

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 2302T013 Stavba energetických strojů a zařízení

## **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

Vliv designu průtočné části na účinnost a cenu parní turbíny

Autor: **Bc. Adam Lejsek**

Vedoucí práce: **Ing. Marek Klimko**

Akademický rok 2019/2020

## Prohlášení

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

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

V Plzni dne 27.07.2020

.....

podpis autora

## **Poděkování**

Chtěl bych poděkovat Ing. Richardu Fichtlovi za odbornou konzultaci práce a za poskytování rad a materiálních podkladů. Dále bych chtěl poděkovat Ing. Marku Klimkovi za jeho pomoc a vedení práce.

# Obsah

<b>OBSAH</b> .....	<b>8</b>
<b>SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK:</b> .....	<b>10</b>
<b>ÚVOD</b> .....	<b>12</b>
<b>1 PRŮTOČNÁ ČÁST PARNÍ TURBÍNY</b> .....	<b>13</b>
1.1 ROZDĚLENÍ PARNÍ TURBÍNY PODLE PRINCIPU PŘEMĚNY ENERGIE.....	13
1.2 KOLOVÉ USPOŘÁDÁNÍ.....	14
1.3 BUBNOVÉ USPOŘÁDÁNÍ .....	15
<b>2 NÁVRH TURBÍNY S DISKOVÝM USPOŘÁDÁNÍM</b> .....	<b>17</b>
2.1 ZADANÉ HODNOTY .....	17
2.2 TEPELNÝ VÝPOČET.....	18
2.3 NÁVRH PRŮTOČNÉ ČÁSTI .....	20
2.3.1 Rychlostní trojúhelníky .....	23
2.3.2 Volba lopatkových profilů.....	27
2.3.3 Tepelný výpočet stupně .....	29
2.3.4 Určení délky lopatek .....	32
2.4 PEVNOSTNÍ VÝPOČET .....	33
2.4.1 Namáhání oběžných lopatek .....	33
2.4.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek .....	36
2.4.3 Namáhání disků rozváděcích kol .....	39
2.4.4 Namáhání rozváděcích lopatek .....	41
2.5 VÝPOČET UCPÁVEK .....	43
2.5.1 Vnitřní ucpávky.....	43
2.5.2 Vnější ucpávky .....	44
2.6 NAMÁHÁNÍ ROTORU .....	45
2.7 KRITICKÉ OTÁČKY .....	46
2.8 NÁVRH LOŽISEK .....	46
2.8.1 Radiální ložisko .....	46
2.8.1.1 Reakce od vlastní hmotnosti .....	47
2.8.1.2 Reakce od parciálnosti .....	47
2.8.1.3 Kontrola radiálních ložisek.....	48
2.8.2 Kombinované ložisko .....	49
2.8.2.1 Axiální síla od změny hybnosti .....	49
2.8.2.2 Axiální síla na disky oběžných kol.....	49
2.8.2.3 Axiální síla od vnějších ucpávek .....	49
2.8.2.4 Axiální síla od tlakového rozdílu na různých průměrech hřídele .....	49
2.8.2.5 Celková axiální síla .....	50
2.8.2.6 Návrh kombinovaného ložiska .....	51
2.8.3 Množství chladícího oleje .....	51
2.9 NÁVRH POTRUBÍ .....	52
<b>3 NÁVRH TURBÍNY S BUBNOVÝM USPOŘÁDÁNÍM</b> .....	<b>54</b>
3.1 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET STUPŇOVÉ ČÁSTI .....	54
3.1.1 Hodnoty na vstupu do stupňové části .....	54
3.1.2 Hodnoty na výstupu ze stupňové části .....	55

3.1.3 Účinnost stupňové části.....	56
3.2 DETAILNÍ NÁVRH STUPŇOVÉ ČÁSTI.....	60
3.2.1 Výpočet.....	60
3.2.2 Rychlostní trojúhelníky .....	62
3.2.3 Určení isoentropického spádu .....	62
3.2.4 Účinnost stupně.....	63
3.2.4.1 Ztráty v rotoru a hodnoty na vstupu do OL .....	64
3.2.4.2 Ztráty ve statoru a hodnoty na vstupu do RL .....	64
3.2.5 Výsledné hodnoty celé stupňové části .....	72
3.2.6 Grafické reprezentace detailního návrhu .....	73
3.2.6.1 Rychlostní trojúhelníky .....	75
3.3 PEVNOSTNÍ VÝPOČET .....	78
3.3.1 Namáhání oběžných lopatek .....	78
3.3.2 Namáhání rozváděcích lopatek .....	79
3.3.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek .....	81
3.4 UCPÁVKY.....	83
3.5 NAMÁHÁNÍ ROTORU.....	83
3.6 KRITICKÉ OTÁČKY .....	83
3.7 NÁVRH LOŽISEK .....	84
3.8 NÁVRH POTRUBÍ.....	85
<b>4 SROVNÁNÍ KOLOVÉHO A BUBNOVÉHO PROVEDENÍ TURBÍNY .....</b>	<b>86</b>
4.1 HLAVNÍ PARAMETRY .....	87
4.2 SROVNÁNÍ ÚČINNOSTÍ.....	88
4.3 POROVNÁNÍ TECHNICKO-EKONOMICKÉHO ŘEŠENÍ .....	91
<b>5 ZÁVĚR.....</b>	<b>95</b>
<b>SEZNAM LITERATURY A INFORMAČNÍCH ZDROJŮ .....</b>	<b>97</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ .....</b>	<b>98</b>
<b>SEZNAM TABULEK .....</b>	<b>99</b>
<b>PŘÍLOHY .....</b>	<b>100</b>

## Seznam symbolů a zkratek:

### Seznam symbolů:

<b>Symbol</b>	<b>Název veličiny</b>	<b>Rozměr</b>
$a$	rychlost zvuku	$[m/s]$
$\alpha$	úhel absolutní rychlosti	$[^\circ]$
$B_{RL}, B_{OL}$	šířka RL, OL	$[mm]$
$\beta$	úhel relativní rychlosti	$[^\circ]$
$c$	absolutní rychlost	$[m/s]$
$c_p$	měrná tepelná kapacita	$[kJ/kgK]$
$c_{RL}, c_{OL}$	velikost tětiny RL, OL	$[mm]$
$\gamma$	úhel nastavení lopatkového profilu	$[^\circ]$
$D$	průměr	$[m]$
$E$	modul pružnosti v ohybu	$[10^{-5}MPa]$
$\varepsilon$	parciálnost	$[-]$
$F$	síla	$[N]$
$\eta$	účinnost	$[-]$
$i$	entalpie	$[kJ/kg]$
$\Delta i$	entalpický spád (rozdíl entalpií)	$[kJ/kg]$
$L$	délka lopatky	$[mm]$
$m$	hmotnost	$[kg]$
$\dot{m}$	hmotnostní průtok	$[kg/s]$
$M$	silový moment	$[Nm]$
$Ma$	Machovo číslo	$[-]$
$n$	otáčky	$[ot/min]$
$p$	tlak	$[bar]$

$P$	elektrický výkon	$[MW]$
$P_a$	Parsonsovo číslo	$[-]$
$\rho$	hustota	$[kg/m^3]$
$\sigma$	namáhání	$[MPa]$
$Q_t$	tepelný výkon	$[MW]$
$R$	stupeň reakce	$[-]$
$s$	entropie	$[kJ/kgK]$
$S_{RL}, S_{OL}$	plocha RL, OL	$[mm^2]$
$t$	teplota	$[^\circ C]$
$t_{oRL}/c_{oRL}, t_{oOL}/c_{oOL}$	optimální poměrná rozteč RL, OL	$[-]$
$u$	obvodová rychlost	$[m/s]$
$u/c$	rychlostní poměr	$[-]$
$v$	měrný objem	$[m^3/kg]$
$V$	objem	$[m^3]$
$w$	relativní rychlost	$[m/s]$
$W_{oRL}, W_{oOL}$	modul pružnosti v ohybu RL, OL	$[mm^3]$
$\varphi$	výpočtový součinitel	$[-]$
$\psi$	výpočtový součinitel	$[-]$
$y$	průhyb	$[mm]$

Seznam zkratk:

OL	Oběžná lopatka
OK	Oběžné kolo
OTV	Ohřívák topné vody
RL	Rozváděcí lopatka

## Úvod

Před samotným návrhem parní turbíny je třeba učinit rozhodnutí, zda bude parní turbína s kolovým uspořádáním průtočné části či s uspořádáním bubnovým. Toto rozhodnutí ovlivňuje mnohé: návrh turbíny, její rozměry a účinnost, rozdělení zpracovaného entalpického spádu ve stupni, cenu apod. Při volbě záleží vždy na tom, co se od daného stroje očekává a co chce zákazník. Je-li poptávka po kompaktní turbíně s vysokou účinností, volí se většinou turbína přetlaková s bubnovým uspořádáním. Pokud je ovšem navrhován například NT díl turbíny s velkým výkonem, bude se vždy jednat o turbínu rovnotlakou s uspořádáním kolovým.

Tato práce má za cíl oba tyto typy porovnat, a to z hlediska účinnosti a ceny. Porovnání je ovšem složité, vzhledem k tomu kolik aplikací parní turbíny existuje, každá se svými specifiky, která zasahují do rozhodovacího procesu. Zde bude tedy proveden návrh dvou variant malé vysokootáčkové protitlaké parní turbíny pro teplárenské využití, každé s jedním z výše zmíněných provedení průtočné části. Následně budou tyto dvě turbíny porovnány.

Počáteční kapitola je věnována teoretickému úvodu do problematiky. Zde jsou obě varianty průtočné části představeny a jsou popsány hlavní rozdíly mezi nimi. Uvedeny jsou jejich výhody a nevýhody spolu s několika slovy o technologii jejich výroby.

Na teorii navazuje návrh obou turbín. Nejprve je proveden tepelný výpočet totožný pro oba stroje. Dále se již přistupuje k samotnému návrhu rovnotlaké, kolové turbíny. Je proveden výpočet průtočné části obsahující také určení rychlostních trojúhelníků jednotlivých stupňů, lopatkových profilů a jejich délek. Poté je proveden pevnostní výpočet a je ověřena pevnost oběžných a rozváděcích lopatek, jejich závěsů, disků rozváděcích kol a rotoru. Jsou ověřeny kritické otáčky stroje a v závěru kapitoly jsou navrženy ucpávky a ložiska. Následující kapitola obsahuje totéž, jen pro turbínu přetlakovou s bubnovým uspořádáním.

Poslední část této diplomové práce se zabývá porovnáním obou turbín navržených v předchozích kapitolách. Obě varianty jsou zhodnoceny a jsou popsány jejich hlavní parametry a rozdíly mezi nimi. Je provedeno srovnání jejich účinností a technicko-ekonomický rozbor, který je proveden pomocí vyhodnocovacího vzorce. Výsledky jsou na závěr prodiskutovány.

K práci jsou přiloženy výkresy podélných řezů turbínou obou variant a také jejich jednoduchá tepelná schémata.



## 1 Průtočná část parní turbíny

Úvodní kapitola se zabývá stručným představením průtočné části turbíny jako takové a jejích dvou hlavních typů, které jsou v rámci této diplomové práce porovnávány. Jak již naznačuje název, průtočná část je ta část turbíny, kterou proudí pára. Ta je do průtočné části přivedena skrze regulační ventil a dále proudí přes sérii lopatek až po výstup z turbíny. Pára v turbíně expanduje a dochází k přeměně tlakové a tepelné energie na energii kinetickou, respektive mechanickou, tedy pohyb rotoru.

Průtočná část se skládá ze statoru a rotoru. Statorová část je nehybná a nedochází zde tedy k přívodu, ani odvodu energie. Celková energie, resp. celková entalpie zůstává neměnná. V lopatkách rozváděcího kola dochází k expanzi páry a přeměně tlakové energie na kinetickou. Ta je poté v oběžných lopatkách převedena na mechanickou energii hřídele (rotaci). Rotor je přes spojku spojen s generátorem, kde dochází k přeměně mechanické energie na energii elektrickou. [1], [2]

Valná většina průmyslových turbín je vícestupňových. Skládá se tedy z řady jednotlivých stupňů, které tvoří zpravidla řada rozváděcích a řada oběžných lopatek. V některých případech může být stupeň též tvořen větším počtem lopatkových řad (Curtisův stupeň). [3]

### 1.1 Rozdělení parní turbíny podle principu přeměny energie

Pro volbu konstrukce průtočné části je důležité znát rozdíly mezi hlavními typy parních turbín. Podle způsobu, jakým dochází v jednotlivých turbínových stupních k tvorbě práce, se turbíny dělí na [4]:

- rovnotlaké,
- přetlakové.

Určující pro toto rozdělení je stupeň reakce jednotlivých stupňů  $R$  [4].

$$R = \frac{\Delta i_2}{\Delta i_1 + \Delta i_2} = \frac{\Delta i_2}{\Delta i_0} \quad [-] \quad (1.1)$$

kde:

$\Delta i_0$  - entalpický spád zpracovaný v celém stupni,

$\Delta i_1$  - entalpický spád v zpracovaný v rozváděcím kole,

$\Delta i_2$  - entalpický spád v zpracovaný v oběžném kole.

Stupeň reakce udává, kolik z celkového tepelného spádu zpracovaného ve stupni se zpracuje v oběžném kole. Podle stupně reakce se poté stupně a následně i turbíny dělí právě na rovnotlaké a přetlakové. U teoreticky plně rovnotlakého uspořádání je stupeň reakce roven nule, tedy veškerý spád je zpracován v rozváděcích lopatkách. Název rovnotlaký vychází ze skutečnosti, že tlak před a za oběžným kolem je teoreticky stejný. Ve skutečnosti je stupeň reakce u rovnotlakých turbín vždy větší než nula, i když většinou jen nepatrně.

Oproti tomu plně přetlakový stupeň pracuje s hodnotou reakce 0,5, polovina spádu je zpracována v rozváděcím kole a polovina v oběžném. K expanzi tedy dochází i v oběžných lopatkách a před oběžnými lopatkami je vyšší tlak než za nimi, což vede k působení přetlaku na oběžné lopatky. [4]

Dalším důležitým parametrem použitým při výpočtu je rychlostní poměr  $u/c_0$ . Jedná se o poměr obvodové složky rychlosti proudění ku isoentropické rychlosti média odpovídající isoentropickému spádu ve stupni. Tento parametr je využit pro optimalizaci zatížení stupně při získání maximální obvodové účinnosti. [5]

## 1.2 Kolové uspořádání

Rotory s kolovým uspořádáním jsou povětšinou spíše rovnotlakého provedení, i když rotory přetlakových turbín mohou být též zhotoveny jako kolové. Často se to ovšem nevyužívá, jelikož namáhání disků oběžných kol přetlakem by bylo příliš vysoké.

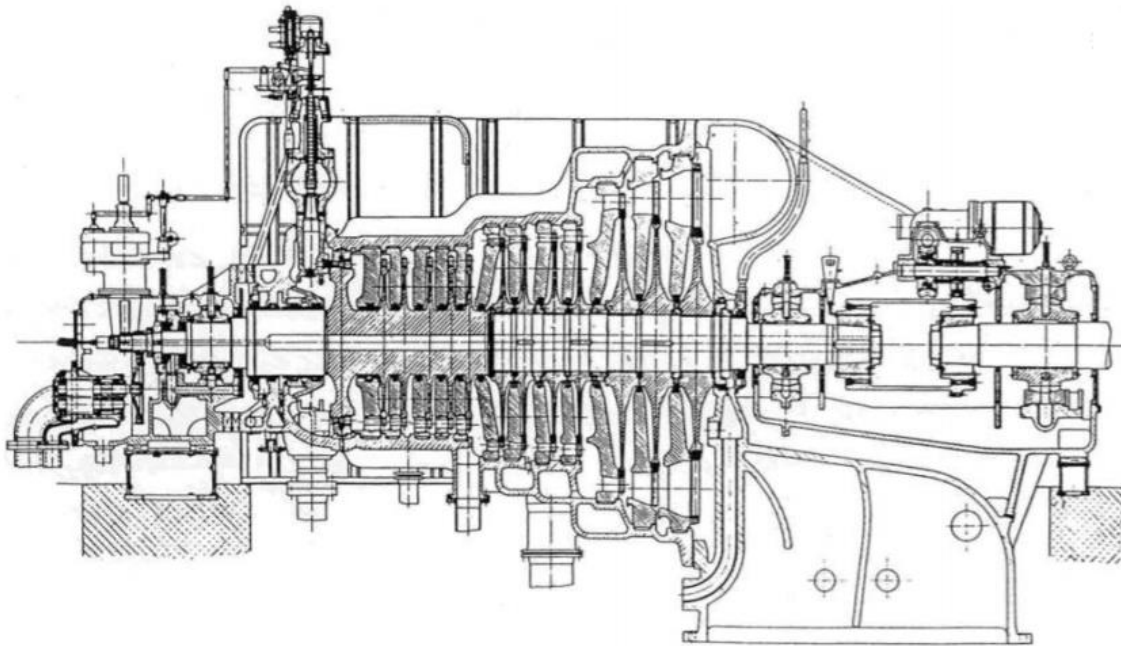
Oběžná kola, do kterých jsou zasazeny oběžné lopatky, jsou buďto na hřídel nasazeny, nebo je rotor vykován z jednoho kusu (tzv. běhouny). Rotorů z jednoho kusu se spíše využívá u vysokotlakých či středotlakých dílů, kde jsou průměry kol menší, zatímco rotory nasazované (skládané) se využívají především u nízkotlakých turbín. [2]

U nasazovaných rotorů se oběžná kola na hřídel nasazují pomocí elektrického ohřevu. Hřídel je pod každým kolem osazen, aby nasazování i snímání kol bylo snazší. Jednokusové rotory jsou zhotovovány z výkovků a obrobeny. Přejech kola na hřídel je zaoblený a pozvolný. I když je použit ingot o dostatečně větším průměru, nedojde u materiálu k takovému prokování jako u jednotlivých kol. Mechanické hodnoty se proto zjišťují na více místech. Kované rotory jsou vlivem menšího vrtání méně namáhané, ovšem výroba velkých výkovků je jak metalurgicky, tak kovárensky náročnější. [2]

Jak již bylo zmíněno i rotory přetlakových turbín mohou mít kolové uspořádání. Kola nesoucí přetlakové lopatky mají poté oboustranně rozšířený věnec a k hřídeli jsou přivařeny rozšířeným

nábojem. Kola nemusí být vrtaná, mohou být svými rozšířenými věnci k sobě přivařena. Vznikne tedy jakýsi buben (kombinace diskového a bubnového uspořádání). [2]

Charakteristické pro kolové uspořádání je uchycení rozváděcích lopatek v rozváděcím kole, tedy v nosiči statorových lopatek. Příklad turbíny s kolovým uspořádáním je zobrazen na obrázku č. 1. [1], [4]



Obr. 1 – Rovnotlaká parní turbína s diskovým uspořádáním [4]

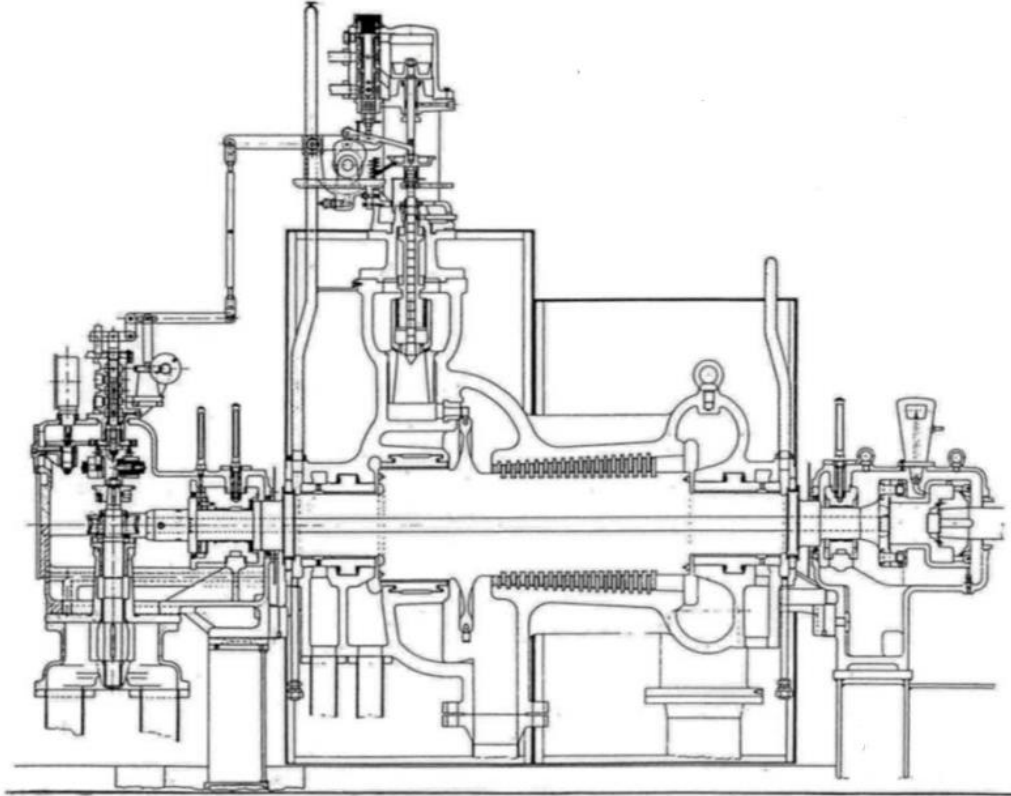
### 1.3 Bubnové uspořádání

Bubnové uspořádání se často používá u přetlakových turbín, jelikož přetlak zde působí na mnohem menší plochu, a tudíž nejsou součásti rotoru tolik namáhané jako u rotorů s kolovým uspořádáním. Statorové lopatky jsou při tomto provedení zavedeny přímo do tělesa turbíny. [4]

Oběžné lopatky jsou upevněny v rotorových bubnech válcového, či častějšího kuželového provedení. Bubnové rotory se vyrábějí buď sešroubované, anebo svařované. U sešroubovaných rotorů je třeba dát pozor na provedení a pojištění spojovacích šroubů. Přenos kroutícího momentu poté zajišťují protilehlá pera. [2], [4]

U rotorů svařovaných nehrozí možnost uvolnění šroubových spojů v provozu, jako u rotorů sešroubovaných, a mohou být tudíž vyrobeny z menších kusů. Ty se dají snáze vyrobit, prokovat a lépe tepelně zpracovat než velké výkovky celokovaných rotorů. Je třeba se ale zaměřit na technologii svařování a tepelného zpracování a pracovat se svařitelným materiálem. Na obrázku číslo 2 je vidět příklad přetlakové parní turbíny s bubnovým uspořádáním.

Přetlakové turbíny i přes svůj název používají rovnotlaké stupně, a to jako stupně regulační pro jejich schopnost zpracovat velké teplotní spády, která je na vstupu do turbíny potřeba pro snížení parametrů páry. [2]



Obr. 2 – Přetlaková parní turbína s bubnovým uspořádáním [4]

## 2 Návrh turbíny s diskovým uspořádáním

Tato část výpočtu je provedena podle [6] s některými úpravami vycházejícími z domluvy s konzultantem diplomové práce.

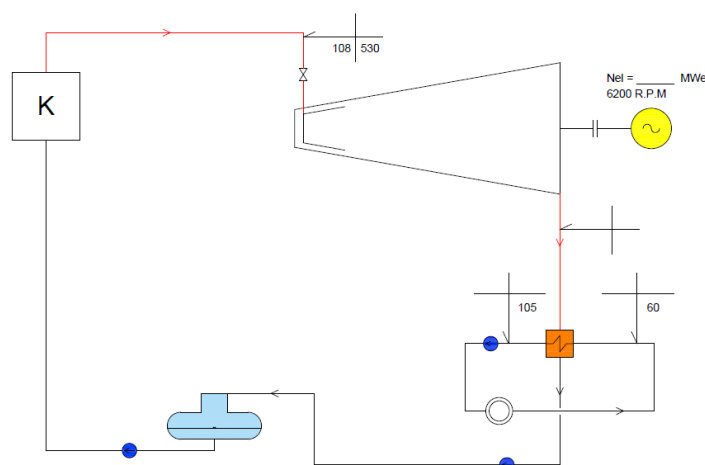
### 2.1 Zadané hodnoty

Hodnoty společné pro obě uspořádání a zvolené zadavatelem práce, firmou DŠPW.

Tabulka 1 – Zadané parametry pro výpočet

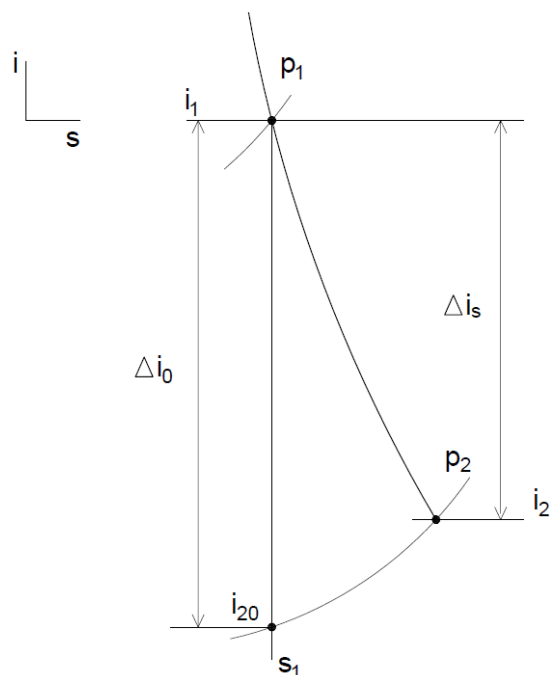
Zadané hodnoty				
	Název	Označení	Hodnota	Jednotka
Vstup do turbíny	Tlak	$p_1$	108	bar
	Teplota	$t_1$	530	°C
Ohřívák topné vody	Výkon	$Q_t$	80	MW
	Teplota topné vody na vstupu	$t_{v1}$	60	°C
	Teplota topné vody na výstupu	$t_{v2}$	105	°C
	Koncový rozdíl ohříváku	$\Delta t_v$	6,3	°C
	Otáčky	$n$	6200	ot/min

Pomocí programu AutoCAD je vytvořeno jednoduché tepelné schéma s prvotními hodnotami, zobrazené na obrázku 3. Plnohodnotné schémata jsou k práci přiložena.



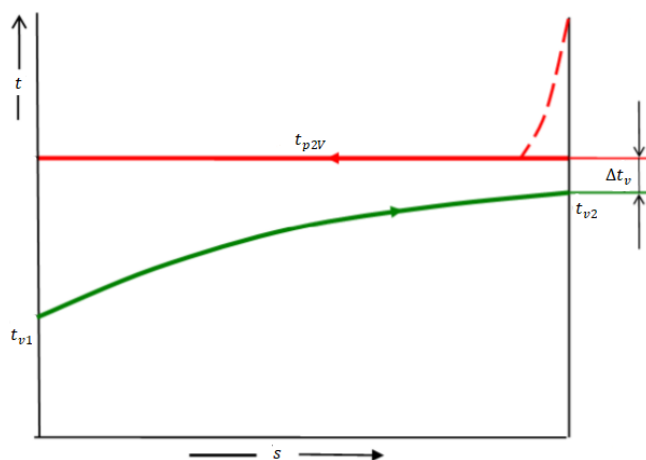
Obr. 3 – Tepelné schéma turbíny se zadanými parametry

## 2.2 Tepelný výpočet



Obr. 4 – Průběh expanze v turbíně

Tato kapitola popisuje výpočet tepelného schématu turbíny, který je společný pro obě porovnávané uspořádání průtočných částí. Nejprve je proveden návrh ohříváku topné vody, pomocí níže uvedených vzorců a schématu. Vzorce uvedené v tomto dokumentu, které jsou ve formátu „HLEDANÁ\_VELIČINA (URČUJÍCÍ\_PARAMETR1, URČUJÍCÍ\_PARAMETR2)“, jsou vypočteny pomocí makra v Excelu X Steam Tables. V případě, že je za veličinou uveden index L, či V (např.  $c_{pL}$ ), jedná se o hodnotu na mezi sytosti (L – sytá kapalina, V – sytá pára) a je potřeba pouze jeden určující parametr.



Obr. 5 – Schématické znázornění ohříváku topné vody [8]

$$c_{pL} = c_{pL} \left( \frac{t_{v1} + t_{v2}}{2} \right) \quad [kJ/kgK] \quad \text{měrná tepelná kapacita} \quad (2.2.1),$$

$$\dot{m}_v = \frac{Q_t}{c_p \cdot (t_{v2} - t_{v1})} \quad [kg/s] \quad \text{hmotnostní průtok topné vody} \quad (2.2.2),$$

$$t_{p2V} = t_{v2} + \Delta t_v \quad [^\circ C] \quad \text{teplota syté páry} \quad (2.2.3),$$

$$p_{p2V} = p_{p2V}(t_{p2V}) \quad [bar] \quad \text{tlak syté páry} \quad (2.2.4).$$

Následoval tepelný výpočet samotné turbíny. Pro potřeby výpočtu je odhadnuta energetická ztráta ve spouštěcích a regulačních ventilech  $\Delta i_v$ . Jedná se o empirický odhad převzatý z přílohy č. 4. Tato hodnota je následně odečtena od hodnoty entalpie na vstupu. Dále je na počátku zvolena hodnota termodynamické účinnosti turbíny  $\eta_{tdi} = 0,8$ , která je zpřesněna pomocí iterace v nadcházejících výpočtech v kapitole 2.3. V tabulce č. 2 jsou uvedeny již iterované hodnoty.

$$s_1 = s_1(p_1, t_1) \quad [kJ/kgK] \quad \text{entropie na vstupu do turbíny} \quad (2.2.5),$$

$$i_1 = i_1(p_1, t_1) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na vstupu do turbíny} \quad (2.2.6),$$

$$i'_1 = i_1 - \Delta i_v \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na vstupu po odečtení ztrát} \quad (2.2.7),$$

$$i_{20} = i_{20}(p_2, s_1) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na výstupu při ideální exp.} \quad (2.2.8),$$

$$\Delta i_0 = i'_1 - i_{20} \quad [kJ/kg] \quad \text{izoentropický entalpický spád} \quad (2.2.9),$$

$$\Delta i_s = \Delta i_0 \cdot \eta_{tdi} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečný entalpický spád} \quad (2.2.10),$$

$$i_2 = i'_1 - \Delta i_s \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečná entalpie na výstupu z turb.} \quad (2.2.11),$$

$$t_2 = t_2(p_2, i_2) \quad [^\circ C] \quad \text{teplota páry na výstupu z turbíny} \quad (2.2.12).$$

$$x_2 = x_2(p_2, i_2) \quad [-] \quad \text{suchost páry na výstupu z turbíny} \quad (2.2.13),$$

Z výpočtu suchosti  $x_2$  je zřejmé, že se pára již na výstupu z turbíny nachází v oblasti mokré páry. Dále je vypočten hmotnostní průtok páry turbínou a její výkon.

$$i_{kL} = i_{kL}(t_{p2V}) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie kondenzátu} \quad (2.2.14),$$

$$\dot{m}_p = \frac{Q_t}{i_2 - i_{kL}} \quad [kg/s] \quad \text{hmotnostní průtok páry} \quad (2.2.15),$$

$$P = \dot{m}_p \cdot \Delta i_s \quad [MW] \quad \text{výkon turbíny} \quad (2.2.16).$$

Hodnoty výše uvedených parametrů jsou obsaženy v tabulce č. 2.

Tabulka 2 – Tepelný výpočet

	Označení	Hodnota	Jednotka
<b>Ohřívák topné vody</b>	$c_{pL}$	4,1978	$\text{kJ/kgK}$
	$\dot{m}_v$	423,50	$\text{kg/s}$
	$t_{p2v}$	111,3	$^{\circ}\text{C}$
	$p_{p2v}$	1,498	$\text{bar}$
<b>i-s diagram</b>	$s_1$	6,653	$\text{kJ/kgK}$
	$i_1$	3442,94	$\text{kJ/kg}$
	$\Delta i_v$	8	$\text{kJ/kg}$
	$i'_1$	3434,94	$\text{kJ/kg}$
	$i_{20}$	2473,59	$\text{kJ/kg}$
	$\Delta i_0$	961,35	$\text{kJ/kg}$
	$\Delta i_s$	796,77	$\text{kJ/kg}$
	$i_2$	2638,17	$\text{kJ/kg}$
	$t_2$	111,3	$^{\circ}\text{C}$
	$x_2$	0,9754	–
<b>Hmotnostní průtok páry</b>	$i_{kL}$	466,87	$\text{kJ/kg}$
	$\dot{m}_p$	36,84	$\text{kg/s}$
<b>Výkon turbíny</b>	$P$	<b>29,36</b>	<b>MW</b>

### 2.3 Návrh průtočné části

Pro prvotní výpočet jednotlivých stupňů je využit program „*Turbina Delphi*“, do nějž jsou vloženy hodnoty zjištěné v předchozích kapitolách. Vzhledem k problému s malou délkou lopatek prvních stupňů jsou po konzultaci provedeny čtyři výpočty pro různé varianty. U všech variant je u prvního regulačního stupně (A-kola) využit parciální stupeň.

První dvě varianty počítají s přetíženým A-kolem s poměrem rychlostí  $u/c_0 = 0,3$  a optimálně zatíženými, totálně ostříknutými následujícími stupni. Rozdíl je u patních průměrů stupňů, které navazují na regulační stupeň. Zatímco první varianta pracuje s konstantním patním průměrem  $D_p$ , u druhé varianty se patní průměr postupně zvyšuje. Třetí a čtvrtá varianta mají normálně zatížený regulační stupeň s  $u/c_0 = 0,4$ , ale v tomto případě mají další dva stupně parciální



ostřík namísto totálního. Nejdůležitější hodnoty porovnávaných variant jsou uvedeny v tabulce v příloze č. 1.

Varianty s přetíženým regulačním stupněm vykazují při výpočtech v programu „*Turbina Delphi*“ vyšší účinnosti jednotlivých stupňů, s výjimkou regulačního stupně. Tento výrazně přetížený stupeň je zároveň hlavním důvodem, proč předběžně vypočtená celková vnitřní účinnost turbíny vychází lépe pro varianty s více parciálně ostříknutými stupni. Problém těchto variant je, že větší množství parciálních stupňů by vedlo k větším rozměrům a vyšším nákladům. Kromě toho je u těchto variant stupeň navíc, což také vede ke zvýšení axiální délky a dalšímu růstu ceny.

Zároveň je nutné se dívat na zpracovaný spád a z toho vycházející výstupní tlak, který musí být o předpokládanou tlakovou ztrátu ve výstupním hrdle turbíny vyšší než tlak syté páry získaný z rovnice 2.2.4. První dvě varianty jsou právě díky přetíženému regulačnímu stupni schopny zpracovat vyšší entalpický spád a dosáhnout tlaků odpovídajících potřebě výpočtu. Právě díky těmto důvodům a již uvedené neekonomičnosti a nižší spolehlivosti variant 3 a 4, je jako nejvhodnější zvolena varianta 2 s parciálně ostříknutým regulačním stupněm a odstupňováním patních průměrů následujících stupňů po 10 mm.

V následujících dvou tabulkách jsou uvedeny nejdůležitější parametry získané z tohoto výpočtu. Z důvodů lepší přehlednosti jsou uvedena již iterovaná data (zpřesnění hodnot účinnosti a hmotnostního průtoku).

