



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

# KONDENZAČNÍ PARNÍ TURBÍNA DO CUKROVARU

CONDENSING STEAM TURBINE FOR A SUGAR FACTORY

## DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

## AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Jakub Kovaříček**

## VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Petr Kracík, Ph.D.**

**BRNO 2022**





## Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	<b>Bc. Jakub Kovaříček</b>
Studijní program:	Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Petr Kracík, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2021/22

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### Kondenzační parní turbína do cukrovaru

#### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte kondenzační parní turbínu pro cukrovar:

tlak admisní páry 45 bar(a)

teplota admisní páry 450 °C

hmotnostní průtok páry do turbíny 96 t/h

teplota odplynění 105 °C

průměrná teplota okolního vzduchu 35 °C

Další nespecifikované parametry vhodně zvolte.

#### Cíle diplomové práce:

- 1) porovnání metodik návrhu posledních nakrucovaných stupňů,
- 2) návrh tepelného schématu pro zadané parametry,
- 3) termodynamický návrh parní turbíny pro navržené tepelné schéma,
- 4) aerodynamický návrh posledního stupně včetně konstrukce profilu lopatek.

#### Seznam doporučené literatury:

FIEDLER, J. Parní turbíny: návrh a výpočet. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.

KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4.

KADRNOŽKA, J. Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3.

ŠKOPEK, J. Parní turbína: tepelný a pevnostní výpočet. Plzeň: Západočeská univerzita, 2007, 170 s., 54 s. příl. ISBN 978-80-7043-256-3.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

---

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.  
děkan fakulty

## **ABSTRAKT**

Hlavním tématem diplomové práce Kondenzační parní turbína do cukrovaru je porovnání metodik pro návrh nakrucovaných lopatek posledních nízkotlakých stupňů kondenzační parní turbíny. Práce je rozdělena do pěti částí. Rešerše v první části se kromě detailně popsanych metodik Dunham, Pritchard a Trigg zabývá také dalšími, stručně popsanyimi metodami. V druhé části je proveden předběžný výpočet tepelného schématu, ve kterém by měla být turbína provozována. Za turbínou je zvolen vzduchový kondenzátor. Třetí část je věnována předběžnému a detailnímu výpočtu regulačního stupně. Další část řeší předběžný termodynamický výpočet turbíny, která má přetlakové lopatkování a je rozdělena na sedm průtočných kuželů. Obsahem navazující páté části je detailní návrh geometrie nakrucovaných lopatek posledního stupně. Je zde popsán význam nakrucování lopatek z hlediska účinnosti a je možno nahlédnout na problematiku celého procesu. Profil lopatek je detailně vymodelován pomocí dvou metod a následně na středním průměru porovnán i s třetí metodou, kterou je vymodelován pouze jeden řez. Zatímco metoda Dunham je časově nejúspornější, generovaný tvar lopatek není ve srovnání s časově náročnějšími metodami ideální. Příloha práce obsahuje zjednodušený výkres navržené statorové a rotorové lopatky.

## **Klíčová slova**

Parní turbína, poslední stupeň, nakrucovaná lopatka, Dunham, Pritchard, Bézier

## **ABSTRACT**

The main topic of the thesis Condensing steam turbine for a sugar factory is a comparison of the methodology for the design of twisted blades of the last low-pressure stages of a condensing steam turbine. The work is divided into the five parts. In addition to the Dunham, Pritchard and Trigg methodologies described in detail, the research in the first part also deals with other, briefly described methods. In the second part, a preliminary calculation of the thermal scheme in which the turbine should be operated is performed. An air condenser is selected behind the turbine. The third part is devoted to the preliminary and detailed calculation of the control degree. The next part deals with the preliminary thermodynamic calculation of the turbine, which has an overpressure blade and is divided into seven flow cones. The content of the following fifth part is a detailed design of the geometry of twisted blades of the last stage. The importance of twisting the blades in terms of efficiency is described here and it is possible to look at the issues of the whole process. The profile of the blades is modeled in detail using two methods and then compared on the mean diameter with the third method, which is modeled only in one section. While the Dunham method is the most time-saving, the generated blade shape is not ideal compared to the more time-consuming methods. The appendix contains a simplified drawing designed for stator and rotor blades.

## **Key words**

Steam turbine, last stage, twisted blade, Dunham, Pritchard, Bézier

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

KOVAŘÍČEK, Jakub. *Kondenzační parní turbína do cukrovaru*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/139070>.

Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Ing. Petr Kracík, Ph.D.

## **PROHLÁŠENÍ**

Prohlašuji, že jsem *diplomovou práci* na téma **Kondenzační parní turbína do cukrovaru** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

---

Datum

---

*Jakub Kovaříček*

## **PODĚKOVÁNÍ**

Rád bych na tomto místě poděkoval Ing. Petrovi Kracíkovi Ph.D. za odborné vedení, cenné připomínky a ochotnou spolupráci při psaní diplomové práce. Poděkování také patří Ing. Markovi Saňkovi ze společnosti EKOL, spol. s r.o. za poskytnuté informace a materiály v oblasti návrhu nízkotlakých stupňů a jeho věnovaný čas. V neposlední řadě děkuji své rodině za velkou podporu a zázemí během studia.

## OBSAH

ÚVOD.....	11
1 Metodika návrhu posledních nakrucovaných stupňů .....	12
1.1 Vývoj návrhových metod.....	12
1.2 Parametrická metoda Dunham .....	13
1.2.1 Konstrukce parabolické střední čáry lopatky .....	14
1.2.2 Konstrukce profilu lopatky.....	15
1.3 Metoda jedenácti parametrů Pritchard .....	18
1.3.1 Nalezení pěti tangenciálních bodů .....	19
1.3.2 Vytváření křivek profilu.....	
1.4 Metoda pomocí Bézierových křivek .....	23
1.5 Metoda Triggova.....	26
2 Tepelné schéma oběhu.....	28
2.1 Tlakové ztráty před turbínou.....	29
2.2 Kondenzátor .....	30
2.3 Napájecí nádrž s odplynovákem .....	30
2.4 Kondenzátní čerpadlo .....	32
2.5 Nízkotlaké ohříváky .....	33
2.5.1 Druhý nízkotlaký ohřívák.....	34
2.5.2 První nízkotlaký ohřívák .....	36
2.6 Hmotnostní bilance .....	38
2.7 Výsledky bilančního výpočtu .....	39
3 Regulační stupeň .....	40
3.1 Předběžný návrh A-kola .....	40
3.2 Detailní výpočet A-kola.....	43
3.3 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně.....	44
3.4 Výpočet průtočných průřezů stupně .....	46
3.5 Ztráty a výpočet vnitřního výkonu.....	47
4 Termodynamický návrh parní turbíny .....	50
4.1 Předběžný výpočet prvního kužele .....	50
4.1.1 Výchozí hodnoty kužele pro výpočet.....	50
4.1.2 Výpočet geometrie a rychlostí prvního kužele.....	51
4.1.3 Výpočet ztrát, účinnosti a vnitřního výkonu prvního kužele .....	53
4.2 Výsledky předběžného návrhu.....	56
4.3 Předběžné určení vnitřní účinnosti turbíny .....	58
4.4 Rychlostní trojúhelník posledního stupně.....	60
4.4.1 Výpočet na středním průměru .....	61
4.4.2 Rychlostní trojúhelníky na ostatních řezech .....	65
5 Detailní návrh posledního stupně .....	67
5.1 VTI metoda .....	67
5.2 Návrh profilu lopatek posledního stupně.....	70

5.2.1	Návrh profilu pomocí metody Dunham.....	71
5.2.2	Návrh profilu pomocí metody Pritchard.....	75
5.2.3	Návrh profilu pomocí Bézierových křivek.....	79
5.2.4	Návrh profilu statorové lopatky posledního stupně.....	80
5.3	Pevnostní kontrola navržených lopatek.....	83
5.4	Porovnání metodik návrhu.....	84
ZÁVĚR.....		85
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....		86
SEZNAM PŘÍLOH.....		89



## ÚVOD

Hlavním cílem diplomové práce je navrhnout profily nakrucovaných lopatek posledního nízkotlakého stupně parní turbíny. Prvním krokem pro takový návrh je získání rychlostního trojúhelníku na středním poloměru a jeho následná radiální variace. Druhým krokem je poté vymodelovat a vybrat nejvhodnější tvar pro realizaci daných rychlostních trojúhelníků. Pro dosažení těchto tvarů je používáno různých metod, které jsou obecně popsány v první kapitole této práce.

Návrhu posledního stupně musí předcházet předběžné termodynamické výpočty celé turbíny, včetně tepelného schématu, ve kterém by turbína měla být provozována. V práci je proto proveden návrh kondenzační parní turbíny do cukrovaru Etihad Food Industries v Iráku. Vstupní parametry byly zadány společností EKOL, spol. s r.o., a to tlak admisní páry 45 bar, teplota admisní páry 450 °C společně s hmotnostním průtokem 96 t/hod. Zadána byla také průměrná teplota okolí 35 °C a teplota odplynění 105 °C. Další parametry jsou ponechány na vhodné volbě.

Termodynamický výpočet turbíny je rozdělen do dvou hlavních kapitol, které na sebe bezprostředně navazují. Nejprve je proveden bilanční výpočet tepelného schématu, ve kterém by měla být parní turbína provozována. Po získání potřebných parametrů, jako například hmotnostní průtoky neregulovanými odběry pro nízkotlakou regeneraci, následuje kapitola třetí. Ta se zabývá předběžným a detailním termodynamickým návrhem regulačního stupně. Výstupem z výpočtu regulačního stupně jsou vstupní parametry do kapitoly čtvrté, která řeší předběžný termodynamický návrh průtočných kuželů turbíny. Následně je proveden návrh posledního stupně metodou pro relativně dlouhé lopatky s konstantní cirkulací. Na výpočty v těchto kapitolách byl využit software MS Excel s implementovanými parními tabulkami „X Steam Tables“ [26].

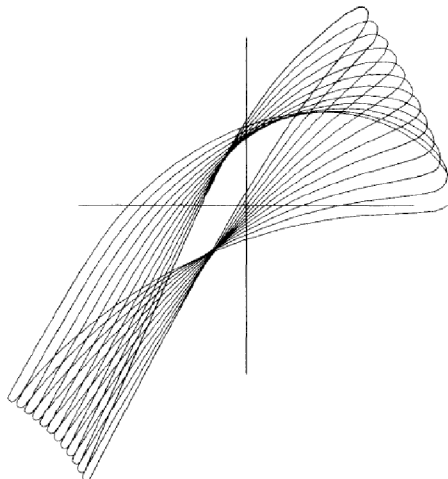
V poslední kapitole, je u předběžně navržené parní turbíny proveden detailní návrh posledního stupně. Profily statorových a rotorových lopatek jsou sestrojeny ve variantním řešení metodami Dunham a Pritchard, pevnostně propočteny a je provedeno vzájemné porovnání těchto metodik návrhu i s metodou Bézierových křivek.

## 1 Metodika návrhu posledních nakrucovaných stupňů

Tato kapitola popisuje vybrané metody k tvorbě lopatkových profilů axiálních turbín. Detailní návrh lopatkových profilů turbín s axiálním průtokem zahrnuje vytvoření hladkého profilu, který by vyhovoval různým požadavkům, udávaným rychlostními trojúhelníky. To mohou být například vstupní a výstupní úhly lopatky.

Volba některých parametrů lopatkového profilu může být silně ovlivněna také potřebou dosáhnout odpovídající mechanické integrity pro zamýšlenou aplikaci. Příkladem může být poloměr vstupní a výstupní hrany, dále maximální tloušťka lopatky, nebo kuželovitost lopatky v radiálním směru. Velikost těchto parametrů bývá často dokonce upravována na základě požadavků mechanické integrity. Na druhou stranu však většina z těchto problémů nemůže být plně popsána, dokud není profil lopatky navržen a otestován. Detailní design lopatky je tedy společným úsilím aerodynamických a mechanických konstruktérů. [3]

Vzhledem ke složitosti problému, je návrh obvykle redukován na řadu dvojrozměrných problémů. Tyto dvojrozměrné části jsou poté vrstveny podle pozice těžiště a trojrozměrného tvaru náběžné i výstupní hrany. Příklad vrstvení je znázorněn na obrázku 1, kde je postupně navrstveno dvanáct 2D profilů postupně měnících své parametry.



Obrázek 1 Příklad vrstvení 2D profilů pravotočivé lopatky

Lopatkové kaskády mohou být navrhovány přímou nebo inverzní metodou. U přímé metody je zadávána geometrie lopatky a výstupem je výkon lopatky. Tato geometrie je upravována, dokud není dosaženo požadovaného výkonu. U inverzní metody se začíná od již známého tvaru i výkonu a vstupem jsou požadované úpravy výkonu. Výstupem je poté nová lopatka, která výkonem odpovídá požadované změně. Požadovaný výkon bývá určován z modelování proudění. Obě metody jsou iterativní a obě metody mají své výhody a nevýhody, proto bývá často návrh prováděn jejich kombinací. [7]

### 1.1 Vývoj návrhových metod

V dobách nedostupnosti počítačových výpočtů, byla většina modelů lopatek navržena na rýsovacím prkně, kde se sestavovala pomocí průniků kruhových oblouků. Případně mohl být základní profil nabalen na středovou čáru lopatky, většinou parabolického tvaru. Jakmile byly dostupné možnosti výpočtu rozložení povrchových rychlostí, byly používány na provádění testování. Obě metody nenabízely příliš velkou škálu možností tvarování.

Na počátku počítačových výpočetních programů byly metody navrhování lopatek založeny na rozložení tloušťky za pomoci matematických funkcí podél střední čáry lopatky.

Jedna z těchto metod pochází od Dunhama [4] a bude blíže rozebrána v následující kapitole této práce. Přestože zdroje uvádějí mnoho dalších možností návrhů a optimalizací profilů, ověřených postupů spjatých s parametrickým modelováním není v dostupné literatuře mnoho.

Pritchard, jehož metodou se také práce blíže zabývá, popisuje model profilů lopatek axiálních turbín za pomoci jedenácti základních parametrů. Tyto parametry udávají pozici tangenciálních bodů, které určují pozici náběžné a odtokové kružnice, dále pak délku hrdla a jeho tangenciální bod na sací hraně. Přetlaková hrana a vstupní část sací hrany (po tangenciální bod hrdla) jsou modelovány za pomoci křivek polynomů třetího řádu a zbývající část sací hrany je vytvořena kruhovým obloukem. Křivky i kruhový oblouk mají počátek i konec ve zmíněných tangenciálních bodech, v nichž je kontinuita zajištěna pouze do první derivace, z čehož plyne nevýhoda metody. Jelikož není zajištěna kontinuita napojení křivek druhou derivací, mohou vznikat hlavně na náběžné hraně a v oblasti hrdla rychlostní výkyvy, tzv. rychlostní špičky.

Parametrické metody však nenabízejí dostatek flexibility při navrhování sací a přetlakové plochy k dosažení co nejpřesnějšího požadovaného výkonu lopatky. Řešení flexibility nabízí například Trigg [13], který ponechává tangenciální body lopatky získané Pritchardovými rovnicemi, avšak nahrazuje polynomy a kruhové oblouky za pomoci Bézierových křivek. Tímto se zvedá počet parametrů ovlivňujících tvar lopatky o počet kontrolních bodů křivek, avšak stále není vyřešen problém diskontinuity profilu lopatky.

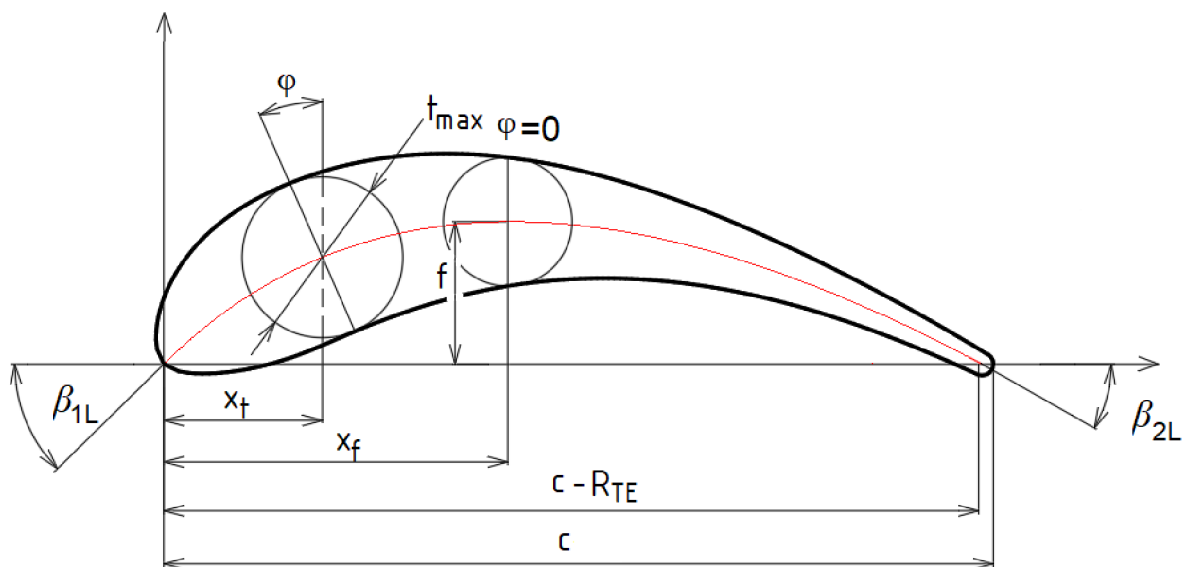
S použitím Bézierovi křivky, B-Spline křivky a tzv. NURBS (Non-uniform rational basis spline) bylo za účelem snadnější optimalizace publikováno mnoho metod. Metody jsou si hodně blízké, i z toho důvodu, že NURBS můžeme brát jako zobecněné Bézierovy křivky. Práce blíže rozebírá pouze metody založené na Bézierových křivkách (kapitola 1.4). B-Spline křivky řeší například metody Siddappaji (2012) [16], Mykhaskiv (2018) [17] nebo Torreguitart (2018) [18]. Návrh lopatky pomocí NURBS jsou pak v otevřené literatuře známé zejména metody Koini (2009) [19] a jedna z nejnovějších Agromayor (2021) [23]

## 1.2 Parametrická metoda Dunham

Jak již bylo zmíněno výše, metoda Dunham vytváří profil lopatky pomocí matematických funkcí, rozkládajících tloušťku profilu okolo střední čáry lopatkového profilu. Hrana profilu je definována matematickou funkcí o desíti parametrech, které určí návrhář:

$\beta_{1L}$	vstupní úhel profilu	(stupně)
$\beta_{2L}$	výstupní úhel profilu	(stupně)
$t_{max}$	maximální tloušťka	(procentuální hodnota délky tětivy $c$ )
$WA_{TE}$	klínový úhel výstupní hrany	(stupně)
$R_{LE}$	poloměr vstupní hrany	(procentuální hodnota z $t_{max}$ )
$R_{TE}$	poloměr výstupní hrany	(procentuální hodnota z $t_{max}$ )
$x_t$	pozice maximální tloušťky	(procentuální hodnota z „algebraické“ tětivy)
$x_f$	pozice maximálního prohnutí	(procentuální hodnota z „algebraické“ tětivy)
$s/c$	poměr rozteče ku tětivě	(–)
$c$	délka tětivy profilu	(milimetry)

U této metody je nutno brát v potaz, že většina vstupních parametrů je zadávána jako koeficient, který je většinou platný jako procentuální délka, jako například z dané délky tětivy  $c$  v milimetrech. V této práci jsou rovnice platné pouze tehdy, pokud jsou poměrové vstupní parametry zadány v jednotkách procent, nikoliv jako desetinné číslo.



Obrázek 2 Vybrané parametry definující lopatku Dunhama

Vybrané parametry jsou uvedeny na obrázku 2. Hodnota některých z nich musí být určena tak, aby splňovaly mechanické požadavky a zbývající parametry jsou upraveny na hodnoty, při kterých je dosaženo co nejlepších křivek s ohledem na aerodynamiku lopatky.

Po zjištění rychlostního trojúhelníku na určitém poloměru lopatky začíná níže popsany návrh profilu, který by nejlépe splňoval požadavky. Nejlepší tvar lopatky je však často nutno hledat v široké škále principiálně funkčních návrhů. Vhodný tvar je tedy hledán s ohledem na nezákladnější požadavky, jako například dostatečná tloušťka lopatky, nebo obtížnost její výroby. Poté je také třeba brát ohled na požadovaný průtok lopatkovým kanálem, dále také na výstupní úhel média a s ním spjatý deviační úhel. Na závěr je vhodné minimalizovat aerodynamické ztráty, které mohou vzniknout špatnou rychlostí média na povrchu lopatky.

### 1.2.1 Konstrukce parabolické střední čáry lopatky

Střední čára lopatky je konstruována pomocí rovnic uvedených níže, ve kterých primárně figurují vstupní a výstupní úhel lopatky  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$ . Tyto rovnice jsou z části vyňaty ze zdroje [25], jelikož zdroj [4] obsahuje chyby. Dalším parametrem v operacích je pozice maximálního prohnutí  $x_f$ , jejíž hodnota je uváděna v procentech vzdálenosti po těživě  $c$ . Střední čára je konstruována s počátkem v bodě (0, 0) a končí v bodě (1, 0). Z toho důvodu je potom stoupání střední čáry na počátku a na konci změněno o úhel nastavení  $\gamma$ .

Nejdříve je zapotřebí určit úhel nastavení lopatky  $\gamma$  podle rovnice

$$\gamma = \arctg\left(\frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}\right) \quad (1.2.1-1)$$

ve které jsou konstanty  $a$ ,  $b$ ,  $c$  počítány jako

$$a = 4 \frac{x_f}{100} (tg\beta_{1L} - tg\beta_{2L}) - 3 \cdot tg\beta_{1L} + tg\beta_{2L} \quad (1.2.1-2)$$

$$b = 2(1 - tg\beta_{1L} \cdot tg\beta_{2L}) \quad (1.2.1-3)$$

$$c = 4 \frac{x_f}{100} (tg\beta_{1L} - tg\beta_{2L}) - tg\beta_{1L} + 3 \cdot tg\beta_{2L} \quad (1.2.1-4)$$

Souřadnice bodů střední čáry lopatky  $(x_c, y_c)$  jsou dopočítány soustavou rovnic

$$x_c \cdot \cos \alpha - y_c \cdot \sin \alpha + x_0 = A_0 \cdot t^2 \quad (1.2.1-5)$$

$$x_c \cdot \sin \alpha + y_c \cdot \cos \alpha + y_0 = 2A_0 \cdot t \quad (1.2.1-6)$$

V rovnicích je

$$\alpha = \cot^{-1} \left\{ -\frac{1}{2} [\cot(\beta_{1L} + \gamma) + \cot(\beta_{2L} + \gamma)] \right\} \quad (1.2.1-7)$$

$$A_0 = \frac{1}{4} [\sin^3 \alpha \cdot \cot(\beta_{1L} + \gamma) + \sin^2 \alpha \cdot \cos \alpha] \quad (1.2.1-8)$$

$$y_0 = \frac{4A_0 \cdot \cos \alpha - \sin^2 \alpha}{2 \cdot \sin \alpha} \quad (1.2.1-9)$$

$$x_0 = \frac{y_0^2}{4A_0} \quad (1.2.1-10)$$

Po úpravách soustavy rovnic jsou vypočteny souřadnice střední čáry dle následujících rovnic

$$x_c(t) = A_0 \cdot t^2 \cdot \cos \alpha + 2A_0 \cdot t \cdot \sin \alpha - x_0 \cdot \cos \alpha - y_0 \cdot \sin \alpha \quad (1.2.1-11)$$

$$y_c(t) = -A_0 \cdot t^2 \cdot \sin \alpha + 2A_0 \cdot t \cdot \cos \alpha + x_0 \cdot \sin \alpha - y_0 \cdot \cos \alpha \quad (1.2.1-12)$$

Levý koncový bod intervalu  $\langle t_1, t_2 \rangle$ , odpovídá v souřadnicovém systému  $(x, y)$  bodu  $(0, 0)$  a pravý koncový bod bodu  $(0, 1)$ . Po dosazení těchto hodnot do rovnice (1.2-6) jsou získány krajní hodnoty intervalu

$$t_1 = \frac{y_0}{2A_0} \quad (1.2.1-13)$$

$$t_2 = \frac{\sin \alpha + y_0}{2A_0} \quad (1.2.1-14)$$

### 1.2.2 Konstrukce profilu lopatky

Profil lopatky je složený ze tří částí. Z náběžné části, což je část od náběžné hrany po pozici maximální tloušťky  $x_t$ , druhá je část odtoková, která následuje od maximální tloušťky  $x_t$  po kruhovou odtokovou hranu. Tato kruhová odtoková hrana je část třetí. Tvar počáteční části lopatky definuje rovnice

$$y = Ax^{0,5} + Bx + Cx^2 + Dx^3 \quad (1.2.2-1)$$

a druhou část ke konci lopatky

$$y = E + F(1 - x) + G(1 - x)^3 + H(1 - x)^4 \quad (1.2.2-2)$$

Kontinuita křivek v napojení je zajištěna rovností první a druhé derivace křivek.

Dále je nutno podotknout, že mezi body  $(0, 0)$  a  $(0, 1)$ , je pouze takzvaná „algebraická“ tětiva lopatky.

Skutečná třetina lopatky bude mít tedy velikost

$$c = 1 + R_{TE} \cdot 10^{-2} \quad (1.2.2-3)$$

Z toho důvodu je pak nutno použít v rovnicích pro výpočet koeficientů A až H (s výjimkou E) škálovací faktor  $S$ .

$$S = 1 + R_{TE} \cdot t_{max} \cdot 10^{-4} \quad (1.2.2-4)$$

Koeficienty pro vstupní část lopatky A až D, jsou dopočítávány podle rovnic

$$A = \left(0,08 \frac{R_{LE}}{t_{max} \cdot S}\right)^{0,5} \quad (1.2.2-5)$$

$$B = \left(0,3 - \frac{15r}{8} + q\right) \cdot \left(\frac{x_t}{100} \cdot S\right)^{-1} \quad (1.2.2-6)$$

$$C = \left(-0,3 + \frac{5r}{4} - 2q\right) \cdot \left(\frac{x_t}{100} \cdot S\right)^{-2} \quad (1.2.2-7)$$

$$D = \left(0,1 - \frac{3r}{8} + q\right) \cdot \left(\frac{x_t}{100} \cdot S\right)^{-3} \quad (1.2.2-8)$$

kde

$$q = \left[-0,6 + 6E + 3F \cdot \left(1 - \frac{x_t}{100} \cdot S\right)\right] \cdot \left(\frac{\frac{x_t}{100} \cdot S}{1 - \frac{x_t}{100} \cdot S}\right)^2 \quad (1.2.2-9)$$

$$r = \left(8 \frac{R_{LE} \cdot x_t}{t_{max}} \cdot 10^{-4}\right)^{0,5} \quad (1.2.2-10)$$

Pro výstupní část jsou koeficienty rovny

$$E = 2R_{TE} \cdot 10^{-3} \quad (1.2.2-11)$$

$$F = 20 \cdot tg\left(\frac{WA_{TE}}{2}\right) \cdot (t_{max} \cdot S)^{-1} \quad (1.2.2-12)$$

$$G = \left[0,4 - 4E - 3F \cdot \left(1 - \frac{x_t}{100} \cdot S\right)\right] \cdot \left(1 - \frac{x_t}{100} \cdot S\right)^{-3} \quad (1.2.2-13)$$

$$H = -\left[0,3 - 3E - 2F \cdot \left(1 - \frac{x_t}{100} \cdot S\right)\right] \cdot \left(1 - \frac{x_t}{100} \cdot S\right)^{-4} \quad (1.2.2-14)$$

kde  $WA_{TE}$  je většinou namísto volené hodnoty dopočítán jako

$$WA_{TE} = 2 \cdot \arctg\left(\frac{t_{max}}{300}\right) \quad (1.2.2-15)$$

Pozice maximální tloušťky lopatky  $x_t$  je možno dopočítat podle rovnice

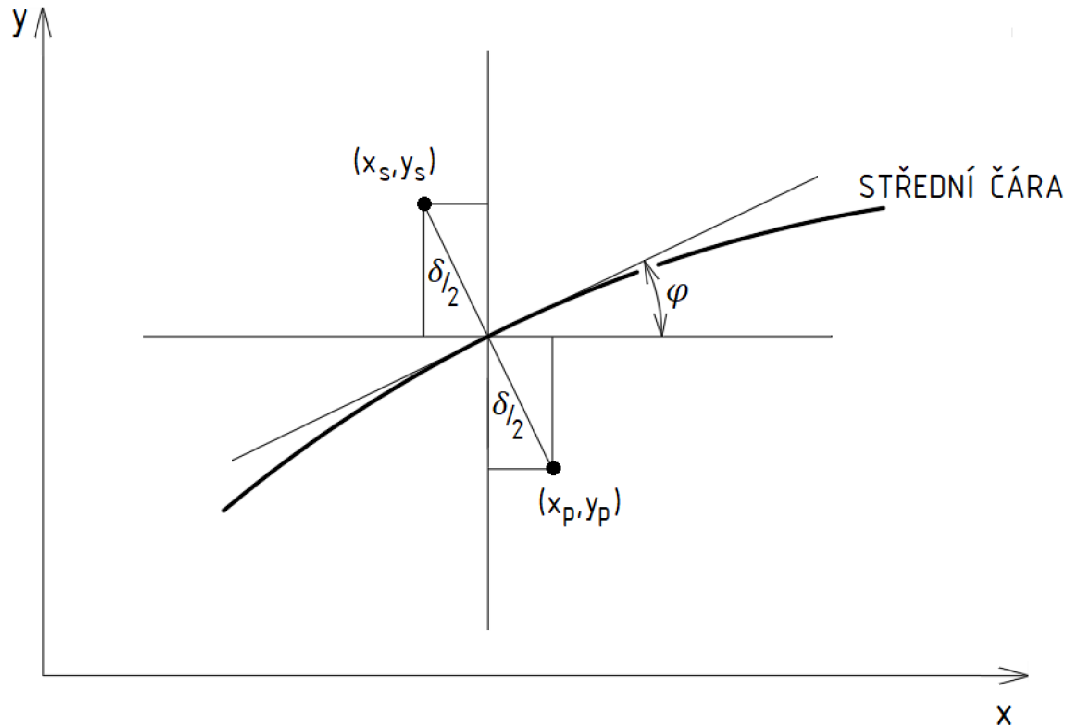
$$x_t = 13,7 + 0,58t_{max} \quad (1.2.2-16)$$

avšak je často nutné tento parametr volit, zejména pak v patních oblastech lopatky. Hodnota může být také dopočítána a následně ve výpočtu upravována pomocí koeficientu.

Dosazením těchto koeficientů do rovnic (1.2.2-1) a (1.2.2-2) je dopočítán základní profil lopatky pro obě části, a to

$$\delta = 0,1t_{max}(Ax_c^{0,5} + Bx_c + Cx_c^2 + Dx_c^3), x_c < \frac{x_t}{100} \cdot S \quad (1.2.2-17)$$

$$\delta = 0,1t_{max}[E + F(1 - x_c) + G(1 - x_c)^3 + H(1 - x_c)^4], x_c > \frac{x_t}{100} \cdot S \quad (1.2.2-18)$$



Obrázek 3 Definice souřadnic profilu

Jakmile je zkonstruována střední čára a dopočítán základní profil  $\delta$ , mohou být dopočítány souřadnice bodů hran lopatky technikou nabalování. V každém bodě střední čáry  $(x_c, y_c)$  je vypočtena směrnice tečny  $\varphi$  a na příslušnou normálu nanesena tloušťka  $\delta/2$ . Tím je získán ke každému bodu střednice bod sací hrany a bod přetlakové hrany.

Úhel tečny  $\varphi$  je vypočítán z rovnice

$$\varphi = \arctg\left(\frac{1 - t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{t + \operatorname{tg} \alpha}\right) \quad (1.2.2-19)$$

Jak napovídá obrázek 3, hledané souřadnice profilu lze díky úhlu tečny  $\varphi$  získat jako

$$x_{p,s} = x_c \pm \frac{\delta}{2} \cdot \sin \varphi$$

$$y_{p,s} = y_c \mp \frac{\delta}{2} \cdot \cos \varphi \quad (1.2.2-20)$$

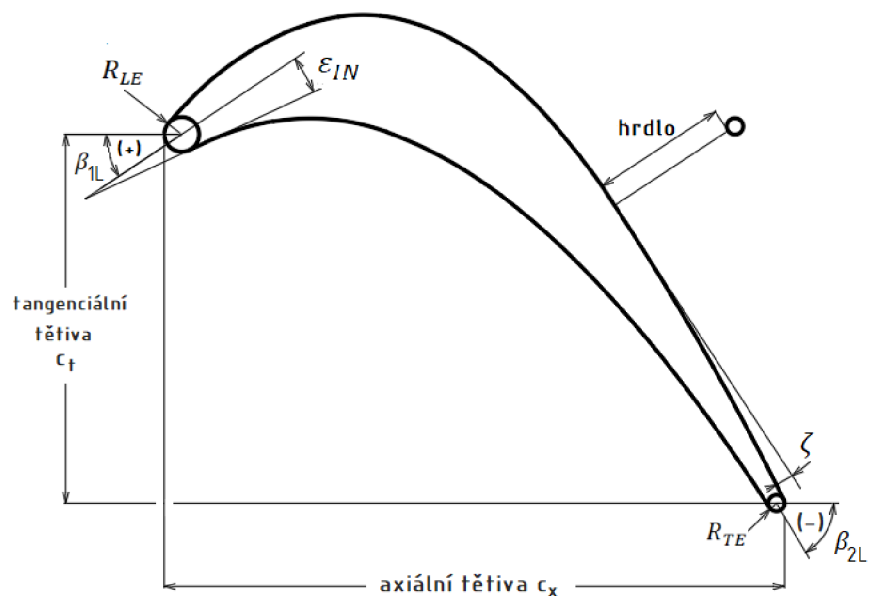
Na závěr je profil uzavřen odtokovou kružnicí. Jelikož jsou známé koncové body odtokové hrany profilu a poloměr odtokové kružnice, je možno tuto kružnici sestrojít stejným způsobem jako na obrázku 7 v Pritchardově metodě (kapitola 1.3).

