}$$

2.5.4 Výkon na svorkách generátoru

Celkový výkon soustrojí

$$P_{celk} = P_{VT} + P_{ST} + P_{NT} = 51,093 + 92,81 + 111,19 = 255,0957 \text{ MW}$$

Mechanické ztráty $Z_M = 1,1 \text{ MW}$
Účinnost generátoru $\eta_G = 0,9893$

Výkon na svorkách generátoru

$$P_{el} = (P_{celk} - Z_M) \cdot \eta_G = (255,0957 - 1,1) \cdot 0,9893 = 251,2779 \text{ MW}$$

3. Průtočná část

Po určení okrajových podmínek můžeme začít navrhovat průtočnou část turbíny.

3.1 Použité vzorce

obvodová rychlost			$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [m/s]$
kde	n [ot/min]		- jmenovité otáčky turbíny
	D_s [m]		- střední průměr lopatkování
rychlost vzniklá izotermickou expanzí			$c_0 = \sqrt{2000 \cdot H_{is}} \quad [m/s]$
kde	H_{is} [kJ/kg]		- izoentropický spád stupně
výstupní rychlost z rozváděcího kola			$c_1 = \varphi \cdot c_0 \quad [m/s]$
kde	φ [-]		- ztrátový průtokový součinitel - volím 0,97
ztráta v rozváděcím kole			$Z_r = (1 - \varphi^2) \cdot H_{is} \quad [kJ/kg]$
entalpie za rozváděcím kolem			$i_{2s} = i_1 - H_{is} \quad [kJ/kg]$
kde	i_1 [kJ/kg]		- entalpie před RK
entalpie za rozváděcím kolem s uvažováním ztráty v rozváděcím kanále			$i_{zr} = i_{2s} - Z_r \quad [kJ/kg]$
totální délka lopatky			$l_t = \frac{m \cdot v_r}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1 \cdot \varepsilon_r} \quad [mm]$
kde	m [kg/s]		- průtočné množství páry
	v_r [m ³ /kg]		- měrný objem za oběžnou lopatkou
	α_1 [°]		- vstupní úhel do RL
	ε_r [-]		- kontrakční součinitel – volím 0,95
optimální délka lopatky			$l_{opt} = \sqrt{\frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot D_s \cdot l_t}{1,26 \cdot n + 14,97 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^2}} \quad [mm]$
parcielnost			$\varepsilon = \frac{l_t}{l_{opt}} \cdot 100 \quad [\%]$

redukovaná délka lopatky

$$l_{red} = \frac{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0}}{\left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \cdot \frac{l}{l_{opt}} + 0,784 + \frac{1,26 \cdot n}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} + 14,97 \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3} \quad [mm]$$

podmínka parcielnosti:

pro $L_{red} > L_t$ pak volíme parcielní ostřík skutečná délka lopatky $L_p = L_{opt}$

pro $L_{red} < L_t$ pak volíme totální ostřík skutečná délka $L_p = L_t$

patní průměr $D_p = D_s - l_p \quad [mm]$

průměr na špičce lopatky $D_s = D_s + l_p \quad [mm]$

účinnost nekonečně dlouhé lopatky $\eta_\infty = 3,74 \cdot \left(1 - \frac{u}{c_0}\right) \cdot \frac{u}{c_0} \quad [-]$

ztráta konečnou délkou lopatky $Z_L = \frac{0,0029}{l_p} \cdot \eta_\infty \quad [-]$

ztráta parcielním ostříkem $Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot n \quad [-]$

kde $n [-]$ - počet segmentů ostříku

ztráta odlišným průměrem kola (jen pro $D_s < 1 \text{ m}$) $Z_d = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \frac{u}{c_0} \quad [-]$

ztráta ventilací neostříkнутých lopatek $Z_v = \frac{0,0543}{\sin \alpha_1} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3 \quad [-]$

ztráta rozvějířením (pro $l/D \geq 0,1$) $Z_R = 0,665 \cdot \left(\frac{l_p}{D_s}\right)^2 \quad [-]$

ztráta třením disku $Z_d = 0,59 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3 \cdot \frac{1}{l_t} \cdot \frac{1}{\sin \alpha_1} \quad [-]$

ztráta vlhkosti (jen pro stupně pracující v mokré páře) $Z_v = 1 - x \quad [-]$
 kde $x [-]$ - vlhkost páry

vlastní účinnost stupně $\eta_{TD} = \eta_\infty - \Sigma Z_i \quad [-]$
 kde $\Sigma Z_i [-]$ - suma ztrát na stupni

užitečný spád na stupeň $H_{U\check{z}} = H_{is} \cdot \eta_{TD} \quad [kJ/kg]$

entalpie na vstupu do dalšího stupně $i_2 = i_1 - H_{U\check{z}} \quad [kW]$

výkon stupně $P_{ST} = m \cdot H_{U\check{z}} \quad [kW]$

3.2 Návrh průtočné části NT dílu

Pro výpočet průtočné části byl použit program Turbina-Delphi, který předpokládá ideální rovnotlaké přeměny ve stupni.

Zadávané hodnoty:	m [kg/s]	- průtočné množství
	t_0 [°C]	- vstupní teplota
	p_0 [MPa]	- vstupní tlak
	n [ot./min]	- provozní otáčky

Poté byla provedena iterace změnami u/c_0 a středních průměrů, dokud nebyly dosaženy požadované hodnoty parních průměrů lopatek a přibližně stejné výkony na všech stupních. Program zároveň dopočítával ostatní parametry stupňů jako délky lopatek, účinnosti, ztráty a výkony. Všechny stupně byly voleny jako akční (z důvodu vyšší účinnosti) a s totálním ostřikem.

Dvouproudý NT díl má levou stranu turbíny identickou jako pravou, proto je dále prováděn návrh pouze pravé poloviny.

Stupeň	1	2	3	4	5
M [kg/s]	96	96	96	96	96
i_1 [kJ/kg]	3044,258	2939,88	2831,632	2727,309	2613,044
s_1 [kJ/kg.C]	7,56	7,5855	7,6172	7,6664	7,7416
t_1 [°C]	288,2351	234,3769	177,6647	122,274	68,7216
p_1 [MPa]	0,3724	0,23	0,1313	0,0692	0,0296
x_1 [-]	-	-	-	-	0,995
D_s [m]	1,7764	1,8788	2,0359	2,24	2,76
D_p [m]	1,6	1,625	1,65	1,7	1,7
H_{is} [kJ/kg]	117,3401	122,5554	123,7573	139,9789	193,5537
u [m/s]	279,0363	295,1212	319,7984	351,8584	433,5398
c_0 [m/s]	484,438	495,0868	497,5084	529,1103	622,1796
u/c_0 [-]	0,576	0,5961	0,6428	0,665	0,6968
v_r [m ³ /kg]	1,0048	1,5633	2,5879	5,2521	17,4875
α_1 [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	18
L_t [mm]	176,3524	253,8497	385,9111	540	1060
L_{red} [mm]	0	0	0	0	0
OSTŘÍK	T	T	T	T	T
ε [-]	1	1	1	1	1
n_1	1	1	1	1	1
L_{opt} [mm]	114,7765	130,8313	142,3329	173,5679	206,6521
L_p [mm]	176,3524	253,8497	385,9111	540	1060
L_p/D_s [-]	0,0993	0,1351	0,1896	0,2411	0,3841
Btype	V	Z	Z	Z	Z
η_n [%]	91,3398	90,046	85,8735	83,3178	79,0137
Z_d [%]	0	0	0	0	0
Z_i [%]	1,502	1,0287	0,6453	0,4474	0,2162
Z_p [%]	0	0	0	0	0
Z_v [%]	0	0	0	0	0
Z_t [%]	0,4901	0,3991	0,3567	0,3106	0,1682
Z_r [%]	0,3942	0,2921	0,5749	0,9298	2,36
Z_x [%]	0	0	0	0	0,4987
η_i [%]	88,9535	88,3261	84,2965	81,63	75,7706
H_{uz} [kJ/kg]	104,378	108,2485	104,3231	114,2647	146,6569
P_i [kW]	10020,29	10391,86	10015,02	10969,42	14079,06
i_{2s} [kJ/kg]	2926,918	2817,325	2707,874	2587,33	2419,49
i_2 [kJ/kg]	2939,88	2831,632	2727,309	2613,044	2466,387
s_2 [kJ/kgC]	7,5855	7,6172	7,6664	7,7416	7,8909
t_2 [°C]	234,3769	177,6647	122,274	68,7216	40,9877
p_2 [MPa]	0,23	0,1313	0,0692	0,0296	0,0078
x_2 [-]	-	-	-	0,995	0,9545

Tab. 1 Návrh průtočné části NT dílu

Výkon skupiny [kW] = 55475,64

 H_{is} suma [kJ/kg] = 697,19

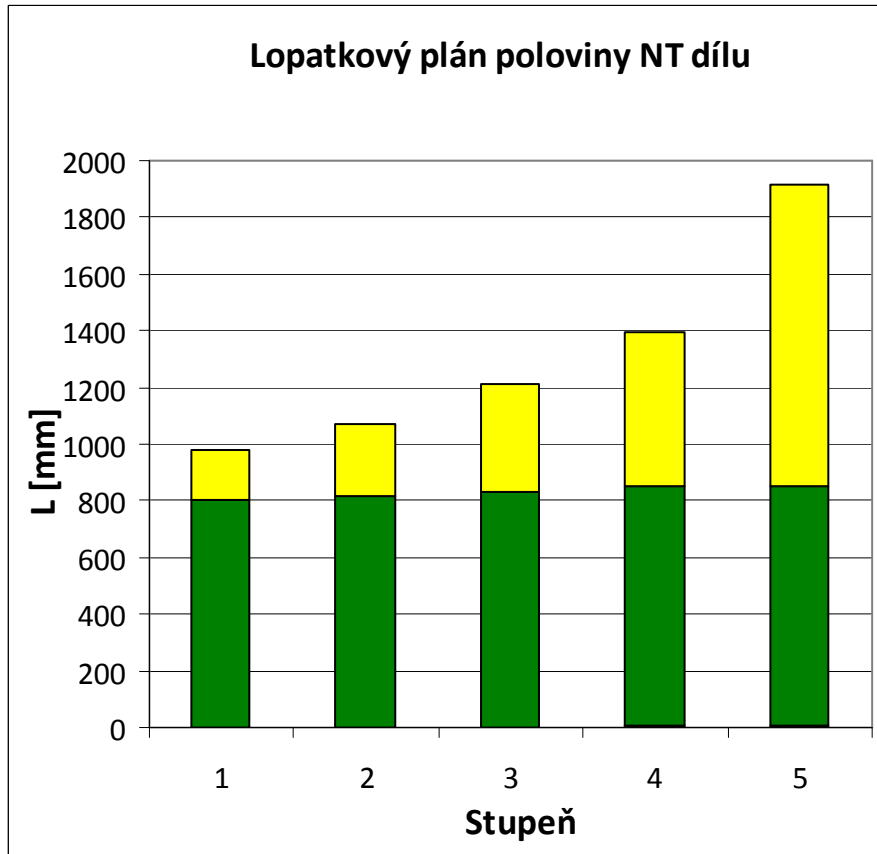
Účinnost [%] = 84,75

 H_{uz} [kJ/kg] = 577,87 H_{is} [kJ/kg] = 681,82

Reheat f. = 0,0225

3.3 Lopatkový plán

Průtočná část je tvořena 5 stupni, o výkonu 55,47 MW a účinností 84,75 %. Patní průměry jsou 1,6 m, 1,625 m, 1,65 m a poslední dva stupně jsou na patním průměru 1,7 m. První stupeň lopatek má provedení válcové a zbylé čtyři jsou zborcené.



Obr. 10 Lopatkový plán poloviny NT dílu

4. Profily lopatek

K určení profilů lopatek je třeba dodržet několik kritérií, a sice:

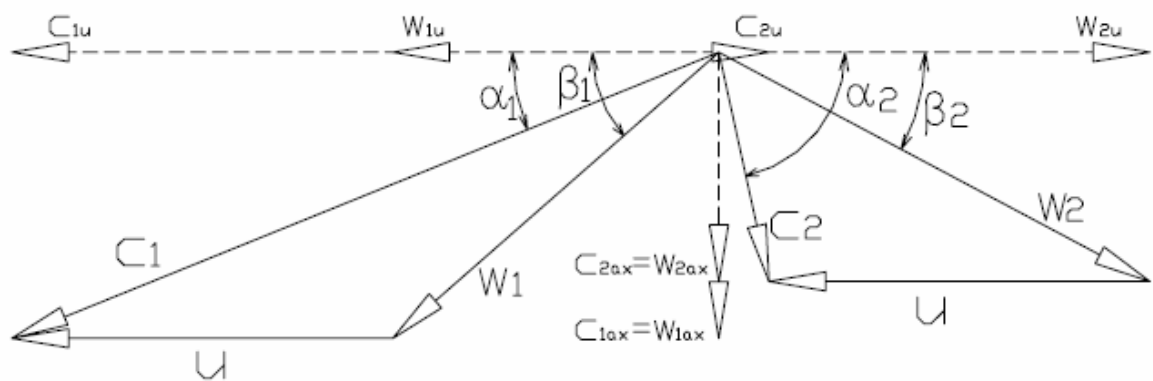
- vstupní a výstupní úhel páry,
- Machova čísla pro oběžné a rozváděcí lopatky.

Na základě těchto parametrů můžeme přiřadit profily k oběžným i rozváděcím lopatkám jednotlivých stupňů. Pro návrh lopatkových profilů vycházíme z Přílohy č. 1.

Údaje o 4. a 5. stupni jsou pouze informativní, neboť lopatky jsou modulové s parametry dle zvyklostí Škoda Power.

4.1 Rychlostní trojúhelníky

Výpočet rychlostních trojúhelníků nám zajistí údaje o absolutních a relativních rychlostech. Po konzultaci jsem určil hodnoty reakce na patě lopatek, jež jsou přípustné v rámci ladění úhlů. U prvního stupně je lopatka válcová, takže je potřeba reakci na patě přepočítat na střední průměr, pro který budou dále počítány všechny rychlosti. Ostatní stupně jsou se zborcenými lopatkami. Pro ty se všechny rychlosti počítají na patním průměru.



Obr. 11 Rychlostní trojúhelník rozváděcí a oběžné lopatky

4.1.1 Použité vzorce

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

kde	R_p [-]	- reakce na patě
	D_p [m]	- patní průměr
	D_s [m]	- střední průměr
	α_1 [°]	- výstupní úhel z RL
	φ [-]	- průtokový součinitel - volím 0,97

absolutní výstupní rychlost z rozváděcích lopatek

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_S) \cdot H_{is}} \quad [m/s]$$

kde H_{is} [kJ/kg] - izoentropický spád stupně

axiální složka rychlosti $c_{1ax} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 \quad [m/s]$

obvodová složka rychlosti $c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad [m/s]$

obvodová rychlost $u = \frac{\pi \cdot D_S \cdot n}{60} \quad [m/s]$ pro válcové lopatky

$u = \frac{\pi \cdot D_P \cdot n}{60} \quad [m/s]$ pro zborčené lopatky

obvodová složka relativní rychlosti $w_{1u} = c_{1u} - u \quad [m/s]$

axiální složka relativní rychlosti $w_{1ax} = c_{1ax} \quad [m/s]$

relativní rychlost na vstupu do OL $w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} \quad [m/s]$

úhel relativní rychlosti $\beta_1 = \arcsin \frac{w_{1ax}}{w_1} \quad [^\circ]$

Podle úhlu β_1 a Machova čísla zvolíme z katalogu profilů (Příloha č. 1) daný profil pro oběžnou lopatku. V daném rozmezí úhlu výstupní relativní rychlosti β_2 volíme čísla tak, aby nám vycházel axiální výstupní úhel páry ze stupně α_2 přibližně 90° .

rychlostní součinitel pro oběžné lopatky dle Samoljoviče

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

relativní rychlost na výstupu z oběžné lopatky

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + R_S \cdot 2000 \cdot H_{is}} \quad [m/s]$$

axiální složka rychlosti $w_{2ax} = w_2 \cdot \sin \beta_2 \quad [m/s]$

obvodová složka rychlosti $w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 \quad [m/s]$

obvodová složka absolutní rychlosti $c_{2u} = w_{2u} - u \quad [m/s]$

axiální složka absolutní rychlosti $c_{2ax} = w_{2ax} \quad [m/s]$

absolutní rychlost na výstupu z oběžné lopatky $c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} \quad [m/s]$

výstupní úhel z oběžné lopatky $\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2ax}}{c_{2u}} \quad [^\circ]$