**Tabulka 3 – Hodnoty jednotlivých stupňů vypočtených pomocí programu Turbina Delphi**

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$\dot{m}_p$ [kg/s]	36,84	36,84	36,84	36,84	36,84	36,84
$i_0$ [kJ/kg]	3441,42	3262,28	3166,84	3061,12	2944,28	2813,18
$s_0$ [kJ/kgK]	6,651	6,843	6,890	6,934	6,977	7,021
$t_0$ [°C]	530	420,19	368,09	310,83	246,73	174,46
$p_0$ [MPa]	10,8	3,983	2,585	1,587	0,899	0,447
$D_s$ [m]	0,724	0,669	0,687	0,710	0,743	0,807
$D_p$ [m]	0,699	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
$\Delta i_{0\text{stupně}}$ [kJ/kg]	306,89	125,62	131,22	138,90	151,06	176,21
$u$ [m/s]	253,03	217,03	222,85	230,33	241,30	261,80

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$c_0$ [m/s]	783,44	501,23	512,30	527,06	549,66	593,65
$u / c_0$ [-]	0,300	0,433	0,435	0,437	0,439	0,441
$\alpha_1$ [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
$L_t$ [mm]	7,14	18,55	26,47	39,51	63,31	116,45
<i>Ostřík</i>	<i>Parc</i>	<i>Tot</i>	<i>Tot</i>	<i>Tot</i>	<i>Tot</i>	<i>Tot</i>
$\varepsilon$ [-]	0,286	–	–	–	–	–
$L_{opt}$ [mm]	24,53	18,55	26,47	39,51	63,31	116,45
<i>Typ lopatky</i>	<i>Válcová</i>	<i>Válcová</i>	<i>Válcová</i>	<i>Válcová</i>	<i>Válcová</i>	<i>Zkroucená</i>
$\eta_{Stupně}$ [%]	58,37	75,98	80,56	84,12	86,78	89,42
$P_{Stupně}$ [kW]	6576,10	3503,47	3880,82	4289,20	4812,49	5783,97
$i_{2s}$ [kJ/kg]	3134,53	3136,67	3035,62	2922,23	2793,22	2636,97
$s_2$ [kJ/kgK]	6,843	6,890	6,934	6,977	7,021	7,069
$t_2$ [°C]	420,18	368,09	310,83	246,73	174,46	115,22
$p_2$ [MPa]	3,983	2,585	1,587	0,899	0,447	0,170
$x_2$ [-]	–	–	–	–	–	0,980

kde:

$i_i, s_i, t_i, p_i$  :  $i = 0$  : hodnoty na vstupu do stupně,

$i = 2$  : hodnoty na výstupu ze stupně,

$D_s$  : střední průměr,

$D_p$  : patní průměr,

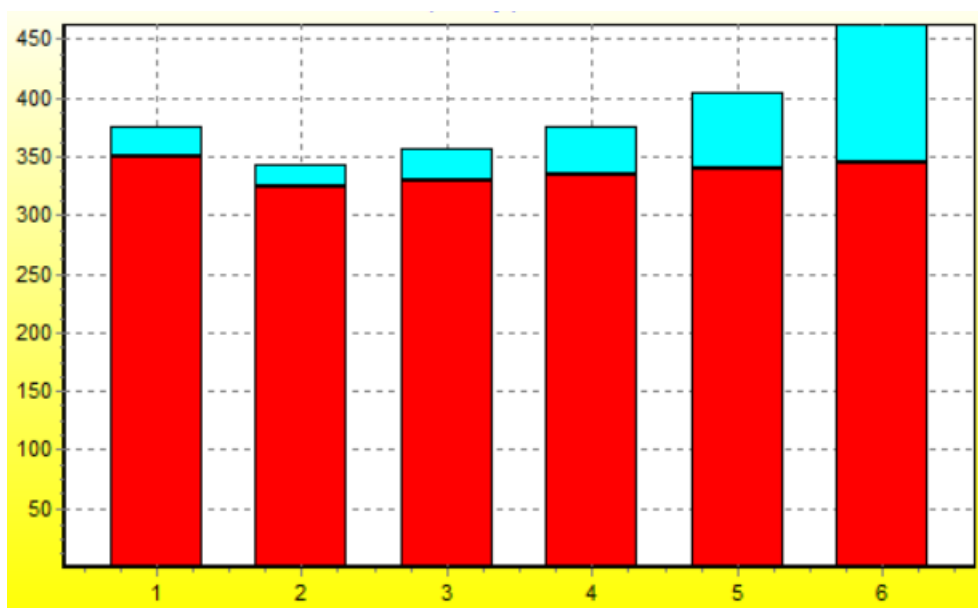
$L_i$  : délka lopatky,

$\varepsilon$  : parciálnost stupně.

Tabulka 4 – Výsledné hodnoty stroje vypočteny pomocí programu Turbina Delphi

$P_{skupiny}$ [kW]	28846,04
$\Delta i_0$ [kJ/kg]	948,13
$\Delta i_s$ [kJ/kg]	785,8
$\eta_{tdi}$ [%]	82,88
$Rf$ (Reheat Factor)	0,086

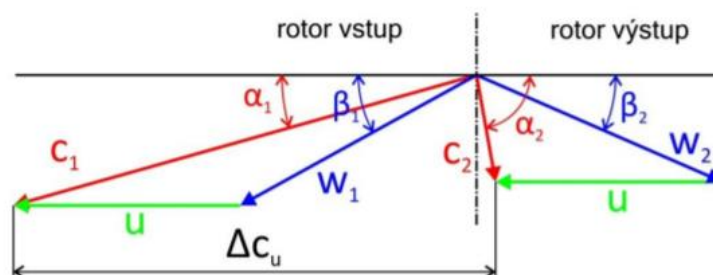
Hodnoty vypočtené pomocí programu Turbina Delphi jsou v souladu s hodnotami z kapitoly 2.2. V dalším výpočtu budou však použity hodnoty vypočtené programem.



Obr. 6 – Lopatkový plán

### 2.3.1 Rychlostní trojúhelníky

Níže vypsané vzorce jsou použity pro výpočet rychlostních trojúhelníků jednotlivých stupňů na středním průměru. Na obrázku je poté jejich grafické vyobrazení.



Obr. 7 – Rychlostní trojúhelník, obecný [9]

$$R_s = 1 - \left(\frac{D_p}{D_s}\right)^{2 \cdot \varphi^2 \cdot \cos(\alpha_1)^2} \cdot (1 - R_p) \quad [-] \quad \text{reakce na středním průměru} \quad (2.3.1.1),$$

kde:  $\varphi$  – zvolený průtokový souč. (zvoleno podle vzoru v [6])

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2000 \cdot (1 - R_s) \cdot \Delta i_{0stunpne}} \quad [m/s] \quad \text{absolutní rychlost na vstupu do OK} \quad (2.3.1.2),$$

$$c_{1ax} = w_{1ax} = c_1 \cdot \sin(\alpha_1) \quad [m/s] \quad \text{axiální složka rychlosti } c_1 \quad (2.3.1.3),$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rychlosti } c_1 \quad (2.3.1.4),$$

$$u = \frac{\pi \cdot D_s \cdot n}{60} \quad [m/s] \quad \text{obvodová rychlost} \quad (2.3.1.5),$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rychlosti } w_1 \quad (2.3.1.6),$$

$$w_1 = \sqrt{w_{1u}^2 + w_{1ax}^2} \quad [m/s] \quad \text{relativní rychlost na vstupu do OK} \quad (2.3.1.7),$$

$$\beta_1 = \sin^{-1} \left( \frac{w_{1ax}}{w_1} \right) \quad [^\circ] \quad \text{vstupní úhel } \beta \quad (2.3.1.8),$$

$$\psi = -1,0714 \cdot 10^{-5} \cdot (\beta_1 + \beta_2)^2 + 0,002964 \cdot (\beta_1 + \beta_2) + 0,7507 \quad [-] \quad \text{rychlostní součinitel pro OL} \quad (2.3.1.9),$$

kde:  $\beta_2$  – zvolený výstupní úh. (zvoleno podle vzoru v [6])

$$w_2 = \psi \cdot \sqrt{w_1^2 + R_s \cdot \Delta i_{0stunpne}} \quad [m/s] \quad \text{relativní rychlost na výstupu z OK} \quad (2.3.1.10),$$

$$w_{2ax} = c_{2ax} = w_2 \cdot \sin(\beta_2) \quad [m/s] \quad \text{axiální složka rychlosti } w_2 \quad (2.3.1.11),$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rychlosti } w_2 \quad (2.3.1.12),$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rychlosti } c_2 \quad (2.3.1.13),$$

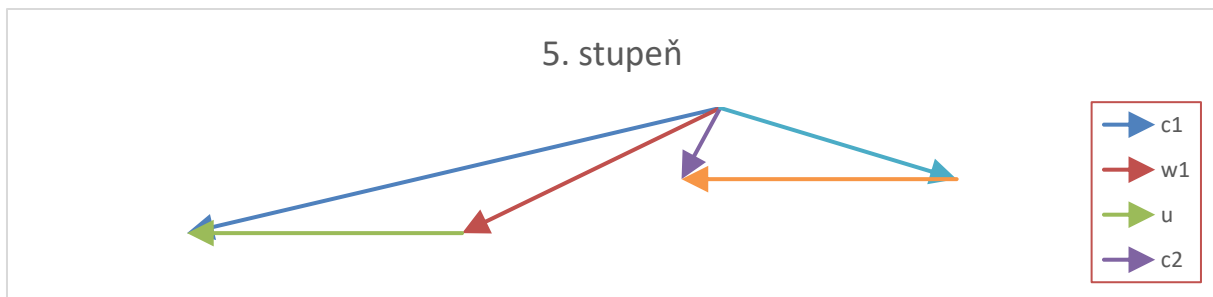
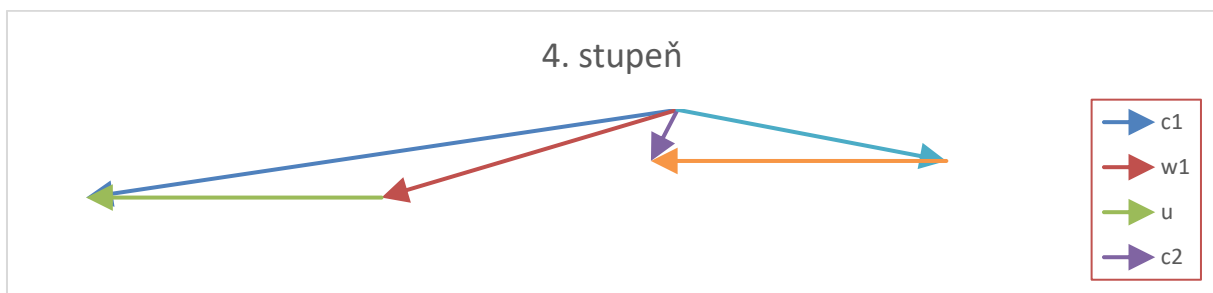
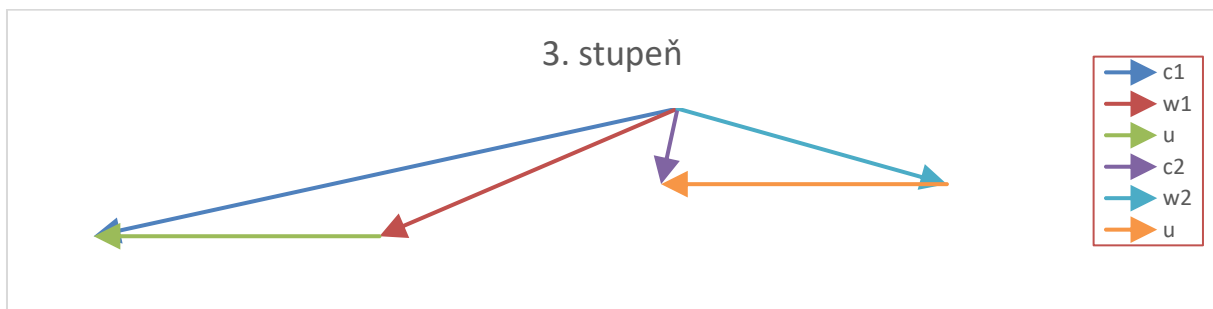
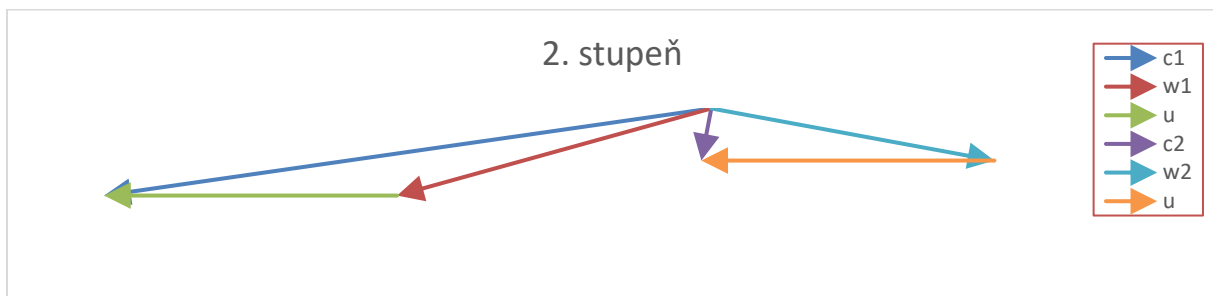
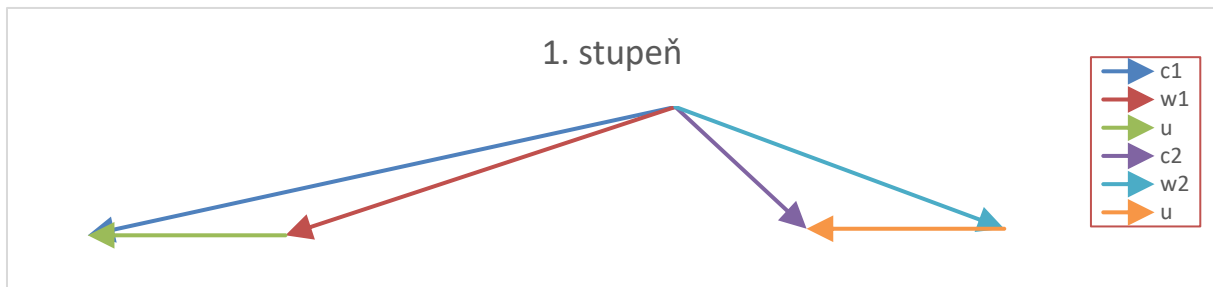
$$c_2 = \sqrt{c_{2u}^2 + c_{2ax}^2} \quad [m/s] \quad \text{absolutní rychlost na výstupu z OK} \quad (2.3.1.14),$$

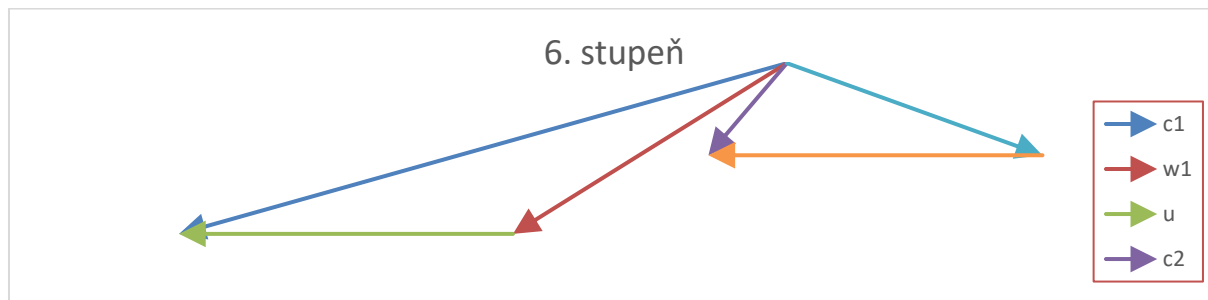
$$\alpha_2 = \sin^{-1} \left( \frac{c_{2ax}}{c_2} \right) \quad [^\circ] \quad \text{výstupní úhel } \alpha \quad (2.3.1.15).$$

Tabulka 5 – Hodnoty rychlostních trojúhelníků

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$D_s$ [m]	0,724	0,669	0,687	0,710	0,743	0,807
$D_p$ [m]	0,699	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
$\Delta i_{0stupy}$ [kJ/kg]	306,89	125,62	131,22	138,90	151,06	176,21
$\alpha_1$ [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
$\varphi$ [–]	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
$R_s$ [m]	0,0877	0,0766	0,944	0,122	0,169	0,261
$D_p$ [m]	0,699	0,65	0,66	0,67	0,68	0,69
$c_1$ [m/s]	718,38	462,39	468,02	474,05	480,89	489,89
$c_{1ax} = w_{1ax}$ [m/s]	166,48	107,16	108,46	109,86	111,44	113,53
$c_{1u}$ [m/s]	698,82	449,80	455,28	461,15	467,79	476,55
$u$ [m/s]	235,03	217,05	222,86	230,33	241,30	261,82
$w_{1u}$ [m/s]	463,79	232,75	232,42	230,82	226,50	214,74
$w_1$ [m/s]	492,77	256,24	256,48	255,63	252,43	242,90
$\beta_1$ [°]	19,75	24,72	25,02	25,45	26,20	27,87
$\beta_2$ [°]	22	17	17	17	17	17
$\psi$ [–]	0,856	0,856	0,856	0,857	0,859	0,862
$w_2$ [m/s]	421,72	219,28	219,65	219,16	216,82	209,49
$w_{2ax} = c_{2ax}$ [m/s]	157,98	64,11	64,22	64,08	63,39	61,25
$w_{2u}$ [m/s]	391,01	209,70	210,06	209,58	207,34	200,38
$c_{2u}$ [m/s]	155,98	7,35	12,80	20,74	33,96	61,48
$c_2$ [m/s]	222,00	64,53	65,48	67,35	71,91	86,78
$\alpha_2$ [°]	45,37	96,54	101,28	107,94	118,18	135,11

Přibližná podoba rychlostních trojúhelníků je získána pomocí programu Microsoft Excel a je zobrazena níže.





Obr. 8 – Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů

### 2.3.2 Volba lopatkových profilů

Pro určení lopatkových profilů rozváděcích a oběžných lopatek je nejprve třeba určit typ proudění lopatkovým kanálem. Zda se jedná o proudění podzvukové, či transsonické, či nadzvukové. Z tohoto důvodu následuje výpočet rychlosti zvuku a Machova čísla jednotlivých stupňů.

$$a = a(p_2, t_2) \quad [m/s] \quad \text{rychlost zvuku} \quad (2.3.2.1),$$

$$Ma_{RL} = \frac{c_1}{a} \quad [-] \quad \text{Machovo číslo pro RL} \quad (2.3.2.2),$$

$$Ma_{OL} = \frac{w_2}{a} \quad [-] \quad \text{Machovo číslo pro OL} \quad (2.3.2.3).$$

Tabulka 6 – Hodnoty potřebné pro určení profilu lopatky

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$p_2$ [MPa]	3,983	2,585	1,587	0,899	0,447	0,170
$t_2$ [°C]	420,18	368,09	310,83	246,73	174,46	115,22
$a$ [m/s]	625,41	604,52	579,71	549,39	511,61	479,65
<b>Rozváděcí lopatky</b>						
$c_1$ [m/s]	718,38	462,39	468,02	474,05	480,89	489,89
$Ma_{RL}$ [-]	1,15	0,76	0,81	0,86	0,94	1,02
$\alpha_1$ [°]	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4	13,4
$\alpha_0$ [°]	90	45,37	96,54	101,28	107,94	118,18
<b>Oběžné lopatky</b>						
$w_2$ [m/s]	421,72	219,28	219,65	219,16	216,82	209,49
$Ma_{OL}$ [-]	0,67	0,36	0,38	0,40	0,42	0,44

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$\beta_1$ [°]	19,75	24,72	25,02	25,45	26,20	27,87
$\beta_2$ [°]	22	17	17	17	17	17

Jako hodnoty úhlu  $\alpha_0$  na vstupu do stupně jsou voleny výstupní úhly z předchozích stupňů, kromě prvního stupně, kde je tento úhel zvolen. Pomocí výše uvedených hodnot jsou zvoleny lopatkové profily z přílohy č. 2. Vzhledem k omezenému množství lopatkových profilů je u některých nutné přistoupit ke kompromisu. Po konzultaci je jako nejlepší možné řešení zvolen mírně nenávrhový úhel u oběžných lopatek regulačního stupně. Níže jsou uvedeny zvolené profily a nejdůležitější charakteristiky těchto profilů.

Tabulka 7 – Charakteristiky lopatkových profilů

Stupeň	1	2	3	4	5	6
<b>Rozváděcí lopatky</b>						
<i>Profil lopatky</i>	<i>S-90-12B</i>	<i>S-55-15A</i>	<i>S-90-12A</i>	<i>S-90-12A</i>	<i>S-90-12B</i>	<i>S-90-12B</i>
$c_{RL}$ [cm]	5,66	4,5	6,25	6,25	5,66	5,66
$S_{RL}$ [cm <sup>2</sup> ]	3,31	4,41	4,09	4,09	3,31	3,31
$t_{oRL}/c_{oRL}$ [-]	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
$B_{RL}$ [mm]	25	25	25	25	25	25
$W_{oRL}$ [cm <sup>3</sup> ]	0,42	0,912	0,575	0,575	0,42	0,42
<b>Oběžné lopatky</b>						
<i>Profil lopatky</i>	<i>R-23-14A</i>	<i>R-26-17A</i>	<i>R-26-17A</i>	<i>R-26-17A</i>	<i>R-26-17A</i>	<i>R-26-17A</i>
$c_{OL}$ [cm]	2,59	2,57	2,57	2,57	2,57	2,57
$S_{OL}$ [cm <sup>2</sup> ]	2,44	2,07	2,07	2,07	2,07	2,07
$t_{oOL}/c_{oOL}$ [-]	0,7	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
$B_{OL}$ [mm]	25	25	25	25	25	25
$W_{oOL}$ [cm <sup>3</sup> ]	0,39	0,225	0,225	0,225	0,225	0,225



### 2.3.3 Tepelný výpočet stupně

Následuje výpočet hodnot před a za rozváděcími a oběžnými lopatkami. Obdobně jako při výpočtu rychlostních trojúhelníků se jedná o výpočet na středním průměru lopatky. Tyto hodnoty budou využity v navazujících výpočtech. Vzorce pro výpočet rozváděcích lopatek:

$$\Delta i_{sRL} = (1 - R_s) \cdot \Delta i_{0stuně} \quad [kJ/kg] \quad \text{tepelný spád zpracovaný v RL} \quad (2.3.3.1),$$

$$z_{RL} = (1 - \varphi^2) \cdot \Delta i_{sRL} \quad [kJ/kg] \quad \text{ztráta v RL} \quad (2.3.3.2),$$

$$i_{01RL} = i_0 - \Delta i_{sRL} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropická entalpie za RL} \quad (2.3.3.3),$$

$$i_{1RL} = i_{01RL} + z_{RL} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečná entalpie za RL} \quad (2.3.3.4),$$

$$p_{1RL} = p_{1RL}(i_{01RL}, s_0) \quad [bar] \quad \text{tlak za RL} \quad (2.3.3.5),$$

$$t_{1RL} = t_{1RL}(p_{1RL}, i_{1RL}) \quad [^\circ C] \quad \text{teplota za RL} \quad (2.3.3.6),$$

$$v_{1RL} = v_{1RL}(p_{1RL}, i_{1RL}) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem za RL} \quad (2.3.3.7),$$

$$s_{1RL} = s_{1RL}(p_{1RL}, i_{1RL}) \quad [kJ/kg K] \quad \text{entropie za RL} \quad (2.3.3.8).$$

Vzorce pro výpočet oběžných lopatek:

$$\Delta i_{sOL} = R_s \cdot \Delta i_{0stuně} \quad [kJ/kg] \quad \text{tepelný spád zpracovaný v OL} \quad (2.3.3.9),$$

$$z_{OL} = \frac{(1 - \psi^2) \cdot w_1^2}{2000} \quad [kJ/kg] \quad \text{ztráta v OL} \quad (2.3.3.10),$$

$$i_{01OL} = i_{1RL} - \Delta i_{sOL} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropická entalpie za OL} \quad (2.3.3.11).$$

Zbytek výpočtů pro hodnoty oběžných lopatek uvedených v tabulce 8 je analogický k výpočtu lopatek rozváděcích.

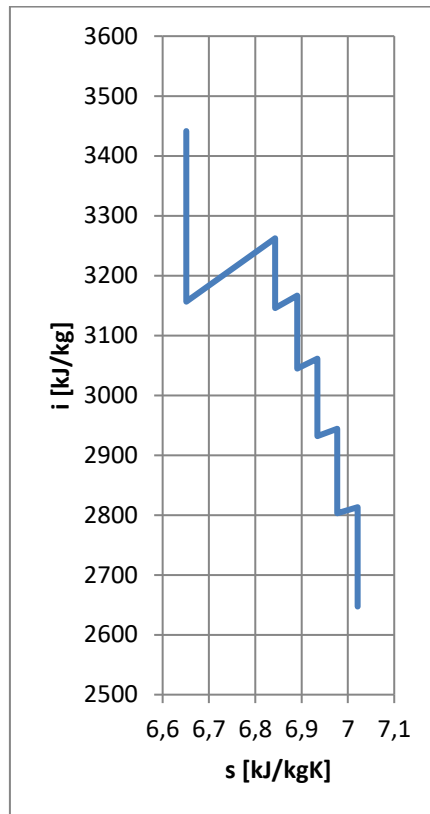
Tabulka 8 – Hodnoty tepelného výpočtu jednotlivých stupňů

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$\Delta i_{0stuně} [kJ/kg]$	306,89	125,62	131,22	138,90	151,06	176,21
$s_0 [kJ/kgK]$	6,651	6,843	6,890	6,934	6,977	7,021
$R_s [m]$	0,0877	0,0766	0,944	0,122	0,169	0,261
<b>Rozváděcí lopatky</b>						
$i_0 [kJ/kg]$	3441,42	3262,28	3166,84	3061,12	2944,28	2813,18
$\varphi [-]$	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
$\Delta i_{sRL} [kJ/kg]$	279,99	116	118,84	121,92	125,46	130,2

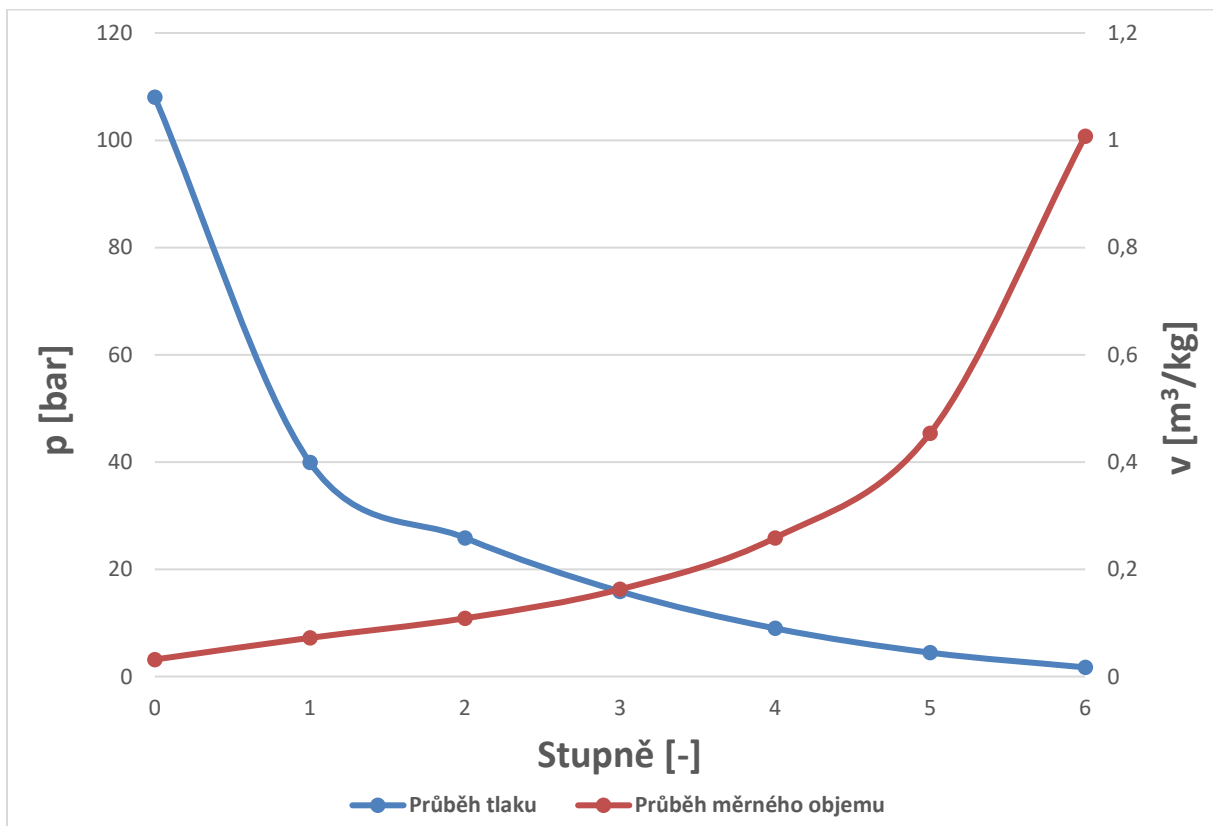
Stupeň	1	2	3	4	5	6
$z_{RL} [kJ/kg]$	21,95	9,09	9,32	9,56	9,84	10,21
$i_{01RL} [kJ/kg]$	3161,44	3146,28	3048	2939,2	2818,82	2682,98
$i_{1RL} [kJ/kg]$	3183,39	3155,38	3057,32	2948,76	2828,66	2693,19
$p_{1RL} [bar]$	43,9	26,77	16,65	9,66	5,05	2,22
$t_{1RL} [°C]$	390	364	310,52	251,94	187,53	123,57
$v_{1RL} [m^3/kg]$	0,0653	0,1049	0,1554	0,2423	0,4081	0,7962
$s_{1RL} [kJ/kgK]$	6,684	6,857	6,906	6,953	6,998	7,047
<b>Oběžné lopatky</b>						
$\psi [-]$	0,856	0,856	0,856	0,857	0,859	0,862
$w_1 [m/s]$	492,77	256,24	256,48	255,63	252,43	242,90
$\Delta i_{sOL} [kJ/kg]$	26,90	9,62	12,38	16,98	25,60	46,01
$z_{OL} [kJ/kg]$	32,5	8,79	8,77	8,66	8,36	7,57
$i_{02OL} [kJ/kg]$	3156,48	3145,76	3044,94	2931,78	2803,05	2647,18
$i_{2OL} [kJ/kg]$	3188,98	3154,55	3053,71	2940,45	2811,42	2654,75
$p_{2OL} [bar]$	39,92	25,86	15,87	8,98	4,45	1,71
$t_{2OL} [°C]$	389,24	362,85	307,98	247,01	177,95	115,25
$v_{2OL} [m^3/kg]$	0,0721	0,1086	0,1626	0,2586	0,4538	1,0076
$s_{2OL} [kJ/kgK]$	6,734	6,871	6,922	6,969	7,017	7,066

Na obrázku 9 je přibližné znázornění isoentropického průběhu expanze v průtočné části. Je zřejmé, že největší část entalpického spádu je zpracována v regulačním stupni, který je přetížen.

Na obrázku 10 je průběh tlaku a měrného objemu při prostupu páry průtočnou částí.



Obr. 9 – i-s diagram



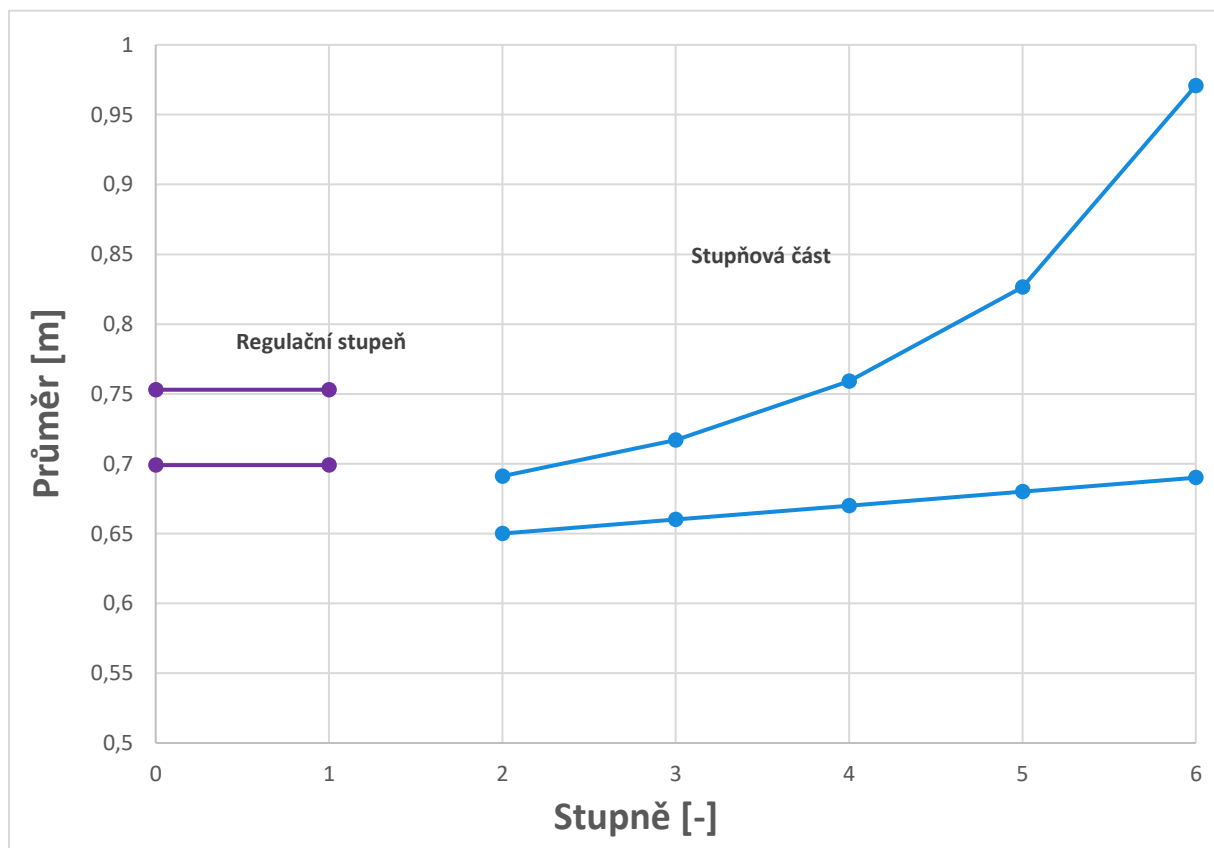
Obr. 10 – Průběh tlaku a měrného objemu průtočné části kolové varianty turbíny

### 2.3.4 Určení délky lopatek

Program „*Turbina Delphi*“ vypočetl pouze výstupní délku rozváděcích lopatek. Z toho důvodu jsou v tabulce 9 uvedeny délky rozváděcích i oběžných lopatek na vstupu i na výstupu do příslušných průtočných kanálů. U oběžných lopatek je připočten přírůstek  $l$  oproti lopatkám rozváděcím pro zajištění plynulého rozšiřování průtočné části. Jak roste délka lopatky, roste i tento přírůstek.

Tabulka 9 – Délky lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5	6
<b>Rozváděcí lopatky</b>						
$L_{0RL}$ [mm] – vstup	25	18,6	26,5	39,5	63,3	112,4
$L_{1RL}$ [mm] – výstup	25	18,6	26,5	39,5	63,3	116,4
<b>Oběžné lopatky</b>						
$l$ [mm]	2	2	2	5	10	15
$L_{10L}$ [mm] – vstup	27	20,6	28,5	44,5	73,3	131,4
$L_{20L}$ [mm] – výstup	27	20,6	28,5	44,5	73,3	116,4



Obr. 11 – Schématické znázornění průtočné částí kolové varianty turbíny

## 2.4 Pevnostní výpočet

Následuje výpočet namáhání jednotlivých části průtočné části rovnotlaké turbíny, obsahující pevnostní výpočet oběžných a rozváděcích lopatek, závěsů a rozváděcích kol a jejich dimenzování.

### 2.4.1 Namáhání oběžných lopatek

Při výpočtu namáhání oběžných lopatek jsou využity hodnoty získané z přílohy č. 2, uvedené již v tabulce č. 7. Tyto hodnoty jsou ovšem platné pouze pro šířku lopatky  $B_{RL}, B_{OL} = 25 \text{ mm}$ . U více namáhaných lopatek je třeba širších lopatek a ostatní parametry s tím související musely být přepočteny. Vzorce využitě při přepočtu jsou uvedeny níže. Přepočtené hodnoty jsou vypsány v souhrnné tabulce hodnot na konci kapitoly. Pro další výpočet namáhání lopatky jsou využity právě tyto hodnoty. Přepočtené hodnoty jsou označeny apostrofem (např. nově zvolená šířka oběžné lopatky  $B_{OL}'$  oproti původní šířce  $B_{OL}$ ).

$$\gamma_{OL} = \sin^{-1} \left( \frac{B_{OL}}{c_{OL}} \right) \quad [^\circ] \quad \text{úhel nastavení profilu} \quad (2.4.1.1),$$

$$c_{OL}' = \frac{B_{OL}'}{\sin(\gamma_{OL})} \quad [cm] \quad \text{přepočtená tětiva profilu} \quad (2.4.1.2),$$

$$S_{OL}' = S_{OL} \cdot \left( \frac{B_{OL}'}{B_{OL}} \right)^2 \quad [cm^2] \quad \text{přepočtená plocha profilu} \quad (2.4.1.3),$$

$$W_{OL}' = W_{OL} \cdot \left( \frac{B_{OL}'}{B_{OL}} \right)^3 \quad [cm^3] \quad \text{přepočt. modul pružnosti v ohybu} \quad (2.4.1.4),$$

Dále uvedené vzorce se vztahují k výpočtu počtu lopatek na jednotlivých kolech. Pro poslední stupeň, který jako jediný obsahuje zborčené lopatky, je zde uveden výpočet koeficientu korekce tahu  $k_{zb}$ . Součinitel odlehčení pro zborčené lopatky potřebný pro výpočet koeficientu korekce tahu  $k$  je odvozen z grafu v příloze č. 3.

$$k_{zb} = 1 - \frac{k}{2} - \frac{1}{6} \cdot k \cdot \frac{L_{1OL}}{D_s} \quad [-] \quad \text{koef. korekce tahu pro zbor. lop.} \quad (2.4.1.5),$$

$$t'_{OL} = \frac{t_{oOL}}{c_{oOL}} \cdot c_{OL} \quad [cm] \quad \text{přibližná rozteč} \quad (2.4.1.6),$$

$$z'_{OL} = \frac{\pi \cdot D_s}{t'_{OL}} \quad [ks] \quad \text{vypočtený počet lopatek na kole} \quad (2.4.1.7),$$

$$t_{OL} = \frac{\pi \cdot D_s}{z_{OL}} \quad [mm] \quad \text{skutečná rozteč} \quad (2.4.1.8),$$

kde:  $z_{OL}$  – počet lop. odvozený z  $z'_{OL}$ ,

$$z_{\text{parc}} = z \cdot \varepsilon \quad [ks] \quad \text{počet lopatek v parciálním ostříku} \quad (2.4.1.9).$$

Výpočtový výkon stupně je pro A kolo s parciálním ostříkem podělen parciálností  $\left(\frac{P}{\varepsilon}\right)$ .

