



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA

CONDENSING STEAM TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. ONDŘEJ ŘEZNÍČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. JAN FIEDLER, Dr.

BRNO 2013

VLOŽIT ZADÁNÍ!

VLOŽIT ZADÁNÍ!

Abstrakt

Tématem této diplomové práce je návrh jednotělesové kondenzační parní turbíny o výkonu 50 MW na sytou páru pro jadernou elektrárnu nové generace. V práci je vypracován návrh a výpočet bilanční schématu. Na jehož základě je proveden výpočet průtočné části turbíny. Dále jsou v práci provedeny základní pevnostní a konstrukční výpočty. Výsledkem práce je výkres podélného řezu turbínou.

Klíčová slova

Kondenzační parní turbína, jednotělesová turbína, sytá pára, akční lopatkování.

Abstract

The theme of this thesis is design of single body condensing steam turbine of 50 MW to saturated steam for new nuclear power plant generation. In the thesis is made design and calculation of balancing scheme. On the basis of the calculation is made blades part of turbine. Furthermore, the thesis solves basic strength and structural calculations. The result is drawing of longitudinal cut of the turbine.

Keywords

Condensing steam turbine, single-body turbine, saturated steam, impulse blading.

Bibliografická citace závěrečné práce

ŘEZNÍČEK, O. *Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. **XY** s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlášení autora o původnosti práce

Já, Ondřej Řezníček, prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl všechny použité prameny a literaturu.

V Brně dne 24. 5. 2013

.....

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Richardu Fichtlovi a doc. Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce.

Obsah

Obsah	9
1. Úvod	11
2. Bilanční schéma	12
2.1. Návrh zapojení bilančního schématu	13
2.2. Návrh expanzní čáry	14
2.2.1. Návrh expanzní čáry VT dílu	14
2.2.2. Návrh expanzní čáry ST/NT dílu	15
2.3. Výpočet stavových parametrů bilančního schématu	17
2.3.1. Odlučovač vlhkosti S	17
2.3.2. Přihřívák P	18
2.3.3. Kondenzátor K	19
2.3.4. Nízkotlaká regenerace	19
2.3.5. Odplyňovák s napájecí nádrží D	21
2.3.6. Napájecí čerpadlo	22
2.4. Výpočet hmotnostních průtoků	22
2.4.1. Výpočet tepelných a hmotnostních bilancí	22
2.4.2. Určení hmotnostních průtoků	26
2.5. Výpočet měrné práce a výkonu turbíny	26
3. Průtočná část turbíny	27
3.1. Okrajové podmínky výpočtu	27
3.2. Postup výpočtu	28
3.3. Výpočet VT dílu	30
3.3.1. Lopatkový plán VT dílu	31
3.3.2. Kontrola okrajových podmínek	31
3.3.3. Srovnání výpočtů výkonu VT dílu	32
3.4. Výpočet ST/NT část	33
3.4.1. Lopatkový plán ST/NT dílu	35
3.4.2. Kontrola okrajových podmínek u ST/NT dílu	35
3.4.3. Srovnání výpočtů výkonu ST/NT dílu	36
4. Profily lopatek	37
4.1. Výpočet rychlostních trojúhelníků	37
4.1.1. Postup výpočtu rychlostních trojúhelníků	37
4.1.2. Výpočet rychlostních trojúhelníků VT části	39
4.1.3. Výpočet rychlostních trojúhelníků ST/NT části	39
4.2. Volba profilů lopatek	40

4.3.	Výpočet délek lopatek.....	42
4.3.1.	Výpočet ztrát ve stupních	42
4.3.2.	Volba délky lopatek.....	44
5.	Namáhání oběžných lopatek a jejich závěsů.....	46
5.1.	Ohybové namáhání	46
5.1.1.	Přepočet profilů OL lopatek:.....	46
5.1.2.	Výpočet ohybového namáhání:	47
5.2.	Tahové namáhání	49
5.3.	Namáhání závěsů oběžných lopatek	51
6.	Namáhání rozváděcích lopatek a jejich závěsů.....	54
6.1.	Namáhání rozváděcích lopatek na ohyb.....	54
6.1.1.	Přepočet profilů rozváděcích lopatek.....	54
6.1.2.	Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek.....	55
7.	Ucpávky	57
7.1.	Návrh vnějších ucpávek	58
7.2.	Výpočet vnitřních ucpávek	58
8.	Rotor	59
8.1.	Výpočet hmotnosti rotoru	59
8.2.	Výpočet a kontrola kritických otáček rotoru	59
9.	Závěr	60
	Seznam použitých zdrojů	61
	Seznam obrázků	62
	Seznam tabulek.....	63
	Seznam příloh.....	64
	Přílohy	65

1. Úvod

Diplomová práce se zabývá návrhem jednotělesové kondenzační parní turbíny o výkonu 50 MW na sytou páru pro jadernou elektrárnu nové generace. Návrh dle zadání musí obsahovat výpočet bilančního schématu pro nominální výkon 100% , základní dimenzovací výpočty a výkres podélného řezu turbínou. Při řešení návrhu by také dle zadání měl být brán ohled na vliv mokré páry na výstupu z VT dílu a tím tedy na vhodnou volbu materiálů rotoru, těles a také na provedení ucpávek.

Součástí zadání jsou rovněž požadavky a doporučení, která určují koncepci a uspořádání turbíny. Jsou jimi především požadavky na typ regulace, přehřívání, volbu výstupu z turbíny atd. Tyto požadavky jsou podrobně řešeny při samotném návrhu.

Zadání bylo vytvořeno firmou Doosan Škoda Power a na pomoc při řešení návrhu turbíny byl autorovi práce přidělen konzultant. Z toho vyplývá, že návrh turbíny byl zpracováván na základě zvyklostí a norem zadavatele.

2. Bilanční schéma

Prvním krokem návrhu turbíny je výpočet hmotnostních průtoků a stavových veličin páry na jejích vstupech a výstupech. K tomuto účelu slouží bilančního schéma, které řeší zapojení turbíny do technologického celku a výpočet hmotnostních průtoků a stavových veličin páry nebo kondenzátu pro celé technologické schéma.

Před samotným výpočtem bilančního schématu je nutné provést návrh jeho zapojení dle požadavků zadání:

- Použití vodou chlazeného kondenzátoru.
- Separace vlhkosti před přehříváním.
- Přehřívání pomocí odběru z admisní páry.
- Použití nízkotlaké regenerace složené ze tří nízkotlakých ohříváků NO a odplynováku s napájecí nádrží.

Na základě těchto požadavků je v podkapitole 2.1. vypracován náčrt zapojení bilančního schématu.

Ze zadání diplomové práce jsou také známy následující parametry, které slouží k návrhu expanzní čáry turbíny a výpočtu parametrů ve všech bodech bilančního schématu:

Nominální tepelný výkon reaktoru

$$N_t = 150 \text{ MW}$$

Tlak admisní páry

$$p_a = 6 \text{ MPa}$$

Teplota admisní páry

$$t_a = 288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota přehřáté páry

$$t_r \approx 275 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota odplynění

$$t_d \approx 184 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota napájecí vody

$$t_{nv} \approx 185 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota chladicí vody

$$t_{v1} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Otáčky turbíny

$$n = 3000 \text{ min}^{-1}$$

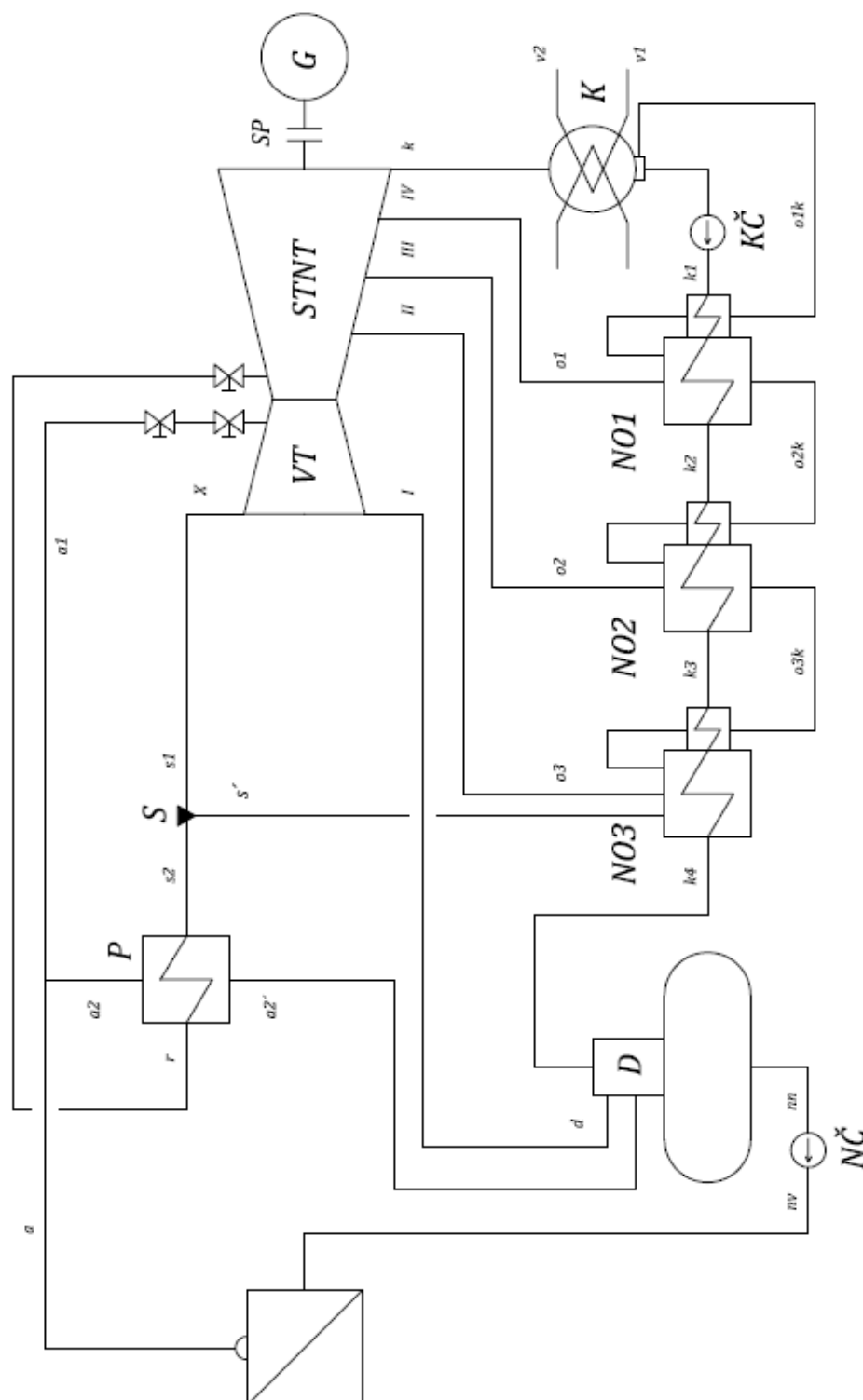
Současně vedle těchto zadaných parametrů páry jsou v zadání uvedeny i doporučení k výpočtu:

- Množství admisní páry má být stanoveno na základě tepelného výkonu reaktoru.
- Teplota odplynění a napájecí vody je klouzavá v závislosti na zatížení turbíny.

Samotný výpočet bilančním schématu je proveden v podkapitolách 2.2., 2.3. a 2.4. Výstupem tohoto výpočtu je bilanční schéma s uvedením, všech vypočtených parametrů (Příloha 1).

2.1. Návrh zapojení bilančního schématu

Na následujícím obrázku (obr.1) je proveden náčrt bilančního schématu, který byl vypracován dle požadavků zadání.



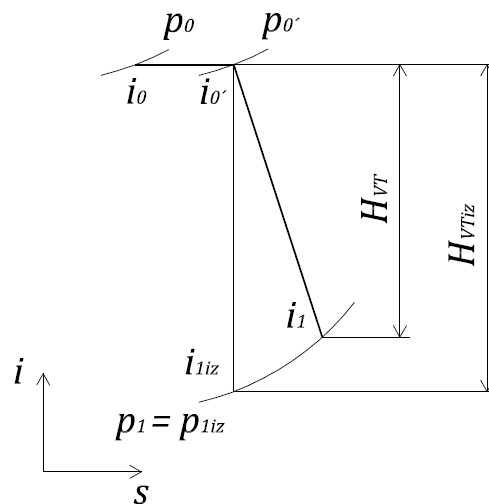
Obr. 1: Náčrt bilančního schématu

2.2. Návrh expanzní čáry

Pro výpočet odběrových parametrů páry z turbíny je vhodné výpočet bilančního schématu začít návrhem expanzní čáry turbíny. Ten je pro případ zadané turbíny rozdělen na návrh expanzní čáry vysokotlakého dílu (VT) a kombinovaného středotlakého a nízkotlakého dílu (ST/NT).

2.2.1. Návrh expanzní čáry VT dílu

Průběh expanze páry ve VT dílu turbíny je zobrazen na obr. 3. Vstupními parametry jsou teplota a tlak admisní páry, které jsou známy ze zadání. Ty jsou však sníženy vlivem tlakové ztráty na regulačním ventilu turbíny. Tento děj je izoentaltický (škrcení). Velikost tlakové ztráty byla volena na základě doporučení konzultanta 3,5 %. Následuje expanze páry, která je dle zvyklostí Doosan Škoda Power zakončena tlakem, který odpovídá tlaku v oplyňováku, jenž je zvýšený o ztrátu odběru mezi turbínou a odplyňovákem. Tento tlak je vypočten v podkapitole 2.3.5.. Vnitřní termodynamická účinnost VT dílu byla zvolena na základě doporučení konzultanta 86 %.



Obr. 2: Návrh expanzní čáry VT dílu

Bod 0:

Tlak v bodě 0:

$$p_0 = p_a = 6 \text{ MPa}$$

Teplota v bodě 0:

$$t_0 = t_a = 288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpie v bodě 0:

$$i_0 = h_{pt}(p_a; t_a) = h_{pt}(60; 288) = 2839,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 0':

Entalpie páry v bodě 0':

$$i_{0'} = i_0 = 2839,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlaková ztráta ventilu na vstupu do VT dílu:

$$z_{VTv} = 3,5 \%$$

Tlak v bodě 0':

$$p_{0'} = p_a \cdot (1 - z_{VTv}) = 6 \cdot (1 - 0,035) = 5,79 \text{ MPa}$$

Teplota v bodě 0':

$$t_{0'} = t_{ph}(p_{0'}; i_{0'}) = t_{ph}(57,9; 2839,5) = 285,4 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entropie v bodě 0':

$$s_{0'} = s_{ph}(p_{0'}; h_{0'}) = s_{ph}(57,9; 2839,5) = 6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Bod 1iz:

Tlak v bodě 1iz:

$$p_{1iz} = p_d = 1,22 \text{ MPa}$$

Entropie v bodě 1iz:

$$s_{1iz} = s_{0'} = 6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Entalpie v bodě 1iz:

$$i_{1iz} = h_{ps}(p_{1iz}; s_{1iz}) = h_{ps}(12,2; 6) = 2547,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Izoentropický entalpický spád VT dílu:

$$H_{VTiz} = i_{0'} - i_{1iz} = 2839,5 - 2547,1 = 292,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 1:

Tlak v bodě 1:

$$p_1 = p_{1iz} = 1,22 \text{ MPa}$$

Vnitřní termodynamická účinnost VT dílu:

$$\eta_{VTtdi} = 86 \%$$

Skutečný entalpický spád VT dílu:

$$H_{VT} = \eta_{VTtdi} \cdot H_{VTiz} = 0,86 \cdot 292,2 = 251,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie v bodě 1:

$$i_1 = i_{0'} - H_{VT} = 2839,5 - 251,4 = 2588,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

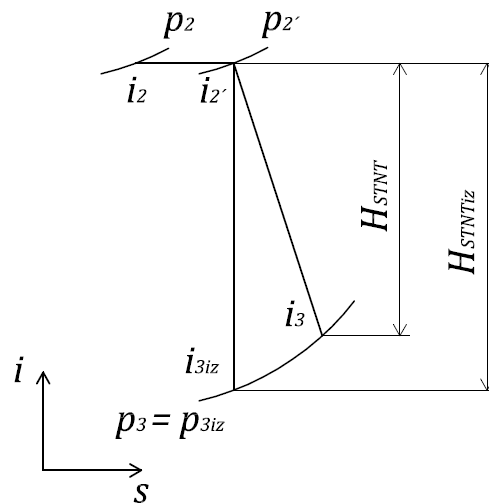
Teplota v bodě 1:

$$t_1 = t_{ph}(p_1; i_1) = t_{ph}(12,2; 2588,1) = 188,7 \text{ }^\circ\text{C}$$

2.2.2. Návrh expanzní čáry ST/NT dílu

Průběh expanze páry kombinovaného ST/NT dílu je analogický k průběhu expanze páry ve VT dílu a je zobrazen na obr. 4. Vstupními parametry jsou však v tomto případě tlak a teplota přehřáté páry (bod 2). Teplota přehřáté páry je známa ze zadání a tlak přehřáté páry je oproti tlaku na konci expanze páry ve VT dílu snížen o tlakovou ztrátu větve přehřívání, která byla zvolena dle doporučení konzultanta na 7%. Konzultantem byly rovněž doporučeny hodnoty tlakové ztráty způsobené škrcením

ventilem na vstupu do ST/NT dílu o velikost 1,5 % a vnitřní termodynamická účinnost ST/NT dílu o velikosti 88 %. Tlak na konci expanze (bod 3) je roven tlaku v kondenzátoru, který je vypočten v podkapitole 2.3.3..