### 1.3 Metoda jedenácti parametrů Pritchard

Mnoho parametrů při návrhu profilu lopatky je na sobě různě závislých. Dopočítanou hodnotu některých parametrů je možno jednoduše akceptovat, u jiných je však potřeba mít přesnou velikost, tudíž je dobré je na pevně zvolit. Těchto pevně zvolených parametrů je právě jedenáct a jsou brány jako nezávislé parametry. Jsou to nezbytné parametry pro sestavení profilu lopatky a byly vybrány autorem metody jako nejvhodnější. Zbývajících čtrnáct parametrů je možné různě dopočítat. Pro přehled jsou sepsány a rozříděny v tabulce 1 a nezávislé parametry jsou také uvedeny na obrázku 4.

**Tab. 1** Parametry lopatky

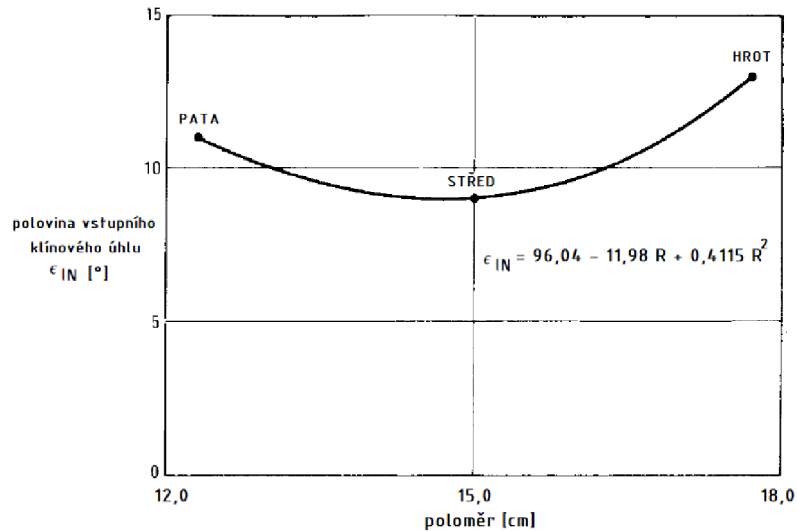
Nezávislé parametry	Závislé parametry
poloměr	rozteč
axiální tětva	výstupní klínový úhel
tangenciální tětva	úhel nastavení profilu
úhel zahnutí profilu	plocha
vstupní úhel lopatky	maximální tloušťka
vstupní klínový úhel	tětiva
poloměr vstupní hrany	Zweifelův koeficient
výstupní úhel lopatky	pevnost
poloměr výstupní hrany	x-ová souřadnice těžiště
počet lopatek	y-ová souřadnice těžiště
hrdlo	ucpání na vstupu
	ucpání na odtoku
	úhel prohnutí
	koeficient zdvihu



Obrázek 4 Nezávislé parametry lopatky metody Pritchard

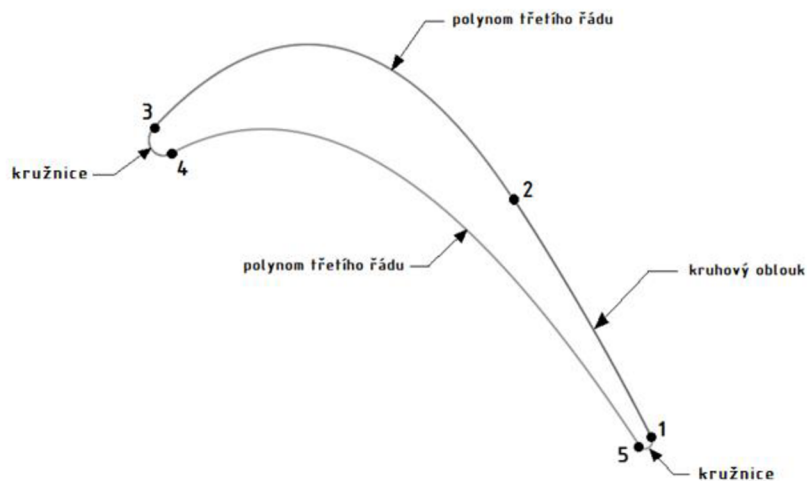


Touto metodou je možno sestrojít profil paty, ale i střed a hrot lopatky (části lopatky v radiálním směru), a to pro statorovou i rotorovou řadu. Kromě tří zmíněných profilů, je však zapotřebí sestrojít další profily lopatky, vyskytujících se na různém poloměru. To je nutno zejména z důvodu konstrukce 3D modelu lopatky. Samotné vytváření těchto profilů je možno si usnadnit, pokud jsou dané parametry hladkou funkcí poloměru, jak znázorňuje obrázek 5. Je-li tomu tak, interpolované hodnoty parametrů budou vždy vytvářet uspokojivý tvar profilu lopatky a původní nezávislé parametry se stávají závislými, a to pouze na poloměru.



Obrázek 5 Příklad hladké funkce parametru závislého na poloměru (upraveno) [7]

### 1.3.1 Nalezení pěti tangenciálních bodů



Obrázek 6 Definice povrchu lopatky podle Pritcharda

Pritchardova metoda staví konstrukci profilu lopatky na pěti tangenciálních bodech a pěti úhlech. Tyto body vyplývají z pozice kružnic náběžné a výstupní hrany, hledání tečných bodů sací a přetlakové plochy, přičemž jeden z nich určuje polohu hrdla. Zdroj také uvádí rovnice pro jejich dopočítání, které jsou závislé na jedenácti vstupních parametrech.

Bod číslo 1

$$\beta_1 = \beta_{2L} - \varepsilon_{OUT} \quad (1.3.1-1)$$

$$x_1 = c_x - R_{TE} \cdot (1 + \sin \beta_1) \quad (1.3.1-2)$$

$$y_1 = R_{TE} \cdot \cos \beta_1 \quad (1.3.1-3)$$

Bod číslo 2

$$\beta_2 = \beta_{2L} - \varepsilon_{OUT} + \zeta \quad (1.3.1-4)$$

$$x_2 = c_x - R_{TE} + (o + R_{TE}) \cdot \sin \beta_2 \quad (1.3.1-5)$$

$$y_2 = 2\pi R/N_B - (o + R_{TE}) \cdot \cos \beta_2 \quad (1.3.1-6)$$

Bod číslo 3

$$\beta_3 = \beta_{1L} + \varepsilon_{IN} \quad (1.3.1-7)$$

$$x_3 = R_{LE} \cdot (1 - \sin \beta_3) \quad (1.3.1-8)$$

$$y_3 = c_t + R_{LE} \cdot \cos \beta_3 \quad (1.3.1-9)$$

Bod číslo 4

$$\beta_4 = \beta_{1L} - \varepsilon_{IN} \quad (1.3.1-10)$$

$$x_4 = R_{LE} \cdot (1 + \sin \beta_4) \quad (1.3.1-11)$$

$$y_4 = c_t - R_{LE} \cdot \cos \beta_4 \quad (1.3.1-12)$$

Bod číslo 5

$$\beta_5 = \beta_{2L} + \varepsilon_{OUT} \quad (1.3.1-13)$$

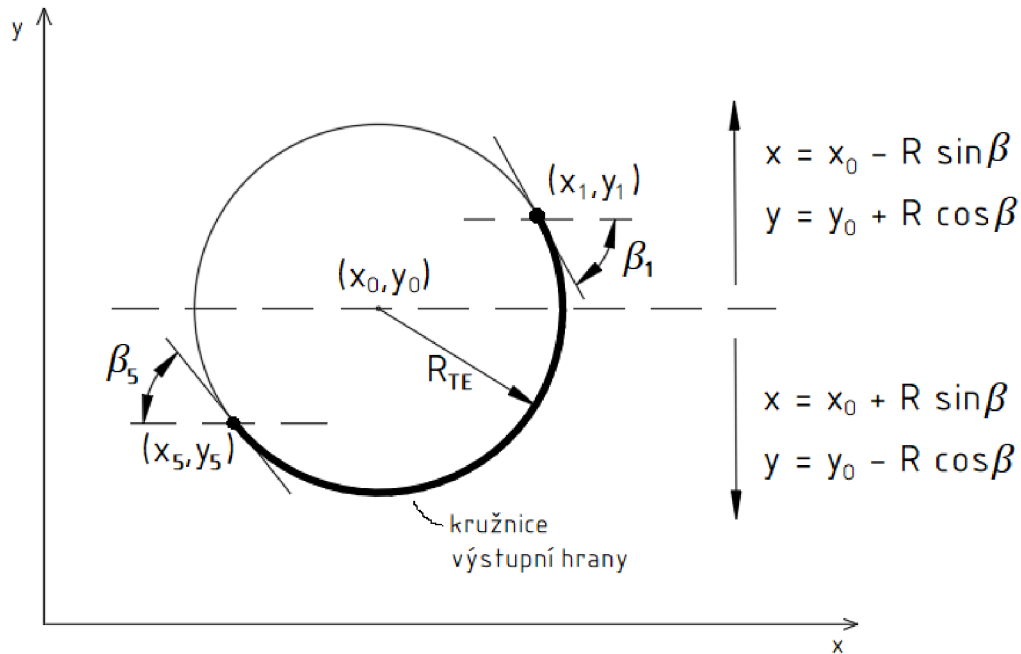
$$x_5 = c_x - R_{TE} \cdot (1 - \sin \beta_5) \quad (1.3.1-14)$$

$$y_5 = -R_{TE} \cdot \cos \beta_5 \quad (1.3.1-15)$$

### 1.3.2 Vytváření křivek profilu

Obrázek 6 upozorňuje mimo pět základních bodů také na pět křivek, jimiž jsou body propojeny a vytvářejí tak výsledný profil lopatky. Pro vstupní a výstupní hrany je použita kružnice a kruhový oblouk pro konec sací strany za hrdlem. Sací a přetlaková plocha, je vykreslena za pomoci kubických parabol. Všechny tyto funkce jsou ve všech pěti bodech, kde se setkávají, po částech spojitě, avšak jejich druhé derivace a zakřivení spojitě není.

Sestrojení kružnic na obou hranách lopatky je za pomoci funkcí znázorněných na obrázku 7, který znázorňuje výstupní hranu. Vstupní hrana je však vykreslena stejným způsobem. Střed kružnice je možné dopočítat dosazením hodnot jednoho z tangenciálních bodů, získaných z rovnic. Programování metody, které bylo prováděno v rámci této práce však ukázalo, že střed kružnice vstupní hrany leží na souřadnicích  $[R_{LE}, c_t]$  a střed kružnice výstupní hrany pak na souřadnicích  $[c_x - R_{TE}, 0]$ .



Obrázek 7 Konstrukce kružnice výstupní hrany lopatky

Obdobným způsobem jako předešlé kružnice je sestaven kruhový oblouk, který vytváří záhrdelní část lopatky propojením bodů 1 a 2. Oblouk je tedy vykreslován pro úhlovou výseč od úhlu  $\beta_1$  po úhel  $\beta_2$ . Narozdíl od kružnice je zde však daleko složitější určit souřadnice středu oblouku  $(x_0, y_0)$  a jeho ideální poloměr  $R$ . Tyto hodnoty jsou určeny ze známých parametrů tangenciálních bodů 1 a 2, pomocí následujících rovnic.

$$x_0 = \frac{(y_1 - y_2) \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 + x_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_2 - x_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2 - \operatorname{tg} \beta_1} \quad (1.3.2-1)$$

$$y_0 = -\frac{(x_0 - x_1)}{\operatorname{tg} \beta_1} + y_1 \quad (1.3.2-2)$$

$$R = \sqrt{(x_1 - x_0)^2 + (y_1 - y_0)^2} \quad (1.3.2-3)$$

Takto dopočítané parametry je následně možno dosadit do funkcí, které určí souřadnice bodů oblouku  $(x, y)$  pro všechny  $\beta \in \langle \beta_1; \beta_2 \rangle$ .

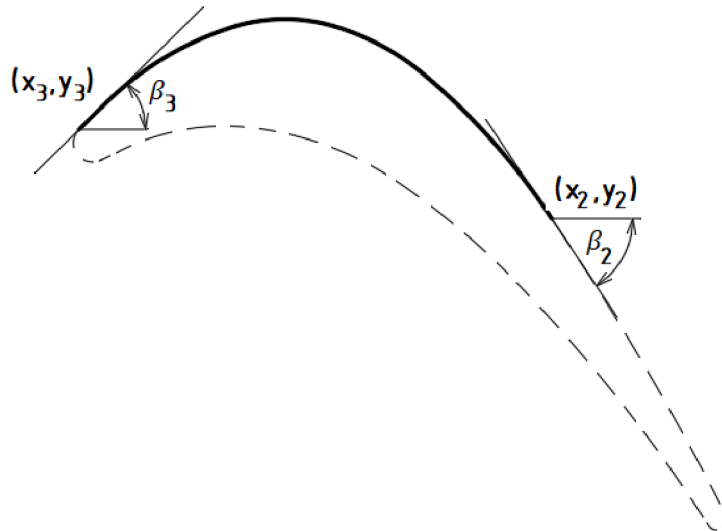
$$x = x_0 - R \cdot \sin \beta \quad (1.3.2-4)$$

$$y = y_0 + R \cdot \cos \beta \quad (1.3.2-5)$$

Oblouk je po vykreslení spojitý pouze v tangenciálním bodě číslo 1 a v tangenciálním bodě číslo 2 vzniká diskontinuita. Tu je možno odstranit za pomoci iterace parametru poloviny

výstupního klínového úhlu  $\varepsilon_{OUT}$ . Diskontinuita vzniká pouze rozdílem souřadnice ve směru osy  $y$ , takže hledání optimální hodnoty není náročné.

Polynom třetího stupně je dán rovnicí, v níž vystupují čtyři koeficienty závislé na poloze krajních bodů a úhlu stoupání v nich. Polohu i úhel stoupání určují rovnice výpočtu tangenciálních bodů. Rovnice paraboly jsou psány ve tvaru užitém mezi body 2 a 3, avšak je možno je použít i na propojení bodů 4 a 5.



Obrázek 8 Definice křivky polynomu třetího stupně

Polynom je tedy dán ve tvaru

$$y = a + bx + cx^2 + dx^3 \quad (1.3.2-6)$$

kde všechna  $x \in (x_3; x_2)$ . Koeficienty  $a, b, c, d$  jsou

$$a = y_3 - bx_3 - cx_3^2 - dx_3^3 \quad (1.3.2-7)$$

$$b = \operatorname{tg}\beta_3 - 2cx_3 - 3dx_3^2 \quad (1.3.2-8)$$

$$c = \frac{(y_2 - y_3)}{(x_2 - x_3)^2} - \frac{\operatorname{tg}\beta_3}{(x_2 - x_3)} - d(x_2 + 2x_3) \quad (1.3.2-9)$$

$$d = \frac{\operatorname{tg}\beta_2 + \operatorname{tg}\beta_3}{(x_2 - x_3)^2} - \frac{2(y_2 - y_3)}{(x_2 - x_3)^3} \quad (1.3.2-10)$$

#### 1.4 Metoda pomocí Bézierových křivek

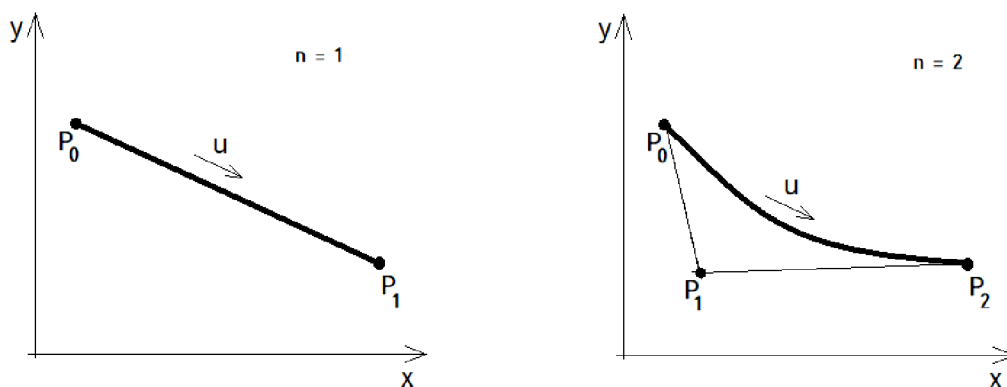
Definování povrchu lopatky za pomoci Bézierových křivek sebou nese určité výhody. Povrchy jsou řízeny analytickými funkcemi, které umožňují systematickou a řízenou variaci tvaru a umožňují spojité derivace až do libovolně vysokého řádu. Parametrická část rovnic pak umožňuje jednoduché získání souřadnic libovolného počtu bodů definujících lopatku a kanál pro následné použití v aerodynamických a napěťových analýzách. I když křivky procházejí pouze prvním a koncovým bodem, každý bod na křivce je z určité části ovlivněn všemi řídicími body křivky. Toho je dosaženo díky Bernsteinovým polynomům, které jsou důležitou formou Bézierových křivek. Bézierova křivka stupně  $n$ , je definována pomocí  $n+1$  řídicích bodů, které tvoří tzv. řídicí polygon. Předpis Bernsteinova polynomu, pro  $u \in \langle 0,1 \rangle$ , je ve tvaru

$$B_{n,i}(u) = \binom{n}{i} u^i (1-u)^{n-i} = \frac{n!}{i!(n-i)!} u^i (1-u)^{n-i} \quad (1.4-1)$$

kde  $i = 0, \dots, n$ . Poté pro Bézierovu křivku  $n$ . stupně platí

$$C(u) = \sum_{i=0}^n B_{n,i}(u) P_i \quad (1.4-2)$$

Na obrázku 9 je uveden příklad křivek prvního stupně (vlevo) a druhého stupně (vpravo). U křivky druhého stupně je vidět řídicí bod  $P_1$ , který je průsečíkem obou tangent a určuje tak jejich směr a délku. Při generování profilu lopatky se však používají křivky třetího nebo vyššího řádu, protože nabízí možnost určování délky a úhlu každé tangenty nezávisle na parametrech té druhé. [22]



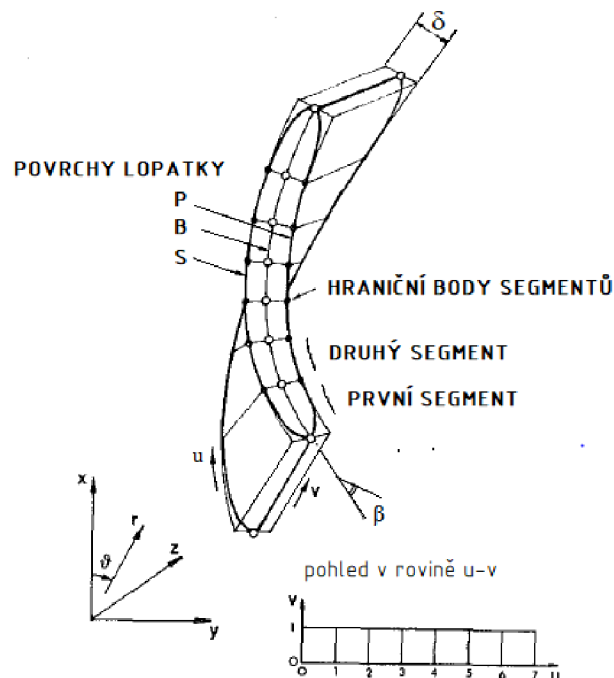
Obrázek 9 Příklad Bézierových křivek prvního (vlevo) a druhého stupně

Lopatka je většinou popsána vícero křivkami, proto je potřeba křivky na sebe napojovat. Základním je nehladké napojení, kdy koncový bod první a počáteční bod druhé křivky mají totožnou polohu. Toto napojení se nazývá geometrická spojitost  $G^0$ . Pro vyšší hladkost je dobré dodržet pomocí souhlasně kolineárních vektorů alespoň geometrickou spojitost  $G^1$ , která zaručuje vizuálně hladké napojení křivek. Některé metody dosahují i geometrické spojitosti křivek  $G^2$ , kdy není v bodě již změněn směr ani rychlost.

Jedna z prvních metod, užívající k popisu povrchu lopatek Bézierových křivek, je software EUKLID [9], který vyvinul v roce 1973 prof. Max Engeli a jeho tým. Software byl vyvinut pro jednoduché zpracování geometrických problémů, zejména pro vytváření aerodynamických a hydrodynamických povrchů. Uměl také generovat děrnou pásku pro NC stroje, což usnadnilo výrobu lopatek. Aby byl zajištěn dokonale spojitý souvislý povrch, přetlaková a sací hrana jsou tvořeny každá jen z jednoho segmentu, tedy jednou křivkou.

Jako další je metoda pro návrh lopatek odstředivých kompresorů, kterou publikoval v roce 1983 M. V. Casey [10]. Výstup získaný metodou je obecný 3D model lopatky. K popisu tří obvyklých ploch lopatky se používá tři samostatných částí, tvořených z Bézierových křivek. Ty mohou být tvořeny jednou křivkou vysokého stupně polynomu, nebo řetězcem segmentů křivek nižších stupňů. První a základní plocha je střední plocha lopatky (B), která je trojrozměrný ekvivalent ke střední čáře navrhované v obvyklých dvojrozměrných metodách. Další dvě plochy jsou potom sací (S) a přetlaková plocha (P). Ty jsou rozloženy po obou stranách střední plochy lopatky, jako na obrázku 10. Vzdálenost je závislá na funkci rozložení tloušťky lopatky, která se mění podle zlomkové vzdálenosti podél střední čáry lopatky, podobně jako u metody od Dunhama (kapitola 1.2).

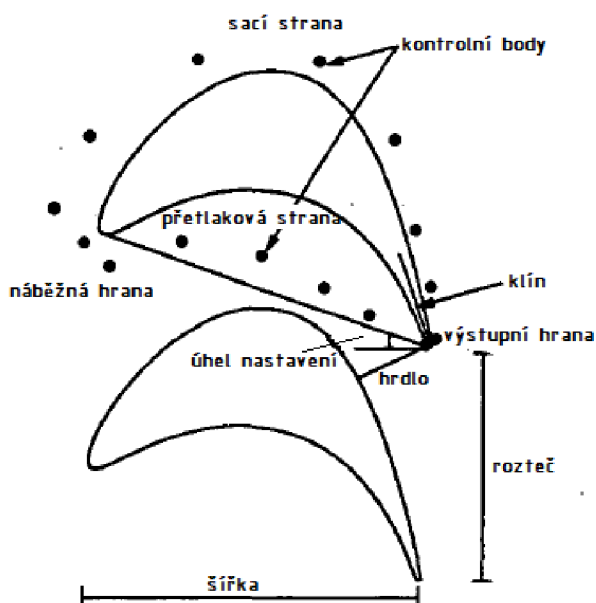
### DEFINICE POVRCHU LOPATKY



Obrázek 10 Parametry definující povrch lopatky (upraveno)[10]

Ve směru proudění média (parametr  $u$ ) je prohnutí křivek definováno početními operacemi uvedenými ve zdroji jako polynomy  $a$ ,  $b$ ,  $c$  a  $d$ . Následně musí být nalezeny hraniční body segmentů, čehož je docíleno například rozmístěním bodů ve stejné vzdálenosti podél povrchu čepele. Poloha těchto bodů ovlivňuje konečný tvar lopatky, protože určují orientaci přímkových segmentů mezi patou a špičkou lopatky (směr parametru  $v$ ). Po zvolení hraničních bodů segmentů, jsou v rámci každého vzniklého políčka dopočítány body řídicího polygonu tak, aby byl tvar vzniklé Bézierovy křivky aproximován tvaru specifikovanému operacemi  $a$ ,  $b$ ,  $c$  a  $d$ . Lopatka je tedy ve směru proudění média popsána kubickými křivkami. Ve směru mezi patou a špičkou lopatky je tvořen úsečkami a má směrem ke špičce konstantní zúžení, což vytváří lichoběžníkový průřez. Podobný tvar vychází také z Smithovi a Merryweatherovi práce [11], z níž se Casey hodně inspiroval.

Goel [12] návrhový postup řešil tak, aby zkrátil dobu návrhu celkového trojrozměrného tvaru lopatky. Toho je dosaženo prostřednictvím souběžného návrhu více dvojrozměrných sekcí lopatky. Přímý postup návrhu je založen na propojení přímých technik optimalizace s dvoudimenzionální aerodynamickou analýzou. Optimalizace je prováděna pomocí proměnných, mezi které patří především kontrolní body Bézierových křivek. Tyto body jsou u vstupní a výstupní hrany zarovnané, aby byla zajištěna kontinuita a sklon. Jako další proměnné jsou pak geometrické parametry jako úhel nastavení, klínový úhel, poloměr vstupní hrany a podobně. Několik parametrů společně s kontrolními body je uvedeno na obrázku 11.



Obrázek 11 Parametry s kontrolními body lopatky (upraveno) [12]

Při optimalizaci je také zapotřebí řešení CFD (Computational Fluid Dynamics). Jde o proces matematického modelování fyzikálního jevu proudění tekutin a jeho numerické řešení. K tomu slouží opět další metody, kterými se dále tato práce nezabývá. Goel ve své práci odkazuje na kódy ISES [20] a Novak [21] a porovnává jejich výsledky.

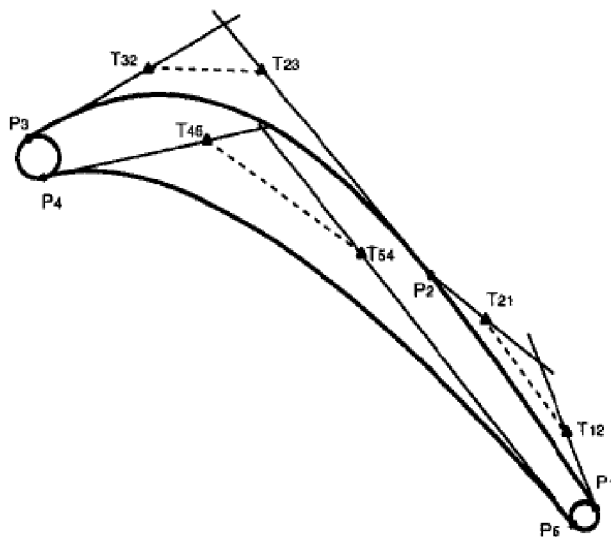
Metoda od Pierreta vytváří pomocí Bézierových křivek 2D části lopatek [14] a následně z nich skládá 3D model [15], který je opět poskládán za pomoci vedení tří Bézierových křivek. Každá 2D část má střední čáru lopatky, která je definována Bézierovou křivkou s třemi kontrolními body tedy křivkou čtvrtého řádu. Pozice kontrolních bodů je určena axiální tětivou, úhly náběžné a výstupní hrany a úhlem nastavení profilu lopatky. Sací a přetlaková hrana jsou vytvořeny pomocí dvou oddělených Bézierových křivek, jejichž kontrolní body jsou definovány s ohledem na střední čáru lopatky. Výstupní hrana je tvořena kružnicí, na jejichž tangenty jsou upnuty křivky sací a přetlakové hrany. První kontrolní body obou křivek se shodují s prvním kontrolním bodem střední čáry lopatky, respektive mají stejný počáteční bod. Následující kontrolní body jsou umístěny v jedné rovině, kolmo ke směrnici střední čáry lopatky, čímž je na začátku lopatky docíleno křivky ve tvaru podobnému kružnici (podobně jako u Goelovi metody).

Následně je sestrojována 3D geometrie, která vzniká nabalováním dvojrozměrných částí na sebe. Její tvar je definován primárními 2D částmi lopatek. Zbývající části jsou získány interpolací parametrů v radiálním směru lopatky. Nabalovací body 2D částí mohou být vstupní nebo výstupní hrana nebo těžiště. Nabalovací Bézierovy křivky jsou tři, jedna ve střední části lopatky a jedna na začáteční a koncové stěně lopatky.



## 1.5 Metoda Triggova

V článku je prezentován systematický přístup k optimalizaci profilu. Je zde popsán genetický algoritmus (GA), který upravuje profil a vypočítá jeho ztrátu. Celý proces je automatický a profil lopatky navrhuje rychleji a s nižšími ztrátami. GA optimalizuje dvojrozměrný profil, který je definován sedmnácti parametry, pro minimální ztráty při daném stavu průtoku. Optimalizátor pracuje se sadou dvourozměrných profilů s různými parametry. Pro každý profil ze sady je vygenerována CFD síť a výsledek je následně analyzován pomocí dvourozměrného řešiče blade-to-blade, který je definován pro stabilní viskózní stlačitelný průtok, pro určení ztrát profilu. Výše ztráty je měřítkem kvality profilu, podle kterého algoritmus vybere vhodné profily do další sady, přičemž v procesu je aplikováno křížení (operátor spojující genetické informace dvou profilů, za účelem vytvoření nového profilu), mutace či elitářství. Celý proces poté směřuje k nejlepším hodnotám profilu s nejnižšími ztrátami.



Obrázek 12 Definice parametrů podle Trigga [13]

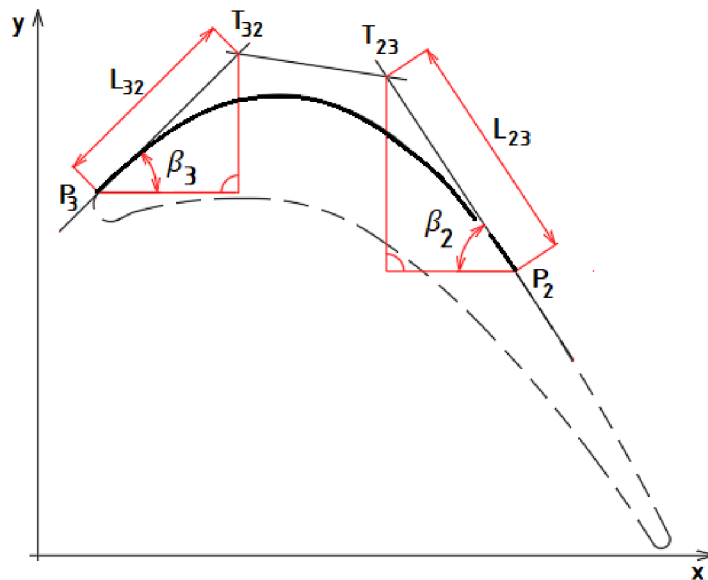
Pro konstrukci je využíváno tangenciálních bodů získaných pomocí rovnic (1.3.1-1 až 1.3.1-15) v metodě jedenácti parametrů od Pritcharda. Avšak polynomy třetího stupně a kruhový oblouk jsou nahrazeny pomocí Bézierových křivek třetího řádu. Je to z důvodu, že tyto křivky nabízejí více volnosti při optimalizaci. Jak ukazuje obrázek 12, krajní body všech křivek jsou vždy tangenciální body P1 až P5. Z těchto bodů také vychází tangenty pod určitým úhlem. Na těchto tangencích poté leží kontrolní body křivek T12, T21, ..., T54, jejichž vzdálenost od krajního tangenciálního bodu patří mezi nezávislé parametry. Jelikož je lopatka tvořena třemi křivkami, je šest proměnných kontrolních bodů. Tvar profilu je tedy možno ovládat za pomoci sedmnácti parametrů. Vstupní a výstupní hrany, které předešlé metody tvoří taktéž pomocí křivek, ponechává Trigg tvořeny pomocí kružnic.

Jelikož se kružnice tvoří stejným způsobem jako u Pritcharda, je zde blíže popsána pouze konstrukce jedné ze tří Bézierových křivek. Při konstrukci je důležité správně parametricky určit polohu kontrolních bodů T. Toho je docíleno pomocí základních goniometrických funkcí a zvolené vzdálenosti bodu po tangentě ( $L_{ij}$ ) od krajního bodu P.



$$\mathbf{T}_{32} = \begin{pmatrix} x_3 + L_{32} \cdot \cos |\beta_3| \\ y_3 + L_{32} \cdot \sin \beta_3 \end{pmatrix} \quad (1.4.1-1)$$

$$\mathbf{T}_{23} = \begin{pmatrix} x_2 - L_{23} \cdot \cos |\beta_2| \\ y_2 - L_{23} \cdot \sin \beta_2 \end{pmatrix} \quad (1.4.1-2)$$



Obrázek 13 Geometrické znázornění rovnic

Je zde nutno brát v úvahu proměnlivost znamének u úhlů  $\beta_3$  a  $\beta_4$ . Ostatní tangenciální úhly jsou většinou záporné. Proto je možno rovnici bodu  $T_{32}$  po změně indexování použít pro dopočet bodů  $T_{45}$  a  $T_{21}$ . Rovnice bodu  $T_{23}$  je po změně indexování poté možno použít pro body  $T_{12}$  a  $T_{54}$ .