Pro ostatní stupně odpovídá hodnotám uvedeným v tabulce č. 3.

**Tabulka 10 – Hodnoty přepočtu OL**

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$P_{\text{výpočet}} [kW]$	23025,57	3503,47	3880,82	4289,20	4812,49	5783,97
$\gamma_{OL} [^\circ]$	74,85	76,60	76,60	76,60	76,60	76,60
$\varphi [-]$	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
$B_{OL}' [mm]$	35	25	25	30	40	50
$c_{OL}' [cm]$	3,63	2,57	2,57	3,08	4,11	5,14
$S_{OL}' [cm^2]$	4,78	2,07	2,07	2,98	5,30	8,28
$W_{OL}' [cm^3]$	1,070	0,225	0,225	0,389	0,922	1,800
$k [-]$						1,183
$k_{zb} [-]$						0,377
$t'_{OL} [cm]$	2,538	1,748	1,748	2,097	2,796	3,495
$z'_{OL} [ks]$	89,61	120,19	123,41	106,29	83,51	72,49
$z_{OL} [ks]$	90	120	123	106	84	72
$t_{OL} [cm]$	2,527	1,750	1,753	2,103	2,780	3,519
$z_{\text{parc}} [ks]$	25,704					

Dále následuje ověření pevnosti OL z hlediska ohybového namáhání a namáhání v tahu.

$$M_{kOL} = \frac{P_{\text{výpočet}}}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot z} \quad [Nm] \quad \text{kroučící moment na jednu lopatku} \quad (2.4.1.10),$$

$$F_{uOL} = \frac{2 \cdot M_k}{D_s} \quad [N] \quad \text{obvodová síla na lopatku} \quad (2.4.1.11),$$

$$M_{oOL} = \frac{F_u \cdot L_{1OL}}{2} \quad [Nm] \quad \text{ohybový moment na lopatku} \quad (2.4.1.12),$$

$$\sigma_{oOL} = \frac{M_{oOL}}{W_{OL}'} \quad [MPa] \quad \text{namáhání v ohybu} \quad (2.4.1.13).$$

Pro kontrolu lopatek na namáhání v tahu je potřeba určit hmotnost lopatky a její bandáže.

Pro tento účel je potřeba zvolit materiál lopatky. Zvolené oceli jsou vypsány v tabulce č. 11.

Uvažuje se běžná hustota oceli  $\rho = 7850 \text{ kg/m}^3$ .

$$V_{OL}' = S_{OL}' \cdot L_{1OL} \quad [m^3] \quad \text{objem OL bez bandáže} \quad (2.4.1.14),$$

$$m_{OL}' = V_{OL}' \cdot \rho \quad [kg] \quad \text{hmotnost OL bez bandáže} \quad (2.4.1.15),$$

$$V_{bOL} = \pi \cdot (D_s + L_{1OL} + h_{bOL}) \cdot b_{bOL} \cdot h_{bOL} \quad [m^3] \quad \text{objem bandáže OL (všech lopatek)} \quad (2.4.1.16),$$

kde:  $b_{bOL}$  – šířka bandáže,

$h_{bOL}$  – výška bandáže,

$$m_{bOL} = \frac{V_{bOL} \cdot \rho}{z} \quad [kg] \quad \text{hmotnost bandáže OL} \quad (2.4.1.17),$$

$$m_{OL} = m_{OL}' + m_{bOL} \quad [kg] \quad \text{hmotnost OL} \quad (2.4.1.18),$$

$$a_{dOL} = \frac{D_s + h_{bOL}}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%})^2 \quad [m/s^2] \quad \text{dostředivé zrychlení} \quad (2.4.1.19),$$

kde:  $n_{110\%}$  – navýšené otáčky turb.

$$F_{odOL} = m_{OL} \cdot a_{dOL} \quad [N] \quad \text{odstředivá síla} \quad (2.4.1.20),$$

$$\sigma_{tOL} = \frac{F_{odOL}}{S_{OL}'} \quad [MPa] \quad \text{namáhání v tahu} \quad (2.4.1.21),$$

$$\sigma_{celk.OL} = \sigma_{oOL} + \sigma_{tOL} \quad [MPa] \quad \text{celkové namáhání} \quad (2.4.1.22),$$

U poslední zborcené lopatky je tahové namáhání vynásobeno koeficientem korekce tahu  $k_{zb}$ . Také se u poslední lopatky nepočítá s bandáží vzhledem k zanedbatelným ztrátám přeprouděním. Určení rozměrů bandáže je pouze orientační pro potřeby výpočtu. Při určování dovoleného namáhání pro daný materiál je využita příloha č. 4, kde je pomocí lineární interpolace určeno  $\sigma_d$  v závislosti na teplotě  $t_{1OL}$ , která je uvedena v tabulce č. 11. Teplota je ponížena o 50 °C s ohledem na přenos tepla z páry do kovu.

Tabulka 11 – Namáhání OL

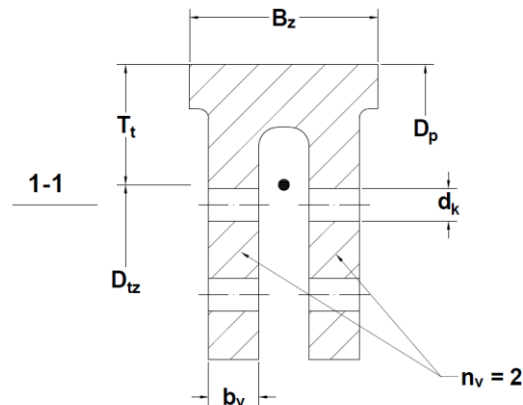
Stupeň	1	2	3	4	5	6
<b>Ohybové namáhání</b>						
$M_{kol}$ [Nm]	349,05	44,97	48,60	62,32	88,24	123,73
$F_{uOL}$ [N]	1088,53	134,51	141,58	175,68	237,43	306,83
$M_{oOL}$ [Nm]	14,70	1,38	2,02	3,91	8,70	20,17
$\sigma_{oOL}$ [MPa]	13,73	6,14	8,96	10,06	9,44	11,20
<b>Tahové namáhání</b>						
$V_{OL}'$ [m <sup>3</sup> ]	$1,29 \cdot 10^{-5}$	$4,25 \cdot 10^{-6}$	$5,89 \cdot 10^{-6}$	$1,33 \cdot 10^{-5}$	$3,89 \cdot 10^{-5}$	$1,09 \cdot 10^{-4}$
$m_{OL}'$ [kg]	0,101	0,033	0,046	0,104	0,305	0,854
$b_{bol}$ [mm]	35	25	25	30	40	
$h_{bol}$ [mm]	3	3	3	5	5	
$V_{bol}$ [m <sup>3</sup> ]	$2,49 \cdot 10^{-4}$	$1,63 \cdot 10^{-4}$	$1,69 \cdot 10^{-4}$	$3,58 \cdot 10^{-4}$	$5,16 \cdot 10^{-4}$	
$m_{bol}$ [kg]	0,022	0,011	0,011	0,026	0,048	
$m_{OL}$ [kg]	0,123	0,044	0,057	0,131	0,353	0,854
$a_{dOL}$ [m/s <sup>2</sup> ]	185408	171280	175845	182220	190841	205683
$F_{odOL}$ [kN]	23,10	7,55	10,03	23,80	67,41	175,73
$\sigma_{tOL}$ [MPa]	48,31	36,47	48,47	79,86	127,21	79,85
<b>Celkové namáhání</b>						
$\sigma_{celk.OL}$ [MPa]	<b>63,02</b>	<b>42,61</b>	<b>57,43</b>	<b>89,92</b>	<b>136,65</b>	<b>91,06</b>
$t'_{1OL}$ [°C]	339,99	314,01	260,52	201,94	137,53	73,57
Zvolený materiál	PAK 2MV.7	PAK 1.6	PAK 1.6	PAK 1.6 vyk	PAK 1 TD	PAK 1 TD
$\sigma_d$ [MPa]	<b>193</b>	<b>151,4</b>	<b>162,93</b>	<b>185,73</b>	<b>252,28</b>	<b>259,82</b>

#### 2.4.2 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Následující vzorce jsou využity pro ověření namáhání závěsů oběžných lopatek. Všechny závěsy jsou dimenzovány jako závěsy vidlicového typu. Závěs je dimenzován tak, jako by jej držel pouze jeden kolík pro zajištění dostatečné bezpečnosti. Rozměry vidlicové nožky jsou zobrazeny na obrázku č. 12 a v příloze č. 5, respektive v tabulce č. 12. Pro rozdílné šířky závěsů



$B_z$ , než jsou uvedeny v příloze č. 5 jsou rozměry odvozeny s pomocí programu AutoCAD. Materiál je stejný jako materiál oběžných lopatek a dovolená namáhání závěsů jsou zjištěna pomocí tabulky v příloze č. 4. Pro určení  $\sigma_d$  je zvolena teplota za rozváděcím kolem  $t_{1RL}$ .



Obr. 12 – Rozměry vidlicové nožky

Tabulka 12 – Rozměry vidlicové nožky

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$B_z$ [mm]	40	30	30	35	45	50
$S_z$ [cm <sup>2</sup> ]	9	5,2	5,2	6,5	8	12
$T_t$ [mm]	18,4	18,2	15,5	15,5	18,6	18,6
$b_v$ [mm]	7	6	6	6	8	10
$d_k$ [mm]	8	6	6	8	10	10,5
$n_v$ [-]	4	3	3	4	4	4

$$D_{tz} = D_p - 2 \cdot T_t \quad [m] \quad \text{těžištní průměr závěsu} \quad (2.4.2.1),$$

$$t_{tz} = \frac{\pi \cdot D_{tz}}{z} \quad [mm] \quad \text{rozeč těžiště závěsu} \quad (2.4.2.2),$$

$$m_z = S_z \cdot t_{tz} \cdot \rho \quad [kg] \quad \text{hmotnost závěsu nad průřezem 1-1} \quad (2.4.2.3),$$

kde:  $S_z$  – plocha závěsu nad průřezem 1 – 1,

$$F_{odz} = m_z \cdot (2 \cdot \pi \cdot n_{110\%})^2 \cdot \frac{D_{tz}}{2} \quad [N] \quad \text{odstředivá síla závěsu} \quad (2.4.2.4),$$

$$S_{znt} = (t_{tz} - d_k) \cdot b_v \cdot n_v \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na tah} \quad (2.4.2.5),$$

$$\sigma_{tz} = \frac{F_{odOL} + F_{odz}}{S_{znt}} \quad [MPa] \quad \text{namáhání v tahu} \quad (2.4.2.6),$$

$$S_{zns} = \frac{\pi \cdot d_v^2}{4} \cdot 2 \cdot n_v \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na střih} \quad (2.4.2.7),$$

$$\sigma_{sz} = \frac{F_{odOL} + F_{odz}}{S_{zns}} \quad [MPa] \quad \text{namáhání ve střihu} \quad (2.4.2.8),$$

$$S_{zno} = d_k \cdot (2 \cdot B_z - b_v \cdot n_v) \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na otláčení} \quad (2.4.2.9),$$

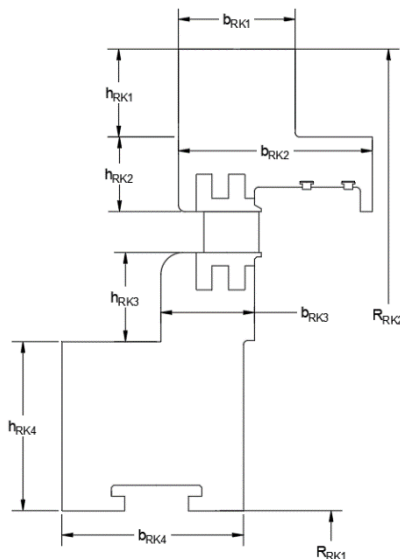
$$\sigma_{otlz} = \frac{F_{odOL} + F_{odz}}{S_{znotl}} \quad [MPa] \quad \text{namáhání v otláčení} \quad (2.4.2.10).$$

Tabulka 13 - Ověření namáhání závěsu

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$D_{tz} [m]$	0,687	0,632	0,656	0,679	0,706	0,769
$t_{tz} [mm]$	25,70	16,55	16,74	20,11	26,41	33,57
$m_z [kg]$	0,109	0,041	0,041	0,062	0,100	0,190
$F_{odz} [kN]$	19,09	6,54	6,86	10,65	17,92	37,22
$S_{znt} [mm^2]$	495,63	189,92	193,36	290,62	525,06	922,68
$\sigma_{tz} [MPa]$	<b>85,14</b>	<b>74,16</b>	<b>87,34</b>	<b>118,57</b>	<b>162,51</b>	<b>112,00</b>
$\sigma_{dtz} [MPa]$	<b>183,2</b>	<b>129,16</b>	<b>153</b>	<b>178,73</b>	<b>246,88</b>	<b>256,6</b>
$S_{zns} [mm^2]$	402,63	169,65	169,65	402,12	628,32	692,72
$\sigma_{sz} [MPa]$	<b>104,94</b>	<b>83,02</b>	<b>99,55</b>	<b>85,69</b>	<b>135,80</b>	<b>149,18</b>
$\sigma_{dsz} [MPa]$	<b>107</b>	<b>112,2</b>	<b>123</b>	<b>134,12</b>	<b>144,87</b>	<b>153,96</b>
$S_{zno} [mm^2]$	<b>224</b>	<b>108</b>	<b>108</b>	<b>192</b>	<b>320</b>	<b>420</b>
$\sigma_{otlz} [MPa]$	<b>188,38</b>	<b>130,41</b>	<b>156,37</b>	<b>179,48</b>	<b>166,65</b>	<b>246,05</b>
$\sigma_{dotlz} [MPa]$	<b>300</b>	<b>300</b>	<b>300</b>	<b>300</b>	<b>300</b>	<b>300</b>

### 2.4.3 Namáhání disků rozváděcích kol

Výpočet namáhání rozváděcích kol je poměrně komplexní záležitostí. Pro zjednodušený výpočet jsou použity rozměry podle obrázku 13 a tabulky 14.



Obr. 13 – Zjednodušený náčrt rozváděcího kola

Tabulka 14 – Rozměry rozváděcích kol

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$b_{RK1}$ [mm]		55	60	75	75	60
$h_{RK1}$ [mm]		40	35	45	80	130
$b_{RK2}$ [mm]		85	115	130	150	200
$h_{RK2}$ [mm]		35	50	65	30	45
$b_{RK3}$ [mm]		60	65	78	78	120
$h_{RK3}$ [mm]		40	40	45	40	10
$b_{RK4}$ [mm]		83	45	50	50	50
$h_{RK4}$ [mm]		75,5	75,5	80,5	85	123
$R_{RK1}$ [mm]		208,5	208,5	208,5	208,5	208,5
$R_{RK2}$ [mm]		418,5	433	478,5	503	640

Následuje výpočet ohybového namáhání a průhybu rozváděcího kola. Součinitele pro výpočet namáhání  $\varphi_{RK}$  a pro výpočet průhybu  $\mu_{RK}$  jsou získány pomocí příloh č. 6 a 7.

$$J_i = \frac{h_{RKi} \cdot b_{RKi}^3}{12} \quad [mm^2] \quad \text{kvadratický moment } i\text{-té plochy} \quad (2.4.3.1),$$

kde:  $i = 2 \div 5$

$$J_{celk} = \sum_{i=2}^5 J_i \quad [mm^2] \quad \text{celkový kvadratický moment} \quad (2.4.3.2),$$

$$b_{ekv} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot J_{celk}}{R_{RK2} - R_{RK1}}} \quad [mm] \quad \text{ekvivalentní šířka} \quad (2.4.3.3),$$

$$\frac{R_{RK1}}{R_{RK2}} \quad [-] \quad \text{poměr pro určení } \varphi_{RK} \quad (2.4.3.4),$$

$$\frac{b_{ekv}}{R_{RK2} - R_{RK1}} \quad [-] \quad \text{poměr pro určení } \mu_{RK} \quad (2.4.3.5),$$

$$S_{zns} = 2 \cdot h_z \cdot t_{tz} \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na střih} \quad (2.4.3.6),$$

$$\sigma_{sz} = \frac{F_{odOL} + F_{odz}}{S_{zns}} \quad [MPa] \quad \text{namáhání ve střihu} \quad (2.4.3.7).$$

Tlaky pro výpočet rozváděcích kol jsou brány z míst již dříve vypočtených tlaků před a za rozváděcími koly, stejně tak u teploty. Zvolený materiál: 15 128.5. Modul pružnosti v ohybu  $E$  je určen z přílohy č. 8.

$$\frac{R_{RK1}}{R_{RK2}} \quad [-] \quad \text{poměr pro určení } \varphi_{RK} \quad (2.4.3.8),$$

$$\frac{b_{ekv}}{R_{RK2} - R_{RK1}} \quad [-] \quad \text{poměr pro určení } \mu_{RK} \quad (2.4.3.9),$$

$$\sigma_{RK} = \varphi_{RK} \cdot \Delta p_{RK} \cdot \frac{R_{RK2}^2}{b_{ekv}^2} \quad [MPa] \quad \text{maximální namáhání RK} \quad (2.4.3.10),$$

$$y_{RKmax} = \mu_{RK} \cdot \Delta p_{RK} \cdot \frac{R_{RK2}^4}{E \cdot b_{ekv}^3} \quad [mm] \quad \text{maximální průhyb RK} \quad (2.4.3.11),$$

$$y_{RKdov} = 0,002 \cdot R_{RK2} \quad [mm] \quad \text{dovolený průhyb RK} \quad (2.4.3.12).$$

Tabulka 15 – Namáhání rozváděcích kol

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$J_i$ [mm <sup>2</sup> ]		554583	630000	1582031	2812500	2975104
$J_{celk}$ [mm <sup>2</sup> ]		6663274	8455724	16100560	13717257	35696354
$b_{ekv}$ [mm]		72,48	76,74	89,44	82,37	99,76
$p_{0RL}$ [bar]	10,8	39,92	25,86	15,87	8,98	4,45
$p_{1RL}$ [bar]	4,39	26,77	16,65	9,66	5,05	2,22
$\Delta p_{RK}$ [bar]	6,41	13,15	9,21	6,21	3,92	2,23
$R_{RK1}/R_{RK2}$ [-]		0,50	0,48	0,44	0,41	0,33
$b_{ekv}/(R_{RK2} - R_{RK1})$		0,35	0,34	0,33	0,28	0,23
$\varphi_{RK}$ [-]		1,88	1,89	1,98	2,08	2,49
$\mu_{RK}$ [-]		1,07	1,09	1,14	1,21	1,45
$t_{0RL}$ [°C]	530	389,24	362,85	307,98	247,01	177,95
$\sigma_{RK}$ [MPa]		<b>82,44</b>	<b>55,38</b>	<b>35,18</b>	<b>30,44</b>	<b>22,84</b>
$\sigma_{RKdov}$ [MPa]		<b>133,30</b>	<b>136,9</b>	<b>145,7</b>	<b>153,36</b>	<b>208,54</b>
$E$ [10 <sup>-5</sup> MPa]		1,84	1,9	1,92	1,97	2,02
$\gamma_{RKmax}$ [mm]		<b>0,62</b>	<b>0,41</b>	<b>0,27</b>	<b>0,28</b>	<b>0,27</b>
$\sigma_{RKdov}$ [MPa]		<b>0,837</b>	<b>0,866</b>	<b>0,957</b>	<b>1,006</b>	<b>1,28</b>

#### 2.4.4 Namáhání rozváděcích lopatek

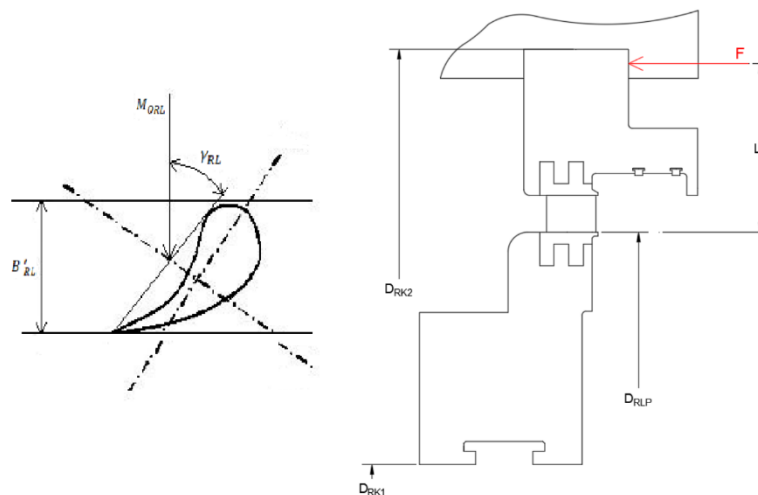
Obdobně jako u lopatek oběžných je třeba přepočíst charakteristiky profilu tak, aby odpovídaly zvoleným šířkám profilu. Výpočet je analogický k výpočtu z kapitoly 2.4.1. Totéž platí i pro výpočet počtu lopatek na rozváděcím kole.

Tabulka 16 – Charakteristiky rozváděcích lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$\gamma_{RL}$ [°]	26,21	33,75	23,58	23,58	26,21	26,21
$B'_{RL}$ [mm]	45	30	35	45	50	60
$c'_{RL}$ [cm]	10,19	5,4	8,75	11,25	11,32	13,58
$S'_{RL}$ [cm <sup>2</sup> ]	10,72	6,35	8,02	13,25	13,24	19,07
$W'_{RL}$ [cm <sup>3</sup> ]	2,45	1,58	1,58	3,35	3,36	5,81

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$t'_{RL}$ [cm]	8,15	4,32	7	9	9,056	10,87
$z'_{RL}$ [ks]	27,91	48,62	30,81	24,76	25,79	23,32
$z_{RL}$ [ks]	28	49	31	25	26	23
$t_{RL}$ [cm]	8,12	4,29	6,96	8,92	8,98	11,02

Stejný přetlak, který působí na rozváděcí kola, působí i na rozváděcí lopatky. Ovšem zde je největší riziko způsobeno ohybovým momentem vyvozeným od reakce v uložení věnce (viz obr. č. 14). Průměry  $D_{RK1}$  a  $D_{RK2}$  jsou stejné jako při výpočtu namáhání rozváděcích kol. Rameno  $L_F$ , na kterém působí síla  $F$  je vzato z vytvořeného výkresu podélného řezu turbínou, který je součástí příloh. Z levé části obrázku č. 14 je zřejmé, že ohybový moment  $M_{ORL}$  působí v axiálním směru. Pro potřeby ověření namáhání RL je třeba spočítat jeho složku ve směru kolmém na osu lopatky  $M'_{ORL}$ .



Obr. 14 – Schéma namáhání paty rozváděcí lopatky [7]

$$S_{\Delta p_{RK}} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{RK2}^2 - D_{RK1}^2) \quad [m^2] \quad \text{plocha, na kterou působí přetlak} \quad (2.4.4.1),$$

$$F_{\Delta p_{RK}} = \Delta p_{RK} \cdot S_{\Delta p_{RK}} \quad [N] \quad \text{síla, vyvozená od přetlaku} \quad (2.4.4.2),$$

$$M_{ORL} = \frac{F_{\Delta p_{RK}}}{L_F \cdot z_{RL}} \quad [Nm] \quad \text{ohybový moment na jednu lopatku} \quad (2.4.4.3),$$

$$M'_{ORL} = M_{ORL} \cdot \sin(\gamma_{RL}) \quad [Nm] \quad \text{složka ohybového momentu} \quad (2.4.4.4),$$

$$\sigma_{ORL} = \frac{M'_{ORL}}{W'_{RL}} \quad [MPa] \quad \text{ohybové namáhání} \quad (2.4.4.5).$$

Tabulka 17 – Namáhání rozváděcích lopatek

Stupeň	1	2	3	4	5	6
$S_{\Delta p_{RK}} [m^2]$	0,0279	0,4137	0,4524	0,5827	0,6583	1,1502
$L_F [mm]$	75	53,6	65	90	110	200
$F_{\Delta p_{RK}} [N]$	179103	544217	416611	361939	258544	256676
$M_{ORL} [Nm]$	479,74	595,31	873,54	1302,98	1093,84	2231,96
$M'_{ORL} [Nm]$	211,90	330,73	349,42	521,19	483,15	985,85
$\sigma_{ORL} [MPa]$	<b>86, 51</b>	<b>209, 86</b>	<b>221, 46</b>	<b>155, 42</b>	<b>143, 79</b>	<b>169, 80</b>
<i>Materiál</i>	15 335.3	15 335.3	15 335.3	15 128.5	15 128.5	15 128.5
$\sigma_{Dov.RL} [MPa]$	<b>94</b>	<b>251</b>	<b>263, 4</b>	<b>201, 29</b>	<b>207, 9</b>	<b>212, 35</b>

## 2.5 Výpočet ucpávek

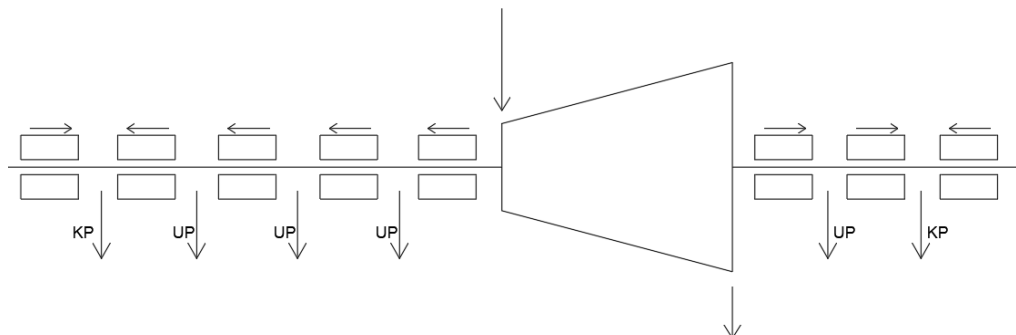
### 2.5.1 Vnitřní ucpávky

V textové části je uveden pouze výpočet vnějších ucpávek, jelikož hodnoty průtoku těmito ucpávkami budou využity dále při výpočtu axiální síly a průměrů potrubí. Výpočet vnitřních ucpávek je možné zhlédnout ve výpočtovém souboru typu Microsoft Excel, který je přiložen k elektronické verzi diplomové práce. Vzhledem k již tak velkému rozsahu diplomové práce je tento obsáhlý výpočet dostupný pouze v elektronické příloze.

Všechny vnitřní ucpávky mezi diskem rozváděcího kola a rotorem jsou konstruovány jako pravý labyrint. Pro zajištění pevnosti disků oběžných lopatek posledních dvou stupňů nejsou v těchto discích vyvrtány odlehčovací otvory, které by mohly pevnost disků ohrozit. Nadbandážové ucpávky jsou voleny voštinové.

## 2.5.2 Vnější ucpávky

Stejně jako ucpávky vnitřní, jsou i vnější ucpávky výhradně s pravým labyrintem. Schéma ucpávkové páry je na obrázku č. 15.



Obr. 15 – Schéma ucpávkové páry

Přední ucpávka se skládá z pěti sekcí ucpávek, zatímco zadní, kde je menší přetlak, pouze ze tří. Kam je pára z ucpávek zaváděna, již není součástí rozsahu této práce. Tlaky za jednotlivými sekcemi ucpávek jsou po domluvě zvoleny a jsou uvedeny v tabulce č. 19.

Tabulka 18 – Hodnoty vzduchu ve strojně

$t_{amb}$	38	°C	teplota okolí
$p_{amb}$	0,103	bar	tlak okolí
$r_{amb}$	287	J/kgK	plynová konst. vzduchu

$$v_{ucp1} = v_{ucp1}(p_{ucp1}, i_{ucp1}) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem před sekcí ucpávek} \quad (2.5.2.1),$$

$$= \frac{r_{amb} \cdot t_{amb}}{p_{amb}} \quad \text{vzorec pro poslední ucpávku (vzduch)}$$

$$S_{ucp} = \pi \cdot D_{ucp} \cdot \delta_R \quad [m^2] \quad \text{průtočná plocha ucpávkou} \quad (2.5.2.2),$$

kde:  $D_{ucp}$ : průměr hřídele v místě ucp.,

$$\delta_R = 0,5 \text{ mm} - \text{radiální vůle},$$

$$\frac{\delta_R}{\Delta_B} = 1,67 \quad [-] \quad \text{poměr pro odvození } \Phi_{ucp} \text{ (příloha 9)} \quad (2.5.2.3),$$

kde:  $\Delta_B = 0,3 \text{ mm}$  – šířka břitů,

$$\dot{m}_{ucp} = \Phi_{ucp} \cdot S_{ucp} \cdot \sqrt{\frac{p_{ucp1}^2 - p_{ucp2}^2}{z_b \cdot p_{ucp1} \cdot v_{ucp1}}} \quad [kg/s] \quad \text{hmotnostní průtok ucpávkou} \quad (2.5.2.4).$$

kde:  $z_b$ : počet břitů v sekci



Tabulka 19 - Hodnoty vnějších ucpávek

Sekce	Přední ucpávka					Zadní ucpávka		
	1.	2.	3.	4.	5.	1.	2.	3.
$p_{ucp1}$ [bar]	108	42	12	1,6	0,98	1,71	1,6	0,98
$p_{ucp2}$ [bar]	42	12	1,6	0,98	1,03	1,6	0,98	1,03
$i_{ucp1}$ [kJ/kg]	3435	3435	3435	3435		2655	2655	
$v_{ucp1}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,032	0,082	0,287	2,155	0,869	1,001	1,071	0,869
$v_{ucp2}$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,032	0,082	0,287	2,155	0,869	1,001	1,071	0,869
$z_b$ [-]	36	36	24	24	24	24	12	12
$D_{ucp}$ [m]	0,355	0,355	0,295	0,295	0,295	0,2	0,2	0,2
$S_{ucp}$ [cm <sup>2</sup> ]	5,58	5,58	4,63	4,63	4,63	3,14	3,14	3,14
$\Phi_{ucp}$ [-]	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68	0,68
$\dot{m}_{ucp}$ [kg/s]	1,076	0,434	0,130	0,014	0,007	0,006	0,188	0,007

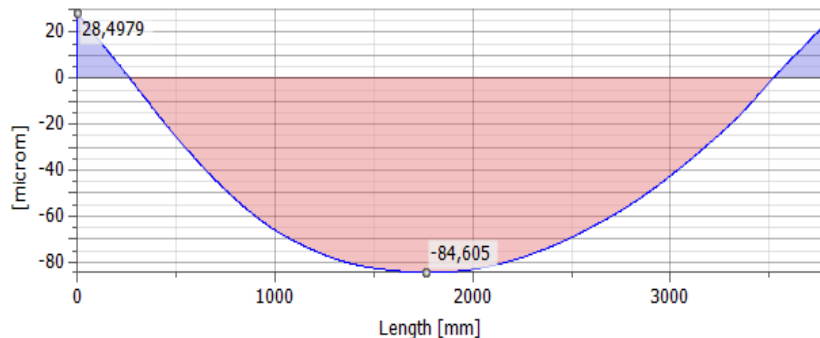
## 2.6 Namáhání rotoru

Hřídel je na svém nejužším ložiskovém průměru  $d_l$  kontrolován na smyk od zkratového momentu. Dovolené napětí rotoru je  $\tau_{rd} = 280 \text{ MPa}$ . Jako materiál hřídele je zvolen materiál 15 128.5.

$$W_h = \frac{\pi \cdot d_l^3}{16} = \frac{\pi \cdot 0,2^3}{16} = 0,000157 \text{ m}^3 \quad \text{moment odporu hřídele} \quad (2.4.7.1),$$

$$\tau_h = \frac{M_{zk}}{W_h} = \frac{372\,907}{0,000157} = 237,4 \text{ MPa} \leq 280 \text{ MPa} \quad \text{namáhání hřídele} \quad (2.4.7.2),$$

## 2.7 Kritické otáčky



Obr. 16 – Průhyb rovnotlakého rotoru

K výpočtu kritických otáček je využit software Autodesk Inventor, ve kterém je vytvořena jednoduchá analýza napětí, a je zjištěn maximální průhyb rotoru  $y_{max}$ . Přibližný výpočet kritických otáček je poté následující:

$$n_k = \frac{300}{\sqrt{y_{max}}} = \frac{300}{\sqrt{0,008461}} = 3261,45 \text{ 1/min} \quad \text{kritické otáčky rotoru} \quad (2.4.8.1).$$

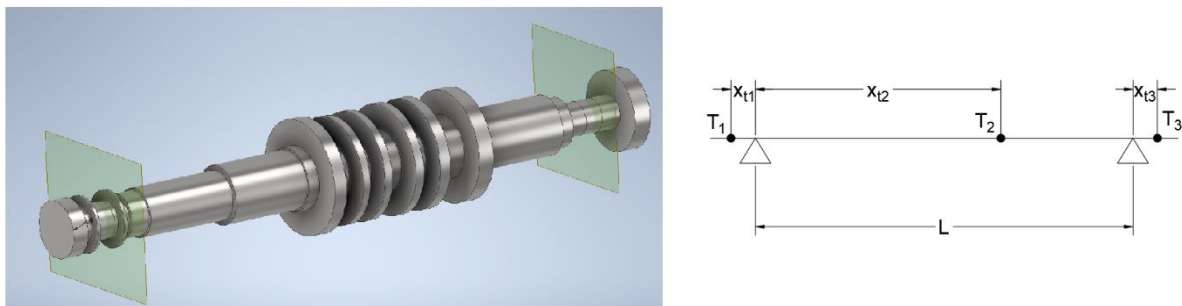
Hodnota kritických otáček je vyhovující.

## 2.8 Návrh ložisek

Pro zachycení radiálních a axiálních sil a pro vymezení polohy rotoru jsou volena dvě ložiska. V přední části ložisko kombinované a v zadním ložiskovém stojanu ložisko čistě radiální. Nejprve je zjištěna reakce v radiálním směru u obou ložisek a následně je určena axiální síla, kterou je třeba zachytit v kombinovaném ložisku.

### 2.8.1 Radiální ložisko

Radiální složky ložisek se kromě ustavení polohy musí postarat o zachycení tíhových sil od vlastní hmotnosti rotoru, stejně tak jako síly od parciálního ostříku prvního stupně. Hmotnosti jednotlivých částí rotoru a vzdálenosti těžiště těchto částí od polohy podpory jsou získány pomocí programu Autodesk Inventor. Na obrázku č. 17 je zobrazeno rozdělení rotoru na 3 části (rozdělení naznačeno rovinami). V pravé části obrázku je schematické zobrazení rozměrů potřebných k výpočtu. Ložisková vzdálenost je  $L = 3,34 \text{ m}$ .