4.1.2 Výpočet rychlostních trojúhelníků

	válcová	zborcené			
Stupeň	1	2 pata	3 pata	4 pata	5 pata
D_p [m]	1,600	1,625	1,650	1,700	1,700
D_s [m]	1,7764	-	-	-	-
H_{is} [kJ/kg]	117,3401	122,5554	123,7573	139,9789	193,5537
α_1 [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	18,0
φ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
R_p [-]	0,15	0,27	0,28	0,23	0,40
R_s [-]	0,2944	-	-	-	-
c_1 [m/s]	394,7101	410,3122	409,4854	450,3637	467,4801
$c_{1ax} = w_{1ax}$ [m/s]	91,4732	95,0890	94,8974	104,3708	144,4593
c_{1u} [m/s]	383,9645	399,1418	398,3375	438,1029	444,6000
u [m/s]	279,0363	255,2544	259,1814	267,0354	267,0354
w_{1u} [m/s]	104,9282	143,8874	139,1561	171,0676	177,5646
w_1 [m/s]	139,2023	172,4688	168,4338	200,3931	228,9054
β_1 [°]	41,0809	33,4590	34,2920	31,3880	39,1304
β_2 [°] rozsah	22-28	19-24	19-24	19-24	19-24
β_2 [°] volím	22,00	20,00	19,32	18,50	24,00
ψ [-]	0,8950	0,8785	0,8788	0,8719	0,8951
w_2 [m/s]	266,2278	272,0978	274,6535	281,9196	407,4909
w_{2ax} [m/s]	99,7307	93,0629	90,8674	89,4544	165,7415
w_{2u} [m/s]	246,8421	255,6883	259,1865	267,3510	372,2615
c_{2ax} [m/s]	99,7307	93,0629	90,8674	89,4544	165,7415
c_{2u} [m/s]	-32,1942	0,4339	0,0051	0,3157	105,2261
c_2 [m/s]	104,7982	93,0639	90,8674	89,4550	196,3231
α_2 [°]	72,1093	89,7329	89,9968	89,7978	57,5893

Tab. 2 Rychlostní trojúhelníky poloviny NT dílu

4.2 Machova čísla

Umožňují nám stanovit rychlosti proudění páry v lopatkové mříži. Dle Machových čísel lze dělit profily lopatek do čtyř skupin:

- $Ma < 0,7 - 0,9$ podzvukové proudění
- $0,9 < Ma < 1,15$ transsonické proudění
- $1,1 < Ma < 1,3$ nadzvukové proudění
- $1,3 < Ma < 1,5$ vysoce nadzvukové proudění

4.2.1 Použité vzorce

Machovo číslo $Ma = \frac{c}{a}$

rychlost proudu c [m/s] – rychlost na vstupu do lopatkové mříže

rychlost zvuku $a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v}$ [m/s]

tlak za stupněm p [MPa]

měrný objem páry $v = f(t; p)$ [m³/kg]

$v = f(x; p)$ [m³/kg] - pro lopatky pracující v mokré páře

izoentropický exponent $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$ [-]

měrná tepelná kapacita c_p [kJ/kg·K] – při stálém tlaku

c_v [kJ/kg·K] – při stálém objemu

4.2.2 Výpočet Machových čísel a volba profilů

Stupeň	1	2	3	4	5
κ [-]	1,3486	1,3400	1,3339	1,3295	1,3273
P_2 [bar]	2,3000	1,3130	0,6920	0,2960	0,0780
t_2 [°C]	223,4117	157,4376	91,2096	60,9326	41,3392
v_2 [m ³ /kg]	0,9867	1,4982	2,4015	5,2420	17,4274
a_1 [m/s]	553,2136	513,4046	470,8241	454,1964	424,7566
suchost x_2 [-]	-	-	-	0,9728	0,9406
Rychlosti	Rozváděcí lopatky				
c_1 [m/s]	394,7101	410,3122	409,4854	450,3637	467,4801
Ma [-]	0,7135	0,7992	0,8697	0,9916	1,1006
α_1 [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	18,0
Profil	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-12B	S-90-15B

Tab. 3 Machova čísla a volba profilů 1.část

Rychlosti	Oběžné lopatky				
Stupeň	1	2	3	4	5
w_1 [m/s]	139,2023	172,4688	168,4338	200,3931	228,905368
Ma [-]	0,251625	0,335932	0,357742	0,441204	0,53890944
β_1 [°]	41,08093	33,459	34,292	31,38798	39,1303918
Profil	R-35-25A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A
β_2 [°] rozsah	22-28	19-24	19-24	19-24	19-24
β_2 [°] volím	22	20	19,32	18,5	24

Tab.4 Machova čísla a volba profilů 2.část

4.3 Ztráty ve stupních

Pro pokračování v dalších výpočtech je důležité znát tyto ztráty. Program Turbína-Delphi nám poskytl údaje pouze před a za stupněm a některé ztráty. Dalším krokem je dopočítat hodnoty mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami. K jejich vypočítání použijeme již známé rychlostní součinitele pro rozváděcí a oběžné lopatky z výpočtu rychlostních trojúhelníků.

4.3.1 Použité vzorce

ztráty v rozváděcích lopatkách:

zpracovaný spád $h_{isRL} = (1 - R_s) \cdot h_{is}$ [kJ / kg]

ztráta v rozváděcí lopatce $z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot h_{isRL}$ [kJ / kg]

entalpie za rozváděcí lopatkou při izoentropické expanzi

$$i_{2isRL} = i_1 - h_{isRL} \quad [kJ / kg]$$

skutečná entalpie za RL $i_{2RL} = i_{2isRL} + z_{RL}$ [kJ / kg]

tlak za RL $p_{2RL}(i_2, s_1)$ [MPa]

teplota za RL $t_{2RL}(i_2, p_2)$ [°C]

měrný objem za RL $v_{2RL}(i_2, p_2)$ [m³ / kg]

entropie za RL $s_{2RL}(i_2, p_2)$ [kJ / kg · K]

ztráty v oběžných lopatkách:

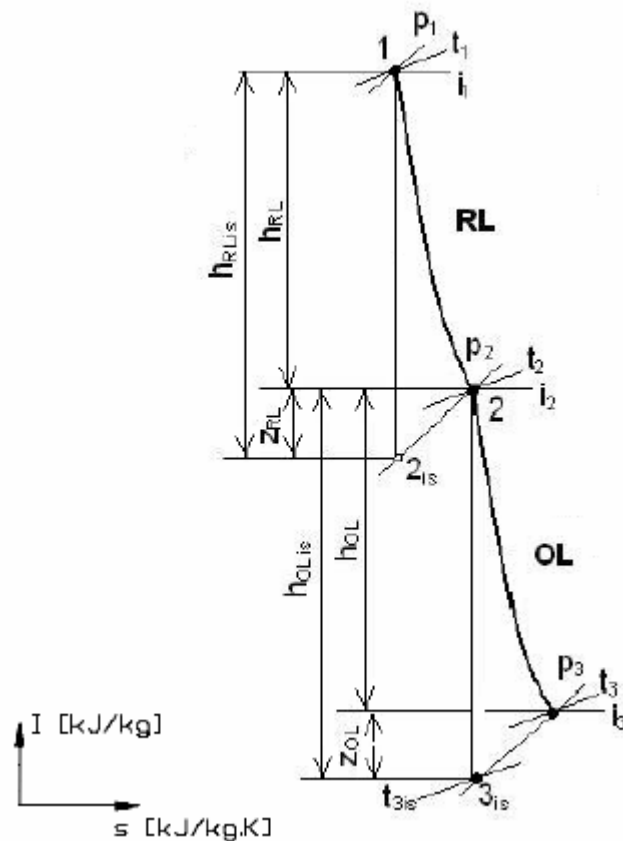
zpracovaný spád $h_{isOL} = R_s \cdot h_{is}$ [kJ / kg]

ztráta v oběžné lopatce $z_{OL} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_1^2}{2000}$ [kJ / kg]

entalpie za oběžnou lopatkou při izoentropické expanzi

$$i_{3isOL} = i_{2RL} - h_{isOL} \quad [kJ / kg]$$

Výpočty zbylých parametrů páry za oběžnými lopatkami (tlak p_3 , teplota t_3 , měrný objem v_3 , entropie s_3) jsou stejné jako pro rozváděcí lopatky.



Obr. 12 Expanze ve stupni

4.3.2 Výpočet ztrát ve stupních

Stupeň	1	2	3	4	5
H_{is} [kJ/kg]	117,3401	122,5554	123,7573	139,9789	193,5537
s_1 [kJ/kg.K]	7,5600	7,5855	7,6172	7,6664	7,7416
p_1 [MPa]	0,3724	0,23	0,1313	0,0692	0,0296
Rozváděcí kolo					
i_1 [kJ/kg]	3044,2583	2939,8803	2831,6318	2727,3086	2613,0439
φ [-]	0,97	0,97	0,97	0,97	0,97
R_p [-]	0,15	0,27	0,28	0,23	0,4
R_s [-]	0,2944	-	-	-	-
$1-R_s (R_p)$	0,7056	0,7300	0,7200	0,7700	0,6000
H_{isRL} [kJ/kg]	82,7910	89,4654	89,1053	107,7838	116,1322
z_{RL} [-]	4,8929	5,2874	5,2661	6,3700	6,8634
i_{2isRL} [kJ/kg]	2961,4673	2850,4149	2742,5265	2619,5248	2496,9117
i_{2RL} [kJ/kg]	2966,3603	2855,7023	2747,7927	2625,8949	2503,7751
p_{2RL} [MPa]	0,2663	0,1535	0,0831	0,0363	0,01356
t_{2RL} [°C]	248,6669	191,3487	134,8084	73,5083	51,8942
v_{2RL} [m ³ /kg]	0,8957	1,3846	2,2476	4,3673	10,5960
s_{2RL} [kJ/kg.K]	7,5694	7,6172	7,6664	7,7416	7,8909

Tab. 5 Ztráty ve stupních (1.část)

Oběžné kolo					
Stupeň	1	2	3	4	5
ψ [-]	0,8951	0,8785	0,8788	0,8719	0,8951
w_1 [m/s]	139,2023	172,4688	168,4338	200,3931	228,9054
R_p [-]	0,15	0,27	0,28	0,23	0,4
R_s [-]	0,2944	-	-	-	-
h_{isOL} [kJ/kg]	34,5491	33,0899	34,652	32,1952	77,4215
z_{OL} [-]	1,9271	3,3937	3,2298	4,8146	5,2074
$i_{3 isOL}$ [kJ/kg]	2926,918	2817,325	2707,874	2587,33	2419,49
i_{3OL} [kJ/kg]	2939,88	2831,632	2727,309	2613,044	2466,387
p_{3OL} [MPa]	0,23	0,1313	0,0692	0,0296	0,0078
t_{3OL} [°C]	234,3769	177,6647	122,274	68,7216	40,9877
v_{3OL} [m ³ /kg]	1,0104	1,5752	2,6273	5,2699	17,6956
s_{3OL} [kJ/kg.K]	7,5855	7,6172	7,6664	7,7416	7,8909

Tab. 6 Ztráty ve stupních (2.část)

4.4 Výpočet a volba délek lopatek

Délku vstupní a výstupní hrany rozváděcích a oběžných lopatek dopočítávám pomocí rovnice kontinuity.

Rozváděcí lopatky:

- Vstupní hrana - dosazuji za rychlost hodnotu C_{2ax} předchozího stupně
- při výpočtu 1. stupně uvažuji rychlost $C_{2ax} = 50$ m/s
- Výstupní hrana - hodnoty jsem získal z programu Turbina-Delphi

Oběžné lopatky:

- Vstupní hrana - dosazuji za rychlost hodnotu C_{1ax}
- Výstupní hrana - dosazuji za rychlost hodnotu C_{2ax}

4.4.1 Použité vzorce

$$\text{Vstupní hrana oběžné lopatky} \quad l_{OL1} = \frac{v_{OL1} \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot C_{1ax}} \quad [mm]$$

$$\text{Výstupní hrana oběžné lopatky} \quad l_{OL2} = \frac{v_{OL2} \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot C_{2ax}} \quad [mm]$$

$$\text{Vstupní hrana rozváděcí lopatky} \quad l_{RL1} = \frac{v_{RL1} \cdot \dot{m}}{\pi \cdot D_s \cdot \varepsilon_r \cdot C_{2ax(i-1)}} \quad [mm]$$

- kde
- v [m³/kg] - měrný objem
 - \dot{m} [kg/s] - průtočné množství
 - D_s [m] - střední průměr
 - ε_r [-] - kontrakční součinitel – volím 0,95

Po výpočtu jsem průtočnou část nakreslil v programu AutoCAD 2009 a po konzultaci délky vhodně zvolil. Délku vstupní a výstupní hrany Oběžné lopatky volím stejnou.

4.4.2 Výpočet a volba délek lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5
v_{1RL} [m ³ /kg]	0,6893	1,0104	1,5752	2,6273	5,2699
v_{1OL} [m ³ /kg]	0,8957	1,3846	2,2476	4,3673	10,5960
v_{2OL} [m ³ /kg]	1,0104	1,5752	2,6273	5,2699	17,6956
m [kg/s]	96	96	96	96	96
D_s [m]	1,7764	1,8788	2,0359	2,24	2,76
ϵ_r [-]	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
ϵ [-]	1	1	1	1	1
c_{1ax} [m/s]	91,4732	95,089	94,8974	104,3708	144,4593
c_{2ax} [m/s]	99,7307	93,0629	90,8674	89,4544	165,7415
$l_{RL\ vstup}$ [mm]	249,6133	173,4561	267,4214	415,1931	686,5756
$l_{RL\ výstup}$ [mm]	176,3524	253,8497	385,9111	540	1060
$l_{OL\ vstup}$ [mm]	177,2982	249,2988	374,2073	600,8765	854,8437
$l_{OL\ výstup}$ [mm]	183,455	289,7824	456,8164	845,9592	1244,294

Tab. 7 Délky rozváděcích a oběžných lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5
$l_{RL\ vstup}$ [mm]	170	218	312	410	702
$l_{RL\ výstup}$ [mm]	170	237	358	466	874
$l_{OL\ vstup}$ [mm]	176,4	254	386	540	1060
$l_{OL\ výstup}$ [mm]	176,4	254	386	540	1060

Tab. 8 Zvolené délky rozváděcích a oběžných lopatek

5. Namáhání oběžných lopatek

5.1 Ohybové namáhání oběžných lopatek

Při výpočtu vycházíme z katalogu profilů (viz Příloha č. 1), kde jsou jejich rozměry pro šířku lopatky $B_0 = 25$ mm. Profily jsme již zvolili v kapitole 4.2.2. Skutečná šířka lopatek se liší od katalogové, proto se přepočítává na jinou profilovou řadu.

5.1.1 Použité vzorce

Přepočet profilů OL určených v kapitole 4.2:

$$\text{šířka původního profilu} \quad B_0 = c_0 \cdot \sin \gamma \quad [cm]$$

kde c_0 [cm] - třetina profilu pro $B_0 = 25$ mm
 γ [°] - úhel nastavení profilu – volím [80°]

$$\text{přepočtená šířka profilu} \quad B'_0 = c'_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow c'_0 \quad [cm]$$

$$\text{přepočtená plocha profilu} \quad S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^2 \quad [cm^2]$$

kde S_0 [cm²] - plocha odpovídající šířce lopatky B_0

$$\text{přepočtený modul pružnosti v ohybu} \quad W'_{0min} = W_{0min} \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^3 \quad [cm^3]$$

kde W_{0min} [cm³] - modul pružnosti v ohybu odpovídající šířce lopatky B_0

výpočet ohybového namáhání:

$$\text{přibližná rozteč lopatek} \quad \bar{t} = \left(\frac{t}{c}\right)_{opt} \cdot c'_0 \quad [mm]$$

kde $\left(\frac{t}{c}\right)_{opt}$ - poměrná rozteč
 c'_0 - třetina profilu

$$\text{celkový počet lopatek} \quad z = \frac{\pi \cdot D_s}{\bar{t}} \quad [ks]$$

- tato hodnota je zaokrouhlena na nejbližší vyšší sudé číslo

$$\text{skutečná rozteč} \quad t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} \quad [mm]$$

$$\text{kroučící moment na celý stupeň} \quad P = M_K \cdot \omega \Rightarrow M_K = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [Nm]$$

kde n [sec⁻¹] - provozní otáčky

$$\text{kroučící moment na jednu lopatku} \quad M'_K = \frac{M_K}{z} \quad [Nm]$$

$$\text{obvodová síla na jednu lopatku} \quad F_u = \frac{2 \cdot M'_K}{D_s} \quad [N]$$

- pro zborcené lopatky místo D_s dosazují D_p

ohybový moment na jednu lopatku $M_0 = F_u \cdot \frac{l_{ob}}{2}$ [Nm]

kde l_{ob} [m] - délka oběžné lopatky

napětí v ohybu $\sigma_0 = \frac{M_0}{W'_{0min}}$ [MPa]

- dovolené hodnoty ohybového namáhání

- pro parciální ostřík $\sigma_{DOV} = 19$ MPa

- pro totální ostřík $\sigma_{DOV} = 36$ MPa

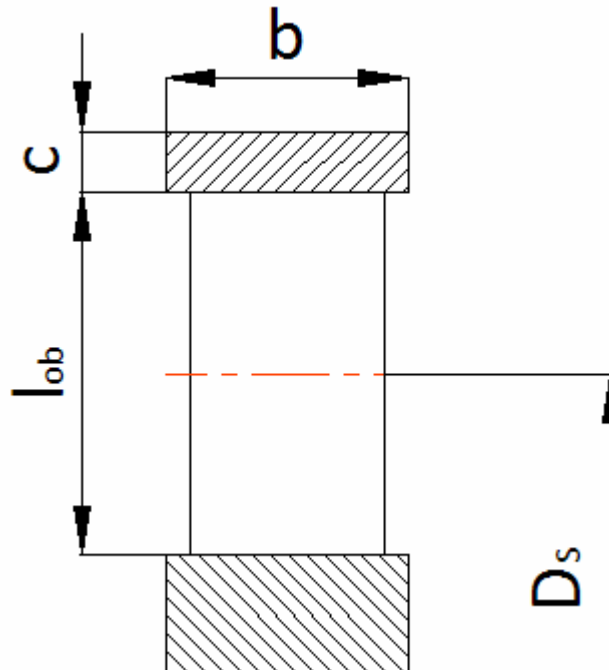
5.1.2 Výpočet ohybového namáhání

	válcové	zborcené	
Stupeň	1	2	3
Profil	R-35-25A	R-30-21A	R-30-21A
l_{ob} [mm]	176,4	254	386
γ [°]	80	80	80
B_0 [mm]	25	25	25
B_0' [mm]	40	60	75
c_0 [mm]	25,4	25,6	25,6
c_0' [mm]	40,6	60,9	76,2
s_0 [mm ²]	162	185	185
s_0' [mm ²]	414,252	1047,831	1637,236
w_{0min} [mm ³]	168	234	234
w'_{0min} [mm ³]	686,9636	3154,244	6160,634
$(t/c)_{opt}$ [-]	0,55	0,6	0,6
t' [mm]	22,3394	36,5553	45,6942
D_s [m]	1,7764	-	-
D_p [m]	-	1,625	1,65
z_{vyp} [ks]	249,8155	139,6536	113,4417
z [ks]	250	140	114
t [mm]	22,3229	36,4649	45,4704
P_{st} [kW]	10020,29	10391,86	10015,02
n [sec ⁻¹]	50	50	50
M_k [Nm]	31895,58	33078,3	31878,8
M'_k [Nm]	127,5823	236,2735	279,6386
F_u [N]	143,6414	290,7982	338,9559
M_0 [Nm]	12,66917	36,93137	65,41848
σ_0 [Mpa]	18,44228	11,70847	10,61879
$\sigma_{Dov.}$ [MPa]	36	36	36
$\sigma_0 < \sigma_{Dov.}$	ANO	ANO	ANO

Tab. 9 Ohybové namáhání oběžných lopatek

5.2 Tahové namáhání oběžných lopatek

Jde o namáhání oběžných lopatek tahem od odstředivé síly. Pro výpočet této síly je potřeba znát hmotnost lopatky a bandáže. Tento výpočet provádíme se zvýšenými jmenovitými otáčkami o 10%. Při určování dovolených namáhání vycházím tabulky v Příloze č. 2 a firemních materiálů, kde pro pracovní teplotu, ve které lopatky pracují, určím interpolací dovolené namáhání. Pracovní teplotu беру ze ztrát před oběžným kolem.