Pokračování metodiky návrhu lopatek nabízí kapitola 5. Metody Dunham, Pritchard a Trigg byly naprogramovány v prostředí MS Excel pomocí výše psaného postupu a rovnic. Kapitola 5 mimo detailní návrh úhlů lopatky ukazuje vstupní parametry do jednotlivých metod a grafický výstup, které tyto metody generují.



Zadanými vstupními parametry jsou tlak admisní páry před hlavní uzavírací armaturou,

$$p_0 = 4,5 \text{ MPa} \quad (2-1)$$

teplota admisní páry

$$t_0 = 450 \text{ °C} \quad (2-2)$$

a hmotnostní průtok páry do turbíny

$$\dot{m}_0 = 96 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} \quad (2-3)$$

Dále je známá teplota odplynění, která zároveň udává teplotu napájecí vody v napájecí nádrži

$$t_{NN} = 105 \text{ °C} \quad (2-4)$$

a průměrná teplota vzduchu v okolí

$$t_{vz1} = 35 \text{ °C} \quad (2-5)$$

Dále jsou řešeny v dílčích kapitolách klíčové parametry oběhu, které jsou důležité pro návrh kondenzační parní turbíny.

## 2.1 Tlakové ztráty před turbínou

Tlak páry před prvním lopatkovým stupněm v turbíně (v bodě RS0) je nižší než zadaný před hlavní uzavírací armaturou (v bodě 0) o tlakové ztráty ve spouštěcím ventilu, regulačních ventilech a uzavíracím ventilu turbíny, což zohledňuje ztrátový součinitel, který je zvolen z rozsahu 0,02 až 0,05 [24]

$$\xi_{z1} = 0,02 \quad (2.1-1)$$

a tlak páry na vstupu do regulačního stupně je vypočten jako

$$p_{RS,0} = (1 - \xi_{z1}) \cdot p_0 = (1 - 0,02) \cdot 4,5 = 4,41 \text{ MPa} \quad (2.1-2)$$

Tepelné ztráty v daném úseku jsou zanedbány, a proto je entalpie shodná s entalpií páry před turbínou

$$i_{RS,0} = i_0 = 3324,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.1-3)$$

Zbylé stavové parametry před prvním (regulačním) stupněm jsou

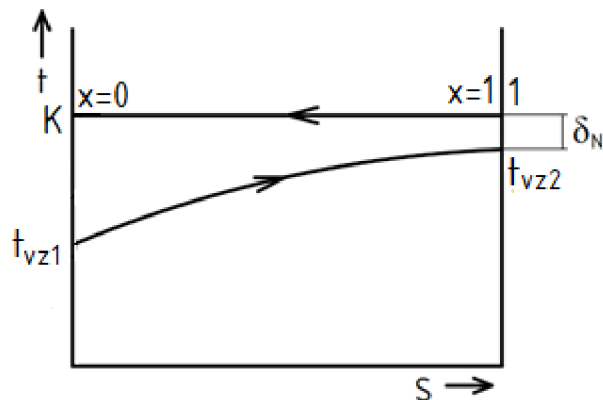
$$t_{RS,0} = f(p_{RS,0}, i_{RS,0}) = 449,5 \text{ °C} \quad (2.1-4)$$

$$s_{RS,0} = f(p_{RS,0}, i_{RS,0}) = 6,8856 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.1-5)$$

$$v_{RS,0} = f(p_{RS,0}, i_{RS,0}) = 0,072 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.1-6)$$

## 2.2 Kondenzátor

Kondenzátor je tepelný výměník, zajišťující odvod tepla z páry, za konstantního tlaku a teploty, tím dojde k její přeměně na kapalinu. Kondenzátory jsou nejčastěji vodou, nebo vzduchem chlazené. Výměníky chlazené vzduchem mají tu výhodu, že odvádíme teplo přímo do okolního vzduchu, chladicí okruh tedy nepotřebuje další zdroj vody. S ohledem na zadání je zvolen kondenzátor chlazený vzduchem.



Obrázek 15 Průběh teplot médií v kondenzátoru

Dále je zvolen nedohřev kondenzátoru z rozsahu 5 až 10 °C

$$\delta_N = 5 \text{ °C} \quad (2.2-1)$$

a ohřátí chladícího vzduchu, které se volí 10 až 15 °C

$$\delta_{vz12} = 10 \text{ °C} \quad (2.2-2)$$

Výstupní teplota vzduchu z kondenzátoru je dopočítána z rovnice

$$t_{vz2} = t_{vz1} + \Delta_{vz12} = 35 + 10 = 45 \text{ °C} \quad (2.2-3)$$

a následně je určena kondenzační teplota a tlak, a poté entalpie a měrný objem za kondenzátorem

$$t_k = t_{vz2} + \delta_N = 45 + 5 = 50 \text{ °C} \quad (2.2-4)$$

$$p_k = f(t_k, x = 0) = 0,01235 \text{ MPa} \quad (2.2-5)$$

$$i_k = f(t_k, x = 0) = 209,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2-6)$$

$$v_k = f(t_k, x = 0) = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.2-7)$$

## 2.3 Napájecí nádrž s odplynovákem

Napájecí nádrž s odplynovákem je směšovací výměník, ve kterém se topnou parou, v řešeném případě odebranou z turbíny, ohřívá kondenzát. Kondenzát je ohříván na teplotu varu danou pracovním tlakem v napájecí nádrži. Ohřevem se vyloučí všechny plyny rozpuštěné ve vodě, které jsou následně vypuštěny. Termické odplynění vychází z Henryho

zákona, který udává klesající rozpustnost plynů ve vodě s její stoupající teplotou. Teplota odplynění kondenzátu určuje teplotu napájecí vody v nádrži, na základě čehož je možné dohledat i tlak uvnitř nádrže a příslušnou entalpii

$$p_{NN} = f(t_{NN}, x = 0) = 0,1209 \text{ MPa} \quad (2.3-1)$$

$$i_{NN} = f(t_{NN}, x = 0) = 440,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.3-2)$$

Tlak topné páry na vstupu do odplyňovaku je potřeba zvolit alespoň o 0,05 MPa vyšší, než má být provozní tlak v NN. V řešeném případě je navýšení zvoleno 0,05 MPa

$$p_{0.1'} = p_{NN} + 0,05 = 0,121 + 0,05 = 0,171 \text{ MPa} \quad (2.3-3)$$

Tlak páry v odběru je nutné zvýšit o tlakové ztráty v potrubí mezi odplyňovákem a odběrem páry z turbíny. Součinitel tlakové ztráty v potrubí mezi turbínou a ohřívákem je

$$\delta_{pl3} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 3}{100} = 0,08 [-] \quad (2.3-4)$$

a odplyňovák je třetí ohřívák nízkotlaké regenerace v pořadí od kondenzátoru [24]

$$j = 3 [-] \quad (2.3-5)$$

V případě běžné kondenzační turbíny by dostačující tlak na neregulovaném odběru páry do odplyňovaku měl být roven

$$p_{0.1t} = (1 + \delta_{pl3}) \cdot p_{0.1'} = (1 + 0,08) \cdot 0,171 = 0,1847 \text{ MPa} \quad (2.3-6)$$

Na základě doplňujících informací ze společnosti EKOL, spol. s r.o. na další požadavky parametrů neregulovaného odběru je tlak páry navýšen na 0,47 MPa, z důvodů jejího případného užití v technologii cukrovaru.

$$p_{0.1} = 0,47 \text{ MPa} \quad (2.3-7)$$

Po navýšení tlaku na odběru z turbíny se při zachování ztrátového součinitele spojovacího potrubí změny také parametry páry před odplyňovákem (v bodě 0.1'). Je dopočten tlak páry úpravou rovnice (2.3-6)

$$p_{0.1'} = \frac{p_{0.1}}{(1 + \delta_{pl3})} = \frac{0,47}{1 + 0,08} = 0,4352 \text{ MPa} \quad (2.3-8)$$

Dále je nutno zvolit vnitřní termodynamickou účinnost části turbíny před odběrem

$$\eta_{tdi} = 0,80 \quad (2.3-9)$$

Entalpii na prvním odběru z turbíny je možné přibližně určit ze zvolené termodynamické účinnosti

$$\eta_{tdi} = \frac{i_{RS,0} - i_{0.1}}{i_{RS,0} - i_{0.1,iz}} \quad (2.3-10)$$

$$i_{0,1} = i_{RS,0} - \eta_{tdi} \cdot (i_{RS,0} - i_{0,1,iz}) \quad (2.3-11)$$

$$i_{0,1} = 3324,0 - 0,80 \cdot (3324,0 - 2764,2) = 2876,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde je entalpie u odběru při izoentropickém ději rovna

$$i_{0,1,iz} = f(p_{0,1}, s_{RS,0}) = 2764,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.3-12)$$

Entalpie v odběru je stejná, jako entalpie na vstupu do odplyňováku  $i_{0,1} = i_{0,1'}$ , neboť se neuvažuje tepelná ztráta v potrubí mezi ohřívákem a odběrem z turbíny.

Teplota a entropie v prvním odběru z turbíny je přibližně rovna

$$s_{0,1} = f(p_{0,1}, i_{0,1}) = 7,1314 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.3-13)$$

$$t_{0,1} = f(p_{0,1}, i_{0,1}) = 208,8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.3-14)$$

Teplota před odplyňovákem je

$$t_{0,1'} = f(p_{0,1'}, i_{0,1'}) = 208,0 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.3-15)$$

## 2.4 Kondenzátní čerpadlo

Kondenzátní čerpadlo slouží k přečerpávání kondenzátu ze sběrné nádrže kondenzátoru do napájecí nádrže (přes NTO a odplyňovák). Sběrná nádrž jímá kondenzát přitékající z kondenzátoru a kaskádový kondenzát z NTO.

Tlaková ztráta nízkotlakého ohříváku se pohybuje obvykle v rozsahu 0,05 až 0,07 MPa [24]. V práci se vyskytují dva NTO a tlaková ztráta je u obou ohříváků stejná

$$\Delta p_{NTO} = 0,05 \text{ MPa} \quad (2.4-1)$$

Tlaková ztráta v kondenzátoru ucpávkové páry se volí 0,05 až 0,07 MPa [24]

$$\Delta p_{KUP} = 0,05 \text{ MPa} \quad (2.4-2)$$

S KUP se v této práci uvažuje pouze v případě tlakových ztrát. Účinnost kondenzátního čerpadla je volena

$$\eta_{K\check{c}} = 0,80 \text{ [-]} \quad (2.4-3)$$

Pro čerpadla s malým průtokem se účinnost čerpadla uvažuje 0,76 až 0,80. Při průtoku větším než 500 m<sup>3</sup>/h je pak účinnost 0,80 až 0,82. [24]

Tlak kondenzátu za kondenzátním čerpadlem je

$$p_{K\check{c}} = p_{NN} + \Delta p_{NTO} + \Delta p_{KUP} \quad (2.4-4)$$

$$p_{K\check{c}} = 0,1209 + 2 \cdot 0,05 + 0,05 = 0,2709 \text{ MPa}$$

Zvýšení tlaku v čerpadle

$$\Delta p_{K\check{c}} = p_{K\check{c}} - p_k = 0,2709 - 0,01235 = 0,2586 \text{ MPa} \quad (2.4-5)$$

Entalpie za čerpadlem je dopočtena ze vzorce pro účinnost čerpadla

$$\eta_{K\check{c}} = \frac{i_{K\check{c},iz} - i_k}{i_{K\check{c}} - i_k} \quad (2.4-6)$$

kde

$$i_{K\check{c},iz} = f(p_{K\check{c}}, s_k) = 209,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.4-7)$$

Entalpie a teplota za čerpadlem je

$$i_{K\check{c}} = \frac{i_{K\check{c},iz} - i_k}{\eta_{K\check{c}}} + i_k = \frac{209,6 - 209,3}{0,80} + 209,3 = 209,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.4-8)$$

$$t_{K\check{c}} = f(p_{K\check{c}}, i_{K\check{c}}) = 50,04 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.4-9)$$

## 2.5 Nízkotlaké ohříváky

U návrhu NTO je třeba počítat i s žádanou teplotou odplynění (105 °C), ze které vychází teplota kondenzátu proudícího do odplyňováku, která by měla být nižší o 10 až 15 °C [24]

$$t_{NTO,3} = 95 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-1)$$

Dále jsou zvoleny následující hodnoty, které platí vždy pro oba nízkotlaké ohříváky NTO1 a NTO2. Nejdříve je zvolen nedohřev v NTO, který se volí 1,5 až 3 °C [24]

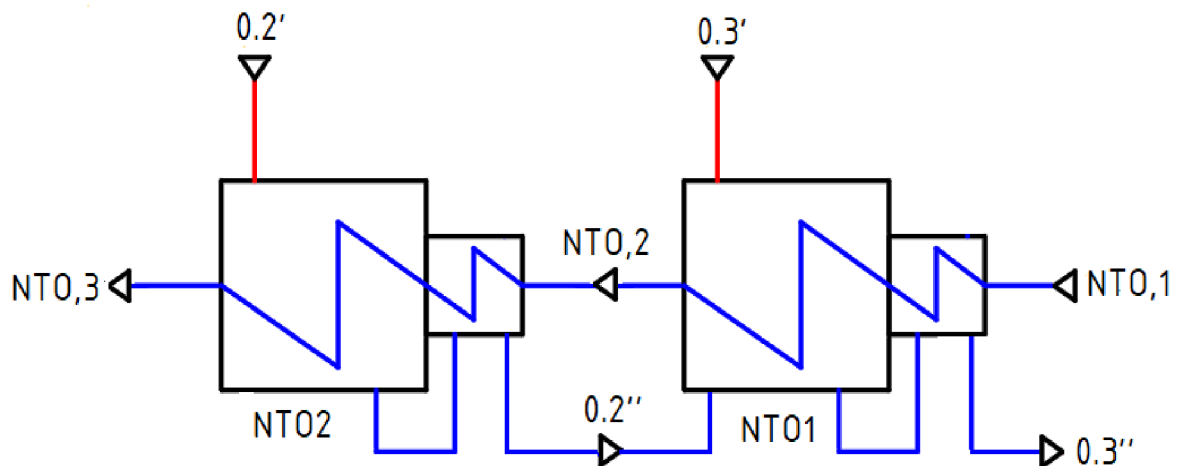
$$\delta_{NTO} = 2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-2)$$

a podchlazení kondenzátu, které se volí 5 až 10 °C [24]

$$\delta_{PNTO} = 8 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-3)$$

Tlaková ztráta v ohřívacím potrubí NTO je [24]

$$\Delta p_{NTO2} = 0,01 \text{ MPa} \quad (2.5-4)$$



Obrázek 16 Schéma řady dvou nízkotlakých ohříváků

Tlak kondenzátu před NTO1 je

$$p_{NTO,1} = p_{KČ} - \Delta p_{KUP} = 0,2709 - 0,05 = 0,2209 \text{ MPa} \quad (2.5-5)$$

mezi ohříváky je tlak

$$p_{NTO,2} = p_{NTO,1} - \Delta p_{NTO} = 0,2209 - 0,05 = 0,1709 \text{ MPa} \quad (2.5-6)$$

a tlak mezi NTO2 a odplynovákem

$$p_{NTO,3} = p_{NTO,2} - \Delta p_{NTO} = 0,1709 - 0,05 = 0,1209 \text{ MPa} \quad (2.5-7)$$

Teplotu před a za řadou NTO známe

$$t_{NTO,1} = t_{KČ} = 50 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-8)$$

$$t_{NTO,3} = 95 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-9)$$

Ohřátí v řadě dvou NTO zjistíme rozdílem

$$\Delta t_{NTO} = t_{NTO,3} - t_{NTO,1} = 95 - 50 = 45 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-10)$$

Ohřev v NTO1 je volen 25 °C a v ohřátí v NTO2 je 20 °C. Teplota mezi ohříváky je

$$t_{NTO,2} = t_{NTO,1} + 25 = 50 + 25 = 75 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5-11)$$

Entalpie kondenzátu před řadou ohříváků je uvažována stejná jako za kondenzátním čerpadlem

$$i_{NTO,1} = i_{KČ} = 209,7 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5-12)$$

mezi ohříváky je entalpie

$$i_{NTO,2} = f(p_{NTO,2}, t_{NTO,2}) = 314,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5-13)$$

a za řadou ohříváků potom

$$i_{NTO,3} = f(p_{NTO,3}, t_{NTO,3}) = 398,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5-14)$$

### 2.5.1 Druhý nízkotlaký ohřívák

Pára, odebraná z turbíny pro druhý ohřívák (NTO2), by měla být na vstupu do ohříváku (bod 0.2') na mezi sytosti. V tomto místě je určena teplota syté páry

$$t_{sat,0.2'} = t_{NTO,3} + \delta_{NTO} = 95 + 2 = 97 \text{ }^\circ\text{C} \quad (2.5.1-1)$$

a tlak syté páry

$$p_{sat,0.2'} = f(t_{0.2'}, x = 1) = 0,0910 \text{ MPa} \quad (2.5.1-2)$$

Tlak páry v odběru je nutné zvýšit o tlakové ztráty v potrubí mezi NTO2 a odběrem páry z turbíny 0.2. Součinitel tlakové ztráty v potrubí mezi turbínou a NTO2 je

$$\delta_{p11} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 2}{100} = 0,09 [-] \quad (2.5.1-3)$$



a jelikož NTO2 je druhý ohřívák nízkotlaké regenerace v pořadí od kondenzátoru [24]

$$j = 2 [-] \quad (2.5.1-4)$$

V případě běžné kondenzační turbíny by dostačující tlak na neregulovaném odběru páry do NTO2 měl být roven

$$p_{0,2t} = (1 + \delta_{pl2}) \cdot p_{0,2'} = (1 + 0,09) \cdot 0,091 = 0,0992 \text{ MPa} \quad (2.5.1-5)$$

Na základě doplňujících informací ze společnosti EKOL, spol. s r.o. na další požadavky parametrů neregulovaného odběru je tlak páry navýšen na 0,17 MPa, z důvodů jejího případného užití v technologii cukrovaru.

$$p_{0,2} = 0,17 \text{ MPa} \quad (2.5.1-6)$$

Po navýšení tlaku na odběru z turbíny se při zachování ztrátového součinitele spojovacího potrubí změny také parametry páry před NTO2 (v bodě 0.2'). Je vypočítán tlak páry úpravou rovnice (2.5.1-5)

$$p_{0,2'} = \frac{p_{0,2}}{(1 + \delta_{pl1})} = \frac{0,17}{1 + 0,09} = 0,1560 \text{ MPa} \quad (2.5.1-7)$$

a zjištěna její teplota na mezi sytosti

$$t_{sat,0,2'} = f(p_{0,2'}, x = 1) = 112,5 \text{ °C} \quad (2.5.1-8)$$

Nedohřev kondenzátu je

$$\delta_{NNTO2} = t_{sat,0,2'} - t_{NTO,3} = 112,5 - 95 = 17,5 \text{ °C} \quad (2.5.1-9)$$

Pro dopočtení entalpie na odběru páry z turbíny je nutno zvolit vnitřní termodynamickou účinnost části turbíny před odběrem

$$\eta_{tdi,2} = 0,83 \quad (2.5.1-10)$$

Ze vzorce pro termodynamickou účinnost turbíny

$$\eta_{tdi,2} = \frac{i_{0,1} - i_{0,2}}{i_{0,1} - i_{0,2,iz}} \quad (2.5.1-11)$$

je možné přibližně určit neznámou entalpii v odběru z turbíny. Tato entalpie je později upřesněna v předběžném návrhu turbíny v kapitole 4.

$$i_{0,2} = i_{0,1} - \eta_{tdi,2} \cdot (i_{0,1} - i_{0,2,iz}) \quad (2.5.1-12)$$

$$i_{0,2} = 2876,2 - 0,83 \cdot (2876,2 - 2679,5) = 2712,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde entalpie v odběru z turbíny při izoentropickém ději je

$$i_{0,2,iz} = f(p_{0,2}, s_{0,1}) = 2679,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5.1-13)$$

Entalpie v odběru je stejná, jako entalpie na vstupu do ohříváku  $i_{0,2} = i_{0,2'}$ , neboť se neuvažuje tepelná ztráta v potrubí mezi ohřívákem a odběrem z turbíny.

Teplota a entropie v druhém odběru z turbíny je přibližně rovna

$$t_{0.2} = f(p_{0.2}, i_{0.2}) = 121,8 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5.1-14)$$

$$s_{0.2} = f(p_{0.2}, i_{0.2}) = 7,2172 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.5.1-15)$$

Teplota páry před NTO2 (bod 0.2') je vyšší než teplota na mezi sytosti (rovnice 2.5.1-8)

$$t_{0.2'} = f(p_{0.2'}, i_{0.2'}) = 120,9 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5.1-16)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu opouštějící chladič NTO2 (bod 0.2'') je

$$t_{0.2''} = t_{NTO,2} + \delta_{PNT0} = 75 + 8 = 83 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5.1-17)$$

a tlak v tomto bodě je zjištěn odečtením návrhových ztrát od vstupního tlaku

$$p_{0.2''} = p_{0.2'} - \Delta p_{NTO2} = 0,156 - 0,01 = 0,146 \text{ MPa} \quad (2.5.1-18)$$

Entalpie kondenzátu v bodě 0.2'' je

$$i_{0.2''} = f(t_{0.2''}, p_{0.2''}) = 347,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5.1-19)$$

### 2.5.2 První nízkotlaký ohřívák

Pára, odebraná z turbíny pro první ohřívák (NTO1), by měla být na vstupu do ohříváku (bod 0.3') na mezi sytosti. V tomto místě je určena teplota syté páry

$$t_{sat,0.3'} = t_{NTO,2} + \delta_{NNT0} = 75 + 2 = 77 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (2.5.2-1)$$

a tlak syté páry

$$p_{sat,0.3'} = f(t_{sat,0.3'}, x = 1) = 0,0420 \text{ MPa} \quad (2.5.2-2)$$

Tlak páry v odběru je nutné zvýšit o tlakové ztráty v potrubí mezi NTO1 a odběrem páry z turbíny. Součinitel tlakové ztráty v potrubí mezi turbínou a NTO1 je

$$\delta_{pl1} = \frac{11 - j}{100} = \frac{11 - 1}{100} = 0,1 [-] \quad (2.5.2-3)$$

a jelikož NTO1 je první ohřívák nízkotlaké regenerace v pořadí od kondenzátoru [24]

$$j = 1 [-] \quad (2.5.2-4)$$

V případě běžné kondenzační turbíny by dostačující tlak na neregulovaném odběru páry do NTO1 měl být roven

$$p_{0.3t} = (1 + \delta_{pl1}) \cdot p_{sat,0.3'} = (1 + 0,1) \cdot 0,042 = 0,0462 \text{ MPa} \quad (2.5.2-5)$$

Na základě doplňujících informací ze společnosti EKOL, spol. s r.o. na další požadavky parametrů neregulovaného odběru je tlak páry navýšen na 0,09 MPa, z důvodů jejího případného užití v technologii cukrovaru.

$$p_{0.3} = 0,09 \text{ MPa} \quad (2.5.2-6)$$

Po navýšení tlaku na odběru z turbíny se při zachování ztrátového součinitele spojovacího potrubí změni také parametry páry před NTO1 (v bodě 0.3'). Je vypočítán tlak páry úpravou rovnice (2.5.2-5)

$$p_{0.3'} = \frac{p_{0.3}}{(1 + \delta_{pt1})} = \frac{0,09}{1 + 0,1} = 0,0818 \text{ MPa} \quad (2.5.2-7)$$

a zjištěna její teplota na mezi sytosti

$$t_{sat,0.3'} = f(p_{0.3'}, x = 1) = 94,0 \text{ °C} \quad (2.5.2-8)$$

Nedohřev kondenzátu je

$$\delta_{NTO1} = t_{sat,0.3'} - t_{NTO,2} = 94 - 75 = 19 \text{ °C} \quad (2.5.2-9)$$

Pro dopočetí entalpie na odběru páry z turbíny je nutno zvolit vnitřní termodynamickou účinnost části turbíny před odběrem

$$\eta_{tdi3} = 0,82 \quad (2.5.2-10)$$

Ze vzorce pro termodynamickou účinnost turbíny

$$\eta_{tdi,3} = \frac{i_{0.2} - i_{0.3}}{i_{0.2} - i_{0.3,iz}} \quad (2.5.2-11)$$

je možné přibližně určit neznámou entalpii v odběru z turbíny. Tato entalpie je později upřesněna v předběžném návrhu turbíny v kapitole 4.

$$i_{0.3} = i_{0.2} - \eta_{tdi,3} \cdot (i_{0.2} - i_{0.3,iz}) \quad (2.5.2-12)$$

$$i_{0.3} = 2712,9 - 0,82 \cdot (2712,9 - 2611,3) = 2629,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

kde entalpie v odběru z turbíny při izoentropickém ději je

$$i_{0.3,iz} = f(p_{0.3}, s_{0.2}) = 2611,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5.2-13)$$

Entalpie v odběru je stejná, jako entalpie na vstupu do ohříváku  $i_{0.3} = i_{0.3'}$ , neboť se neuvažuje tepelná ztráta v potrubí mezi ohřívákem a odběrem z turbíny.

Teplota a entropie na druhém odběru je přibližně rovna

$$t_{0.3} = f(p_{0.3}, i_{0.3}) = 96,7 \text{ °C} \quad (2.5.2-14)$$

$$s_{0.3} = f(p_{0.3}, i_{0.3}) = 7,2842 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (2.5.2-15)$$

Teplota před NTO1 (v bodě 0.3') je vyšší, než teplota na mezi sytosti (rovnice 2.5.2-8)

$$t_{0.3'} = f(p_{0.3'}, i_{0.3'}) = 94,1 \text{ °C} \quad (2.5.2-14)$$

Teplota podchlazeného kondenzátu opouštějící chladič NTO2 (bod 0.3'') je

$$t_{0.3''} = t_{NTO,1} + \delta_{PNT0} = 50 + 8 = 58 \text{ °C} \quad (2.5.2-16)$$

a tlak v tomto bodě je zjištěn odečtením návrhových ztrát od vstupního tlaku

$$p_{0.3''} = p_{0.3'} - \Delta p_{NTO2} = 0,0818 - 0,01 = 0,0718 \text{ MPa} \quad (2.5.2-17)$$

Entalpie kondenzátu v bodě 0.3'' je potom

$$i_{0,3''} = f(t_{0,3''}, p_{0,3''}) = 243,0 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (2.5.2-18)$$

## 2.6 Hmotnostní bilance

Na závěr je nutné zjistit, kolik páry bude celkově odebíráno z turbíny všemi třemi neregulovanými odběry. Tyto hmotnostní toky vycházejí z prvotních odhadů především termodynamické účinnosti jednotlivých částí turbíny. Hmotnostní tok na vstupu do turbíny je shodný s hmotnostním průtokem napájecí vody z napájecí nádrže (NN)

$$\dot{m}_{NN} = \dot{m}_0 = 96 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 26,667 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6-1)$$

V prvním odběru 0.1 je hmotnostní průtok počítán zjednodušeně, tedy neuvažuje se hmotnostní průtok doplňované vody, upouštění odluhu atd. Za předpokladu, že platí rovnice pro hmotnostní průtok předehřátého kondenzátu z NTO do odplyňovaku

$$\dot{m}_{NTO,3} = \dot{m}_{NN} - \dot{m}_{0,1} \quad (2.6-2)$$

kterou můžeme dosadit do rovnice Zákona zachování energie odvozeného pro NN

$$\dot{m}_{0,1} \cdot i_{0,1} + \dot{m}_{NTO,3} \cdot i_{NTO,3} = \dot{m}_{NN} \cdot i_{NN} \quad (2.6-3)$$

Následně lze vyjádřit chybějící hmotnostní tok odběru 0.1

$$\dot{m}_{0,1} = \frac{\dot{m}_{NN} \cdot (i_{NN} - i_{NTO,3})}{(i_{0,1} - i_{NTO,3})} = \frac{26,667 \cdot (440,2 - 398,0)}{(2876,2 - 398,0)} = 0,454 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6-4)$$

Pro výpočet hmotnostního průtoku v druhém odběru 0.2 jsou nejprve určeny okrajové podmínky

$$\dot{m}_{NTO,1} = \dot{m}_{NTO,2} = \dot{m}_{NTO,3} \quad (2.6-5)$$

$$\dot{m}_{0,2} = \dot{m}_{0,2'} = \dot{m}_{0,2''} \quad (2.6-6)$$

$$\dot{m}_{0,3} = \dot{m}_{0,3'} = \dot{m}_{0,3''} - \dot{m}_{0,2} \quad (2.6-7)$$

a následně hmotnostní průtok v druhém odběru 0.2

$$\dot{m}_{0,2'} \cdot (i_{0,2'} - i_{0,2''}) = \dot{m}_{NTO,3} \cdot (i_{NTO,3} - i_{NTO,2}) \quad (2.6-8)$$

$$\dot{m}_{0,2'} = \frac{\dot{m}_{NTO,3} \cdot (i_{NTO,3} - i_{NTO,2})}{(i_{0,2'} - i_{0,2''})} = \frac{26,2 \cdot (398,0 - 314,3)}{(2712,9 - 347,7)} = 0,928 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6-9)$$

Hmotnostní průtok odběrem 0.3 do prvního ohříváku, do kterého také přitéká kaskádový kondenzát z ohříváku druhého je

$$\dot{m}_{0,3} \cdot (i_{0,3'} - i_{0,3''}) + \dot{m}_{0,2} \cdot (i_{0,2''} - i_{0,3''}) = \dot{m}_{NTO,3} \cdot (i_{NTO,2} - i_{NTO,1}) \quad (2.6-10)$$

$$\dot{m}_{0,3} = \frac{\dot{m}_{NTO,3} \cdot (i_{NTO,2} - i_{NTO,1}) - \dot{m}_{0,2} \cdot (i_{0,2''} - i_{0,3''})}{(i_{0,3'} - i_{0,3''})} \quad (2.6-11)$$

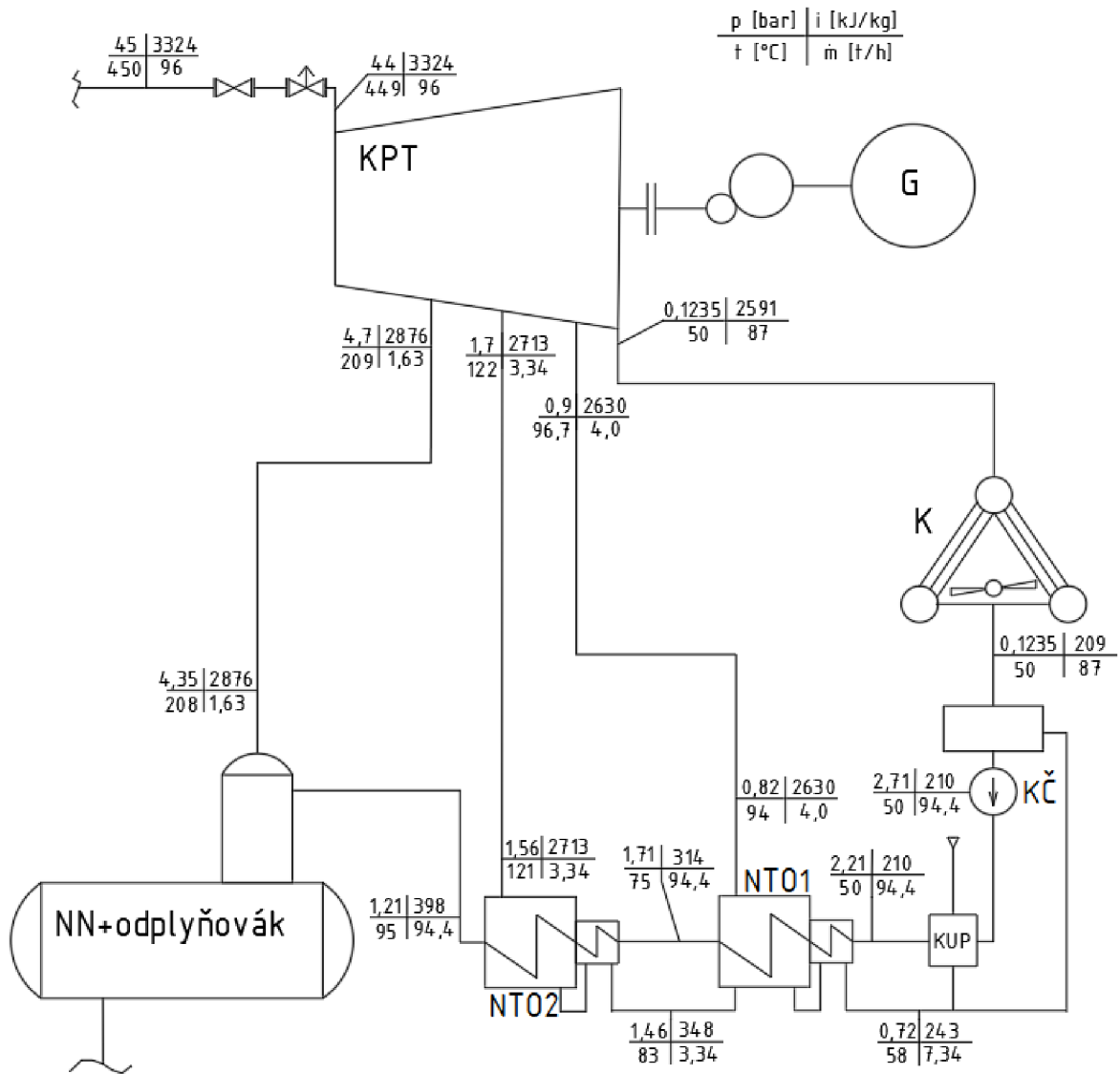
$$\dot{m}_{0,3} = \frac{26,2 \cdot (314,3 - 209,7) - 0,927 \cdot (347,7 - 243,0)}{(2629,6 - 243,0)} = 1,11 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

a hmotnostní průtok celkového kaskádového kondenzátu do kondenzátoru

$$\dot{m}_{0,3''} = \dot{m}_{0,3} + \dot{m}_{0,2} = 1,11 + 0,928 = 2,04 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (2.6-12)$$

## 2.7 Výsledky bilančního výpočtu

Výsledné hodnoty vybraných stavových veličin v jednotlivých bodech jsou uvedeny na obrázku 17.