Obr. 17 – Návrh ložisek

### 2.8.1.1 Reakce od vlastní hmotnosti

Tabulka 20 – Zatížení od vlastní hmotnosti rotoru

	Přední část; $i = 1$	Prostřední č.; $i = 2$	Zadní část; $i = 3$	
$m_{ri} [kg]$	131,34	3169,57	194,57	hmotnost
$g [m/s^2]$	9,81	9,81	9,81	tíhová konstanta
$F_{gi} [N]$	1288,45	31 093,48	1910,20	tíhová síla
$x_{ti} [m]$	0,108	1,730	0,200	rozměry

Pomocí momentové podmínky k místu uložení předního ložiska a následně z rovnováhy sil je vypočtena reakce zadní podpory od vlastní hmotnosti  $R_{rvh2}$ , respektive reakce podpory přední  $R_{rvh1}$ .

$$R_{rvh2} = \frac{F_{g2} \cdot x_{t2} - F_{g1} \cdot x_{t1} + F_{g3} \cdot (L + x_{t3})}{L} = 18\,088\,N \quad (2.9.1.1),$$

$$R_{rvh1} = F_{g1} + F_{g2} + F_{g3} - R_{rvh2} = 16\,204\,N \quad (2.9.1.2).$$

### 2.8.1.2 Reakce od parciálnosti

K výpočtu reakce podpor v radiálním směru od parciálního ostříku jsou využity hodnoty výkonu prvního stupně  $P_{Stupně}$  a rychlosti na středním průměru téhož stupně  $u$  (viz kapitola 2.3). Koeficient  $\Delta F_u$ , potřebný pro výpočet síly od parciálního ostříku, je zjištěn pomocí grafu v příloze č. 9.

$$F_{u1} = \frac{P_{Stupně1}}{u_1} = \frac{6576,10 \cdot 10^3}{253,033} = 27\,979\,N \quad \text{obvodová síla 1. stupně} \quad (2.9.1.1),$$

$$F_{up} = F_{u1} \cdot (1 - \Delta F_u) = 27\,979 \cdot (1 - 0,155) = 23\,642\,N \quad \text{ob. síla při respektování parciálnosti} \quad (2.9.1.2),$$

$$R_{rp2} = \frac{F_{up} \cdot x_{tu}}{L} = \frac{23\,642 \cdot 1,425}{3,47} = 10\,087\,N \quad \text{reakce zadní podpory od parc.} \quad (2.9.1.3),$$

kde:  $x_{tu}$ : vzdálenost parciální síly od předního ložiska,

$$R_{rp1} = F_{up} - R_{rp2} = 23\,642 - 9\,709 = 13\,556\,N \quad \text{reakce přední podpory od parc.} \quad (2.9.1.4).$$

Celkové reakce od radiálních sil v ložiskách:

$$R_{r1} = \sqrt{R_{rvh1}^2 - R_{rp1}^2} = \sqrt{16\,063^2 + 13\,934^2} = 24\,285\,N \quad \text{reakce přední podpory v rad. směru} \quad (2.9.1.5),$$

$$R_{r2} = \sqrt{R_{rvh2}^2 - R_{rp2}^2} = \sqrt{17\,716^2 + 9\,709^2} = 16\,897\,N \quad \text{reakce zadní podpory v rad. směru} \quad (2.9.1.6).$$

### 2.8.1.3 Kontrola radiálních ložisek

Tabulka 21 – Hodnoty mazacího oleje

$\eta_o$	0,003	[Pa · s]	viskozita
$\rho_o$	900	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota
$c_o$	1670	[J/kgK]	měrná tepelná kapacita
$w_{opř}$	1	[m/s]	rychlost oleje na přívodu
$w_{ood}$	0,25	[m/s]	rychlost oleje na odvodu
$\Delta t_o$	10	[°C]	povolené oteplení oleje

Tabulka 22 – Kontrola radiálních ložisek

Ložisko	Přední; i=1	Zadní; i=2	
$D_{hli}$ [m]	0,22	0,2	průměr hřídele
$L_{li}$ [m]	0,115	0,105	délka
$L_{li}/D_{hli}$ [-]	0,52	0,53	poměr L/D
$p_l = \frac{R_{ri}}{L_{li} \cdot D_{hli}}$ [MPa]	0,960	0,805	tlak na ložisko
$\psi_l$ [-]	0,002	0,002	poměrná radiální vůle
$S_o$ [-]	<b>1,97</b>	<b>1,65</b>	Sommerfeldovo číslo

## 2.8.2 Kombinované ložisko

Pro výpočet kombinovaného ložiska je nejprve zapotřebí určit veškeré axiální síly, které na rotor působí. Axiální síla od vnitřních ucpávek je zanedbatelná.

### 2.8.2.1 Axiální síla od změny hybnosti

$$S_{lop} = \pi \cdot D_s \cdot L_{1OL} \quad [m^2] \quad \text{plocha lopatky} \quad (2.9.2.1),$$

$$F_{axh} = (\dot{m}_p - \dot{m}_{oo}) \cdot (w_{1ax} - w_{2ax}) + S_{lop} \cdot \varepsilon \cdot (p_{1RL} - p_{2OL}) \quad [N] \quad \text{axiální síla od změny hybnosti} \quad (2.9.2.2),$$

kde:  $\dot{m}_{oo}$ : hmotnostní průtok odlehčovacími otvory (z výpočtu vnitřních ucpávek).

### 2.8.2.2 Axiální síla na disky oběžných kol

$$S_{dk} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_p^2 - D_h^2) \quad [m^2] \quad \text{plocha disku kola} \quad (2.9.2.3),$$

kde:  $D_h$ : průměr hřídele,

$$F_{axd} = S_{dk} \cdot (p_{1RL} - p_{2OL}) \quad [N] \quad \text{axiální síla na disky bez otvorů} \quad (2.9.2.4),$$

$$F_{axd} = (S_{dk} - S_{oo}) \cdot (p_{oo} - p_{2OL}) \quad [N] \quad \text{axiální síla na disky s otvory} \quad (2.9.2.5),$$

kde:  $S_{oo}$ : plocha odlehčovacích otvorů (z výpočtu vnitřních ucpávek),

$p_{oo}$ : tlak v mezeře mezi koly (z výpočtu vnitřních ucpávek).

### 2.8.2.3 Axiální síla od vnějších ucpávek

$$F_{axucp2} = \frac{\pi}{8} \cdot (D_{ucp2}^2 - D_{ucp}^2) \cdot (p_{ucp1} - p_{ucp2}) \quad [N] \quad \text{axiální síla od vnitřních ucpávek} \quad (2.9.2.7),$$

kde:  $D_{ucp2}$ : střední průměr vnější ucpávky.

### 2.8.2.4 Axiální síla od tlakového rozdílu na různých průměrech hřídele

$$F_{axhř} = \frac{\pi}{4} \cdot (D_{1hř}^2 - D_{2hř}^2) \cdot (p_{1hř} - p_{2hř}) \quad [N] \quad \text{axiální síla od odstupňování} \quad (2.9.2.8).$$

### 2.8.2.5 Celková axiální síla

Tabulka 23 – Axiální síly působící na rotor

Axiální síla od změny hybnosti								
Stupeň	1	2	3	4	5	6		
$\dot{m}_{oo}$ [kg/s]	5,08	1,27	0,92	0,62				
$S_{lop}$ [m <sup>2</sup> ]	0,061	0,043	0,061	0,100	0,171	0,281		
$F_{axh}$ [N]	7242	5440	6390	8419	12 010	16 451		
$\sum F_{axh}$ [N]	55 953							
Axiální síla na disky oběžných kol								
$D_h$ [m]	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39		
$S_{oo}$ [cm <sup>2</sup> ]	9,05	9,05	9,05	9,05				
$p_{oo}$ [bar]	43,33	26,56	16,37	9,32				
$F_{axd}$ [N]	89 651	14 836	11 043	7 967	14 576	13 131		
$\sum F_{axd}$ [N]	151 206							
Axiální síla od vnějších ucpávek								
	Přední ucpávka					Zadní ucpávka		
Sekce	1	2	3	4	5	1	2	3
$D_{ucp2}$ [m]	0,363	0,363	0,303	0,303	0,303	0,208	0,208	0,208
$F_{axucp2}$ [N]	-14887	-6766	-1953	-116	9	14	79	-6
$\sum F_{axucp}$ [N]	- 23 629							
Axiální síla od tlakových rozdílů na různých průměrech hřídele								
$F_{axhř}$ [N]	49 044							

Celková axiální síla působící na hřídel je potom jednoduchý algebraický součet jednotlivých složek axiální síly.

$$F_{axc} = \sum F_{axh} + \sum F_{axd} + \sum F_{axucp} + F_{axhř} = 232\,575\,N \quad (2.9.2.9).$$

### 2.8.2.6 Návrh kombinovaného ložiska

Tabulka 24 – Kombinované ložisko

$D_{slož} [m]$	0,27	střední průměr ložiska
$b_{seg} [m]$	0,05	výška segmentu
$a_{seg}/b_{seg} [-]$	0,95	poměr $a_{seg}/b_{seg}$
$a_{seg} = b_{seg} \cdot \frac{a_{seg}}{b_{seg}} [m]$	0,0475	obvodový rozměr seg.
$z_{seg} [-]$	6	počet segmentů
$S_{seg} = a_{seg} \cdot b_{seg} \cdot z_{seg} [m^2]$	0,01425	plocha segmentů
$p_{seg} = \frac{F_{axc}}{S_{seg} \cdot z_{seg}} [MPa]$	2,7	tlak na segment

### 2.8.3 Množství chladicího oleje

Pro zjištění potřeby chladicího oleje v ložiscích je nejprve třeba určit, jak velké tepelné ztráty v ložiscích vznikají a kolik tepla je třeba olejem odvézt.

$$P_{z2} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot D_{hl2}^2 \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{R_{r2} \cdot \left(4 + \frac{L_{l2}}{D_{hl2}}\right)} = 24,30 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon zadního ložiska} \quad (2.9.3.1).$$

Pro ložisko přední, kombinované, je třeba sečíst ztrátový výkon vzniklý reakcemi na radiální a axiální sílu.

$$P_{z1rad} = 0,45 \cdot 10^{-5} \cdot D_{hl1}^2 \cdot n^{1,5} \cdot \sqrt{R_{r1} \cdot \left(4 + \frac{L_{l1}}{D_{hl1}}\right)} = 36,12 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon od radiální síly} \quad (2.9.3.2),$$

$$P_{z1ax1} = 1,086 \cdot 10^{-5} \cdot (D_{slož} \cdot n)^{1,5} \cdot \sqrt{2 \cdot F_{axc} \cdot S_{seg}} = 174,95 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon ax. na aktivní straně} \quad (2.9.3.2),$$

$$P_{z1ax2} = 6,17 \cdot 10^{-8} \cdot D_{slož}^2 \cdot \frac{S_{seg} \cdot n^2}{0,0002} = 12,32 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon ax. na pasivní straně} \quad (2.9.3.3),$$

$$P_{z1ax} = P_{z1ax1} + P_{z1ax2} = 187,27 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon od axiální síly} \quad (2.9.3.4),$$

$$P_{z1} = P_{z1ax} + P_{z1rad} = 223,39 \text{ kW} \quad \text{ztrátový výkon předního ložiska} \quad (2.9.3.5).$$

Nyní je možné zjistit potřebné průtokové množství chladicího oleje.

$$\dot{V}_o = \frac{P_{zi}}{\rho_o \cdot c_o \cdot \Delta t_o} \quad [m^3/s] \quad \text{objemový průtok oleje} \quad (2.9.3.6),$$

$$d_{opř} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot w_{opř}}} \quad [m] \quad \text{průměr přívodního potrubí} \quad (2.9.3.7),$$

$$d_{ood} = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{V}_o}{\pi \cdot w_{ood}}} \quad [m] \quad \text{průměr odvodního potrubí} \quad (2.9.3.8).$$

Tabulka 25 – Rozměry potrubí oleje

	Přední ložisko	Zadní ložisko
$\dot{V}_o$ [m <sup>3</sup> /s]	0,0149	0,0016
$d_{opř}$ [mm]	137,29 → <b>140</b>	45,37 → <b>50</b>
$d_{ood}$ [mm]	194,16 → <b>200</b>	90,74 → <b>90</b>

## 2.9 Návrh potrubí

V této kapitole jsou určeny průměry přívodního a odvodních potrubí, stejně tak jako rozměry potrubí pro ucpávkovou a komínkovou páru. Hmotnostní průtok, tlak, teplota, rychlost proudění a počet potrubí jednotlivých sekcí jsou sestupně vypsány v tabulce č. 26.

Tabulka 26 – Hodnoty potřebné pro návrh potrubí

Sekce	Vstup	Výstup	Přední ucpávka				Zadní ucp.	
			1	2	3	4	1	2
$\dot{m}_i$ [kg/s]	36,844	35,762	1,076	0,434	0,130	0,021	0,006	0,025
$p_i$ [bar]	108	1,704	42	12	1,6	0,98	1,6	0,98
$t_i$ [°C]	530	115,22	496,25	480,70	475,04	474,70	113,30	99,04
$w_i$ [m/s]	50	50	25	25	25	25	25	25
$i_i$ [ks]	1	2	1	1	1	1	1	1

Měrný objem média počítaný dále je počítán pomocí nástroje X Steam Tables, který pracuje s termodynamickými tabulkami vody/vodní páry. Poslední sekce ucpávek v sobě ovšem obsahují obsah vzduchu a měrný objem je počítán jako směs vodní páry a vzduchu.



$$c_{pi} = c_{pi}(p_i, t_i) \quad [kJ/kgK] \quad \text{měrná tepelná kapacita} \quad (2.12.1),$$

$$v_i = v(p_i, t_i) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem páry} \quad (2.12.2),$$

$$v_i = \frac{m_{ipáry} \cdot v_{ipáry} + m_{ivzduch} \cdot v_{ivzduch}}{v_{ipáry} + v_{ivzduch}} \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem směsi pára-vzduch} \quad (2.12.3),$$

$$S_i = \frac{\dot{m}_i \cdot v_i}{i_i \cdot w_i} \quad [m^2] \quad \text{plocha potrubí} \quad (2.12.4),$$

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot S_i}{\pi}} \quad [m^2] \quad \text{průměr potrubí} \quad (2.12.5).$$

Tabulka 27 – Návrh potrubí

Sekce	Vstup	Výstup	Přední ucpávka				Zadní ucp.	
			1	2	3	4	1	2
$c_{pi} [kJ/kgK]$	2,564	2,148	2,299	2,167	2,120	2,118	2,138	2,074
$v_i [m^3/kg]$	0,032	1,029	0,082	0,287	2,155	1,731	1,091	1,019
$S_i [cm^2]$	234,18	3679,86	35,18	49,84	112,37	14,31	2,71	1,03
$d_{ivypočet} [mm]$	172,68	684,50	67,69	79,66	119,61	42,69	18,58	36,29
$d_i [mm]$	200	700	70	80	120	40	20	35

### 3 Návrh turbíny s bubnovým uspořádáním

Při výpočtu přetlakové varianty turbíny se vychází z návrhu uvedeném v [11]. Postup a správnost výpočtu je navíc ověřena dle [12] a [13], což jsou práce zabývající se taktéž návrhem přetlakových turbín a vypracované pomocí stejné metodiky.

Samotný výpočet se skládá z výpočtu regulačního stupně a stupňové části. Regulační stupeň je použit stejný jako u turbíny s diskovým uspořádáním. Veškeré výpočty související s tímto stupněm uvedené v kapitole 2 platí i pro výpočet bubnové turbíny. Především budou převzaty hodnoty z výpočtu v programu „*Turbina Delphi*“ a tabulky č. 8. Stejně tak zůstávají platné výpočty tepelného schématu z kapitoly 2.2. Všechny indexy následně uvedené se vztahují k výpočtu přetlakové průtočné části.

#### 3.1 Předběžný výpočet stupňové části

Nejprve je proveden předběžný návrh hlavních rozměrů stupňové části. Z těchto hodnot se dále vychází v detailním návrhu stupňů. Předběžný návrh slouží k výpočtu základních hodnot na vstupu a výstupu ze stupňové části. Stupňová část je zde tedy brána jako celek.

Označením stupňová část je myšlena složka průtočné části turbíny s konstantním hmotnostním průtokem. Teoreticky by tedy bylo možné v této práci počítat pouze jednu stupňovou část, tzv. kužel. Ovšem pro potřeby detailního návrhu je změna tlaku i měrného objemu podél celé turbíny příliš velká a výpočet je tedy rozdělen na 3 části pro získání reprezentativnějších výsledků.

Níže je uveden výpočet pro jeden kužel. Tento výpočet se dále opakuje pro výpočet dalších dvou stupňových částí. Všechny hodnoty předběžného výpočtu jsou uvedeny v souhrnné tabulce č. 28.

##### 3.1.1 Hodnoty na vstupu do stupňové části

Nejprve je zvoleno bezrozměrné střední Parsonsovo číslo  $Pa_s$  podle grafu v příloze č. 10. Tato hodnota je volena v rozmezí  $Pa_s = 0,6 \div 0,85$ . Při výpočtu jsou voleny různé hodnoty středního Parsonsova čísla pro dosažení optimální účinnosti. Stejně tak jsou voleny a optimalizovány hodnoty výstupního úhlu statorové lopatky  $\alpha_1$  a délka lopatky prvního stupně daného kužele  $L_{10L}$ . Ze zvoleného  $Pa_s$  se odečte poměr na vstupu do stupňové části  $(c_a/u)_1$  pomocí přílohy č. 11 a vypočte se Parsonsovo číslo na vstupu  $Pa_1$  pomocí rovnice 3.1.1. Následně se ze známého hmotnostního průtoku a otáček rotoru odečte střední průměr lopatkování na vstupu do kužele.

$$Pa_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot Pa_s \quad [-] \quad \text{Parsonsovo číslo na vstupu} \quad (3.1.1.1),$$

$$D_{s1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_p \cdot v_1}{n \cdot L_{10L} \cdot (c_a/u)_1}} \quad [m] \quad \text{střední průměr na vstupu} \quad (3.1.1.2).$$

Dále je vypočten patní a špičkový průměr a obvodová rychlost na patním průměru  $u_{p1}$ , která nesmí přesáhnout 200 m/s.

$$D_{s1} = D_{s1} + L_{10L} \quad [m] \quad \text{špičkový průměr na vstupu} \quad (3.1.1.3),$$

$$D_{p1} = D_{s1} - L_{10L} \quad [m] \quad \text{patní průměr na vstupu} \quad (3.1.1.4),$$

$$u_{p1} = \pi \cdot D_{p1} \cdot n \quad [m/s] \quad \text{obvodová rychlost na vstupu} \quad (3.1.1.5).$$

### 3.1.2 Hodnoty na výstupu ze stupňové části

Tlak na výstupu z kužele  $p_n$  je zvolen u prvních dvou kuželů. U poslední části je tlak na výstupu dán výpočtem v kapitole 2.2 a je povýšen o ztrátu ve výstupním ústrojí  $p_n = 1,02 \cdot p'_n$ . Pro zjištění středních průměrů a délky lopatek je nejprve potřeba určit ostatní veličiny na výstupu. To je provedeno následujícím výpočtem.

$$i_{0n} = i_n(p_n, s_1) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na výstupu z kužele} \quad (3.1.2.1),$$

kde:  $s_1$ : entropie na vstupu do kužele,

$$\Delta i_{0k} = i_i - i_{0n} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropický spád na kužel} \quad (3.1.2.2),$$

kde:  $i_1$ : entalpie na vstupu do kužele,

$$\Delta i_{sk} = \Delta i_{0k} \cdot \eta_{tdi} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečný spád na kužel} \quad (3.1.2.3).$$

Vnitřní účinnost stroje  $\eta_{tdi}$  je nejprve odhadnuta obdobně jako při výpočtu kolové části a následně je pomocí iteračního výpočtu upřesněna.

$$i_{sn} = i_i - \Delta i_{sk} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečná entalpie na výstupu} \quad (3.1.2.4),$$

$$v_n = v_n(p_n, i_{sn}) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem na výstupu} \quad (3.1.2.5).$$

Analogicky k výpočtu měrného objemu se vypočtou i hodnoty entropie a teploty na výstupu, které jsou dále využity jako vstupní hodnoty pro výpočet následujícího kužele.

Dále je zobrazen výpočet průměrů a délky lopatek na výstupu ze stupňové části. Není možno přímo volit délku výstupní lopatky, proto se volí poměr  $L_{nOL}/D_{sn} = \frac{1}{8} \div \frac{1}{10}$ . Analogicky

k výpočtu hodnot na vstupu se určí Parsonsovo číslo  $Pa_n$ , poměr  $(c_a/u)_n$  a výstupní úhel statorové lopatky  $\alpha_n$ .

$$D_{sn} = \sqrt[3]{\frac{m_p \cdot v_n}{\pi^2 \cdot (c_a/u)_n \cdot (L_{nOL}/D_{sn}) \cdot n}} \quad [m] \quad \text{střední průměr na výstupu} \quad (3.1.2.6),$$

$$L_{nOL} = D_{sn} \cdot (L_{nOL}/D_{sn}) \quad [m] \quad \text{délka výstupní lopatky} \quad (3.1.2.7),$$

$$D_{\check{s}n} = D_{sn} + L_{nOL} \quad [m] \quad \text{špičkový průměr na výstupu} \quad (3.1.2.8),$$

$$D_{pn} = D_{sn} - L_{nOL} \quad [m] \quad \text{patní průměr na výstupu} \quad (3.1.2.9),$$

$$u_{pn} = \pi \cdot D_{pn} \cdot n \quad [m/s] \quad \text{obvodová rychlost na výstupu} \quad (3.1.2.10).$$

Následuje výpočet počtu stupňů  $z$  a středního tlakového čísla, které by pro správné zatížení stupňů mělo být v rozmezí  $\psi_s = 2,5 \div 3$ .

$$u_s = \pi \cdot \frac{D_{s1} + D_{sn}}{2} \cdot n \quad [m/s] \quad \text{střední obvodová rychlost} \quad (3.1.2.11),$$

$$z = \frac{Pa_s \cdot \Delta i_{0k}}{u_s^2} \quad [-] \quad \text{počet stupňů} \quad (3.1.2.12),$$

$$\psi_s = \frac{2 \cdot \Delta i_{0k}}{u_s^2 \cdot z} \quad [-] \quad \text{střední tlakové číslo} \quad (3.1.2.13).$$

### 3.1.3 Účinnost stupňové části

Pro výrobní toleranci zvolenou  $y = 0,3 \text{ mm}$ , jsou nejprve vypočteny poměrné střední ztráty v průtočné části. Spodní index  $i$  stojí pro hodnoty na vstupu a výstupu z kužele  $i = 1; n$ .

$$\delta_{ri} = \frac{D_{\check{s}i}}{1000} + y \quad [mm] \quad \text{radiální vůle} \quad (3.1.3.1),$$

$$\xi_{ri} = 4,5 \cdot \frac{0,3 + \delta_{ri}}{L_{iOL}} \quad [-] \quad \text{poměrná ztráta radiální mezerou} \quad (3.1.3.2),$$

$$\xi_{rs} = \frac{\xi_{r1} + \xi_{rn}}{2} \quad [-] \quad \text{střední ztráta radiální mezerou} \quad (3.1.3.3),$$

$$\xi_{vi} = \left(\frac{L_{iOL}}{D_{si}}\right)^2 \quad [-] \quad \text{poměrná ztráta rozvějířením} \quad (3.1.3.4),$$

$$\xi_{vs} = \frac{\xi_{v1} + \xi_{vn}}{2} \quad [-] \quad \text{střední ztráta rozvějířením} \quad (3.1.3.5),$$

$$\xi_x = \frac{x_n - x_i}{2} \quad [-] \quad \text{poměrná ztráta vlhkostí páry} \quad (3.1.3.6).$$

Pro odhadnutý součinitel zpětného využití ztrát  $f = 1,04$  a účinnost přetlakového stupně pro nekonečnou lopatku  $\eta_{\infty}$  odečteného z přílohy č. 10 je zjištěna vnitřní účinnost lopatkování bez ztráty výstupní rychlostí  $\eta_i$ .

$$\eta_i = \eta_{\infty} \cdot f \cdot (1 - \xi_{rs} - \xi_{vs} - \xi_{xs}) \quad [-] \quad \text{vnitřní účinnost kužele} \quad (3.1.3.7).$$

Pomocí této účinnosti je iteračním způsobem přepočten skutečný entalpický spád na kužel, a tím dojde i k úpravě hodnot na výstupu ze stupňové části. Ve shrnující tabulce níže jsou uvedeny již iterované hodnoty.

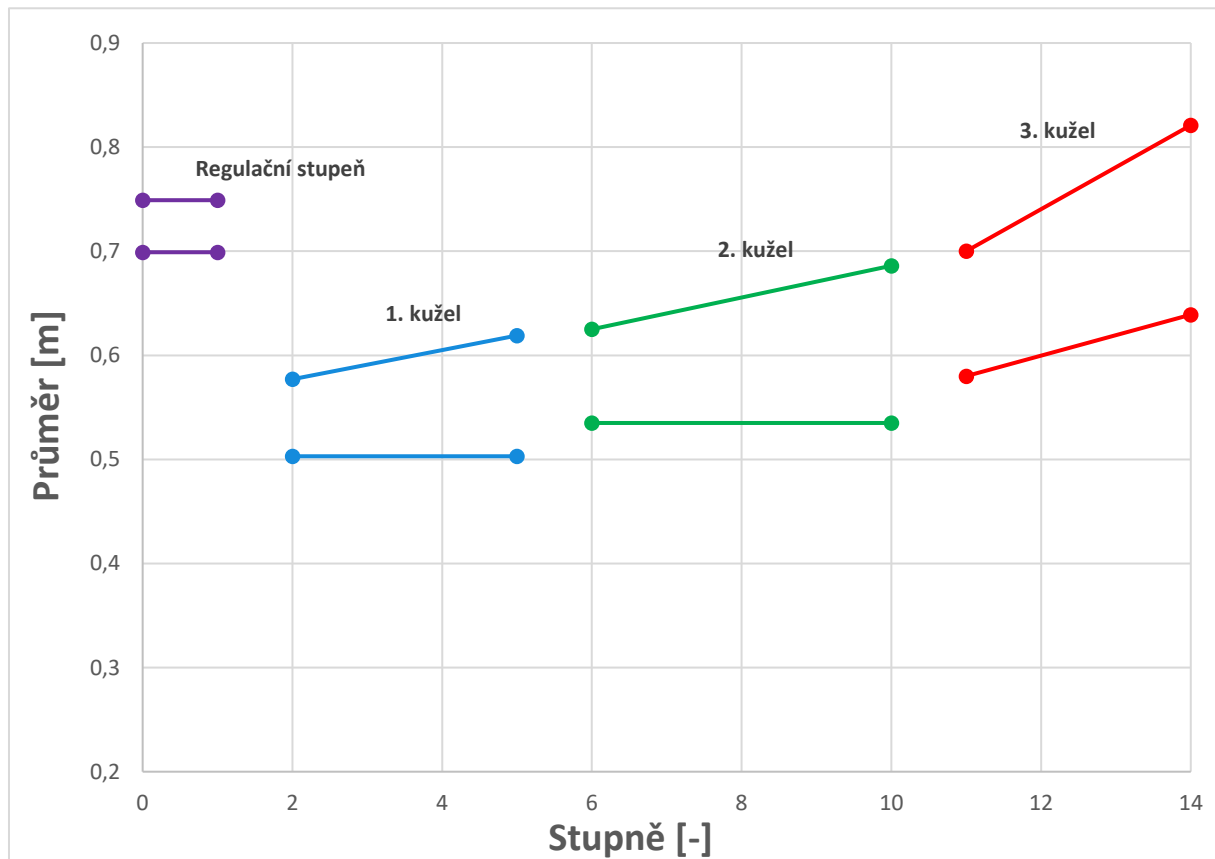
Tabulka 28 – Hodnoty předběžného výpočtu

Kužel	1	2	3	
<b>Hodnoty na vstupu do kužele</b>				
$Pa_s [-]$	0,75	0,73	0,72	střední Parsonsovo číslo
$Pa_1 [-]$	0,6975	0,6935	0,684	Parsonsovo č. na vstupu
$\alpha_1 [^\circ]$	12	15	22,5	úhel $\alpha$ na vstupu
$(c_a/u)_1 [-]$	0,24	0,3	0,48	poměr $c_a/u$ na vstupu
$L_{1OL} [mm]$	37	45	60	délka lopatky na vstupu
$m_p [kg/s]$	36,84	36,84	36,84	hmotnostní průtok
$p_1 [bar]$	40,00	20	6	tlak na vstupu
$t_1 [^\circ C]$	389,24	300,87	174,44	tlak na vstupu
$s_1 [kJ/kgK]$	6,73	6,77	6,84	entropie na vstupu
$v_1 [m^3/kg]$	0,0721	0,1257	0,3298	měrný objem na vstupu
$D_{s1} [m]$	0,54	0,58	0,64	střední průměr na vstupu
$D_{p1} [m]$	0,503	0,535	0,58	patní průměr na vstupu
$D_{s1} [m]$	0,577	0,625	0,7	špičkový prům. na vstupu
$u_{p1} [m/s]$	163,29	173,68	188,29	obv. rychlost na vstupu
<b>Hodnoty na výstupu z kužele</b>				
$Pa_n [-]$	0,6975	0,6935	0,684	Parsonsovo č. na výstupu
$\alpha_n [^\circ]$	12,5	20,5	35	úhel $\alpha$ na výstupu
$(c_a/u)_n [-]$	0,243	0,42	0,8	poměr $c_a/u$ na výstupu
$L_{nOL}/D_{sn} [-]$	0,104	0,125	0,125	poměr $c_a/u$ na výstupu

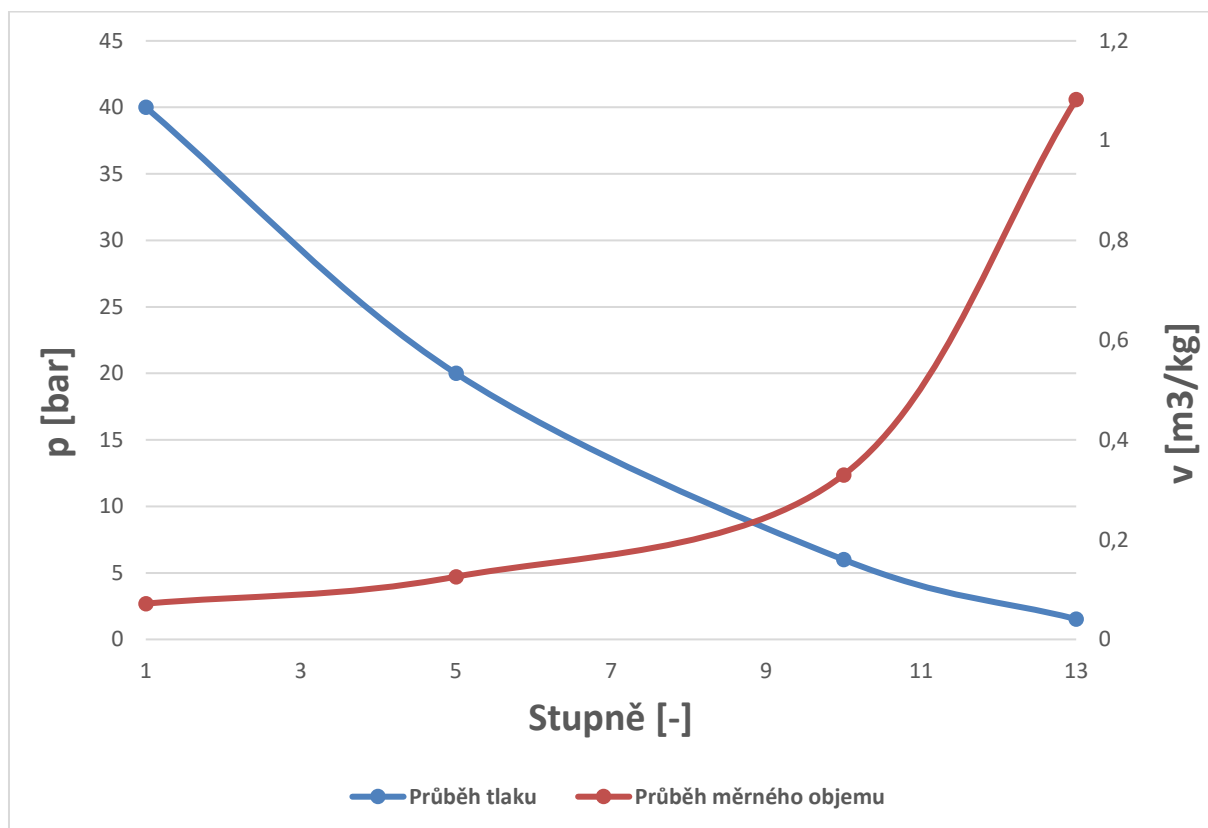
Kužel	1	2	3	
$p_n$ [bar]	20	6	1,528	tlak na výstupu
$i_{0n}$ [kJ/kg]	3004,62	2761,70	2550,24	iso. entalpie na výstupu
$\Delta i_{0k}$ [kJ/kg]	184,37	268,20	243,63	iso. spád na kužel
$\Delta i_{sk}$ [kJ/kg]	152,81	222,28	201,92	skutečný spád na kužel
$i_{sn}$ [kJ/kg]	3026,27	2793,29	2582,13	entalpie na výstupu
$v_n$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,1257	0,3298	1,0826	měrný objem na výstupu
$s_n$ [kJ/kgK]	6,77	6,84	6,93	entropie na výstupu
$t_n$ [°C]	300,87	174,44	111,90	tlak na vstupu
$D_{sn}$ [m]	0,56	0,61	0,73	střední průměr na výstupu
$L_{nOL}$ [mm]	59	76	91	délka lopatky na výstupu
$D_{pn}$ [m]	0,503	0,535	0,58	patní průměr na vstupu
$D_{sn}$ [m]	0,619	0,686	0,821	špičkový prům. na vstupu
$u_{pn}$ [m/s]	163,29	173,68	188,29	obv. rychlost na výstupu
$u_s$ [m/s]	178,55	193,16	222,37	střední obvodová rychlost
$n_i$ [-]	4	5	4	počet stupňů
$\psi_s$ [-]	2,89	2,88	2,46	střední tlakové číslo
<b>Účinnost stupňové části</b>				
$\delta_{r1}$ [mm]	0,9	0,9	1	radiální vůle na vstupu
$\delta_{rn}$ [mm]	0,9	1	1,1	radiální vůle na výstupu
$\xi_{r1}$ [-]	0,1459	0,1200	0,0975	ztráta rad. mezerou vstup
$\xi_{rn}$ [-]	0,0915	0,0770	0,0692	ztráta rad. mezerou vstup
$\xi_{rs}$ [-]	0,1187	0,0985	0,0834	ztráta rad mezerou střední
$\xi_{v1}$ [-]	0,00469	0,00602	0,00879	ztráta rozvějířením vstup
$\xi_{vn}$ [-]	0,01110	0,01552	0,01554	ztráta rozvějířením vstup
$\xi_{vs}$ [-]	0,00790	0,01077	0,01216	ztráta rozvějířením střední
$x_1$ [-]	1	1	1	suchost na vstupu
$x_n$ [-]	1	1	0,9497	suchost na výstupu
$\xi_x$ [-]	0	0	0,02513	ztráta rad mezerou střední
$\eta_\infty$ [-]	0,95	0,95	0,95	účin. s nekonečnou lop.

Kužel	1	2	3	
$\eta_i [-]$	0,8629	0,8801	0,8688	vnitřní účinnost kužele

U prvních dvou kuželů je volen konstantní patní průměr. U třetího kužele se patní průměr po délce mírně zvyšuje. Průběh tlaku a měrného objemu stupňovou částí (bez regulačního stupně) z předběžného výpočtu je zobrazen na obrázku č. 19.



Obr. 18 – Předběžný návrh průtočné části bubnové varianty turbíny



Obr. 19 – Průběh tlaku a měrného objemu po délce průtočné části, předběžný návrh bubnové varianty

## 3.2 Detailní návrh stupňové části

Detailní návrh jednotlivých stupňů se provádí postupně od posledního stupně po stupeň první. Obdobně jako v předchozí kapitole je níže uveden výpočet jednoho stupně, toho posledního, který se následně opakuje pro všechny stupně. Pro výpočet posledního stupně jsou použity hodnoty získané předběžným výpočtem.

Dolní indexy „0,1,2“ uvedené v této kapitole platí pro dané polohy ve stupni. Index „0“ stojí pro hodnoty před rozváděcími lopatkami daného stupně. Index „1“ pro polohu za rozváděcími lopatkami a index „2“ označuje hodnoty vyskytující se za oběžnými lopatkami daného stupně.