Obr. 12 Rozměry bandáže Oběžné lopatky

5.2.1 Požité vzorce

Válcové lopatky:

objem lopatky $V' = S \cdot l_{ob} \quad [m^3]$

kde $S [m^2]$ - plocha profile

$l_{ob} [m]$ - délka lopatky

hmotnost lopatky $m' = V' \cdot \rho \quad [kg]$

kde $\rho [kg/m^3]$ - hustota materiálu (počítám s $\rho_{ocel} = 7850 \quad [kg/m^3]$)

objem bandáže $V_b = O \cdot b \cdot c = \pi \cdot (D_s + l_{ob} + c) \cdot b \cdot c \quad [m^3]$

kde $D_s [m]$ - střední průměr lopatky

$c [m]$ - výška bandáže

$b [m]$ - šířka bandáže

hmotnost bandáže $m'_b = \frac{V_b \cdot \rho}{z} \quad [kg]$

kde $z [ks]$ - počet lopatek

$$\text{celková hmotnost lopatky} \quad m'_c = m' + m'_b \quad [\text{kg}]$$

$$\text{odstředivé zrychlení} \quad a_{OD} = r \cdot \omega^2 = \frac{D_s + c}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%})^2 \quad [\text{m/s}^2]$$

$$\text{odstředivá síla} \quad F_{OD} = m'_c \cdot a_{OD} \quad [\text{N}]$$

Zborčené lopatky:

Zborčené lopatky mají profil podél své délky odlehčený, proto jejich hmotnost vyjadřujeme koeficientem odlehčení, který odečteme z grafu v příloze č. 3, kde se $k = f(l_{ob})$.

$$\text{Součinitel odlehčení} \quad k = \sqrt{\frac{S_p}{S_\xi}} \quad [-]$$

kde S_p [m²] - plocha profilu na patě lopatky

S_ξ [m²] - plocha profile na špičce lopatky

$$\text{napětí v tahu} \quad \sigma_t = \frac{F_{OD}}{S} \quad [\text{MPa}] < \sigma_{DOV} \quad - \text{ pro válcové lopatky}$$

$$\sigma_t = \frac{F_{OD}}{S \cdot k} \quad [\text{MPa}] < \sigma_{DOV} \quad - \text{ pro zborčené lopatky}$$

Obě namáhání (ohybové i tahové) můžeme sloučit a brát je jako namáhání celkové.

$$\text{Celkové namáhání} \quad \sigma_c = 2 \cdot \sigma_0 + \sigma_t \quad [\text{MPa}] \leq \sigma_{DOV}$$

Již vypočtené hodnoty σ_0 použijí z tabulky 9.

5.2.2 Výpočet tahového a celkového namáhání

	válcové	zborcené	
Stupeň	1	2	3
S [mm ²]	414,252	1047,831	1637,236
l _{ob} [mm]	176,4	254	386
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850
V' [m ³]	0,00007307	0,0002662	0,00063197
m' [kg]	0,57363	2,08927	4,96099
D _s [m]	1,7764	1,879	2,036
c [m]	0,004	0,004	0,004
b [m]	0,04	0,06	0,075
V _b [m ³]	0,0009836	0,00161126	0,001922655
z [ks]	250	140	114
m' _b [kg]	0,030885	0,09035	0,13239
m' _c [kg]	0,60452	1,55687	2,99611
n _{110%} [sec ⁻¹]	55	55	55
a _{OD} [m/s ²]	106309,654	112436,014	121810,6575
F _{OD} [N]	64265,9123	175048,14	310214,1975
k [-]	-	1,5	2
σ _t [MPa]	155,1372	103,9469	189,4743
σ ₀ [Mpa]	18,4423	11,7085	10,6188
σ _{CELK} [MPa]	173,6	127,4	210,7119
t [°C]	248,6669	191,3487	134,8084
materiál	R-M-AK2 NM	R-M-AK2 NM	R-M-AK2 NM
σ _{Dov.} [MPa]	205	210	216
σ _{CELK.} ≤ σ _{Dov.}	ANO	ANO	ANO

Tab. 10 Tahové a celkové namáhání oběžných lopatek

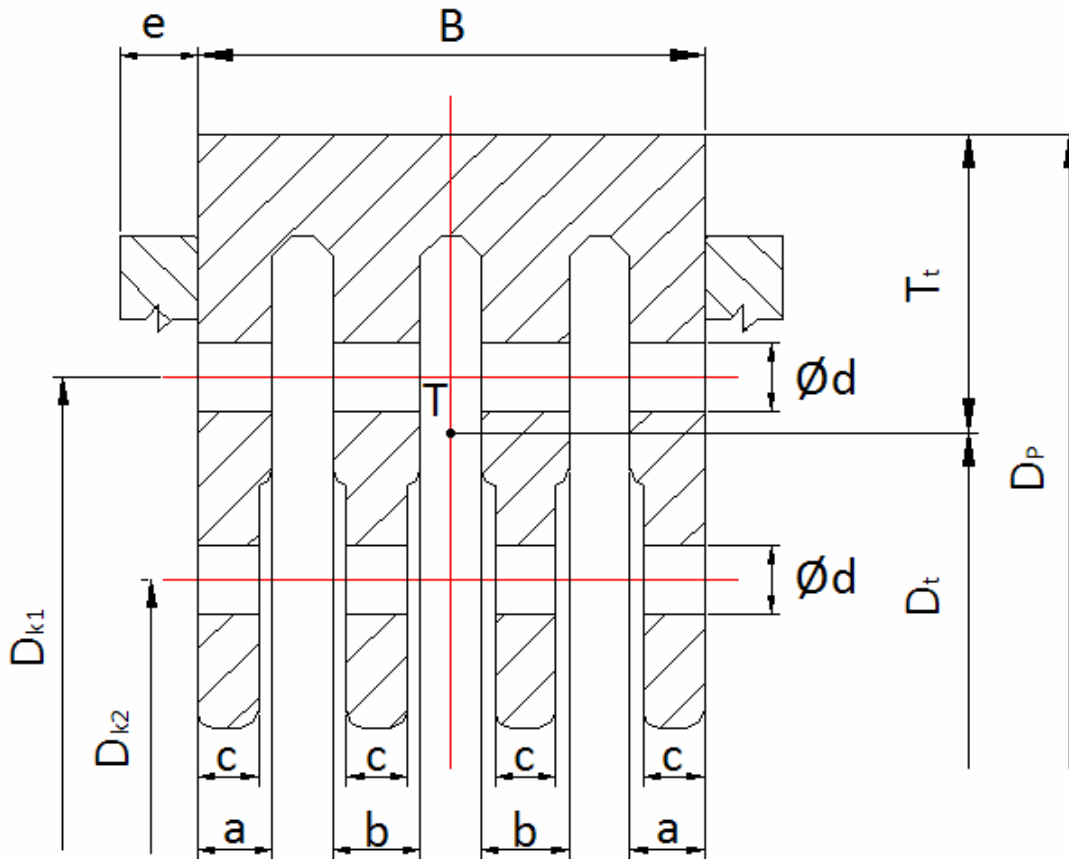
Oběžné lopatky 4. a 5. stupně jsou voleny zde zvyklostí Škoda Power, proto je zde nepočítám.

Modulové lopatky		
Stupeň	4	5
profil	Modul 1	Modul 2
paní průměr D _p [m]	1,7	1,7
L _{ob} na radiále [mm]	540	1060
šířka na patě B ₀ [mm]	129	309
hmotnost lopatky m [kg]	12,3	35

Tab. 11 Parametry modulových lopatek

5.3 Namáhání závěsů lopatek

Lopatky 1. až 3. stupně mají rozvidlený závěs, 4. a 5. stupeň mají stromečkový závěs, který z důvodů rozsahu práce nepočítám.



Obr. 13 Rozvidlená nožka

Všechny závěsy jsou kontrolované na:

1. Tah od odstředivé síly
2. Střih v místě osazení
3. Otláčení v místě závěsu

Závěsy jsou s oběžnými koly spojeny kolíky z materiálu X 19 pro T. Dovolené namáhání zjišťuji z firemních podkladů, kde interpolací určím namáhání pro pracovní teplotu. Pracovní teplota je brána ze ztrát před oběžným kolem.

5.3.1 Použité vzorce

těžištní průměr	$D_t = D_p - 2 \cdot T_t$ [m]
kde	D_p [m] - patní průměr lopatky T_t [m] - vzdálenost těžiště od paty lopatky
těžištní rozteč	$t_T = \frac{\pi \cdot D_t}{z}$ [m]
kde	z [ks] - počet lopatek
hmotnost závěsu	$m_Z = S_Z \cdot t_T \cdot \rho$ [kg]
kde	S_Z [m ²] - plocha závěsu ρ [kg/m ³] - hustota materiálu - $\rho_{\text{ocel}} = 7850$ kg/m ³
celková hmotnost	$m_{BLZ} = m'_c + m_Z$ [kg]
kde	m'_c [kg] - hmotnost bandáže + lopatky
odstředivá síla	$F_{OD} = m_{BLZ} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%}) \cdot \frac{D_t}{2}$ [N]
kde	$n_{110\%}$ [sec ⁻¹] - provozní otáčky navýšené o 10 %
plocha namáhaná na tah	$S_{tah} = (t_T - d) \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c)$ [mm ²]
kde	n_x [ks] - počet vidliček dané šířky a, b, c [mm] - šířky vidliček viz Obr. 13
plocha namáhaná na střih	$S_{str} = 2 \cdot n_k \cdot n_v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ [mm ²]
kde	n_k [ks] - počet kolíků n_v [ks] - počet vidliček d [mm] - průměr kolíku
plocha namáhaná na otláčení	$S_{ot} = d \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c)$ [mm ²]
tahové napětí	$\sigma_{tah} = \frac{F_{OD}}{S_{tah}}$ [MPa]
dovolené napětí v tahu	σ_{Dovt} [MPa] - pro materiál kolíku při provozní teplotě
namáhání ve střihu	$\tau_{str} = \frac{F_{OD}}{S_{str}}$ [MPa]
dovolené namáhání ve střihu	$\tau_{Dovs} = 0,6 \cdot \sigma_{Dovt}$ [MPa]
namáhání na otláčení	$\sigma_{ot} = \frac{F_{OD}}{S_{ot}}$ [MPa]
dovolené namáhání na otláčení	$\sigma_{Dovo} = 1,5 \cdot \sigma_{Dovt}$ [MPa]

5.3.2 Výpočet namáhání závěsů

Stupeň	1	2	3
B_0 [mm]	40	60	75
Materiál závěsů	R-M-AK2 NM	R-M-AK2 NM	R-M-AK2 NM
D_p [m]	1,6	1,625	1,65
T_t [m]	0,02857	0,03012	0,03636
D_t [m]	1,5429	1,5648	1,5773
z [ks]	250	140	114
t_T [m]	0,0194	0,0351	0,0435
S_z [m ²]	0,00186	0,002959	0,004053
ρ [kg/m ³]	7850	7850	7850
m_z [kg]	0,4172	0,6996	1,1568
m'_c [kg]	0,6045	1,4531	2,5467
m_{BLZ} [kg]	1,0217	2,1527	3,7035
$n_{110\%}$ [sec ⁻¹]	55	55	55
F_{OD} [N]	94121,95	201135,3	348802,029
a [mm]	11	13	11
b [mm]	12	15	13
c [mm]	8	10	9
d [m]	0,009	0,012	0,016
n_k [ks]	2	2	2
n_v [ks]	3	3	4
S_{tah} [m ²]	0,000603	0,001641	0,00230718
$S_{stř}$ [m ²]	0,000763	0,001357	0,00321699
S_{otl} [m ²]	0,000522	0,000852	0,001136
material koliků	X19 pro T	X19 pro T	X19 pro T
t [°C]	248,6669	191,3487	134,8084
Namáhání na tah			
σ_{tah} [MPa]	156,2157	122,5663	151,181185
σ_{Dovt} [MPa]	253,33	258,33	270,00
$\sigma_{tah} \leq \sigma_{Dovt}$	OK	OK	OK
Namáhání ve střihu			
$\tau_{stř}$ [MPa]	123,292	148,2022	108,424936
τ_{Dovs} [MPa]	152	155	162
$\tau_{stř} \leq \tau_{Dovs}$	OK	OK	OK
Namáhání na otláčení			
σ_{ot} [MPa]	180,3103	236,0743	307,044039
σ_{Dovo} [MPa]	380	387,5	405
$\sigma_{otl} \leq \sigma_{Dovo}$	OK	OK	OK

Tab. 12 Namáhání závěsů

5.4 Namáhání kolíků

Kolíky kontroluji na:

1. Tah od odstředivé síly
2. Otláčení v místě závěsu

Již vypočítané hodnoty odstředivých sil od lopatky, bandáže a závěsu použiji z předchozí tabulky č. 12.

Dovolené namáhání zjišťuji z firemních materiálů, kde interpolací určím namáhání pro pracovní teplotu. Pracovní teplota je brána ze ztrát před oběžným kolem.