Obrázek 17 Tepelné schéma s výslednými parametry

### 3 Regulační stupeň

První stupeň je u vícestupňových parních turbín s dýzovou regulací konstruován jako regulační stupeň (RS). Je v nich zpracováván vyšší tepelný spád než v ostatních stupních, čímž se sníží počet řad stupňů. V tomto stupni se mění průtočný průřez statorovými dýzami, čímž se mění hmotnostní tok, který ovlivní výkon turbíny. Při tomto způsobu regulace průtoku dochází k parciálnímu ostříku rotorové řady. Proto musí být regulační stupeň konstruován jako rovnotlaký. Nejčastěji se používá A-kolo, které má výhodu vyšší účinnosti oproti Curtisově stupni. Návrh regulačního stupně je proveden dle zdroje [2] a pomocí X Steam [26].

#### 3.1 Předběžný návrh A-kola

V kapitole 2.1 již byl určen tlak  $p_{RS,0}$  a teplota  $t_{RS,0}$ , před stupněm. Nyní je potřeba zvolit také střední průměr lopatkování  $D_{RS}$  a otáčky  $n$ . Tyto parametry jsou voleny ve výši

$$D_{RS} = 0,7 \text{ m} \quad (3.1-1)$$

$$n = 80 \text{ s}^{-1} = 4800 \text{ min}^{-1} \quad (3.1-2)$$

Dalším parametrem je absolutní rychlost páry na vstupu do dýzy volena v rozmezí 20 až 30 m/s

$$c_0 = 25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.1-3)$$

Zpracovaný spád regulačním stupněm je určen jako

$$h_{RS,iz} = \frac{c_{1,iz}^2 - c_0^2}{2} = \frac{399,84^2 - 25^2}{2} = 79,623 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-4)$$

kde teoretická absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy je

$$c_{1,iz} = \frac{u}{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)} = \frac{175,93}{0,44} = 399,84 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.1-5)$$

$u$  je obvodová rychlost na středním průměru, která musí být v závislosti na voleném  $D_{RS}$  v rozmezí 160 až 260 m/s

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = \pi \cdot 0,7 \cdot 80 = 175,93 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.1-6)$$

a rychlostního poměru obvykle voleného 0,4 až 0,5 [2]

$$\left(\frac{u}{c_{iz}}\right) = 0,44 \quad (3.1-7)$$

V dalším kroku je potřeba určit entalpii za RS, a to pomocí právě vypočteného entalpického spádu ve stupni

$$i_{RS,2iz} = i_{RS,0} - h_{RS,iz} = 3324,0 - 79,623 = 3244,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-8)$$

Díky entalpii zjistíme tlak za stupněm

$$p_{RS,2} = f(i_{RS,2iz}, s_{RS,0}) = 3,4106 \text{ MPa} \quad (3.1-9)$$

Nemělo by dojít ke kritickému tlaku, musí proto platit podmínka  $p_{RS,2} > p_{krit}$ , pro kontrolu

$$p_{krit} = 0,546 \cdot p_{RS,0} = 0,546 \cdot 4,41 = 2,4077 \text{ MPa} \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.1-10)$$

Měl by také být splněn poměr

$$\frac{p_{RS,2}}{p_{RS,0}} = \frac{3,4106}{4,41} = 0,76 < 0,8 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.1-11)$$

Pro pokračování je nutno dopočítat ztráty statoru.

Iteračním výpočtem byl zjištěn z diagramu 10.1 v [2] rychlostní součinitel pro dýzu

$$\varphi = f(\Delta\alpha = 81^\circ) = 0,98 [-] \quad (3.1-12)$$

a rychlostní součinitel pro lopatku s malým stupněm reakce

$$\psi = f(\Delta\beta = 129^\circ) = 0,91 [-] \quad (3.1-13)$$

Ztráta ve statoru je

$$z_0 = (1 - \varphi^2) \cdot h_{RS,iz} = (1 - 0,96^2) \cdot 79,623 = 3,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-14)$$

Entalpie

$$i_{RS,1} = i_{RS,2iz} + z_0 = 3244,3 + 3,2 = 3247,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-15)$$

a na izobaře  $p_1=p_2$  nalezneme měrný objem

$$v_{RS,1} = f(p_{RS,2}, i_{RS,1}) = 0,0885 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-16)$$

Délka výstupní hrany rozváděcí lopatky při totálním ostříku musí být vyšší, než 12 mm

$$l_{0t} = \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varphi \cdot c_{1,iz} \cdot \sin \alpha_1} \quad (3.1-17)$$

$$l_{0t} = \frac{26,67 \cdot 0,0885}{\pi \cdot 0,7 \cdot 0,98 \cdot 399,84 \cdot \sin 14} = 0,0113 \text{ m}$$

kde je výstupní úhel z rozváděcí mříže volen z rozsahu  $13^\circ$  až  $18^\circ$

$$\alpha_1 = 14^\circ \quad (3.1-18)$$

Optimální délka lopatky se vypočte

$$l_{opt} = \alpha \cdot \sqrt{l_{0t}} = 2,97 \cdot \sqrt{1,13} = 3,162 \text{ cm} \quad (3.1-19)$$

kde  $\alpha$  je součinitel

$$\alpha = \sqrt{\frac{D_{RS}}{\frac{b}{a} \cdot s_1 + \delta \cdot D_{RS}}} = \sqrt{\frac{0,7}{0,0398 \cdot 1 + 0,056 \cdot 0,7}} = 2,97 [-] \quad (3.1-20)$$

Konstanty v součiniteli určíme jako

$$\frac{b}{a} = 0,0398 [-] \quad (A - kolo) \quad (3.1-21)$$

$$\frac{c}{a} = 0,1467 [-] \quad (A - \text{kolo}) \quad (3.1-22)$$

$$\delta = \frac{c}{a} \cdot \frac{\left(\frac{u}{c_{iz}}\right)}{\left(\frac{n}{1000}\right)^{0,2} \cdot D_{RS}^{0,5}} = 0,1467 \cdot \frac{(0,44)}{\left(\frac{80}{1000}\right)^{0,2} \cdot 0,7^{0,5}} = 0,056 [-] \quad (3.1-23)$$

dále dělení parciálního ostříku (1 – vcelku a 2 – dělený) je zvoleno vcelku

$$s_1 = 1 [-] \quad (3.1-24)$$

Skutečná délka lopatky je zaokrouhlená hodnota  $l_{opt}$  na celé milimetry

$$l_0 = 3,2 \text{ mm} \quad (3.1-25)$$

Pro zjištění redukované účinnosti RS z diagramu na obr. 2.2 [2] je nutno určit redukovanou délku lopatky, což je délka lopatky, při níž s plným ostřikem lopatek dosáhneme stejné účinnosti jako při parciálním ostřiku s délkou lopatky  $l_0$ .

$$L_{red} = \frac{l_0}{1 + \left(\frac{l_0}{l_{opt}}\right)^2 - \delta \cdot l_0} = \frac{3,2}{1 + \left(\frac{3,2}{3,162}\right)^2 - 0,056 \cdot 3,2} = 1,7356 \text{ cm} \quad (3.1-26)$$

Redukovaná účinnost je potom

$$\eta_u = 0,74 [-] \quad (3.1-27)$$

Parciální ostřík by neměl být nižší než 0,2

$$\varepsilon = \frac{l_{0t}}{l_0} = \frac{0,0113}{0,032} = 0,3538 [-] > 0,2 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.1-28)$$

Pro určení vnitřní účinnosti regulačního stupně, dopočteme ztrátu třením

$$z_5 = \frac{k}{\dot{m}_{RS} \cdot v_{RS,1}} = \frac{1,9}{26,67 \cdot 0,0885} = 0,805 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-29)$$

kde  $k$  je součinitel odečtený z diagramu obr. 2.3 [2]

$$k = 1,9 [-] \quad (3.1-30)$$

a poměrná ztráta je

$$\xi_5 = \frac{z_5}{h_{RS,iz}} = \frac{0,805}{79,623} = 0,01 [-] \quad (3.1-31)$$

Vnitřní účinnost termodynamického stupně tedy

$$\eta_{tdi} = \eta_u - \xi_5 = 0,74 - 0,01 = 0,730 [-] \quad (3.1-32)$$

Vnitřní výkon stupně

$$P_i = \dot{m}_{RS} \cdot h_{RS,iz} \cdot \eta_{tdi} = 26,67 \cdot 79,623 \cdot 0,730 = 1550 \text{ kW} \quad (3.1-33)$$



Entalpie a entropie v koncovém bodě expanze ve stupni je

$$i_{RS,2c} = i_{RS,0} + \frac{c_0^2}{2} - \eta_{tdi} \cdot h_{RS,iz} \quad (3.1-34)$$

$$i_{RS,2c} = 3324,0 + \frac{25^2}{2000} - 0,73 \cdot 79,623 = 3266,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

$$v_{RS,2c} = f(p_{RS,2}, i_{RS,2}) = 0,09 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.1-35)$$

### 3.2 Detailní výpočet A-kola

Z důvodů zlepšení poměrů při obtékání oběžných lopatek se v praxi nepoužívá čistě akční stupeň, ale volí se stupeň reakce z rozsahu 0,03 až 0,06 (nejčastěji 0,05).

$$\rho = 0,05 [-] \quad (3.2-1)$$

Rozdělení tepelných spádů na stator S a rotor R.

$$h_{RS,iz}^S = (1 - \rho) \cdot h_{RS,iz} = (1 - 0,05) \cdot 79,623 = 75,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-2)$$

$$h_{RS,iz}^R = \rho \cdot h_{RS,iz} = 0,05 \cdot 79,623 = 4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-3)$$

Po zanesení do i-s diagramu je tlak a měrný objem mezi statorem a rotorem

$$p_{RS,1} = f(i_{RS,0} - h_{RS,iz}^S, s_{RS,0}) = 3,5595 \text{ MPa} \quad (3.2-4)$$

$$v_{RS,1} = f(i_{RS,0} - h_{RS,iz}^S, s_{RS,0}) = 0,087 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.2-5)$$

Stejně jako v předběžném návrhu je potřeba tlak ověřit

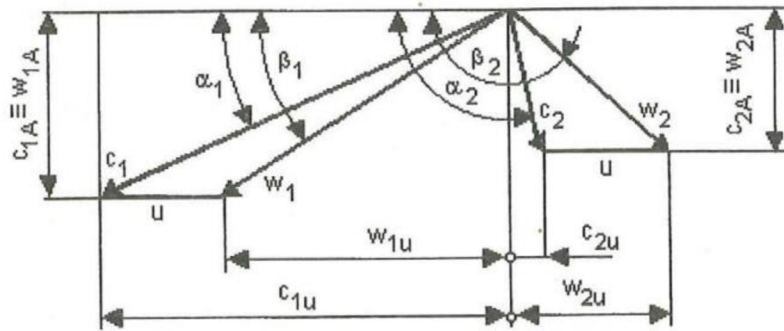
$$\frac{p_{RS,1}}{p_{RS,0}} = \frac{3,5595}{4,4100} = 0,784 < 0,8 \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (3.2-6)$$

a tlak  $p_{RS,1}$  je vyšší než tlak kritický, tudíž nemusí být využita rozšířená dýza. Teoretická rychlost na výstupu z dýzy je

$$c_{1,iz} = \sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}^S + c_0^2} = \sqrt{2 \cdot 75,6 + 25^2} = 389,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.2-7)$$

### 3.3 Výpočet rychlostí v rychlostních trojúhelnících stupně

Volba úhlů je dle doporučených hodnot. Úhel  $\alpha_1$  byl volen v rovnici (3.1-18) a dalším voleným úhlem je  $\beta_2$  dopočtený později v rovnici (3.4-3).



Obrázek 18 Význam jednotlivých parametrů v trojúhelníku [2]

Obvodová rychlost stejně jako v rovnici (3.1-6)

$$u = \pi \cdot D_{RS} \cdot n = \pi \cdot 0,7 \cdot 80 = 175,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-1)$$

Skutečná absolutní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$c_1 = \varphi \cdot c_{1,iz} = 0,98 \cdot 389,8 = 382,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-2)$$

Relativní rychlost páry na výstupu z dýzy

$$w_1 = \sqrt{c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_1 \cdot u \cdot \cos \alpha_1} \quad (3.3-3)$$

$$w_1 = \sqrt{382^2 + 175,9^2 - 2 \cdot 382 \cdot 175,9 \cdot \cos 14} = 215,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Složky obou rychlostí do obvodového směru

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 382 \cdot \cos 14 = 370,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-4)$$

$$w_{1u} = c_{1u} - u = 370,6 - 175,9 = 194,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-5)$$

Složky rychlostí do axiálního směru

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cos \alpha_1 = 382 \cdot \cos 14 = 92,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-6)$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{w_{1u}}{w_1} = \arccos \frac{194,7}{215,5} = 25,4^\circ \quad (3.3-7)$$

Rychlosti páry ve výstupním trojúhelníku.

Teoretická výstupní relativní rychlost páry

$$w_{2,iz} = \sqrt{h_{RS,iz}^R + w_1^2} = \sqrt{4 + 215,5^2} = 224,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-8)$$

Skutečná relativní rychlost páry

$$w_2 = \psi \cdot w_{2,iz} = 0,92 \cdot 224,5 = 206,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-9)$$

Absolutní rychlost páry na výstupu z oběžných lopatek

$$c_2 = \sqrt{w_2^2 + u^2 - 2 \cdot w_2 \cdot u \cdot \cos(180 - \beta_2)}$$

$$c_2 = \sqrt{206,6^2 + 175,9^2 - 2 \cdot 206,6 \cdot 175,9 \cdot \cos(180 - 154,4)} \quad (3.3-10)$$

$$c_2 = 90 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Složky rychlostí do obvodového směru

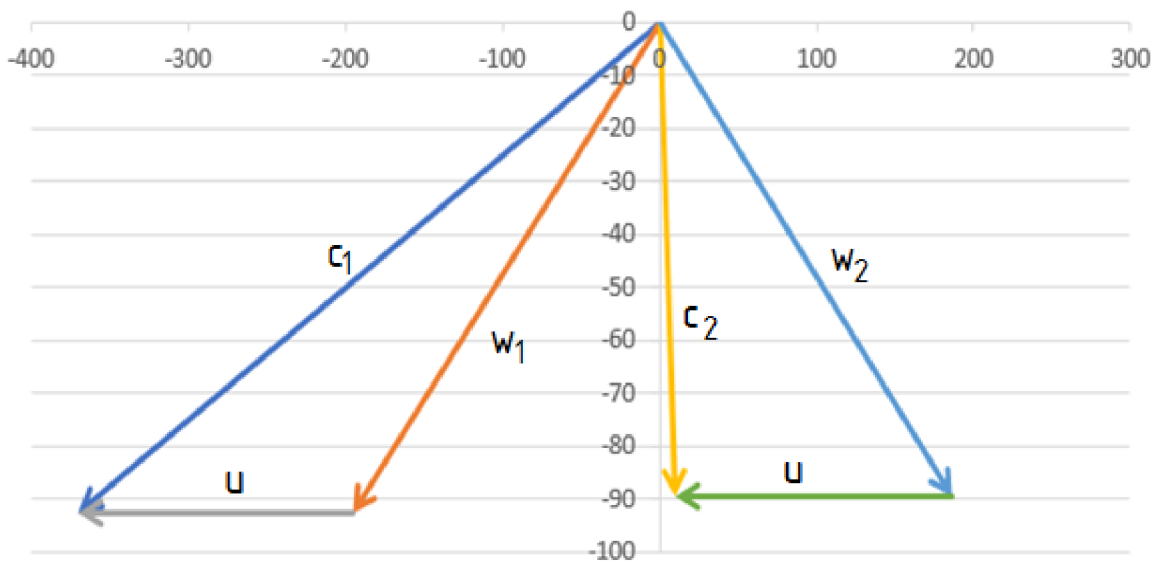
$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 206,6 \cdot \cos 154,4 = 186,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-11)$$

$$c_{2u} = w_{2u} - u = 186,2 - 175,9 = 10,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-12)$$

Složky rychlostí do axiálního směru

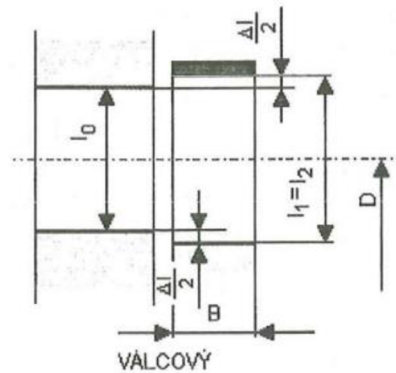
$$c_{2a} = w_{2a} = w_2 \sin \beta_2 = 206,6 \cdot \sin 154,4 = 89,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3-13)$$

$$\alpha_2 = \arctg \frac{c_{2u}}{c_{2a}} + 90 = \arctg \frac{10,3}{89,4} + 90 = 96,6^\circ \quad (3.3-14)$$



Obrázek 19 Rychlostní trojúhelník regulačního stupně

### 3.4 Výpočet průtočných průřezů stupně



Obrázek 20 Význam jednotlivých geometrických parametrů [2]

Výstupní délka rozváděcích lopatek dopočteme z rovnice kontinuity.

$$l_{RS,0} = \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,1iz}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot c_1 \cdot \sin \alpha_1} \quad (3.4-1)$$

$$l_{RS,0} = \frac{26,67 \cdot 0,0885}{\pi \cdot 0,7 \cdot 0,3538 \cdot 382 \cdot \sin 14} = 0,032 \text{ m}$$

Jelikož jde o válcové omezení průtočného kanálu, je nutno zvolit přesah lopatek, jak je patrné z obrázku 20

$$l_{RS,2} = l_{RS,0} + \Delta l = 32 + 2 = 34 \text{ mm} \quad (3.4-2)$$

kde  $\Delta l$  je volena v rozmezí 1 až 3 mm.

Nyní je potřeba dopočítat výstupní úhel z oběžných lopatek

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \left( \frac{\dot{M}_{RS} \cdot v_{RS,2}}{\pi \cdot D_{RS} \cdot \varepsilon \cdot w_2 \cdot l_{RS,2}} \right) \quad (3.4-3)$$

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \left( \frac{26,67 \cdot 0,09}{\pi \cdot 0,7 \cdot 0,3538 \cdot 1206,6 \cdot 0,034} \right) = 153,7^\circ$$

Pro následující výpočty rozměrů a volbu lopatek, které nejsou v této práci obsaženy je nutno znát rychlosti zvuku a Machovo číslo v bodech 0, 1, 2.

$$a_0 = 639,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$a_1 = 623,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4-4)$$

$$a_2 = 627,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Ma_{c0} = \frac{c_0}{a_0} = 0,0391 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Ma_{c1} = \frac{c_1}{a_1} = 0,6131 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4-5)$$

$$Ma_{w2} = \frac{w_2}{a_2} = 0,3295 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

### 3.5 Ztráty a výpočet vnitřního výkonu

Pro dopočtení výkonu je nejdříve třeba zjistit ztráty v lopatkování.

Energetická ztráta v rozváděcí mříži

$$z_0 = \frac{c_{1,iz}^2}{2} \cdot (1 - \varphi^2) = \frac{389,8^2}{2000} \cdot (1 - 0,98^2) = 3,008 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-1)$$

Energetická ztráta v oběžné lopatkové řadě

$$z_1 = \frac{w_{2,iz}^2}{2} \cdot (1 - \psi^2) = \frac{224,5^2}{2000} \cdot (1 - 0,92^2) = 3,872 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-2)$$

Ztráta výstupní rychlostí

$$z_c = \frac{c_2^2}{2} = \frac{90^2}{2000} = 4,051 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-3)$$

Potom obvodová účinnost stupně

$$\eta_u = \frac{\left(h_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2}\right) - z_0 - z_1 - z_c}{h_{RS,iz} + \frac{c_0^2}{2}} \quad (3.5-4)$$

$$\eta_u = \frac{(79,9356) - 3,008 - 3,872 - 4,051}{79,9356} = 0,863 [-]$$

Další ztráty je potřeba znát pro určení vnitřní termodynamické účinnosti stupně.

Poměrná ztráta třením disku

$$\xi_5 = k_{tř} \cdot \frac{D_{RS}^2}{S} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}}}\right)^3 \quad (3.5-5)$$

$$\xi_5 = 0,0006 \cdot \frac{0,7^2}{0,0065} \cdot \left(\frac{175,9}{\sqrt{2 \cdot 79623}}\right)^3 = 0,0454 [-]$$

kde konstanta je volená (0,45 až 0,80)  $10^{-3}$

$$k_{tř} = 0,0006 [-] \quad (3.5-6)$$

průtočný průřez S je

$$S = \pi \cdot D_{RS} \cdot l_{RS,1} \cdot \varepsilon \cdot \sin \alpha_1 \quad (3.5-7)$$

$$S = \pi \cdot 0,7 \cdot 0,034 \cdot 0,3538 \cdot \sin 14 = 0,0065 \text{ m}^2$$

Další je poměrná ztráta parciálním ostříkem  $\xi_6$ , ve které figurují dvě části.

Ztráta ventilací neostříknutých lopatek

$$\xi_{61} = k_{tř} \cdot \frac{0,065}{\sin \alpha_1} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left(\frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}}}\right)^3 \quad (3.5-8)$$

$$\xi_{61} = 6 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{0,065}{\sin 14} \cdot \frac{(1 - 0,354)}{0,354} \cdot \left(\frac{175,9}{\sqrt{2 \cdot 79623}}\right)^3 = 0,0421 [-]$$

a ztráta vznikající na okraji pásma ostříku

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{c_R \cdot l_{RS,1}}{S} \cdot \frac{(1 - \varepsilon)}{\varepsilon} \cdot \left( \frac{u}{\sqrt{2 \cdot h_{RS,iz}}} \right) \cdot \eta_u \cdot s_1$$

$$\xi_{62} = 0,25 \cdot \frac{0,025 \cdot 0,034}{0,0065} \cdot \frac{(1 - 0,354)}{0,354} \cdot \left( \frac{175,9}{\sqrt{2 \cdot 79623}} \right) \cdot 0,827 \cdot 1 \quad (3.5-9)$$

$$\xi_{62} = 0,0025 [-]$$

kde

$$c_R = 0,025 [-] \quad (3.5-10)$$

je tětíva jejíž hodnota je zvolená a  $s_1 = 1$  je konstanta pro typ ostříku (1 = vcelku).  
Výsledná poměrná ztráta

$$\xi_6 = \xi_{61} + \xi_{62} = 0,0421 + 0,0025 = 0,0445 [-] \quad (3.5-11)$$

Třetí je ztráta radiální mezerou. U ní je potřeba zvolit velikost mezery a dopočítat její průřez. Velikost mezery se volí jako tisícina průměru v mm s přídavkem 2 desetinn mm.

$$\delta = \frac{D_{RS}}{1000} + 0,2 = \frac{700}{1000} + 0,2 = 0,9 \text{ mm} \quad (3.5-12)$$

$$S_{1R} = \pi \cdot (D_{RS} + l_{RS,1}) \cdot \delta = \pi \cdot (0,7 + 0,034) \cdot 9 \cdot 10^{-4} = 0,0021 \text{ m}^2 \quad (3.5-13)$$

Dále je potřeba vypočítat stupeň reakce na špici lopatky

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - \rho) \cdot \frac{\frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}}{1 + \frac{D_{RS}}{l_{RS,1}}} \quad (3.5-14)$$

$$\rho_{\xi} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \frac{\frac{0,7}{0,034}}{1 + \frac{0,7}{0,034}} = 0,09438 [-]$$

a průtokový součinitel zvolen

$$\mu_1 = 0,5 [-] \quad (3.5-15)$$

Ztráta radiální mezerou je

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{\mu_1 \cdot S_{1R} \cdot \eta_u}{S} \cdot \frac{\rho_{\xi}}{1 - \rho}$$

$$\xi_7 = 1,5 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,0021 \cdot 0,863}{0,0065} \cdot \frac{0,09438}{1 - 0,05} = 0,0207 [-] \quad (3.5-16)$$

Výsledná vnitřní termodynamická účinnost je

$$\eta_{tdi,RS} = \eta_u - \xi_5 - \xi_6 - \xi_7$$

$$\eta_{tdi,RS} = 0,863 - 0,0454 - 0,0445 - 0,0207 = 0,753 [-] \quad (3.5-17)$$

Skutečný entalpický spád a následně vnitřní výkon stupně určíme

$$a_{RS} = \left( \frac{c_0^2}{2} + h_{RS,iz} \right) \cdot \eta_{tdi,RS} = \left( \frac{25^2}{2000} + 79,623 \right) \cdot 0,753 = 60,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-18)$$

$$P_{i,RS} = \dot{m}_{RS} \cdot a_{RS} = 26,67 \cdot 60,2 = 1605,3 \text{ kW} \quad (3.5-19)$$

Koncový bod stupně má celkovou entalpii

$$i_{RS,2c} = i_{RS,0c} - a_{RS} = 3324,0 - 60,2 = 3263,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-20)$$

a statickou entalpii

$$i_{RS,2} = i_{RS,2c} - \frac{c_2^2}{2} = 3263,8 - \frac{90^2}{2000} = 3267,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (3.5-21)$$

a na závěr můžeme ještě určit tlakový součinitel stupně

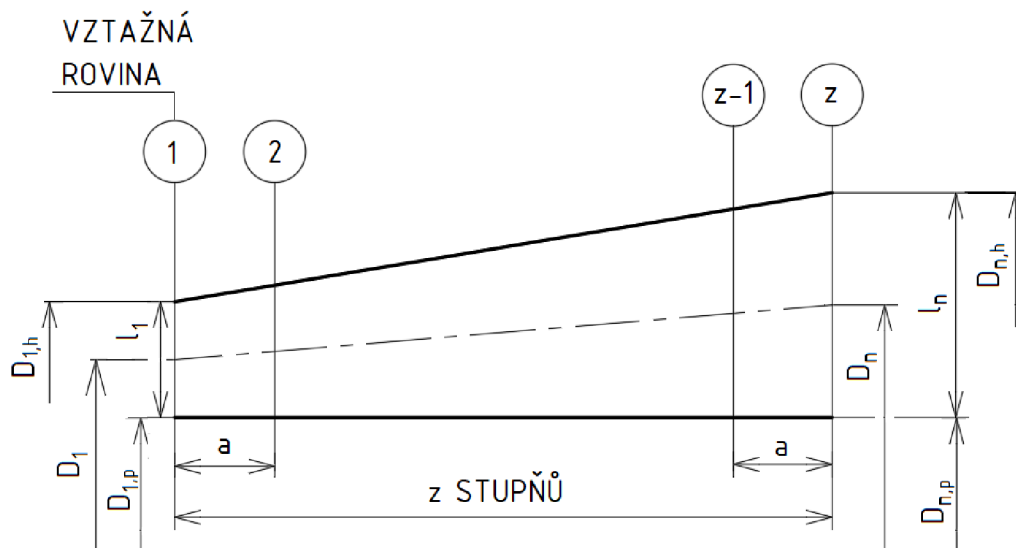
$$\psi_{RS} = \frac{h_{RS,iz}}{\frac{1}{2} \cdot u^2} = \frac{79623}{\frac{1}{2} \cdot 175,9^2} = 5,145 [-] \quad (3.5-22)$$

Zdroj [1] uvádí, že by se měl tlakový součinitel pro rovnotlaký stupeň pohybovat mezi 4 až 7. Detailní výpočet by měl dle [2] obsahovat i pevnostní kontrolu, respektive výpočet namáhání lopatek. Pevnostní kontrola však není cílem práce.

## 4 Termodynamický návrh parní turbíny

Parní turbíny o výkonu do jednotek MW je možno navrhnout jako jednostupňové, avšak je nutno počítat s podstatně nízkou termodynamickou účinností. Parní turbíny vyšších výkonů jsou navrhovány jako vícestupňové. Dále rozeznáváme dva typy lopatkování a to akční (rovnotlaké) a reakční (přetlakové). V dnešní době se však provádí nakrucování lopatek i u relativně krátkých lopatek, tudíž nelze jednoznačně přiřadit typ lopatkování. Volba typu lopatkování vychází obvykle od výrobce nebo je součástí zadání. Turbínu je při výpočtu nutno rozdělit na několik kuželů a počítat každý zvlášť. Při volbě počtu kuželů je třeba vzít v potaz nutnost dodržet určené tlaky na odběrech do NTO a odplyňováku.

V této práci je proveden předběžný návrh mnohastupňové parní kondenzační turbíny s přetlakovým lopatkováním. Postup výpočtu je prováděn podle [2]. Neregulované odběry dělí turbínu na čtyři kužely, jejich počet je však při výpočtu zvyšován, ať už kvůli nutnosti dodržet maximálně deset stupňů na jeden kužel, nebo oddělení posledního stupně od ostatních. Jako vztažná rovina stupně je brán střed axiální mezery mezi statorem a rotorem. Veškeré potřebné stavové veličiny byly nalezeny pomocí X Steam [26].



Obrázek 21 Schéma průtočného kužele parní turbíny

### 4.1 Předběžný výpočet prvního kužele

#### 4.1.1 Výchozí hodnoty kužele pro výpočet

Do každého kužele vstupuje pára o výstupních parametrech předešlého kužele. První kužel však leží na počátku stupňové části turbíny za regulačním stupněm, vstupní parametry páry jsou tedy stejné jako za RS. Vstupní hodnoty do prvního kužele jsou:

$$p_{I1} = p_{RS,2} = 3,4106 \text{ MPa} \quad (4.1.1-1)$$

$$t_{I1} = t_{RS,2} = 417,0^\circ\text{C} \quad (4.1.1-2)$$

$$i_{I1} = i_{RS,2} = 3263,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.1-3)$$

$$s_{I1} = s_{RS,2} = 6,9139 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.1.1-4)$$

$$v_{I1} = v_{RS,2} = 0,090 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.1-5)$$



U turbíny je počítáno pro všechny stupně s návrhovými otáčkami  $n = 4800$  ot. /min, což odpovídá 80 ot. /s, které byly určeny v rovnici (3.1-2).