### 3.2.1 Výpočet

Pro výpočet výstupních hodnot z posledního stupně je převzat špičkový průměr na výstupu z posledního kužele z předběžného návrhu  $D_{s2}$ . Patní průměr  $D_{p2}$  je zvolen, a to platí i o špičkovém průměru stupně na vstupu do stupně  $D_{s0}$ .

$$D_{s2} = \frac{D_{s2} + D_{p2}}{2} \quad [m] \quad \text{střední průměr na výstupu} \quad (3.2.1.1),$$

$$L_{20L} = D_{s2} - D_{p2} \quad [m] \quad \text{délka lopatky na výstupu} \quad (3.2.1.2),$$



$$D_{s0} = \frac{D_{s0} + D'_{p2}}{2} \quad [m] \quad \text{střední průměr na vstupu} \quad (3.2.1.3),$$

kde:  $D'_{p2}$ : zvolený patní průměr na výstupu ze stupně předcházejícího stupně (ve výpočtu následující),

$$L_{00L} = D_{s0} - D_{s0} \quad [m] \quad \text{délka lopatky na vstupu} \quad (3.2.1.4),$$

$$L_{10L} = \frac{L_{00L} + L_{20L}}{2} \quad [m] \quad \text{přibližná délka lopatky za RL} \quad (3.2.1.5),$$

$$D_{s1} = \frac{D_{s0} + D_{s2}}{2} \quad [m] \quad \text{přibližný střední průměr za RL} \quad (3.2.1.6),$$

$$D_{s1} = D_{s1} + L_{10L} \quad [m] \quad \text{přibližný špičkový průměr za RL} \quad (3.2.1.7).$$

Dále je odhadnut entalpický spád na stupeň  $\Delta i_0$ , který je na konci tohoto výpočtu zkontrolován a iterován. Pro prvotní výpočet je možné podělit entalpický spád na skupinu stupňů (kužel)  $\Delta i_{0k}$  počtem stupňů v dané sekci  $n_i$ . Stejně tak je odhadnut stupeň reakce stupně  $\rho_s$ , jehož hodnota je nejprve nastavena na ideální  $\rho_s = 0,5$  s tím, že je na konci výpočtu též iterována. Hodnota měrného objemu  $v_1$  je v této fázi výpočtu určena jako při izoentropické expanzi. Je možné ji dále iterovat, ovšem rozdíly jsou zanedbatelné.

$$i_1 = i_2 + \Delta i_0 \cdot \rho_s \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie za RL} \quad (3.2.1.8),$$

$$p_1 = p_1(i_1, s_2) \quad [bar] \quad \text{tlak za RL} \quad (3.2.1.9),$$

$$v_1 = v_1(i_1, p_1) \quad [m] \quad \text{měrný objem za RL} \quad (3.2.1.10).$$

Hodnoty  $i_2, s_2, v_2$  jsou pro výpočet posledního stupně vzaté z předběžného výpočtu. Pro výpočet následujících stupňů se berou hodnoty získané detailním návrhem, jejichž výpočet je ukázán v následujících kapitolách.

$$u_2 = n \cdot \pi \cdot D_{s2} \quad [m/s] \quad \text{obvodová rychlost na výstupu} \quad (3.2.1.11),$$

$$u_1 = n \cdot \pi \cdot D_{s1} \quad [m/s] \quad \text{obvodová rychlost za RL} \quad (3.2.1.12),$$

$$S_2 = \pi \cdot D_{s2} \cdot L_{20L} \quad [m^2] \quad \text{průtočná plocha na výstupu} \quad (3.2.1.13),$$

$$S_1 = \pi \cdot D_{s1} \cdot L_{10L} \quad [m^2] \quad \text{průtočná plocha za RL} \quad (3.2.1.14),$$

$$c_{2a} = w_{2a} = \frac{m_p \cdot v_2}{S_2} \quad [m/s] \quad \text{axiální složka abs. rychlosti - výstup} \quad (3.2.1.15),$$

$$c_{1a} = w_{1a} = \frac{m_p \cdot v_1}{S_1} \quad [m/s] \quad \text{axiální složka abs. rychlosti za RL} \quad (3.2.1.16).$$

### 3.2.2 Rychlostní trojúhelníky

Úhly  $\alpha_1$  a  $\beta_2$  (viz obrázek č. 7) potřebné pro výpočet rychlostních trojúhelníků jsou zvoleny. Rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů jsou při  $\rho_s = 0,5$  symetrické podle axiální osy stroje. Proto jsou úhly  $\alpha_1$  a  $\beta_2$  voleny jako sobě rovné, nebo s malým rozdílem. Zásadní pro volbu úhlů je ovšem velikost isoentropického spádu, zpracovaného stupněm a účinností.

$$c_1 = \frac{c_{1a}}{\sin(\alpha_1)} \quad [m/s] \quad \text{absolutní rychlost za RL} \quad (3.2.2.1),$$

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos(\alpha_1)} \quad [m/s] \quad \text{relativní rychlost za RL} \quad (3.2.2.2),$$

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos(\alpha_1) \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka abs. rychlosti za RL} \quad (3.2.2.3),$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u_1 \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rel. rychlosti za RL} \quad (3.2.2.4),$$

$$\beta_1 = \cos^{-1} \left( \frac{w_{1u}}{w_1} \right) \quad [^\circ] \quad \text{úhel } \beta \text{ za RL} \quad (3.2.2.5),$$

$$w_2 = \frac{w_{2a}}{\sin(\beta_2)} \quad [m/s] \quad \text{relativní rychlost na výstupu} \quad (3.2.2.6),$$

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u_2^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u_2 \cdot \cos(\beta_2)} \quad [m/s] \quad \text{absolutní rychlost na výstupu} \quad (3.2.2.7),$$

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos(\beta_2) \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka rel. rychlosti výstup} \quad (3.2.2.8),$$

$$c_{u2} = w_{2u} - u_2 \quad [m/s] \quad \text{obvodová složka abs. rychlosti výstup} \quad (3.2.2.9),$$

$$\alpha_2 = \tan^{-1} \left( \frac{c_{2a}}{c_{2u}} \right) \quad [^\circ] \quad \text{úhel } \alpha \text{ na výstupu} \quad (3.2.2.10).$$

### 3.2.3 Určení isoentropického spádu

$$\Delta\alpha = 180 - \alpha_1 - \alpha_2 \quad [^\circ] \quad \text{zahnutí úhlu } \alpha \quad (3.2.3.1),$$

$$\Delta\beta = 180 - \beta_1 - \beta_2 \quad [^\circ] \quad \text{zahnutí úhlu } \beta \quad (3.2.3.2).$$

Zahnutí úhlů slouží pro určení rychlostních součinitelů. Zahnutí úhlu  $\Delta\alpha$  nám po odečtení z diagramu v příloze č. 12 určí rychlostní součinitel statoru  $\varphi_{st}$  a zahnutí  $\Delta\beta$  při využití stejného diagramu určuje rychlostní součinitel rotoru  $\psi_r$ . Součinitele  $\lambda$  pro statorovou a rotorovou řadu se vypočtou následovně.

$$\lambda_{st} = \frac{1}{\varphi_{st}^2} - 1 \quad [-] \quad \text{součinitel } \lambda \text{ pro stator} \quad (3.2.3.3),$$

$$\lambda_r = \frac{1}{\psi_r^2} - 1 \quad [-] \quad \text{součinitel } \lambda \text{ pro stator} \quad (3.2.3.4).$$

Skutečné hodnoty Parsonsova čísla pro stator  $Pa_{st}$  a rotor  $Pa_r$  jsou poté:

$$Pa_{st} = \frac{1}{\frac{\lambda_{st}}{\sin^2(\alpha_1)} \cdot \left(\frac{c_{1a}}{u_1}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\alpha_1)} \cdot \frac{c_{1a}}{u_1} - 1} \quad - \quad (3.2.3.5),$$

$$Pa_r = \frac{1}{\frac{\lambda_r}{\sin^2(\beta_2)} \cdot \left(\frac{c_{2a}}{u_2}\right)^2 + \frac{2}{\tan(\beta_2)} \cdot \frac{c_{2a}}{u_2} - 1} \quad - \quad (3.2.3.6).$$

A isoentropické spády, stupeň reakce daného stupně.

$$\Delta i_{0st} = \frac{u_1^2}{2 \cdot Pa_{st}} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropický spád na statoru} \quad (3.2.3.7),$$

$$\Delta i_{0r} = \frac{u_2^2}{2 \cdot Pa_r} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropický spád na rotoru} \quad (3.2.3.8),$$

$$\Delta i_0 = \Delta i_{0st} + \Delta i_{0r} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropický spád stupně} \quad (3.2.3.9),$$

$$\rho_s = \frac{\Delta i_{0r}}{\Delta i_0} \quad [-] \quad \text{stupeň reakce stupně} \quad (3.2.3.10).$$

V případě, že se isoentropický spád stupně  $\Delta i_0$  neshoduje s prvotně odhadnutým spádem ( $o \pm 5 \text{ kJ/kg}$ ), je nutné odhad upravit a výpočet opakovat. Totéž je provedeno i u stupně reakce.

### 3.2.4 Účinnost stupně

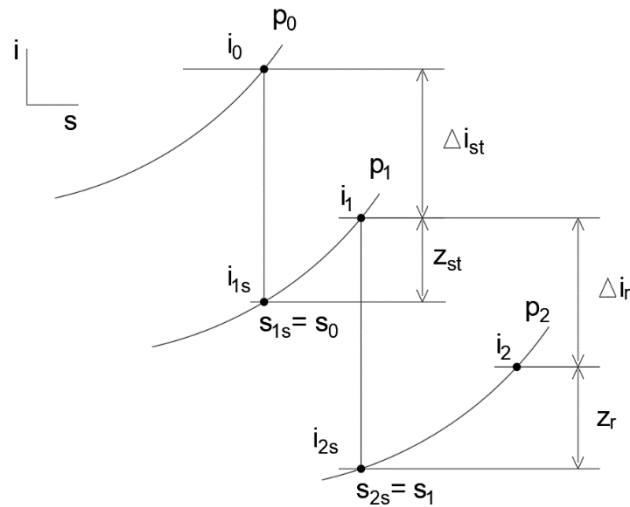
Pro určení účinností statoru a rotoru je nejprve zapotřebí stanovit ztráty. Poměrné ztráty radiální mezerou, rozvějířením a vlhkostí statoru a rotoru jsou vypočteny analogicky k výpočtu v kapitole 3.1.3 (vzorce 3.1.3.1–3.1.3.6). Při výpočtu ztrát rotorové části jsou do vzorců dosazovány hodnoty na výstupu ze stupně (index 2) a při výpočtu statorových ztrát jsou dosazovány hodnoty za rozváděcími lopatkami (index 1). Hodnoty jsou uvedeny v souhrnné tabulce na konci kapitoly.

Účinnosti pro nekonečně dlouhou lopatku rotoru  $\eta_{\infty r}$  a statoru  $\eta_{\infty st}$  jsou odečteny z diagramu v příloze č. 10 a Parsonsových čísel  $Pa_r$ , respektive  $Pa_{st}$ . Vnitřní účinnosti rotoru  $\eta_{ir}$  a statoru  $\eta_{ist}$  se započtením součinitele zpětného využití ztrát  $f = 1,029$  jsou opět vypočteny obdobně. Hodnota  $f$  je dána zpětnou iterací (viz vzorec 3.2.5.6).

$$\eta_{ir} = \eta_{\infty r} \cdot f \cdot (1 - \xi_{r2} - \xi_{v2} - \xi_{x2}) \quad [-] \quad \text{vnitřní účinnost rotoru} \quad (3.2.4.1),$$

$$\eta_{ist} = \eta_{\omega st} \cdot f \cdot (1 - \xi_{r1} - \xi_{v1} - \xi_{x1}) \quad [-] \quad \text{vnitřní účinnost statoru} \quad (3.2.4.2).$$

Ztráty v rotoru a statoru jsou spočteny podle následujícího přibližného výpočtového schématu.



Obr. 20 – Schéma průběhu expanze ve stupni

### 3.2.4.1 Ztráty v rotoru a hodnoty na vstupu do OL

$$z_r = \Delta i_{0r} \cdot (1 - \eta_{ir}) \quad [kJ/kg] \quad \text{ztráta v rotoru} \quad (3.2.4.3),$$

$$\Delta i_r = \Delta i_{0r} \cdot \eta_{ir} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečný entalpický spád na rotoru} \quad (3.2.4.4),$$

$$i_{2s} = i_2 - z_r \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečná entalpie za rotorem} \quad (3.2.4.5),$$

$$s_1 = s_1(p_2, i_{2s}) \quad [kJ/kgK] \quad \text{entropie na vstupu do rotoru} \quad (3.2.4.6),$$

$$i_1 = i_2 + \Delta i_r \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na vstupu do rotoru} \quad (3.2.4.7).$$

Hodnoty před oběžnými lopatkami jsou poté:

$$p_1 = p_1(i_1, s_1) \quad [bar] \quad \text{tlak před OL} \quad (3.2.4.8),$$

$$x_1 = x_1(p_1, i_1) \quad [-] \quad \text{suchost před OL} \quad (3.2.4.9),$$

$$v_1 = v_1(p_1, i_1) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem před OL} \quad (3.2.4.10),$$

$$t_1 = t_1(p_1, i_1) \quad [^\circ C] \quad \text{teplota před OL} \quad (3.2.4.11).$$

### 3.2.4.2 Ztráty ve statoru a hodnoty na vstupu do RL

$$z_{st} = \Delta i_{ost} \cdot (1 - \eta_{ist}) \quad [kJ/kg] \quad \text{ztráta ve statoru} \quad (3.2.4.12),$$

$$\Delta i_{st} = \Delta i_{ost} \cdot \eta_{ist} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečný entalpický spád - stator} \quad (3.2.4.13),$$

$$i_{1s} = i_1 - z_{st} \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečná entalpie za statorem} \quad (3.2.4.14),$$

$$s_0 = s_0(p_1, i_{1s}) \quad [kJ/kgK] \quad \text{entropie na vstupu do statoru} \quad (3.2.4.15),$$

$$i_0 = i_1 + \Delta i_{st} \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na vstupu do statoru} \quad (3.2.4.16).$$

Hodnoty na vstupu do stupně jsou poté:

$$p_0 = p_0(i_0, s_0) \quad [bar] \quad \text{tlak před stupněm} \quad (3.2.4.17),$$

$$x_0 = x_0(p_0, i_0) \quad [-] \quad \text{suchost před stupněm} \quad (3.2.4.18),$$

$$v_0 = v_0(p_0, i_0) \quad [m^3/kg] \quad \text{měrný objem před stupněm} \quad (3.2.4.19),$$

$$t_0 = t_0(p_0, i_0) \quad [^\circ C] \quad \text{teplota před stupněm} \quad (3.2.4.20).$$

Tyto hodnoty jsou následně využity pro výpočet dalšího stupně. Po dopočtení celého kužele jsou sečteny isoentropické spády jednotlivých stupňů  $\Delta i_0$  a musí platit rovnost s využitelným isoentropickým spádem na kužel z předběžného výpočtu  $\Delta i_{0k}$ .

$$\sum \Delta i_0 = \Delta i_{0k} \pm 1\% \quad (3.2.4.21).$$

Pokud je suma spádů mimo danou toleranci, je třeba změnit volené průměry  $D_{p2}$  a  $D_{s0}$ , popřípadě hodnoty volených úhlů  $\alpha_1, \beta_2$ , dokud nejsou hodnoty v určených mezích.

Účinnost stupně a jeho výkon se vypočte:

$$\eta_{stupně} = \frac{\Delta i_{st} + \Delta i_r}{\Delta i_0} \quad [-] \quad \text{účinnost stupně} \quad (3.2.4.22),$$

$$P_{stupně} = m_p \cdot (i_0 - i_2) \quad [-] \quad \text{výkon stupně} \quad (3.2.4.23).$$

Tabulka 29 – Detailní návrh stupňové části, 1. část

	1. kužel				2. kužel		
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
<b>Hodnoty na výstupu ze stupně</b>							
$p_2 [bar]$	33,13	28,05	23,36	19,96	16,39	13,38	10,60
$i_2 [kJ/kg]$	3104	3063	3028	2986	2944	2898	2846
$t_2 [^\circ C]$	364,38	343,25	320,79	301,71	278,98	256,18	231,04

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$s_2$ [kJ/kgK]	6,745	6,756	6,769	6,778	6,791	6,803	6,815
$v_2$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0838	0,0959	0,111	0,126	0,148	0,174	0,210
$x_2$ [-]	1	1	1	1	1	1	1
$D_{s2}$ [m]	0,58	0,59	0,6	0,63	0,635	0,645	0,655
$D_{p2}$ [m]	0,5	0,5	0,5	0,5	0,53	0,53	0,53
$D_{s2}$ [m]	0,54	0,545	0,55	0,565	0,5825	0,5875	0,5925
$L_{2OL}$ [mm]	40	45	50	65	52,5	57,5	62,5
$S_2$ [m <sup>2</sup> ]	0,06786	0,07705	0,08639	0,11537	0,09607	0,10613	0,11634
<b>Hodnoty na vstupu do OL</b>							
$p_1$ [bar]	36,20	30,53	25,68	21,49	18,17	14,88	11,99
$i_1$ [kJ/kg]	3160	3120	3081	3042	3004	2963	2919
$t_1$ [°C]	375,69	353,96	332,34	310,61	290,65	267,98	244,17
$s_1$ [kJ/kgK]	6,738	6,750	6,762	6,772	6,782	6,794	6,806
$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0780	0,0900	0,1030	0,1190	0,1362	0,1598	0,1900
$x_1$ [-]	1	1	1	1	1	1	1
$D_{s1}$ [m]	0,575	0,585	0,595	0,615	0,6325	0,64	0,65
$D_{s1}$ [m]	0,5375	0,5425	0,5475	0,5575	0,5813	0,585	0,59
$L_{1OL}$ [mm]	37,5	42,5	47,5	57,5	51,25	55	60
$S_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,06332	0,07243	0,08170	0,10071	0,09359	0,10108	0,11121
<b>Hodnoty na vstupu do stupně</b>							
$p_0$ [bar]	39,43	33,13	28,05	23,36	19,96	16,39	13,38
$i_0$ [kJ/kg]	3184	3143	3105	3063	3028	2987	2945
$t_0$ [°C]	386,69	364,38	343,25	320,79	301,71	278,98	256,18
$s_0$ [kJ/kgK]	6,732	6,745	6,756	6,768	6,777	6,789	6,802
$v_0$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,0727	0,0838	0,0959	0,1113	0,1262	0,1479	0,1740
$x_0$ [-]	1	1	1	1	1	1	1

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$D_{s0}$ [m]	0,57	0,58	0,59	0,6	0,63	0,635	0,645
$D_{s0}$ [m]	0,535	0,54	0,545	0,55	0,58	0,5825	0,5875
$L_{00L}$ [mm]	35	40	45	50	50	52,5	57,5
<b>Rychlostní trojúhelníky</b>							
$u_1$ [m/s]	174,49	176,11	177,74	180,98	188,69	189,91	191,53
$u_2$ [m/s]	175,30	176,92	178,55	183,42	189,10	190,72	192,34
$c_{a1}$ [m/s]	45,59	45,64	46,55	43,76	53,53	58,16	63,49
$c_{a2}$ [m/s]	45,52	45,88	47,46	40,31	56,72	60,40	66,42
$\alpha_1$ [°]	12	12,5	12,5	12	14,5	15,5	16
$\beta_2$ [°]	12	12,5	12,5	12	14,5	15,5	16
$c_1$ [m/s]	219,29	210,86	215,07	210,47	213,79	217,62	230,32
$w_1$ [m/s]	60,66	54,48	56,62	50,34	56,57	61,43	70,16
$c_{1u}$ [m/s]	214,50	205,86	209,97	205,87	206,98	209,70	221,40
$w_{1u}$ [m/s]	40,01	29,75	32,24	24,89	18,29	19,79	29,87
$\beta_1$ [°]	48,73	56,90	55,30	60,37	71,14	71,21	64,80
$w_2$ [m/s]	218,94	211,98	219,26	193,89	226,54	226,03	240,97
$c_2$ [m/s]	59,85	54,83	59,27	40,79	64,28	66,20	77,17
$w_{2u}$ [m/s]	214,15	206,95	214,06	189,66	219,33	217,81	231,64
$c_{2u}$ [m/s]	38,85	30,03	35,51	6,24	30,23	27,09	39,29
$\alpha_2$ [°]	49,52	56,79	53,19	81,20	61,94	65,85	59,39
$\Delta\alpha$ [°]	118,48	110,71	114,31	86,80	103,56	98,65	104,61
$\Delta\beta$ [°]	119,27	110,60	112,20	107,63	94,36	93,29	99,20
<b>Isoentropický spád na stupeň</b>							
$\varphi_{st}$ [-]	0,960	0,963	0,960	0,988	0,955	0,971	0,976
$\psi_r$ [-]	0,950	0,958	0,950	0,980	0,972	0,971	0,973
$\lambda_{st}$ [-]	0,0851	0,0783	0,0851	0,0244	0,0965	0,0606	0,0498

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$\lambda_r [-]$	0,1080	0,0896	0,1080	0,0412	0,0584	0,0606	0,0563
$Pa_{st} [-]$	0,6278	0,6896	0,6724	0,7645	0,7589	0,7764	0,7226
$Pa_r [-]$	0,6204	0,6812	0,6407	0,8976	0,7125	0,7304	0,6681
$\Delta i_{0st} [kJ/kg]$	24,25	22,49	23,49	21,42	23,46	23,23	25,38
$\Delta i_{0r} [kJ/kg]$	24,77	22,98	24,88	18,74	25,10	24,90	27,69
$\Delta i_0 [kJ/kg]$	49,02	45,47	48,37	40,16	48,55	48,13	53,07
$\rho_s [-]$	0,5053	0,5054	0,5143	0,4666	0,5169	0,5174	0,5217
<b>Ztráty ve stupni</b>							
$\delta_{rst} [mm]$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	1
$\delta_{rr} [mm]$	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	0,9	1
$\xi_{rst} [-]$	0,1440	0,1271	0,1137	0,0939	0,1054	0,0982	0,0975
$\xi_{rr} [-]$	0,1350	0,1200	0,1080	0,0831	0,1029	0,0939	0,0936
$\xi_{vst} [-]$	0,0049	0,0061	0,0075	0,0106	0,0078	0,0088	0,0103
$\xi_{vr} [-]$	0,0055	0,0068	0,0083	0,0132	0,0081	0,0096	0,0111
$\xi_{xst} [-]$	0	0	0	0	0	0	0
$\xi_{xr} [-]$	0	0	0	0	0	0	0
$z_{st} [kJ/kg]$	4,286	3,433	3,523	2,671	3,121	2,951	3,246
$z_r [kJ/kg]$	4,176	3,364	3,725	2,359	3,699	3,147	3,456
<b>Účinnost stupně</b>							
$\Delta i_{st} [kJ/kg]$	19,96	19,06	19,97	18,75	20,34	20,28	22,14
$\Delta i_r [kJ/kg]$	20,59	19,61	21,15	16,38	21,40	21,75	24,23
$\eta_{\infty st} [-]$	0,94	0,95	0,94	0,95	0,95	0,95	0,95
$\eta_{\infty r} [-]$	0,94	0,95	0,935	0,94	0,932	0,947	0,95
$\eta_{ist} [-]$	0,8233	0,8473	0,8500	0,8754	0,8670	0,8729	0,8721
$\eta_{ir} [-]$	0,8314	0,8536	0,8503	0,8741	0,8526	0,8736	0,8752
$\eta_{stupně} [-]$	0,8274	0,8505	0,8501	0,8748	0,8595	0,8733	0,8737



Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$P_{stupně}$ [kW]	1494,16	1424,70	1515,06	1294,48	1537,60	1548,57	1708,49

Tabulka 30 - Detailní návrh stupňové části, 2. část

	2. kužel		3. kužel			
Stupeň	8	9	10	11	12	13
<b>Hodnoty na výstupu ze stupně</b>						
$p_2$ [bar]	8,04	6,02	4,57	3,42	2,45	1,53
$i_2$ [kJ/kg]	2846	2794	2747	2701	2650	2582
$t_2$ [°C]	202,88	174,75	149,87	138,06	126,68	111,90
$s_2$ [kJ/kgK]	6,830	6,844	6,859	6,876	6,896	6,927
$v_2$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,261	0,3291	0,4100	0,5283	0,7118	1,0826
$x_2$ [-]	1	1	1	0,9862	0,9700	0,9497
$D_{s2}$ [m]	0,665	0,68	0,72	0,75	0,78	0,821
$D_{p2}$ [m]	0,53	0,53	0,58	0,6	0,62	0,64
$D_{s2}$ [m]	0,5975	0,605	0,65	0,675	0,7	0,7305
$L_{20L}$ [mm]	67,5	75	70	75	80	90,5
$S_2$ [m <sup>2</sup> ]	0,12670	0,14255	0,14294	0,15904	0,17593	0,20769
<b>Hodnoty na vstupu do OL</b>						
$p_1$ [bar]	9,32	7,01	5,26	4,03	2,95	2,01
$i_1$ [kJ/kg]	2870	2817	2768	2724	2675	2616
$t_1$ [°C]	217,69	189,43	162,47	143,88	132,97	120,29
$s_1$ [kJ/kgK]	6,820	6,836	6,852	6,867	6,885	6,909
$v_1$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,2324	0,2914	0,3667	0,4568	0,6021	0,8493
$x_1$ [-]	1	1	1	0,9948	0,9790	0,9612
$D_{s1}$ [m]	0,66	0,6725	0,7	0,735	0,765	0,8005

Stupeň	8	9	10	11	12	13
$D_{s1}$ [m]	0,595	0,6013	0,64	0,6625	0,6875	0,7153
$L_{10L}$ [mm]	65	71,25	60	72,5	77,5	85,25
$S_1$ [m <sup>2</sup> ]	0,12150	0,13458	0,12064	0,15089	0,16739	0,19156
<b>Hodnoty na vstupu do stupně</b>						
$p_0$ [bar]	10,60	8,04	6,02	4,57	3,42	2,45
$i_0$ [kJ/kg]	2898	2846	2794	2747	2701	2650
$t_0$ [°C]	231,05	202,88	174,75	149,87	138,06	126,68
$s_0$ [kJ/kgK]	6,813	6,829	6,844	6,859	6,876	6,896
$v_0$ [m <sup>3</sup> /kg]	0,2097	0,2614	0,3291	0,4100	0,5283	0,7118
$x_0$ [–]	1	1	1	1	0,9862	0,9700
$D_{s0}$ [m]	0,655	0,665	0,68	0,72	0,75	0,78
$D_{s0}$ [m]	0,5925	0,5975	0,63	0,65	0,675	0,7
$L_{00L}$ [mm]	62,5	67,5	50	70	75	80
<b>Rychlostní trojúhelníky</b>						
$u_1$ [m/s]	193,16	195,18	207,76	215,07	223,18	232,19
$u_2$ [m/s]	193,97	196,40	211,01	219,13	227,24	237,14
$c_{1a}$ [m/s]	71,39	80,96	113,24	112,56	133,12	164,10
$c_{2a}$ [m/s]	76,01	85,07	105,69	122,38	149,09	192,06
$\alpha_1$ [°]	17	19	26,5	28	30,5	32,5
$\beta_2$ [°]	17	19	25	27	30,5	32,5
$c_1$ [m/s]	244,16	248,68	253,79	239,75	262,28	305,41
$w_1$ [m/s]	82,00	90,28	114,88	112,61	133,15	166,05
$c_{1u}$ [m/s]	233,50	235,13	227,12	211,69	225,99	257,58
$w_{1u}$ [m/s]	40,34	39,95	19,36	3,38	2,80	25,39
$\beta_1$ [°]	60,53	63,74	80,30	88,28	88,79	81,21
$w_2$ [m/s]	259,99	261,31	250,09	269,58	293,74	357,45

Stupeň	8	9	10	11	12	13
$c_2$ [m/s]	93,63	99,02	106,85	124,18	151,31	202,54
$w_{2u}$ [m/s]	248,63	247,07	226,66	240,19	253,10	301,47
$c_{2u}$ [m/s]	54,66	50,67	15,65	21,07	25,85	64,32
$\alpha_2$ [°]	54,28	59,22	81,58	80,23	80,16	71,48
$\Delta\alpha$ [°]	108,72	101,78	71,92	71,77	69,34	76,02
$\Delta\beta$ [°]	102,47	97,26	74,70	64,72	60,71	66,29
<b>Isoentropický spád na stupeň</b>						
$\varphi_{st}$ [-]	0,973	0,978	0,988	0,988	0,988	0,987
$\psi_r$ [-]	0,972	0,978	0,983	0,983	0,984	0,983
$\lambda_{st}$ [-]	0,0563	0,0455	0,0244	0,0244	0,0244	0,0265
$\psi_r$ [-]	0,0584	0,0455	0,0349	0,0349	0,0328	0,0349
$Pa_{st}$ [-]	0,6633	0,6742	0,8178	1,0011	0,9444	0,7908
$Pa_r$ [-]	0,5993	0,6264	0,8352	0,8032	0,7800	0,6166
$\Delta i_{0st}$ [kJ/kg]	28,12	28,25	26,39	23,10	26,37	34,09
$\Delta i_{0r}$ [kJ/kg]	31,39	30,79	26,66	29,89	33,11	45,60
$\Delta i_0$ [kJ/kg]	59,51	59,04	53,05	53,00	59,48	79,69
$\rho_s$ [-]	0,5274	0,5215	0,5025	0,5641	0,5566	0,5722
<b>Ztráty ve stupni</b>						
$\delta_{rst}$ [mm]	1	1	1	1,1	1,1	1,1
$\delta_{rr}$ [mm]	1	1	1	1,1	1,1	1,1
$\xi_{rst}$ [-]	0,0900	0,0821	0,0975	0,0807	0,0813	0,0739
$\xi_{rr}$ [-]	0,0867	0,0780	0,0836	0,0840	0,0788	0,0696
$\xi_{vst}$ [-]	0,0119	0,0140	0,0088	0,0120	0,0127	0,0142
$\xi_{vr}$ [-]	0,0128	0,0154	0,0116	0,0123	0,0131	0,0153
$\xi_{xst}$ [-]	0	0	0	0,0086	0,0248	0,0445
$\xi_{xr}$ [-]	0	0	0	0,0017	0,0164	0,0342

Stupeň	8	9	10	11	12	13
$z_{st} [kJ/kg]$	3,434	3,290	3,505	3,020	3,894	5,183
$z_r [kJ/kg]$	4,047	3,530	3,078	3,787	4,246	6,748
<b>Účinnost stupně</b>						
$\Delta i_{st} [kJ/kg]$	24,70	24,96	22,89	20,08	22,48	28,90
$\Delta i_r [kJ/kg]$	27,34	27,26	23,58	26,11	26,86	38,85
$\eta_{\infty st} [-]$	0,95	0,95	0,943	0,94	0,94	0,95
$\eta_{\infty r} [-]$	0,94	0,949	0,95	0,941	0,95	0,94
$\eta_{ist} [-]$	0,8779	0,8836	0,8672	0,8693	0,8523	0,8480
$\eta_{ir} [-]$	0,8711	0,8854	0,8845	0,8733	0,8718	0,8520
$\eta_{stupně} [-]$	0,8743	0,8845	0,8759	0,8715	0,8631	0,8503
$P_{stupně} [kW]$	1917,12	1924,14	1711,98	1701,76	1891,58	2496,50

### 3.2.5 Výsledné hodnoty celé stupňové části

$$\Delta i_s^{celk} = i_0^{1.stupeň} - i_2^{13.stupeň} \quad [kJ/kg] \quad \text{celkový entalpický spád skutečný} \quad (3.2.5.1),$$

$$i_{20} = i_{20}(p_2^{13.stupeň}, s_0^{1.stupeň}) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na výstupu iso.} \quad (3.2.5.2),$$

$$\Delta i_0^{celk} = i_0^{1.stupeň} - i_{20} \quad [kJ/kg] \quad \text{celkový isoentropický spád} \quad (3.2.5.3),$$

$$\eta_{td}^{celk} = \frac{\Delta i_s^{celk}}{\Delta i_0^{celk}} \quad [-] \quad \text{účinnost celé stupňové části} \quad (3.2.5.4),$$

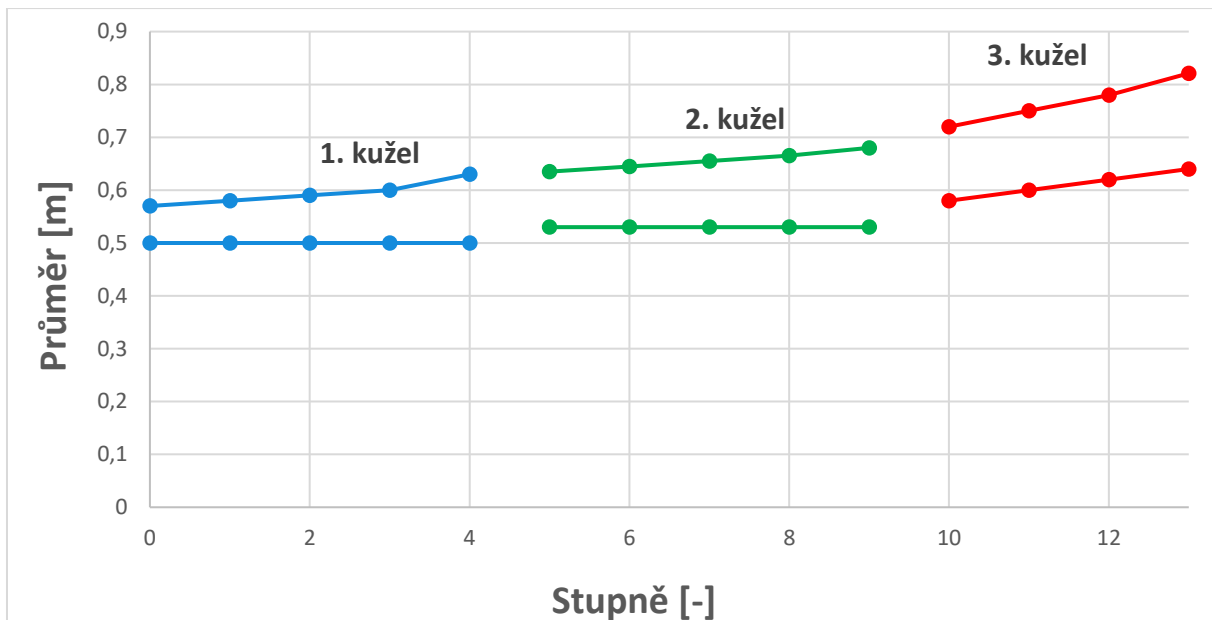
$$\eta_{tdi}^{celk} = \frac{\Delta i_s^{celk} - \frac{c_2^{13.stupně^2}}{2}}{\Delta i_0^{celk}} \quad [-] \quad \text{účinnost se započtením ztráty výstupní rychlostí} \quad (3.2.5.5),$$

$$f = \frac{\sum \Delta i_0}{\Delta i_0^{celk}} \quad [-] \quad \text{součinitel zpětného využití ztrát} \quad (3.2.5.6).$$

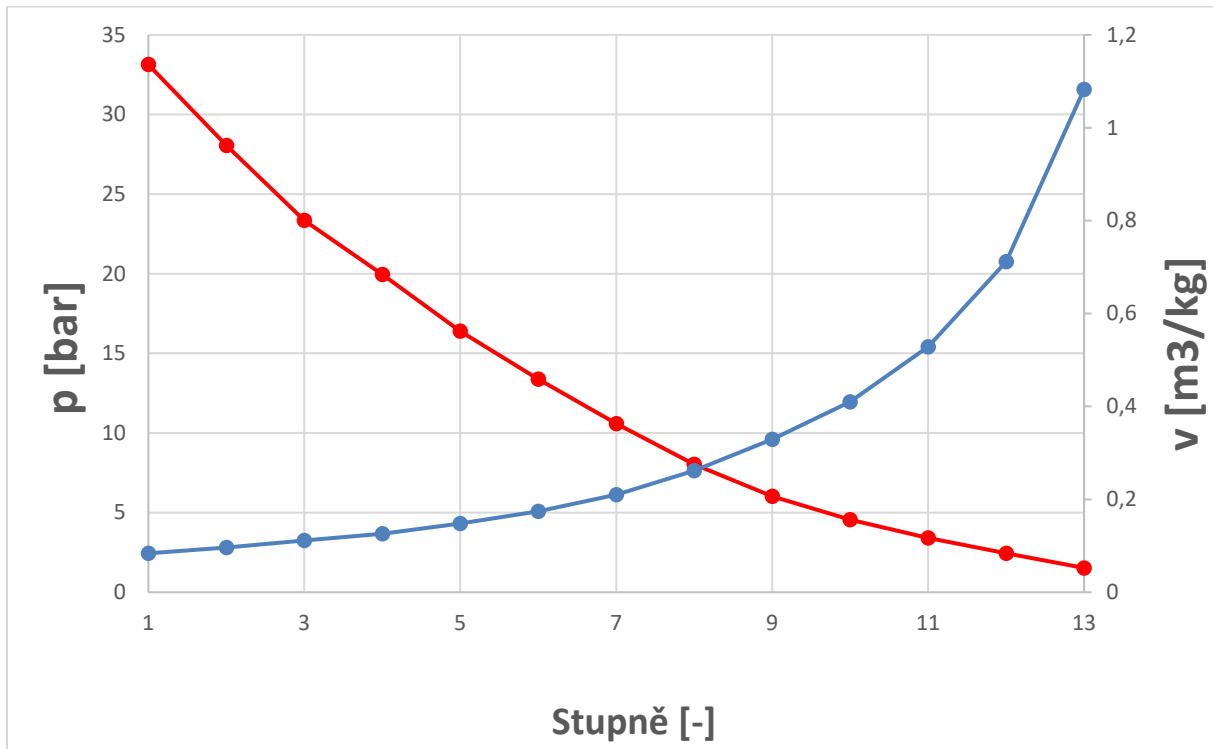
Tabulka 31 – Výsledné hodnoty stupňové části

$p^{celk}$ [kW]	22 166
$\Delta i_s^{celk}$ [kJ/kg]	601,62
$\Delta i_0^{celk}$ [kJ/kg]	676,73
$\eta_{td}^{celk}$ [%]	88,90
$\eta_{tdi}^{celk}$ [%]	85,87
$f$ [-]	1,029