5.4.1 Požité vzorce

plocha oběžného kola namáhaná na tah $S_{ktah} = \frac{\pi \cdot D_k}{z} \cdot (\Sigma ploch) [m^2]$

kde D_k [mm] - roztečný průměr kolíku
 z [ks] - počet lopatek

plocha oběžného kola namáhaná na otláčení $S_{kot} = d \cdot (\Sigma ploch) [m^2]$

kde d [mm] - průměr kolíku

tahové napětí $\sigma_{ktah} = \frac{F_{OD}}{S_{ktah}} [MPa]$

kde F_{OD} [N] - odstředivá síla (lopatka + bandáž + závěs)

dovolené napětí v tahu $\sigma_{Dovkt} [MPa]$

- pro materiál kolíku při provozní teplotě

namáhání na otláčení $\sigma_{kotl} = \frac{F_{OD}}{S_{kot}} [MPa]$

dovolené namáhání na otláčení $\sigma_{Dovko} = 1,5 \cdot \sigma_{Dovkt} [MPa]$

Stupeň	Kolík	Rozměry [mm]									
		D_k [mm]	Okraj (e)	1. Vidlička	Mezera	2. Vidlička	Mezera	3. Vidlička	Mezera	4. Vidlička	Okraj (e)
1.	1	1544	13	11	3	12	3	11	-	-	13
	2	1494	13	8	8	8	8	8	-	-	13
2.	1	1561	15,5	13	9,5	15	9,5	13	-	-	15,5
	2	1511	15,5	10	15	10	15	10	-	-	15,5
3.	1	1578	16,5	11	9	13	9	13	9	11	16,5
	2	1518	16,5	9	13	9	13	9	13	9	16,5

Tab. 13 Rozměry ploch a roztečné průměry kolíků

5.4.2 Výpočet namáhání kolíků

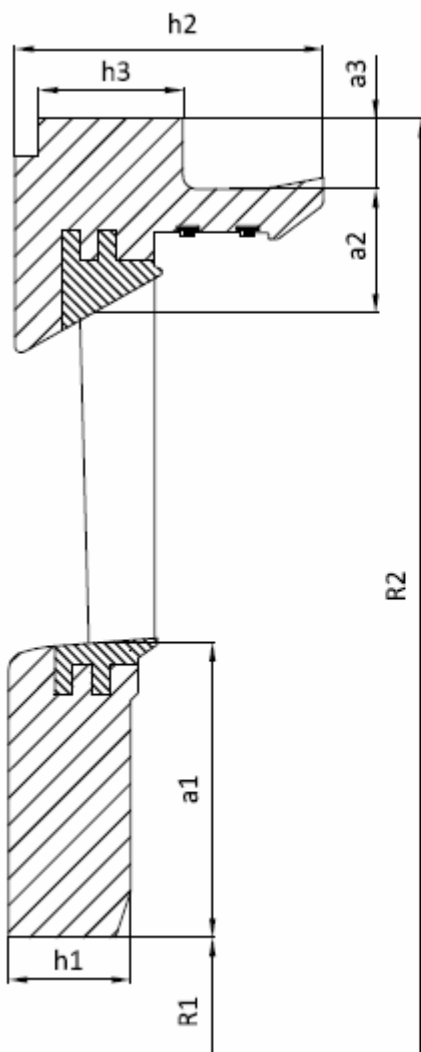
Stupeň	1	2	3
F_{OD} [N]	94121,95	201135,3	348802
t [°C]	248,6669	191,3487	134,8084
Tah 1. kolík			
$S_{ktah.}$ [mm ²]	620,8792	1751,438	2609,175
$\sigma_{ktah.}$ [MPa]	151,5946	114,8401	133,6829
σ_{Dovkt} [MPa]	225,5	235	247,5
$\sigma_{ktah} \leq \sigma_{Dovkt}$	OK	OK	OK
Tah 2. kolík			
$S_{ktah.}$ [mm ²]	788,5146	2068,312	3011,961
$\sigma_{ktah.}$ [MPa]	119,3661	97,24609	115,8056
σ_{Dovkt} [MPa]	225,5	235	247,5
$\sigma_{ktah} \leq \sigma_{Dovkt}$	OK	OK	OK
Otlačení 1. kolík			
S_{kot} [mm ²]	288	600	960
σ_{kotl} [MPa]	326,8123	335,2255	363,3354
σ_{Dovko} [MPa]	338,25	352,5	371,25
$\sigma_{kotl} \leq \sigma_{Dovko}$	OK	OK	OK
Otlačení 2. kolík			
S_{kot} [mm ²]	378	732	1152
σ_{kotl} [MPa]	248,9999	274,775	302,7795
σ_{Dovko} [MPa]	338,25	352,5	371,25
$\sigma_{kotl} \leq \sigma_{Dovko}$	OK	OK	OK

Tab. 14 Namáhání kolíků

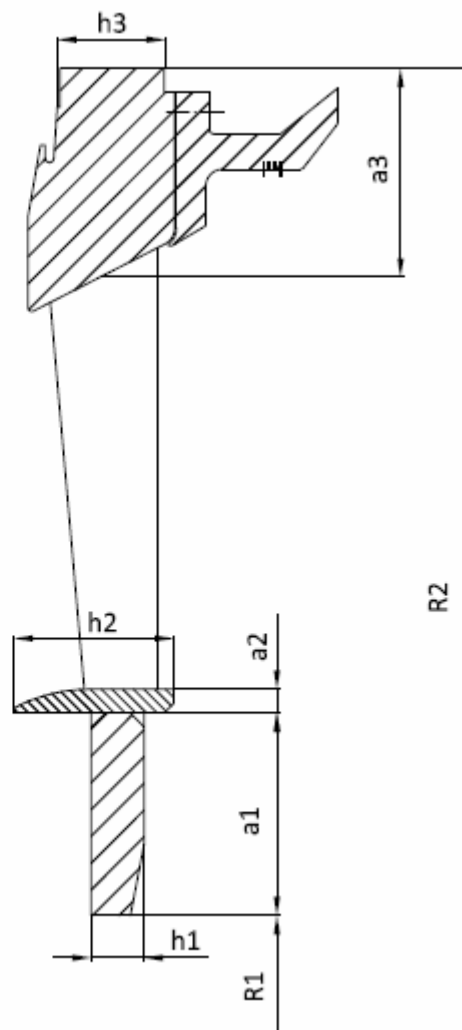
6. Namáhání rozváděcích kol

Rozváděcí kolo bereme jako tuhou desku podepřenou po obvodu jehož tuhost je narušena rozváděcími lopatkami. Rozdíl tlaků před a za rozváděcím kolem způsobuje jeho namáhání ohybem. Výpočet je proveden dle Timoshenka, který předpokládá nahrazení rozváděcího kola kotoučem s ekvivalentní šířkou. Ekvivalentní šířku určíme skrze kvadratické momenty všech částí kola, abychom zajistili stejný průhyb rozváděcího kola i desky.

6.1 Namáhání rozváděcích kol od přetlaku



Obr. 14 Rozváděcí kolo MODEL 1



Obr. 15 Rozváděcí kolo MODEL 2

6.1.1 Použité vzorce

kvadratický moment průřezu pro rozváděcí kolo

$$J = \frac{a_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{a_2 \cdot h_2^3}{12} + \frac{a_3 \cdot h_3^3}{12} + \frac{a_4 \cdot h_4^3}{12} + \frac{a_5 \cdot h_5^3}{12} \quad [mm^4]$$

kde a [mm] - výška plochy
 h [mm] - šířka plochy rozváděcího kola

tloušťka ekvivalentního rovinného kotouče h_0 o stejném momentu setrvačnosti

$$J = \frac{(R_2 - R_1) \cdot h_0^3}{12} \Rightarrow h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{R_2 - R_1}} \quad [mm]$$

kde R_1 [mm] - poloměr k dolnímu konci RK
 R_2 [mm] - poloměr k hornímu konci RK

přetlak na rozváděcí kolo $\Delta p = p_0 - p_1 \quad [MPa]$

kde p_0 [MPa] - tlak před RK
 p_1 [MPa] - tlak za RK

maximální napětí $\sigma_{\max} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^2}{h_0^2} \quad [MPa]$

kde φ [-] - součinitel pro výpočet namáhání RK dle $\frac{R_1}{R_2}$
 - odečteno z Přílohy č. 4

maximální dovolené napětí $\sigma_{DOVMAX} \quad [MPa]$

- pro materiál při provozní teplotě
 - odečteno z Přílohy č. 2 a firemních podkladů

maximální průhyb $y_{MAX} = \mu \cdot \Delta p \cdot \frac{R_2^4}{E \cdot h_0^3} \quad [mm]$

kde E [MPa] - modul pružnosti materiálu v tahu
 - pro materiál při provozní teplotě

μ [-] - součinitel pro výpočet průhybu RK dle $\frac{R_1}{R_2}$
 - odečteno z Přílohy č. 5

maximální dovolený průhyb $y_{DOVMAX} = 0,002 \cdot R_2 \quad [mm]$

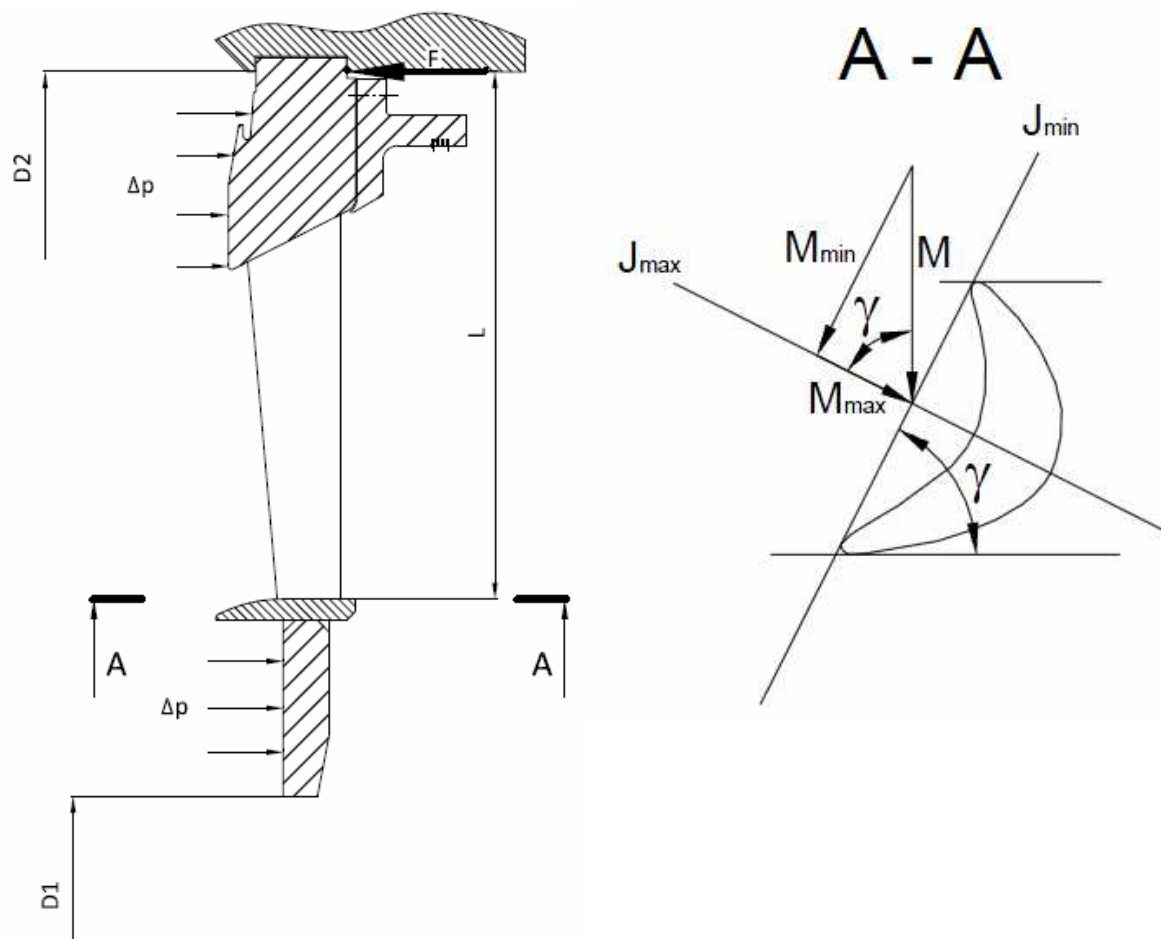
6.1.2 Výpočet namáhání rozváděcích kol

Stupeň	1	2	3	4	5
typ RK	Model 1	Model 1	Model 1	Model 2	Model 2
a_1 [mm]	187	195	205	213	225
h_1 [mm]	71	80	87	56	55
J_1 [mm ⁴]	5577446	8320000	11249426	3117184	3119531
a_2 [mm]	51	81	117	25	28
h_2 [mm]	170	203	236	168	204
J_2 [mm ⁴]	20880250	56466632	1,28E+08	9878400	19809216
a_3 [mm]	60	43	45	220	402
h_3 [mm]	91	95	114	130	176
J_3 [mm ⁴]	3767855	3072260	5555790	40278333	1,83E+08
J_{CELK} [mm ⁴]	30225551	67858893	1,45E+08	53273917	2,06E+08
R_1 [mm]	613,5	613,5	613,5	613,5	613,5
R_2 [mm]	1090	1154	1307	1506	2038
h_0 [mm]	91,30562	114,6386	135,8718	89,4738	120,0848
p_0 [MPa]	0,3724	0,23	0,1313	0,0692	0,0296
p_1 [MPa]	0,266384	0,153501	0,083089	0,036249	0,01356
Δp [MPa]	0,106016	0,076499	0,048211	0,032951	0,01604
ϕ [-]	1,3	1,44	1,61	1,94	2,24
μ [-]	0,7	0,82	0,98	1,21	1,4
R_1/R_2	0,562844	0,531629	0,469396	0,407371	0,30103
$h_0/(R_2-R_1)$	0,191617	0,212097	0,195922	0,100251	0,0843
Materiál	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5	15 128.5
t [°C]	288,2351	234,3769	177,6647	122,274	68,7216
Namáhání					
σ_{max} [MPa]	19,64134	11,1627	7,18229	18,11036	10,34859
σ_{DOVmax} [MPa]	148,412	154,878	161,904	169,104	175,519
$\sigma_{\text{max}} \leq \sigma_{\text{DOVmax}}$	OK	OK	OK	OK	OK
Průhyb					
E [MPa]	198294	204218,5	208670	210332	212173
y_{MAX} [mm]	0,694019	0,361582	0,263406	1,361318	1,054366
y_{DOVMAX} [mm]	2,18	2,308	2,614	3,012	4,076
$y_{\text{MAX}} \leq y_{\text{DOVMAX}}$	OK	OK	OK	OK	OK

Tab. 15 Namáhání rozváděcích kol

6.2 Namáhání rozváděcích lopatek

Přetlak před a za rozváděcím kolem vytváří reakční sílu F , která působí v místě uložení kola. Tato síla namáhá ohybem rozváděcí lopatku v místě A - A.



Obr. 16 Namáhání rozváděcí lopatky

6.2.1 Použité vzorce

Přepočtení profilů RL určených v kapitole 4.2:

šířka původního profilu $B_0 = c_0 \cdot \sin \gamma$ [cm]

kde c_0 [cm] - tětiva profilu pro $B_0 = 25$ mm
 γ [°] - úhel nastavení profilu - volím [30°]

přepočtená šířka profilu $B'_0 = c'_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow c'_0$ [cm]

přepočtená plocha profilu $S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^2$ [cm²]

kde S_0 [cm²] - plocha odpovídající šířce lopatky B_0

přepočtený modul pružnosti v ohybu $W'_{0\min} = W_{0\min} \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^3$ [cm³]

kde $W_{0\min}$ [cm³] - modul pružnosti v ohybu pro šířku lopatky B_0

výpočet ohybového namáhání :

přibližná rozteč lopatek $\bar{t} = \left(\frac{t}{c}\right)_{opt} \cdot c'_0 \quad [mm]$

kde $\left(\frac{t}{c}\right)_{opt} \quad [-]$ - poměrná rozteč

$c'_0 \quad [mm]$ - tětiva profilu

celkový počet lopatek $z = \frac{\pi \cdot D_s}{\bar{t}} \quad [ks]$

- tato hodnota je zaokrouhlena na nejbližší vyšší sudé číslo

skutečná rozteč $t = \frac{\pi \cdot D_s}{z} \quad [mm]$

plocha na kterou působí přetlak $S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_2^2 - D_1^2) \quad [m^2]$

kde $D_2 \quad [m]$ - průměr na vršek rozváděcího kola

$D_1 \quad [m]$ - průměr na spodek rozváděcího kola

přetlak působící na rozváděcí kolo $\Delta p = p_0 - p_1 \quad [MPa]$

kde $p_0 \quad [MPa]$ - tlak před rozváděcí lopatkou

$p_1 \quad [MPa]$ - tlak za rozváděcí lopatkou

obvodová síla $F = \Delta p \cdot S \quad [N]$

ohybový moment působící na jednu lopatku $M = \frac{F \cdot L}{z} \quad [Nm]$

kde $L \quad [m]$ - vzdálenost paty RL od místa působení síly

ohybový moment působící v ose J_{min} $M_{MAX} = M \cdot \cos \gamma \quad [Nm]$

napětí v lopatce $\sigma_t = \frac{M_{MAX}}{W'_{0min}} \quad [MPa]$

dovolené napětí v lopatce $\sigma_{iDOV} \quad [MPa]$

- pro materiál při provozní teplotě před RL

- odečteno z Přílohy č. 2 a firemních podkladů

6.2.2 Výpočet namáhání rozváděcích lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5
γ [°]	30	30	30	30	30
profil	S-90-15A	S-90-15A	S-90-15A	S-90-12B	S-90-15B
B_0 [mm]	25,75	25,75	25,75	28,3	26
B'_0 [mm]	55	55	60	80	85
S_0 [cm ²]	3,3	3,3	3,3	3,31	3,21
S'_0 [cm ²]	15,0551	15,0551	17,9169	26,4506	34,3081
W_{0min} [cm ³]	0,45	0,45	0,45	0,42	0,413
W'_{0min} [cm ³]	4,38499	4,38499	5,69291	9,48768	14,43068
c_0 [cm]	5,15	5,15	5,15	5,66	5,2
c'_0 [cm]	11	11	12	16	17
$(t/c)_{opt}$ [-]	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
t^- [mm]	82,5	82,5	90	120	127,5
D_s [m]	1,7764	1,8788	2,0359	2,24	2,76
z [ks]	67,64515	71,54454	71,06632	58,64306	68,00624
z [ks] - volím	68	72	72	60	70
t [m]	0,08207	0,08198	0,08883	0,11729	0,12387
D_2 [m]	2,048	2,206	2,5	2,96	4,072
D_1 [m]	1,227	1,227	1,227	1,227	1,227
S [m ₂]	2,11176	2,63965	3,7263	5,6989	11,84039
p_0 [MPa]	0,3724	0,23	0,1313	0,0692	0,0296
p_1 [MPa]	0,266384	0,153501	0,083089	0,036249	0,01356
Δp [MPa]	0,106016	0,076499	0,048211	0,032951	0,01604
F [N]	223879,4	201931,1	179648	187784	189918,4
L [m]	0,24	0,3055	0,4405	0,6125	1,1665
M [Nm]	790,1626	856,8048	1099,096	1916,962	3164,855
M_{MAX} [Nm]	684,3008	742,0148	951,8453	1660,138	2740,845
σ_t [MPa]	156,0552	169,2169	167,1983	174,9783	189,9318
t [°C]	288,2351	234,3769	177,6647	122,274	68,7216
materiál	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2	17 021.2
σ_{tDOV} [MPa]	180,9412	185,2498	191,5736	200,436	210,255
$\sigma_t \leq \sigma_{tDOV}$	OK	OK	OK	OK	OK

Tab. 16 Namáhání rozváděcích lopatek

Údaje u 4. a 5. stupně jsou pouze orientační, profil je ve skutečnosti dán podle zvyklosti Škoda Power.