Obr. 3: Návrh expanzní čáry ST/NT dílu

Bod 2:

Tlaková ztráta ve větvi přehřívání:

$$z_r = 7 \%$$

Tlak v bodě 2:

$$p_2 = p_1 \cdot (1 - z_r) = 1,22 \cdot (1 - 0,07) = 1,135 \text{ MPa}$$

Entalpie v bodě 2:

$$i_2 = h_{pt}(p_2; t_r) = h_{pt}(1,135; 275) = 2993,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlaková ztráta ventilu na vstupu do ST/NT dílu:

$$z_{STNTv} = 1,5 \%$$

Bod 2':

Entalpie páry v bodě 2':

$$i_{2'} = i_2 = 2993,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak páry v bodě 2':

$$p_{2'} = p_2 \cdot (1 - z_{STNTv}) = 1,135 \cdot (1 - 0,015) = 1,118 \text{ MPa}$$

Teplota páry v bodě 2':

$$t_{2'} = t_{ph}(p_{2'}; i_{2'}) = t_{ph}(1,118; 2993,7) = 274,8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Entropie páry v bodě 2':

$$s_{2'} = s_{ph}(p_{2'}; h_{2'}) = s_{ph}(1,118; 2993,7) = 6,97 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Bod 3iz:

Tlak v bodě 3iz:

$$p_{3iz} = p_k = 0,007 \text{ MPa}$$

Entropie v bodě 3iz:

$$s_{3iz} = s_{2'} = 6,971 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Entalpie v bodě 3iz:

$$i_{3iz} = h_{ps}(p_{3iz}; s_{3iz}) = h_{ps}(0,07; 6,971) = 2164,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Izoentropický entalpický spád ST/NT dílu:

$$H_{STNTiz} = i_{2'} - i_{3iz} = 2993,7 - 2164,9 = 828,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Bod 3:

Tlak v bodě 3:

$$p_3 = p_{3iz} = 0,007 \text{ MPa}$$

Vnitřní termodynamická účinnost ST/NT dílu:

$$\eta_{STNTtdi} = 88 \%$$

Skutečný entalpický spád ST/NT dílu:

$$H_{STNT} = \eta_{STNTtdi} \cdot H_{STNTiz} = 0,88 \cdot 828,8 = 729,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie v bodě 3:

$$i_3 = i_{2'} - H_{STNT} = 2264,4 - 729,3 = 2264,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota v bodě 3:

$$t_3 = t_{ph}(p_3; i_3) = t_{ph}(0,07; 2264,4) = 39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

2.3. Výpočet stavových parametrů bilančního schématu

V následující podkapitole je proveden výpočet základních stavových parametrů páry a to tlaku, teploty a entalpie. Tyto parametry informují o stavu páry a také jsou nezbytné pro určení hmotnostních průtoků v celém bilančním schématu.

2.3.1. Odlučovač vlhkosti S

Tlak páry na vstupu do odlučovače:

$$p_{s1} = p_1 = 1,22 \text{ MPa}$$

Entalpie páry na vstupu do odlučovače:

$$i_{s1} = i_1 = 2588,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota páry na vstupu do odlučovače:

$$t_{s1} = t_{ph}(p_{s1}; i_{s1}) = t_{ph}(1,22; 2588,1) = 188,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tlak odloučeného kondenzátu:

$$p_{s'} = p_{s1} = 1,22 \text{ MPa}$$

Teplota odloučeného kondenzátu:

$$t_{s'} = t_{s1} = 188,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpie odloučeného kondenzátu:

$$i_{s'} = h_{px}(p_{s'}; x_{s'}) = h_{px}(12,2; 0) = 801,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak páry na výstupu z odlučovače:

$$p_{s2} = p_{s1} = 1,22 \text{ MPa}$$

Teplota páry na výstupu z odlučovače:

$$t_{s2} = t_{s1} = 188,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpie páryna výstupu z odlučovače:

$$i_{s2} = h_{px}(p_{s2}; x_{s2}) = h_{px}(12,2; 1) = 2784,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2.3.2. Přihřívák P

Tlak ohřívacího páry:

$$p_{a2} = p_a = 6 \text{ MPa}$$

Teplota ohřívací páry:

$$t_{a2} = t_a = 288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpie ohřívací páry:

$$i_{a2} = h_{pt}(p_a; t_a) = h_{pt}(60; 288) = 2839,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Tlak kondenzátu ohřívací páry:

$$p_{a2'} = p_{a2} = 6 \text{ MPa}$$

Teplota kondenzátu ohřívací páry:

$$t_{a2'} = t_{a2} = 288 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Entalpie kondenzátu ohřívací páry:

$$i_{a2'} = h_{L_T}(t_{a2'}) = h_{L_T}(288) = 1279,034 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Teplota přehřáté páry:

$$t_r = 275 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

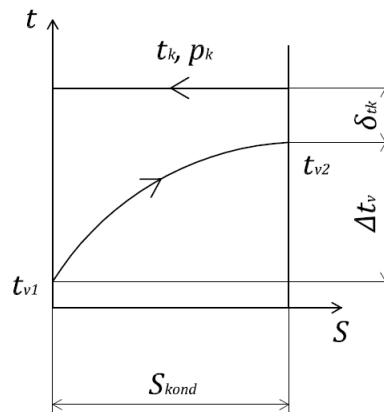
Tlak přehřáté páry:

$$p_r = p_2 = 1,135 \text{ MPa}$$

Entalpie přehřáté páry:

$$i_r = h_{pt}(p_r; t_r) = h_{pt}(11,35; 275) = 2993,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2.3.3. Kondenzátor K



Obr. 4: t - S diagram kondenzátoru

Průměrná teplota vody pro chlazení kondenzátoru

$$t_{v1} = 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Ohřátí chladicí vody (voleno [2])

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

Teplota ohřáté chladicí vody

$$t_{v2} = t_{v1} + \Delta t_v = 25 + 10 = 35 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Koncový teplotní rozdíl (voleno [2])

$$\delta_{tk} = 4 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Teplota v kondenzátoru

$$t_k = t_{v2} + \delta_{tk} = 35 + 4 = 39 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Tlak v kondenzátoru

$$p_k = psat_t(t_k) = psat_t(39) = 0,007 \text{ MPa}$$

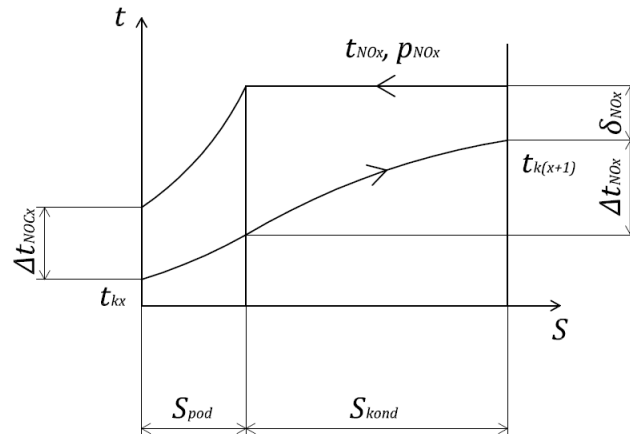
Entalpie na výstupu z kondenzátoru

$$i_k = hL_t(t_k) = hL_t(39) = 163,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2.3.4. Nízkotlaká regenerace

Průměrné zvýšení teploty na jeden ohřívák

$$\Delta t_o = \frac{t_{k4} - t_k}{3} = \frac{159 - 39}{3} = 40 \text{ }^{\circ}\text{C}$$



Obr. 5: *t-S diagram nízkotlakého ohříváku s podchlazovačem*

Teplota napájecí vody na výstupu z ohříváku:

$$t_{k(x+1)} = t_k + \Delta t_o$$

Tlak napájecí vody na výstupu z ohříváku:

$$p_{k(x+1)} = p_d$$

Entalpie napájecí vody na výstupu z ohříváku:

$$i_{k(x+1)} = hL_T(t_{k(x+1)})$$

Koncový teplotní rozdíl:

$$\delta_{NOx}$$

Teplota páry těsně před ohřívákem:

$$t_{o(x)} = t_{k(x+1)} + \delta_{NOx}$$

Tlak páry v ohříváku:

$$p_{NOx} = psat_t(t_{NOx})$$

Tlaková ztráta mezi ohřívákem a odběrem:

$$z_{ox}$$

Tlak páry v odběru

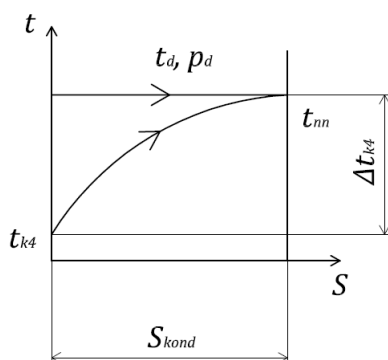
$$p_{oy} = \frac{p_{NOx}}{1 - z_{ox}}$$

Tab. 1: *Výpočet parametrů NO*

Ohřívák	N01	N02	N03
Číslo ohříváku (x)	1	2	3
Číslo odběru (y)	IV	III	II
$t_{k(x+1)} [^{\circ}\text{C}]$	79	119	159
$p_{k(x+1)} [\text{MPa}]$	1,098	1,098	1,098
$i_{k(x+1)} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	330,752	499,535	671,229

$\delta_{NO(x)} [^{\circ}\text{C}]$	2	4	4
$t_{o(x)} [^{\circ}\text{C}]$	81	123	163
$p_{NO(x)} [\text{MPa}]$	0,049	0,218	0,667
$z_{o(x)} [\%]$	4,5	4,5	4,5
$p_y [\text{MPa}]$	0,052	0,229	0,698
$i_{ox} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	2497,398	2707,271	2897,750
$t_{ox} [^{\circ}\text{C}]$	81	123,0	223,1
$t_{oxk} [^{\circ}\text{C}]$	46	86	126
$i_{oxk} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	192,651	360,272	529,617

2.3.5. Odplynůvák s napájecí nádrží D



Obr. 6: t-S diagram odplynůváku

Teplota odplynění:

$$t_d = 184^{\circ}\text{C}$$

Tlak v odplynůváku:

$$p_d = p_{\text{sat}_t}(t_d) = p_{\text{sat}_t}(184) = 1,098 \text{ MPa}$$

Tlaková ztráta mezi odběrem a odplynůvákem (volena na základě doporučení konzultanta):

$$z_d = 10 \%$$

Tlak v odběru:

$$p_l = \frac{p_d}{1 - z_d} = \frac{1,098}{1 - 0,1} = 1,220 \text{ MPa}$$

Entalpie v odběru:

$$i_d = i_1 = 2588,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Entalpie kondenzátu ohřívací páry:

$$i_{nn} = h_{L_T}(t_d) = h_{L_T}(184) = 780,9^{\circ}\text{C}$$

Nedohřev hlavního kondenzátu na vstupu do odplynůváku [1]

$$\Delta t_{k4} = 25^{\circ}\text{C}$$

Teplota v potrubí k4

$$t_{k4} = t_d - \delta_{k4} = 184 - 25 = 159^{\circ}\text{C}$$

2.3.6. Napájecí čerpadlo

Tlaková ztráta volena dle [1]:

$$Z_p = 25 \%$$

Tlak za napájecím čerpadlem:

$$p_{nv} = p_a + Z_p \cdot p_a = 6 + 0,25 \cdot 6 = 7,5 \text{ MPa}$$

Teplota napájecí vody:

$$t_{nv} = 185 \text{ }^\circ\text{C}$$

Entalpie napájecí vody:

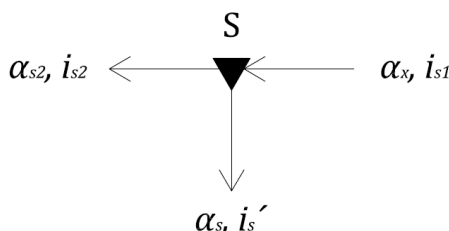
$$i_{nv} = h_{pt}(p_{nv}; t_{nv}) = h_{pt}(7,5; 185) = 788,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

2.4. Výpočet hmotnostních průtoků

2.4.1. Výpočet tepelných a hmotnostních bilancí

Výpočet je prováděn v poměrných veličinách $\alpha = M_j/M_a [-]$, kde $M_a [\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}]$ je hmotnostní tok admisní páry. Samotný výpočet je ovšem komplikován kaskádováním odloučeného kondenzátu z odlučovače vlhkosti do nízkotlakého ohříváku NO3 a z přehříváku do odplyňováku. Proto je nutné hmotnostní bilance odlučovače vlhkosti, přehříváku a odplyňováku vyjádřit jako funkci α_x , kterou lze následně vypočítat z hmotnostní bilance VT dílu a zpětně dosadit.

Odlučovač vlhkosti S:



Obr. 7: Tepelná a hmotnostní bilance odlučovače vlhkosti

$$\alpha_x \cdot i_{s1} = \alpha_s \cdot i_{s'} + \alpha_{s2} \cdot i_{s2}$$

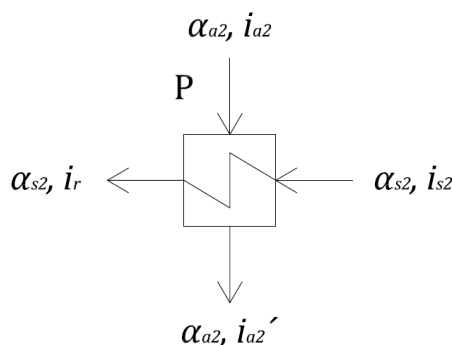
$$\alpha_x = \alpha_s + \alpha_{s2}$$

$$\alpha_s \cdot (i_{s'} - i_{s2}) = \alpha_x \cdot (i_{s1} - i_{s2})$$

$$\alpha_s = \alpha_x \cdot \frac{i_{s1} - i_{s2}}{i_{s'} - i_{s2}} = 0,868 \cdot \frac{2588,1 - 2784,4}{801,9 - 2784,4} = 0,086$$

$$\alpha_{s2} = \alpha_x - \alpha_s = 0,871 - 0,086 = 0,785$$

Přehřívák P:



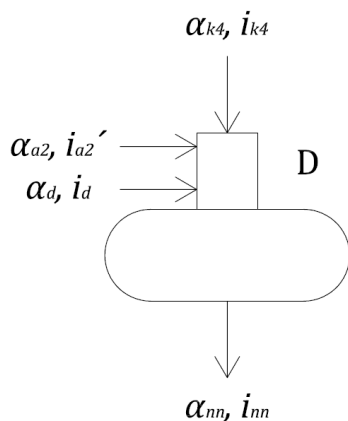
Obr. 8: Tepelná a hmotnostní bilance přihříváku

$$\alpha_{s2} \cdot i_{s2} + \alpha_{a2} \cdot i_{a2} = \alpha_{s2} \cdot i_r + \alpha_{a2} \cdot i'_{a2}$$

$$\alpha_{a2} \cdot (i_{a2} - i'_{a2}) = \alpha_{s2} \cdot (i_r - i_{a2})$$

$$\begin{aligned} \alpha_{a2} &= \alpha_{s2} \cdot \frac{i_r - i_{a2}}{i_{a2} - i'_{a2}} = \alpha_x \cdot \left(1 - \frac{i_{s1} - i_{s2}}{i'_s - i_{s2}}\right) \cdot \frac{i_r - i_{a2}}{i_{a2} - i'_{a2}} = \\ &= 0,871 \cdot \left(1 - \frac{2588,1 - 2784,4}{801,9 - 2784,4}\right) \cdot \frac{2993,7 - 2839,5}{2839,5 - 1279,0} = 0,105 \end{aligned}$$

Odplyňovák s napájecí nádrží D:



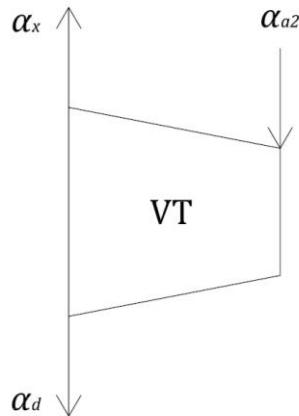
Obr. 9: Tepelná a hmotnostní bilance odplyňovače

$$\alpha_d \cdot i_d + \alpha_{a2} \cdot i'_{a2} + \alpha_{k4} \cdot i_{k4} = i_{nn}$$

$$\begin{aligned} \alpha_d &= \frac{i_{nn} - i_{k4} - \alpha_{a2} \cdot (i'_{a2} - i_{k4})}{i_d - i_{k4}} = \frac{i_{nn} - i_{k4}}{i_d - i_{k4}} - \alpha_x \cdot \left(1 - \frac{i_{s1} - i_{s2}}{i'_s - i_{s2}}\right) \cdot \frac{i_r - i_{a2}}{i_{a2} - i'_{a2}} \cdot \frac{i'_{a2} - i_{k4}}{i_d - i_{k4}} = \\ &= \frac{780,9 - 671,2}{2588,1 - 671,2} - 0,671 \cdot \left(1 - \frac{2588,1 - 2784,4}{801,9 - 2784,4}\right) \cdot \frac{2993,7 - 2839,5}{2839,5 - 1279,0} \cdot \frac{860,2 - 671,2}{780,9 - 671,2} = \\ &= 0,024 \end{aligned}$$

$$\alpha_{k4} = 1 - \alpha_d - \alpha_{a2} = 1 - 0,024 - 0,105 = 0,871$$

VT díl:



Obr. 10: Hmotnostní bilance VT dílu

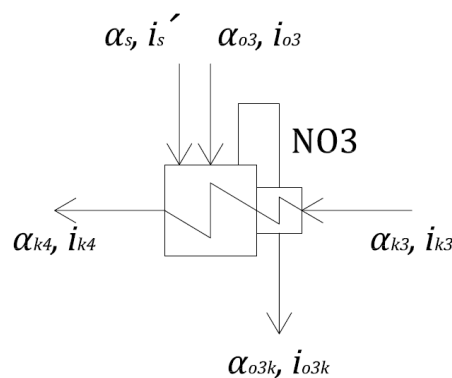
$$1 - \alpha_{a2} = \alpha_d + \alpha_x$$

$$\alpha_x = 1 - \alpha_{a2} - \alpha_d$$

$$\alpha_x = \frac{1 - \frac{i_{nn} - i_{k4}}{i_d - i_{k4}}}{1 - \left(1 - \frac{i_{s1} - i_{s2}}{i_{s'} - i_{s2}}\right) \cdot \frac{i_r - i_{a2}}{i_{a2} - i_{a2}'} \cdot \left(1 - \frac{i_{a2}' - i_{k4}}{i_d - i_{k4}}\right)} =$$

$$= \frac{1 - \frac{780,9 - 671,2}{2588,1 - 671,2}}{1 - \left(1 - \frac{2588,1 - 2784,4}{801,9 - 2784,4}\right) \cdot \frac{2993,7 - 2839,5}{2839,5 - 1279,0} \cdot \left(1 - \frac{1279,0 - 671,2}{780,9 - 671,2}\right)} = 0,871$$

NO3:



Obr. 11: Tepelná a hmotnostní bilance NO3

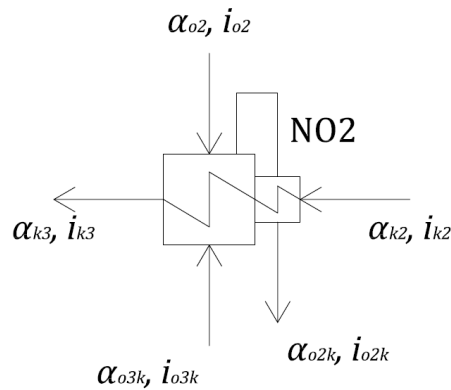
$$\alpha_{k3} \cdot i_{k3} + \alpha_s \cdot i_s' + \alpha_{o3} \cdot i_{o3} = \alpha_{k4} \cdot i_{k4} + \alpha_{o3k} \cdot i_{o3k}$$

$$\alpha_{k4} \cdot (i_{k4} - i_{k3}) = \alpha_{o3} \cdot (i_{o3} - i_{o3k}) + \alpha_s \cdot (i_s' - i_{o3k})$$

$$\alpha_{o3} = \frac{\alpha_{k4} \cdot (i_{k4} - i_{k3}) - \alpha_s \cdot (i'_s - i_{o3k})}{(i_{o3} - i_{o3k})} =$$

$$= \frac{0,871 \cdot (671,2 - 499,5) - 0,086 \cdot (801,9 - 529,6)}{(2897,8 - 529,6)} = 0,053$$

NO2:



Obr. 12: Tepelná a hmotnostní balance NO2

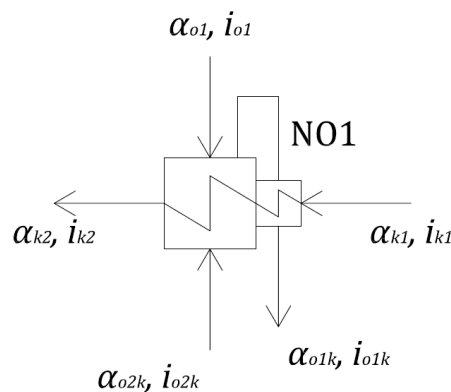
$$\alpha_{k2} \cdot i_{k2} + \alpha_{o3k} \cdot i_{o3k} + \alpha_{o2} \cdot i_{o2} = \alpha_{k3} \cdot i_{k3} + \alpha_{o2k} \cdot i_{o2k}$$

$$\alpha_{k4} \cdot (i_{k3} - i_{k2}) = \alpha_{o2} \cdot (i_{o2} - i_{o2k}) + (\alpha_{o3} + \alpha_s) \cdot (i_{o3k} - i_{o2k})$$

$$\alpha_{o2} = \frac{\alpha_{k4} \cdot (i_{k3} - i_{k2}) - (\alpha_{o3} + \alpha_s) \cdot (i_{o3k} - i_{o2k})}{(i_{o2} - i_{o2k})} =$$

$$= \frac{0871 \cdot (499,5 - 330,8) - (0,053 + 0,086) \cdot (529,6 - 360,3)}{(2707,3 - 360,3)} = 0,053$$

NO1:



Obr. 13: Tepelná a hmotnostní balance NO1

$$\alpha_{k1} \cdot i_{k1} + \alpha_{o2k} \cdot i_{o2k} + \alpha_{o1} \cdot i_{o1} = \alpha_{k2} \cdot i_{k2} + \alpha_{o1k} \cdot i_{o1k}$$

$$\alpha_{k4} \cdot (i_{k2} - i_{k1}) = \alpha_{o1} \cdot (i_{o1} - i_{o1k}) + (\alpha_{o3} + \alpha_{o2} + \alpha_s) \cdot (i_{o2k} - i_{o1k})$$

$$\alpha_{o1} = \frac{\alpha_{k4} \cdot (i_{k2} - i_{k1}) - (\alpha_{o3} + \alpha_{o2} + \alpha_s) \cdot (i_{o2k} - i_{o1k})}{(i_{o1} - i_{o1k})} =$$

$$= \frac{0,871 \cdot (330,8 - 163,4) - (0,053 + 0,052 + 0,086) \cdot (360,3 - 192,7)}{(2497,4 - 192,7)} = 0,049$$

2.4.2. Určení hmotnostních průtoků

Jako první je třeba určit hmotnostní průtok admisní páry. Ten se dle zadání má určit ze zadaného tepelného výkonu reaktoru N_t .

$$M_a = \frac{N_t}{(i_a - i_{nv})} = \frac{150 \cdot 10^6}{2,8395 \cdot 10^6 - 0,7884 \cdot 10^6} = 73,13 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

Ostatní hmotnostní průtoky se určí podle následujícího vztahu a výsledky jsou uvedeny ve vypracovaném bilančním schématu (Příloha č.1).

$$M_j = \alpha_j \cdot M_a$$

2.5. Výpočet měrné práce a výkonu turbíny

V následující tabulce je shrnut výpočet měrné práce a výkonu turbíny (tab.2).

Tab. 2: Výpočet měrné práce a výkonu turbíny

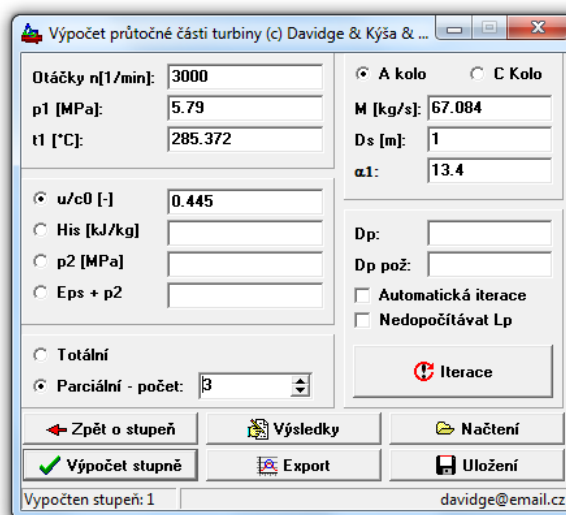
Úsek	Odvod páry před úsekem [–]		α_j [–]	H_j [kJ · kg ^{–1}]	$\alpha_j \cdot H_j$ [kJ · kg ^{–1}]	M_j [kg · s ^{–1}]	$M_j \cdot H_j$ [kW]
0' - I	α_{a2}	0,105	0,895	251,399	224,934	65,436	16450,44
2' - II	$\alpha_d + \alpha_s$	0,215	0,785	95,944	75,284	57,386	5505,89
II - III	α_{o3}	0,269	0,731	190,479	139,324	53,494	10189,41
III - IV	α_{o2}	0,321	0,679	209,873	142,477	49,649	10420,00
IV - K	α_{o1}	0,370	0,630	233,028	146,711	46,045	10729,66
Součet $\alpha_i^T = 728,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$				$P_i = 53295,4 \text{ kW}$			

Z tabulky vyplývá, že celková měrná práce turbíny je $728,73 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$ a celkový výkon turbíny je $53295,4 \text{ kW}$.

3. Průtočná část turbíny

Průtočná část turbíny slouží k transformaci tepelné energie páry na mechanickou práci, a proto jako část turbíny má největší vliv na její účinnost. Z tohoto důvodu je nutné provést výpočet průtočné části v optimální variantě, která bude mít co nejlepší účinnost při splnění okrajových podmínek a ostatních požadavků.

Z toho vyplývá, že výpočet průtočné části je iterační, a proto je vhodné k výpočtu využít výpočetní techniky. Na doporučení vedoucího práce byl k výpočtu využit program TurbinaDelphi. Tento program umožňuje na základě vypočtených hodnot parametrů páry z bilančního schématu a volby volených parametrů, kterými jsou velikost vstupního úhlu do rozváděcí lopatky α_1 [°], střední průměr D_s [m] a poměr rychlostí u/c_0 [–], vypočítat všechny potřebné údaje o jednotlivých stupních, ze kterých je průtočná část složena. Teoretický postup výpočtu těchto údajů je uveden v podkapitole 3.2.. Na následujícím obrázku je zobrazeno uživatelské prostředí programu TurbinaDelphi (obr. 14.).



Obr. 14: Uživatelské prostředí programu TurbinaDelphi

Samotný iterační výpočet průtočné části byl prováděn změnami volených parametrů a to především rychlostního poměru u/c_0 [–], dokud nebylo dosaženo maximální vlastní účinnosti stupně η_i [–] při dodržení okrajových podmínek a ostatních požadavků, kterými jsou tlaky na koncích expanze páry v jednotlivých dílech turbíny a tlaky v odběrech pro nízkotlakou regeneraci, které byly určeny při výpočtu bilančního schématu v předcházející kapitole (2). Při výpočtu je také nutné zohlednit volbu profilů lopatek, která je provedena v následující kapitole (3).

3.1. Okrajové podmínky výpočtu

Okrajové podmínky omezují volbu volených parametrů:

- 1) Patní rychlostní poměr $(u/c_0)_p$ je dle [2] vhodné volit v rozmezí 0,4 až 0,5, protože akční stupeň má v tomto rozmezí největší účinnost oproti ostatním typům stupňů.
- 2) Vstupní úhel do rozváděcí lopatky α_1 je dle [1] vhodné volit v rozmezí 13° až 18°
- 3) Rozdíl patních průměrů D_p dvou po sobě následujících stupňů nesmí být větší než 60 mm z důvodu vhodného proudění páry.

3.2. Postup výpočtu

Obvodová rychlost u [$m \cdot s^{-1}$]:

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

kde n [min^{-1}] jsou jmenovité otáčky turbíny a D_s [m] je střední průměr lopatek.

Rychlost vzniklá izotermickou expanzí c_0 [$m \cdot s^{-1}$]:

$$c_0 = \sqrt{2000 \cdot H_{IS}}$$

kde H_{IS} [$kJ \cdot kg^{-1}$] je izoentalpický spád stupně.

Výstupní rychlost z rozváděcího kola c_1 [$m \cdot s^{-1}$]:

$$c_1 = \varphi \cdot c_0$$

kde φ [–] je rychlostní součinitel v rozváděcích lopatkách.

Ztráta v rozváděcím kole Z_r [$kJ \cdot kg^{-1}$]:

$$Z_r = (1 - \varphi^2) \cdot H_{IS}$$

Entalpie za rozváděcím kolem i_{2s} [$kJ \cdot kg^{-1}$]:

$$i_{s2} = i_1 - H_{IS}$$

kde i_1 [$kJ \cdot kg^{-1}$] je entalpie před rozváděcím kolem.

Entalpie za rozváděcím kolem s uvažováním ztráty v rozváděcím kanálu i_{Zr} [$kJ \cdot kg^{-1}$]:

$$i_{Zr} = i_{2s} - Z_r$$

Délka rozváděcí lopatky při totálním ostříku L_t [mm]:

$$L_t = \frac{m \cdot v_2}{\pi \cdot D_s \cdot c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \cdot \varepsilon_r}$$

kde m [$kg \cdot s^{-1}$] je hmotnostní průtok páry, v_2 [$m^3 \cdot kg^{-1}$] je měrný objem na konci expanze páry v rozváděcích lopatkách s uvažováním ztrát a ε_r [–] je kontrakční součinitel.

Optimální délka lopatky L_{opt} [mm]:

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

Parciálnost ε [–]:

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

Redukovaná délka lopatky L_{red} [mm]:

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

Podmínka parciálnosti:

- 1) Pokud $L_{red} > L_t$ je zvolen parciální ostřík a skutečná délka lopatky je $L_p = L_{opt}$
- 2) Pokud $L_{red} < L_t$ je zvolen totální ostřík a skutečná délka lopatky $L_p = L_t$

Patní průměr lopatky D_p [mm]

$$D_p = D_s - l_p$$

Účinnost nekonečně dlouhé lopatky η_∞ [-]:

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

Ztráta konečnou délkou lopatky Z_l [-]:

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

Ztráta parciálním ostřikem Z_p [-]:

$$Z_p = 0,0085 + \frac{0,0137}{D_s \cdot \varepsilon} \cdot \frac{u}{c_0} \cdot n$$

kde n [-] je počet segmentů parciálního ostřiku.

Ztráta odlišným průměrem kola Z_d [-] (určuje se pouze při $D_s < 1$ m):

$$Z_d = 0,05 \cdot (1 - D_s) \cdot \frac{u}{c_0}$$

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek Z_v [-]:

$$Z_v = \frac{0,0543}{\sin(\alpha_1)} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1\right) \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3$$

Ztráta rozvějířením lopatek Z_r [-]:

$$Z_r = 0,665 \cdot \left(\frac{L_p}{D_s}\right)^2$$

Ztráta třením disku Z_d [-]:

$$Z_d = 0,59 \cdot D_s \cdot \left(\frac{u}{c_0}\right)^3 \cdot \frac{1}{L_t} \cdot \frac{1}{\sin(\alpha_1)}$$

Ztráta vlhkostí páry Z_v [-]:

$$Z_v = 1 - x$$

kde x [-] je suchost páry.

Vlastní účinnost stupně η_i [%]:

$$\eta_i = \eta_\infty - \sum Z_i$$

kde $\sum Z_i$ [-] je součet všech ztrát.