### 3.2.6 Grafické reprezentace detailního návrhu



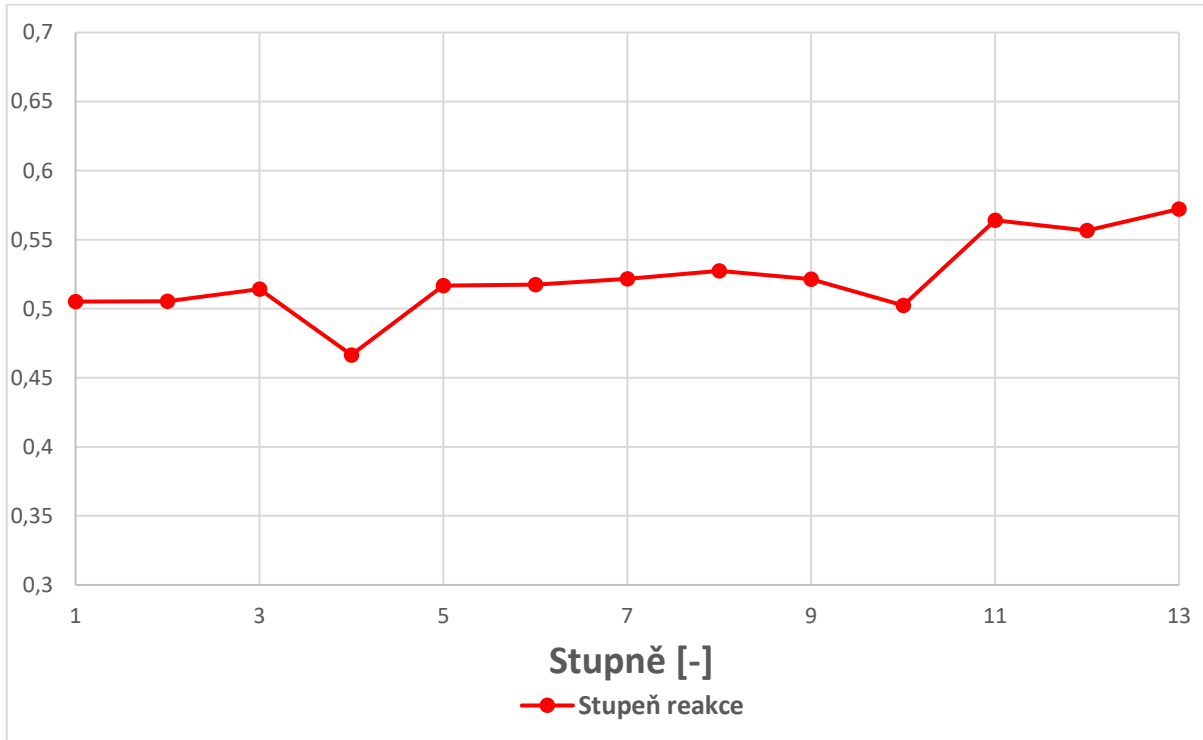
Obr. 21 – Detailní návrh průtočné části bubnové varianty turbíny



Obr. 22 - Průběh tlaku a měrného objemu po délce průtočné části, detailní návrh bubnové varianty



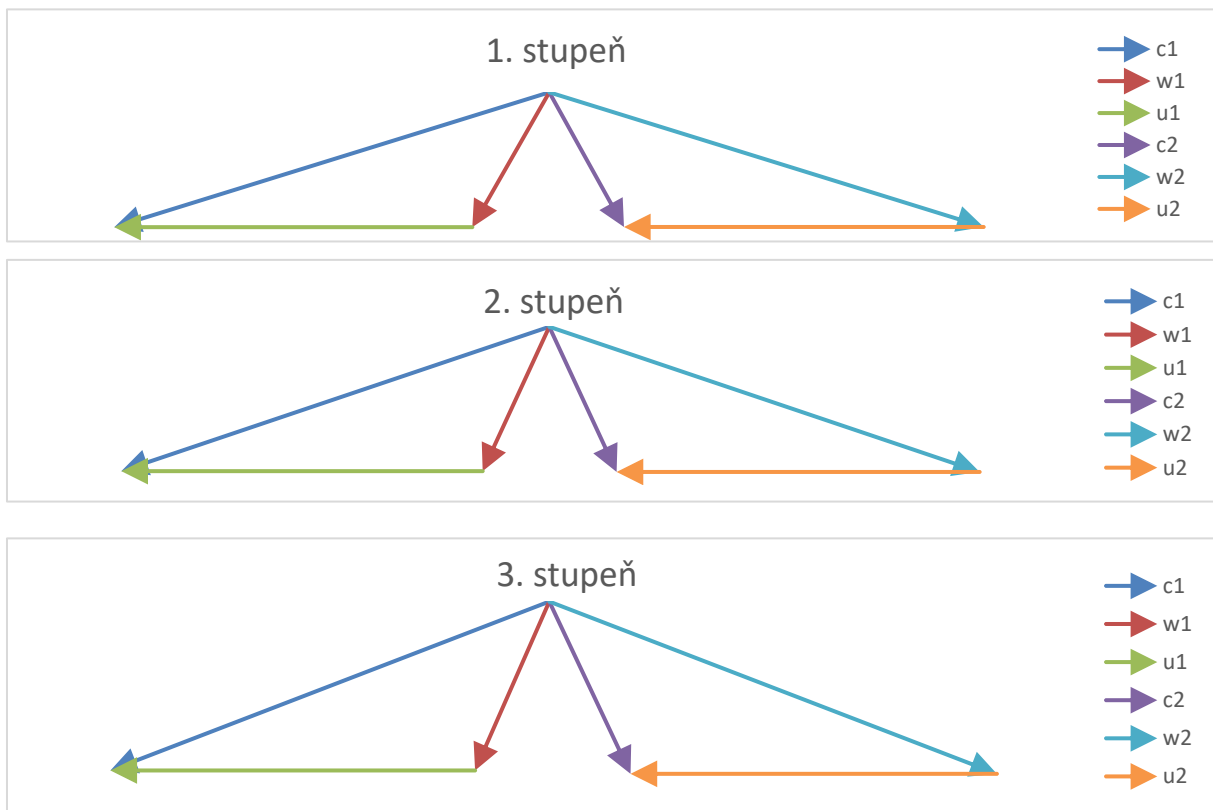
Obr. 23 – Výstupní úhel absolutní rychlosti z RL

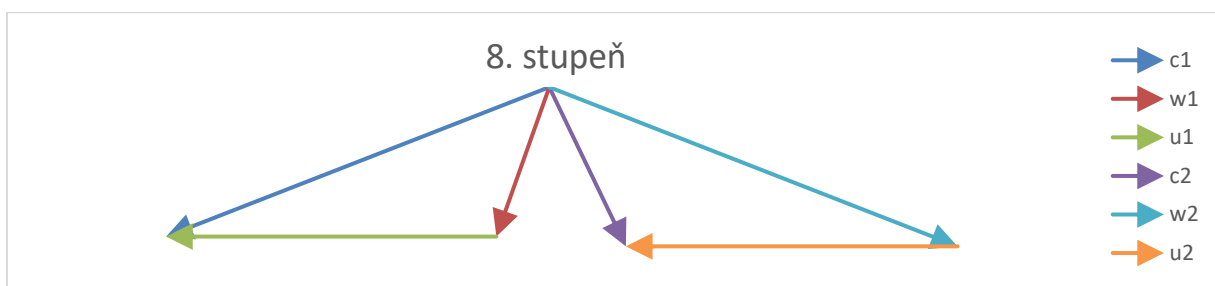
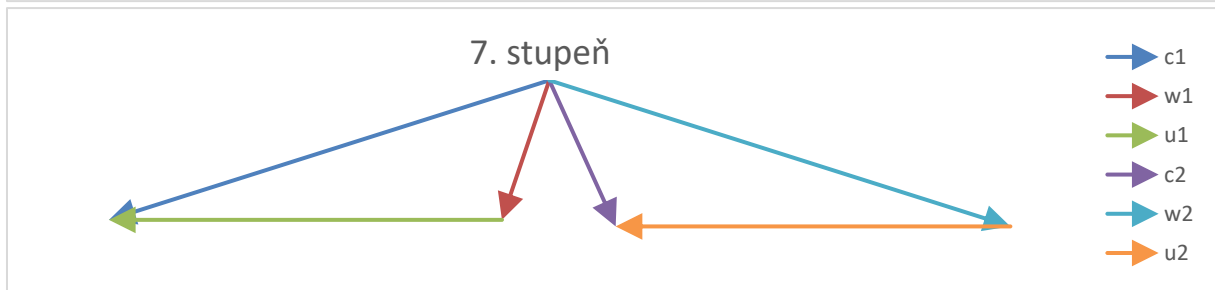
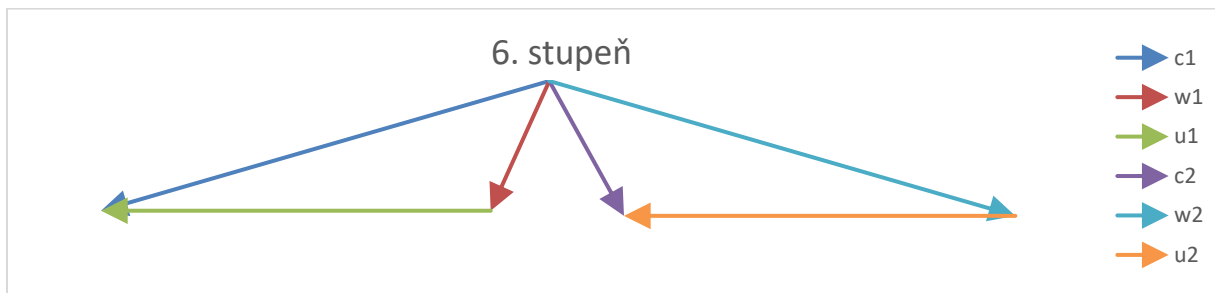
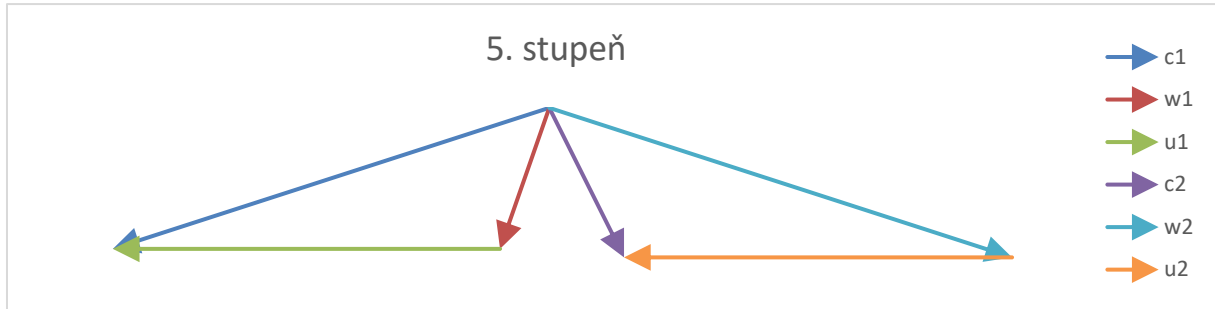
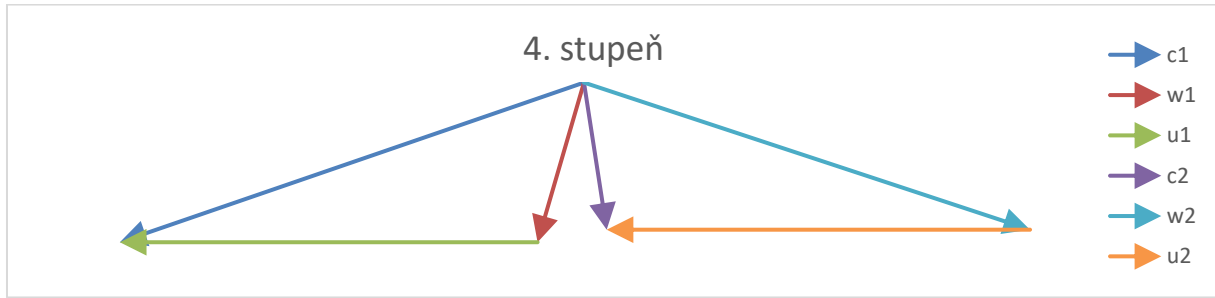


Obr. 24 – Průběh stupně reakce

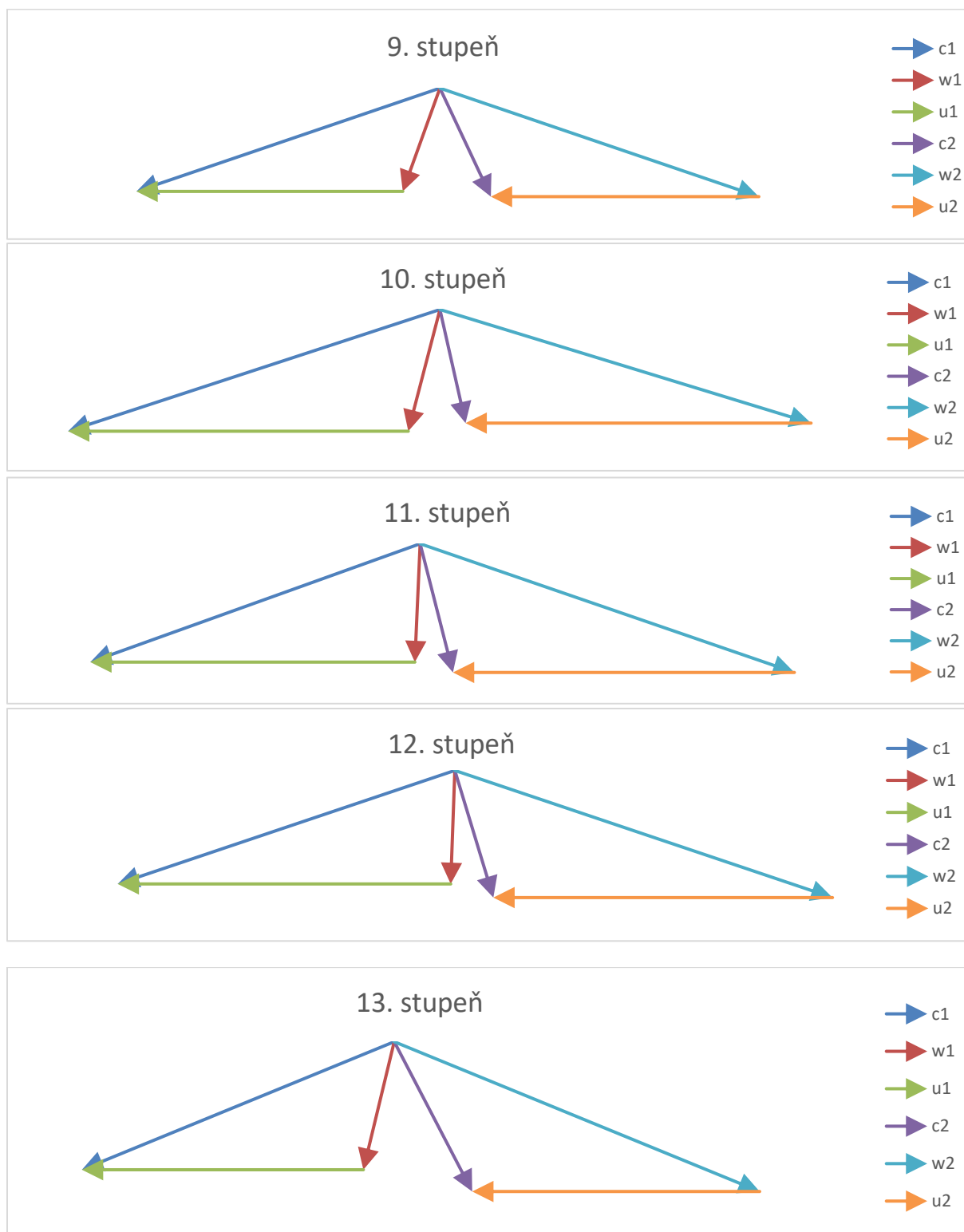
### 3.2.6.1 Rychlostní trojúhelníky

Níže vyobrazený tvar rychlostních trojúhelníků je pouze přibližný.









Obr. 25 – Rychlostní trojúhelníky přetlakového provedení turbíny

Vzhledem k výrazné symetričnosti rychlostních trojúhelníků je zřejmé, že se jedná o rychlostní trojúhelníky přetlakových stupňů. Při porovnání s rychlostními trojúhelníky rovnotlakového dílu na obrázku č. 8 je vidět značný rozdíl.

### 3.3 Pevnostní výpočet

Pevnostní výpočet oběžných i rozváděcích lopatek je vyhovující při zvolení profilu lopatky PB 530, zvoleného podle přílohy č. 13. Následující hodnoty jsou tedy pro všechny lopatky totožné.

Tabulka 32 – Zvolený profil lopatek

PB 530			<i>zvolený profil</i>
$\rho$	7850	$[kg/m^3]$	<i>hustota</i>
$s/c$	0,67	$[-]$	<i>poměr s/c</i>
$\gamma$	44,5	$[^\circ]$	<i>úhel natočení</i>
$B$	18,7	$[mm]$	<i>šířka lopatky</i>
$c$	26,8	$[mm]$	<i>tětiva lopatky</i>
$s$	17,956	$[mm]$	<i>rozteč</i>
$W_{min}$	0,093	$[cm^3]$	<i>modul pružnosti v ohybu</i>
$S_{lop}$	1,115	$[cm^2]$	<i>plocha lopatky</i>

#### 3.3.1 Namáhání oběžných lopatek

U oběžných lopatek je provedena kontrola jak na ohybové namáhání, tak na namáhání tahové. Výpočet ohybu je následující.

$$z = \frac{\pi \cdot D_{p2}}{s} \quad [-] \quad \text{počet lopatek} \quad (3.3.1.1),$$

$$F_{uOL} = \frac{m_p \cdot (c_{u1} - c_{u2})}{z_{OL}} \quad [N] \quad \text{obvodová síla} \quad (3.3.1.2),$$

$$F_{aOL} = \frac{m_p \cdot (c_{a1} - c_{a2}) + \pi \cdot (D_{s1} \cdot L_{1OL} \cdot p_1 - D_{s2} \cdot L_{2OL} \cdot p_2)}{z_{OL}} \quad [N] \quad \text{axiální síla} \quad (3.3.1.3),$$

$$M_{uOL} = \frac{F_{uOL} \cdot L_{2OL}}{2} \quad [Nm] \quad \text{ohyb. moment od } F_{uOL} \quad (3.3.1.4),$$

$$M_{aOL} = \frac{F_{aOL} \cdot L_{2OL}}{2} \quad [Nm] \quad \text{ohyb. moment od } F_{aOL} \quad (3.3.1.5),$$

$$M_{oOL} = \sqrt{M_{uOL}^2 + M_{aOL}^2} \quad [Nm] \quad \text{výsledný moment} \quad (3.3.1.6),$$

$$\sigma_{oOL} = \frac{M_{oOL}}{W_{min}} \quad [MPa] \quad \text{ohybové napětí} \quad (3.3.1.7).$$

Aby oběžné lopatky přetlakového stupně vyhověly, musí pro jejich platit rovnost  $\sigma_{oOL} \leq 40 \text{ MPa}$ . Pro výpočet tahového namáhání je třeba určit rozměry bandáže, a to šířku  $b_b = 18,7 \text{ mm}$  a její výšku  $b_b = 3 \text{ mm}$ .

Výpočet je poté dán:

$$V_b = \frac{\pi \cdot (D_{s2} + L_{2OL} + h_b) \cdot h_b \cdot b_b}{z_{OL}} \quad [m^3] \quad \text{objem bandáže} \quad (3.3.1.8),$$

$$F_{odOL} = \rho \cdot (S_{lop} \cdot L_{2OL} + V_b) \cdot \frac{D_{s2} + h_b}{2} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n^{110\%})^2 \quad [N] \quad \text{odstředivá síla} \quad (3.3.1.9).$$

$$\sigma_{tOL} = \frac{F_{odOL}}{S_{lop}} \quad [MPa] \quad \text{tahové napětí} \quad (3.3.1.10).$$

### 3.3.2 Namáhání rozváděcích lopatek

Výpočet napětí na rozváděcích lopatkách je proveden analogicky k výpočtu oběžných lopatek. Jen se zde neuvažuje tahové napětí. Hodnoty namáhání statorových i rotorových lopatek jsou uvedeny v tabulce č. 33 a 34.

Tabulka 33 – Ověření pevnosti lopatkových řad, 1. část

	1. kužel				2. kužel		
Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
<b>Oběžné lopatky</b>							
$z [-]$	87	87	87	87	93	93	93
$F_{uOL} [N]$	74,39	74,46	73,88	84,55	70,02	72,35	72,15
$F_{aOL} [N]$	50,64	57,80	92,26	157,74	133,21	89,09	106,69
$M_{uOL} [Nm]$	1,488	1,489	1,478	1,691	1,400	1,447	1,443
$M_{aOL} [Nm]$	1,013	1,156	1,845	3,154	2,664	1,782	2,134
$M_{oOL} [Nm]$	1,800	1,885	2,364	3,579	3,010	2,295	2,576
$\sigma_{oOL} [MPa]$	19,35	20,27	25,42	38,49	32,36	24,68	27,70
$V_b [cm^3]$	1,18	1,2	1,2	1,3	1,2	1,2	1,2
$F_{odOL} [N]$	6098	6785	7484	9648	8236	8985	9745
$\sigma_{tOL} [MPa]$	54,69	60,85	67,12	86,53	73,87	80,58	87,40
<b>Rozváděcí lopatky</b>							
$z [-]$	87	87	87	87	93	93	93
$F_{uRL} [N]$	-73,47	-70,73	-76,21	-72,15	-78,87	-71,10	-76,98

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7
$F_{aRL} [N]$	31,05	42,10	71,96	166,81	126,22	75,65	92,85
$M_{uRL} [Nm]$	-1,378	-1,326	-1,429	-1,353	-1,479	-1,333	-1,443
$M_{aRL} [Nm]$	0,582	0,789	1,349	3,128	2,367	1,418	1,741
$M_{oRL} [Nm]$	1,495	1,543	1,965	3,408	2,791	1,947	2,261
$\sigma_{oRL} [MPa]$	16,08	16,59	21,13	36,64	30,01	20,93	24,32

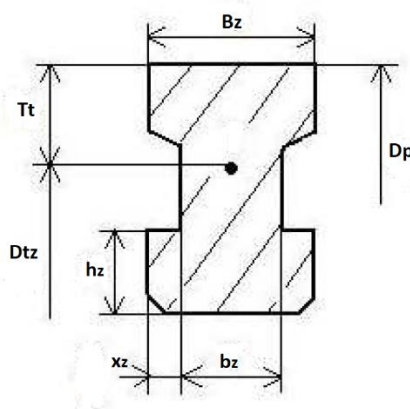
Tabulka 34 - Ověření pevnosti lopatkových řad, 2. část

	2. kužel		3. kužel			
Stupeň	8	9	10	11	12	13
<b>Oběžné lopatky</b>						
$z [-]$	93	93	101	105	108	112
$F_{uOL} [N]$	70,85	73,08	77,14	66,89	68,28	63,58
$F_{aOL} [N]$	120,13	91,12	15,67	57,64	53,79	50,52
$M_{uOL} [Nm]$	1,417	1,462	1,543	1,338	1,367	1,272
$M_{aOL} [Nm]$	2,403	1,822	0,313	1,153	1,076	1,010
$M_{oOL} [Nm]$	2,790	2,336	1,574	1,766	1,738	1,624
$\sigma_{oOL} [MPa]$	29,99	25,12	16,93	18,99	18,69	17,46
$V_b [cm^3]$	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3
$F_{odOL} [N]$	10517	11697	11798	13009	14291	16654
$\sigma_{tOL} [MPa]$	94,32	104,90	105,82	116,67	128,17	149,36
<b>Rozváděcí lopatky</b>						
$z [-]$	93	93	101	101	105	108
$F_{uRL} [N]$	-76,94	-71,50	-56,23	-71,51	-71,91	-79,05
$F_{aRL} [N]$	106,07	78,48	34,77	41,51	43,73	37,48
$M_{uRL} [Nm]$	-1,443	-1,341	-1,054	-1,341	-1,348	-1,482
$M_{aRL} [Nm]$	1,989	1,471	0,652	0,778	0,820	0,703

Stupeň	8	9	10	11	12	13
$M_{oRL} [Nm]$	2,457	1,991	1,240	1,550	1,578	1,640
$\sigma_{oRL} [MPa]$	26,42	21,40	13,33	16,67	16,97	17,64

### 3.3.3 Namáhání závěsů oběžných lopatek

Závěsy jsou v tomto případě všechny v provedení T-nožky. Výpočet je analogický k tomu v kapitole 2.4.2 s rozdílem ve výpočtu namáhaných ploch, který je popsán níže. K výpočtu je využit obrázek č. 26 a příloha č. 14. Výsledné hodnoty jsou uvedeny v tabulce č. 36.



Obr. 26 – T-nožka [7]

$$S_{znt} = m_z \cdot b_z \cdot t_{tz} \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na tah} \quad (3.3.3.1),$$

$$S_{zns} = 2 \cdot h_z \cdot t_{tz} \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na stříh} \quad (3.3.3.2),$$

$$S_{zno} = 2 \cdot x_z \cdot t_{tz} \quad [mm^2] \quad \text{plocha namáhaná na otláčení} \quad (3.3.3.3).$$

Tabulka 35 – Materiál a rozměry T-nožek

PAK 1.6			<i>zvolený materiál</i>
$\rho$	7850	$[kg/m^3]$	<i>hustota</i>
$B$	21	$[mm]$	<i>šířka závěsu</i>
$b_z$	10	$[mm]$	<i>šířka <math>b_z</math> – viz obr. 26</i>
$h_z$	7	$[mm]$	<i>výška paty závěsu</i>
$x_z$	0,093	$[cm^3]$	<i>šířka výstupku <math>x_z</math></i>
$S_z$	4,5	$[cm^2]$	<i>plocha závěsu</i>

Tabulka 36 – Ověření namáhání závěsu – 1. část

Stupeň	1	2	3	4	5	6	7	8
$D_{tz}$ [m]	0,4736	0,4736	0,4736	0,4736	0,5036	0,5036	0,5036	0,5036
$t_{tz}$ [mm]	0,0171	0,0171	0,0171	0,0171	0,0171	0,0171	0,0171	0,0171
$m_z$ [kg]	0,0604	0,0604	0,0604	0,0604	0,0601	0,0601	0,0601	0,0601
$F_{odz}$ [kN]	7,30	7,30	7,30	7,30	7,72	7,72	7,72	7,72
$S_{znt}$ [mm <sup>2</sup> ]	171,02	171,02	171,02	171,02	170,12	170,12	170,12	170,12
$\sigma_{tz}$ [MPa]	<b>78,33</b>	<b>82,34</b>	<b>86,43</b>	<b>99,08</b>	<b>93,79</b>	<b>98,19</b>	<b>102,66</b>	<b>107,17</b>
$\sigma_{dtz}$ [MPa]	<b>123,02</b>	<b>134,78</b>	<b>144,06</b>	<b>152,76</b>	<b>158,40</b>	<b>161,80</b>	<b>165,37</b>	<b>169,35</b>
$S_{zns}$ [mm <sup>2</sup> ]	239,43	239,43	239,43	239,43	238,17	238,17	238,17	238,17
$\sigma_{sz}$ [MPa]	<b>55,95</b>	<b>58,82</b>	<b>61,73</b>	<b>70,77</b>	<b>66,99</b>	<b>70,13</b>	<b>73,33</b>	<b>76,57</b>
$\sigma_{dsz}$ [MPa]	<b>73,81</b>	<b>80,87</b>	<b>86,44</b>	<b>91,66</b>	<b>95,05</b>	<b>97,08</b>	<b>99,22</b>	<b>101,61</b>
$S_{zno}$ [mm <sup>2</sup> ]	239,43	239,43	239,43	239,43	238,17	238,17	238,17	238,17
$\sigma_{otlz}$ [MPa]	<b>55,95</b>	<b>58,82</b>	<b>61,73</b>	<b>70,77</b>	<b>66,99</b>	<b>70,13</b>	<b>73,33</b>	<b>76,57</b>
$\sigma_{dotlz}$ [MPa]	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>	<b>200</b>

Tabulka 37 - Ověření namáhání závěsu – 2. část

Stupeň	9	10	11	12	13
$D_{tz}$ [m]	0,5036	0,5536	0,5736	0,5936	0,6136
$t_{tz}$ [mm]	0,0171	0,0172	0,0172	0,0173	0,0172
$m_z$ [kg]	0,0601	0,0608	0,0606	0,0610	0,0608
$F_{odz}$ [kN]	7,72	8,59	8,87	9,23	9,51
$S_{znt}$ [mm <sup>2</sup> ]	170,12	172,20	171,62	172,67	172,11
$\sigma_{tz}$ [MPa]	<b>114,12</b>	<b>118,39</b>	<b>127,48</b>	<b>136,24</b>	<b>152,04</b>
$\sigma_{dtz}$ [MPa]	<b>173,48</b>	<b>177,25</b>	<b>179,86</b>	<b>181,38</b>	<b>183,16</b>
$S_{zns}$ [mm <sup>2</sup> ]	238,17	241,08	240,27	241,74	240,96
$\sigma_{sz}$ [MPa]	<b>81,52</b>	<b>84,57</b>	<b>91,05</b>	<b>97,32</b>	<b>108,60</b>
$\sigma_{dsz}$ [MPa]	<b>104,09</b>	<b>106,35</b>	<b>107,92</b>	<b>108,83</b>	<b>109,90</b>
$S_{zno}$ [mm <sup>2</sup> ]	238,17	241,08	240,27	241,74	240,96

Stupeň	9	10	11	12	13
$\sigma_{otlz}$ [MPa]	81,52	84,57	91,05	97,32	108,60
$\sigma_{dotlz}$ [MPa]	200	200	200	200	200

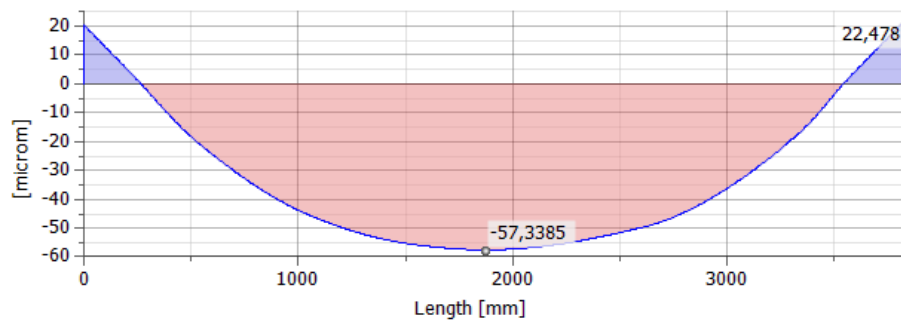
### 3.4 Ucpávky

Vnitřní ucpávky jsou opět v provedení „pravý labyrint“. Nadbandážové ucpávky jsou v tomto provedení jako ucpávky hřídelové. Vnější ucpávky jsou totožné s těmi u rovnotlaké turbíny (viz kapitola 2.5), a to jak v počtu břitů či sekcí, tak v rozdělení podle tlaků.

### 3.5 Namáhání rotoru

Namáhání rotoru přetlakové části je totožné jako v kapitole 2.6.

### 3.6 Kritické otáčky



Obr. 27 – Průhyb přetlakového rotoru

$$n_k = \frac{300}{\sqrt{y_{max}}} = \frac{300}{\sqrt{0,005734}} = 3961,80 \text{ 1/min} \quad \text{kritické otáčky rotoru} \quad (2.4.8.1).$$

Hodnota kritických otáček je vyšší než u rovnotlakého rotoru a je blíže provozním otáčkám. Po dohodě je ovšem uznána jako vyhovující.

### 3.7 Návrh ložisek

Ložiska přetlakové varianty jsou taktéž situována totožně jako ta u rovnotlaké varianty z kapitoly 2.8. Rozměrově se též shodují. Nejdůležitější parametry jsou v tabulkách níže.

Tabulka 38 – Kontrola radiálních ložisek

Ložisko	Přední; i=1	Zadní; i=2	
$D_{hli}$ [m]	0,22	0,2	průměr hřídele
$L_{li}$ [m]	0,115	0,105	délka
$L_{li}/D_{hli}$ [-]	0,52	0,53	poměr L/D
$p_l = \frac{R_{ri}}{L_{li} \cdot D_{hli}}$ [MPa]	2,519	0,808	tlak na ložisko
$\psi_l$ [-]	0,002	0,002	poměrná radiální vůle
$S_o$ [-]	<b>5,17</b>	<b>1,66</b>	Sommerfeldovo číslo

Při výpočtu axiální síly působící na rotor se opět postupuje analogicky jako u rovnotlaké varianty. V tomto případě ovšem odpadá většina axiální síly působící na disky oběžných kol (zachoval se pouze disk regulačního stupně). Celková axiální síla je tedy:

$$F_{axc} = \sum F_{axh} + \sum F_{axd} + \sum F_{axucp} + F_{axhř} = 8087 + 4609 - 23651 + 54934 = \mathbf{232\ 575\ N} \quad (3.7.1).$$

Tabulka 39 – Kontrola kombinovaného ložiska

$D_{slož}$ [m]	0,27	střední průměr ložiska
$b_{seg}$ [m]	0,05	výška segmentu
$a_{seg}/b_{seg}$ [-]	0,95	poměr $a_{seg}/b_{seg}$
$a_{seg} = b_{seg} \cdot \frac{a_{seg}}{b_{seg}}$ [m]	0,0475	obvodový rozměr seg.
$z_{seg}$ [-]	6	počet segmentů
$S_{seg} = a_{seg} \cdot b_{seg} \cdot z_{seg}$ [m <sup>2</sup> ]	0,01425	plocha segmentů
$p_{seg} = \frac{F_{axc}}{S_{seg} \cdot z_{seg}}$ [MPa]	6,43	tlak na segment

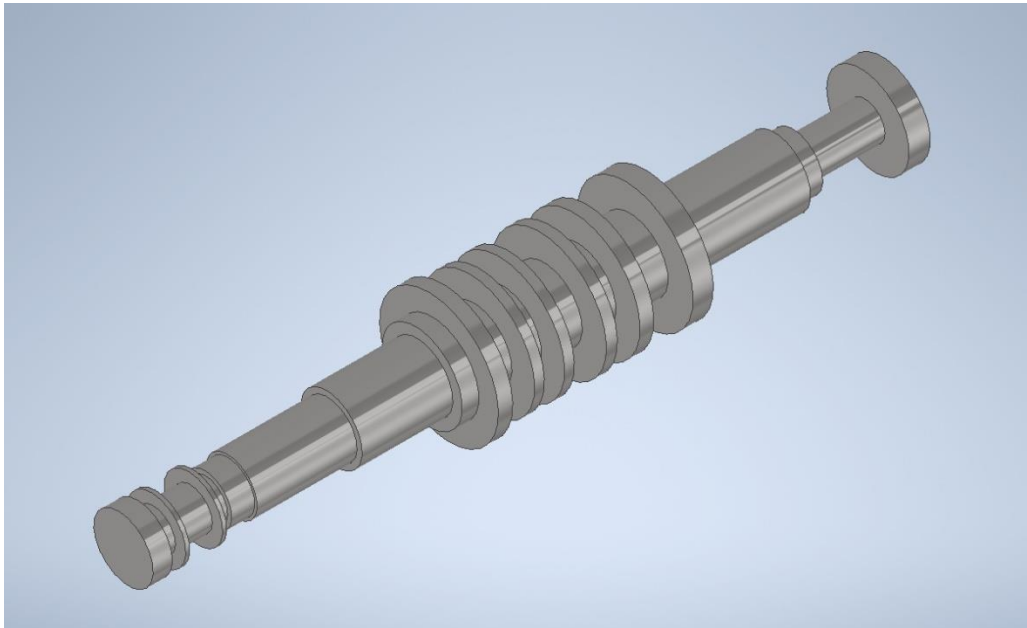


### **3.8 Návrh potrubí**

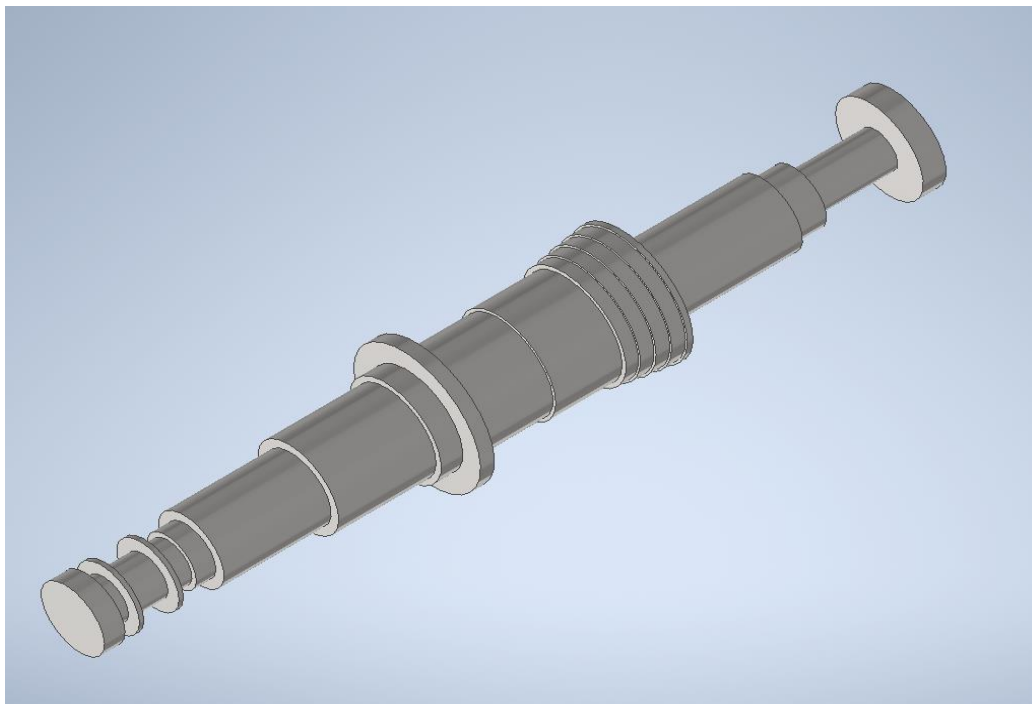
Veškeré potrubí: přívodní, výstupní, olejové, ucpávkové páry a komínkové páry si zachovalo stejné rozměry jako u varianty s rovnotlakým lopatkováním.