Hmotnostní průtok prvním kuželem je shodný s hmotnostním průtokem do turbíny, přičemž se neuvažuje odběr pro vyrovnávací píst a ucpávky.

$$\dot{m}_l = \dot{m}_0 = 96 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1} = 26,667 \text{ kg} \cdot \text{h}^{-1} \quad (4.1.1-6)$$

Na konci kužele se nenachází odběr, ale je kužel zakončen zvoleným dělicím tlakem kvůli dodržení maximálního počtu stupňů (10) v kuželu

$$p_{ln} = 1,35 \text{ MPa} \quad (4.1.1-7)$$

Další hodnoty jsou určeny na stejném tlaku, avšak pro izoentropický děj

$$v_{ln,iz} = f(p_{ln}, s_{l1}) = 0,184 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.1-8)$$

$$i_{ln,iz} = f(p_{ln}, s_{l1}) = 3008,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.1-9)$$

Nyní je možno získat izoentropický entalpický spád

$$H_{l,iz} = i_{l1} - i_{ln,iz} = 3263,8 - 3008,4 = 255,4 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.1-10)$$

#### 4.1.2 Výpočet geometrie a rychlostí prvního kužele

Nejprve je zvolena délka lopatky  $l_{l1}$ , která by měla mít nejméně 20 mm

$$l_{l1} = 35 \text{ mm} = 0,035 \text{ m} \quad (4.1.2-1)$$

a patní průměr, který je pro celý kužel stejný

$$D_{l1,p} = D_{ln,p} = 538 \text{ mm} = 0,538 \text{ m} \quad (4.1.2-2)$$

Střední průměr lopatkování na vstupu vychází z rovnice

$$D_{l1} = D_{l1,p} + l_{l1} = 0,538 + 0,035 = 0,573 \text{ m} \quad (4.1.2-3)$$

Nyní je zvolena délka lopatky na konci kužele. Její délka musí být volena tak, aby poměr  $l_{ln}/D_{ln}$  nepřesahoval maximální doporučený rozsah  $0,1 \div 0,125$  platný pro prizmatické lopatky

$$l_{ln} = 60 \text{ mm} = 0,060 \text{ m} \quad (4.1.2-4)$$

Střední průměr na konci kužele je

$$D_{ln} = D_{ln,p} + l_{ln} = 0,538 + 0,060 = 0,598 \text{ m} \quad (4.1.2-5)$$

Pro kontrolu středního průměru  $D_{ln}$  a délky lopatky posledního stupně  $l_{ln}$  je potřeba dopočítat poměr  $l_{ln}/D_{ln}$

$$\frac{l_{ln}}{D_{ln}} = \frac{60}{598} = 0,1 [-] \Rightarrow \text{vyhovuje} \quad (4.1.2-6)$$

Hlavové průměry obou kuželů jsou

$$D_{I1,h} = D_{I1} + l_{I1} = 0,573 + 0,035 = 0,608 \text{ m} \quad (4.1.2-7)$$

$$D_{In,h} = D_{In} + l_{In} = 0,598 + 0,060 = 0,658 \text{ m} \quad (4.1.2-8)$$

Důležitým parametrem je také počet stupňů a výstupní úhel lopatky na začátku a na konci kužele. Počet stupňů přetlakového lopatkování  $z$  v kuželu volíme

$$z_l = 8 [-] \quad (4.1.2-9)$$

Dále je potřeba pro zjištění výstupních úhlů lopatky dopočítat velikost Parsonsova čísla přetlakového lopatkování  $Pa_s$  pro zvolené parametry výše. Podle [2] by se  $Pa_s$  mělo pohybovat v rozmezí 0,60 až 0,85, přičemž dolní hranice přísluší spíše levnějším turbínám s horší účinností a nižším počtem stupňů. Vyjdeme z rovnice pro počet stupňů kužele, jehož počet již známe.

$$z_l = \frac{Pa_s \cdot H_{I,iz}}{u_{Is}^2} = \quad (4.1.2-10)$$

Po úpravě dostáváme

$$Pa_s = \frac{z_l \cdot u_{Is}^2}{H_{I,iz}} = \frac{8 \cdot 147,2^2}{255,4} = 0,679 [-] \quad (4.1.2-11)$$

kde  $u_{Is}$  je střední hodnota obvodové rychlosti v kuželi, kterou určíme na středním průměru

$$u_{Is} = \pi \left( \frac{D_{I1} + D_{In}}{2} \right) n = \pi \left( \frac{0,573 + 0,598}{2} \right) 80 = 147,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1.2-12)$$

U prvního a posledního stupně lze očekávat pokles  $Pa_s$  o 5 až 10 %, proto je potřeba pro výpočty těchto stupňů číslo upravit

$$Pa_{I1} = 0,95 \cdot Pa_s = 0,95 \cdot 0,679 = 0,645 [-] \quad (4.1.2-13)$$

$$Pa_{In} = 0,91 \cdot Pa_s = 0,94 \cdot 0,679 = 0,638 [-] \quad (4.1.2-14)$$

Výstupní úhly ze statorové lopatky prvního i posledního stupně se hledají v diagramu. Tyto úhly však kromě Parsonsova čísla v daném místě závisí také na rychlostním poměru  $\frac{c_a}{u}$ . Poměry  $\frac{c_a}{u}$  pro vstup i výstup z kužele jsou dopočteny z rovnic pro střední průměry ze zdroje [2].

Pro střední průměr na vstupu do kužele platí

$$D_{I1} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{M_I \cdot v_{I1}}{n \cdot l_{I1} \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{I1}}} \quad (4.1.2-15)$$

a po úpravě potom

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{I1} = \frac{M_I \cdot v_{I1}}{(\pi \cdot D_{I1})^2 \cdot n \cdot l_{I1}} \quad (4.1.2-16)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{I1} = \frac{26,67 \cdot 0,09}{(\pi \cdot 0,573)^2 \cdot 80 \cdot 0,035} = 0,2639 [-] \quad (4.1.2-16)$$

Pro střední průměr na výstupu z kužele platí rovnice

$$D_{In} = \sqrt[3]{\frac{\dot{M}_I \cdot v_{In,iz}}{n \cdot \pi^2 \cdot \left(\frac{c_a}{u}\right)_{In} \cdot \left(\frac{l}{D}\right)_{In}}} \quad (4.1.2-17)$$

a po její úpravě následně

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{In} = \frac{\dot{M}_I \cdot v_{In,iz}}{(\pi \cdot D_{In})^2 \cdot n \cdot l_{In}} \quad (4.1.2-18)$$

$$\left(\frac{c_a}{u}\right)_{In} = \frac{26,67 \cdot 0,184}{(\pi \cdot 0,598)^2 \cdot 80 \cdot 0,060} = 0,2897 [-]$$

Podle diagramu na obr. 5.11, str. 40 ve [2] je nalezena hodnota úhlů  $\alpha$

$$\alpha_{I1} = 12^\circ \quad (4.1.2-19)$$

$$\alpha_{In} = 13^\circ \quad (4.1.2-20)$$

Hodnoty obvodových rychlostí je dobré ještě určit na patním průměru lopatkování, kde by hodnota pro bubnový rotor neměla překročit 200 m/s

$$u_{I1,p} = u_{In,p} = \pi \cdot D_{I1,p} \cdot n = \pi \cdot 0,538 \cdot 80 = 135,2 \text{ m/s} < 200 \text{ m/s} \quad (4.1.2-21)$$

### 4.1.3 Výpočet ztrát, účinnosti a vnitřního výkonu prvního kužele

Pro zjištění účinnosti je nutné nejprve určit ztráty v lopatkování. Řeší se ztráty pro první a poslední stupeň v kuželi, z jejichž hodnot se následně vypočte střední hodnota ztráty. První ztráta je poměrná ztráta radiální mezerou

$$\xi_{k,I} = \left(\frac{\xi_{k,I1} + \xi_{k,In}}{2}\right) = \frac{0,125 + 0,075}{2} = 0,1 [-] \quad (4.1.3-1)$$

kde ztráta radiální mezerou v prvním stupni  $\xi_{k,I1}$  a v posledním stupni  $\xi_{k,In}$  je rovna

$$\xi_{k,I1} = \frac{0,3 + k_{I1}}{l_{I1}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,673}{0,035} \cdot 4,5 = 0,125 [-] \quad (4.1.3-2)$$

$$\xi_{k,In} = \frac{0,3 + k_{In}}{l_{In}} \cdot 4,5 = \frac{0,3 + 0,698}{0,060} \cdot 4,5 = 0,075 [-] \quad (4.1.3-3)$$

kde  $k$  je radiální vůle počítaná jako

$$k_{I1} = D_{I1} + x = 0,573 + 0,1 = 0,673 \text{ mm} \quad (4.1.3-4)$$

$$k_{In} = D_{In} + x = 0,598 + 0,1 = 0,698 \text{ mm} \quad (4.1.3-5)$$

$D_{I1}$  a  $D_{In}$  je dosazeno v metrech a  $x = 0,1$  je výrobní tolerance volena dle tab. 5.4, str. 43 [2]

Druhá ztráta je poměrná ztráta rozvějířením, jejíž střední hodnota je

$$\xi_{v,I} = \left( \frac{\xi_{v,I1} + \xi_{v,I,n}}{2} \right) = \left( \frac{0,0037 + 0,01}{2} \right) = 0,0069 [-] \quad (4.1.3-6)$$

kde ztráta rozvějířením v prvním stupni  $\xi_{v,I1}$  a v posledním stupni  $\xi_{v,I,n}$  je rovna

$$\xi_{v,I1} = \left( \frac{l_{I1}}{D_{I1}} \right)^2 = \left( \frac{0,035}{0,573} \right)^2 = 0,0037 [-] \quad (4.1.3-7)$$

$$\xi_{v,I,n} = \left( \frac{l_{In}}{D_{In}} \right)^2 = \left( \frac{0,060}{0,598} \right)^2 = 0,0101 [-] \quad (4.1.3-8)$$

Poslední ztrátou je ztráta vlhkostí páry. Je třeba zjistit sytost páry v kuželi

$$x_{I1} = f(p_{I1}, s_{I1}) = 1,00 [-] \quad (4.1.3-9)$$

$$x_{In} = f(p_{In}, s_{I1}) = 1,00 [-] \quad (4.1.3-10)$$

a následně vypočteme poměrnou ztrátu vlhkostí páry

$$\xi_{x,I} = \left( 1 - \frac{x_{I1} + x_{In}}{2} \right) = \left( 1 - \frac{1 + 1}{2} \right) = 0 [-] \quad (4.1.3-11)$$

Část tepla, vznikajícího ze ztrát při proudění v každém stupni, je znovu pohlcena proudící látkou a přeměněna v práci v následujícím stupni. Z toho důvodu je zaveden součinitel zpětného využití tepla (reheat factor – RF). Hodnota  $(1 + f)$  se buď počítá, nebo volí v rozsahu 1,02 až 1,08

$$(1 + f)_I = 1,05 [-] \quad (4.1.3-12)$$

Z diagramu na obr. 5.16 str. 43 [2] určíme účinnost přetlakových stupňů

$$\eta_{\infty,I} = 0,95 [-] \quad (4.1.3-13)$$

Následně je možno vypočítat vnitřní účinnost prvního kužele, entalpický spád a vnitřní výkon

$$\eta_{i,I} = \eta_{\infty,I} \cdot (1 + f)_I \cdot (1 - \xi_{k,I} - \xi_{v,I} - \xi_{x,I}) \quad (4.1.3-14)$$

$$\eta_{i,I} = 0,95 \cdot 1,05 \cdot (1 - 0,1 - 0,0069 - 0) = 0,891 [-]$$

$$H_{i,I} = H_{I,iz} \cdot \eta_{i,I} = 255,4 \cdot 0,891 = 227,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-15)$$

$$P_{i,I} = H_{i,I} \cdot \dot{m}_I = 227,6 \cdot 26,67 = 6068,38 \text{ kW} \quad (4.1.3-16)$$

Na konci kužele bude i vyšší entalpie než při izoentropickém ději, kterou lze dopočítat jako

$$i_{In} = i_{I1} - H_{i,I} = 3263,8 - 227,6 = 3036,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-17)$$

a následně můžeme dohledat i skutečnou entropii a teplotu

$$s_{In} = f(p_{In}; i_{In}) = 6,9633 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.1.3-18)$$

$$t_{In} = f(p_{In}; i_{In}) = 297,2 \text{ }^\circ\text{C} \quad (4.1.3-19)$$

Na konci posledního kužele je pak v závěru nutno zahrnout také ztrátu výstupní rychlostí, což ovlivní výslednou účinnost a výkon stupňů v kuželi.

Entalpie páry na výstupu je

$$i_{VII,n} = i_{VII,1} - H_{VII,iz} \cdot \eta_{i,VII} \quad (4.1.3-20)$$

$$i_{VII,n} = 2413,0 - 116,2 \cdot 0,752 = 2341,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$$

Měrný objem zjistíme na izobaře konce expanze, tedy

$$v_{VII,n} = f(p_{VII,n}, i_{VII,n}) = 10,764 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-21)$$

Následuje určení axiální výstupní rychlosti z lopatkování

$$c_{VII,An} = \frac{\dot{M}_{VII} \cdot v_{VII,n}}{\pi \cdot D_{VII,n} \cdot l_{VII,n}} = \frac{24,18 \cdot 10,764}{\pi \cdot 1,145 \cdot 0,445} = 161,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.1.3-22)$$

a na základě rychlostních trojúhelníků je její absolutní složka

$$c_{VII,2n} = c_{VII,An} \cdot \sqrt{\left[ \cot \alpha_{VII,n} - \left( \frac{c_a}{u} \right)_{VII,n}^{-1} \right]^2 + 1} \quad (4.1.3-23)$$

$$c_{VII,2n} = 161,4 \cdot \sqrt{[\cot 24 - 0,553^{-1}]^2 + 1} = 176,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Nyní je možno určit ztrátu výstupní rychlostí jako

$$z_c = \frac{c_{VII,2n}^2}{2} = \frac{176,2^2}{2} = 15,530 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-24)$$

Skutečný entalpický spád a vnitřní výkon posledního kužele je zjištěn jako

$$H_{i,VII} = H_{VII,iz} \cdot \eta_{i,VII} - z_c = 116,2 \cdot 0,752 - 15,5 = 71,9 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-25)$$

$$P_{i,VII} = H_{i,VII} \cdot \dot{M}_{VII} = 71,9 \cdot 24,18 = 1739 \text{ kW} \quad (4.1.3-26)$$

$$i_{VII,nc} = i_{VII,1} - H_{i,VII} = 2413 - 71,9 = 2325,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.1.3-27)$$

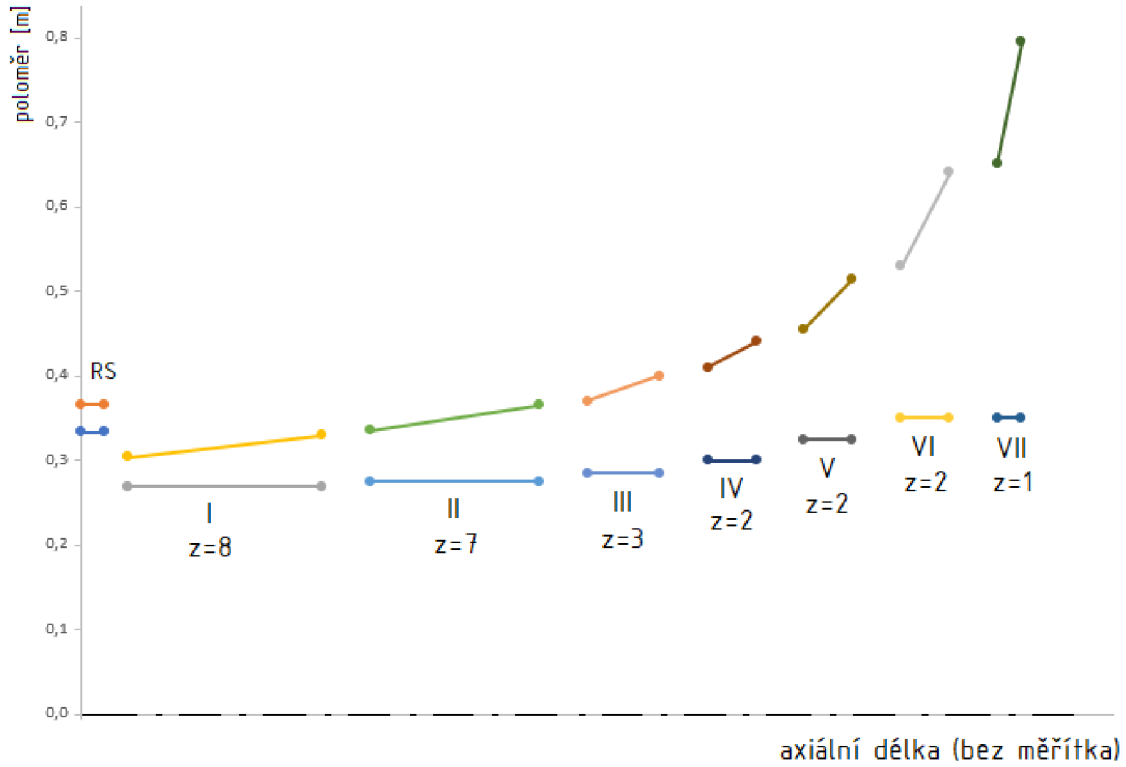
**4.2 Výsledky předběžného návrhu**

Další kužele jsou navrhovány obdobným způsobem, jako ten první. V tabulce 2 jsou shrnuty navržené hodnoty pro všech sedm kuželů.

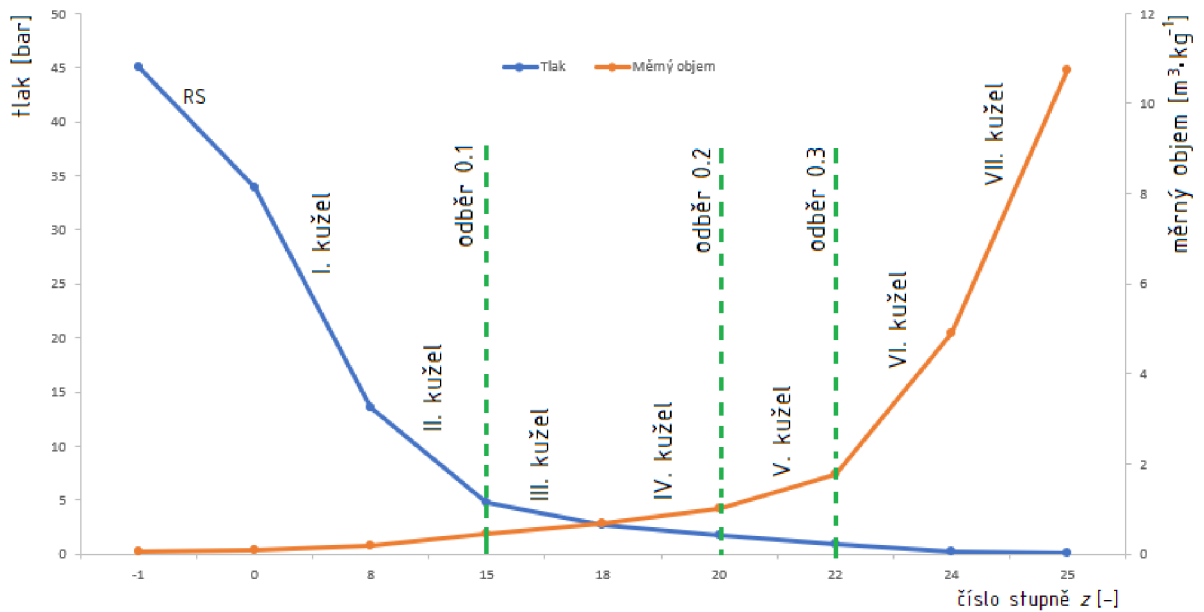
**Tab. 2** Výsledky předběžného návrhu pro jednotlivé kužely

parametr	jednotka	Kužel						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
$D_p$	[mm]	538	550	570	600	650	700	700
$D_1$	[mm]	573	610	655	710	780	880	1000
$D_n$	[mm]	598	640	685	740	840	990	1145
$l_1$	[mm]	35	60	85	110	130	180	300
$l_n$	[mm]	60	90	115	140	190	290	445
$z$	[-]	8	7	3	2	2	2	1
$p_1$	[bar]	34,1062	13,5000	4,7000	2,7000	1,7000	0,9000	0,2900
$p_n$	[bar]	13,5000	4,7000	2,7000	1,7000	0,9000	0,2900	0,1235
$i_1$	[kJ/kg]	3263,8	3037,9	2818,8	2720,8	2646,6	2554,1	2413,2
$i_n$	[kJ/kg]	3036,2	2818,8	2720,8	2646,6	2554,1	2413,2	2341,3
$H_{iz}$	[kJ/kg]	255,4	238,4	105,9	81,2	104,8	169,6	116,2
$x_n$	[-]	1,00	1,00	1,00	0,97	0,94	0,90	0,88
$Pa_s$	[-]	0,68	0,72	0,80	0,82	0,79	0,65	0,63
$\alpha_1$	[°]	12	13	19	20	18	18	22
$\alpha_n$	[°]	13	18	20	21	21	23	24
$Pa_1$	[-]	0,64	0,65	0,72	0,74	0,71	0,61	0,59
$Pa_n$	[-]	0,62	0,67	0,73	0,74	0,71	0,59	0,59
$(c_a/u)_1$	[-]	0,263	0,285	0,395	0,401	0,408	0,390	0,501
$(c_a/u)_n$	[-]	0,289	0,388	0,410	0,434	0,421	0,522	0,553
$\xi_k$	[-]	0,100	0,064	0,049	0,041	0,035	0,027	0,018
$\xi_v$	[-]	0,007	0,015	0,023	0,030	0,039	0,064	0,121
$\xi_x$	[-]	0,000	0,000	0,002	0,013	0,040	0,077	0,107
$\eta_i$	[-]	0,891	0,919	0,924	0,913	0,883	0,831	0,753
$P_i$	[kW]	6068,4	5842,6	2566,1	1944,1	2340,0	3405,7	1739,3

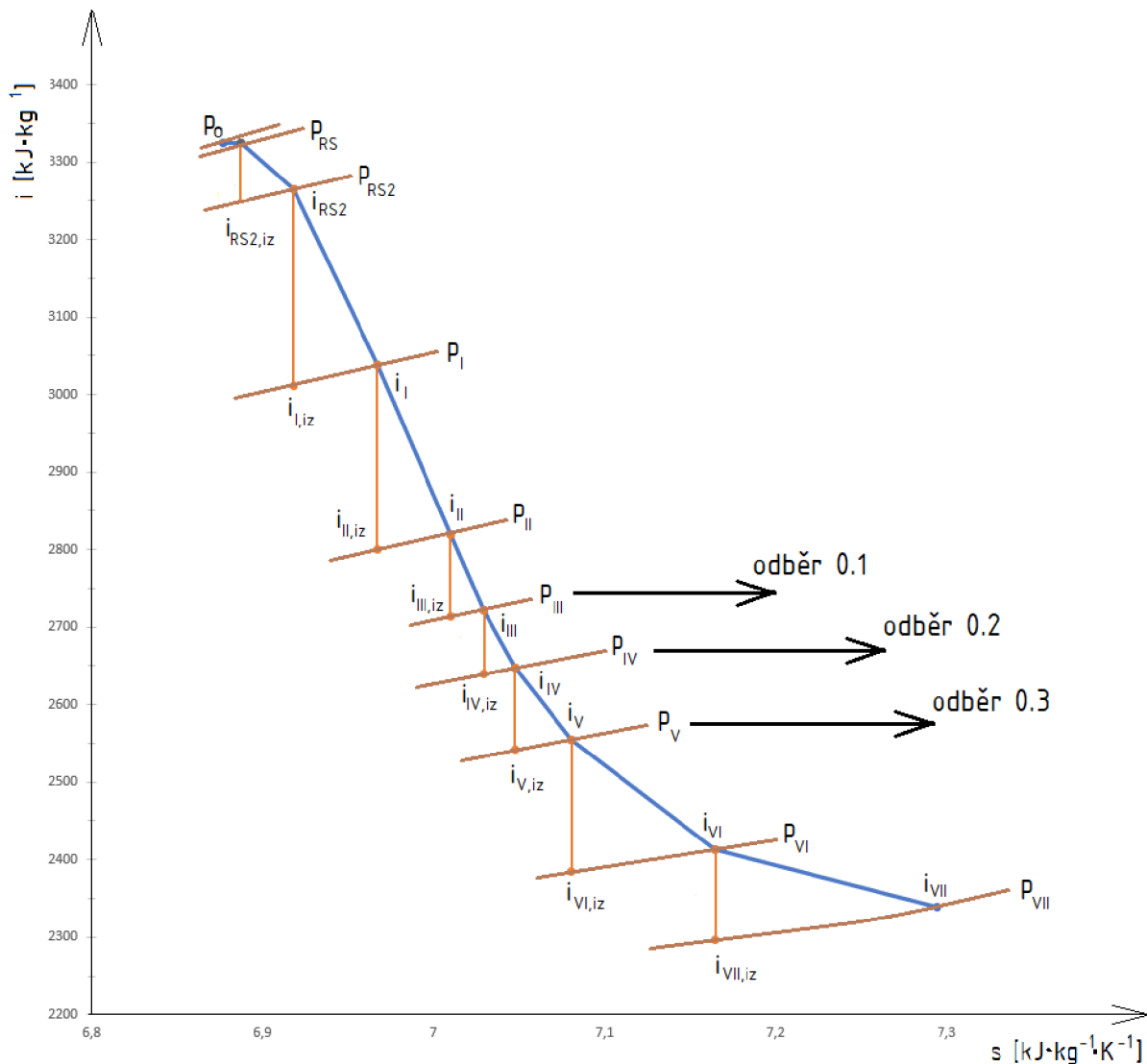
Z hodnot získaných v předběžném návrhu je možno vykreslit navržený tvar průtočného kanálu turbínou, který je na obrázku 22 a také průběh tlaku a měrného objemu páry turbínou (obrázek 23). Z dopočtených hodnot je možno také vykreslit expanzní křivku turbíny, která je na obrázku 24.



Obrázek 22 Průtočný kanál turbíny z jednotlivých kuželů



Obrázek 23 Průběh tlaku a měrného objemu páry v turbíně



Obrázek 24 Expanzní křivka navržené turbíny v *i-s* diagramu

### 4.3 Předběžné určení vnitřní účinnosti turbíny

Na začátek výpočtu je určen celkový výkon turbíny, sečtením výše vypočítaných výkonů jednotlivých částí turbíny

$$P_i = P_{i,RS} + P_{i,I} + P_{i,II} + P_{i,III} + P_{i,IV} + P_{i,V} + P_{i,VI} + P_{i,VII}$$

$$P_i = 1605 + 6068 + 5841 + 2565 + 1944 + 2339 + 3405 + 1739 \quad (4.2-1)$$

$$P_i = 25506 \text{ kW}$$

Pro zjištění účinnosti je nutno znát také výkon při izoentropické expanzi

$$P_{i,iz} = H_{RS,iz} \cdot \dot{m}_{RS} + \sum_{i=I}^{VII} H_{i,iz} \cdot \dot{m}_i = 29761 \text{ kW} \quad (4.2-2)$$



Termodynamická účinnost celé turbíny je

$$\eta_{tdi} = \frac{P_i}{P_{i,iz}} = \frac{25506}{29761} = 0,857 \text{ [-]} \quad (4.2-3)$$

Výkon na svorkách generátoru je dopočítán jako

$$P_{SV} = P_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{př} \cdot \eta_g = 25506 \cdot 0,986 \cdot 0,981 \cdot 0,987 = 24350 \text{ kW} \quad (4.2-4)$$

Účinnost mechanická, generátoru a převodovky jsou voleny [24]

$$\eta_m = 0,986 \text{ [-]} \quad (4.2-5)$$

$$\eta_{př} = 0,981 \text{ [-]} \quad (4.2-6)$$

$$\eta_g = 0,987 \text{ [-]} \quad (4.2-7)$$

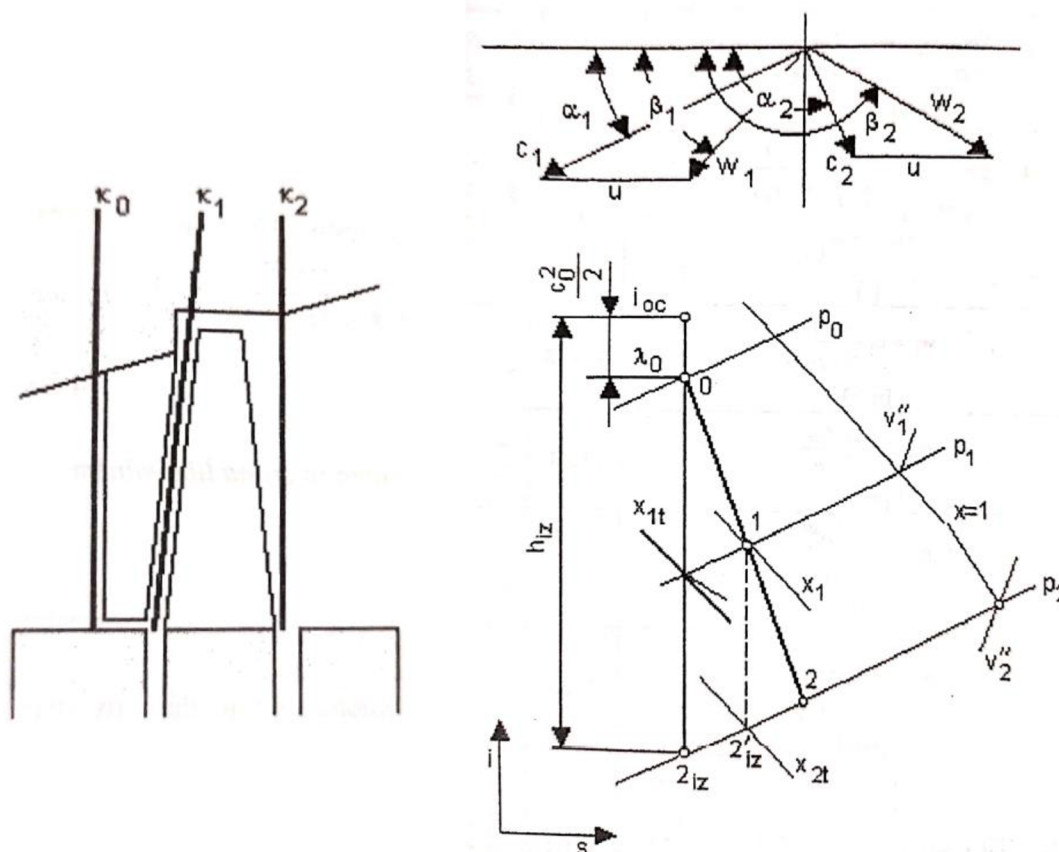
Výkon na svorkách je roven 24,35 MW.

#### 4.4 Rychlostní trojúhelník posledního stupně

U lopatek s větší relativní délkou, tedy s poměrem  $\frac{l}{D} > \frac{1}{10}$  dochází po délce lopatky ke značnému rozvětvení, což vede ke značné změně poměrné rozteče ( $s/c \neq konst.$  po délce lopatky), obvodová rychlost se po délce lopatky značně mění a v mezeře mezi statorem a rotorem vzrůstá tlak ( $dp/dr > 0$ ) i odstředivá síla. Z tohoto důvodu je nutno v těchto stupních uvažovat prostorové proudění.

Výpočet je proveden metodou  $c_u r = konst.$  Je tedy bráno v úvahu lopatkování s konstantní cirkulací. [2] Pro tento výpočet jsou vstupem parametry páry a geometrické charakteristiky získané v předběžném termodynamickém výpočtu stupně na středním průměru. Postupem v kapitole 4.4.1 jsou získány výchozí rychlostní trojúhelníky na středním průměru stupně. Následně je proveden výpočet podle postupu v kapitole 4.4.2, kde je lopatka rozdělena na několik řezů o různém poloměru a v závislosti na tomto poloměru se s pomocí rovnic mění obvodová rychlost a také celý rychlostní trojúhelník. Tyto rychlostní trojúhelníky jsou pak vstupem pro detailní návrh lopatky, kterým se zabývá kapitola 5 této práce.

V předběžném návrhu byl záměrně poslední stupeň turbíny navržen jako samostatný kužel. Jsou známy parametry před i za posledním stupněm v turbíně. U výpočtu je pro jednoduchost zachováno původní indexování veličin. Vztažné roviny v řezu stupněm jsou uvedeny na obrázku 25 vlevo, vpravo je pak znázorněn rychlostní trojúhelník a také jednotlivé veličiny v i-s diagramu.



Obrázek 25 Schéma stupně a značení jednotlivých parametrů [2]

Tlak a entalpie před stupněm z předběžného návrhu

$$p_0 = 0,029 \text{ MPa} \quad (4.4-1)$$

$$i_0 = 2413,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4-2)$$

Kinetická energie vstupní absolutní rychlosti

$$\frac{c_0^2}{2000} = \frac{107^2}{2000} = 5,725 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4-3)$$

Střední průměr lopatkování stupně je vztaženo k rovině  $\kappa_1$ , stejně jako délka úseku (jde o mezilopatkový prostor).

$$D_1 = 1,073 \text{ m} \quad (4.4-4)$$

$$l_1 = 0,373 \text{ m} \quad (4.4-5)$$

Tlak na výstupu ze stupně je

$$p_2 = 0,01235 \text{ MPa} \quad (4.4-6)$$

Hmotnostní průtok stupněm je

$$\dot{m}_{VII} = 24,18 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4-7)$$

#### 4.4.1 Výpočet na středním průměru

Obvodová rychlost

$$u_1 = \pi \cdot D_1 \cdot n = \pi \cdot 1,073 \cdot 80 = 269,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-1)$$

Entalpický spád ve stupni je určen jako

$$h_{iz} = i_{0c} - i_{2,iz} = 2418,8 - 2296,8 = 122 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-2)$$

kde

$$i_{2,iz} = f(p_2; s_0) = 2296,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-3)$$

Dále je zvolena malá kladná reakce na patě stupně  $\rho_p = 0,05$  a určena minimální reakce na středním průměru lopatkování. Stupeň reakce by v ideálním případě měl mít velikost 0,5.

$$\rho_{stř} = 1 - (1 - \rho_p) \cdot \left(\frac{r_p}{r_{stř}}\right)^2 \quad (4.4.1-4)$$

$$\rho_{stř} = 1 - (1 - 0,05) \cdot \left(\frac{0,300}{0,536}\right)^2 = 0,535 [-]$$

kde  $r_p$  a  $r_{stř}$  je poloměr na patě lopatkování,  $r_{stř}$  je poloměr ke středu lopatkování.