Užitečný spád stupně $H_{už}$ [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]:

$$H_{už} = H_{IS} \cdot \eta_i$$

Entalpie na vstupu do následujícího stupně i_2 [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$]:

$$i_2 = i_1 - h_{už}$$

Výkon stupně N [kW]:

$$N = m \cdot H_{už}$$

3.3. Výpočet VT dílu

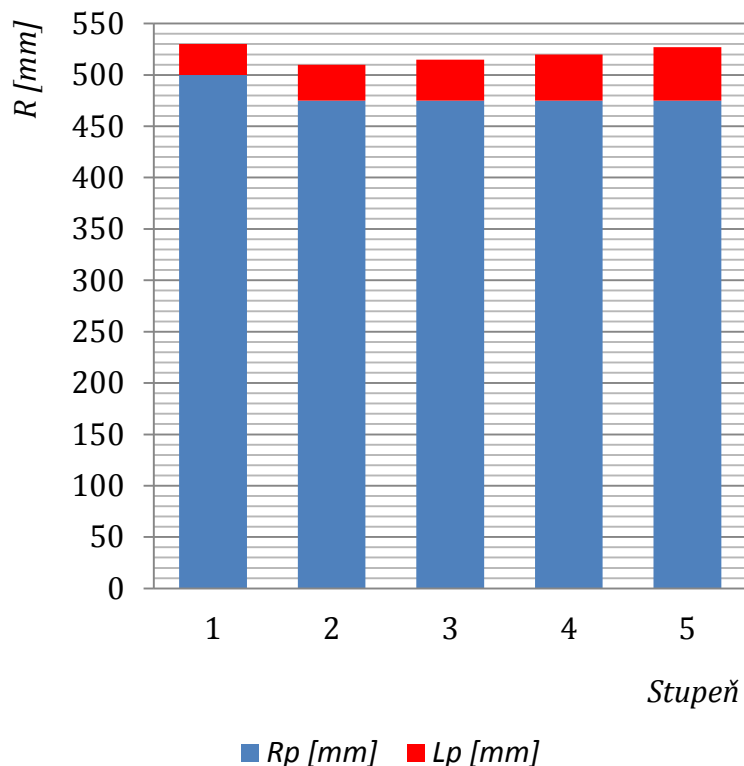
Při výpočtu průtočné části VT dílu je nutné zohlednit zadanou dýzovou regulaci turbíny a na prvním stupni, který je regulační nastavit parciální ostřík.

Tab. 3: Průtočná část VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$M [kg \cdot s^{-1}]$	65,436	65,436	65,436	65,436	65,436
$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2840,213	2791,503	2743,153	2695,956	2649,707
$s_1 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,005	6,038	6,056	6,076	6,099
$t_1 [^{\circ}C]$	285,372	252,547	235,503	219,253	203,732
$p_1 [MPa]$	5,790	4,153	3,092	2,287	1,680
$x_1 [-]$	-	0,996	0,967	0,944	0,925
$D_s [m]$	1,030	0,985	0,990	0,995	1,002
$D_p [m]$	1,000	0,950	0,950	0,950	0,950
$H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	66,094	57,564	57,393	57,223	57,781
$u [m \cdot s^{-1}]$	161,792	154,723	155,509	156,294	157,394
$c_0 [m \cdot s^{-1}]$	363,578	339,306	338,799	338,299	339,943
$(u/c_0)_s [-]$	0,445	0,456	0,459	0,462	0,463
$v_r [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,047	0,062	0,082	0,109	0,146
$\alpha_1 [^{\circ}]$	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000
$L_t [mm]$	10,817	35,000	40,000	45,000	52,000
$L_{red} [mm]$	15,906	0,000	0,000	0,000	0,000
OSTŘÍK [-]	P	T	T	T	T
$\varepsilon [-]$	0,361	1,000	1,000	1,000	1,000
$n_1 [-]$	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
$L_{opt} [mm]$	30,082	35,158	39,883	45,412	52,014
$L_p [mm]$	30,000	35,000	40,000	45,000	52,000
$L_p/D_s [-]$	0,029	0,036	0,040	0,045	0,052
BTYPE [-]	V	V	V	V	V
$\eta_{\infty} [\%]$	92,369	92,776	92,871	92,960	92,988
$Z_d [\%]$	0,000	0,034	0,023	0,012	0,000
$Z_l [\%]$	8,929	7,687	6,733	5,991	5,186
$Z_p [\%]$	5,775	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_v [\%]$	2,138	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_t [\%]$	1,796	0,571	0,512	0,467	0,409
$Z_r [\%]$	0,034	0,051	0,065	0,082	0,108
$Z_x [\%]$	0,000	0,440	3,301	5,587	7,476
$\eta_i [\%]$	73,697	83,993	82,237	80,822	79,809
$H_{už} [kJ \cdot kg^{-1}]$	48,710	48,350	47,198	46,249	46,114
$N [kW]$	3267,650	3243,503	3166,203	3102,569	3093,517
$i_{2s} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2774,119	2733,939	2685,761	2638,733	2591,926
$i_2 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2791,503	2743,153	2695,956	2649,707	2603,593
$s_2 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,038	6,056	6,076	6,099	6,125
$t_2 [^{\circ}C]$	252,547	235,503	219,253	203,732	188,695
$p_2 [MPa]$	4,153	3,092	2,287	1,680	1,220
$x_2 [-]$	0,996	0,967	0,944	0,925	0,909

3.3.1. Lopatkový plán VT dílu

Na základě vypočtených údajů o stupních průtočné části lze sestavit lopatkový plán, který slouží pro znázornění tvaru průtočné části. Na následujícím obrázku je lopatkový plán VT dílu (obr. 15).



Obr. 15: Lopatkový plán VT dílu

3.3.2. Kontrola okrajových podmínek

V této podkapitole je provedena kontrola okrajových podmínek výpočtu průtočné části, které byly definovány v podkapitole 3.1.:

- ad 1) Kontrola patního rychlostního poměru $(u/c_0)_p$ je komplikována skutečností, že program TurbinaDelphi počítá rychlostní poměr $(u/c_0)_s$, který je vztažen ke středním průměru D_s . Proto je nutné provést přepočty mezi těmito rychlostními poměry dle následujícího vzorce:

$$(u/c_0)_p = \frac{D_p}{D_s} \cdot (u/c_0)_s$$

Výsledky přepočtu rychlostních poměrů jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 3) a vyplývá z nich, že okrajová podmínka byla splněna.

Tab. 4: Přepočty poměru u/c_0 u VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$(u/c_0)_s$ [–]	0,445	0,456	0,459	0,462	0,463
$(u/c_0)_p$ [–]	0,43	0,44	0,44	0,44	0,44

- ad 2) Všechny stupně VT dílu splňují podmínku volby vstupního úhlu do rozváděcí lopatky α_1 , protože mají všechny tyto úhly velikost 16° .
- ad 3) Protože jediný rozdíl patních průměrů D_p mezi prvním a druhým stupněm VT dílu je 50 mm je okrajová podmínka maximálního přípustného rozdílu patních průměrů rovněž splněna.

3.3.3. Srovnání výpočtů výkonu VT dílu

Výstupem programu TurbinaDelphi je vedle údajů o jednotlivých stupních průtočné části, také shrnutí základních údajů o VT dílu jako celku. Tyto údaje jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 4) včetně srovnání s údaji získanými při návrhu expanzní čáry VT dílu (2.2.1.)

Tab. 5: Srovnání výpočtů parametrů VT dílu

	TurbinaDelphi	Původní návrh (2.2.1.)
$N_{VT} [\text{kW}]$	15873,44	16450,44
$H_{uz} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	236,6	251,4
$\sum H_{is} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	296,05	
$H_{is} [\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}]$	292,12	292,32
$\eta_{VTtdi} [\%]$	81	86
Reheat faktor	0,014	

Ze srovnání vyplývá, že původní odhad vnitřní termodynamické účinnosti byl nadhodnocen. Důvodem tohoto nadhodnocení je skutečnost, že při návrhu expanzní čáry VT dílu nebylo bráno v úvahu to, že první stupeň je regulační s parciálním ostřikem a proto má nižší účinnost.

3.4. Výpočet ST/NT část

Výpočet průtočné části ST/NT dílu komplikují 3 neregulované odběry, které jsou součástí systému nízkotlaké regenerace.

Tab. 6: Výpočet průtočné části ST/NT dílu

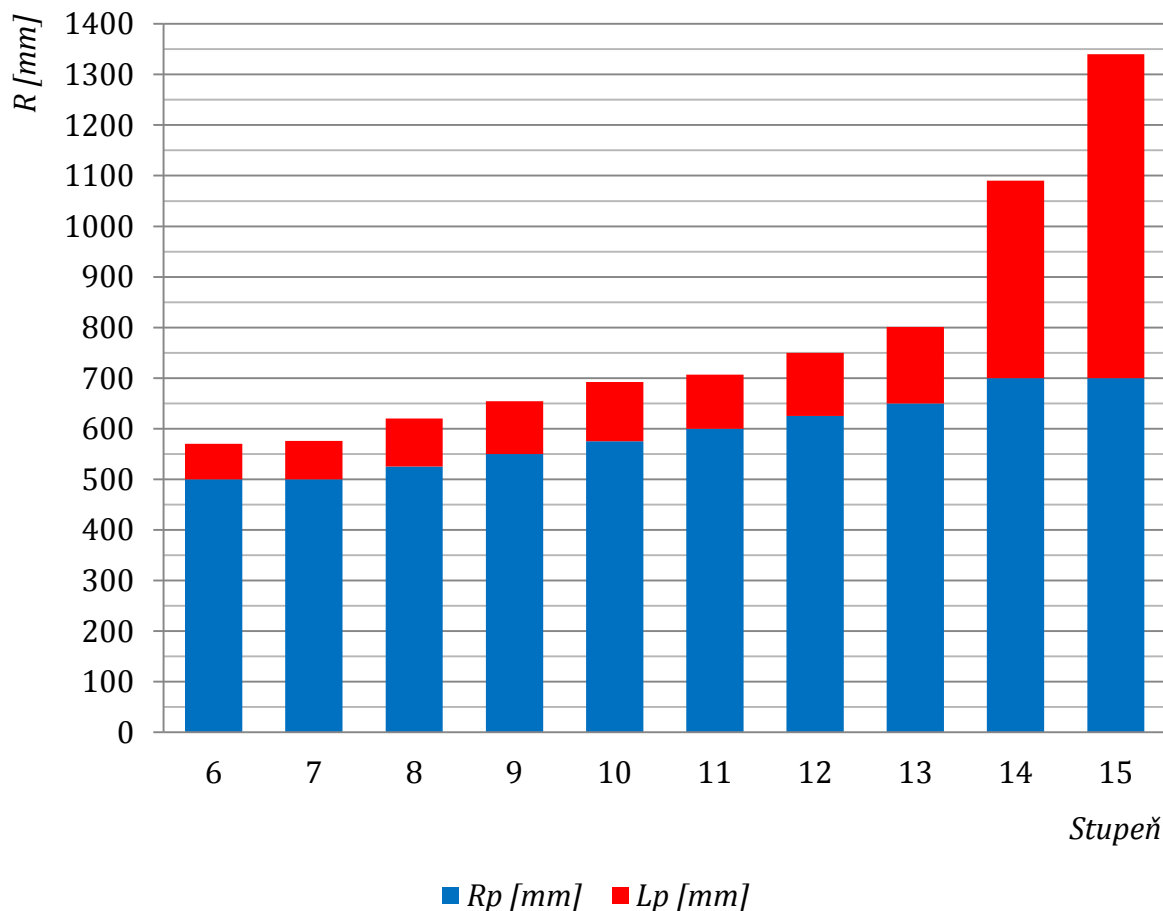
Stupeň	6	7	8	9	10
$M [kg \cdot s^{-1}]$	57,386	57,386	53,494	53,494	53,494
$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2996,344	2947,012	2897,952	2837,349	2771,502
$s_1 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,976	6,988	6,999	7,014	7,030
$t_1 [^{\circ}C]$	274,753	247,862	221,016	187,765	151,543
$p_1 [MPa]$	1,118	0,887	0,698	0,510	0,354
$x_1 [-]$	-	-	-	-	-
$D_s [m]$	1,070	1,076	1,145	1,204	1,267
$D_p [m]$	1,000	1,000	1,050	1,100	1,150
$H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	55,385	54,915	67,364	72,988	79,536
$u [m \cdot s^{-1}]$	168,075	169,018	179,856	189,124	199,020
$c_0 [m \cdot s^{-1}]$	332,822	331,407	367,053	382,068	398,838
$(u/c_0)_s [-]$	0,505	0,510	0,490	0,495	0,499
$v_r [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,263	0,318	0,407	0,542	0,775
$\alpha_1 [^{\circ}]$	18,000	18,000	13,000	13,000	13,000
$L_t [mm]$	70,000	76,000	95,000	104,000	117,000
$L_{red} [mm]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$OSTŘIK [-]$	T	T	T	T	T
$\varepsilon [-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$n_1 [-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$L_{opt} [mm]$	70,262	76,321	95,361	104,442	116,655
$L_p [mm]$	70,000	76,000	95,000	104,000	117,000
$L_p/D_s [-]$	0,065	0,071	0,083	0,086	0,092
$BTYPE [-]$	V	V	V	V	V
$\varepsilon_n [\%]$	93,491	93,463	93,463	93,491	93,500
$Z_d [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_l [\%]$	3,873	3,566	2,853	2,607	2,318
$Z_p [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_v [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_t [\%]$	0,376	0,359	0,372	0,368	0,353
$Z_r [\%]$	0,171	0,200	0,275	0,299	0,341
$Z_x [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$\varepsilon [\%]$	89,070	89,338	89,962	90,217	90,488
$H_{už} [kJ \cdot kg^{-1}]$	49,332	49,060	60,602	65,848	71,970
$N [kW]$	2822,236	2806,701	3231,819	3511,548	3838,058
$i_{2s} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2940,959	2892,097	2830,588	2764,361	2691,966
$i_2 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2947,012	2897,952	2837,349	2771,502	2699,531
$s_2 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,988	6,999	7,014	7,030	7,050
$t_2 [^{\circ}C]$	247,862	221,016	187,765	151,543	124,543
$p_2 [MPa]$	0,887	0,698	0,510	0,354	0,229
$x_2 [-]$	-	-	-	-	0,994

Tab. 7: Pokračování výpočtu průtočné části ST/NT dílu

Stupeň	11	12	13	14	15
$M [kg \cdot s^{-1}]$	49,649	49,649	49,649	46,045	46,045
$i_1 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2699,531	2632,461	2561,739	2486,538	2384,299
$s_1 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	7,050	7,070	7,098	7,133	7,195
$t_1 [^{\circ}C]$	124,543	111,030	96,897	82,057	62,093
$p_1 [MPa]$	0,229	0,148	0,091	0,052	0,022
$x_1 [-]$	0,994	0,973	0,952	0,930	0,903
$D_s [m]$	1,307	1,375	1,451	1,790	2,040
$D_p [m]$	1,200	1,250	1,300	1,400	1,400
$H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	75,026	80,885	87,770	122,899	150,082
$u [m \cdot s^{-1}]$	205,303	215,985	227,923	281,173	320,443
$c_0 [m \cdot s^{-1}]$	387,364	402,206	418,975	495,780	547,873
$(u/c_0)_s [-]$	0,530	0,537	0,544	0,567	0,585
$v_r [m^3 \cdot kg^{-1}]$	1,138	1,764	2,926	6,296	17,792
$\alpha_1 [^{\circ}]$	18,000	18,000	18,000	14,000	14,000
$L_t [mm]$	107,000	125,000	151,000	390,000	640,000
$L_{red} [mm]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$OSTŘÍK [-]$	T	T	T	T	T
$\varepsilon [-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$n_1 [-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$L_{opt} [mm]$	106,916	124,967	150,608	188,673	269,319
$L_p [mm]$	107,000	125,000	151,000	390,000	640,000
$L_p/D_s [-]$	0,082	0,091	0,104	0,218	0,314
$BTYPE [-]$	V	V	Z	Z	Z
$\varepsilon_n [\%]$	93,163	92,988	92,776	91,815	90,805
$Z_d [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_l [\%]$	2,525	2,157	1,782	0,683	0,412
$Z_p [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_v [\%]$	0,000	0,000	0,000	0,000	0,000
$Z_t [\%]$	0,347	0,325	0,295	0,204	0,156
$Z_r [\%]$	0,268	0,331	0,173	0,760	1,575
$Z_x [\%]$	0,626	2,739	4,846	6,979	9,728
$\varepsilon [\%]$	89,397	87,436	85,679	83,190	78,936
$H_{už} [kJ \cdot kg^{-1}]$	67,071	70,722	75,201	102,239	118,469
$N [kW]$	3319,705	3500,442	3722,123	4693,020	5437,987
$i_{2s} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2624,506	2551,576	2473,969	2363,639	2234,216
$i_2 [kJ \cdot kg^{-1}]$	2632,461	2561,739	2486,538	2384,299	2265,830
$s_2 [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	7,070	7,098	7,133	7,195	7,296
$t_2 [^{\circ}C]$	111,030	96,897	82,057	62,093	38,957
$p_2 [MPa]$	0,148	0,091	0,052	0,022	0,007
$x_2 [-]$	0,973	0,952	0,930	0,903	0,873

3.4.1. Lopatkový plán ST/NT dílu

Na následujícím obrázku (obr. 16) je sestrojen lopatkový plán ST/NT dílu.