## 4 Srovnání kolového a bubnového provedení turbíny

Finální kapitola se zabývá porovnáním obou výše navržených provedení parní turbíny, a to jak z hlediska efektivity, tak z hlediska vhodnosti daného řešení a proveditelnosti. Nejprve jsou porovnány základní parametry obou turbín, následuje srovnání vnitřních účinností obou průtočných částí a úvaha o technicko-ekonomických aspektech jednotlivých variant.



Obr. 28 – Rovnotlaký rotor



Obr. 29 – Přetlakový rotor

## 4.1 Hlavní parametry

Tabulka 40 – Hlavní parametry obou variant

Provedení rotoru	Kolové	Bubnové	
$n$ [1/min]	6200	6200	otáčky
$n_k$ [1/min]	3261,45	3961,80	kritické otáčky
$\dot{m}_p$ [kg/s]	36,84	36,84	hmotnostní průtok
$n_{st}$ [-]	6	14	počet stupňů
$p_2$ [bar]	1,706	1,527	tlak na výstupu
$t_2$ [°C]	115,2	111,9	teplota na výstupu
$i_2$ [kJ/kg]	2655	2582	entalpie na výstupu
–	<i>Vidlicový</i>	<i>T – nožka</i>	typ závěsu OL
$P_e$ [kW]	<b>29 040</b>	<b>31 713</b>	výkon elektrický

Hodnoty v tabulce č. 40 znovu potvrzují, že se jedná o malou turbínu, jak v kolovém, tak v bubnovém provedení. Rychloběžná turbína vyšla v rovnotlakém provedení s pouhými šesti stupni silně zatíženými a u přetlakové varianty se vyskytuje stupňů čtrnáct, což také není mnoho. První kritické otáčky jsou poměrně vysoké, ale po konzultaci jsou uznány jako dostačující.

Vstupní parametry páry jsou totožné, proto nejsou uvedeny v tabulce. Ostatně obě turbíny mají totožný rozváděcí stupeň, navržený v kapitole 2. U výstupních parametrů se poměrně výrazně liší výstupní tlak. To je dáno povahou obou výpočtů. Zatímco tlak na výstupu z přetlakové turbíny je zvolen jako výchozí bod pro výpočet a samotný návrh je proveden odzadu, u rovnotlaké turbíny bylo nutné se co nejvíce přiblížit ideálnímu tlaku na výstupu za pomoci programu „*Turbina Delphi*“, který počítá turbíny postupně od předu stupeň po stupni. Tento tlak je neblíže ideálnímu stavu na výstupu ze všech zkoušených variant. Vyšší tlak na výstupu logicky znamená menší zpracovaný entalpický spád a nižší výkon, což se projeví v následném technicko-ekonomickém zhodnocení.

Ostatní hodnoty jsou mimo jiné ovlivněny právě rozdílnými tlaky. Teplota je u bubnové turbíny nižší, protože dochází ke kondenzaci za nižšího tlaku. Entalpie je poté navíc ovlivněna ještě ztrátami, proto je rozdíl větší než u teploty. Opět je dosaženo nižší hodnoty u turbíny

s bubnovým uspořádáním, což vede k většímu zpracovanému entalpickému spádu a vyššímu výkonu.

Posledním parametrem, který bude v této kapitole porovnán, je typ závěsu oběžných lopatek. Jak již bylo zmíněno, obě turbíny mají stejný rozváděcí stupeň, který je do rotoru zasazen pomocí vidlicového závěsu. Ten je zvolen u všech závěsů pro kolové uspořádání, a to z jednoduchého důvodu, že T-nožky nestačí na udržení rozměrných lopatek posazených na velkých patních průměrech disků. U bubnového provedení jsou síly menší a je možné použít uchycení lopatek pomocí T-nožky přímo do tělesa rotoru.

## 4.2 Srovnání účinností

Pomocí hodnot získaných z kapitol 2 a 3 je provedeno porovnání termodynamické účinnosti varianty s rovnotlakým kolovým uspořádáním průtočné části parní turbíny a varianty s přetlakovým bubnovým uspořádáním průtočné části.

Možnosti porovnání účinností jsou částečně omezené, protože každá varianta byla počítána pomocí jiné metodiky. Za účelem získání co nejrepresentativnějších výsledků mají obě varianty totožný regulační stupeň, který je částečně přetížený. Důvod neideálního poměru  $u/c_0$  a zatížení stupně je uveden v kapitole 2.3. Tento stupeň vzhledem k neoptimálnímu zatížení výrazně snižuje termodynamickou účinnost obou průtočných částí.

V předchozích výpočtech se již objevují hodnoty účinností stupňových částí. Hodnota účinnosti rovnotlaké turbíny v tabulce č. 4 je vypočtena pomocí programu „*Turbina Delphi*“ a v této kapitole bude nahrazena výpočtem z poměrů entalpických spádů. V tabulce č. 31 se poté vyskytuje účinnost stupňové části, ovšem bez započítání regulačního stupně. I tato hodnota zde bude nahrazena.

Účinnost je vypočtena jako jednoduchý poměr skutečného entalpického spádu ku spádu isoentropickému. Entalpie  $i_1$  a entropie  $s_1$  na vstupu do turbíny jsou pro obě varianty totožné, převzaté z tabulky č. 2. Rozdílný je ovšem tlak na výstupu  $p_2$  a z toho odvozená entalpie na výstupu isoentropická  $i_{20}$ , vypočtena podle vzorce 4.2.1.

$$i_{20} = i_{20}(p_2, s_1) \quad [kJ/kg] \quad \text{entalpie na výstupu z turbíny} \quad (4.2.1).$$

Skutečná entalpie na výstupu  $i_2$  je poté vzata z tabulky č. 8 pro rovnotlaký stroj a z tabulky č. 30 pro stroj přetlakový. Výpočet účinnosti bez ztráty výstupní rychlostí je následující.

$$\Delta i_0 = i_1 - i_{20} \quad [kJ/kg] \quad \text{isoentropický spád} \quad (4.2.2),$$

$$\Delta i_s = i_1 - i_2 \quad [kJ/kg] \quad \text{skutečný entalpický spád} \quad (4.2.3),$$

$$\eta_{td} = \frac{\Delta i_s}{\Delta i_0} \quad [-] \quad \text{účinnost bez ztráty výst. rychlostí} \quad (4.2.4).$$

Výstupní rychlost  $c_2$  je přebrána z tabulek pro výpočet rychlostních trojúhelníků a ztráta výstupní rychlostí společně s následující termodynamickou účinností turbíny jsou zjištěny podle vzorců níže.

$$z_{c2} = \frac{c_2^2}{2} \quad [kJ/kg] \quad \text{ztráta výstupní rychlostí} \quad (4.2.5),$$

$$\eta_{tdi} = \frac{\Delta i_s - z_{c2}}{\Delta i_0} \quad [-] \quad \text{účinnost průtočné části} \quad (4.2.6).$$

Výsledky výpočtu účinnosti obou variant jsou v tabulce č. 41.

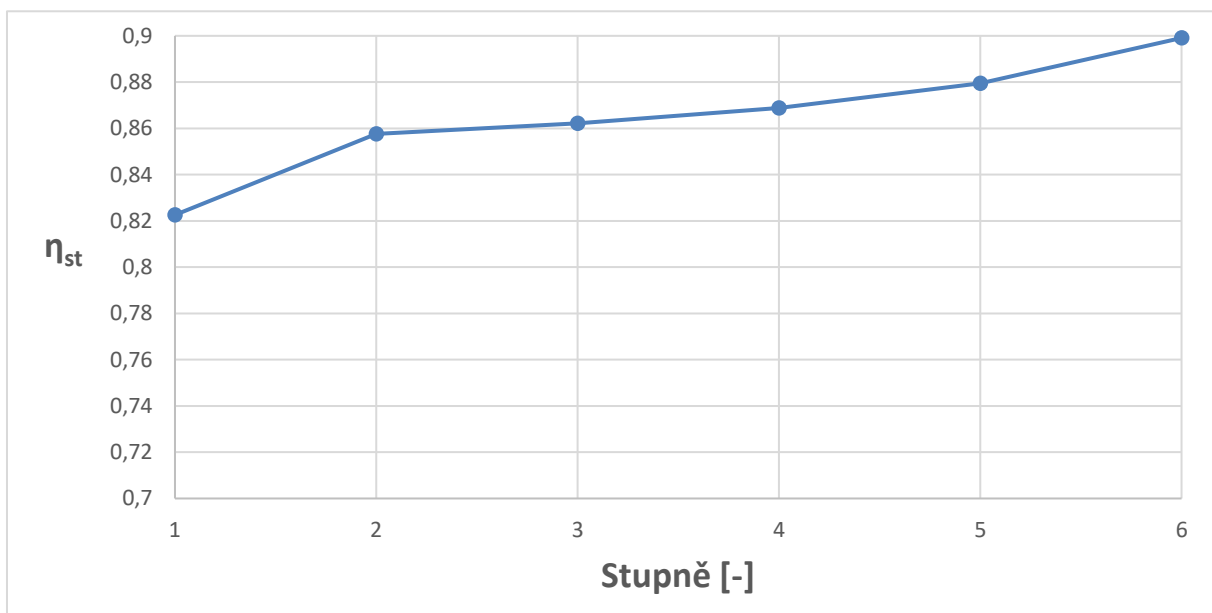
Tabulka 41 – Porovnání účinností

Provedení rotoru	Kolové	Bubnové	
$i_1 [kJ/kg]$	3443	3443	entalpie na vstupu
$s_1 [kJ/kgK]$	6,653	6,653	entropie na vstupu
$p_2 [bar]$	1,706	1,527	tlak na výstupu reálný
$i_{20} [kJ/kg]$	2494	2477	typ závěsu
$i_2 [kJ/kg]$	2655	2582	entalpie na výstupu skutečná
$\Delta i_0 [kJ/kg]$	948,81	966,25	isoentropický spád
$\Delta i_s [kJ/kg]$	788,19	860,73	skutečný entalpický spád
$\eta_{td} [-]$	<b>0,8307</b>	<b>0,8908</b>	účinnost bez ztráty výstupní rychlostí
$z_c [kJ/kg]$	3,77	20,51	ztráta výstupní rychlostí
$\eta_{tdi} [-]$	<b>0,8267</b>	<b>0,8696</b>	účinnost průtočné části

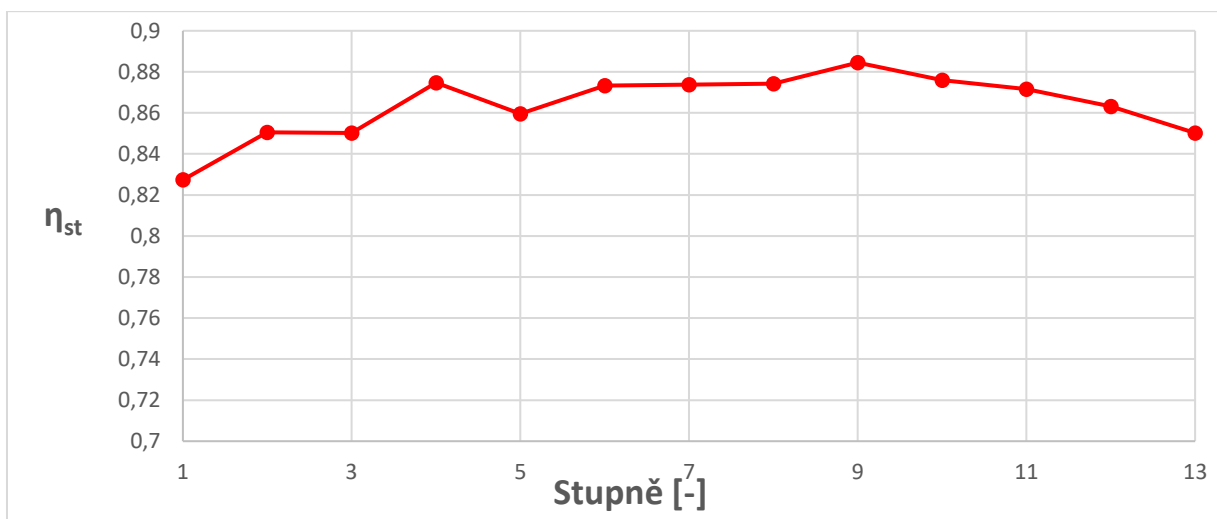
Z hodnot výše uvedených je zřejmé, že z hlediska účinnosti vychází lépe varianta s přetlakovou průtočnou částí bubnové konstrukce. I přes to, že ztráta výstupní rychlostí u bubnové turbíny je mnohem větší, než ta u kolové a více zasahuje do celkové účinnosti, je vnitřní účinnost přetlakové turbíny výrazně vyšší než ta u rovnotlaké turbíny. Účinnosti jednotlivých stupňů jsou zobrazeny na obrázcích 30 a 31.

Vyšší účinnost přetlakového lopatkování je dána především tím, že ztráty ve stupni, které jsou vypočteny v předchozích kapitolách, jsou mnohem vyšší u rovnotlakých stupňů

než u přetlakových. Jedním z možných důvodů vyšších ztrát rovnotlakých kolových stupňů je ten, že jsou posazeny na vyšších patních průměrech, a především u vysokootáčkové turbíny, jako je tato, dochází k nárůstu rychlostí na špičce, nárůstu sekundárních ztrát a disipaci energie. Zatímco stupně přetlakové v bubnovém provedení jsou mnohem kompaktnější a vyšší otáčky zvládají lépe. To koresponduje s faktem, že převážná většina vysokootáčkových turbín se konstruuje jako bubnové. Otázkou je, jak velký vliv má na výsledky fakt, že jsou jednotlivé varianty vypočteny podle různých metodik? Výsledné účinnosti se od sebe ovšem natolik liší, že je možné předpokládat, že výhodnější variantou z pohledu účinnosti je ta přetlaková.



Obr. 30 – Účinnosti stupňů rovnotlaké turbíny



Obr. 31 – Účinnosti stupňů přetlakové turbíny

Z obrázku 30 je vidět, že účinnost prvních stupňů za regulačním stupněm je výrazně ovlivněna malou délkou lopatky a vysokými sekundárními ztrátami. S rostoucí délkou lopatek se výrazně zvyšuje i účinnost stupně.

Přetlakové stupně jsou kromě regulačního mnohem vyrovnanější z hlediska účinnosti. První stupně jsou opět ovlivněny malou délkou lopatek. K poklesu účinnosti dochází u 5. a 10. stupně, které jsou posledními stupni jednotlivých sekcí (kuželů) a dochází zde k vyšším ztrátám kvůli přechodu do další sekce. Poslední stupně, u kterých dochází k postupnému snižování účinnosti, jsou již v oblasti mokré páry, a především poslední dva stupně mají signifikantní ztráty vlhkostí, což vede ke snížení účinnosti.

### 4.3 Porovnání technicko-ekonomického řešení

Z hlediska technicko-ekonomického je vytvořen vyhodnocovací vzorec zahrnující cenu turbíny, množství páry, elektrický výkon, cenu páry a výkupní cenu elektrických kilowatů. Všechny hodnoty jsou přibližné. Výsledné hodnoty a jejich věrohodnost jsou ověřeny konzultací. Vyhodnocovací vzorec vypadá následovně.

$$\begin{aligned} A &= T_b + (c_1 \cdot m_b - c_2 \cdot P_{tb} - c_3 \cdot P_{eb}) \cdot t_p - [T_k + (c_1 \cdot m_k - c_2 \cdot P_{tk} - c_3 \cdot P_{ek}) \cdot t_p] \\ &= (T_b - T_k) - c_3 \cdot (P_{eb} - P_{ek}) \cdot t_p \end{aligned} \quad (4.3.1),$$

kde:

- $T_b$ : cena průtočné části bubnové turbíny
- $T_k$ : cena průtočné části kolové turbíny
- $m_b$ : průtočné množství páry bubnové turbíny
- $m_k$ : průtočné množství páry kolové turbíny
- $P_{tb}$ : tepelný výkon bubnové turbíny
- $P_{tk}$ : tepelný výkon kolové turbíny
- $P_{eb}$ : elektrický výkon bubnové turbíny
- $P_{ek}$ : elektrický výkon kolové turbíny
- $c_1$ : nákupní cena páry
- $c_2$ : nákupní cena – tepelné kilowaty
- $c_3$ : nákupní cena – elektrické kilowaty

$t_p$ : doba provozu turbíny

Vyhodnocovací vzorec je dále postaven rovno nule, což je hodnota, při které jsou si obě varianty z technicko-ekonomického hlediska rovny, a je vyjádřena jediná neznámá čili doba provozu turbíny  $t_p$ . Vzorec je navržen s předpokladem, že přetlaková turbína je dražší, ale má vyšší účinnost. Cílem výpočtu doby provozu  $t_p$  je poté určit, po jaké době provozu se vyplatí mít dražší, ale účinnější turbínu s bubnovým provedením.

Aby byly pro srovnání nákladů zachovány stejné investice do návazných částí (kotel, ohřívák topné vody, ...), jsou turbíny spočtené na stejné vstupní množství ostré páry a stejný tepelný výkon. Není tedy třeba členy zohledňující cenu ostré páry a výkupní cenu tepla uvažovat. Protože se ve vzorci objevuje jen rozdíl cen jednotlivých turbín a turbíny se liší jen v průtočné části, je dále řešena jen výrobní cena průtočných částí.

Cena průtočné části se uvažuje jako součet ceny materiálu lopatek a rotoru, konstrukce, technologie a výroby. Cena materiálu, která je vztažena na hmotnost čistě opracovaného výrobku je uvedena v tabulce č. 42. Cena lopatek je vyšší, jelikož při opracování vzniká větší množství odpadu než při opracování rotoru. Hmotnost rotorů je odečtena z programu Autodesk Inventor. Hmotnost lopatek je pro rovnotlaké lopatkování odečtena z tabulky č. 11, pro přetlakové lopatkování z tabulky č. 33/34.

Tabulka 42 – Cena materiálu

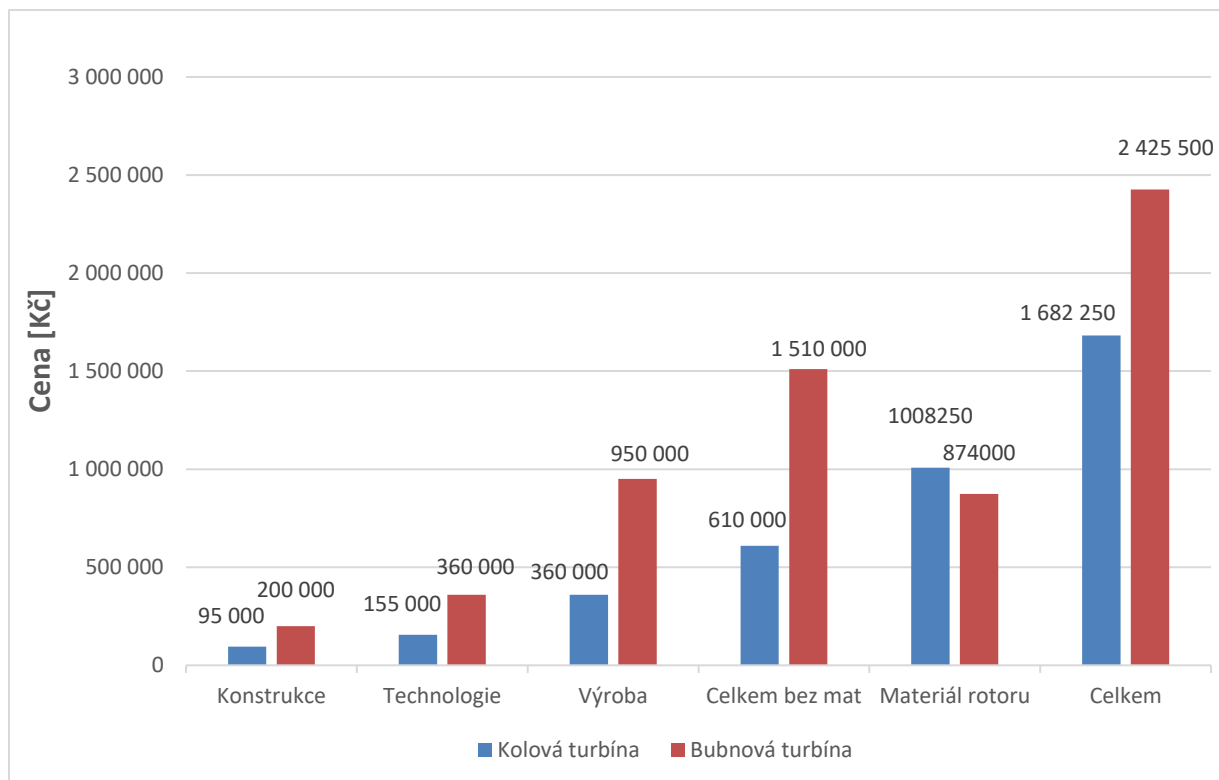
	Kolová turbína	Bubnová turbína	
$m_{rotoru} [kg]$	4033	3496	hmotnost rotoru
$m_{lopatek} [kg]$	128	83	hmotnost lopatek
$c_{matr1} [Kč/kg]$	250	250	cena materiálu rotoru na kg
$c_{matl1} [Kč/kg]$	500	500	cena materiálu lopatek na kg
$c_{matr} [Kč]$	<b>1 008 250</b>	<b>874 000</b>	cena materiálu rotoru
$c_{matlop} [Kč]$	<b>64 000</b>	<b>41 500</b>	cena materiálu lopatek

Ceny konstrukce, technologie a výroby jsou poté odhadnuty v tabulce č. 43. Stejně tak i výsledné ceny obou variant.



Tabulka 43 – Další náklady a celková cena

	Kolová turbína	Bubnová turbína	
$c_k$ [Kč]	95 000	200 000	cena konstrukce průtočné části
$c_t$ [Kč]	155 000	360 000	cena technologie průtočné části
$c_v$ [Kč]	360 000	950 000	cena výroby průtočné části
$c_{pr}$ [Kč]	610 000	1 510 000	cena průtočné části (bez započtení mat.)
$T$ [Kč]	<b>1 682 250</b>	<b>2 425 500</b>	cena průtočné části (při započtení mat.)



Obr. 32 – Náklady na průtočnou část

Na obrázku č. 32 je grafické znázornění jednotlivých nákladů. Cena za materiál lopatek je oproti ostatním nákladům nízká, a proto zde není zobrazena. Ve výsledné hodnotě ovšem započtena je.

Je zřejmé, že náklady na bubnovou turbínu převyšují náklady na turbínu kolovou. Pouze náklady na materiál rotoru jsou větší u turbíny kolové, a i to je poměrně překvapivé, protože v praxi to bývá většinou naopak. Vyšší cena bubnové turbíny je tedy dána především vyššími náklady na konstrukci, technologii a výrobu. To je dáno složitějšími profily lopatek, větším množstvím stupňů, a tím i výrazně větším množstvím obráběných lopatek. Určitou roli také

hraje fakt, že kolová turbína má v našem kraji větší tradici a její výroba je díky mnoha rokům výzkumu efektivnější jak technologicky, tak ekonomicky.

Vzorec 4.3.1 vypadá po vyjádření a dosazení následovně. Výkupní cena elektřiny je zvolena  $c_3 = 2 \text{ Kč/kWh}$ .

$$t_p = \frac{T_b - T_k}{c_3 \cdot (P_{eb} - P_{ek})} = \frac{2\,425\,500 - 1\,682\,250}{2 \cdot (31\,713 - 29\,040)} = \mathbf{139 \text{ h}} \quad (4.3.2).$$

Z výsledné hodnoty vyplývá, že už po 139 hodinách provozu se vyplatí mít turbínu s bubnovým provedením. Tato malá hodnota je dána relativně malým rozdílem v ceně, a především velkým rozdílem ve výkonech.

V kapitole 4.1 je zmíněn vliv výstupního tlaku rovnotlaké turbíny. Ten ovlivňuje také výsledek v této části. Pokud by protitlak u kolové turbíny byl blíže ideální hodnotě kolem 1,5 baru, vedlo by to k většímu entalpickému spádu a vyššímu výkonu. To by mělo za následek nárůst výsledné doby provozu, po které se vyplatí realizovat turbínu přetlakovou. Nedošlo by však ke změně výsledného výstupu, kdy jak z pohledu účinnosti, tak z pohledu ekonomického vychází lépe turbína s bubnovým provedením průtočné části.

## 5 Závěr

Tato práce se zabývá porovnáním parní turbíny s kolovým uspořádáním průtočné části s turbínou s bubnovým uspořádáním. Srovnání je provedeno jak z hlediska účinnosti, tak z hlediska ekonomického. Většina výpočtů je provedena pomocí programu Microsoft Excel. Příložené výkresy podélného řezu a tepelná schémata jsou vypracovány v programu AutoCAD.

Nejprve je proveden návrh rovnotlaké turbíny s kolovým uspořádáním. Základní návrh průtočné části je proveden pomocí programu „*Turbina Delphi*“. Ten počítá turbínu stupeň po stupni. Pomocí tohoto softwaru je vypočteno více variant a je vybrána ta optimální, která je uvedena v kapitole 2. U zvolené varianty bylo nutné zpracovat vysoce zatížený první regulační stupeň tak, aby následující stupně mohly být optimálně zatížené a aby se tlak na výstupu co nejvíce blížil tlaku na vstupu do OTV vypočtenému dříve.

Dále jsou zvoleny lopátkové profily oběžných a rozváděcích lopatek a je ověřeno jejich namáhání a namáhání závěsů oběžných lopatek. Závěsy jsou u kolové varianty voleny vidlicové, vzhledem k velkým silám, které působí na lopatku a závěs. Pevnostně jsou ještě napočteny disky rozváděcích kol a rotor. Veškeré komponenty z pevnostního hlediska vyhovují.

Navrženy jsou ucpávky vnitřní a vnější. Přední vnější ucpávka se skládá z pěti sekcí. Zadní ucpávka s menším přetlakem se skládá jen ze tří sekcí. Následně jsou pomocí programu Autodesk Inventor, kde je vytvořen jednoduchý model rotoru, zjištěny kritické otáčky. V další části návrhu kolové turbíny jsou navrženy a ověřeny ložiska. V poslední řadě jsou navrženy průměry přívodního a výstupního potrubí páry, potrubí přívodu a odvodu oleje a potrubí pro ucpávkovou a komínkovou páru.

Po návrhu rovnotlaké turbíny se přechází na výpočet turbíny přetlakové s bubnovým uspořádáním průtočné části. Ten se v mnoha věcech shoduje s výpočtem první varianty. Výrazně se ovšem liší ve výpočtu průtočné části. Ta se skládá ze dvou částí, předběžného výpočtu a detailního návrhu každého stupně.

Předběžný výpočet je kvůli velkému rozdílu v měrných objemech rozdělen na tři části, kde jsou u každé zjištěny hlavní parametry na vstupu a výstupu. Tyto hodnoty poté slouží pro detailní návrh. Ty se následně počítají stupeň po stupni odzadu, počínaje posledním stupněm. Stupňů je celkem 14 s tím, že regulační stupeň je pro potřeby porovnání volen totožný s tím u turbíny kolové. Ostatní výpočty, pevnostní dimenzování, návrh a situování ložisek, ucpávek atd. jsou provedeny velice podobně anebo přímo totožně s výpočtem rovnotlaké varianty.

Poslední část se zabývá porovnáním obou variant. Nejprve jsou srovnány hlavní parametry, jako například výstupní tlak páry, který je u bubnové turbíny na optimální hodnotě 1,52 bar a tlak u kolové na hodnotě 1,71 bar. To je dáno již výše zmíněným omezením ve výpočtu. Zároveň tato skutečnost také ovlivňuje výkon, který je u kolové turbíny 29 MW a u bubnové 31,7 MW.

Následné porovnání účinnosti ukazuje výhodu přetlakové turbíny, která s hodnotou 86,96 % převyšuje kolovou turbínu s hodnotou 82,67 %. Na hodnoty má vliv tlak páry na výstupu, ale také zde hrají roli odlišné postupy návrhu průtočné části. Rozdíl je ale tak značný, že se dá předpokládat, že průtočná část přetlakové turbíny bude mít výrazně vyšší účinnost.

Závěrem je zjištěna cena obou průtočných částí, kdy je turbína přetlaková cca o 750 000 Kč dražší. Pomocí vyhodnocovacího vzorce je dále zjištěn čas provozu, po kterém se vyplatí mít dražší, ale účinnější přetlakovou turbínu, a to již po 139 hodinách. To je dáno především velkými rozdíly ve výkonu.

Z vyhodnocení tedy vyplývá, že je výhodnější pořídit si v tomto případě turbínu přetlakovou s bubnovým uspořádáním průtočné části. To také odpovídá prvotním odhadům, kdy se u většiny malých rychloběžných turbín v praxi volí provedení bubnové.

## Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003.
- [2] BEČVÁŘ, Josef a kolektiv. *Tepelné turbíny*. Praha: Nakladatelství technické literatury, 1968.
- [3] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory: Základy teorie a výpočtů*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004.
- [4] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2010.
- [5] ŠKACH, Radek. *DP: Analýza nenávrhových stavů nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2016.
- [6] ŠKOPEK, Jan. *Partní turbína – Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2003.
- [7] KLIK, Jiří. *DP: Jednotělesová kondenzační parní turbína 50 MW*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2009.
- [8] KUČERA, Jiří. *Parní turbíny a kondenzátory – 2. přednáška*. [http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK\\_prezentace/PTK\\_2\\_2019.pdf](http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK_prezentace/PTK_2_2019.pdf)  
Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019.
- [9] UHER, Jan. *Parní turbíny a kondenzátory – 3. a 4. přednáška*. [http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK\\_prezentace/PTK\\_3a4\\_2019\\_uher.pdf](http://home.zcu.cz/~kuceraj/PTK/PTK_prezentace/PTK_3a4_2019_uher.pdf)  
Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2019.
- [10] ŠKOPEK, Jan. *Partní turbína – Tepelný a pevnostní výpočet*. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2003.
- [11] FIEDLER, Jan. *Parní turbíny – Návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2004.
- [12] PRINZ, František. *DP: Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2019.
- [13] Vymětalík, Zbyněk. *DP: Kondenzační parní turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2018.