Rychlostní a průtočný součinitel, jejichž hodnota byla v průběhu výpočtu iterována, byly zvoleny:

$$\varphi_1 = 0,96 [-] \quad (4.4.1-5)$$

$$\varphi_2 = 0,89 [-] \quad (4.4.1-6)$$

$$\mu_1 = 1,01 [-] \quad (4.4.1-7)$$

Izoentropický entalpický spád ve statoru je určen

$$h_{iz}^S = (1 - \rho_{stř}) \cdot h_{iz} = (1 - 0,535) \cdot 122 = 56,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-8)$$

Teoretická absolutní výtoková rychlost

$$c_{1t} = \sqrt{2000 \cdot h_{iz}^S} = \sqrt{2000 \cdot 56,8} = 337,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-9)$$

a skutečná absolutní výtoková rychlost ze statoru je

$$c_1 = \varphi_1 \cdot c_{1t} = 0,96 \cdot 337,0 = 323,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-10)$$

Ztráta statoru je vypočtena

$$z_1 = \frac{c_1^2}{2000} \cdot \left( \frac{1}{\varphi_1^2} - 1 \right) = \frac{323,6^2}{2000} \cdot \left( \frac{1}{0,96^2} - 1 \right) = 4,45 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-11)$$

a entalpie mezi lopatkami je

$$i_1 = i_{0c} - h_{iz}^S + z_1 = 2419,9 - 56,8 + 4,45 = 2361,8 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-12)$$

Tlak v mezeře je potom roven

$$p_1 = f(i_{0c} - h_{iz}^S; s_0) = 0,0199 \text{ MPa} \quad (4.4.1-13)$$

Teoretická suchost páry a teoretický měrný objem

$$x_{1t} = f(p_1; s_0) = 0,895 [-] \quad (4.4.1-14)$$

$$v_{1t} = x_{1t} \cdot v_{1,sat} = 6,867 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-15)$$

kde  $v_{1,sat}$  je

$$v_{1,sat} = f(p_1; x = 1) = 7,671 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-16)$$

Úhel  $\alpha_1$  na středním průměru je potom

$$\alpha_1 = \arcsin \left( \frac{\dot{M}_{VII} \cdot v_{1t}}{\mu_1 \cdot \pi \cdot D_1 \cdot l_1 \cdot c_{1t}} \right) \quad (4.4.1-17)$$

$$\alpha_1 = \arcsin \left( \frac{24,18 \cdot 6,867}{1,01 \cdot \pi \cdot 1,073 \cdot 0,373 \cdot 337} \right) = 22,87^\circ$$

Obvodová a axiální složka absolutní rychlosti

$$c_{1u} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = 323,6 \cdot \cos 22,87 = 298,1 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-18)$$

$$c_{1a} = w_{1a} = c_1 \cdot \sin \alpha_1 = 323,6 \cdot \sin 22,87 = 125,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-19)$$

Úhel  $\beta_1$  je stanoven z rovnice

$$\beta_1 = \arctg \left( \frac{c_{1a}}{c_{1u} - u_1} \right) = \arctg \left( \frac{125,7}{298,1 - 269,5} \right) = 77,2^\circ \quad (4.4.1-20)$$

Relativní rychlost za statorem

$$w_1 = \frac{c_{1a}}{\sin \beta_1} = \frac{125,7}{\sin 77,2} = 128,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-21)$$

Teoretická relativní rychlost za rotorem je

$$w_{2t} = \sqrt{2000 \cdot \rho_{stř} \cdot h_{iz} + w_1^2} \quad (4.4.1-22)$$

$$w_{2t} = \sqrt{2000 \cdot 0,535 \cdot 122 + 128,9^2} = 383,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

a skutečná relativní rychlost za rotorem

$$w_2 = \varphi_2 \cdot w_{2t} = 0,89 \cdot 383,5 = 341,3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-23)$$

Dále je nutno určit skutečný měrný objem v lopatkové mezeře

$$v_1 = f(p_1; i_1) = 6,867 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-24)$$

$$s_1 = f(p_1; i_1) = 7,1668 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} \quad (4.4.1-25)$$

Teoretická suchost páry a teoretický měrný objem

$$x_{2t} = f(p_2; s_1) = 0,875 [-] \quad (4.4.1-26)$$

$$v_{2t} = x_{2t} \cdot v_{2,sat} = 10,971 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-27)$$

kde  $v_{1,sat}$  je

$$v_{2,sat} = f(p_2; x = 1) = 12,536 \text{ m}^3 \cdot \text{kg}^{-1} \quad (4.4.1-28)$$

Úhel  $\beta_2$  na středním průměru je potom

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \left( \frac{w_1 \cdot v_{2t} \cdot \sin \beta_1}{w_2 \cdot v_1} \right) \quad (4.4.1-29)$$

$$\beta_2 = 180 - \arcsin \left( \frac{128,9 \cdot 10,971 \cdot \sin 77,2}{341,3 \cdot 6,867} \right) = 143,94^\circ$$

Díky úhlu  $\beta_2$  je možné zjistit axiální a obvodovou složku relativní rychlosti

$$w_{2u} = w_2 \cdot \cos \beta_2 = 341,3 \cdot \cos 143,94 = -275,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-30)$$

$$w_{2a} = c_{2a} = w_2 \cdot \sin \beta_2 = 341,3 \cdot \sin 143,94 = 200,9 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-31)$$

Poslední úhel  $\alpha_2$  je dopočítán jako

$$\alpha_2 = 180 - \arctg \left( \frac{w_{2a}}{w_{2u} + u_1} \right) \quad (4.4.1-32)$$

$$\alpha_2 = 180 - \arctg \left( \frac{200,9}{-275,5 + 269,6} \right) = 91,8^\circ$$

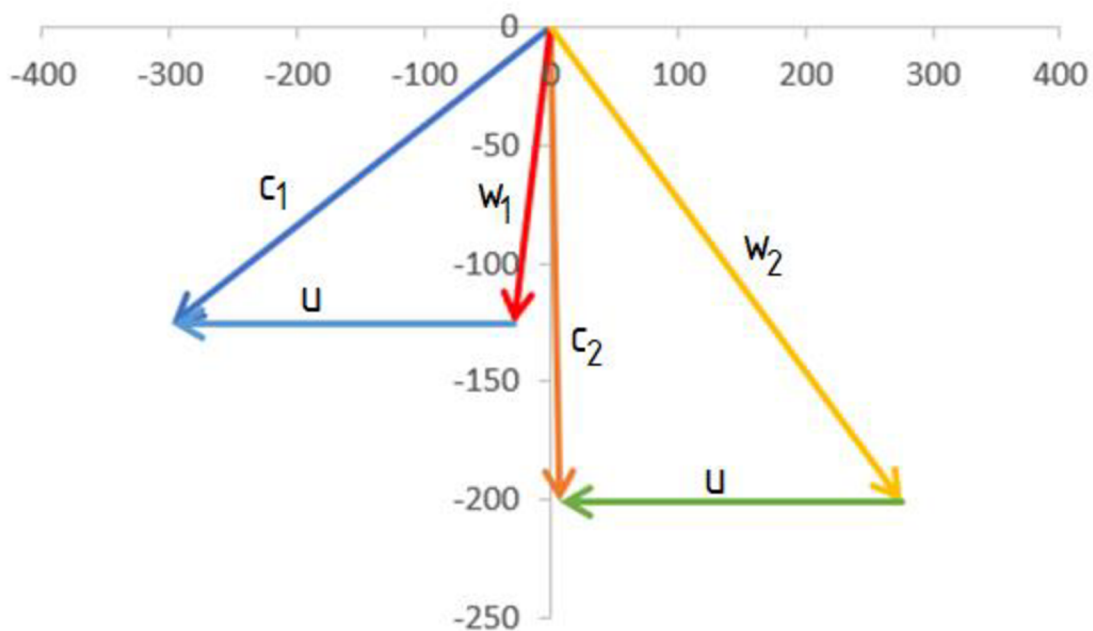
Na závěr absolutní rychlost

$$c_2 = \frac{w_{2a}}{\sin \alpha_2} = \frac{200,9}{\sin 91,8} = 201,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-33)$$

a její obvodová složka

$$c_{2u} = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 201 \cdot \cos 91,8 = -6,4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4.1-34)$$

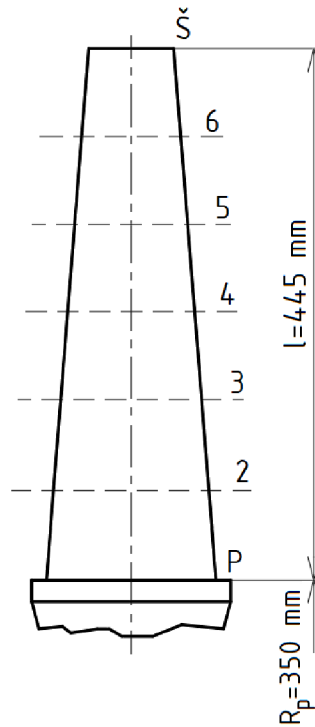
Na obrázku 26 je sestaven výsledný rychlostní trojúhelník posledního stupně na středním průměru.



Obrázek 26 Rychlostní trojúhelník posledního stupně na středním průměru

#### 4.4.2 Rychlostní trojúhelníky na ostatních řezech

Nejprve je potřeba určit, na kolik částí bude lopatka rozdělena, respektive určit počet průřezů. Obecně je počet průřezů libovolný. V praxi je lepší pro větší přesnost počítat více jednotlivých průřezů lopatkou (např. 12). Pro účely diplomové práce bude stačit lopatku rozdělit na šest částí a počítat pouze sedm jednotlivých průřezů lopatkou na konstantně se zvyšujícím poloměru od paty po špičku, přičemž průřez číslo 4 odpovídá střednímu průměru (viz. obrázek 27).



Obrázek 27 Znárodnění jednotlivých řezů na lopatce

Proudové poměry na jiných průměrech lopatkování vychází z hodnot dopočítaných na středním průměru lopatkování. Hodnoty jsou získány pomocí rovnic uvedených ve [2] a jsou uvedeny v tabulce 3.

**Tab. 3** Předběžné proudové poměry na jednotlivých řezech lopatkou

Značení	Jednotky	Pata lopatky	2	3	4	5	6	Špička lopatky
$r$	[m]	0,350	0,424	0,498	0,573	0,647	0,721	0,795
$u_1$	[m/s]	175,9	213,2	250,5	287,8	325,1	362,3	399,6
$c_{1u}$	[m/s]	500,7	413,2	351,7	306,1	271,0	243,1	220,4
$\alpha_1$	[°]	14,3	17,1	19,9	22,6	25,2	27,7	30,0
$c_1$	[m/s]	516,7	432,4	374,0	331,6	299,5	274,5	254,6
$c_{1a}$	[m/s]	127,4	127,4	127,4	127,4	127,4	127,4	127,4
$\beta_1$	[°]	21,4	32,5	51,5	81,8	113,0	133,1	144,6
$w_1$	[m/s]	372,8	253,7	171,0	132,6	133,4	164,5	208,6
$c_{2u}$	[m/s]	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	-0,1	0,0	0,0
$\alpha_2$	[°]	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0	90,0
$c_2$	[m/s]	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1
$c_{2a}$	[m/s]	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1	200,1
$\beta_2$	[°]	131,3	136,8	141,4	145,2	148,4	151,1	153,4
$w_2$	[m/s]	266,4	292,3	320,5	350,4	381,6	413,9	446,9
$w_{2u}$	[m/s]	175,8	213,1	250,4	287,7	325,0	362,3	399,6
$\beta_{1L}$	[°]	21,4	32,5	51,5	81,8	113,0	133,1	144,6
$\beta_{2L}$	[°]	48,7	43,2	38,6	34,8	31,6	28,9	26,6

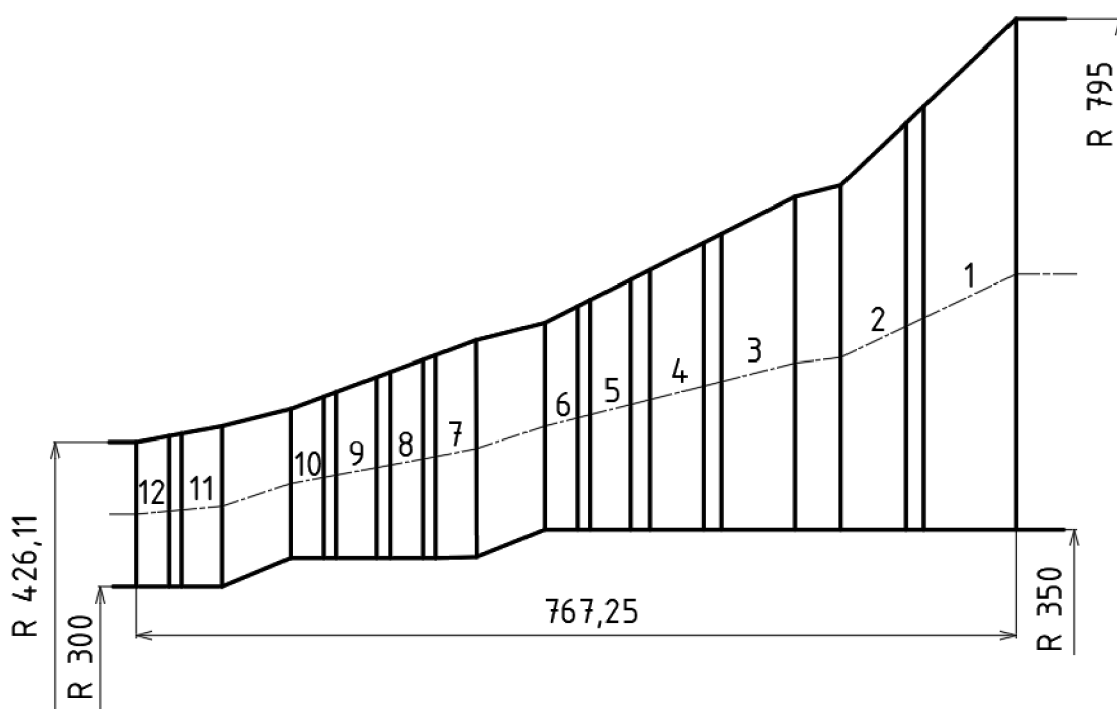
Podstatné hodnoty pro vstup do detailního návrhu profilu lopatky jsou úhly relativních rychlostí  $\beta_1$  a  $\beta_2$ , které určují úhel lopatky na náběžné a odtokové hraně. Pro lepší porovnávání s metodikou firmy EKOL, spol. s r.o. jsou tyto úhly přepočítány na  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$  na konci tabulky 3. Rozdíl je pouze ve vztažené rovině úhlu  $\beta_2$  a  $\beta_{2L}$ . Zatímco úhel  $\beta_2$  je vztažen k obvodové rovině zleva (obrázek 25), úhel  $\beta_{2L}$  je vztažen k této rovině zprava.

$$\beta_{2L} = 180 - \beta_2 \quad (4.4.2-1)$$



## 5 Detailní návrh posledního stupně

V následující kapitole je blíže rozebrán postup detailního návrhu posledního stupně. Aby byl tento výpočet přesný, je nutno detailně provést i návrh celé turbíny metodou  $c_a/u$ . Jelikož je to operace poměrně zdlouhavá, je v této práci celá operace provedena za pomoci výpočetního programu [25]. Vstupními parametry do výpočetního programu pro detailní výpočet turbíny [25] je geometrie regulačního stupně, která je vypočtena v kapitole 3, dále je zadána geometrie stupňové části turbíny z předběžného návrhu, který je proveden v kapitole 4 a v neposlední řadě potřebné tlaky páry v odběrech páry z turbíny, které jsou určeny v kapitole 2. Výstupem z detailního návrhu turbíny je mimo jiné vstupní soubor do optimalizačního výpočtu metodou VTI, který je blíže popsán v kapitole 5.1. Po optimalizaci úhlů statorové a rotorové lopatky je nutno určit také další parametry profilu lopatky na jednotlivých řezech a profil vykreslit, případně následně vymodelovat lopatku.



Obrázek 28 Průtočný kanál posledních šesti stupňů turbíny

### 5.1 VTI metoda

Do optimalizace nakrucovaných lopatek posledních stupňů metodou VTI [25] vstupují parametry posledních 12 řad lopatek (obrázek 28). Mezi prvními hodnotami vstupujícími do výpočtu je počet výpočtových bodů po výšce lopatky a bodů, na nichž je provedena optimalizace zadáváním geometrie. Dalšími vstupními parametry jsou otáčky, které jsou známé z rovnice (3.1-2) a stav páry před 12. řadou od konce turbíny. Z detailního výpočtu celé turbíny metodou  $c_a/u$  jsou tyto parametry známé a je možné je shrnout. Hmotnostní tok, tlak a entalpie páry před lopatkou 12 jsou označeny indexem 12 a jejich hodnota je

$$\dot{m}_{12} = 25,847 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.1-1)$$

$$p_{12} = 2,29 \text{ bar} \quad (5.1-2)$$

$$i_{12} = 2723,2 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (5.1-3)$$

a úhel relativní rychlosti proudu páry před lopatkou 12 je

$$\beta_{12} = 98,6^\circ \quad (5.1-4)$$

Do výpočtu nestačí zadat jen tlak před kanálem určený rovnicí (5.1-2). Je potřeba znát i tlaky za jednotlivými lopatkami, které jsou také získány detailním návrhem turbíny v [25]. Dalším vstupem je geometrie průtočného kanálu (obrázek 28) posledních 12 lopatek. Některé z parametrů nejsou pro celou lopatku konstantní, proto musí být zadány pro každou lopatku v oblasti vstupní i výstupní hrany lopatky. Výška kanálu v radiálním směru je definována pomocí patního a hlavového poloměru lopatky.

Rozměry kanálu v axiálním směru udává axiální šířka lopatky a axiální mezera před lopatkou. Axiální šířka a axiální mezera jsou mezi sebou střídavě sčítány, čímž je získána axiální vzdálenost jednotlivých rovin na vstupní a výstupní hraně každé lopatky. Tyto hodnoty vychází opět z detailního návrhu turbíny a z typu zvoleného lopatkování. I když lopatkování nebylo blíže optimalizováno, byly do detailního návrhu turbíny vybrány lopatky používané v praxi. Axiální mezera a šířka lopatky se pro statorovou a rotorovou lopatku liší. Poslední parametr vstupující do výpočtu je velikost radiální mezery.

Zmíněné parametry, které vstupují do výpočtu metodou VTI, jsou shrnuty v tabulce 5.

**Tab 4** Jednotlivé parametry dvanácti lopatek od konce turbíny

lopatka [-]	Tlak za lopatkou [bar]	Patní poloměr [mm]	Hlavový poloměr [mm]	Axiální mezera [mm]	Axiální šířka lopatky [mm]	Axiální vzdálenost rovin [mm]	Radiální mezera [mm]
12	2,0225	300	426,11	-	28,80	0	1,0
		300	431,46			28,80	
11	1,8183	300	433,50	11,0	35,00	39,80	1,2
		300	440,00			74,80	
10	1,5478	325	455,00	60,0	28,80	134,80	1,0
		325	465,69			163,60	
9	1,3768	325	469,78	11,0	35,00	174,60	1,3
		325	482,77			209,60	
8	1,1549	325	487,23	12,0	28,80	221,60	1,1
		325	497,92			250,40	
7	1,0040	325	502,00	11,0	35,00	261,40	1,4
		325	515,00			296,40	
6	0,7739	350	530,00	60,0	28,80	356,40	1,2
		350	544,52			385,20	
5	0,6082	350	550,07	11,0	35,00	396,20	1,8
		350	567,72			431,20	
4	0,4714	350	576,3	17,0	46,71	448,20	1,3
		350	599,85			494,91	
3	0,3815	350	607,67	15,5	64,11	510,41	2,2
		350	640,00			574,52	
2	0,2388	350	650,00	40,0	56,89	614,52	1,5
		350	704,01			671,41	
1	0,1312	350	718,73	15,5	80,34	686,91	3,2
		350	795,00			767,25	

Za každým stupněm je potřeba uvést, zda je odebírána pára. V turbíně je odběr umístěn za šestým a čtvrtým stupněm od konce, respektive za lopatkou 11 a za lopatkou 7. Jedná se o odběry pro NTO2 a NTO1. Hodnoty hmotnostních průtoků v odběrech, které byly získány detailním výpočtem se mírně liší od hodnot daných výpočtem tepelného oběhu v kapitole 2.

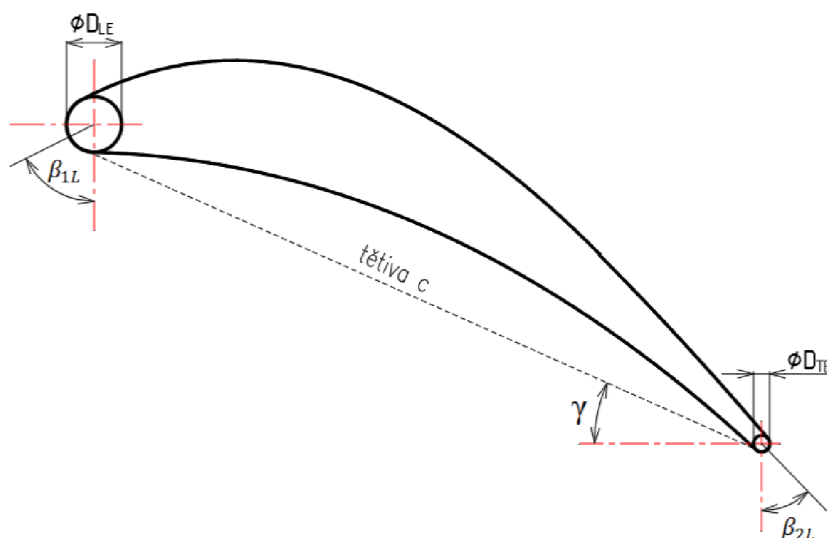
**Tab. 5** Hmotnostní tok páry v odběru za stupněm

stupeň	6	5	4	3	2	1
$\dot{m}$ [kg/s]	0,9564	0	0,8033	0	0	0

Následně je možno blíže definovat všech 12 lopatek, které jsou po výšce rozděleny na sedm řezů (obrázek 27). Upravované parametry jsou vstupní a výstupní úhel  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$ , dále průměr náběžné kružnice  $D_{LE}$  a odtokové kružnice  $D_{TE}$ . Lopatky 12 až 5 na začátku kanálu jsou prizmatické a lopatky 4 až 1 jsou lopatky nakrucované. U nakrucovaných lopatek se po výšce lopatky oba úhly i průměry kružnic rovnoměrně mění a právě hodnoty úhlů  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$  je nutno výpočtem optimalizovat, jelikož značně ovlivňují jmenovitý výkon stupně.

Pro tuto práci byly optimalizovány pouze lopatky posledního stupně, v řešeném případě lopatky prvního stupně od konce turbíny, označené S1 a R1. Nutno dodat, že do výpočtu metodou VTI vstupují úhly  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$  vztažené k obvodové rovině (obrázek 29), nikoliv k rovině axiální, jako v metodikách návrhu lopatek v kapitole 1.

Do výpočtu tedy vstupují výše uvedené hodnoty, na jejichž základě je provedena optimalizace úhlů  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$  metodou VTI s využitím [25]. Výstupem výpočtu je řada parametrů, které charakterizují každou lopatkovou řadu na všech sedmi řezech a následně udávají výkon stupně jako celku. Hlavní sledovaný parametr je výkon stupně, případně jeho účinnost. Je však nutno hledat kompromisní řešení v závislosti na dalších parametrech. Úhel náběhu je třeba držet v maximální diferenci  $\pm 10^\circ$ , Machovo číslo by na žádném z řezů nemělo u poslední řady přesáhnout hodnotu 1,05. V případě nakrucovaných lopatek je také nutné úhel náběžné a odtokové hrany měnit po jednotlivých řezech v přibližně stejných rozmezích. Dále je dobré věnovat pozornost celkovému zpracovanému entalpickému spádu, který výrazně ovlivňuje výsledný výkon. Je také možno ladit stupeň reakce, nebo úhel celkové výstupní rychlosti proudu z rotorové lopatky  $\alpha_2$ .



Obrázek 29 Geometrie lopatky pro VTI metodu

Tímto optimalizačním procesem jsou navrženy co nejlepší parametry lopatek v posledním stupni, jehož návrhem se řešený případ zabývá. Původní výpočet metodou VTI byl proveden pro statorovou i rotorovou lopatku s konstantními úhly náběhu, tedy s rovnoměrně rozloženými výstupními úhly. Následně byla lopatka nakrucována s využitím úhlů, které byly vypočítány předběžným návrhem v kapitole 4.4. Samotné nakroucení ale nevedlo ke zvýšení účinnosti, právě naopak. Snížení účinnosti způsobil zejména úhel  $\beta_{1L}$ , který se v dolní polovině lopatky pohybuje výrazně pod doporučený rozsah používaný v metodě. Následně byla lopatka optimalizována s použitím hodnot v doporučeném rozmezí. Úhly náběhu dosahují hodnot  $\pm 10^\circ$ , Machovo číslo na špičce je 1,07. Výsledné hodnoty optimalizace jsou uvedeny v tabulce 6 a 7.

Při porovnání výsledných hodnot v tabulce 7 je pozorován nárůst výkonu díky optimalizaci lopatky asi o 100 kW. Tato hodnota rozhodně není zanedbatelná, a i když záleží na ročním vytížení turbíny, může přinést finanční úspory.

**Tab. 6** Výsledné úhly rotorové lopatky posledního stupně R1

	Pata	2	3	4	5	6	Špička
$\beta_{1L}$ [°]	71	79	87	96	106	116	126
$\beta_{2L}$ [°]	36	33	30	28	25	22	19

**Tab. 7** Výsledky výpočtu metodou VTI

	původní	předběžný návrh	optimalizovaná	
Účinnost stupně	78,6	75,22	80,58	%
Výkon stupně	1652	1459	1750	kW

## 5.2 Návrh profilu lopatek posledního stupně

Dalším krokem je konstrukce profilu lopatky jednotlivých řezů, do které jsou hlavním vstupem právě vstupní a výstupní úhel lopatky  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$ , které byly optimalizovány metodou VTI. Ostatní parametry jsou různě voleny. Hlavním cílem je, aby lopatka tvořila co nejrovnoměrnější průtočný kanál, dále je velmi důležité sledovat úhel deviace. Deviační úhel vzniká diferencí, mezi výstupním úhlem lopatky  $\beta_{2L}$  a skutečným výstupním úhlem proudu pracovní látky, který můžeme označit jako  $\beta_{2c}$ . Tuto diferenci je snaha držet na minimu a neměla být vyšší, než  $5^\circ$ . Při vyšších úhlech deviace poté dochází k odtržení mezní vrstvy proudu pracovní látky od povrchu lopatky, vzniku vírů a následně ke ztrátám, které snižují účinnost, dopočítanou v metodě VTI. Dosáhnout hodnoty deviačního úhlu pod  $5^\circ$  je obtížné zejména na patě a špičce lopatky. Navržený tvar profilu je následně ověřen pevnostní analýzou. Celkové napětí na patním průměru by nemělo přesáhnout 20 MPa a mělo by se postupně každým řezem směrem ke špičce lopatky snižovat. Pokud lopatka nevyhovuje, je nutno upravit parametry, například v metodě Dunham často postačí rozšířit, nebo zúžit lopatku za pomoci parametru maximální tloušťky lopatky  $t_{max}$  a parametru poloměru náběžné hrany  $R_{LE}$ . Úhly, které se v metodě VTI ukázaly jako ideální, je snaha neměnit.

Je navrženo sedm jednotlivých řezů lopatky, jelikož úhly byly zjišťovány na sedmi řezech. Do návrhu geometrie vstupují však mimo úhly i jiné parametry, jako například počet lopatek, délka tětiny a poloměr umístění řezu. Další parametry se pak liší podle metodiky návrhu. Nejprve je nutné zvolit počet lopatek u statorové (S1) a rotorové (R1) řady posledního stupně. Rotorová řada by měla mít lichý počet lopatek a zároveň minimálně o 5 lopatek méně,

než statorová řada. Statorová řada by měla mít sudý počet lopatek. Počet lopatek pro rotorovou řadu posledního stupně byl zvolen

$$N_{B,S1} = 72[-] \quad (5.2-1)$$

$$N_{B,R1} = 65[-] \quad (5.2-2)$$

Z počtu lopatek je pak na daném poloměru  $R$  umístění řezu možno dopočítat rozteč  $s$  podle vzorce

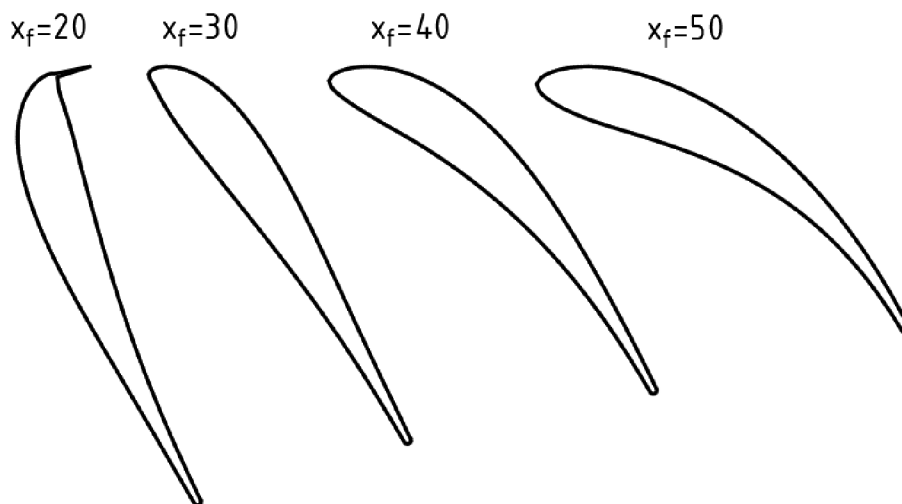
$$s = 2\pi R/N_B \quad (5.2-3)$$

Jakmile je známá rozteč, je možné určit délku tětivy, která je dále rovnoměrně rozložena. Je tedy zvolena ideální délka tětivy na středním průměru s ohledem na předpokládané mechanické namáhání lopatky a s ohledem na velikost koeficientu poměru rozteče ku tětivě  $s/c$ , který by měl být optimálně roven 0,68. Následně je délka tětivy zvyšována směrem k patnímu poloměru a snižována směrem ke špičkovému poloměru. Na patním poloměru by měl být poměr  $s/c$  roven alespoň 0,4 a na špičce by neměl přesahovat 0,9. U statorové lopatky by měl být tento poměr po celé výšce lopatky optimálně 0,6 až 0,7.

### 5.2.1 Návrh profilu pomocí metody Dunham

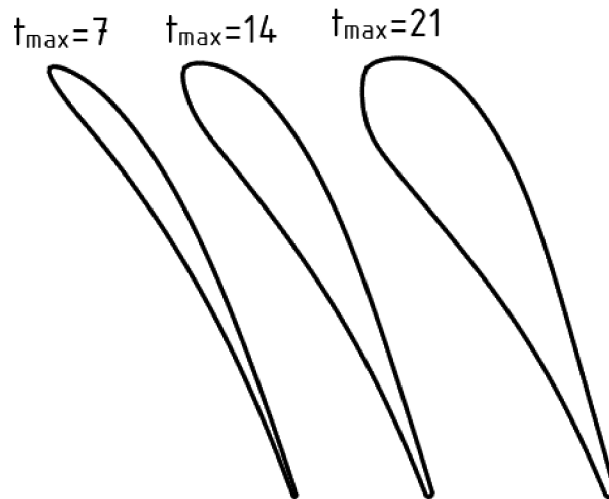
Metoda je obecně jedna ze základních a je poměrně jednoduché s ní pracovat. Přesto jsou v metodě parametry, které je dobré volit v doporučených rozmezech. Ideální úhly náběžné a odtokové hrany jsou známy z optimalizace metodou VTI (kapitola 5.1). Délka tětivy  $c$  a poměr  $s/c$  byly již také vhodně zvoleny v úvodu kapitoly 5.2. Úhel nastavení nebo úhel rozevření výstupní hrany je dopočítán na základě rovnic (1.2.1-1) a (1.2.2-15).

V metodě je však například parametr maximálního prohnutí profilu  $x_f$ , jehož velikost musí být při určena testováním různých hodnot. Efekt změny hodnoty parametru  $x_f$  je možno pozorovat dle očekávání na prohnutí lopatky a na výsledném úhlu nastavení, jak znázorňuje obrázek 30. Z obrázku je také zřejmé, že požadovaná velikost parametru  $x_f$  bude přibližně 40. Hodnota je následně zpřesněna optimalizací na základě výsledného deviačního úhlu.



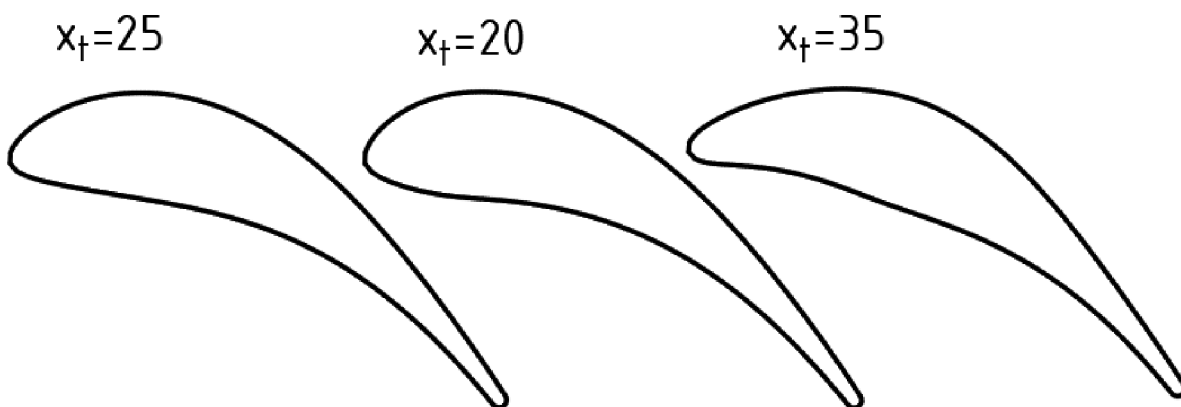
Obrázek 30 Tvary lopatky na středním řezu při různých hodnotách parametru  $x_f$  (Dunham)

Hodnoty parametrů  $t_{max}$ ,  $R_{LE}$  a  $R_{TE}$  jsou voleny na základě požadavků mechanické integrity. Ideální rozsah je však opět možné určit vizuálně vyzkoušením jedné nebo více hodnot. Příklad je proveden na obrázku 31 s parametrem  $t_{max}$ . Jelikož na špičce lopatky je výsledné mechanické napětí nulové, je zvolena z důvodu snížení hmotnosti lopatky nejtenčí varianta. Následně je tloušťka rovnoměrně zvýšena směrem k patě lopatky. Po výpočtech mechanického namáhání lopatky je velikost parametru průběžně upravována.