7. Ucpávky

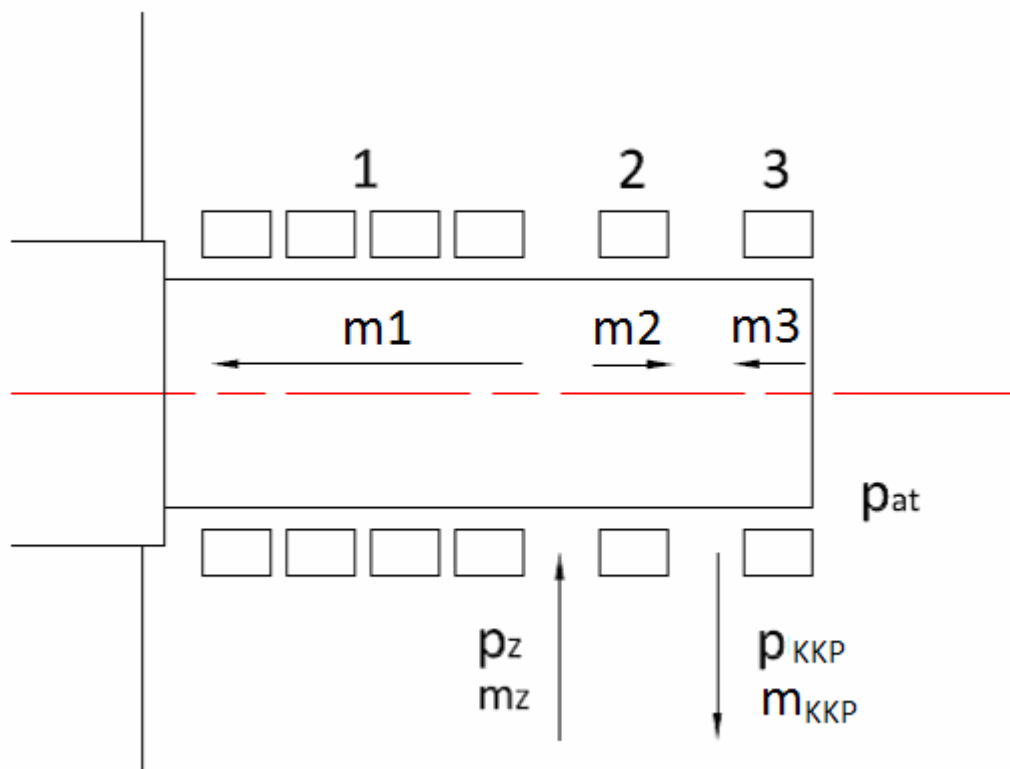
Parní ucpávky jsou důležitou součástí soustrojí. Dělí se na vnější a vnitřní podle jejich umístění v turbíně. Vnitřní ucpávky těsní vnitřní prostory průtočné části turbíny. Vnější ucpávky zajišťují těsnost turbíny vůči okolnímu atmosférickému tlaku. V této práci počítám pouze NT díl turbíny, proto jsou zde řešeny ucpávky NT dílu.

7.1 Vnější ucpávky

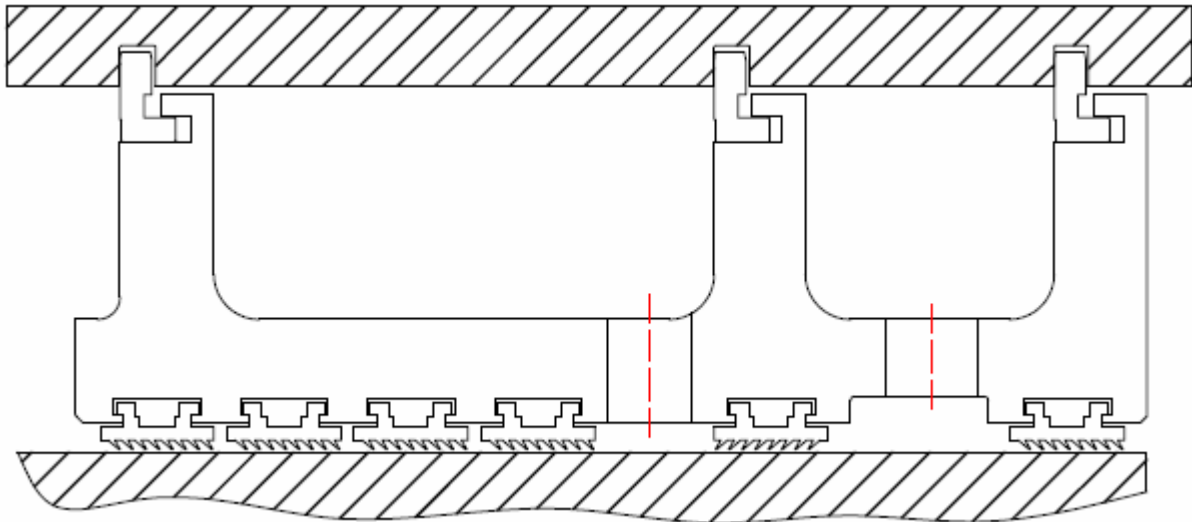
Přední i zadní vnější ucpávky NT dílu jsou identické, z toho důvodu budu dále počítat pouze zadní ucpávky. Ucpávka je rozdělena do tří sekcí s nepravými labyrinty.

První sekce obsahuje čtyři ucpávkové segmenty. Za tuto sekci je přiveden ucpávkový okruh, jež je trvale zahlcován parou. Ta je přiváděna potrubím z parního prostoru napájecí nádrže. V tomto okruhu je automatickou regulací udržován tlak na přibližně 0,1 MPa.

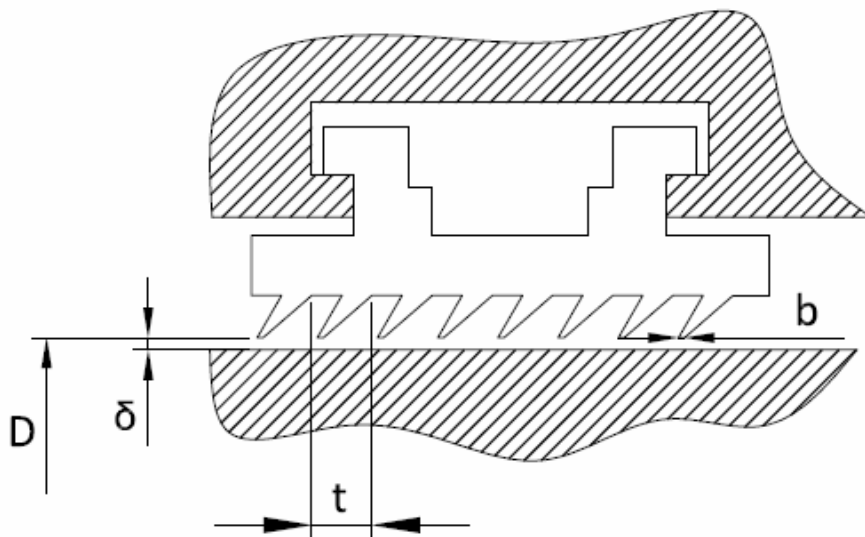
Druhá i třetí sekce obsahuje jeden ucpávkový segment. Mezi nimi je okruh, v němž je tvořen podtlak přibližně 0,098 MPa. Tímto okruhem je odváděna parovzdušná směs, která prošla skrz segmenty do kondenzátu komínové páry (KKP).



Obr. 17 schéma ucpávkové páry



Obr. 18 Vnější ucpávky



Obr. 19 Schéma a rozměry labyrintu

7.1.1 Použité vzorce

průtočná plocha ucpávkou	$S = \pi \cdot D \cdot \delta$ [m ²]
kde	D [m] - průměr na špičku břitu
	delta [m] - radiální vůle ucpávky - volím 1 mm

hmotnostní průtok ucpávkou s pravým labyrintem

	$\dot{m} = \mu \cdot S \cdot \chi \cdot \beta \cdot \sqrt{\frac{p_i}{\nu_i}}$ [kg / s]
kde	mu (delta/b) [-] - průtokový součinitel ucpávkou
	- odečtený z Přílohy č. 6
	pi [MPa] - tlak před vstupem do sekce
	nu [m ³ /kg] - měrný objem před vstupem do sekce

$$\text{měrný objem pro vzduch} \quad v_{vz} = \frac{r \cdot T}{p_b} = 0,88699 \quad [m^3 / kg]$$

kde r [kJ/kg.K] - plynová konstanta - $r = 287$ kJ/kg.K
 T [K] - teplota ve strojovně - $T = 313,15$ K
 p_b [MPa] - atm. tlak - $p_b = 0,101325$ MPa

$$\text{maximální poměrný hmotnostní tok} \quad \chi = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa + 1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa + 1}} \quad [-]$$

kde κ [-] - izoentropický koeficient - $\kappa_{vz} = 1,4$
 - $\kappa_{př.p.} = 1,3$

$$\text{součinitel } \beta \quad \beta = 1,5 \cdot \frac{\sqrt{1 - \left(\frac{p_o}{p_i} \right)^2}}{\sqrt{z + \ln \left(\frac{p_i}{p_o} \right)}} \quad [-]$$

kde p_i [MPa] - tlak před vstupem do sekce
 p_o [MPa] - tlak na výstupu ze sekce
 z [ks] - počet břitů v sekci

Nepravý labyrint je ve výpočtu simulován polovičním počtem břitů než tam ve skutečnosti je.

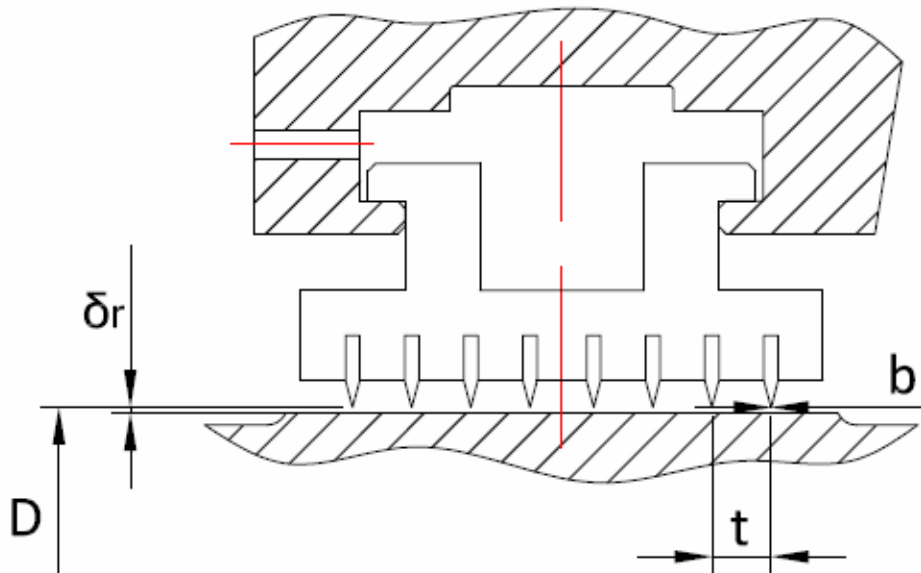
7.1.2 Výpočet vnějších ucpávek

Sekce	1	2	3
D [m]	0,8	0,8	0,8
δ [mm]	1	1	1
S [m ²]	2,5133	2,5133	2,5133
z [ks]	16	4	4
p_i [Mpa]	0,102	0,102	0,1013
p_o [Mpa]	0,007787	0,098	0,098
v_i [m ³ /kg]	2,0779	2,0779	0,88699
μ [-]	0,72	0,72	0,72
κ [-]	1,3	1,3	1,4
χ [-]	0,7709	0,7709	0,6973
β [-]	0,347	0,2069	0,1899
m [kg/s]	0,107266	0,063962	0,080993

Tab. 16 Vnější ucpávky

7.2 Vnitřní ucpávky

Vnitřní ucpávka těsní prostor mezi rozváděcím kolem a rotorem. V oběžných kolech nejsou vyrovnávací otvory. Ucpávky jsou všechny počítány jako nepravé labyrinty.



Obr. 20 Schéma a rozměry vnitřní ucpávky

7.2.1 Použité vzorce

průtočná plocha ucpávkou $S = \pi \cdot D \cdot \delta_r \quad [m^2]$

kde D [m] - průměr na špičce břitu

δ_r [m] - radiální vůle ucpávky

hmotnostní průtok ucpávkou s pravým labyrintem

$$\dot{m}_u = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_0^2 - p_1^2}{z \cdot p_0 \cdot v_0}} \quad [kg/s]$$

kde μ (δ/b) [-] - průtokový součinitel ucpávkou
- odečtený z Přílohy č. 6

p_0 [MPa] - tlak před rozváděcím kolem

p_1 [MPa] - tlak za rozváděcím kolem

v_0 [m^3/kg] - měrný objem před rozváděcím kolem

z [ks] - počet břítů v ucpávce

hmotnostní průtok ucpávkou s nepravým labyrintem

$$\dot{m}_u^n = m_u \cdot k \quad [kg/s]$$

kde k ($\delta r/t$) [-] - průtokový koeficient pro nepravé labyrinty
- odečten z grafu v Příloze č. 7

užitečný spád $H_{UZ} = i_0 - i_1 \quad [kJ/kg]$

kde i_0 [kJ/kg] - entalpie před rozváděcím kolem

i_1 [kJ/kg] - skutečná entalpie za rozváděcím kolem

ztrátový výkon v ucpávce $P_Z = m_u^n \cdot H_{UZ} \quad [kW]$

7.2.2 Výpočet vnitřních ucpávek

Stupeň	1	2	3	4	5
D [m]	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
δ [mm]	1,4	1,2	1,2	1,1	1,1
S [m ²]	0,005278	0,004524	0,004524	0,004147	0,004147
z [ks]	8	8	8	8	8
μ [-]	0,688	0,688	0,688	0,689	0,689
p ₀ [MPa]	0,3724	0,23	0,1313	0,0692	0,0296
p ₁ [MPa]	0,266384	0,153501	0,083089	0,036249	0,01356
v ₀ [m ³ /kg]	0,6892	1,0106	1,5763	2,63197	5,2712
m _u [kg/s]	0,6594	0,3909	0,2459	0,1395	0,0673
k [-]	1,998	1,998	1,998	1,998	1,998
m _u ⁿ [kg/s]	1,3176	0,7811	0,4913	0,2788	0,1344
i ₀ [kJ/kg]	3044,258	2939,88	2831,632	2727,309	2613,044
i ₁ [kJ/kg]	2966,36	2855,702	2747,793	2625,895	2503,775
H _{uz} [kJ/kg]	77,8983	84,1783	83,8388	101,4136	109,2689
P _z [kW]	102,6369	65,75162	41,1929	28,27163	14,69037
Σ P _z [kW]	252,5434				

Tab. 17 Vnitřní ucpávky

7.3 Potrubí k vnějším ucpávkám

Potrubí je počítáno na 1,8 násobek vypočítaného průtočného množství z důvodu opotřebovávání ucpávek.

7.3.1 Použité vzorce

množství zahlcovací páry

$$m_z = m_1 + m_2 \quad [\text{kg} / \text{s}]$$

kde m_1 [kg/s] - průtočné množství páry 1. sekcí ucpávek

m_2 [kg/s] - průtočné množství páry 2. sekcí ucpávek

množství kondenzátu komínové páry

$$m_{KKP} = m_2 + m_3 \quad [\text{kg} / \text{s}]$$

kde m_3 [kg/s] - průtočné množství vzduchu 3. sekcí ucpávek

měrný objem parovzdušné směsi

$$v_{KKP} = \frac{m_2 \cdot v_2 + m_3 \cdot v_3}{m_2 + m_3} \quad [\text{m}^3 / \text{kg}]$$

kde v_2, v_3 [m³/kg] - měrný objem na vstupu do 2. a 3. sekce ucpávek

Rychlosti proudů v potrubí navrhuji tak, aby byly kolem 50 m/s. Z rovnice kontinuity pak dopočítám průřez. Vypočítaný průřez pak zaokrouhlím na nejbližší normalizovaný rozměr potrubí a opět z rovnice kontinuity dopočítám skutečnou rychlost proudu v potrubí.

rovnice kontinuity

$$w = \frac{m \cdot v}{S} \quad [m/s] \Rightarrow S = \frac{m \cdot v}{w} \quad [m^2] \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot m \cdot v}{\pi \cdot w}} \quad [m]$$

kde	m [kg/s]	- průtokné množství potrubím
	v [m ³ /kg]	- měrný objem proudu
	w [m/s]	- rychlost proudu v potrubí
	S [m ²]	- plocha průřezu potrubí
	d [m]	- vnitřní průměr potrubí

7.3.1 Výpočet potrubí

Sekce	1	2	3
m [kg/s]	0,10727	0,06396	0,08099
m _{1,8x} [kg/s]	0,19308	0,11513	0,14579
v [m ³ /kg]	2,0779	2,0779	0,88699

Tab. 18 Vstupní údaje pro výpočet potrubí

Proud	M [kg/s]	v [m ³ /kg]	w _{voleno} [m/s]	S [m ²]	d [m]
M _{KKP}	0,260919	1,412487	50	0,007371	0,096876
M _z	0,308211	2,077906	50	0,012809	0,127705

Tab. 19 Vypočítané hodnoty potrubí

Proud	DN	Rozměry [mm]	d _{vnitřní} [m]	w _{skut} [m/s]
M _{KKP}	DN 80	89 x 3,2	0,0826	68,7764
M _z	DN 125	139,7 x 4	0,1317	47,0125

Tab. 20 Skutečné hodnoty potrubí

8. Rotor

8.1 Hmotnost rotoru

Rotor je svařovaný ze šesti dílů. Jeho hmotnost jsem získal tak, že jsem si ho rozdělil na jednotlivé válce a sčítal jejich hmotnosti a odečetl hmotnost dutin pro svary. Celková hmotnost je pak součet hmotnosti rotoru a lopatkování. Údaje potřebné pro výpočet jsem získal z vypracovaného výkresu v programu AutoCAD 2009.