Obr. 16: Lopatkový plán ST/NT dílu

3.4.2. Kontrola okrajových podmínek u ST/NT dílu

Analogicky ke kontrole okrajových podmínek u VT dílu je nutné provést tuto kontrolu i u dílu ST/NT.

ad 1) Přepočet rychlostního poměru $(u/c_0)_s$ na $(u/c_0)_p$ je proveden v následujících tabulkách (tab. 7 a tab. 8) a z výsledků vyplývá, že okrajová podmínka byla splněna.

Tab. 8: Přepočet poměru u/c_0 u ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10
$(u/c_0)_s$ [–]	0,505	0,510	0,490	0,495	0,499
$(u/c_0)_p$ [–]	0,47	0,47	0,45	0,45	0,45

Tab. 9: Pokračování přepočtu poměru u/c_0 u ST/NT dílu

Stupeň	11	12	13	14	15
$(u/c_0)_s$ [–]	0,530	0,537	0,544	0,567	0,585
$(u/c_0)_p$ [–]	0,49	0,49	0,49	0,44	0,40

- ad 2) Všechny stupně rovněž splňují omezení vstupního úhlu do rozváděcí lopatky α_1 .
- ad 3) Okrajová podmínka maximálního přípustného rozdílu patních průměrů je splněna u všech stupňů až na rozdíl mezi 13 a 14 stupněm. Kde je rozdíl mezi patními průměry 100 mm , a proto je nutné provést konstrukční opatření ve formě náběhu, který umožní lepší proudění páry mezi stupni.

3.4.3. Srovnání výpočtů výkonu ST/NT dílu

V následující tabulce je provedeno srovnání základních údajů o ST/NT dílu, vypočtených pomocí programu TurbinaDelphi a při návrhu expanzní čáry v kapitole. Z tohoto srovnání vyplývá, že původní návrh termodynamické účinnosti je přibližně stejný jako vypočtený pomocí TurbinaDelphi.

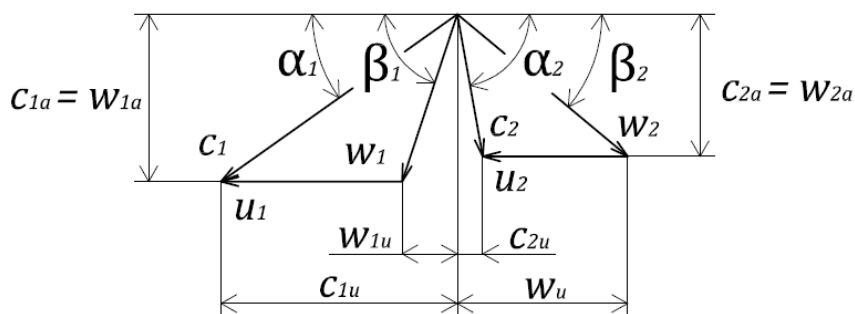
Tab. 10: Srovnání výpočtů výkonu ST/NT dílu

	TurbinaDelphi	Původní návrh (2.2.2.)
$N_{STNT} [kW]$	36883,640	36731,125
$H_{uz} [kJ \cdot kg^{-1}]$	730,510	729,324
$\sum H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	846,850	
$H_{is} [kJ \cdot kg^{-1}]$	830,290	828,777
$\eta_{VTtdi} [\%]$	87,980	88,000
Reheat faktor	0,020	

4. Profily lopatek

4.1. Výpočet rychlostních trojúhelníků

Pro výběr profilů lopatek je nutné provést výpočet rychlostních trojúhelníků jednotlivých stupňů. Výsledkem výpočtu jsou rychlosti a úhly, které jsou zakótovány v následujícím náčrtu rychlostního trojúhelníku rovnotlakého stupně (obr. 17). Především zakótované úhly jsou stěžejní pro samotný výběr profilu lopatky.



Obr. 17: Náčrt rychlostního trojúhelníku rovnotlakého stupně

Před samotným výpočtem rychlostních trojúhelníků je nutné vhodně zvolit reakci na patě R_p , kterou je dle [1] možné volit v rozmezí 0,04 až 0,06 pro válcové lopatky a 0,1 pro lopatky zborčené. Výpočet rychlostních trojúhelníků se u válcových lopatek provádí na středním průměru D_s a proto je nutné během výpočtu reakci na patě R_p převést na reakci na středním průměru R_s . U lopatek zborčených se počítá s reakcí na patě R_p . Dále je nutné vhodně zvolit rychlostní součinitel φ , který dle [2] lze volit v rozmezí 0,92 až 0,98.

4.1.1. Postup výpočtu rychlostních trojúhelníků

Reakce stupně na středním průměru R_s [-]

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

Absolutní výstupní rychlost z rozváděcích lopatek c_1 [$m \cdot s^{-1}$]

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot H_{IS}}$$

Axiální složka absolutní rychlosti c_{1ax} [$m \cdot s^{-1}$]

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$$

Obvodová složka absolutní rychlosti c_{1u} [$m \cdot s^{-1}$]

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

Obvodová rychlost u [$m \cdot s^{-1}$]

1) Pro válcové lopatky

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

2) Pro zborčené lopatky

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

Obvodová složka relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky $w_{1u} [m \cdot s^{-1}]$

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

Axiální složka relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky $w_{1ax} [m \cdot s^{-1}]$

$$w_{1ax} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1)$$

Relativní rychlost na vstupu do oběžné lopatky $w_1 [m \cdot s^{-1}]$

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

Úhel relativní rychlosti na vstupu do oběžné lopatky $\beta_1 [^\circ]$

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

Ze znalosti úhlu $\beta_1 [^\circ]$ a Machova čísla se provede volba profilu oběžné lopatky z katalogu profilů (Příloha č. 2). Zároveň se z daného rozmezí úhlů výstupní relativní rychlosti β_2 pro daný profil, zvolí optimální hodnota, aby při výpočtu výstupního úhlu páry ze stupně α_2 vycházela jeho hodnota přibližně 90° .

Rychlostní součinitel pro oběžné lopatky $\psi [-]$

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

kde $\beta_2 [^\circ]$ je výstupní úhel relativní rychlosti z oběžné lopatky

Relativní rychlost na výstupu z oběžných lopatek $w_2 [m \cdot s^{-1}]$

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + 1000 \cdot R_s \cdot h_{ls}}$$

Axiální složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek $w_{2ax} [m \cdot s^{-1}]$

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \sin(\beta_2)$$

Obvodová složka relativní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek $w_{2u} [m \cdot s^{-1}]$

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

Obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu z oběžných lopatek $c_{2u} [m \cdot s^{-1}]$

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

Absolutní rychlost na výstupu z oběžných lopatek $c_2 [m \cdot s^{-1}]$

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

Výstupní úhel páry z oběžných lopatek $\alpha_2 [^\circ]$

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

4.1.2. Výpočet rychlostních trojúhelníků VT části

Tab. 11: Výpočet rychlostních trojúhelníků VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
D_s [m]	1,030	0,985	0,990	0,995	1,002
D_p [m]	1,000	0,950	0,950	0,950	0,950
H_{is} [kJ · kg ⁻¹]	66,094	57,564	57,393	57,223	57,781
α_1 [°]	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000
φ [—]	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980
R_p [—]	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060
R_s [—]	0,108	0,118	0,126	0,134	0,145
c_1 [m · s ⁻¹]	336,508	312,203	310,340	308,499	308,076
$c_{1ax} = w_{1ax}$ [m · s ⁻¹]	92,754	86,055	85,541	85,034	84,917
c_{1u} [m · s ⁻¹]	323,472	300,109	298,318	296,549	296,142
u [m · s ⁻¹]	161,792	154,723	155,509	156,294	157,394
w_{1u} [m · s ⁻¹]	161,680	145,386	142,809	140,254	138,748
w_1 [m · s ⁻¹]	186,397	168,945	166,468	164,018	162,671
β_1 [°]	29,842	30,622	30,921	31,228	31,468
β_2 [°] rozsah	15 - 28	15 - 28	15 - 28	15 - 28	15 - 28
β_2 [°] volba	28,000	28,000	28,000	28,000	28,000
$\beta_1 + \beta_2$ [°]	57,842	58,622	58,921	59,228	59,468
Ψ [—]	0,886	0,888	0,888	0,889	0,889
w_2 [m · s ⁻¹]	196,242	182,303	182,481	182,669	184,789
$w_{2ax} = c_{2ax}$ [m · s ⁻¹]	92,130	85,586	85,670	85,758	86,753
w_{2u} [m · s ⁻¹]	173,272	160,964	161,121	161,287	163,159
c_2 [m · s ⁻¹]	92,843	85,813	85,853	85,903	86,944
c_{2u} [m · s ⁻¹]	11,480	6,240	5,612	4,993	5,765
α_2 [°]	82,897	85,830	86,252	86,668	86,198

4.1.3. Výpočet rychlostních trojúhelníků ST/NT části

Tab. 12: Výpočet rychlostních trojúhelníků ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
D_s [m]	1,070	1,076	1,145	1,204	1,267	1,307	1,375	-
D_p [m]	1,000	1,000	1,050	1,100	1,150	1,200	1,250	1,300
H_{is} [kJ · kg ⁻¹]	55,385	54,915	67,364	72,988	79,536	75,026	80,885	87,770
α_1 [°]	18,000	18,000	13,000	13,000	13,000	18,000	18,000	17,000
φ [—]	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980	0,980
R_p [—]	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060	0,060	0,100
R_s [—]	0,164	0,172	0,197	0,203	0,212	0,190	0,203	-
c_1 [m · s ⁻¹]	298,18	295,47	322,27	334,32	346,91	341,73	351,79	389,53
$c_{1ax} = w_{1ax}$ [m · s ⁻¹]	92,142	91,306	72,495	75,205	78,038	105,60	108,71	113,89
c_{1u} [m · s ⁻¹]	283,59	281,01	314,01	325,75	338,02	325,01	334,57	372,51
u [m · s ⁻¹]	168,08	169,02	179,86	189,12	199,02	205,30	215,98	204,20
w_{1u} [m · s ⁻¹]	115,51	111,99	134,16	136,62	139,00	119,70	118,59	168,30
w_1 [m · s ⁻¹]	147,76	144,50	152,49	155,96	159,41	159,63	160,87	203,21

$\beta_1 [^\circ]$	38,579	39,190	28,386	28,831	29,311	41,418	42,512	34,085
$\beta_2 [^\circ]$ rozsah	19 - 28	19 - 28	12 - 24	12 - 24	12 - 24	22 - 28	22 - 28	19 - 28
$\beta_2 [^\circ]$ volba	19	19	21	21	21	22	22	19
$\beta_1 + \beta_2 [^\circ]$	57,58	58,19	49,39	49,83	50,31	63,42	64,51	53,09
$\Psi [-]$	0,886	0,887	0,871	0,872	0,873	0,896	0,897	0,878
$w_2 [m \cdot s^{-1}]$	177,23	176,95	194,44	202,44	212,29	207,99	217,58	212,96
$w_{2ax} = c_{2ax} [m \cdot s^{-1}]$	57,70	57,61	69,68	72,55	76,08	77,914	81,505	69,332
$w_{2u} [m \cdot s^{-1}]$	167,57	167,31	181,53	189,00	198,19	192,85	201,73	201,36
$c_2 [m \cdot s^{-1}]$	57,702	57,634	69,701	72,548	76,082	78,904	82,742	69,391
$c_{2u} [m \cdot s^{-1}]$	-0,503	-1,709	1,668	-0,129	-0,831	-12,46	-14,25	-2,848
$\alpha_2 [^\circ]$	90,499	91,699	88,628	90,102	90,626	99,084	99,919	92,353

4.2. Volba profilů lopatek

Jak již bylo uvedeno, k vhodné volbě profilu lopatky je nutné určit Machova čísla. Jejich výpočet je proveden dle následujícího vzorce.

Machovo číslo $Ma [-]$:

$$Ma = \frac{c}{a}$$

kde $c [m \cdot s^{-1}]$ je rychlost na vstupu do lopatkové mříže

Rychlost zvuku $a [m \cdot s^{-1}]$:

$$a = \sqrt{\kappa \cdot p \cdot v}$$

kde $p [MPa]$ je tlak páry za stupněm a $v [m^3 \cdot kg^{-1}]$ je měrný objem páry ve stupni

Izoentropický exponent $\kappa [-]$:

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v}$$

kde $c_p [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ je měrná tepelná kapacita při stálém tlaku a $c_v [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$ je měrná tepelná kapacita při stálém objemu

V následujících tabulkách (tab. 12 a tab. 13) je proveden výběr profilů rozváděcích a oběžných lopatek VT a ST/NT dílu a zároveň výpočet Machových čísel pro jednotlivé profily.

Tab. 13: Volba profilů lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$p_2 [MPa]$	4,153	3,092	2,287	1,680	1,220
$v_2 [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,048	0,063	0,082	0,109	0,146
$\kappa_2 [-]$	1,135	1,132	1,129	1,128	1,126
$a_2 [m \cdot s^{-1}]$	473,836	467,790	461,463	454,898	448,038
Rozváděcí lopatky					
$c_1 [m \cdot s^{-1}]$	336,508	312,203	310,340	308,499	308,076
$Ma^{RL} [-]$	0,710	0,667	0,673	0,678	0,688
$\alpha_1 [^\circ]$	16,000	16,000	16,000	16,000	16,000
Označení profilu	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A

Rozsah α_0 [°]	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t_{opt}^{RL} [—]	0,7-0,8	0,7-0,9	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,9
Ma_{opt}^{RL} [—]	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9
b_0^{RL} [cm]	4,710	4,710	4,710	4,710	4,710
S_0^{RL} [cm ²]	2,720	2,720	2,720	2,720	2,720
J_{0min}^{RL} [cm ⁴]	0,243	0,243	0,243	0,243	0,243
W_{0min}^{RL} [cm ³]	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333
<i>Oběžné lopatky</i>					
w_1 [m · s ⁻¹]	186,397	168,945	166,468	164,018	162,671
Ma^{OL} [—]	0,393	0,361	0,361	0,361	0,363
β_1 [°]	29,842	30,622	30,921	31,228	31,468
Označení profilu	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
Rozsah β_2 [°]	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28	22 - 28
β_2 [°]	22,000	22,000	22,000	22,000	22,000
t_{opt}^{OL} [—]	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65
Ma_{opt}^{OL} [—]	0,850	0,850	0,850	0,850	0,850
b_0^{OL} [cm]	2,540	2,540	2,540	2,540	2,540
S_0^{OL} [cm ²]	1,620	1,620	1,620	1,620	1,620
J_{0min}^{OL} [cm ⁴]	0,131	0,131	0,131	0,131	0,131
W_{0min}^{OL} [cm ³]	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168

Tab. 14: Volba profilů lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
p_2 [MPa]	0,887	0,698	0,510	0,354	0,229	0,148	0,091	0,052
v_2 [m ³ · kg ⁻¹]	0,263	0,319	0,408	0,544	0,776	1,139	1,767	2,928
κ_2 [—]	1,380	1,380	1,380	1,380	1,134	1,132	1,130	1,128
a_2 [m · s ⁻¹]	567,956	554,016	536,170	515,911	448,895	437,568	425,569	412,830
<i>Rozváděcí lopatky</i>								
c_1 [m · s ⁻¹]	298,179	295,473	322,271	334,316	346,911	341,732	351,788	389,525
Ma^{RL} [—]	0,525	0,533	0,601	0,648	0,773	0,781	0,827	0,944
α_1 [°]	18,000	18,000	13,000	13,000	13,000	18,000	18,000	17,000
Profil	S-90-18A	S-90-18A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-12A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-15B
Rozsah α_0 [°]	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120	70 - 120
t_{opt}^{RL} [—]	0,7-0,8	0,7-0,8	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,85
Ma_{opt}^{RL} [—]	do 0,9	do 0,9	do 0,85	do 0,85	do 0,85	do 0,9	do 0,9	0,85 až 1,15
b_0^{RL} [cm]	4,710	4,710	6,250	6,250	6,250	4,710	4,710	5,200
S_0^{RL} [cm ²]	2,720	2,720	4,090	4,090	4,090	2,720	2,720	3,210
J_{0min}^{RL} [cm ⁴]	0,243	0,243	0,591	0,591	0,591	0,243	0,243	0,326
W_{0min}^{RL} [cm ³]	0,333	0,333	0,575	0,575	0,575	0,333	0,333	0,413
<i>Oběžné lopatky</i>								
w_1 [m · s ⁻¹]	147,759	144,497	152,489	155,955	159,408	159,626	160,873	203,213
Ma^{OL} [—]	0,260	0,261	0,284	0,302	0,355	0,365	0,378	0,492
β_1 [°]	38,579	39,190	28,386	28,831	29,311	41,418	42,512	34,085
Profil	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-30-21A

Rozsah β_2 [°]	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	19 - 24	22 - 28	22 - 28	19 - 24
β_2 [°]	19,000	19,000	21,000	21,000	21,000	22,000	22,000	19,000
t_{opt}^{OL} [–]	0,58- 0,68	0,58- 0,68	0,58- 0,68	0,58- 0,68	0,58- 0,68	0,55- 0,65	0,55- 0,65	0,58- 0,68
Ma_{opt}^{OL} [–]	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	do 0,9	0,850	0,850	do 0,9
b_0^{OL} [cm]	2,560	2,560	2,560	2,560	2,560	2,540	2,540	2,560
S_0^{OL} [cm ²]	1,850	1,850	1,850	1,850	1,850	1,620	1,620	1,850
J_{0min}^{OL} [cm ⁴]	0,205	0,205	0,205	0,205	0,205	0,131	0,131	0,205
W_{0min}^{OL} [cm ³]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,234

4.3. Výpočet délek lopatek

4.3.1. Výpočet ztrát ve stupních

Před samotným výpočtem délek lopatek je nutné určit hodnoty ztrát ve vstupních.