Obrázek 31 Tvary špičky lopatky při změně parametru  $t_{max}$  (Dunham)

Posledním je parametr pozice maximální tloušťky  $x_t$ . Ten je v mnoha případech vypočítán rovnicí (1.2.2-16), ale zejména u patních profilů je na základě zkušeností společnosti EKOL, spol. s r.o. hodnota mírně snížena. Na obrázku 32 je znázorněn tvar patního průřezu lopatky s vypočtenou hodnotou  $x_t = 25\%$  a následně je parametr snížen na 20%. Třetí tvar se často objevuje při modelování špičky lopatky a vznikne, pokud je hodnota parametru  $x_t$  zvolena příliš vysoká.



Obrázek 32 Vliv změny parametru  $x_t$  na tvar patního průřezu lopatky

Uvedeným postupem jsou vygenerovány optimální profily lopatky na všech sedmi řezech. Optimalizace je provedena v prostředí MS Excel, ve kterém je metodika Dunham naprogramována podle kapitoly 1.2. V tabulce 8 jsou shrnuty hodnoty parametrů, které se ukázaly jako odpovídající z hlediska pevnosti i z hlediska velikosti úhlu deviace. Úhel deviace dosahuje na středním poloměru přibližně  $0,6^\circ$  a na patním a špičkovém průřezu hodnoty  $4,5^\circ$ .

**Tab. 8** Vstupní hodnoty do výpočtu pomocí metody Dunham pro lopatku R1

řez	$R$ [mm]	$\beta_{1L}$ [°]	$\beta_{2L}$ [°]	$x_f$ [%]	$t_{max}$ [%]	$R_{LE}$ [%]	$R_{TE}$ [%]	$x_t$ [%]	$c$ [mm]	$s/c$ [-]
<i>Pata</i>	350,0	19	-54	42,5	19,50	15	7	18,3	86	0,393
2	424,2	11	-57	42,2	17,25	13	7	19,8	84	0,488
3	498,3	3	-60	41,9	15	12	6	22,0	82	0,587
4	572,5	-6	-62	41,5	13	11	6	21,0	81	0,683
5	646,7	-16	-65	41,1	11	10	5,5	20,0	80	0,781
6	720,8	-26	-68	40,8	9	9	5	19,0	79,5	0,876
<i>Špička</i>	795,0	-37	-71	40,5	7	8	5	18,0	79	0,973

Hodnoty uvedené v tabulce 8 jsou většinou poměrové hodnoty, které jsou blíže specifikovány v kapitole 1.2. Hodnota maximální tloušťky a poloměry obou kružnic je možné přepočítat na jednotky milimetrů pomocí jednoduchých rovnic

$$t_{max} [mm] = \frac{t_{max} [\%]}{100} \cdot c [mm] \quad (5.2-4)$$

$$R_{LE} [mm] = \frac{R_{LE} [\%]}{100} \cdot t_{max} [mm] \quad (5.2-5)$$

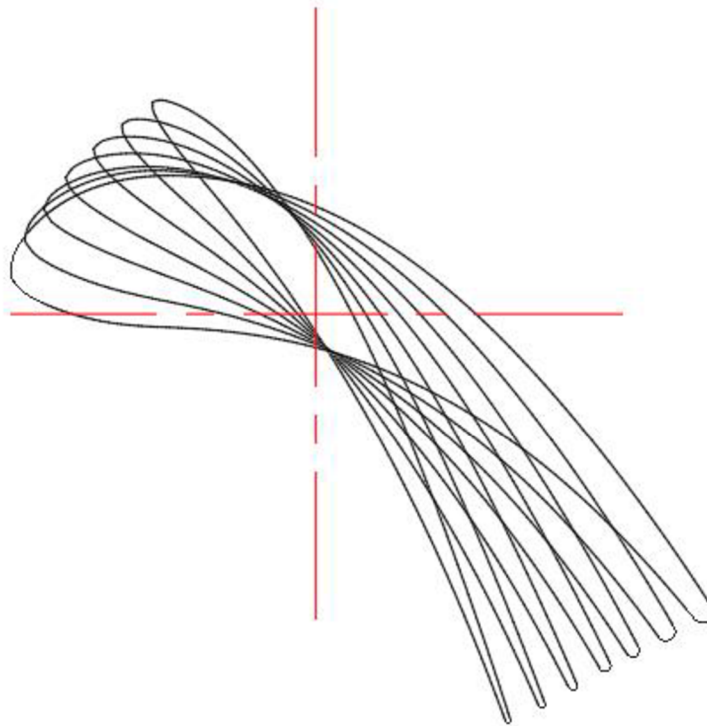
Výsledné hodnoty zmíněných rozměrů, společně s úhlem nastavení lopatky  $\gamma$  a klínovým úhlem odtokové hrany  $WA_{TE}$  jsou uvedeny v tabulce 9. Tabulka uvádí i neupravenou hodnotu  $x_t$ , která je pro daný profil původně dopočítána.

**Tab. 9** Dopočtené hodnoty pro lopatku R1

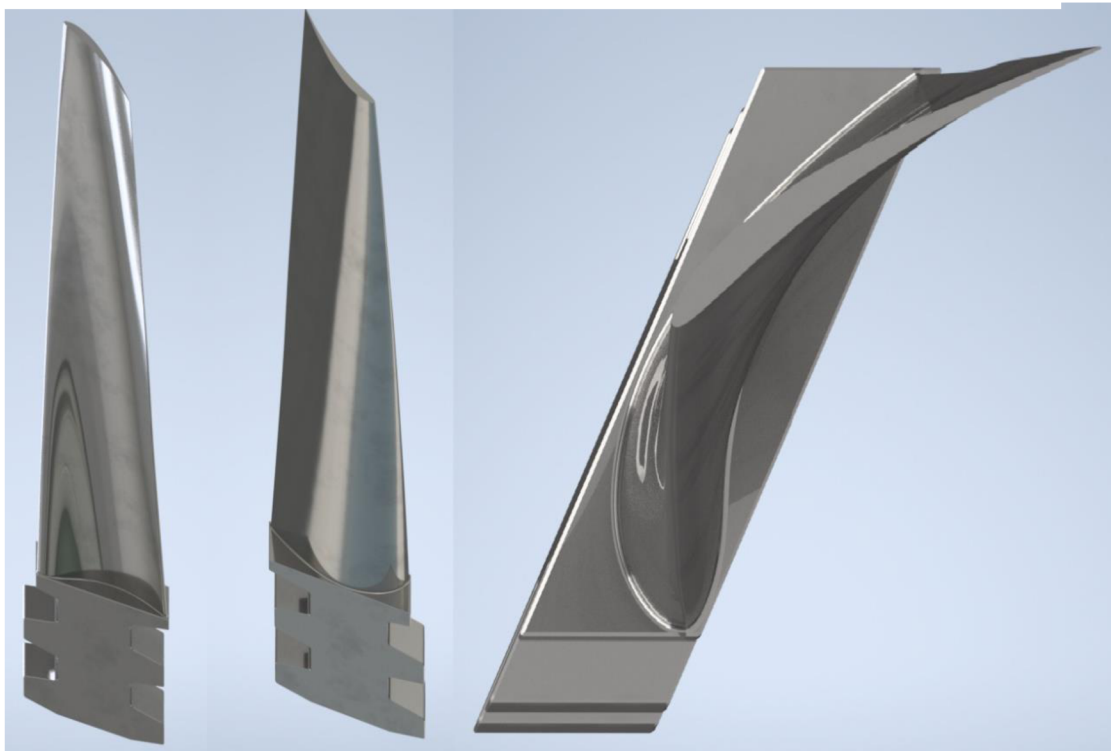
řez	$\gamma$ [°]	$WA_{TE}$ [°]	$t_{max}$ [mm]	$R_{LE}$ [mm]	$R_{TE}$ [mm]	$x_t$ [%]
<i>Pata</i>	25,84	7,44	16,77	2,52	1,17	25,0
2	31,41	6,58	14,49	1,88	1,01	23,7
3	36,89	5,73	12,30	1,48	0,74	22,4
4	42,19	4,96	10,53	1,16	0,63	21,2
5	48,29	4,20	8,80	0,88	0,48	20,1
6	54,13	3,44	7,16	0,64	0,36	18,9
<i>Špička</i>	60,13	2,68	5,53	0,44	0,28	17,8

Výstupem celého výpočtu je výsledný tvar lopatky, definován souřadnicemi jednotlivých bodů. Počet bodů je možno si zvolit, podle požadované jemnosti povrchu, většinou jde o stovky bodů. V řešeném případě je lopatka po celém obvodu definována pomocí 328 bodů. Tyto body jsou propojeny za pomoci křivky, což tvoří výsledné zobrazení profilu. Souřadnice jednotlivých bodů je možno exportovat a například s pomocí programu AutoCAD body propojit do křivky.

Výsledné tvary profilů lopatky jsou jednotlivě exportovány z prostředí Excelu a vykresleny v programu AutoCAD. Pomocí programu AutoCAD je zjištěna pozice těžiště každého řezu, na které jsou profily navrstveny jako na obrázku 33. Řezy jsou na závěr návrhu propojeny pomocí šablonování v programu Autodesk Inventor a je vytvořen 3D model lopatky navržené lopatky (obrázek 34).



*Obrázek 33 Navrstvení 2D profilů na těžiště (Dunham)*



*Obrázek 34 Vizualizace modelu lopatky (Dunham)*



### 5.2.2 Návrh profilu pomocí metody Pritchard

Stejně jako v předcházející metodě, je následující metoda naprogramována v prostředí MS Excel. Parametry profilu jsou v metodě Pritchard již definovány namísto poměrových hodnot reálným rozměrem. Začátkem návrhu je třeba definovat velikost všech jedenácti vstupních parametrů. Poloměr, počet lopatek, délka tětivy a úhly  $\beta_{1L}$  a  $\beta_{2L}$  zůstávají u všech řezů stejné, protože je návrh proveden opět pro rotorovou lopatku posledního stupně R1. Zdroj [6] (popřípadě tabulka 1) uvádí, že mezi nezávislé (volené) parametry náleží axiální tětiva ( $c_x$ ) a tangenciální tětiva ( $c_t$ ). Úhel nastavení je následně dopočítán pomocí

$$\gamma = \operatorname{tg} \frac{c_t}{c_x} \quad (5.2.2-1)$$

Je však snadnější úhel nastavení zvolit na základě provedeného návrhu profilů metodou Dunham a následně vypočítat obě tětivy pomocí rovnic

$$c_x = c \cdot \cos \gamma \quad (5.2.2-2)$$

$$c_t = c \cdot \sin \gamma \quad (5.2.2-3)$$

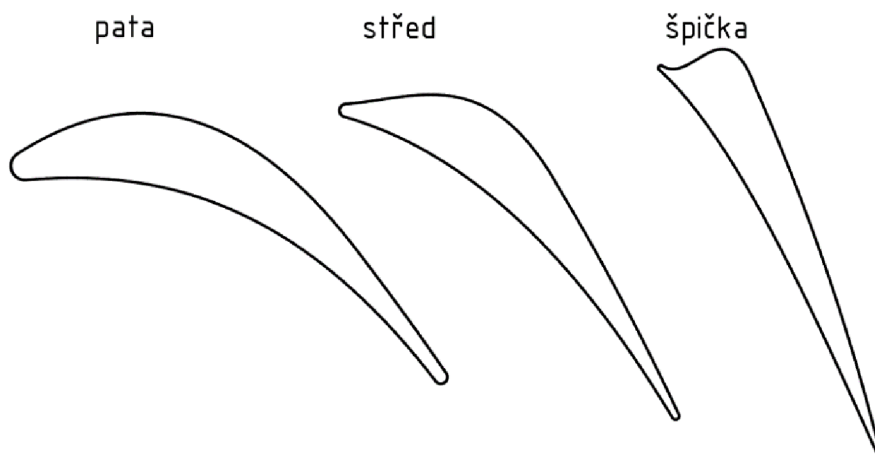
Poloměry náběžné a výstupní hrany ( $R_{LE}$  a  $R_{TE}$ ) jsou pro prvotní návrh voleny také na základě již vygenerovaných profilů metodou Dunham. Zdroj [6] dále uvádí také rovnici pro výpočet výchozí velikosti hrdla

$$o = s \cdot \cos \beta_{2L} - 2R_{TE} \quad (5.2.2-3)$$

kteřou je možné pro primární návrh použít. Velikost hrdla však výrazně ovlivňuje maximální tloušťku lopatky (delší hrdlo znamená užší lopatku), je tedy pravděpodobné, že výchozí hodnota nebude odpovídat požadavkům mechanické integrity. Výchozí hodnota parametru existuje i v případě parametru poloviny výstupního klínového úhlu  $\varepsilon_{out}$ , který je přibližně roven

$$\varepsilon_{out} \cong \frac{1}{2} \zeta \quad (5.2.2-4)$$

Ačkoliv neexistují výchozí hodnoty pro polovinu vstupního klínového úhlu  $\varepsilon_{in}$ , nalezení jeho ideální hodnoty není náročné, mimo jiné i proto, že jeho vliv na tvar lopatky je při prvotním návrhu možno zanedbat. Je tedy hledána pouze hodnota parametru úhlu zahnutí profilu  $\zeta$ , kterým je možno společně s parametry  $o$ ,  $\varepsilon_{out}$  a  $R_{TE}$  možné ovlivňovat diskontinuitu, která vzniká v tangenciálním bodě hrdla. Prvotní návrh lopatky na patě, středu a špičce je na obrázku 35 a parametry jsou v tabulce 10.

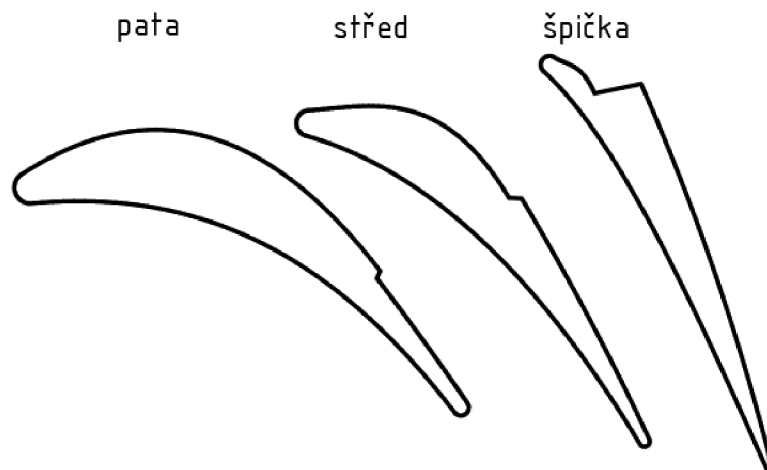


Obrázek 35 Profily modelované pro prvotní parametry (Pritchard)

**Tab. 10** Parametry pro prvotní návrh lopatky R1 metodou Pritchard

řez	$\beta_{1L}$ [°]	$\beta_{2L}$ [°]	$\gamma$ [°]	$\varepsilon_{in}$ [°]	$\varepsilon_{out}$ [°]	$R_{LE}$ [mm]	$R_{TE}$ [mm]	$o$ [mm]	$\zeta$ [°]	$c$ [mm]	$s/c$ [-]
Pata	19	-54	25,8	14	1,5	2,52	1,17	17,546	3,0	86,0	0,393
Střed	-6	-62	42,0	12	3	1,16	0,63	24,721	6	81,0	0,488
Špička	-37	-71	60,1	10	5	0,44	0,28	24,459	10	79,0	0,587

Tvary profilů, které jsou vygenerovány pro výchozí parametry profilů jsou bez viditelné diskontinuity na tangenciálním bodě hrdla. Je na první pohled zřejmé, že v metodě Pritchard je nutné volit vyšší poloměry hran  $R_{LE}$  a  $R_{TE}$  než v metodě Dunham. Patní profil je vygenerován příliš tenký a špička příliš široká. Na všech řezech jsou navýšeny parametry  $R_{LE}$  a  $R_{TE}$  a vhodně změněna velikost hrdla. Délka hrdla je na patním řezu snížena pro dosažení vyšší tloušťky lopatky a na středu a špičce je délka hrdla navýšena. Vymodelované upravené profily znázorňuje obrázek 36.



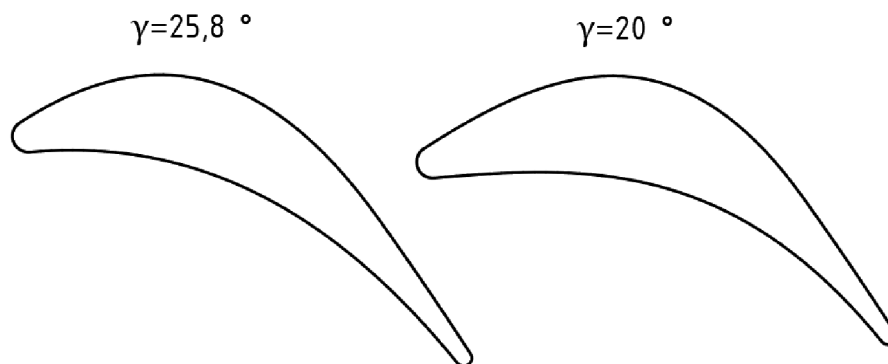
Obrázek 36 Profily modelované pro upravené primární parametry (Pritchard)

Stejně jako po vymodelování profilů pro primární varianty parametrů, je opět nutno vyhodnotit získané tvary profilů a zvolit vhodné úpravy. Po změně parametru velikosti hrdla mimo výchozí hodnoty je vidět již zmiňovaná diskontinuita v tangenciálním bodě hrdla. Tu je možno odstranit několika způsoby. Nejjednodušším způsobem je změna úhlu  $\varepsilon_{out}$  a změna úhlu zahnutí profilu  $\zeta$ . Změna úhlů  $\varepsilon_{out}$  a  $\zeta$  by zároveň měla na špičkovém řezu částečně odstranit „zvlnění“ za vstupní hranou na sací straně lopatky. Po odstranění diskontinuity je provedeno pevnostní porovnání (viz kapitola 5.3) patního profilu. Tloušťka patního profilu stále nedostačuje, proto je nutné ji znovu zvýšit. Tloušťku lopatky je možno ovlivnit mimo parametru  $o$ , také změnou úhlu  $\varepsilon_{in}$  a především změnou úhlu nastavení profilu  $\gamma$ . Úhel  $\gamma$  je snížen na hodnotu  $\gamma = 20^\circ$ . Vliv provedené změny úhlu nastavení je porovnán na obrázku 37.

Uvedeným způsobem jsou parametry jednotlivých řezů optimalizovány. Je třeba dodržet rovnoměrné rozložení parametrů po délce lopatky, požadavky mechanické integrity a nepřesáhnout doporučenou hodnotu deviačního úhlu. V neposlední řadě je nutné kontrolovat, aby byly řezy rovnoměrně rozprostřeny i po navrstvení na těžiště a výsledný 3D model byl co nejhladší. Optimalizované parametry jsou shrnuty v tabulce 11.

**Tab. 11** Vstupní hodnoty do výpočtu pomocí metody Pritchard pro lopatku R1

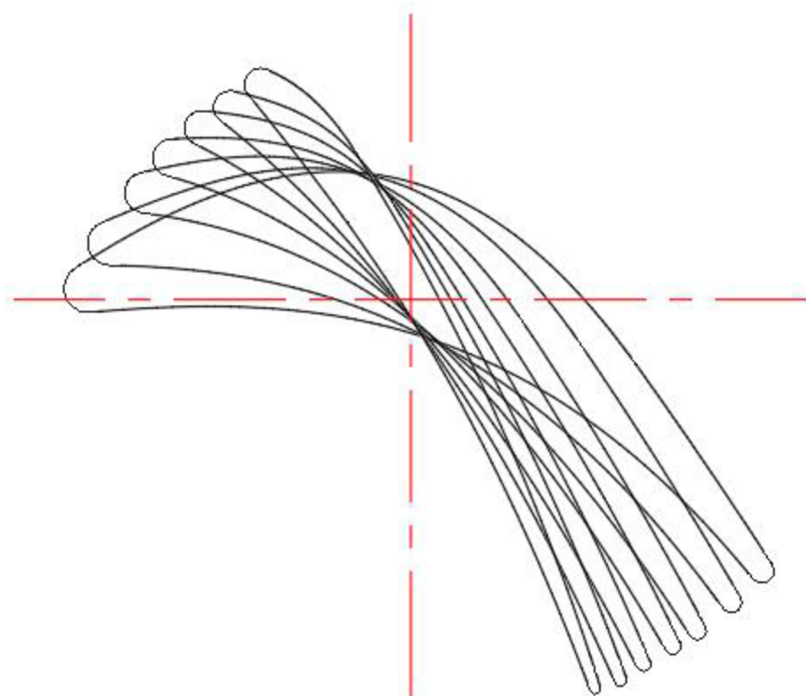
řez	$\beta_{1L}$ [°]	$\beta_{2L}$ [°]	$\gamma$ [°]	$\varepsilon_{in}$ [°]	$\varepsilon_{out}$ [°]	$R_{LE}$ [mm]	$R_{TE}$ [mm]	$o$ [mm]	$\zeta$ [°]	$c$ [mm]	$s/c$ [-]
<i>Pata</i>	19	-54	21,6	14	3,0925	2,70	1,35	16,35	2,7	86,0	0,393
2	11	-57	28,8	12	2,8400	2,50	1,15	19,60	4,2	84,0	0,488
3	3	-60	37,0	10	2,2518	2,30	1,00	22,77	6,3	82,0	0,587
4	-6	-62	43,7	9	2,0300	2,10	0,90	26,00	8,2	81,0	0,683
5	-16	-65	49,0	10	1,9572	1,95	0,80	27,90	10,0	80,0	0,781
6	-26	-68	54,2	12	1,8302	1,85	0,70	29,50	12,0	79,5	0,876
<i>Špička</i>	-37	-71	59,5	14	1,5306	1,80	0,60	31,00	14,2	79,0	0,973



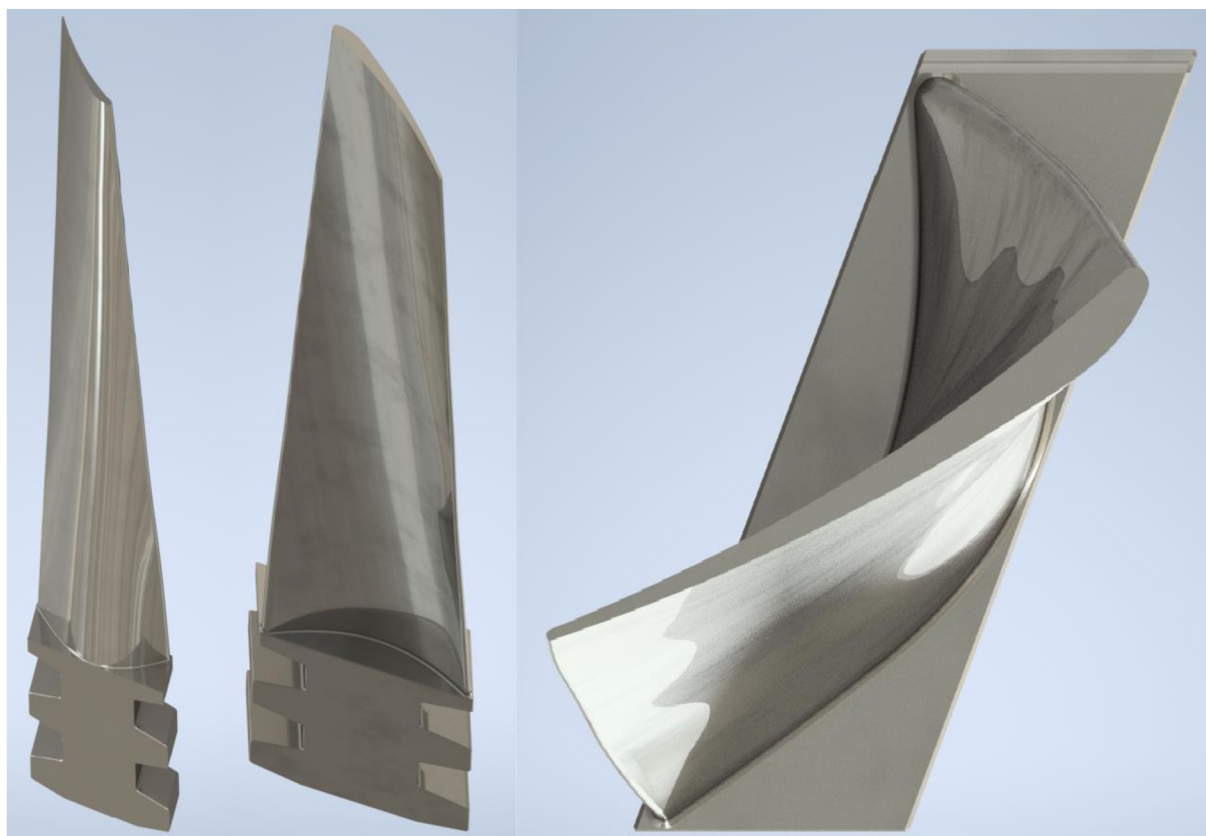
Obrázek 37 Vliv změny úhlu nastavení na tvar profilu lopatky (Pritchard)

Pritchardovou metodou je také možno sestrojít více různých tvarů profilu. Nejvíce je tento rozdíl patrný při porovnání paty lopatky. Je možno získat profil s pozicí maximální tloušťky v přední části lopatky a větším poloměrem náběžné hrany, podobně, jako v metodě Dunham. Druhý tvar lopatky má spíše nižší poloměr náběžné hrany a potřebná tloušťka lopatky je navýšena snížením parametru  $\gamma$ . V řešeném případě je vymodelován profil, který odpovídá tvaru s nižším poloměrem náběžné hrany, který je také prezentován ve zdroji [6] jako obvyklý tvar, produkovaný touto metodou.

Pro optimalizované parametry jsou získány body, definující jednotlivé profily lopatky. Každý profil je vykreslen pomocí 201 bodů. Body jsou v programu AutoCAD vykresleny a navrstveny na těžiště. Následně je vytvořen 3D model, obdobně jako v metodě Dunham.



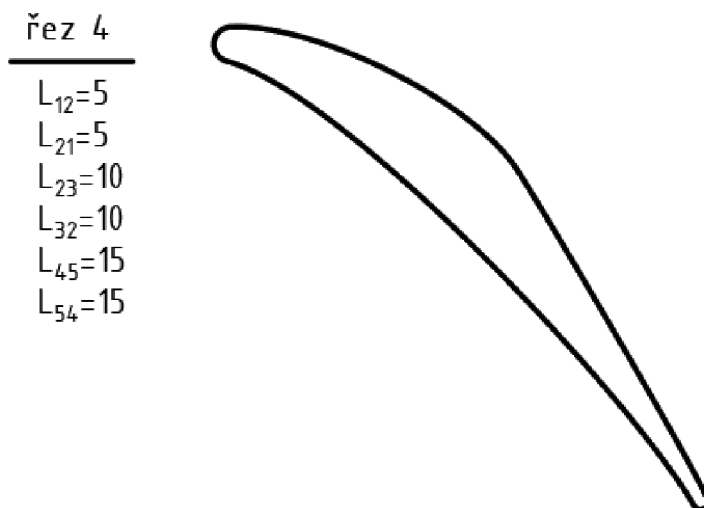
*Obrázek 38 Navrstvení 2D profilů na těžiště (Pritchard)*



*Obrázek 39 Vizualizace modelu lopatky modelovaných metodou Pritchard*

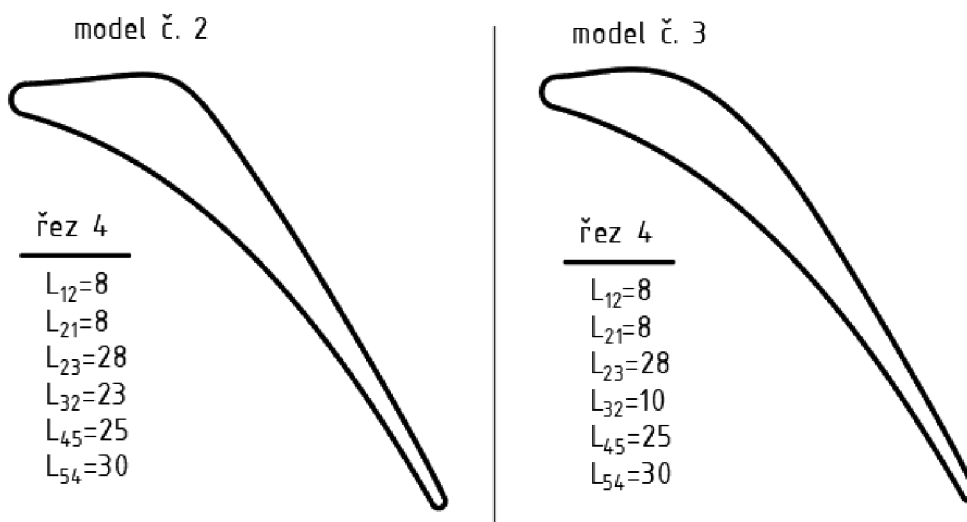
### 5.2.3 Návrh profilu pomocí Bézierových křivek

Pro účel návrhu profilu pomocí Bézierových křivek jev této práci zvolena metoda Trigg [13], kterou je vymodelován pouze profil na středním poloměru. Jelikož se tato metoda zakládá na tangenciálních bodech z metody Pritchard, je použito stejných vstupních parametrů, jako v případě návrhu lopatky metodou Pritchard (kapitola 5.2.2). Dalším krokem je zvolení polohy šesti řídicích bodů křivek. Polohu každého řídicího bodu určuje velikost posunutí řídicího bodu po tangentě  $L_{ij}$ . (viz. kapitola 1.5). Pro parametr  $L_{ij}$  neexistuje výchozí velikost a ideální hodnota musí být iterována. Obrázek 40 znázorňuje prvotní návrh profilu, který je vymodelován s volně zvolenými velikostmi posunutí. Posunutí řídicích bodů



Obrázek 40 Prvotní návrh lopatky na středním poloměru (Trigg)

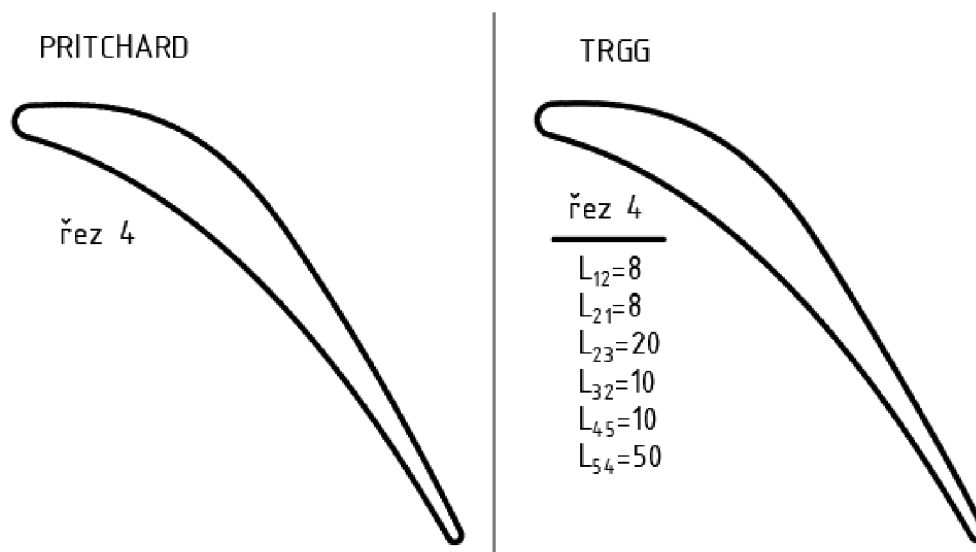
křivek však nejsou zvoleny vzhledem k velikosti lopatky dostatečně vysoké. Křivky jsou proto nedostatečně prohnuté. Na obrázku 41 jsou proto vzdálenosti zvětšeny úměrně k těživě (model č. 2). Zvětšení posunutí způsobilo zlepšení křivky definující přetlakovou hranu profilu, proti tomu však způsobilo nepřijatelné prohnutí na sací hraně profilu. Sací hrana je následným snížením parametru  $L_{23}$  upravena (model č. 3), ale její tvar stále není ideální.



Obrázek 41 Mezikroky optimalizace parametrů lopatky (Trigg)

Průhyb, vyskytující se na sací hraně v blízkosti náběžné hrany, je nutné odstranit úpravou křivky sací hrany. Úprava je provedena také u křivky přetlakové hrany, aby bylo dosaženo odpovídající plochy a kvadratického momentu lopatky, jako v případě lopatky vymodelované metodou Pritchard (viz kapitola 5.3).