8.1.1 Použité vzorce

1. Těleso rotoru

objem části tělesa	$V_{Ti} = \frac{\pi \cdot d_{Ti}^2}{4} \cdot l_{Ti} \quad [m^3]$
kde	d_{Ti} [m] - průměr i-té části rotoru l_{Ti} [m] - tloušťka i-té části rotoru
hmotnost části tělesa	$m_{Ti} = V_{Ti} \cdot \rho_{OCEL} \quad [kg]$
kde	ρ_{OCEL} [kg/m ³] - hustota materiálu - volím ocel ($\rho_{OCEL} = 7850 \text{ kg/m}^3$)

2. Disky rotoru

objem disku	$V_{Di} = \frac{\pi \cdot d_{Di}^2}{4} \cdot l_{Di} - \frac{\pi \cdot d_i^2}{4} \cdot l_{Di} \quad [m^3]$
kde	d_{Di} [m] - průměr i-tého disku l_{Di} [m] - tloušťka i-tého disku
hmotnost disku	$m_{Di} = V_{Di} \cdot \rho_{OCEL} \quad [kg]$

3. Lopatkování

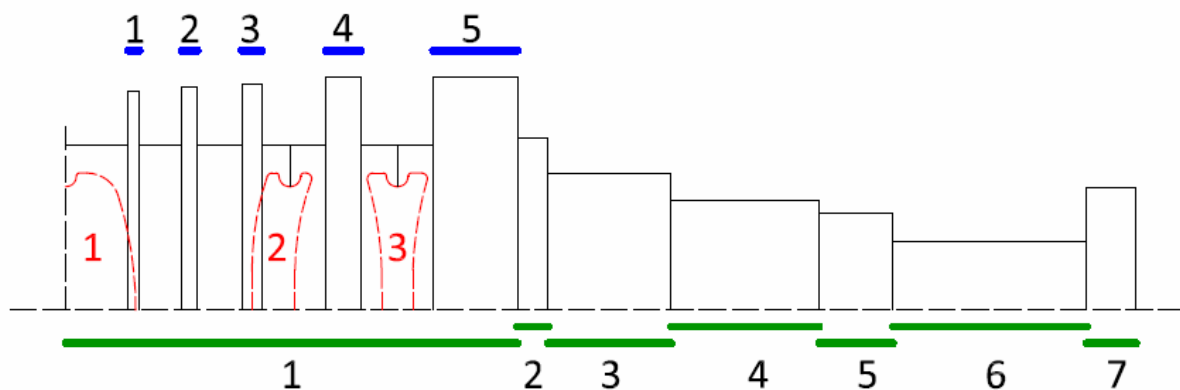
Celková hmotnost lopatkování se skládá z hmotnosti bandáže, lopatky a závěsu. Použiji hodnoty předchozího výpočtu v kapitole 5.3.

4. Dutiny pro svařování

Obsah plochy byl vypočítán z programu AutoCAD 2009. Tuto obecnou plochu jsem si přepočítal na obdélníkovou plochu.

přepočet na obdélníkovou plochu	$l_{DUTI} = \frac{S_{CAD}}{r_{DUTI}} \quad [m]$
kde	S_{CAD} [m ²] - obsah plochy z programu AutoCAD 2009 r_{DUTI} [m] - nova výška plochy - volím $r_{IDUT} = 0,45 \text{ m}$ l_{DUTI} [m] - vypočítaná nova tloušťka plochy
objem dutiny	$V_{DUTI} = \pi \cdot r_{DUTI}^2 \cdot l_{DUTI} \quad [m^3]$
hmotnost dutiny	$m_{DUTI} = V_{DUTI} \cdot \rho_{OCEL} \quad [kg]$
celková hmotnost	$m_C = \Sigma m_{Ti} + \Sigma m_{Di} + \Sigma m_{LOP} - \Sigma m_{DUTI} \quad [kg]$

8.1.2 Výpočet hmotnosti rotoru



Obr. 21 Schéma rozdělení rotoru na úseky

Část	d_r [m]	l_r [m]	V_r [m ³]	ρ [kg/m ³]	m_r [kg]
1	1,2	1,7	1,92265	7850	15092,8394
2	1,22	0,113	0,13646	7850	1036,9496
3	1	0,45	0,35343	7850	2774,419
4	0,8	0,54	0,27143	7850	2130,7538
5	0,71	0,27	0,106898	7850	839,1508
6	0,45	0,71	0,11292	7850	886,42687
7	0,89	0,18	0,11198	7850	879,0469
Suma					23639,586

Tab. 21 Hmotnost poloviny tělesa rotoru

Disk	d_d [m]	l_d [m]	V_d [m ³]	ρ [kg/m ³]	m_d [kg]
1	1,6	0,04	0,035186	7850	276,2088
2	1,625	0,06	0,056578	7850	444,1382
3	1,65	0,075	0,075545	7850	593,0321
4	1,7	0,129	0,146909	7850	1153,234
5	1,7	0,309	0,351898	7850	2762,397
Suma					5229,009

Tab. 22 Hmotnost disků z poloviny rotoru

Stupeň OL	m_{LOP} [kg]
1	255,4167
2	287,9248
3	410,2539
4	836,4
5	1050
Suma	2839,995

Tab. 23 Hmotnost lopatkování z poloviny rotoru

Dutina	S _{CAD} [m ²]	r _{DUT} [m]	l _{DUT} [m]	V _{DUT} [m ³]	ρ [kg/m ³]	m _{DUT} [kg]
1	0,108355	0,45	0,240789	0,1531833	7850	1202,488688
2	0,076763	0,45	0,170584	0,1085211	7850	851,8909065
3	0,07001	0,45	0,155578	0,0989743	7850	776,9483002
Suma						2831,327895

Tab. 24 Hmotnost dutin pro svařování z poloviny rotoru

Celková hmotnost rotoru

$$G = \sum m_i = 2 \cdot \sum m_T + 2 \cdot \sum m_D + 2 \cdot m_{LOP} - 2 \cdot m_{DUT} \quad [\text{kg}]$$

$$G = 57\,757,18 \text{ kg}$$

8.2 Kontrola kritických otáček

Vztah pro výpočet kritických otáček:

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

kde d_0 [mm] - maximální průměr rotoru
 L [m] - meziložisková vzdálenost
 G [kg] - hmotnost rotoru

d_0 [mm]	L [m]	G [kg]	n_k [ot/nim]
1220	7,925	57754,5	2082,04

Tab. 25 Kritické otáčky rotoru

Kontrola výpočtu: $\frac{n_k}{n_{jm}} \cdot 100 \cong 70\%$

kde n_{jm} [ot/min] - jmenovité otáčky

$$\frac{2078,7}{3000} \cdot 100 = 69,4\%$$

Pracovní otáčky turbíny jsou dostatečně vzdáleny kritickým, takže je zaručen klidný chod turbíny.

8.3 Kontrola rotoru na krut

Kontroluje se nejmenší průřez hřídele na straně spojky, kde je hřídel nejvíce namáhaná při přenášení kroutícího momentu z turbíny na generátor.

materiál rotoru volím	16 536.6
mez kluzu	$R_{p0,2} = 686 \text{ [MPa]}$, pro $t = 50 \text{ °C}$
provozní otáčky	$n = 50 \text{ [ot/sec]}$
průměr čepu	$d = 0,45 \text{ [m]}$
výkon turbíny (VT + ST + NT)	$P = 254\,855\,000 \text{ [W]}$
zkratový součinitel volím	$k = 8 \text{ [-]}$
dovolené napětí v krutu	$\tau_{Dk} = R_{p0,2} \cdot 0,65 = 686 \cdot 0,65 = 445,9 \text{ MPa}$
kroutící moment	$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{254\,855\,000}{2 \cdot \pi \cdot 50} = 811\,228,66 \text{ Nm}$
zkratový moment	$M_{zk} = k \cdot M_k = 8 \cdot 811\,228,66 = 6\,489\,829,3 \text{ Nm}$
modul průřezu v krutu	$W_k = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,45^3}{16} = 0,0178924 \text{ m}^3$
maximální napětí v krutu	$\tau_{zk} = \frac{M_{zk}}{W_k} = \frac{6\,489\,829,3}{0,0178924} = 362,715 \text{ MPa}$
bezpečnost	$k = \frac{\tau_{Dk}}{\tau_{zk}} = \frac{445,9}{362,715} = 1,2293 \Rightarrow \text{hřídel vyhovuje}$

8.4 Kontrola spojky

Máme pevnou spojku, která má kotouč vykováný společně s rotorem. Působení přítláčných šroubů působí tření, které pak přenáší jmenovitý výkon.

Materiál šroubů volím: X19 pro T

- pro tento materiál platí při teplotě $t = 50^\circ\text{C}$

- mez kluzu $R_{p0,2} = 780 \text{ MPa}$

- dovolený zkratový moment

$$\tau_{Dk} = 0,65 \cdot R_{p0,2} = 0,65 \cdot 780 = 507 \text{ MPa}$$

- předpětí na tah

$$\sigma_{Dtah} = 0,5 \cdot R_{p0,2} = 0,5 \cdot 780 = 390 \text{ MPa}$$

minimální průměr šroubu

$$d_s = \sqrt{\frac{8 \cdot M_k \cdot k}{\pi \cdot \sigma_D \cdot f \cdot n \cdot D_{\text{šroz}}}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 811\,228,66 \cdot 2}{\pi \cdot 390 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 16 \cdot 0,76}} = 0,0659998 \text{ m}$$

- | | | |
|-----|-----------------------|--|
| kde | M_k [Nm] | - kroutící moment
- vypočítaný z kapitoly 8.3, $M_k = 811\,228,66 \text{ Nm}$ |
| | k [-] | - součinitel bezpečnosti proti prokluzu
- $k = 2$ |
| | f [-] | - součinitel tření
- rozmezí (0,15 – 0,2), volím $f = 0,2$ |
| | n [ks] | - počet šroubů
- $n = 16$ |
| | $D_{\text{šroz}}$ [m] | - roztečný průměr šroubů
- $D_{\text{šroz}} = 760 \text{ mm}$ |

Volím šroub M72x4, který má průměr $d_s = 68 \text{ mm}$

Kontrola šroubů na zkratový moment

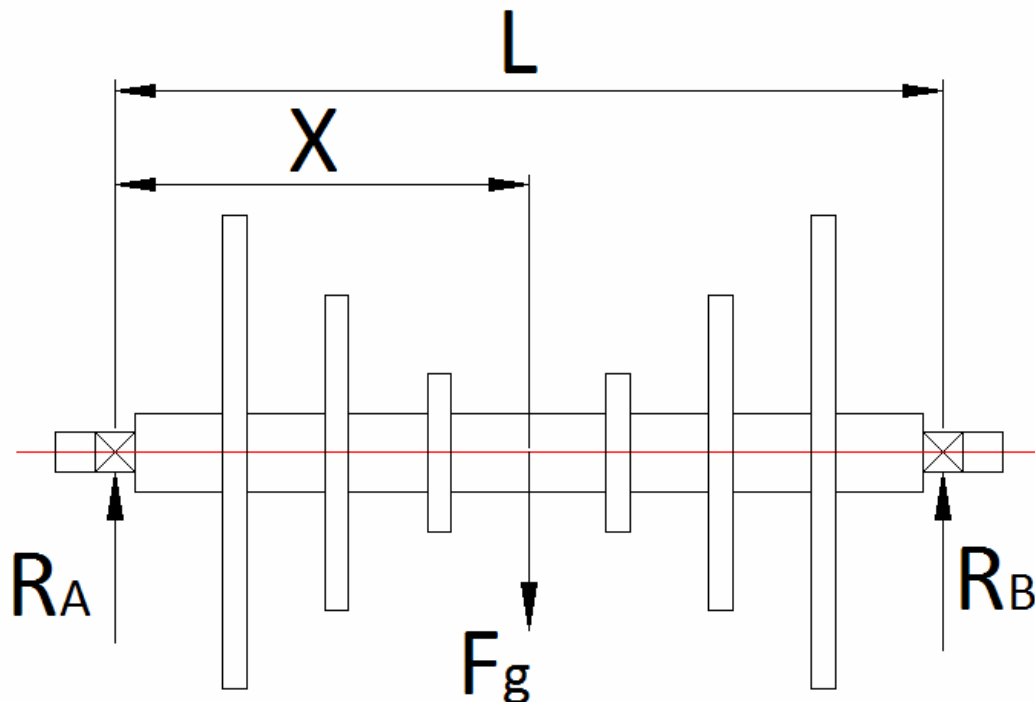
$$\tau_s = \frac{8 \cdot M_{zk}}{\pi \cdot D_{\text{šroz}} \cdot d_s^2 \cdot n} = \frac{8 \cdot 6\,489\,829,3}{\pi \cdot 0,76 \cdot 68^2 \cdot 16} = 293,915 \text{ MPa}$$

- | | | |
|-----|---------------|---|
| kde | M_{zk} [Nm] | - zkratový moment
- vypočítaný z kapitoly 8.3, $M_{zk} = 6\,489\,829,3 \text{ Nm}$ |
|-----|---------------|---|

$$\tau_s < \tau_{Dk} \Rightarrow \text{šrouby vyhovují}$$

9. Radiální ložiska

9.1 Výpočet sil působících na ložisko



Obr. 22 Síly působící na radiální ložiska

Gravitační síla

$$F_g = m \cdot g \quad [N]$$

Kde

m [kg]

- hmotnost rotoru

- vypočítaná v kapitole 8.1

g [m/s²]

- tíhové zrychlení, $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$

momentová podmínka rovnováhy v místě A

$$L \cdot R_{mB} = F_g \cdot x$$

reakce v místě B

$$R_{mB} = \frac{F_g \cdot x}{L} \quad [N]$$

kde

x [m]

- vzdálenost působíště F_g od místa A

L [m]

- meziložisková vzdálenost

Reakce v místě A ze silové podmínky rovnováhy

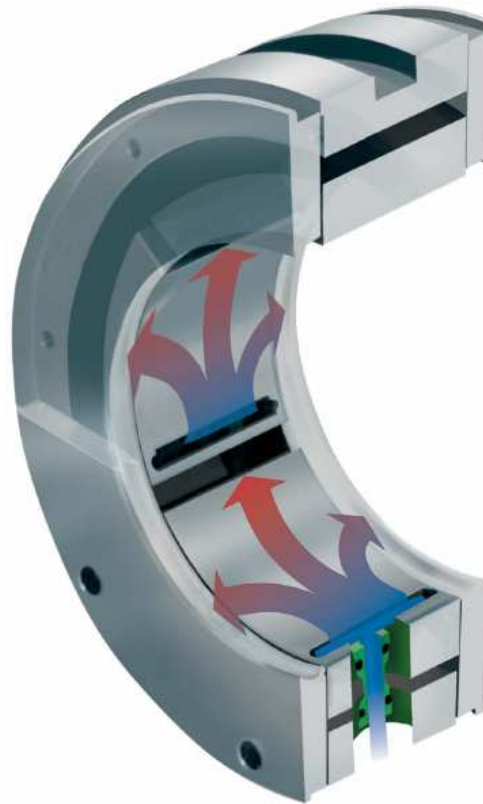
$$R_{mA} = F_g - R_{mB} \quad [N]$$

m [kg]	x [m]	F_g [N]	L [m]	R_B [N]	R_A [N]
57754,5	3,3525	566378,4	6,705	283189,2	283189,2

Tab. 26 Reakce v radiálních ložiskách

9.2 Návrh radiálních ložisek

Použijeme segmentová ložiska. Při jejich návrhu jsem čerpal z katalogu ložisek Kingsbury, kde jsem podle reakce v ložisku určil jeho rozměry a ztrátový výkon [4].



Obr. 23 Segmentové radiální ložisko Kingsbury

Zdroj: Kingsbury, Inc.

měrný tlak	$p = \frac{R}{l \cdot d}$ [MPa]	
kde	R [N]	- reakce v ložisku
	l [m]	- délka ložiska
	d [m]	- průměr ložiska
maximální dovolený měrný tlak	$p_{\max D} = 2,2$ MPa	
ztrátový výkon ložiska	$P_{\text{ztrat}} = 158,5$ kW	

R [N]	l [m]	d [m]	p [MPa]	$p_{\max D}$ [MPa]	P_{ztrat} [kW]
283189,2	0,315	0,45	1,9978	2,2	158,5

Tab. 27 Parametry radiálního ložiska

9.3 Přívodní a odvodní potrubí radiálních ložisek

Chladicí olej musí odvádět ztrátový výkon z radiálních ložisek při zvoleném oteplení oleje. Podle těchto parametrů pak můžeme spočítat potrubí. Ložiska A i B jsou identická, proto zde provedu pouze návrh potrubí k ložisku A.