Spád zpracovaný na rozváděcích lopatkách $H_{ISRL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$H_{ISRL} = (1 - R_S) \cdot H_{is}$$

Ztráta v rozváděcích lopatkách $Z_{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$Z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot H_{ISRL}$$

Entalpie za rozváděcím kolem po izoentropické expanzi $i_{2ISRL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$i_{2ISRL} = i_1 - H_{ISRL}$$

Skutečná entalpie za rozváděcím kolem $i_{2RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$i_{2RL} = i_{2ISRL} + Z_{RL}$$

Tlak páry za rozváděcím kolem $p_{2RL} [MPa]$

$$p_{2RL} = p_{hs}(i_{2RL}; s_1)$$

Teplota páry za rozváděcím kolem $t_{2RL} [°C]$

$$t_{2RL} = t_{ph}(p_{2RL}; i_{2RL})$$

Měrný objem páry za rozváděcím kolem $v_{2RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$

$$v_{2RL} = v_{ph}(p_{2RL}; i_{2RL})$$

Entropie páry za rozváděcím kolem $s_{2RL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

$$s_{2RL} = s_{ph}(p_{2RL}; i_{2RL})$$

Spád zpracovaný na oběžných lopatkách $H_{ISOL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$H_{ISOL} = R_S \cdot H_{IS}$$

Ztráta v oběžných lopatkách $Z_{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

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

Entalpie páry za oběžným kolem po izoentropické expanzi $i_{3OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$i_{3OL} = i_{2RL} - h_{ISOL}$$

Skutečná entalpie za oběžným kolem $i_{3OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$

$$i_{3OL} = i_{3ISOL} + Z_{OL}$$

Tlak páry za oběžným kolem $p_{3OL} [MPa]$

$$p_{3OL} = p_{hs}(i_{3OL}; s_{2RL})$$

Teplota páry za oběžným kolem $t_{3OL} [^{\circ}C]$

$$t_{3OL} = t_{ph}(p_{3OL}; i_{3OL})$$

Měrný objem páry za oběžným kolem $v_{3OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$

$$v_{3OL} = v_{ph}(p_{3OL}; i_{3OL})$$

Entropie páry za rozváděcím kolem $s_{3OL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$

$$s_{3OL} = s_{ph}(p_{3OL}; i_{3OL})$$

Tab. 15: Výpočet ztrát ve stupních VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
<i>Rozváděcí lopatky</i>					
$h_{is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	58,953	50,745	50,141	49,548	49,412
$Z^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2,335	2,009	1,986	1,962	1,957
$i_{2is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2781,260	2740,758	2693,012	2646,408	2600,295
$i_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2783,594	2742,768	2694,998	2648,370	2602,251
$p_2^{RL} [MPa]$	4,359	3,237	2,403	1,771	1,293
$t_2^{RL} [^{\circ}C]$	255,503	238,113	221,858	206,325	191,352
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,045	0,060	0,078	0,104	0,138
$s_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,004	6,038	6,056	6,076	6,099
<i>Oběžné lopatky</i>					
$h_{is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	7,141	6,819	7,252	7,675	8,369
$Z^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	3,726	3,027	2,926	2,828	2,773
$i_{3is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2776,453	2735,948	2687,746	2640,695	2593,883
$i_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2780,179	2738,975	2690,673	2643,523	2596,655
$p_3^{OL} [MPa]$	4,284	3,174	2,348	1,725	1,253
$t_3^{OL} [^{\circ}C]$	254,454	237,007	220,650	205,028	189,914
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,046	0,061	0,080	0,106	0,142
$s_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,004	6,038	6,056	6,076	6,099

Tab. 16: Výpočet ztrát ve stupních ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
<i>Rozváděcí lopatky</i>								
$h_{is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	46,288	45,452	54,070	58,188	62,655	60,798	64,429	78,993
$Z^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	1,833	1,800	2,141	2,304	2,481	2,408	2,551	3,128
$i_{2is}^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2950,0 56	2901,5 60	2843,8 81	2779,1 61	2708,8 47	2638,7 33	2568,0 32	2482,7 46
$i_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2951,8 89	2903,3 60	2846,0 23	2781,4 66	2711,3 28	2641,1 41	2570,5 83	2485,8 74
$p_2^{RL} [MPa]$	0,929	0,732	0,548	0,385	0,255	0,164	0,102	0,056

$t_2^{RL} [^{\circ}C]$	252,75 1	226,98 6	196,59 1	162,35 8	128,08 5	113,97 5	100,16 3	84,029
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,253	0,305	0,384	0,506	0,703	1,042	1,585	2,720
$s_2^{RL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,976	6,988	6,999	7,014	7,030	7,049	7,070	7,098
<i>Oběžné lopatky</i>								
$h_{is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	9,097	9,464	13,294	14,800	16,881	14,227	16,456	8,777
$Z^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2,350	2,228	2,807	2,918	3,029	2,522	2,521	4,736
$i_{3is}^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2942,7 92	2893,8 97	2832,7 29	2766,6 66	2694,4 47	2626,9 13	2554,1 27	2477,0 97
$i_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1}]$	2945,1 42	2896,1 25	2835,5 36	2769,5 84	2697,4 76	2629,4 35	2556,6 48	2481,8 33
$p_3^{OL} [MPa]$	0,902	0,709	0,521	0,362	0,236	0,153	0,094	0,054
$t_3^{OL} [^{\circ}C]$	249,22 4	223,19 8	191,09 7	156,14 6	125,53 8	111,88 6	97,752	83,353
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,259	0,313	0,399	0,530	0,753	1,107	1,711	2,785
$s_3^{OL} [kJ \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}]$	6,976	6,988	6,999	7,014	7,030	7,049	7,070	7,098

4.3.2. Volba délky lopatek

Výstupem programu TurbinaDelphi jsou délky rozváděcích lopatek. Vstupní a výstupní délka lopatky je

Tab. 17: Výpočet a volba délek lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$m [kg \cdot s^{-1}]$	67,084	67,084	67,084	67,084	67,084
$D_s [m \cdot s^{-1}]$	1,030	0,985	0,990	0,995	1,002
$\varepsilon_r [-]$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$\varepsilon [-]$	0,361	1,000	1,000	1,000	1,000
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,045	0,060	0,078	0,104	0,138
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,046	0,061	0,080	0,106	0,142
$c_{1ax} [m \cdot s^{-1}]$	92,754	86,055	85,541	85,034	84,917
$c_{2ax} [m \cdot s^{-1}]$	92,130	85,586	85,670	85,758	86,753
$l_{vst}^{OL} [mm]$	29,454	15,829	20,815	27,516	36,436
$l_{výst}^{OL} [mm]$	30,126	16,200	21,216	27,935	36,675
$\Delta l^{OL} [mm]$	2	2	2	2	2
$l_{vst}^{RL} [mm]$	30,000	35,000	40,000	45,000	52,000
$l_{výst}^{RL} [mm]$	30,000	35,000	40,000	45,000	52,000
$l_{vol}^{OL} [mm]$	32,000	37,000	42,000	47,000	54,000

Tab. 18: Výpočet a volba délek lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
$m [kg \cdot s^{-1}]$	57,386	57,386	53,494	53,494	53,494	49,649	49,649	49,649
$D_s [m \cdot s^{-1}]$	1,070	1,076	1,145	1,204	1,267	1,307	1,375	1,451
$\varepsilon_r [-]$	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95	0,95
$\varepsilon [-]$	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
$v_2^{RL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,253	0,305	0,384	0,506	0,703	1,042	1,585	2,720
$v_3^{OL} [m^3 \cdot kg^{-1}]$	0,259	0,313	0,399	0,530	0,753	1,107	1,711	2,785
$c_{1ax} [m \cdot s^{-1}]$	92,142	91,306	72,495	75,205	78,038	105,601	108,708	113,886
$c_{2ax} [m \cdot s^{-1}]$	57,700	57,609	69,681	72,548	76,077	77,914	81,505	69,332
$l_{vst}^{OL} [mm]$	49,318 07	59,757 38	82,890 88	100,17 04	127,46 65	125,59 61	176,42 95	273,82 58
$l_{výst}^{OL} [mm]$	80,522 09	97,101 94	89,616 36	108,82 37	139,94 72	180,86 29	254,00 73	460,56 94
$\Delta l^{OL} [mm]$	2	2	2	2	2	2	2	2
$l_{vst}^{RL} [mm]$	70,000	76,000	95,000	104,00	117,00	107,00	125,00	151,00
$l_{výst}^{RL} [mm]$	70,000	76,000	95,000	104,00	117,00	107,00	125,00	151,00
$l_{vol}^{OL} [mm]$	72,000	78,000	97,000	106,00	119,00	109,00	127,00	153,00

5. Namáhání oběžných lopatek a jejich závěsů

Z hlediska namáhání oběžných lopatek je nutné provést výpočet namáhání na ohyb od přenášeného výkonu a namáhání na tah v patním průřezu od odstředivých sil.

5.1. Ohybové namáhání

K výpočtu ohybového namáhání lopatek je potřeba znát profil dané lopatky, který má své charakteristické rozměry. Avšak určené profily resp. jejich rozměry se vztahují k širšímu profilu. Proto se musí tyto parametry přepočítat na skutečnou šířku profilu dané lopatky podle následujících vzorců:

5.1.1. Přepočet profilů OL lopatek:

Před samotným výpočtem ohybového namáhání je nutné přepočítat profily o tabulkové hodnotě šířky profilu B_0 na volené šířky profilů B'_0 . Tento přepočet se provádí dle následujících vzorců a výsledky přepočtu pro jednotlivé díly jsou shrnuty v tabulkách tab. 19 a tab. 20.

Úhel nastavení lopatky $\gamma_0 [^\circ]$

$$B_0 = \sin(\gamma) \rightarrow \gamma = \arcsin\left(\frac{B_0}{c_0}\right)$$

Upravená délka tětiny pro zvolenou šířku profilu $c'_0 [cm]$

$$B'_0 = c'_0 \cdot \sin(\gamma) \rightarrow c'_0 = \frac{B'_0}{\sin(\gamma)}$$

Upravený průřez profilu $S'_0 [cm^3]$

$$S'_0 = S_0 \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^2$$

Upravený modul pružnosti v ohybu profilu $W'_{0min} [cm^3]$

$$W'_0 = W_{0min} \cdot \left(\frac{c'_0}{c_0}\right)^3$$

Tab. 19: Přepočet profilů oběžných lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
Profil	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A	R-35-25A
$B_0 [mm]$	25	25	25	25	25
$c_0 [cm]$	2,54	2,54	2,54	2,54	2,54
$\gamma [^\circ]$	79,8182516	79,81825	79,81825	79,81825	79,81825
$B [mm]$	30	25	25	25	25
$c'_0 [cm]$	3,048	2,54	2,54	2,54	2,54
$S_0 [cm^2]$	1,62	1,62	1,62	1,62	1,62
$S'_0 [cm^2]$	2,3328	1,62	1,62	1,62	1,62
$W_{0min} [cm^3]$	0,168	0,168	0,168	0,168	0,168
$W'_0 [cm^3]$	0,290304	0,168	0,168	0,168	0,168

Tab. 20: Přepočet profilů oběžných lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
Profil	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-30-21A	R-35-25A	R-35-25A	R-30-21A
B_0 [mm]	25	25	25	25	25	25	25	25
c_0 [cm]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,54	2,54	2,56
γ [°]	77,570 74	77,570 74	77,570 74	77,570 74	77,570 74	79,818 25	79,818 25	77,570 74
B [mm]	78	78	78	78	78	80	80	78
c_0' [cm]	25	25	25	25	25	25	30	30
S_0 [cm ²]	2,56	2,56	2,56	2,56	2,56	2,54	3,048	3,072
S_0' [cm ²]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	1,62	1,85
W_{0min} [cm ³]	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,62	2,3328	2,664
W_0' [cm ³]	0,234	0,234	0,234	0,234	0,234	0,168	0,168	0,234

5.1.2. Výpočet ohybového namáhání:

Přibližná rozteč lopatek t_p [mm]

$$t_p = t_{opt} \cdot c_0'$$

Celkový počet lopatek z [–]

$$z = \frac{\pi \cdot D_S}{t_p}$$

Skutečná rozteč t [mm]

$$t = \frac{\pi \cdot D_S}{z}$$

Kroutící moment stupně M_k [N · m]

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$

Kroutící moment na lopatku M_{k_i} [N · m]

$$M_{k_i} = \frac{M_k}{z}$$

Obvodová síla na lopatku F_{u_i} [N]

$$F_{u_i} = \frac{2 \cdot M_{k_i}}{D_S}$$

U zkroucených lopatek se místo středního průměru dosadí patní.