Tímto způsobem bylo dosaženo profilu s téměř stejným tvarem (obrázek 42) a mechanickými vlastnostmi, jako v případě metody Pritchard. Tato skutečnost potvrzuje, že kruhový oblouk a paraboly v Pritchardově metodě, jsou plně nahraditelné Bézierovými křivkami. Rozdíl u obou modelů by pravděpodobně byl vidět až při analýze tvaru pomocí CFD, nebo v případě detailních pohledů na některý z problémových úseků. Každá metodika návrhu lopatky má kritické (problémové) místo někde jinde. V případě metody Trigg je to tangenciální bod 3, kde dochází k napojení sací strany na vtokovou kružnici a tangenciální bod 2 v hrdelní části, kde jsou propojeny křivky pouze pomocí geometrické spojitosti  $G^1$  (viz kapitola 1.4). Hlavní výhoda Bézierových křivek však spočívá v množství tvarů, kterých tyto křivky mohou dosáhnout nezávisle na vstupních parametrech lopatky, které udávají polohu tangenciálních bodů. Ruční optimalizace tvaru křivek je však časově velmi náročná a je zapotřebí mnoho zkušeností pro správný odhad chování proudění, případně je nutné každý navržený profil otestovat experimentálně nebo pomocí CFD. Ideálním využitím však může být například zmíněný automatický modelovací algoritmus ve zdroji [13], který jednotlivé lopatky vymodeluje, následně pomocí CFD porovná a na základě těchto výsledků vytváří nové, účinnější profily.



Obrázek 42 Porovnání profilu na středním průměru (Pritchard a Trigg)

#### 5.2.4 Návrh profilu satorové lopatky posledního stupně

Satorová lopatka S1 je navržena pouze Dunhamovou metodou, tj. obdobným způsobem jako lopatka R1. Vstupní a výstupní úhly této lopatky jsou získány metodou VTI (kapitola 5.1) a jsou uvedeny v tabulce 12.

Tab. 12 Výsledné úhly výpočtu metodou VTI lopatky S2

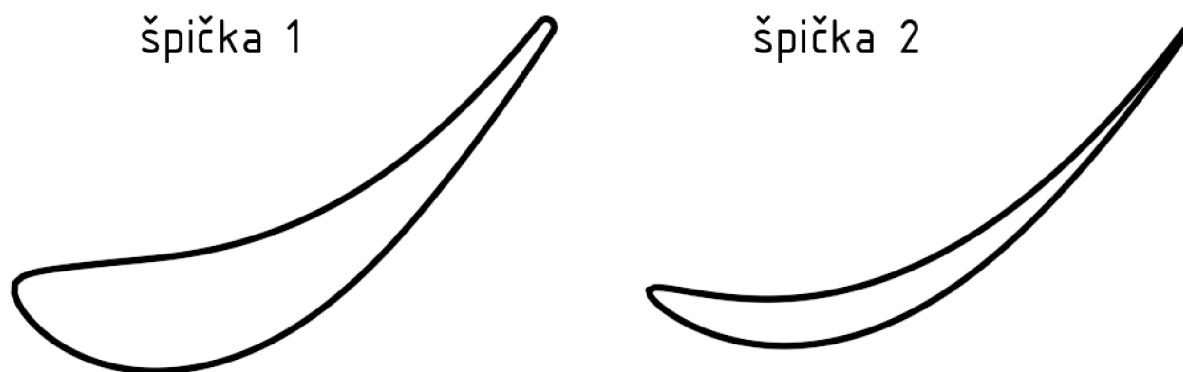
	Špička	2	3	4	5	6	Pata
$\beta_{1L}$ [°]	63	68	73	78	83	88	93
$\beta_{2L}$ [°]	36	33	30	28	25	22	19

Následuje určení jednotlivých parametrů statoru. Počet lopatek statoru je zvolen v rovnici (5.2-1) a délka lopatky 354 mm vychází z tabulky 4. Statorová lopatka je uchycena oproti rotorové lopatce patním průřezem na hlavovém poloměru průtočného kanálu. Špička statorové lopatky je tedy na nižším poloměru v oblasti rotorové paty, což je nutné respektovat i při rozkládání jednotlivých parametrů po délce lopatky. Optimalizované parametry řezů statorové lopatky uvádí tabulka 13.

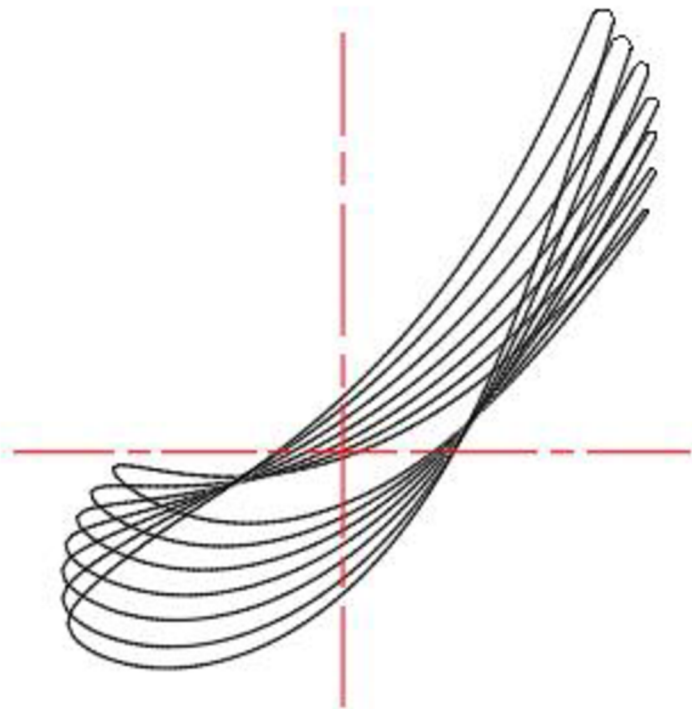
**Tab. 13** Vstupní hodnoty do výpočtu pomocí metody Dunham pro lopatku S1

řez	$R$ [mm]	$\beta_{1L}$ [°]	$\beta_{2L}$ [°]	$x_f$ [%]	$t_{max}$ [%]	$R_{LE}$ [%]	$R_{TE}$ [%]	$x_t$ [%]	$c$ [mm]	$s/c$ [-]
Špička	350,0	63	36	39,5	8	10	4	18,5	53	0,576
2	409,0	68	33	39,5	10	10,5	5	19,5	58	0,615
3	468,0	73	30	39,5	12	11	5,5	20,5	62	0,659
4	527,0	78	28	39,5	14	12	6	21,0	66	0,697
5	585,0	83	25	39,5	16	13	6	22,0	69	0,741
6	645,0	88	22	39,5	18	14	7	21,0	71	0,793
Patá	704,0	93	19	39,5	19	15	7	20,0	73	0,842

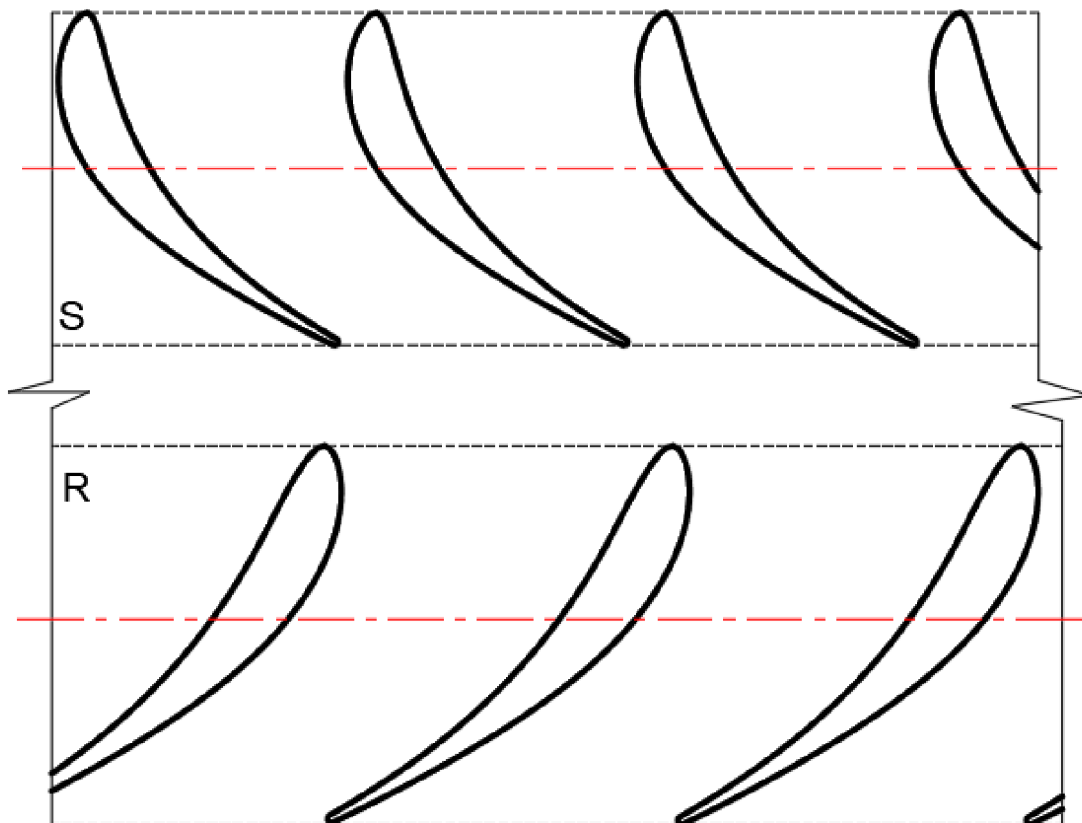
Vymodelované profily statorové lopatky je nutno zrcadlit kvůli orientaci. Při jejím tvarování dále platí obecně větší volnost, jelikož se jedná o pevnou, nerotační součást. Je možno lopatku například modelovat s konstantní velikostí parametrů  $t_{max}$ ,  $R_{LE}$  a  $R_{TE}$  jako ve zdroji [4]. Byly vymodelovány a pevnostně otestovány obě varianty lopatky, tedy varianta s konstantními parametry jako na patním řezu a varianta s rozloženými parametry (tabulka 13). Výsledky pevnostního posouzení obou variant jsou řešeny v kapitole 5.3. Na obrázku 43 je porovnána špička lopatky vymodelovaná pro obě varianty. Na porovnání tvarů špiček lopatky je nejzřetelněji vidět, že profily modelované metodou Dunham pro stejné úhly se výrazně liší pouze výslednou tloušťkou profilu. Navrstvení jednotlivých profilů s rozloženými parametry je na obrázku 44. S využitím modelů profilu na středním poloměru lopatek S1 a R1 je možné taky vykreslit příčný řez lopatkováním posledního stupně, který je znázorněn na obrázku 45.



Obrázek 43 Porovnání špičky statorové lopatky



Obrázek 45 Navrstvení 2D profilů statorové lopatky na težiště



Obrázek 44 Příčný řez na středním poloměru lopatkováním poslední stupně



### 5.3 Pevnostní kontrola navržených lopatek

Parametry navrhovaných profilů nejsou upravovány jen pro získání odpovídajícího tvaru. Je nutné dělat kompromis středním poloměru, aby lopatky nebyly namáhány ohybovým napětím vyšším, než je dovoleno. Celkové ohybové napětí vzniká od proudící páry a posuzuje se zejména na patním řezu lopatky, kde je ohybové, ale i tahové napětí maximální. Ohybové napětí by nemělo na patním řezu přesahovat hodnotu 20 MPa [25] a mělo by mít klesající trend směrem ke špičce lopatky, kde je ohybové napětí rovno 0 MPa. Mechanické napětí se nejlépe upravuje tloušťkou lopatky, které je v případě metody Dunham kontrolováno parametrem  $t_{max}$  a případně  $R_{LE}$ . Vzhledem k tahovému napětí, vznikajícího vlivem odstředivých sil je dobré, aby řezy lopatky nebyly zbytečně naddimenzované, což by vedlo k vyšší hmotnosti lopatky a tím i k vyšším odstředivým, respektive dostředivým silám.

Pevnostní výpočet listu lopatky byl proveden za pomoci výpočetního programu metodou jednorozměrné teorie [25] pro profily získané Dunhamovou metodou. Do výpočtu jsou na vstupu zadány otáčky turbíny s patním a špičkovým poloměrem řešené lopatky. Dále je zadána hustota materiálu lopatky, která je standartně volena  $7700 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ . Následuje definování statického tlaku před a za lopatkou značené obecně  $p_1$  a  $p_2$ , hustota média před a za lopatkou  $\rho_1$  a  $\rho_2$  a také obvodové a axiální složky absolutních rychlostí před a za lopatkou  $c_{1a}$  a  $c_{2a}$  a  $c_{1u}$  a  $c_{2u}$ . Výstupem výpočtu jsou následně hodnoty napětí na jednotlivých řezech řešené lopatky. Výsledné celkové ohybové napětí je uvedeno v tabulce 14.

**Tab. 14** Výsledky pevnostního výpočtu lopatky R1 (Dunham)

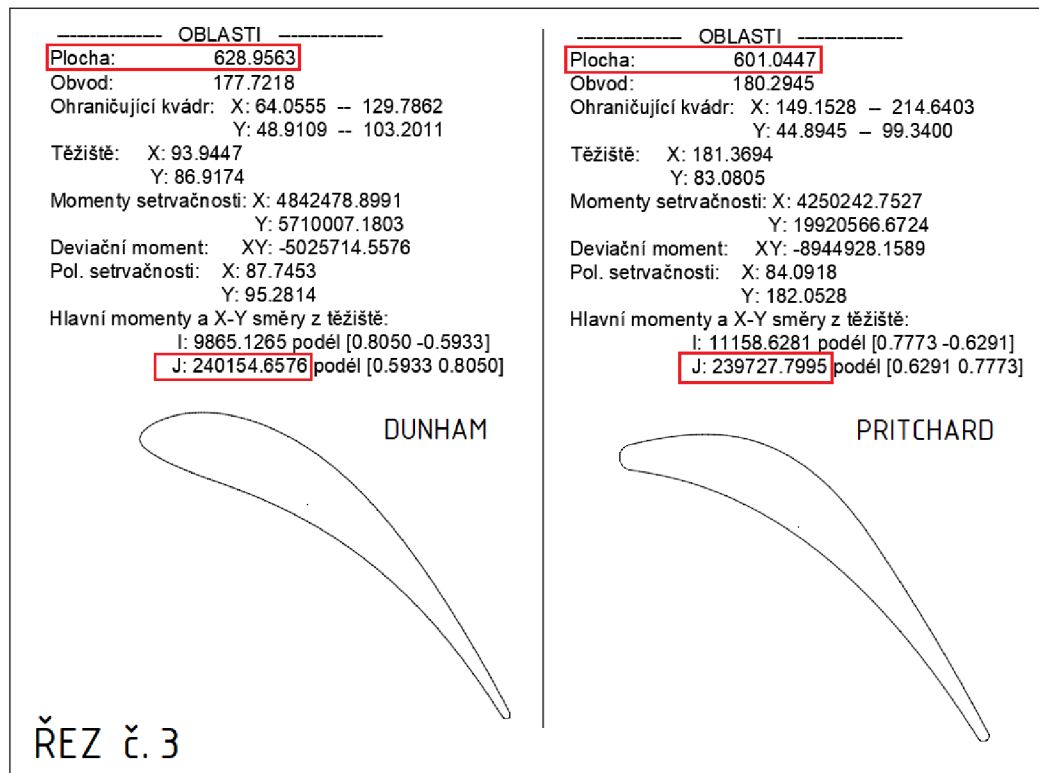
	Pata	2	3	4	5	6	Špička
Napětí od odstředivé síly [MPa]	263	256	245	213	166	97	0
Celkové ohybové napětí od liniových sil [MPa]	18,6	18,2	16,9	13,4	8,5	3,1	0,0

Stejným pevnostním výpočtem je také ověřena statorová lopatka S1, vymodelovaná metodou Dunham. U statorové lopatky nedochází k tahovému namáhání, je tudíž kontrolována pouze na ohybové napětí. Obě varianty statorové lopatky jsou vyhovující. Lopatka s rozloženými parametry vykazuje dle očekávání mírně vyšší namáhání, které je způsobeno snižující se tloušťkou jednotlivých profilů. Rozdíl celkového napětí však není nijak veliký a je možné použít oba typy lopatek.

**Tab. 15** Výsledky pevnostního výpočtu lopatky S1 (Dunham)

Celkové ohybové napětí od liniových sil [MPa]	Pata	2	3	4	5	6	Špička
rozložené parametry	19,5	15,6	12,6	9,2	5,4	1,8	0,0
konstantní parametry	19,5	14,3	9,6	5,9	2,9	0,8	0,0

Lopatky vymodelované metodou Pritchard, již nebyly pevnostně kontrolovány žádným výpočtem. Při modelování jsou jednotlivé profily porovnávány s již hotovými a pevnostně ověřenými lopatkami z metody Dunham. Porovnávání je provedeno v programu AutoCAD a cílem je dosáhnout podobné velikosti plochy profilů, která ovlivňuje zejména tahové napětí od odstředivé síly. Dále je optimalizací dorovnávána hodnota kvadratického momentu. Příklad porovnávání obou profilů znázorňuje obrázek 46.



Obrázek 46 Příklad porovnávání parametrů lopatek na třetím řezu

#### 5.4 Porovnání metodik návrhu

Metody je možno porovnávat z několika úhlů pohledu. Je možnost porovnávat metody podle časové náročnosti celého procesu, ve které jednoznačně převládá Dunhamova metoda. Tvar lopatky je řízen velmi málo parametry a řada důležitých parametrů je dopočítána na výchozí hodnoty samotnou metodou. S přibývajícimi parametry poté časová náročnost prudce stoupá, avšak stoupají také možnosti na optimalizaci celého profilu. Metoda Pritchard patří stále k poměrně jednoduchým metodám, ale tvaru profilu je nutné věnovat více času. Náročná je zejména optimalizace tenčích a méně prohnutých profilů v oblastech nad středním poloměrem po špičku, jejichž tvar se pomocí parabol nedefinuje ideálně. Hlavní rozdíl metod spočívá v jejich možnostech eliminovat deviační úhel na odtokové hraně lopatky. Metodou jedenácti parametrů je možno deviaci výrazně kontrolovat, ale v Dunhamově metodě se úhel deviace upravuje jen velmi těžko a úplně odstranit ho téměř nelze. K odtržení mezní vrstvy proudu však nemusí docházet jen na odtokové hraně lopatky, proto je velkou výhodou, mít možnost co nejvíce upravovat profil bez možností vzniků různých nechtěných diskontinuit nebo „zvlnění“. S touto záležitostí jsou spojeny metody, které jsou časově náročnější, avšak nabízí více možností tvarovat profil. Bézierovy křivky nejsou využívány pouze metodou Trigg a můžeme předpokládat, že jiné metody přinášejí rozdílné tvary a jiné možnosti, jak lopatku ladit.

Záleží tedy na preferencích a situaci, kterou metodu je vhodné použít. Dunhamova metoda je díky své rychlosti vhodná například do levnějších a menších turbín, kde není kladen důraz na maximální možnou účinnost. U turbín vyšších výkonů je pak možné použít složitější metody, jako je například právě Pritchardova metoda nebo Triggova. Rozdíly mezi těmito dvěma metodami jsou blíže popsány v kapitole 5.2.3.

## ZÁVĚR

Cílem rešeršní části této diplomové práce bylo přiblížení různých metodik návrhů profilů nakrucovaných lopatek, které jsou z důvodu vyšší účinnosti součástí posledních nízkotlakých stupňů kondenzační parní turbíny. V rešerši je vypracován přehled vybraných metodik návrhu aktuálně používaných i poměrně zastaralých. Metody Dunham, Pritchard a Trigg jsou rozebrány podrobně a je uveden postup, podle kterého je možno metody naprogramovat. V rámci diplomové práce jsou tyto metody naprogramovány v prostředí MS Excel a později využity při návrhu lopatek v kapitole 5.

Druhá část je věnována výpočtu tepelné bilance parního oběhu, která byla provedena za pomoci parních tabulek implementovaných do MS Excel. Výpočet bylo tedy možné při jakékoliv změně parametrů opět optimalizovat. V kapitole byly postupně navrhovány jednotlivé základní komponenty Rankin-Clausiova cyklu. Díky průměrné zadané teplotě okolí byly navrženy provozní parametry vzduchového kondenzátoru. Do kondenzátoru vstupuje vlhká pára o teplotě 50 °C a o příslušném saturačním tlaku. Ze zadané teploty odplynění byl určen tlak v napájecí nádrži a pomocí vypočtených ztrát v potrubí byl dopočítán tlak na odběru z turbíny 1,847 bar. Ve schématu jsou také dva nízkotlaké ohříváky NTO1 a NTO2, které potřebují každý jeden neregulovaný odběr. Obdobným způsobem jako v prvním odběru byl vypočten tlak na druhém a třetím odběru páry z turbíny 0,992 bar a 0,462 bar. Z důvodů případného užití páry v technologii cukrovaru bylo však nutno tlaky na odběrech navýšit na 4,7 bar, 1,7 bar a 0,9 bar. Následuje předběžný a detailní výpočet regulačního stupně v provedení A-kola. Předběžný návrh určuje přibližný entalpický spád stupně, otáčky turbíny i geometrii lopatkování. Tyto hodnoty byly ověřeny následným detailním výpočtem. Parametry páry na výstupu z regulačního stupně byly použity jako vstupní hodnoty do navazujícího předběžného termodynamického výpočtu turbíny. Regulační stupeň má dle výpočtu vnitřní účinnost přibližně 75 % a vnitřní výkon 1600 kW. Čtvrtá část se zabývá předběžným termodynamickým návrhem turbíny. Turbína byla rozdělena na 7 průtočných kuželů, které mají dohromady 50 lopatkových řad, tedy 25 stupňů s přibližným celkovým vnitřním výkonem 27,5 MW a s průměrnou účinností stupňové části 87 %. Je nutné zmínit, že z ekonomického hlediska by v praxi byl poměrně vysoký počet lopatkových řad zredukován. Toho je možno dosáhnout zejména volbou vyšších otáček, které by mohly dosahovat v řešeném případě až 8000 ot./min. Výkon na svorkách generátoru, činí na základě volených účinností asi 24,35 MW. Jelikož se práce zabývá lopatkami posledního stupně, byl v této části proveden i návrh posledního stupně metodou konstantní cirkulace, jehož výstupem je sedm rychlostních trojúhelníků, které jsou rovnoměrně rozloženy po délce lopatky.

Pátá kapitola se zabývá detailním návrhem posledního stupně turbíny. Z počátku bylo nutné provést optimalizaci úhlů lopatkování metodou VTI, kterou byly nejdříve ověřeny úhly z návrhu metodou konstantní cirkulace. Tyto úhly však nepodávaly uspokojivé výsledky, proto bylo iteračně dosaženo nových účinnějších úhlů. Výkon nových úhlů je 1750 kW, asi o 100 kW vyšší, než původní možnost s konstantními úhly náběhu a dokonce o 300 kW vyšší, než podávaly úhly získané z předběžného návrhu metodou konstantní cirkulace. Následuje postup modelování jednotlivých profilů nakrucovaných lopatek metodami Dunham, Pritchard a Trigg. Byly vypracovány postupy návrhu profilů lopatek s pomocí jednotlivých metod a názorně zobrazen vliv některých parametrů na výsledný tvar profilu lopatky. Je zde popsán také postup pevnostního ověření vymodelovaných profilů a provedena vizualizace výsledných lopatek. Kapitola je uzavřena stručným porovnáním jednotlivých metod. Na základě modelů byla pro úplnost vytvořena zjednodušená dokumentace statorové a rotorové lopatky, které jsou obsahem přílohy této práce.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] KADRNOŽKA, J. *Tepelné turbíny a turbokompresory: základy teorie a výpočtů*. Brno: CERM, 2004, 308 s. ISBN 80-720-4346-3
- [2] FIEDLER, J. *Parní turbíny: návrh a výpočet*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004, 66 s. ISBN 80-214-2777-9.
- [3] AUNGIER. *Turbine Aerodynamics: Axial-Flow and Radial-Flow Turbine Design and Analysis*. ASME Press, 2006. ISBN 0791802418. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.802418>
- [4] DUNHAM, J. *A Parametric Method of Turbine Blade Profile Design* [online]. Zurich, Švýcarsko, ASME 1974. ISBN 978-0-7918-7979-5. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/74-GT-119>
- [5] YE, Z. *A Systematic Computational Design System for Turbine Cascades, Airfoil Geometry, and Blade-to-Blade Analysis*. 1984, s. 598-605. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.3239612>
- [6] PRITCHARD, L. J. *An Eleven Parameter Axial Turbine Airfoil Geometry model*. ASME turbo expo: Power for land, sea, and air, 1985, s. 1-12. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/85-GT-219>
- [7] KORAKIANITIS, T. *Design of Airfoils and Cascades of Airfoils*. AIAA Journal, 1989, s. 455-61. Dostupné z: <https://doi.org/10.2514/3.10133>
- [8] KORAKIANITIS, T. *Hierarchical Development of Three Direct-Design Methods for Two-Dimensional Axial-Turbomachinery Cascades*. 1993, s. 314-324. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.2929237>
- [9] ENGELI, M. *A Computer Program for the Design of Turbomachinery Blades*. ASME turbo expo: Power for land, sea, and air, 1974, s. 1-10. Dostupné z: <https://doi.org/10.1115/1.2929237>
- [10] CASEY, MV. *A Computational Geometry for the Blades and Internal Flow Channels of Centrifugal Compressors*. Trans ASME, 1983, s. 288-295. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/1.3227414>
- [11] SMITH, D. a H. MERRYWEATHER. *The use of analytic surfaces for the design of centrifugal impellers by computer graphics*. 1973, s. 137-154. Dostupné z: <https://doi.org/10.1002/nme.1620070205>

- [12] GOEL, S a I COFER. *Turbine Airfoil Design Optimization*. Trans ASME, 1996, s. 1-10 [cit. 2022-02-02]. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/96-GT-158>
- [13] TRIGG, M. A., G. R. TUBBY a A. G. SHEARD. *Automatic Genetic Optimization Approach to Two-Dimensional Blade Profile Design for Steam Turbine*. Trans ASME, 1999, s. 11-17.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2841220>
- [14] PIERRET, S. *Turbomachinery blade design using a Navier-Stokes solver and artificial neural network*. Trans ASME, 1999, s. 326-332.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/1.2841318>
- [15] PIERRET, S. *Designing turbomachinery blades with the function approximation concept and the Navier-Stokes equations*. 8th symposium on multidisciplinary analysis and optimization, 2000, s. 1-11.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.2514/6.2000-4879>
- [16] SIDDAPPAJI, K. *General capability of parametric 3D blade design tool for turbomachinery*. ASME turbo expo: Power for land, sea, and air, 2012, s. 1-14.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1115/GT2012-69756>
- [17] MYKHASKIV, O., M. BANOVIĆ, S. AURIEMMA, P. MOHANAMURALY, A. WALTHER a H. LEGRAND. *NURBS-Based and parametric-based shape optimization with differentiated CAD kernel*. Comput-Aided Des Appl, 2018, s. 916-926. Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1080/16864360.2018.1462881>
- [18] SANCHEZ-TORREGUITART, I., T. VERSTRAETE a L. MÜLLER. *Optimization of the LS89 axial turbine profile using a CAD and adjoint based approach*. International Trans ASME, 2018, s. 1-20.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.3390/ijtp3030020>
- [19] KOINI, G. N., S. S. SARAkinOS a I. K. NIKOLOs. *A software tool for parametric design of turbomachinery blades*. Adv Eng Softw, 2009, s. 41-51.  
Dostupné z: <http://dx.doi.org/10.1016/j.advengsoft.2008.03.008>
- [20] DRELA, M. a M. GILES. *ISES - A two-dimensional viscous aerodynamic design and analysis code*. Reno, NV, U.S.A.: 25th AIAA Aerospace Sciences Meeting, 1987, s. 1-13. Dostupné z: <https://doi.org/10.2514/6.1987-424>



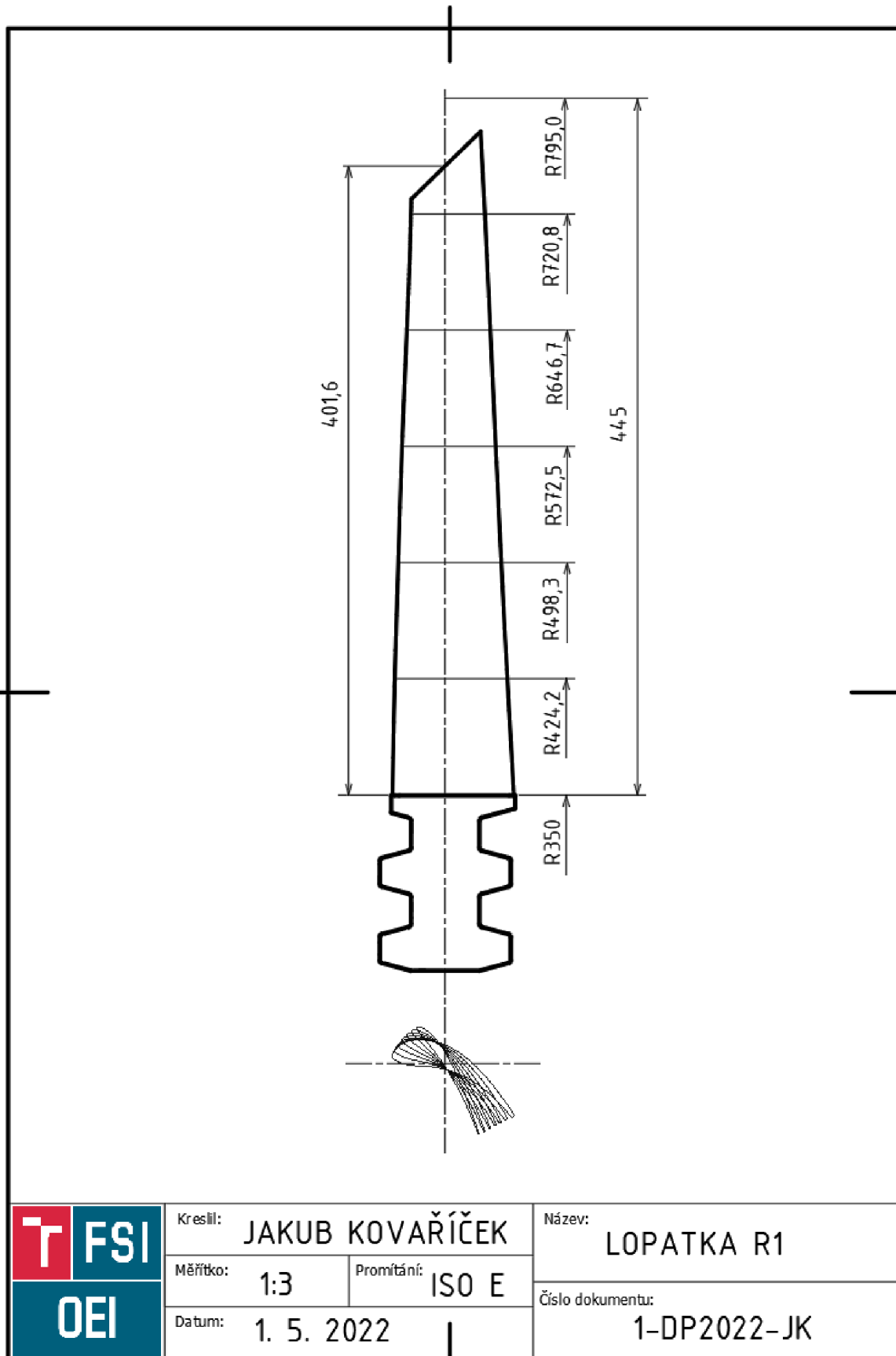
- [21] HOLMES, D., S. LAMSON a S. CONNELL. *Quasi-3D Solutions for Transonic, Inviscid Flows by Adaptive Triangulation*. Proceedings of the ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Amsterdam, The Netherlands: ASME, 1988, s. 1-9.  
Dostupné z: <https://doi.org/10.2514/6.1987-424>
- [22] PIEGL, L. a W. TILLER. *The NURBS Book*. Springer Science & Business Media, 1996. ISBN 978-3-642-97385-7.  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-59223-2>
- [23] AGROMAYOR, R., N. ANAND, JD. MÜLLER, M. PINI a L. NORD. *A Unified Geometry Parametrization Method for Turbomachinery Blades*. Computer-Aided Design, 2021.  
Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.cad.2020.102987>
- [24] KRBEK, J., B. POLESNÝ a J. FIEDLER. *Strojní zařízení tepelných centrál: návrh a výpočet*. Brno: PC-DIR, 1999, 217 s. ISBN 80-214-1334-4
- [25] EKOL, spol. s r.o., Brno IČO 41600983. *Firemní literatura, interní dokumentace a výpočetní nástroje*.
- [26] X-ENG. *X Steam Tables* [software]. Ver. 2.6 [online]. [cit. 2022-02-02]. Dostupné z: [http://ww17.x-eng.com/Download\\_XSteam\\_Excel.htm](http://ww17.x-eng.com/Download_XSteam_Excel.htm); velikost 250 kB.

## **SEZNAM PŘÍLOH**

PŘÍLOHA 1 Zjednodušený výkres rotorové lopatky posledního stupně R1

PŘÍLOHA 2 Zjednodušený výkres statorové lopatky posledního stupně S1

**PŘÍLOHA 1 Zjednodušený výkres rotorové lopatky posledního stupně R1**





## PŘÍLOHA 2 Zjednodušený výkres satorové lopatky posledního stupně S2