Vlastnosti oleje: - hustota $\rho_o = 900 \text{ kg/m}^3$
 - měrná tepelná kapacita $c_o = 1,674 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

objemový průtok oleje $\dot{v} = \frac{P_{ztrat}}{\rho_o \cdot c_o \cdot \Delta t} \text{ [m}^3/\text{s]}$

kde Δt [°C] - oteplení oleje
 P_{ztrat} [kW] - ztrátový výkon ložiska
 - určen v kapitole 9.2

P_{ztrat} [kW]	ρ_o [kg/m ³]	c_o [kJ/kg·K]	Δt [°C]	v [m ³ /s]
158,5	900	1,674	15	0,007013

Tab. 28 Objemový průtok oleje

průměr přívodního a odvodního potrubí $d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{v}}{\pi \cdot w_{zvol}}} \text{ [m]}$

kde w_{zvol} [m/s] - zvolená rychlost proudění oleje

skutečná rychlost oleje v potrubí $w_{skut} = \frac{4 \cdot \dot{v}}{\pi \cdot d_{zvol}^2} \text{ [m/s]}$

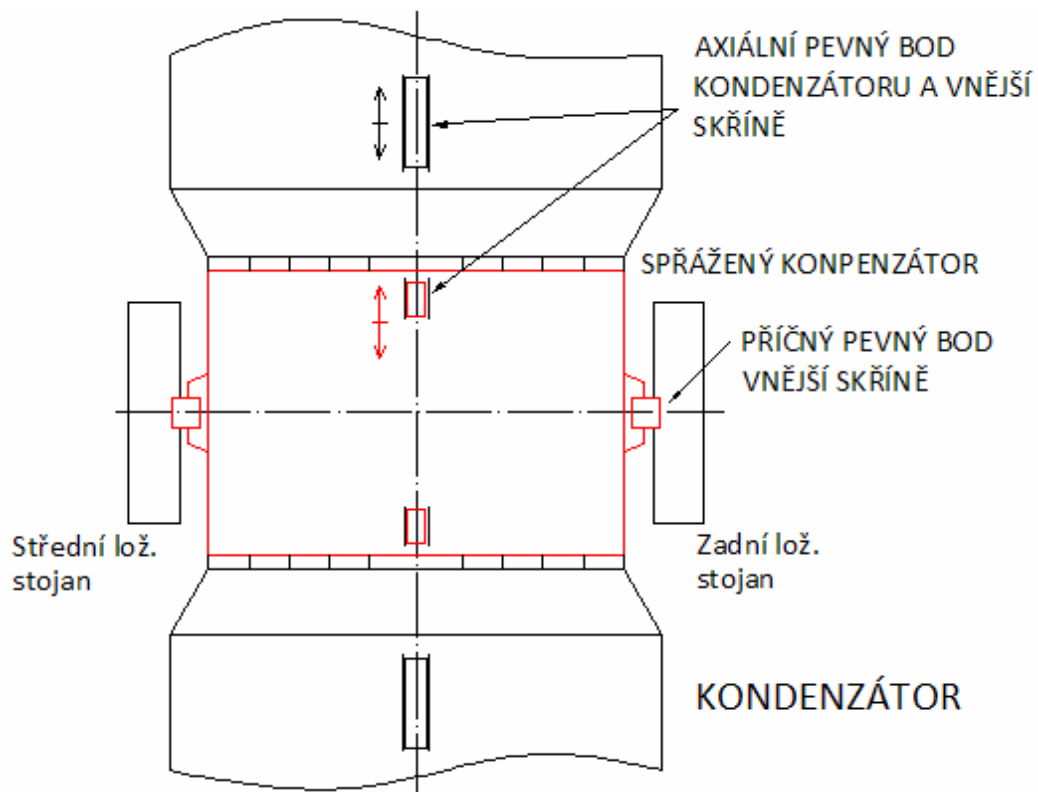
kde d_{zvol} [m] - zvolený průměr potrubí

	Přívodní	Odvodní
v [m ³ /s]	0,007013	0,007013
w_{zvol} [m/s]	1	0,25
d [m]	0,0945	0,189
Potrubí	DN100	DN200
Rozměry	114,3x4	219x6,3
d_{skut} [m]	0,1063	0,2064
w_{skut} [m/s]	0,7903	0,2096

Tab. 29 Skutečná rychlost proudění oleje v potrubí

10. Uložení NT dílu

10.1 Uložení vnějšího tělesa a kondenzátorů



Obr. 24 Schéma uložení vnějšího tělesa a kondenzátorů

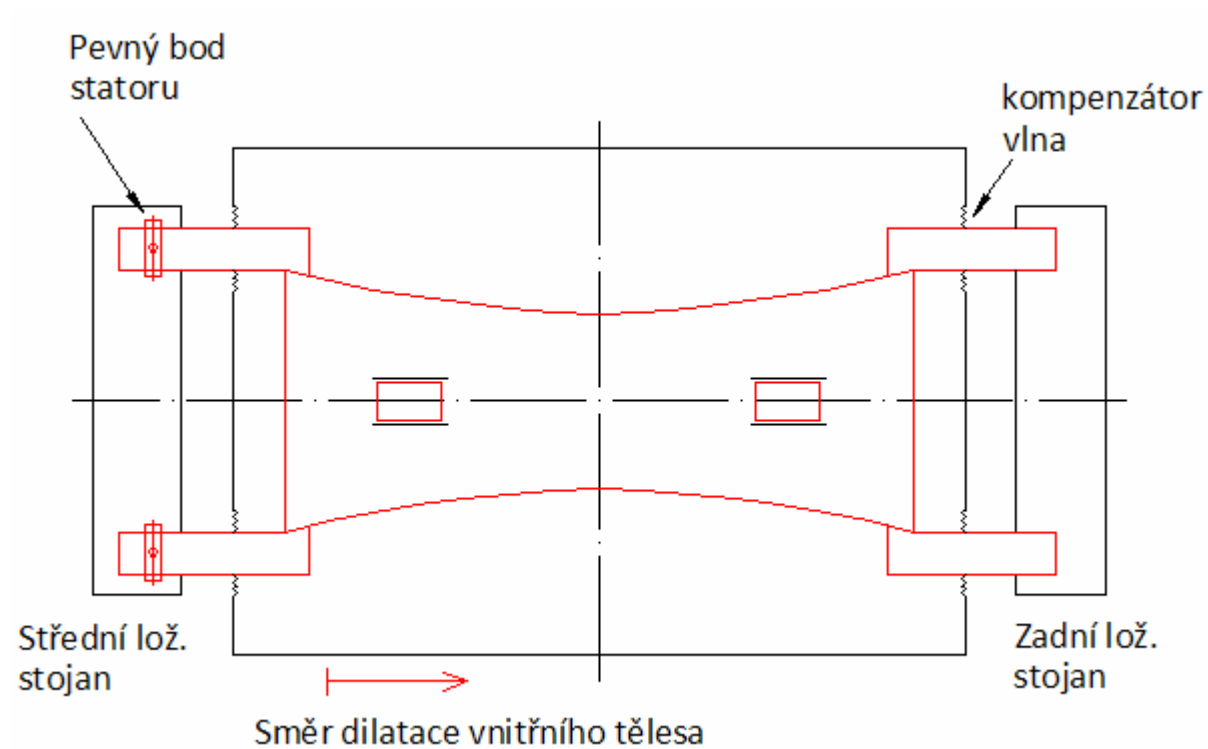
Vnější těleso stojí pevně na základové desce. Jeho příčný pevný bod se nachází pod středním a zadním ložiskovým stojanem na kozlících.

Axiální pevný bod je na dně vnějšího tělesa v ose vstupu páry do kondenzátoru. Kondenzátory mají svůj pevný axiální bod na stejné ose jako vnější těleso. Při tepelných dilatacích se díky těmto příčným perům bude vnější těleso i kondenzátory roztahovat od stejné osy a tepelné deformace tak nebudou ovlivňovat těleso skříňe.

Jelikož máme kondenzátory kluzné, tak mezi vnějším tělesem a nástavbou kondenzátoru uvažují kompenzátor spřažený. Tento kompenzátor se po navakuování chová jako pevný. Jak v příčném směru, tak i v ostatních směrech, kompenzuje výškové a podélné rozdíly vlivem ohřívání. Kompenzátor obsahuje distanční tyče, které zabraňují přisátí kondenzátoru nadoraz k vnějšímu tělesu.

Příčné stěny vnějšího tělesa jsou namáhané podtlakem a třecí silou, kterou se díky tepelným deformacím nástavba s kondenzátorem posouvá od vnějšího tělesa.

10.2 Uložení vnitřního tělesa



Obr. 25 Schéma uložení vnitřního tělesa

V dělicí rovině jsou z vnitřní skříně vytaženy patky, dvě na střední ložiskový stojan a dvě na zadní. Patky prochází vnější skříní a jsou utěsněny pro kompenzování relativního pohybu.

Pevný bod statoru je v místě středního ložiskového stojanu, kde jsou patky vnitřní skříně axiálně pevné pomocí pera a kolíku. Patky přenášejí teplotní dilatace vnitřního tělesa směrem od pevného bodu stejným směrem, jakým se bude roztahovat i rotor.

Ve spodní části vnitřního tělesa je umístěno vedení pro zajištění podélné osy vůči rotoru. Toto podélné pero uložené přesně v podélné ose umožňuje v axiálním směru posuv. V radiálním směru se může vnitřní těleso vlivem tepelných dilatací rozpínat směrem od této osy.

11. Rychlost páry ve výstupním hrdle

K této kapitole se vztahuje Příloha č. 10, kde jsou znázorněny hodnoty potřebné pro tento výpočet.

Plocha, kterou pára prochází $S = a \cdot b \quad [m^2]$

- Pro výstupní hrdlo
 - a [m] - výška výstupního hrdla
 - b [m] - šířka výstupního hrdla
- Pro dělicí rovinu
 - a₁ [m] - vzdálenost mezi difuzory vnitřního tělesa
 - b₁ [m] - šířka dělicí roviny

Rychlost páry při průchodu plochou $w = \frac{m \cdot v}{S} \quad [m/s]$

- kde
- v [m³/kg] - měrný objem páry na výstupu z průtočné části
 - m [kg/s] - průtočné množství páry plochou S
 - ve výstupním hrdle $\frac{m}{2} \quad [kg/s]$
 - v dělicí rovině $\frac{m}{4} \quad [kg/s]$

Maximální doporučená rychlost v useku $w_{\max} \quad [m/s]$

Hodnoty	Výstupní hrdlo	Dělicí rovina
a [m]	3,2	4,06
b [m]	5,6	1,86
S [m ²]	17,92	7,5516
v [m ³ /kg]	17,6956	17,6956
m [kg/s]	96	48
w [m/s]	94,7979	112,4781
w _{max} [m/s]	100	125

Tab. 30 Rychlost proudění páry ve výstupním hrdle a dělicí rovině

12. Závěr

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout dvoutělesovou parní turbínu s dvouproudým NT dílem, který má boční výstupy do vodou chlazených kondenzátorů dle zadaných parametrů. Tato turbína je součástí parolynového cyklu. Ohřev vody je proveden spalínovým kotlem, jež je napojen na spalínovod od plynové turbíny. Turbína nemá žádné přidavné technologické odběry páry.

V první části práce bylo zpracováno bilanční schéma turbíny pro nominální provoz. Pro jednotlivé díly byl stanoven výkon, vstupní a výstupní parametry přes zvolenou vnitřní termodynamickou účinnost. Vstupní tlak do VT dílu je předpokládán klouzavý. Turbína pohání generátor, pro který se stanovil získaný svorkový výkon.

Ostatní kapitoly práce jsou soustředěny na návrh dvouproudého NT dílu, který je hlavní náplní práce.

Provedl jsem návrh průtočné části nízkotlakého dílu turbíny pro rovnotlaké lopatkování. Po znalosti těchto parametrů jsem pokračoval dál ve výpočtech a kontrolách jednotlivých nejdůležitějších částech turbíny.

Jsou zde zpracovány výpočty oběžných a rozváděcích lopatek. Volba jejich profilů, délek, závěsů a základní výpočty namáhání lopatek.

Zpracoval jsem i návrh vnitřních a vnějších ucpávek, které byly zvoleny všechny s nepravým labyrintem.

Dále jsou vypracovány některá namáhání rotoru, jeho kontrola na kritické otáčky včetně návrhu radiálních ložisek.

V posledních kapitolách je provedena základní rozvaha silových účinků na NT díl. Určení pevných bodů vnitřní a vnější skříňe NT dílu a kondenzátorů. Turbína má horizontálně dělenou skříň. Mezi vnějším skříňí a nástavbou kondenzátorů je uvažován spřežený kompenzátor.

Při provádění některých výpočtů jsem používal experimentálně ověřené koeficienty a zjednodušující předpoklady, ostatní hodnoty byly průběžně konzultovány a upravovány dle zvyklostí Škoda Power.

Součástí této práce je koncepční návrh podélného řezu NT dílem. Půdorysné uspořádání NT dílu včetně umístění kondenzátorů.

Literatura

- [1] Fiedler, J. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. 1.vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. str 66. ISBN 80-214-2777-9.
- [2] Kadrnožka, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtů*. 1.vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004. str. 310. ISBN 80-7204-346-3.
- [3] Škopek, J. *Parní turbíny - tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň : Západočeská univerzita Plzeň, 2007. str. 160.
- [4] Podklady od firmy Škoda Power a.s.
- [5] Kingsbury, Inc. [online]. Katalog radiálních ložisek [11.4.2012]. Dostupné na WWW: <<http://www.kingsbury.com/pdf/catalog-leg.pdf>>.

Software

Autodesk AutoCAD 2009
Microsoft Office Word 2003
Microsoft Office Excel 2003
Doplněk programu Excel IAPWS IF97.dll
Turbina-delphi 1.2.0

Seznam příloh

- Příloha č. 1 - Profily lopatek
- Příloha č. 2 - Vlastnosti materiálů
- Příloha č. 3 - Součinitel odlehčení zborcených lopatek
- Příloha č. 4 - Součinitel φ pro výpočet namáhání rozváděcího kola
- Příloha č. 5 - Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola
- Příloha č. 6 - Průtokový součinitel v mezeře labyrintové ucpávky
- Příloha č. 7 - Koeficient k pro opravu průtočného množství nepravým labyrintem
- Příloha č. 8 - Výkres podélného řezu turbínou
- Příloha č. 9 - Výkres půdorysného uspořádání turbíny
- Příloha č. 10 - Výkres příčného řezu turbínou

Seznam použitých symbolů

p	[MPa]	Tlak	φ	[-]	Rychlostní součinitel
t	[°C]	Teplota	α	[°]	Úhel absolutní rychlosti
i	[kJ/kg]	Entalpie	β	[°]	Úhel relativní rychlosti
s	[kJ/kg·K]	Entropie	u	[m/s]	Obvodová rychlost
h	[kJ/kg]	Entalpický spád	w	[m/s]	Relativní rychlost
v	[m ³ /kg]	Měrný objem	c	[m/s]	Absolutní rychlost
m	[kg/s]	Hmotnostní průtok	μ	[-]	Průtokový součinitel
x	[-]	Suchost páry	R, ρ	[-]	Stupeň reakce
F	[N]	Síla	ϵ	[-]	Parciální ostřík
D	[m]	Průměr	l	[m]	Délka lopatky
DP	[m]	Patní průměr	S	[m ²]	Plocha
η	[-]	Účinnost	z	[kJ/kg]	Ztráta
n	[min ⁻¹]	Otáčky	k	[-]	Tlakový poměr
π	[-]	Ludolfovo číslo	ψ	[-]	Rychlostní součinitel
f	[-]	Reheat factor	z	[ks]	Počet lopatek
P	[W]	Výkon	δ	[m]	Radiální vůle

Indexy

S	Stator	u	unášivá
R	Rotor	r	radiální
ST	stupeň	a	axiální
SČ	Stupňová část	VT	vysokotlaký
c, celk	celková	ST	středotlaký
in	vstup	NT	nízkotlaký
out	výstup	KKP	kondenzátor komínkové páry
iz	izoentropický	OL	oběžné lopatky
real	skutečný	RL	rozdávěcí lopatky
max	maximální	OK	oběžné kolo
min	minimální	RK	rozdávěcí kolo

Pozn.: Symboly a indexy platí, pokud není v textu uvedeno jinak.