Ohybový moment na lopatku M_{o_i} [N · m]

$$M_{o_i} = F_{u_i} \cdot \frac{l_{OL}}{2}$$

Napětí v ohybu pro lopatku σ_o [MPa]

$$\sigma_o = \frac{M_{o_i}}{W'_{0min}}$$

Dovolené hodnoty ohybového namáhání dle [2]

Parciální ostrich $\sigma_{DOV} = 19 \text{ MPa}$

Totální ostrich $\sigma_{DOV} = 36 \text{ MPa}$

Tab. 21: Výpočet ohybového namáhání oběžných lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$t_{opt} [-]$ rozsah	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65	0,55-0,65
$t_{opt} [-]$ volba	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
$t_{vyp} [mm]$	18,288	15,24	15,24	15,24	15,24
$D_s [m]$	1,03	0,985	0,99	0,995	1,002
$D_p [m]$	1	0,95	0,95	0,95	0,95
$\varepsilon [-]$	0,3606	1	1	1	1
$z_{vyp} [-]$	63,8038091	203,0491	204,0798	205,1105	206,5535
$z [-]$	64	204	206	206	208
$N [kW]$	18,2319384	15,16896	15,09795	15,1742	15,13402
$M_k [N \cdot m]$	3267,6504	3243,503	3166,203	3102,569	3093,517
$M_{ki} [N \cdot m]$	10401,2543	10324,39	10078,34	9875,783	9846,971
$F_{ui} [N]$	162,519598	50,60975	48,92396	47,94069	47,34121
$l_{OL} [mm]$	315,572035	102,7609	98,83629	96,3632	94,49343
$M_{oi} [N \cdot m]$	32	37	42	47	54
$\sigma_o [MPa]$	5,04915256	1,901077	2,075562	2,264535	2,551323
$\sigma_{DOV} [MPa]$	17,3926386	11,31593	12,35454	13,47938	15,18644

Tab. 22: Výpočet ohybového namáhání oběžných lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
$t_{opt} [-]$ rozsah	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,58-0,68	0,55-0,65	0,55-0,65	0,58-0,68
$t_{opt} [-]$ volba	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
$t_{vyp} [mm]$	16,128	16,128	16,128	16,128	16,128	16,002	19,202 4	19,353 6
$D_s [m]$	1,07	1,076	1,145	1,204	1,267	1,307	1,375	-
$D_p [m]$	1	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3
$\varepsilon [-]$	1	1	1	1	1	1	1	1
$z [ks]$	208,42 66	209,59 53	223,03 59	234,52 86	246,80 05	256,59 68	224,95 57	211,02 38
$z [ks]$	210	210	224	236	248	258	226	212
$N [kW]$								
$M_k [N \cdot m]$	2822,2 36	2806,7 01	3231,8 19	3511,5 48	3838,0 58	3319,7 05	3500,4 42	3722,1 23
$M_{ki} [N \cdot m]$	8983,4 55	8934,0 06	10287, 2	11177, 61	12216, 92	10566, 95	11142, 25	11847, 89
$F_{ui} [N]$	42,778 36	42,542 88	45,925	47,362 73	49,261 76	40,957 17	49,302 01	55,886 25
$l_{OL} [mm]$	79,959 55	79,075 99	80,218 34	78,675 64	77,761 26	62,673 55	71,712 01	85,978 85
$M_{oi} [N \cdot m]$	72	78	97	106	119	109	127	153
$\sigma_o [MPa]$	2,8785 44	3,0839 64	3,8905 89	4,1698 09	4,6267 95	3,4157 09	4,5537 13	6,5773 82
$\sigma_{DOV} [MPa]$	12,301	13,179	16,626	17,819	19,772	20,331	15,686	16,266

	47	33	45	7	63	6	02	48
--	----	----	----	---	----	---	----	----

5.2. Tahové namáhání

Odstředivá síla F_{OD} [N]

$$F_{OD} = m_{lop} \cdot a_{OD} = (\rho \cdot V_{lop}) \cdot \left(\frac{D_S}{2} \cdot \omega^2 \right) = (\rho \cdot V_{lop}) \cdot \left(\frac{D_S}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2 \right)$$

Objem lopatky V_{lop} [m³]

$$V_{lop} = S'_0 \cdot l_{OL}$$

Odstředivá síla lopatky O_{lop} [N]

$$O_{lop} = \rho \cdot V_{lop} \cdot \frac{D_S}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2$$

Kde $n_{110} = 1,1 \cdot n$ jsou zvýšené otáčky

Bandáž

Průměr bandáže

$$D_b = D_S + l_{OL} + v \text{ [m]}$$

- v ...šířka bandáže volena stejná, jako šířka lopatky[m]

Objem bandáže

$$V_b = \pi \cdot D_b \cdot v \cdot b \text{ [m}^3\text{]}$$

Odstředivá síla bandáže

$$O_b = \rho \cdot V_b \cdot \frac{D_b}{2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n_{110}}{30} \right)^2 \cdot \frac{1}{z'} \text{ [N]}$$

- z' ...počet lopatek [ks]

Lopatka + bandáž

Celková odstředivá síla od lopatky a bandáže

$$O = O_{lop} + O_b \text{ [N]}$$

Namáhání na patním průměru

$$\sigma_t = \frac{O}{S'_0} \text{ [MPa]}$$

Zkroucená lopatka

Součinitel odlehčení

$$k = \sqrt{\frac{S_p}{S_s}} \text{ [-]}$$

Tahové namáhání u zkroucené lopatky

$$\sigma_{tz} = \frac{O}{S'_0 \cdot k} \text{ [MPa]}$$

Kontrola napětí v lopatce

Celkové namáhání oběžné lopatky

$$\sigma_c = 2 \cdot \sigma_0 + \sigma_t [MPa]$$

Dovolené napětí v ohybu pro lopatku

$$\sigma_{DOV} [MPa] > \sigma_c [MPa]$$

- hodnota je odečtena z tabulky v příloze 0 pro teplotu páry ve stupni. Dovolené napětí musí být větší než napětí celkové.

Hustota všech částí byla zvolena $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$. Součinitel odlehčení zkroucených lopatek byl od konzultanta doporučen na velikost 1,6.

Tab. 23: Výpočet tahového namáhání oběžných lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$V_{lop} [m^3]$	7,465E-06	5,99E-06	6,8E-06	7,61E-06	8,75E-06
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	7850	7850	7850	7850	7850
$m_{lop} [kg]$	0,05859994	0,047053	0,053411	0,05977	0,068672
$a_{OD} [m \cdot s^{-2}]$	15375,61	14703,86	14778,5	14853,14	14957,63
$O_{lop} [N]$	901,009759	691,8593	789,3403	887,7706	1027,168
$v_b [m]$	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045
$b_b [m]$	0,03	0,025	0,025	0,025	0,025
$D_b [m]$	1,0665	1,0265	1,0365	1,0465	1,0605
$V_b [m^3]$	0,00045232	0,000363	0,000366	0,00037	0,000375
$a_{OD} [m \cdot s^{-2}]$	15920,4738	15323,36	15472,64	15621,92	15830,91
$O_b [N]$	883,263273	213,9217	215,9925	220,1803	223,9367
$O [N]$	1784,27303	905,781	1005,333	1107,951	1251,104
$\sigma_t [Pa]$	7,64863268	5,591241	6,205758	6,839203	7,722865
$k [-]$	-	-	-	-	-
$\sigma_{tz} [MPa]$	-	-	-	-	-
$\sigma_c [MPa]$	42,4339099	28,22311	30,91483	33,79796	38,09575

Tab. 24: Výpočet tahového namáhání oběžných lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
$V_{lop} [m^3]$	1,33E-05	1,44E-05	1,79E-05	1,96E-05	2,2E-05	1,77E-05	2,96E-05	4,08E-05
$\rho [kg \cdot m^{-3}]$	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850	7850
$m_{lop} [kg]$	0,104562	0,113276	0,140868	0,153939	0,172818	0,138615	0,232568	0,31996
$a_{OD} [m \cdot s^{-2}]$	15972,72	16062,29	17092,3	17973,04	18913,49	19510,6	20525,69	19406,11
$O_{lop} [N]$	1670,14	1819,464	2407,763	2766,743	3268,587	2704,468	4773,63	6209,173
$v_b [m]$	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	0,0045	-
$b_b [m]$	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,025	0,03	-
$D_b [m]$	1,1465	1,1585	1,2465	1,3145	1,3905	1,4205	1,5065	-
$V_b [m^3]$	0,000405	0,000409	0,000441	0,000465	0,000491	0,000502	0,000639	-
$a_{OD} [m \cdot s^{-2}]$	17114,7	17293,83	18607,47	19622,56	20757,07	21204,91	22488,7	-

$O_b [N]$	259,23 64	264,69 15	287,27 89	303,23 29	322,89 21	323,91 42	499,08 93	-
$O [N]$	1929,3 76	2084,1 55	2695,0 42	3069,9 76	3591,4 79	3028,3 82	5272,7 19	6209,1 73
$\sigma_t [Pa]$	10,429 06	11,265 7	14,567 79	16,594 47	19,413 4	18,693 72	22,602 53	-
$k [-]$	-	-	-	-	-	-	-	1,6
$\sigma_{tz} [MPa]$	-	-	-	-	-	-	-	14,567 32
$\sigma_c [MPa]$	35,032	37,624 37	47,820 69	52,233 86	58,958 66	59,356 92	53,974 56	47,100 27

5.3. Namáhání závěsů oběžných lopatek

Po výpočtu namáhání samotných oběžných
Těžištní průměr:

$$D_t = D_p - 2 \cdot T_t$$

Kde $T_t [m]$ je vzdálenost těžiště od paty lopatky

Těžištní rozteč:

$$t_T = \frac{\pi \cdot D_t}{z}$$

Kde $z [-]$ je počet lopatek

Hmotnost závěsu:

$$m_z = S_z \cdot t_T \cdot \rho$$

Kde $S_z [m^2]$ je plocha závěsu a $\rho [kg \cdot m^{-3}]$ je hustota materiálu (pro ocel je $\rho = 7850 kg \cdot m^{-3}$)

Celková hmotnost:

$$m_c = m_b + m_l + m_z$$

Kde $m_b [kg]$ je hmotnost bandáže a $m_l [kg]$ je hmotnost oběžné lopatky

Odstředivá síla:

$$F_{od} = m_c \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%}) \cdot \frac{D_t}{2}$$

Kde $n_{110\%} [s^{-1}]$ jsou otáčky navýšené o 10 %

Rozvidlené nožky

Plocha namáhaná na tah

$$S_{TAH} = (t_T - d) \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c)$$

Kde $n_x [-]$ je počet vidliček dané šířky a $a, b, c [mm]$ jsou šířky vidliček

Plocha namáhaná na střih

$$S_{STŘ} = 2 \cdot n_k \cdot n_v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Kde $n_k [-]$ je počet kolíků, $n_v [-]$ je počet vidliček a $d [mm]$ je průměr kolíku

Plocha namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = d \cdot (n_a \cdot a + n_b \cdot b + n_c \cdot c)$$

T-nožky

Plocha namáhaná na tah

$$S_{TAH} = Y \cdot t_T$$

Plocha namáhaná na střih

$$S_{STŘ} = 2 \cdot X \cdot t_T$$

Plocha namáhaná na otláčení

$$S_{OTL} = C \cdot t_T$$

Namáhání

Tahové napětí

$$\sigma_{TAH} = \frac{F_{od}}{S_{TAH}}$$

Dovolené napětí v tahu pro daný materiál a teplotu

$$\sigma_{TAHd} [MPa]$$

Namáhání ve střihu

$$\tau_{STŘ} = \frac{F_{od}}{S_{STŘ}}$$

Dovolené napětí ve střihu

$$\tau_{STŘd} = 0,6 \cdot \sigma_{TAHd}$$

Namáhání na otláčení

$$\sigma_{OTL} = \frac{F_{od}}{S_{OTL}}$$

Tab. 25: Výpočet namáhání závěsů oběžných lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$B_z [mm]$	30	25	25	25	25
$T_t [mm]$	19	14,5	14,5	14,5	14,5
$D_t [m]$	0,962	0,921	0,921	0,921	0,921
$z [-]$	64	204	206	206	208
$t_T [m]$	0,04722206	0,014183	0,014046	0,014046	0,013911
$S_z [cm^2]$	7,61	8,61	8,61	8,61	8,61
$m_z [kg]$	0,28209753	0,095863	0,094933	0,094933	0,09402
$m_c [kg]$	0,39617718	0,156877	0,162304	0,168797	0,176837
$F_{od} [N]$	22757,2429	8627,263	8925,711	9282,797	9724,965
Y	-	12	12	12	12
X	-	10	10	10	10
C	-	6	6	6	6
$n_a [-]$	2	-	-	-	-
$n_b [-]$	0	-	-	-	-
$n_c [-]$	2	-	-	-	-

d_k [mm]	8	-	-	-	-
a [mm]	11	-	-	-	-
b [mm]	0	-	-	-	-
c [mm]	8	-	-	-	-
S_{TAH} [mm ²]	1490,44	174,00	174,00	174,00	174,00
$S_{STŘ}$ [mm ²]	804,25	290,00	290,00	290,00	290,00
S_{OTL} [mm ²]	304,00	87,00	87,00	87,00	87,00
σ_{TAH} [MPa]	16,47	54,79	57,07	59,72	63,08
σ_{TAHd} [MPa]	151,00	164,00	166,00	168,00	170,00
$\tau_{STŘ}$ [MPa]	30,51	32,87	34,24	35,83	37,85
$\tau_{STŘd}$ [MPa]	90,60	98,40	99,60	100,80	102,00
σ_{OTL} [MPa]	80,73	109,58	114,15	119,43	126,16
σ_{OTLd} [MPa]	241,60	262,40	265,60	268,80	272,00
teplota	285,37	252,55	235,50	219,25	203,73
Materiál závěsu		R-M-AK1	R-M-AK1	R-M-AK1	R-M-AK1
Materiál kolíku	X19CrMoVNB 11.1	-	-	-	-

Tab. 26: Výpočet namáhání závěsů oběžných lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
B_z [mm]	25	25	25	25	25	25	30	30
T_t [mm]	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5	14,5
D_t [m]	0,971	0,971	1,021	1,071	1,121	1,171	1,221	1,271
z [-]	210	210	224	236	248	258	226	212
t_T [m]	0,0145 26	0,0145 26	0,0143 19	0,0142 57	0,0142 01	0,0142 59	0,0169 73	0,0188 35
S_z [cm ²]	8,61	8,61	8,61	8,61	8,61	8,61	12,31	12,31
m_z [kg]	0,0981 8	0,0981 8	0,0967 83	0,0963 61	0,0959 79	0,0963 74	0,1640 15	0,1820 07
m_c [kg]	0,2178 89	0,2267 61	0,2530 9	0,2657 53	0,2843 53	0,2502 65	0,4187 77	0,5019 66
F_{od} [N]	12633, 09	13147, 48	15429, 67	16995, 03	19033, 47	17498, 94	30531, 87	38095, 64
Y	12	12	12	12	12	12	-	-
X	10	10	10	10	10	10	-	-
C	6	6	6	6	6	6	-	-
n_a [-]	-	-	-	-	-	-	2	2
n_b [-]	-	-	-	-	-	-	0	0
n_c [-]	-	-	-	-	-	-	2	2
d_k [mm]	-	-	-	-	-	-	8	8
a [mm]	-	-	-	-	-	-	11	11
b [mm]	-	-	-	-	-	-	0	0
c [mm]	-	-	-	-	-	-	8	8
S_{TAH} [mm ²]	174,00	174,00	174,00	174,00	174,00	174,00	340,97	411,72
$S_{STŘ}$ [mm ²]	290,00	290,00	290,00	290,00	290,00	290,00	804,25	804,25
S_{OTL} [mm ²]	87,00	87,00	87,00	87,00	87,00	87,00	304,00	304,00
σ_{TAH} [MPa]	83,69	87,54	104,17	115,32	130,03	117,97	105,01	107,61
σ_{TAHd} [MPa]	206,00	206,00	212,00	212,00	216,00	218,00	166,00	164,00
$\tau_{STŘ}$ [MPa]	50,22	52,52	62,50	69,19	78,02	70,78	44,52	55,09

$\tau_{ST\dot{R}d} [MPa]$	123,60	123,60	127,20	127,20	129,60	130,80	99,60	98,40
$\sigma_{OTL} [MPa]$	167,38	175,08	208,33	230,63	260,06	235,95	117,78	145,74
$\sigma_{OTLd} [MPa]$	329,60	329,60	339,20	339,20	345,60	348,80	265,60	262,40
<i>teplota</i>	274,75	247,86	221,02	187,76	151,54	124,54	111,03	96,90
<i>Materiál závěsu</i>	R-M-AK2MV	R-M-AK2MV	R-M-AK2MV	R-M-AK2MV	R-M-AK2MV	R-M-AK2MV		
<i>Materiál kolíku</i>	-	-	-	-	-	-	X19Cr MoVNb 11.1	X19Cr MoVNb 11.1

6. Namáhání rozváděcích lopatek

6.1. Namáhání rozváděcích lopatek na ohyb.

6.1.1. Přepočítání profilů rozváděcích lopatek

Stejně jako u oběžných lopatek je nutné provést přepočítání profilů z katalogových hodnot na volené.