## Seznam obrázků

Obr. 1 – Rovnotlaká parní turbína s diskovým uspořádáním [4].....	15
Obr. 2 – Přetlaková parní turbína s bubnovým uspořádáním [4].....	16
Obr. 3 – Tepelné schéma turbíny se zadanými parametry .....	17
Obr. 4 – Průběh expanze v turbíně [7] .....	18
Obr. 5 – Schématické znázornění ohříváku topné vody [8] .....	18
Obr. 6 – Lopatkový plán .....	23
Obr. 7 – Rychlostní trojúhelník, obecný [9].....	23
Obr. 8 – Rychlostní trojúhelníky jednotlivých stupňů .....	27
Obr. 9 – i-s diagram .....	31
Obr. 10 – Průběh tlaku a měrného objemu průtočné části kolové varianty turbíny .....	31
Obr. 11 – Schématické znázornění průtočné částí kolové varianty turbíny.....	32
Obr. 12 – Rozměry vidlicové nožky .....	37
Obr. 13 – Zjednodušený nákres rozváděcího kola .....	39
Obr. 14 – Schéma namáhání paty rozváděcí lopatky [7].....	42
Obr. 15 – Schéma ucpávkové páry .....	44
Obr. 16 – Průhyb rovnotlakého rotoru.....	46
Obr. 17 – Návrh ložisek .....	47
Obr. 18 – Předběžný návrh průtočné části bubnové varianty turbíny.....	59
Obr. 19 – Průběh tlaku a měrného objemu po délce průtočné části, předběžný návrh bubnové varianty.....	60
Obr. 20 – Schéma průběhu expanze ve stupni.....	64
Obr. 21 – Detailní návrh průtočné části bubnové varianty turbíny .....	73
Obr. 22 - Průběh tlaku a měrného objemu po délce průtočné části, detailní návrh bubnové varianty	74
Obr. 23 – Výstupní úhel absolutní rychlosti z RL .....	74
Obr. 24 – Průběh stupně reakce.....	75
Obr. 25 – Rychlostní trojúhelníky přetlakového provedení turbíny.....	77
Obr. 26 – T-nožka [7] .....	81
Obr. 27 – Průhyb přetlakového rotoru.....	83
Obr. 28 – Rovnotlaký rotor.....	86
Obr. 29 – Přetlakový rotor.....	86
Obr. 30 – Účinnosti stupňů rovnotlaké turbíny.....	90
Obr. 31 – Účinnosti stupňů přetlakové turbíny.....	90
Obr. 32 – Náklady na průtočnou část.....	93

## Seznam tabulek

Tabulka 1 – Zadané parametry pro výpočet.....	17
Tabulka 2 – Tepelný výpočet .....	20
Tabulka 3 – Hodnoty jednotlivých stupňů vypočtených pomocí programu Turbina Delphi.....	21
Tabulka 4 – Výsledné hodnoty stroje vypočteny pomocí programu Turbina Delphi.....	23
Tabulka 5 – Hodnoty rychlostních trojúhelníků .....	25
Tabulka 6 – Hodnoty potřebné pro určení profilu lopatky .....	27
Tabulka 7 – Charakteristiky lopatkových profilů .....	28
Tabulka 8 – Hodnoty tepelného výpočtu jednotlivých stupňů .....	29
Tabulka 9 – Délky lopatek .....	32
Tabulka 10 – Hodnoty přepočtu OL.....	34
Tabulka 11 – Namáhání OL.....	36
Tabulka 12 – Rozměry vidlicové nožky .....	37
Tabulka 13 -Ověření namáhání závěsu.....	38
Tabulka 14 – Rozměry rozváděcích kol .....	39
Tabulka 15 – Namáhání rozváděcích kol .....	41
Tabulka 16 – Charakteristiky rozváděcích lopatek .....	41
Tabulka 17 – Namáhání rozváděcích lopatek.....	43
Tabulka 18 – Hodnoty vzduchu ve strojně .....	44
Tabulka 19 - Hodnoty vnějších ucpávek .....	45
Tabulka 20 – Zatížení od vlastní hmotnosti rotoru .....	47
Tabulka 21 – Hodnoty mazacího oleje .....	48
Tabulka 22 – Kontrola radiálních ložisek.....	48
Tabulka 23 – Axiální síly působící na rotor .....	50
Tabulka 24 – Kombinované ložisko .....	51
Tabulka 25 – Rozměry potrubí oleje .....	52
Tabulka 26 – Hodnoty potřebné pro návrh potrubí.....	52
Tabulka 27 – Návrh potrubí.....	53
Tabulka 28 – Hodnoty předběžného výpočtu .....	57
Tabulka 29 – Detailní návrh stupňové části, 1. část .....	65
Tabulka 30 - Detailní návrh stupňové části, 2. část.....	69
Tabulka 31 – Výsledné hodnoty stupňové části .....	73
Tabulka 32 – Zvolený profil lopatek .....	78
Tabulka 33 – Ověření pevnosti lopatkových řad, 1. část.....	79
Tabulka 34 - Ověření pevnosti lopatkových řad, 2. část .....	80
Tabulka 35 – Materiál a rozměry T-nožek.....	81
Tabulka 36 – Ověření namáhání závěsu – 1. část.....	82
Tabulka 37 - Ověření namáhání závěsu – 2. část .....	82
Tabulka 38 – Kontrola radiálních ložisek.....	84
Tabulka 39 – Kontrola kombinovaného ložiska.....	84
Tabulka 40 – Hlavní parametry obou variant.....	87
Tabulka 41 – Porovnání účinností .....	89
Tabulka 42 – Cena materiálu .....	92
Tabulka 43 – Další náklady a celková cena.....	93

## Přílohy

### Příloha 1

	Varianta 1	Varianta 2	Varianta 3	Varianta 4
<b>Počet stupňů</b>	6	6	7	7
<b>Počet stupňů s parc. ost.</b>	1	1	3	3
<b>Patní průměr</b>	<i>konstantní</i>	<i>rostoucí o 10 mm</i>	<i>konstantní</i>	<i>rostoucí o 10 mm</i>
<b>Výstupní tlak</b>	<i>2,12 bar</i>	<i>1,72 bar</i>	<i>2,20 bar</i>	<i>2,25 bar</i>
<b>Účinnost</b>	82,33 %	82,79 %	84,01 %	84,02 %
<b><math>\Delta i_0</math></b>	<i>912,99 kJ/kg</i>	<i>946,26 kJ/kg</i>	<i>907,06 kJ/kg</i>	<i>902,93 kJ/kg</i>



**Příloha 2 [10]**

**NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - rozváděcí**

Označení Profilu	$\alpha_1$ (°)	$\alpha_0$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_{0min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_{0min}$ (cm <sup>3</sup> )
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

$\alpha_0$  ..... vstupní úhel

**NĚKTERÉ CHARAKTERISTIKY PROFILŮ - oběžné**

Označení Profilu	$\beta_2$ (°)	$\beta_1$ (°)	$t_{opt}$	$M_{1s}^{opt}, M_{1s}^{opt}$	$b_0$ (cm)	$S_0$ (cm <sup>2</sup> )	$J_{0min}$ (cm <sup>4</sup> )	$W_{0min}$ (cm <sup>3</sup> )
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 - 45 - 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 <sub>k</sub>	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 <sub>k</sub>	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 <sub>k</sub>	15 až 19	23 až 45	0,57 až 0,66	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  $M < 0,7 - 0,9$

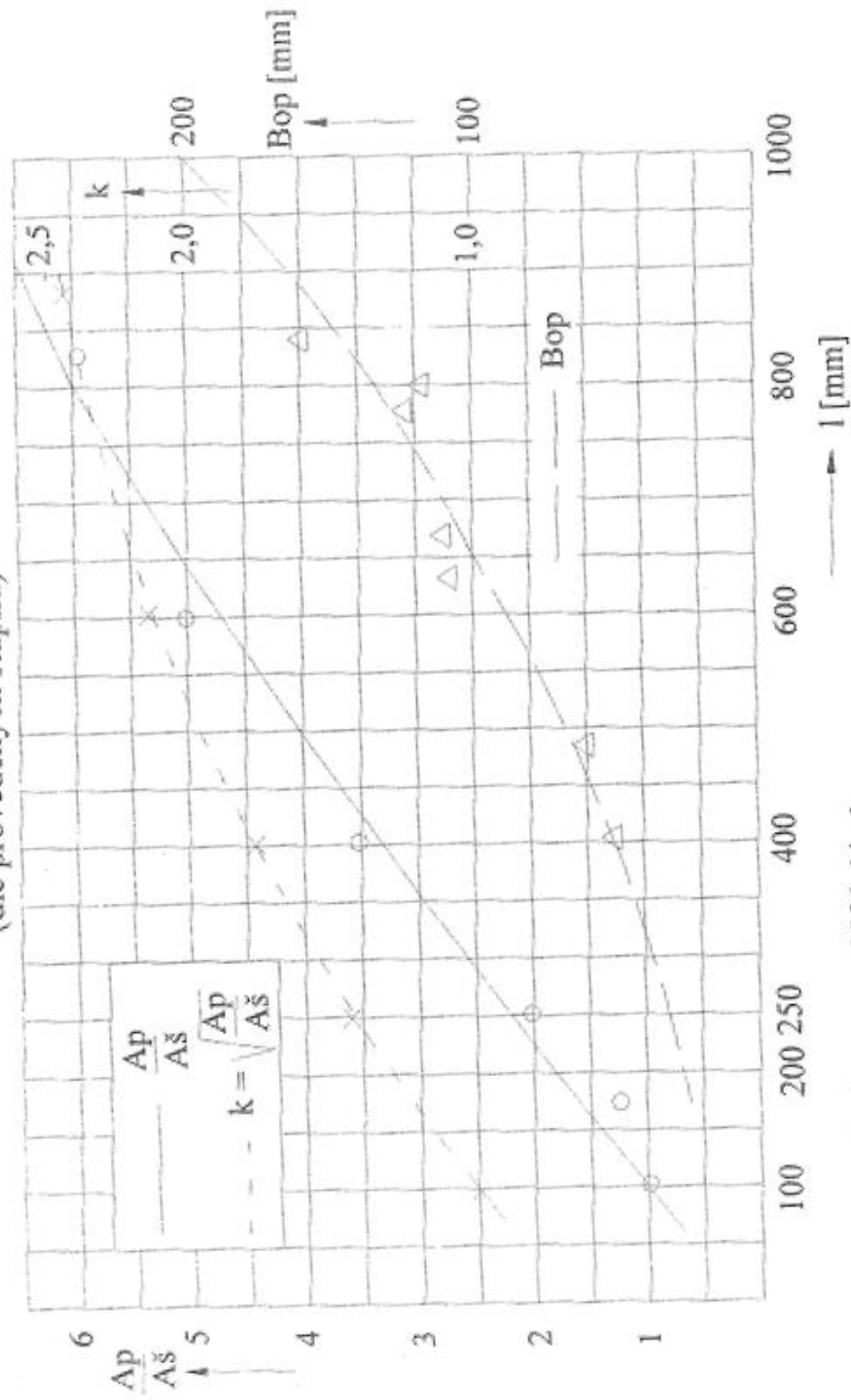
B (transonické)  $0,9 < M < 1,15$

C (nadzvukové)  $1,1 < M < 1,3$

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

**Příloha 3 [10]**

**Poměr ploch patního a špičkového profilu a součinitel odlehčení u dlouhých lopatek (dle provedených stupňů)**



**Platí pro  $n = 3000$  1/min**

Pro jiné otáčky nutno přepočítat  $k' \approx k \cdot \frac{D_s u'^2}{D_s' u'^2}$

## Příloha 4 [10]

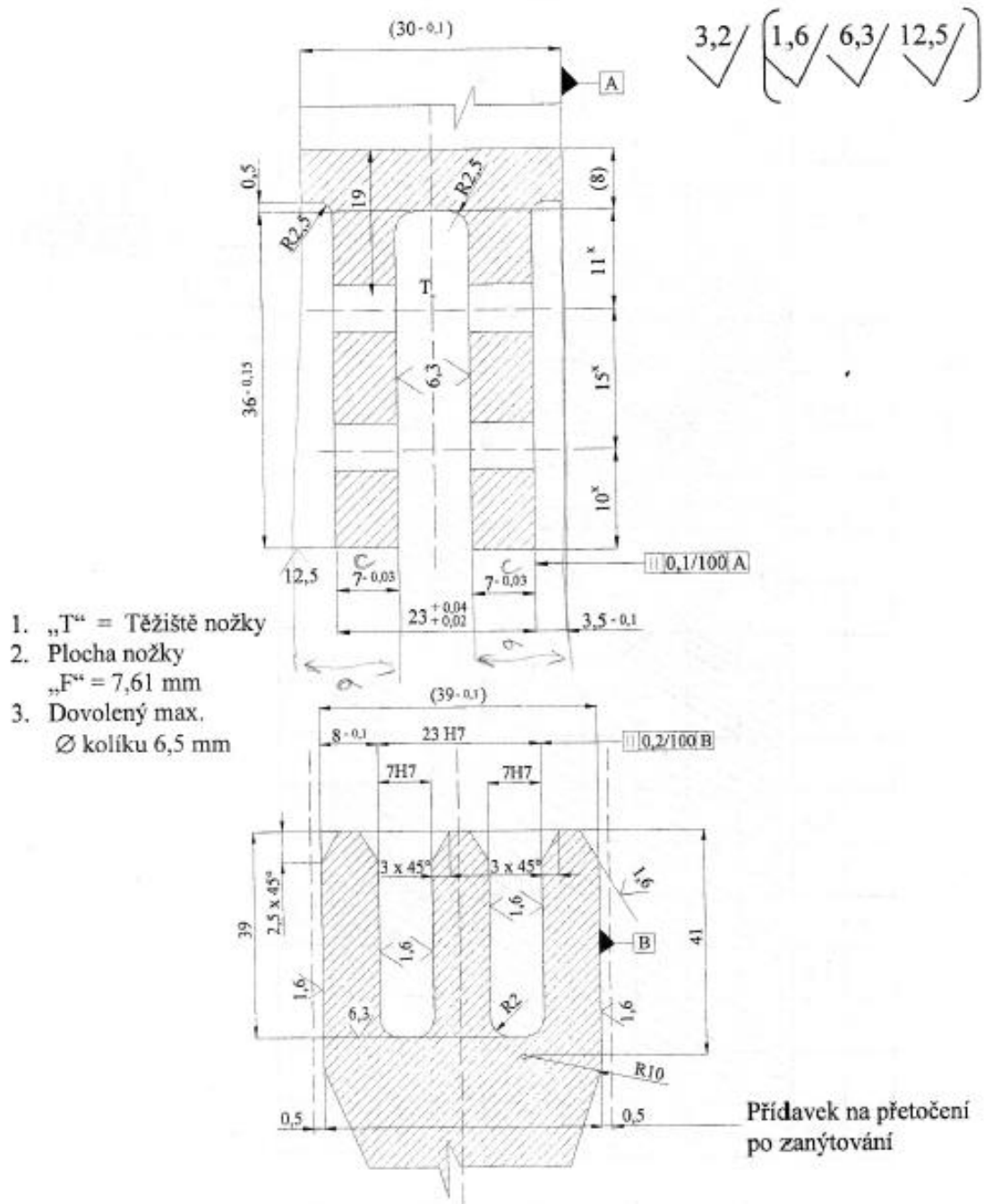
*ident	název mater.	Sqkm	Tmax	S20	100	200	300	350	400	420	440	460	480	500	510	520	530	540	550	→T	E20	100	200	300	400	500	600	* poznámky až do konce	
00101	15 128.5	363.	550	181	172	159	147	139	135	132	128	125	121	109	84	75	66	56	50	44.									* plechy, výkovky i nad 400° C
00102	11 523.1	304.	400	152	132	118	103	93	87	62																		* plechy, výkovky i do 400° C	
00103	422747.6	410.	550	216	196	181	172	167	164	162	160	152	125	100	80	71	65	57	50	44.								* odlitky i nad 400° C	
00104	422744.6	284.	550	142	137	132	127	123	118	113	109	105	101	98	83	72	61	51	43	36.								* 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																				* korezivzd. (pro jaderné Z20)	
00108	SN 422903.6	360.	400	180	145	140	135	132	131	130																		* korezivzd. (pro jaderné 10000)	
00109	422425	245.	250	59	59	59	59																					* slitina i do 250° C	
00201	15 128.5	274.	550	220	214	207	196	172	172	172	153	133	133	133	86	86	86	59	59	59.									* tyče, vt profily i nad 400° C
00202	15 335.3	392	550	314	229	282	267	251	251	251	212	212	172	172	172	133	133	94	94	94.									* tyče, vt profily i nad 400° C
00203	17 021.2	274.	400	220	204	188	180	172	172	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	88	59	59	59.									* přesné odlitky u starých strojů
00205	SN 422903	360.	400	284	231	223	216	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. zalité v šedé litině (NT)
00208	Alstihm.C51R-J	441.	550	353	328	309	279	258	258	231	231	147	147	147	115	115	88	88	88.										* Alstihom, nahradta 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 studentější
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																	*	
00307	16 536.6	686.	420	276	260	235	216	206	191	176	147																	*	
00308	16 536.6 a	314.	420	314	299	276	245	230	206	176	147																	*	
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	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]

kolíky

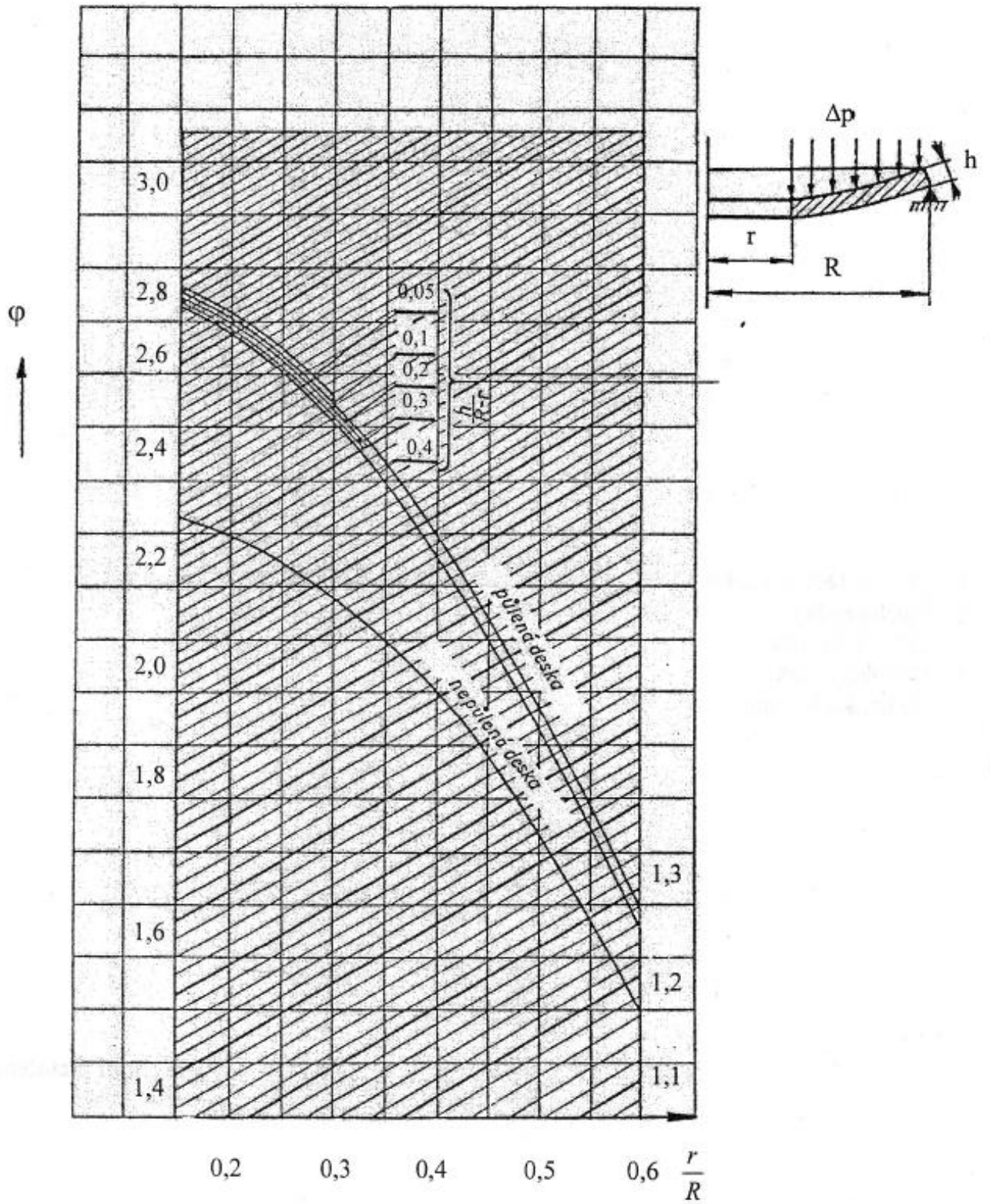
Příloha 5 [10]

Nožka a drážka 30 mm



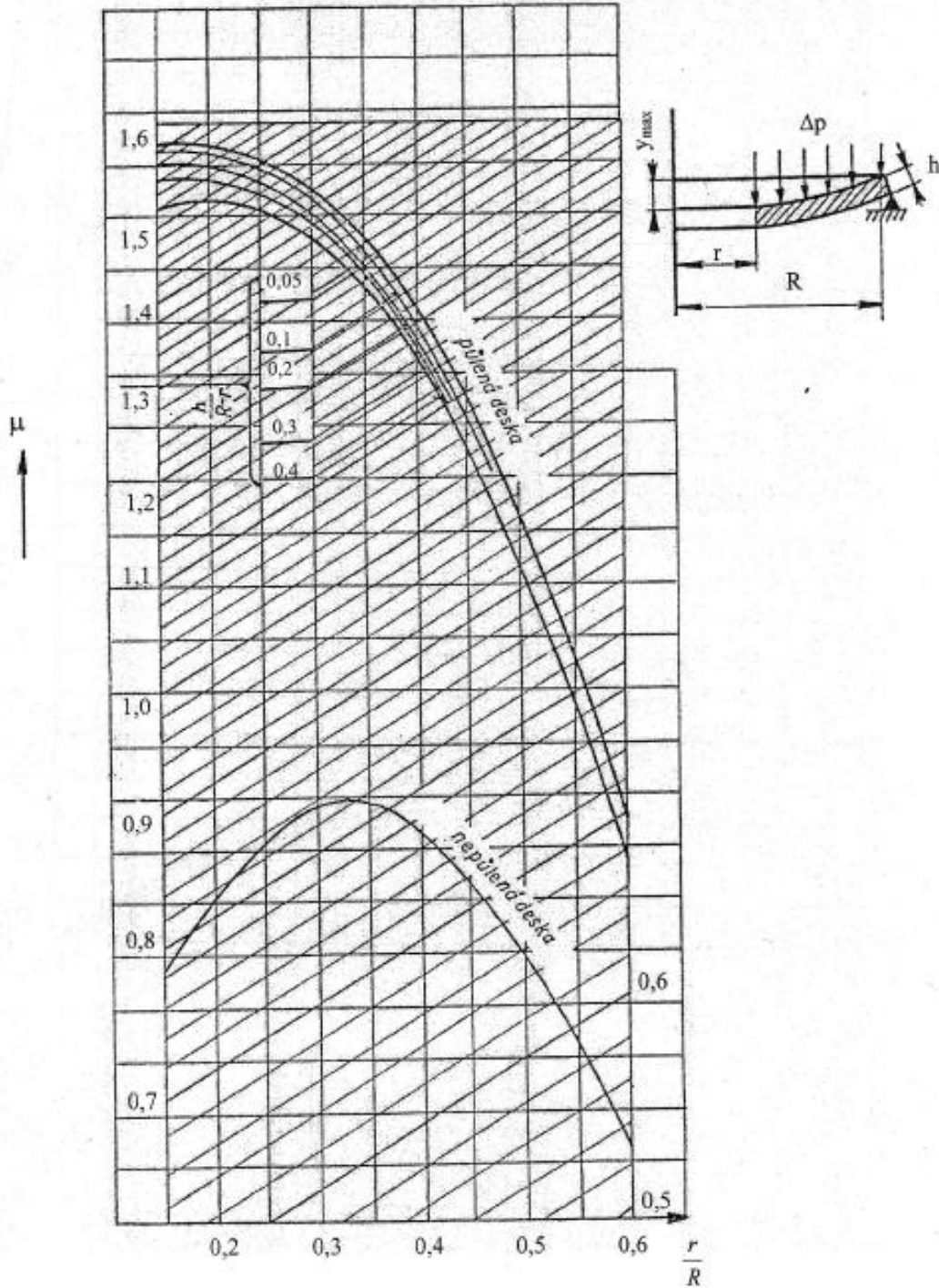
Příloha 6 [10]

**Součinitel  $\phi$  pro výpočet namáhání  
rozdávěcího kola**



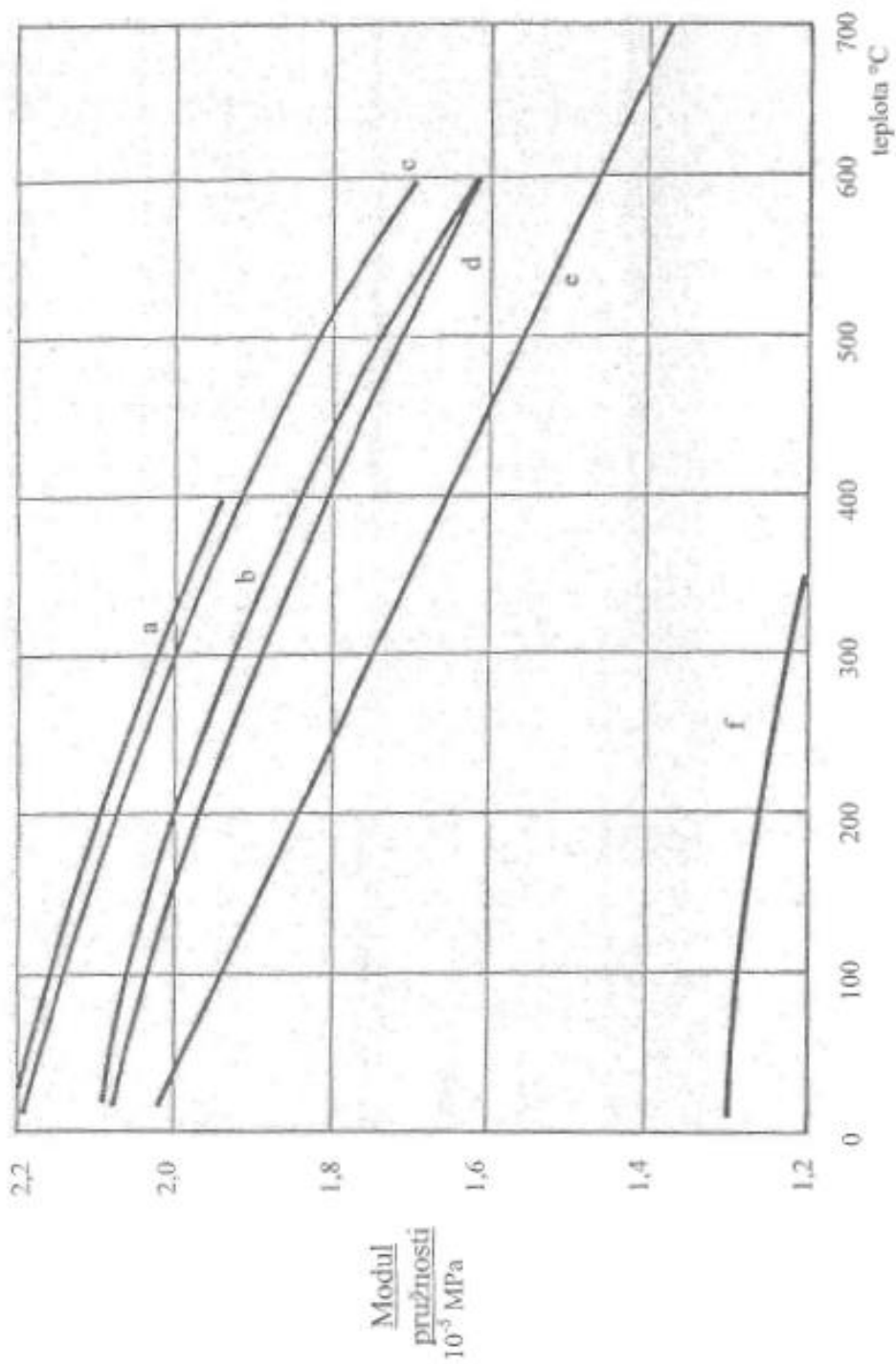
Příloha 7 [10]

**Součinitel  $\mu$  pro výpočet průhybu  
rozdávěcího kola**



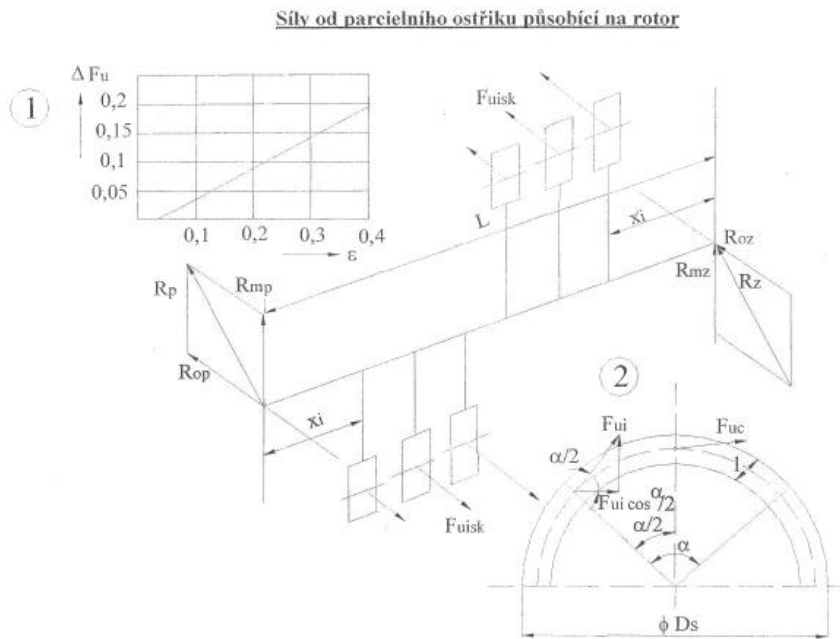
**Příloha 8 [10]**

**Závislost modulu pružnosti v tahu na teplotě**

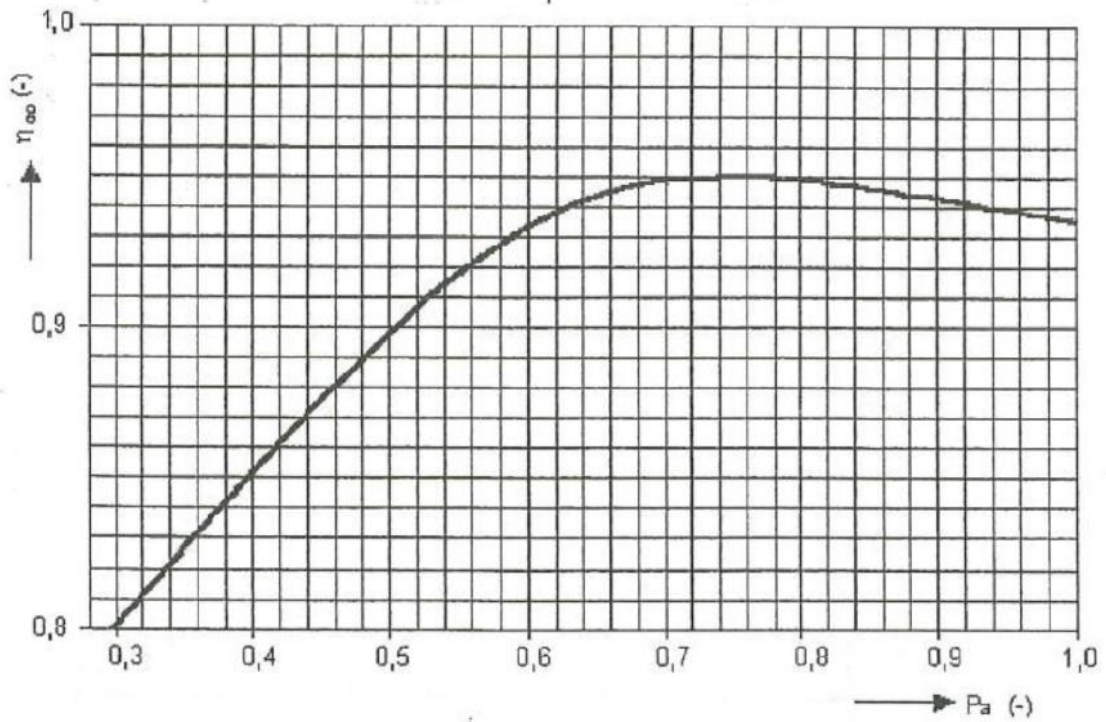


a,b – uhlíkové oceli 500 – 600 Mpa, c – ocel 0.3 C, 0.11 Ni, 0.007 Cr, d – ocel 0.35 C, 4.21 Ni, 1.22 Cr,  
e – austenitická ocel 18 Cr, 8 Ni, stabilizovaná Ti, f – litina

**Příloha 9 [10]**

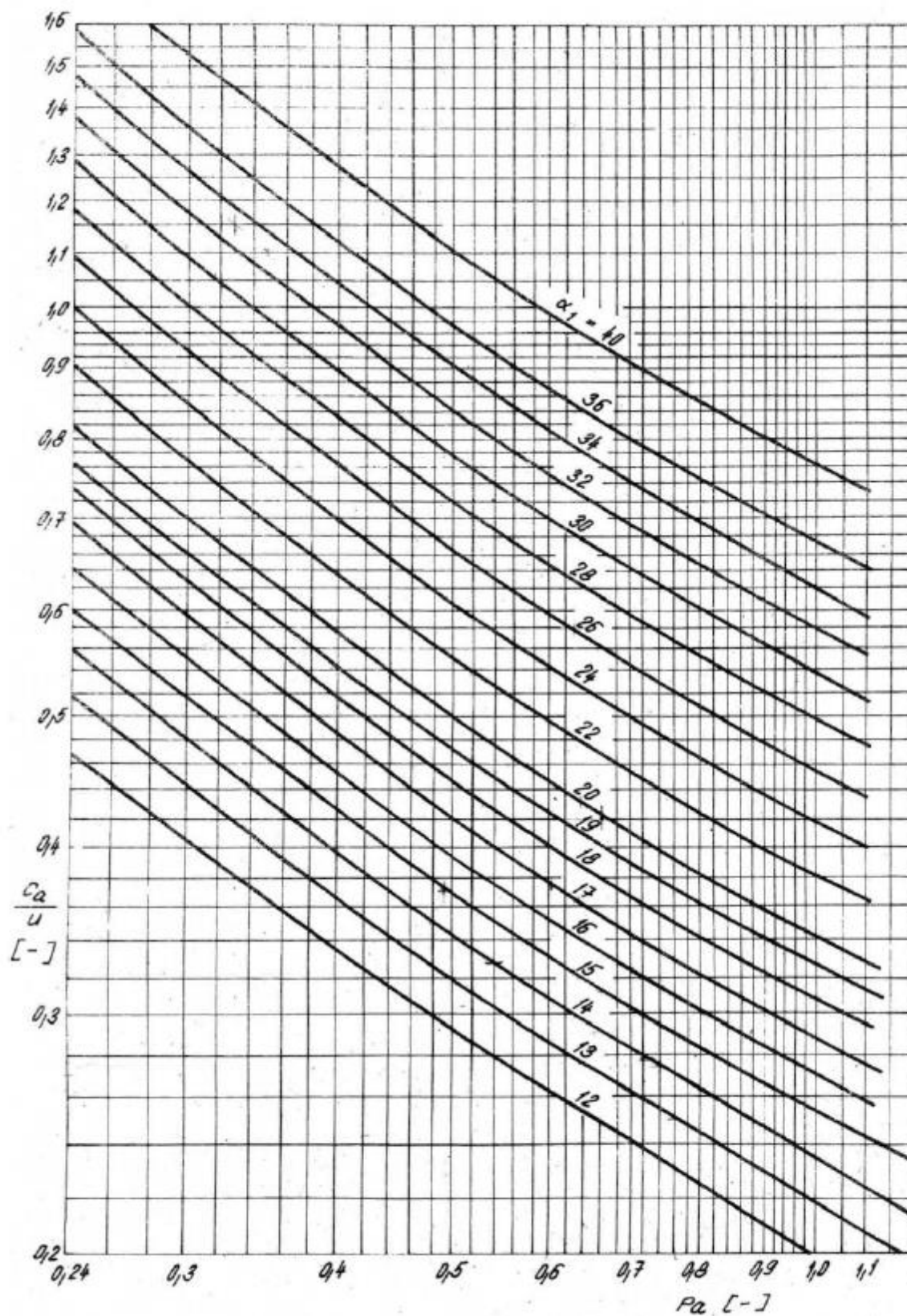


**Příloha 10 [11]**

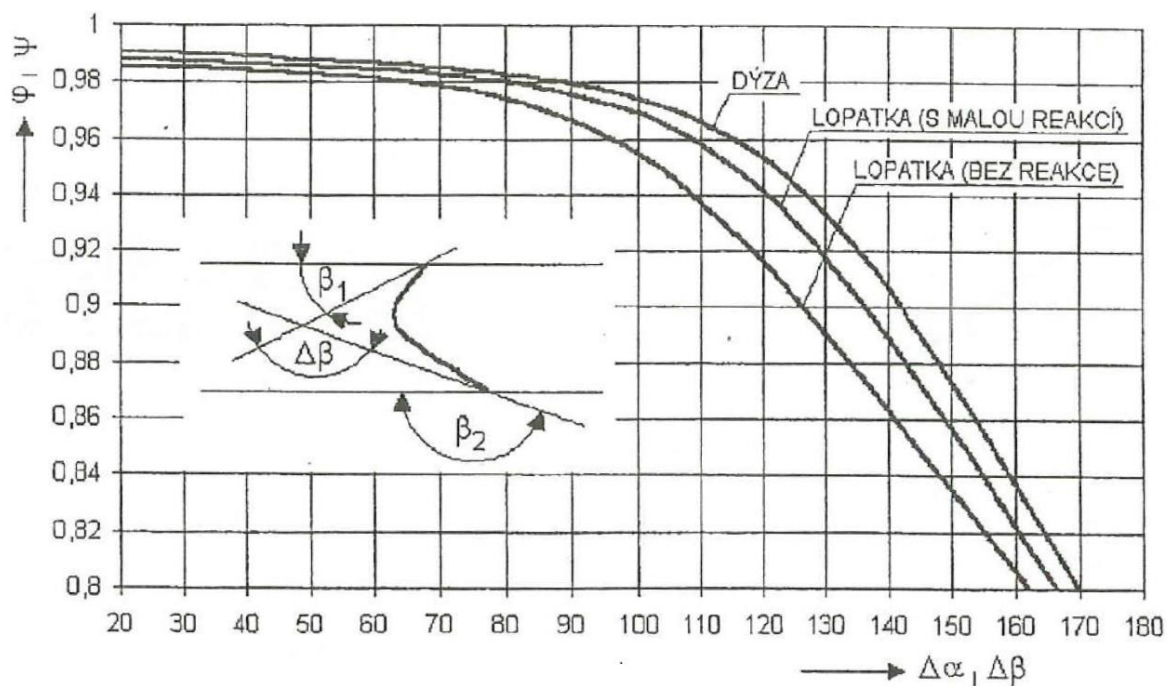




Příloha 11 [11]

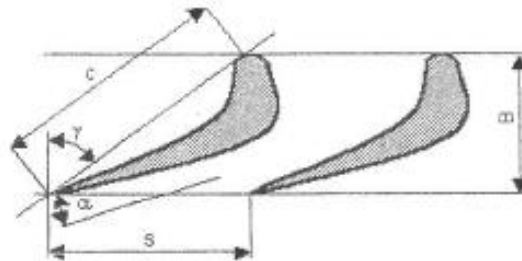


**Příloha 12 [11]**



## 10.2 Tabulky profilů lopatek parních turbín

Tab. 10.1 Příkladové profily statorových a rotorových lopatek – doporučené hodnoty



Profil	B	$\alpha_0, s$ [mm]						c [mm]	$\gamma$	$W_{min}$ [cm <sup>3</sup> ]	S [cm <sup>2</sup> ]			
		s/c = 0,67		s/c = 0,75		s/c = 0,815								
PB 500	8,5	s = 8,44	12	s = 9,9	13	s = 18,758	14	13,2	49°	0,0114	0,265			
	9,2											16	17	18
	9,7											18	20	21
	10,1											23	23	21
PB 510	11,8	s = 12,261	12	s = 13,725	13	s = 14,9145	14	18,3	49°	0,0304	0,5099			
	12,8											16	17	18
	13,4											19	20	21
	14,1											23	23	21
	14,7											26	26	21
PB 520	14,4	s = 15,008	12	s = 16,8	13	s = 18,256	14	22,4	49°	0,0543	0,780			
	15,7											16	17	18
	16,5											19	20	20
	17,2											23	23	20
	18,0											26	26	20
	19,1											30	30	20
PB 530	18,7	s = 17,956	16	s = 20,1	17	s = 21,842	18	26,8	44°30'	0,0930	1,115			
	19,6											19	20	21
	20,5											23	23	21
	21,6											26	26	21
	22,8											30	30	21
PB 540	21,5	s = 20,77	16	s = 23,25	17	s = 25,265	18	31,0	44°30'	0,1439	1,496			
	22,8											19	20	21
	23,8											23	23	21
	24,9											26	26	21
	26,4											30	30	21
PB 550	27,4	s = 26,264	16	s = 29,4	17	s = 31,948	18	39,2	44°30'	0,2915	2,385			
	28,8											19	20	21
	30,1											23	23	21
	31,5											26	26	21
	33,4											30	30	21
PB 560	38,8	s = 30,552		s = 34,2	30	s = 37,164		45,6	30°	0,460	3,230			
	40,8											33	33	25°

**Závěs lopatek- typ T**  
**Oběžné lopatky**

Nožka a drážka 25 a 30 mm

1. „T“ Těžiště nožky
2. Plocha nožky „F“ pro lop. 25 = 5,9 cm<sup>2</sup>, pro lop. 30 = 6,4 cm<sup>2</sup>