PŘÍLOHY

Příloha č.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_2} (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_2} (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) $M > 1,3 - 1,5$

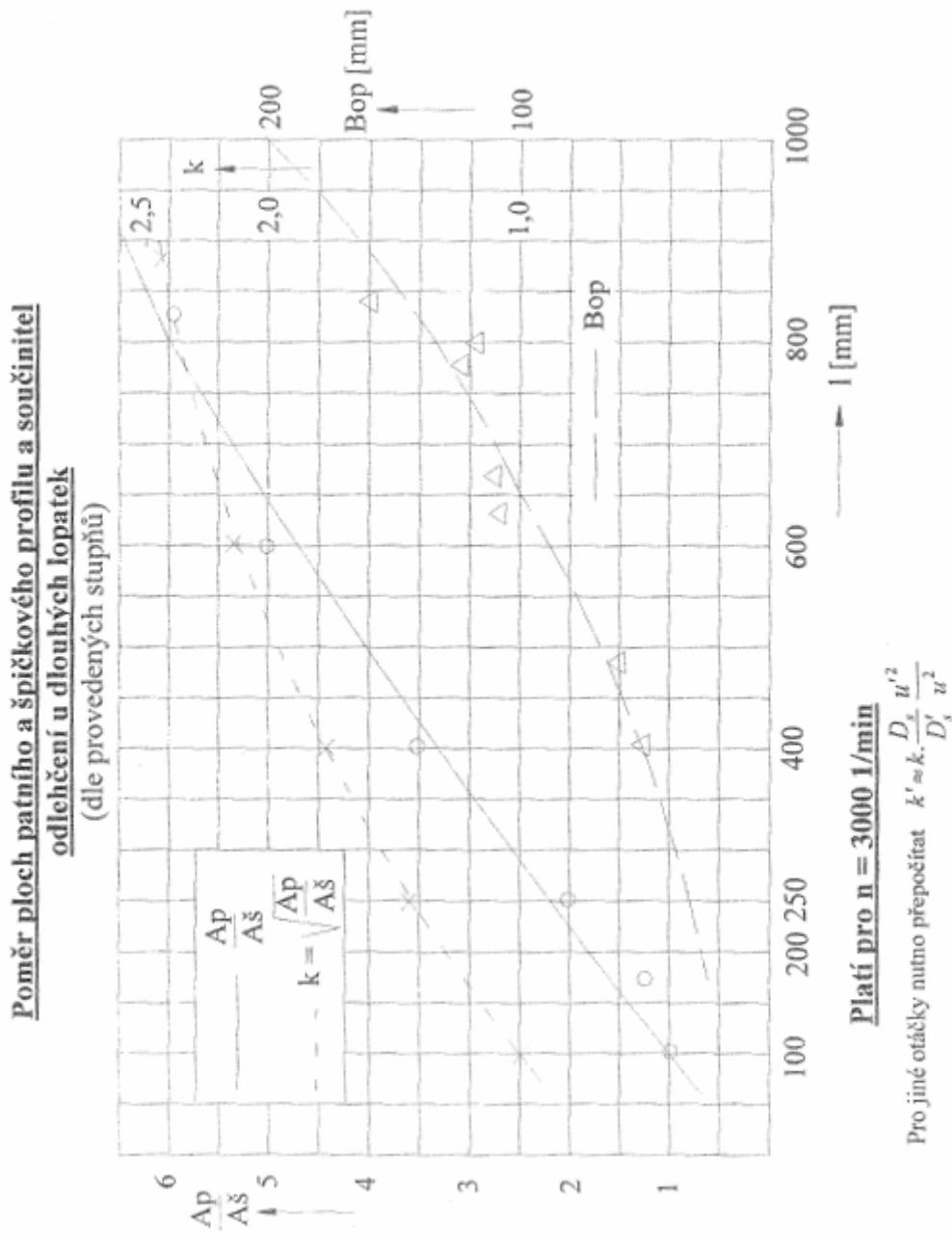
Příloha č.2: Vlastnosti materiálů

*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600				
00101	15 128.5	363.	550.	181.	172.	159.	147.	139.	135.	132.	128.	125.	121.	109.	84.	75.	66.	56.	50.	44.									* poznámky až do konce		
00102	11 523.1	304.	400.	152.	132.	118.	103.	93.	87.	62.																			* plechy, výkovky i nad 400° C		
00103	422747.6	410.	550.	216.	196.	181.	172.	167.	164.	162.	160.	152.	100.	80.	71.	65.	57.	50.	44.										* plechy, výkovky i do 400° C		
00104	422744.6	284.	550.	142.	137.	132.	127.	123.	118.	113.	109.	105.	101.	98.	83.	72.	61.	51.	43.	36.									* odlitky i nad 400° C		
00105	422742.6	314.	500.	157.	142.	127.	115.	108.	103.	98.	96.	94.	86.	78.	59.														* odlitky i nad 400, do 500° C i do 8 tun		
00106	422713.5	245.	400.	123.	113.	98.	83.	69.	59.	49.																			* odlitky i do 400° C		
00107	422904.5	294.	350.	147.	132.	118.	108.	103.																					* korozivzd. (pro jaderné 220)		
00108	SN 422903.6	360.	400.	180.	145.	140.	135.	132.	131.	130.																			* korozivzd. (pro jaderné 1000)		
00109	422425	245.	250.	59.	59.	59.	59.	59.																					* slitina i do 250° C		
00201	15 128.5	274.	550.	220.	214.	207.	196.	172.	172.	172.	172.	153.	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.	133.	133.	94.	94.	94.	94.											* tyče, vt profily i nad 400° C	
00203	17 021.2	274.	400.	220.	204.	188.	180.	172.	172.	172.																				* tyče, st profily i do 400° C	
00204	422745	319.	550.	255.	245.	240.	235.	220.	220.	220.	208.	208.	134.	134.	88.	88.	59.	59.	59.											* přesné odlitky u starých strojů	
00205	SN 422903	360.	400.	284.	231.	223.	216.	208.	208.	208.																				* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00206	422904	294.	400.	235.	220.	206.	191.	186.	186.	186.																				* svařovaná rozváděcí kola i do 400° C	
00207	422905	245.	400.	196.	180.	169.	161.	153.	153.	153.																				* rozv. lop. zaliť v šedé litině (NT)	
00208	Alstom, C51R-J	441.	550.	353.	328.	309.	279.	258.	258.	258.	231.	231.	147.	147.	115.	115.	88.	88.	88.											* Alstom, nahraďa 15 335	
00301	15 335.9	490.	550.	196.	186.	176.	157.	147.	142.	137.	133.	129.	123.	113.	103.	98.	93.	88.	82.	76.										*	
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 méně namáhané a studenější	
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.															*	
00305	16 431.9	637.	500.	255.	235.	216.	196.	186.	181.	176.	172.	137.	118.	98.	73.															*	
00306	16 444.6(9)	735.	420.	294.	279.	255.	230.	216.	196.	176.	147.																			* disky skládaných rotorů	
00307	16 536.6	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.	137.	123.	88.	69.	53.	37.																		
00402	PAK 1.6 vyk.	539.	420.	216.	206.	186.	172.	152.	132.	98.	78.																				
00403	PAK 2MV.7	570.	550.	230.	221.	211.	201.	191.	186.	181.	176.	172.	167.	162.	142.	123.	103.	88.	74.	59.											
00404	P-AK 1 TD	686.	200.	275.	260.	245.																									
00501	15 320.9	588.	550.	157.	150.	144.	125.	115.	110.	105.	102.	99.	96.	82.	63.	52.	44.	37.	31.	26.											

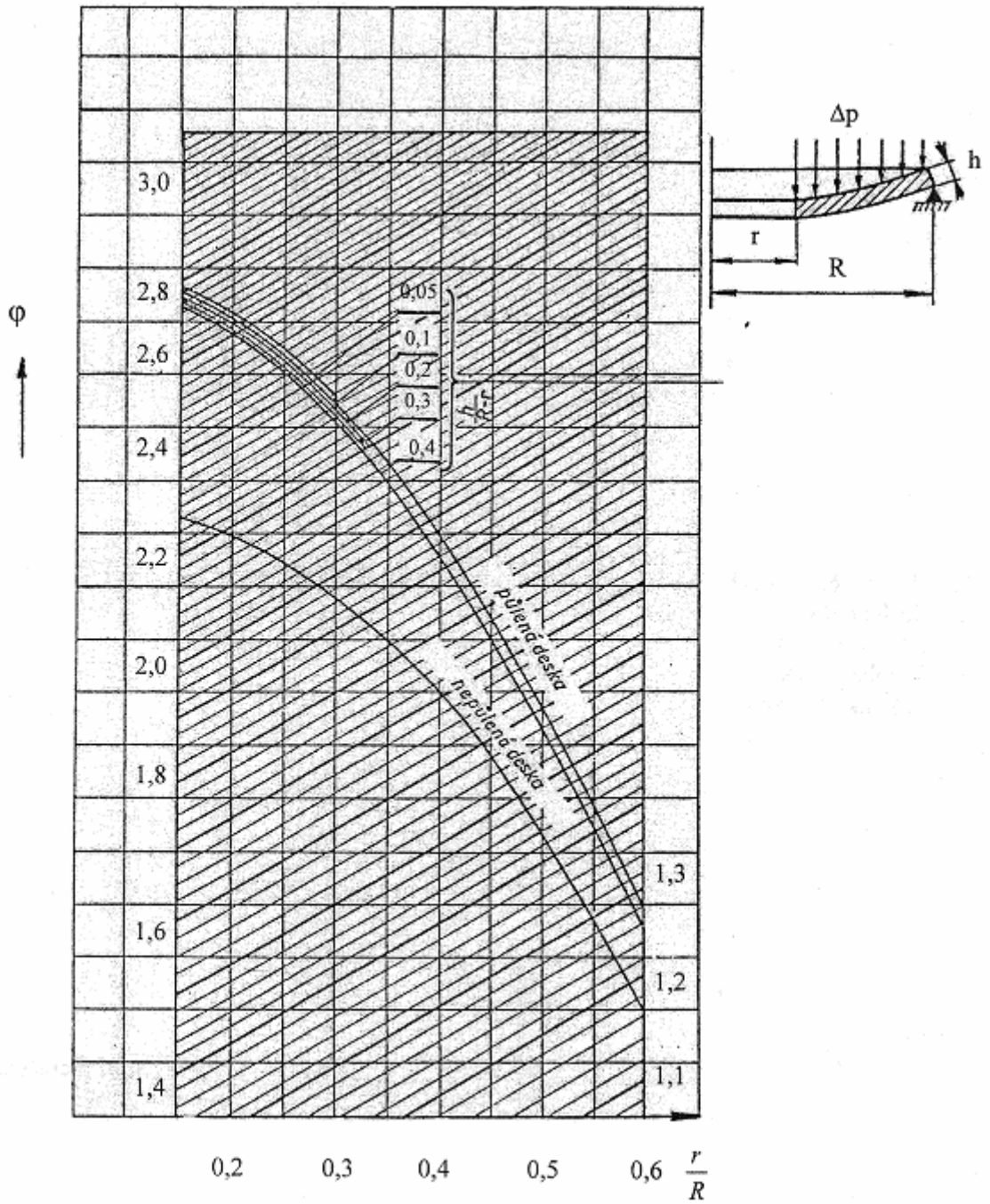
Sqkm.....mez kluzu [Mpa]

kotlky

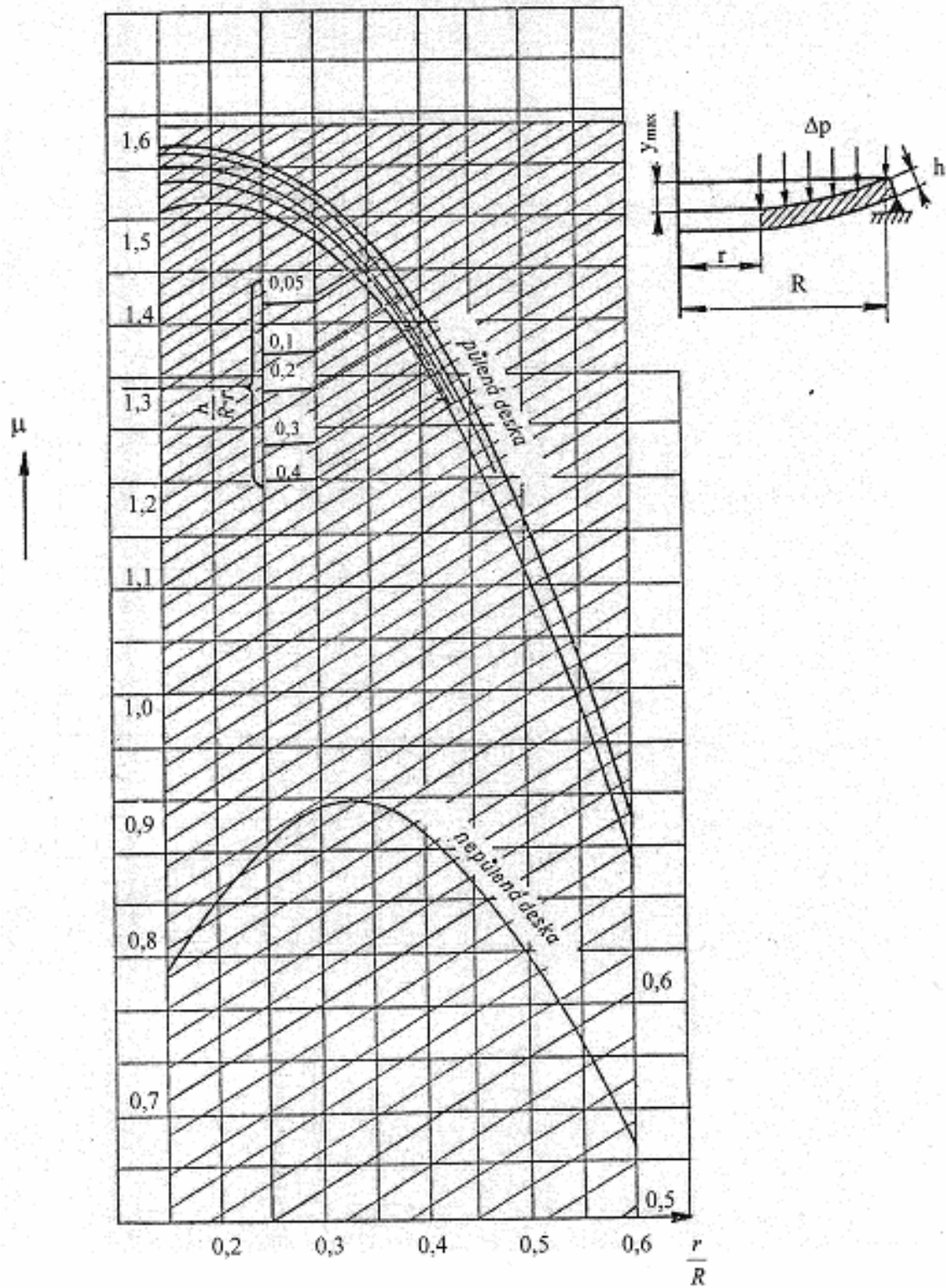
Příloha č.3: Součinitel odlehčení zborcených lopatek



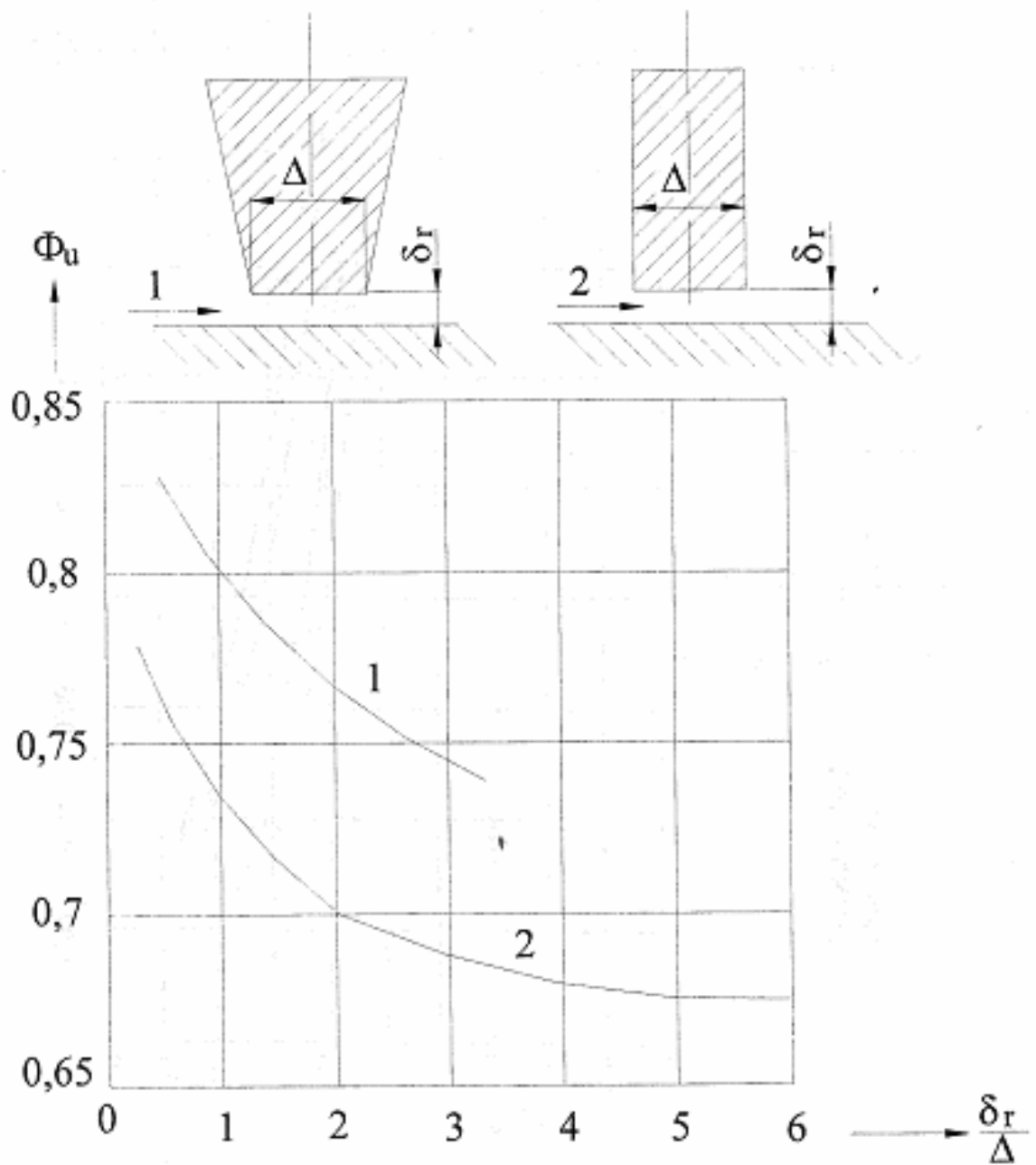
Příloha č. 4: Součinitel ϕ pro výpočet namáhání rozváděcího kola



Příloha č. 5: Součinitel μ pro výpočet průhybu rozváděcího kola



Příloha č. 6: Průtokový součinitel v mezeře labyrintové ucpávky



**Příloha č. 7: Koefficient k pro opravu průtočného množství
nepravým labyrintem**