Úhel tětiny pro B_0

$$B_0 = c_0 \cdot \sin \gamma \Rightarrow \gamma = \sin^{-1} \left(\frac{B_0}{c_0} \right) [^\circ]$$

Upravená délka tětiny pro zvolenou šířku profilu

$$B = c_0' \cdot \sin \gamma \Rightarrow c_0' = \frac{B}{\sin \gamma} [cm]$$

Upravený průřez profilu

$$S_0' = S_0 \cdot \left(\frac{c_0'}{c_0} \right)^2 [cm^2]$$

Upravený modul pružnosti v ohybu profilu

$$W_{0min}' = W_{0min} \cdot \left(\frac{c_0'}{c_0} \right)^3 [cm^3]$$

Tab. 27: Přepočítání profilů rozváděcích lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
Profil	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A	S-90-18A
$B_0 [mm]$	25	25	25	25	25
$c_0 [cm]$	4,71	4,71	4,71	4,71	4,71
$\gamma [^\circ]$	32,05855	32,05855	32,05855	32,05855	32,05855
$B [mm]$	60	50	50	50	50
$c_0' [cm]$	11,304	9,42	9,42	9,42	9,42
$S_0 [cm^2]$	2,72	2,72	2,72	2,72	2,72
$S_0' [cm^2]$	15,6672	10,88	10,88	10,88	10,88
$W_{0min} [cm^3]$	0,333	0,333	0,333	0,333	0,333
$W_{0min}' [cm^3]$	4,603392	2,664	2,664	2,664	2,664

Tab. 28: Přepočítání profilů rozváděcích lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
Profil	S-90-	S-90-	S-90-	S-90-	S-90-	S-90-	S-90-	S-90-

	18A	18A	12A	12A	12A	18A	18A	18A
B_0 [mm]	25	25	25	25	25	25	25	25
c_0 [cm]	4,71	4,71	6,25	6,25	6,25	4,71	4,71	4,71
γ [°]	32,058	32,058	23,578	23,578	23,578	32,058	32,058	32,058
	55	55	18	18	18	55	55	55
B [mm]	25	25	25	25	25	25	25	25
c_0' [cm]	4,71	4,71	6,25	6,25	6,25	4,71	4,71	4,71
S_0 [cm ²]	2,72	2,72	4,09	4,09	4,09	2,72	2,72	2,72
S_0' [cm ²]	2,72	2,72	4,09	4,09	4,09	2,72	2,72	2,72
W_{0min} [cm ³]	0,333	0,333	0,575	0,575	0,575	0,333	0,333	0,333
W_{0min}' [cm ³]	0,333	0,333	0,575	0,575	0,575	0,333	0,333	0,333

6.1.2. Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek

Přibližná rozteč lopatek

$$t_{vyp} = t_{opt} \cdot c_0'$$

Celkový počet rozváděcích lopatek

$$z_{vyp} = \frac{\pi \cdot D_S}{t_p} \Rightarrow z$$

kde z [–] je nejbližší vyšší sudé číslo

Skutečná rozteč

$$t = \frac{\pi \cdot D_S}{z}$$

Přetlak působící na rozváděcí mříž

$$\Delta p = p_0 - p_1$$

kde p_0 [MPa] je tlak před rozváděcí mříží a p_1 [–] je tlak za rozváděcí mříží

Plocha, na kterou působí přetlak

$$S = \frac{\pi}{4} \cdot (D_1^2 - D_2^2)$$

kde D_1 [m] je spodní průměr rozváděcí mříže a D_2 [–] je horní průměr rozváděcí mříže

Síla od přetlaku

$$F = S \cdot \Delta p$$

Ohybový moment na jednu lopatku

$$M_{oi} = \frac{F \cdot L}{z}$$

kde L [m] je vzdálenost paty lopatky a stěny turbínové skříněMaximální ohybový moment působící v ose J_{min}

$$M_{omax} = M_i \cdot \cos \gamma$$

Napětí v ohybu rozváděcí lopatky

$$\sigma_o = \frac{M_{omax}}{W_{omin}}$$

Dovolené napětí v ohybu pro lopatku

$$\sigma_{DOV} [MPa]$$

Tab. 29: Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek VT dílu

Stupeň	1	2	3	4	5
$t_{opt} [-]$ rozsah	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,8
$t_{opt} [-]$	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
$t_{vyp} [mm]$	84,78	70,65	70,65	70,65	70,65
$\varepsilon [-]$	0,3606	1	1	1	1
$z_{vyp} [ks]$	13,7632	43,79998	44,02232	44,24465	44,55592
$z [ks]$	14	44	46	46	46
$t [mm]$	83,346	70,32884	67,61254	67,95402	68,43208
$p_0 [MPa]$	5,79	4,1527	3,0918	2,2873	1,6803
$p_1 [MPa]$	4,358771	3,237012	2,40283	1,77123	1,292651
$\Delta p [MPa]$	1,431229	0,915688	0,68897	0,51607	0,387649
$D_1 [m]$	0,98	0,81	0,81	0,81	0,81
$D_2 [m]$	1,1	1,151	1,156	1,161	1,166
$S [m^2]$	0,196035	0,525197	0,534256	0,543355	0,552493
$F [N]$	280571,5	480916	368086,4	280409,2	214173,5
$L [m]$	0,05	0,1005	0,103	0,1055	0,108
$M_{oi} [N \cdot m]$	1002,041	1098,456	824,1935	643,1125	502,842
$M_{omax} [N \cdot m]$	849,2361	930,9481	698,509	545,0418	502,842
$\sigma_0 [MPa]$	184,4805	349,455	262,2031	204,5953	188,7545
$T [^\circ]$	285,372	252,547	235,5033	219,2534	203,7318
Materiál	X22CrMoV12-1				
$\sigma_{DOV} [MPa]$	390	410	410	416	425

Tab. 30: Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek ST/NT dílu

Stupeň	6	7	8	9	10	11	12	13
$t_{opt} [-]$ rozsah	0,7-0,8	0,7-0,9	0,72-0,87	0,72-0,87	0,72-0,87	0,7-0,8	0,7-0,8	0,7-0,9
$t_{opt} [-]$	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$t_{vyp} [mm]$	37,68	37,68	50	50	50	37,68	37,68	37,68
$D_s [m]$	1,07	1,076	1,145	1,204	1,267	1,307	1,375	-
$D_p [m]$	1	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,3
$\varepsilon [-]$	1	1	1	1	1	1	1	1
$z [ks]$	89,211 89	89,712 15	71,942 47	75,649 55	79,607 96	108,97 19	114,64 15	108,388 3
$z [ks]$	90	90	72	76	80	110	115	110
$p_0 [MPa]$	1,118	0,8873	0,6976	0,5102	0,3544	0,229	0,1484	0,0907
$p_1 [MPa]$	0,9285 04	0,7321 98	0,5475 46	0,3854 13	0,2551 37	0,1635 99	0,1020 11	0,05569 9

l [m]	0,07	0,076	0,095	0,104	0,117	0,107	0,125	0,151
l_p^{RL} [m]	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03	0,03
D_1 [m]	1,2	1,212	1,3	1,368	1,444	1,474	1,56	1,511
D_2 [m]	1	1	1,05	1,1	1,15	1,2	1,25	1,149
F [N]	65485,25	57125,3	69238,18	64824,5	59455,63	37634,31	31737,84	26470,78
F_1 [N]	727,6139	634,7256	961,6414	852,954	743,1954	342,1301	275,9812	240,6434
f [m]	0,1	0,106	0,125	0,134	0,147	0,137	0,155	0,181
M_1 [Nm]	61,66573	61,66398	110,1699	104,7539	92,58981	39,72416	36,25384	43,55646
σ_0 [MPa]	185,1824	185,1771	191,5998	182,1806	161,0258	119,2918	108,8704	130,8002
T [°]	274,753	247,8615	221,0161	187,7646	151,5427	124,5427	111,0299	96,897
σ_{DOV} [MPa]	270,8	275,4	278,8	275,5	256,3	242	234,8	232,3

6.2. Namáhání disků rozváděcích kol

Kvadratický moment průřezu rozváděcího kola

$$J = \frac{a_1 \cdot h_1^3}{12} + \frac{a_2 \cdot h_2^3}{12} + \frac{a_3 \cdot h_3^3}{12} + \frac{a_4 \cdot h_4^3}{12}$$

Ekvivalentní tloušťka rovinného kotouče se stejným momentem setrvačnosti

$$h_0 = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J}{R_2 - R_1}}$$

Maximální ohybové napětí

$$\sigma_{MAX} = \varphi \cdot \Delta p \cdot \left(\frac{R_2}{h_0}\right)^2$$

Kde φ [–] je součinitel pro výpočet namáhání rozváděcího kola (Příloha 3)

Maximální průhyb rozváděcího kola

$$y_{MAX} = \mu \cdot \Delta p \cdot \text{—}$$

7. Ucpávky

Je to soubor zařízení, které zajišťují utěsnění mezi statorem a rotorem. Existují dotykové a bezdotykové. Dotykové ucpávky jsou výhodnější z hlediska těsnosti, protože propustí až o řád menší hmotnostní tok než ucpávky dotykové, ale naopak mají nevýhodu ve své podstatně nižší životnosti. Proto se u parních turbín většinou používají ucpávky bezdotykové, které mají sice stálý průtok unikající páry, ale disponují zejména svou velkou životností.

7.1. Návrh vnějších ucpávek

V této práci není výpočet vnějších ucpávek proveden. Proto je pouze navrhnout systém jejich zapojení (Příloha 1)

7.2. Výpočet vnitřních ucpávek

Volba radiální vůle ucpávky mezi břity a tělesem statoru

$$\delta = B \cdot \frac{D}{1000} + 0,25 = 1,35 \cdot \frac{370}{1000} + 0,25 = 0,75 \text{ mm}$$

- B ...konstanta dle materiálu (austenitická ocel – 1,35) [-]
- D ... průměr rotoru poducpávkou [mm]

$$\delta = 0,7 \text{ mm}$$

- z důvodu menších ztrát je volena menší radiální vůle

Průtočný průřez ucpávkou

$$S = \pi \cdot D \cdot \delta [m^2]$$

Hmotnostní tok ucpávkou s pravým labyrintem

$$\pi_k = \frac{p_2}{p_1} > \pi = \frac{0,82}{\sqrt{z + 1,25}}$$

- nedochází ke kritickému proudění na posledním břitu labyrintové ucpávky
a můžeme tak hmotnostní tok spočítat dle následujícího vztahu

$$M_p = \mu \cdot S \cdot \sqrt{\frac{p_1^2 - p_2^2}{p_1 \cdot v_1 \cdot z}} [kg \cdot s^{-1}]$$

- μ ...průtokový součinitel odečtený z přílohy č. 0 [-]

- p_1 ...tlak páry před ucpávkou [Pa]

- p_2 ...tlak páry za ucpávkou [Pa]

- v_1 ...měrný objem páry před ucpávkou [m³·kg⁻¹]

- z ...počet břitů ucpávky [ks]

Hmotnostní tok ucpávkou s nepravým labyrintem

$$M_N = k \cdot M_p [kg \cdot s^{-1}]$$

- k ...průtokový koeficient nepravých labyrintů, který
odečten z přílohy č. 0 [-]

byl

Nevyužitý výkon páry procházející ucpávkou

$$P_z = M_p \cdot h_{uz} [kW]$$

- h_{uz} ...užitečný spád stupně [kJ·kg⁻¹]

Vnější ucpávky

Jedná se o ucpávky, které zabraňují unikání páry na začátku turbíny (VT) a přísávání vzduchu na konci turbíny (NT). V této práci není řešen jejich výpočet, ale pouze hrubý návrh možné konstrukce dle zvyklostí Škoda Power. Na obr. 16 je vidět schéma ucpávek ve dvou zmíněných částech turbíny. Samotné dimenzování je řešeno ve výkresové dokumentaci.

8. Rotor

8.1. Výpočet hmotnosti rotoru

8.2. Výpočet a kontrola kritických otáček rotoru

Pro zjištění kritických otáček je nutné znát hmotnost vypočítaného rotoru. Hustota je uvažována pro rotor a lopatky konstantní ($\rho = 7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$):

$$m = m_{rot} + m_{lop} [\text{kg}]$$

$$m_{rot} = \rho \cdot \sum V_{Ri} = \rho \cdot \sum \pi \cdot \frac{D_{Ri}^2}{4} [\text{kg}]$$

- rotor je složen z různých průměrů D_i . Převládá sice průměr 0,37 m, ale ve výpočtu hmotnosti je i zahrnuto jeho zvětšení v kolové části a zmenšení v části u ložisek.

$$m_{lop} = \rho \cdot \sum V_{Li} [\text{kg}]$$

- objemy lopatek V_{Li} jsou vypočítány v kapitole 4.2 tab. 22 a 23.

Tab. 31: Hmotnost celého rotoru včetně lopatek

Kritické otáčky rotoru

Určení kritických otáček rotoru je velice důležité z pohledu bezpečnosti celého stroje. Aby nedošlo k havárii, je nutné, aby se provozní otáčky co nejméně přibližovali kritickým.

Výpočet kritických otáček je velice složitý. Je funkcí mnoha parametrů, ale my si vystačíme s orientačním výpočtem pro jednotělesové turbíny. Tento vztah je relativně přesný u rotorů s rovnoměrně rozloženou hmotou a málo proměnným průměrem hřídelem, což je také náš případ:

$$n_k = 7,5 \cdot \frac{\left(\frac{d_o}{L}\right)^2}{\sqrt{\frac{G}{L}}} = [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$$

-	d_o	...maximální	průměr	rotoru[mm]
-	G	...hmotnost		rotoru[kg]
-	L	... ložisková vzdálenost		[m]

Rozlišujeme 2 typy rotorů: tuhé a elastické. Tuhé rotory jsou typické pro přetlakové turbíny bubnového provedení a elastické pro rovnotlakové stupně, kdy by se měli kritické otáčky pohybovat okolo hodnoty:

$$n_k = 0,7 \cdot n_{provoz} = 0,7 \cdot 8000 = 5600 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$$

9. Konstrukční součásti

10. Závěr

Seznam použitých zdrojů

- [1] KRBEK, Jaroslav, Bohumil POLESNÝ a Jan FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. 1. vyd. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.
- [2] ŠKOPEK, Jan. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. 1. vyd. Plzeň: Západočeská univerzita, 2003, 107 s., [56] s. příl. ISBN 80-7043-256-x.
- [3] BEČVÁŘ, Josef. Tepelné turbíny. 1. vyd. Praha: SNTL, 1968, 544, [2] s.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-7204-346-3.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopátkové stroje*. Vyd. 1. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003, 177 s. ISBN 80-7204-297-1.

Seznam obrázků

Obr. 1: Náčrt bilančního schématu	13
Obr. 2: Návrh expanzní čáry VT dílu	14
Obr. 3: Návrh expanzní čáry ST/NT dílu	16
Obr. 4: t-S diagram kondenzátoru	19
Obr. 5: t-S diagram nízkotlakého ohříváku s podchlazovačem	20
Obr. 6: t-S diagram odplyňováku	21
Obr. 7: Tepelná a hmotnostní bilance odlučovače vlhkosti	22
Obr. 8: Tepelná a hmotnostní bilance přehříváku	23
Obr. 9: Tepelná a hmotnostní bilance odplyňovače	23
Obr. 10: Hmotnostní bilance VT dílu	24
Obr. 11: Tepelná a hmotnostní bilance NO3	24
Obr. 12: Tepelná a hmotnostní bilance NO2	25
Obr. 13: Tepelná a hmotnostní bilance NO1	25
Obr. 14: Uživatelské prostředí programu TurbinaDelphi	27
Obr. 15: Lopatkový plán VT dílu	31
Obr. 16: Lopatkový plán ST/NT dílu	35
Obr. 17: Náčrt rychlostního trojúhelníku rovnotlakého stupně	37
Obr. 19: Schémata navrhnutých ucpávek v jednotlivých tlakových částech turbíny	Chyba!
Záložka není definována.	

Seznam tabulek

Tab. 1: Výpočet parametrů NO	20
Tab. 2: Výpočet měrné práce a výkonu turbíny	26
Tab. 3: Průtočná část VT dílu	30
Tab. 4: Přepočet poměru u/c_0 u VT dílu	31
Tab. 5: Srovnání výpočtů parametrů VT dílu	32
Tab. 6: Výpočet průtočné části ST/NT dílu	33
Tab. 7: Pokračování výpočtu průtočné části ST/NT dílu	34
Tab. 8: Přepočet poměru u/c_0 u ST/NT dílu	35
Tab. 9: Pokračování přepočtu poměru u/c_0 u ST/NT dílu	35
Tab. 10: Srovnání výpočtů výkonu ST/NT dílu	36
Tab. 11: Výpočet rychlostních trojúhelníků VT dílu	39
Tab. 12: Výpočet rychlostních trojúhelníků ST/NT dílu	39
Tab. 13: Volba profilů lopatek VT dílu	40
Tab. 14: Volba profilů lopatek ST/NT dílu	41
Tab. 15: Výpočet ztrát ve stupních VT dílu	43
Tab. 16: Výpočet ztrát ve stupních ST/NT dílu	43
Tab. 17: Výpočet a volba délek lopatek VT dílu	44
Tab. 18: Výpočet a volba délek lopatek ST/NT dílu	45
Tab. 19: Přepočet profilů oběžných lopatek VT dílu	46
Tab. 20: Přepočet profilů oběžných lopatek ST/NT dílu	47
Tab. 21: Výpočet ohybového namáhání oběžných lopatek VT dílu	48
Tab. 22: Výpočet ohybového namáhání oběžných lopatek ST/NT dílu	48
Tab. 23: Výpočet tahového namáhání oběžných lopatek VT dílu	50
Tab. 24: Výpočet tahového namáhání oběžných lopatek ST/NT dílu	50
Tab. 25: Přepočet profilů rozváděcích lopatek VT dílu	54
Tab. 26: Přepočet profilů rozváděcích lopatek ST/NT dílu	54
Tab. 27: Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek VT dílu	56
Tab. 28: Výpočet ohybového namáhání rozváděcích lopatek ST/NT dílu	56
Tab. 29: Hmotnost celého rotoru včetně lopatek	59

Seznam příloh

Příloha 1: Bilanční schéma pro nominálních 100%	65
Příloha 2: Katalog profilů [2]	66

Přílohy

Příloha 1: Bilanční schéma pro nominálních 100%

Příloha 2: Katalog profilů [2]

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_{0min} (cm ⁴)	W_{0min} (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_{0min} (cm ⁴)	W_{0min} (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) $M > 1,3 - 1,5$