

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

DIPLOMOVÁ PRÁCE

Akademický rok: 2014/2015

Bc. Jan UHER

Prohlášení o autorství

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci *Komplexní návrh nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny* vypracoval samostatně pod vedením Ing. Zdeňka Jůzy, Ph.D., MBA. a uvedl v ní všechny použité literární a jiné odborné zdroje v souladu s právními předpisy, vnitřními předpisy Západočeské univerzity a vnitřními akty řízení Západočeské univerzity a Fakulty strojní ZČU.

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Zdeňkovi Jůzovi Ph.D. MBA a svému konzultantovi diplomové práce Ing. Aleši Pacákovi, za odborné vedení a konzultace při návrhu. Dále chci poděkovat Ing. Janu Hlousovi za konzultace výpočtu dynamických vlastností lopatek, Ing. Lence Fialové za konzultace numerické simulace a Dr. Pavlu Alblovi za konzultaci výpočtu pevnosti rozváděcích kol.

Dále děkuji firmě Doosan Škoda Power. s.r.o. za podmínky a nástroje k uskutečnění praktické části této diplomové práce.

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Uher	Jméno Jan		
STUDIJNÍ OBOR	2302T041 „Stavba jaderně energetických zařízení“			
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. JUZA, Ph.D., MBA.	Jméno Zdeněk		
PRACOVIŠTĚ	ZČU - FST - KKE			
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte	
NÁZEV PRÁCE	Komplexní návrh nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny			

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2015
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	68	TEXTOVÁ ČÁST	50	GRAFICKÁ ČÁST	18
---------------	----	---------------------	----	----------------------	----

<p style="text-align: center;">STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)</p> <p>ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY</p>	<p>Diplomová práce se zabývá komplexním návrhem nízkotlakého stupně parní turbíny. Hlavním cílem je kvalitní návrh geometrie lopatek tak, aby vyhovovaly z proudového hlediska. Návrh obsahuje také ověření odolnosti vůči statickému a dynamickému namáhání. Interní programy společnosti Doosan Škoda Power jsou použity pro geometrický návrh. Detailní kontrola proudění je provedena pomocí komerčního programu Fine Turbo a pro pevnostní kontroly jsou zvoleny analytické postupy.</p>
<p style="text-align: center;">KLÍČOVÁ SLOVA</p> <p style="text-align: center;">ZPRAVIDLA JEDNOSLOVNÉ POJMY, KTERÉ VYSTIHUJÍ PODSTATU PRÁCE</p>	<p>parní turbína, nízkotlaký stupeň, oběžná lopatka, rozváděcí lopatka, CFD, rezonance, incidence, rychlost zvuku</p>

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Uher	Name Jan	
FIELD OF STUDY	2302T041 „Design of Nuclear Power Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. JŮZA, Ph.D., MBA.	Name Zdeněk	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Design of low pressure steam turbine stage		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power Machine	SUBMITTED IN	2015
----------------	------------------------	-------------------	-------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	68	TEXT PART	50	GRAPHICAL PART	18
----------------	----	------------------	----	-----------------------	----

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	<p>This master thesis focuses on complex design of low-pressure stage in steam turbine. Main goal of this thesis is design of blades shape, whose are optimized for flow field. Design includes also static and dynamic stress control. Internal softwares of Doosan Škoda Power company are used for design of shape. Detail flow assessment control is realized by commercial software Fine Turbo and analytic solution is used for stress analysis.</p>
KEY WORDS	<p>Steam turbine, low pressure stage, bucket, nozzle, CFD, resonance, incidence, speed of sound</p>

OBSAH

1. SEZNAM VELIČIN	10
2. ÚVOD.....	11
2.1 ZÍSKÁVÁNÍ ENERGIE.....	11
2.2 DOOSAN ŠKODA POWER.....	11
2.3 PROBLEMATIKA KONCOVÝCH STUPŇŮ	12
2.4 VÝSTUPNÍ ZTRÁTA	14
2.5 POSTUP NÁVRHU	15
3. NÁVRH STUPNĚ Z HLEDISKA DESIGNU PODÉLNÉHO ŘEZU	17
3.1 NÁVRH DESIGNU PODÉLNÉHO ŘEZU	17
3.2 DÉLKA KONCOVÝCH LOPATEK	17
3.3 NASTAVENÍ PRŮTOKU A REAKCE.....	19
4. PROUDOVÝ VÝPOČET STUPNĚ	22
4.1 TEORIE PROUDOVÉHO VÝPOČTU.....	22
4.2 NASTAVENÍ PROUDOVÉHO VÝPOČTU.....	23
4.3 PROGRAM PROPOJUJÍCÍ PROUDOVÝ VÝPOČET A KNIHOVNY LOPATEK.....	24
4.4 VYPOČTENÉ VARIANTY	24
5. AERODYNAMICKÝ NÁVRH ROZVÁDĚCÍ A OBĚŽNÉ LOPATKY	25
5.1 NAVRHOVÁNÍ TVARU LOPATEK.....	25
5.2 ÚPRAVA GEOMETRIE OBĚŽNÉ LOPATKY	25
5.3 ÚPRAVA GEOMETRIE ROZVÁDĚCÍCH LOPATEK	29
6. CFD ANALÝZA NAVRŽENÉHO STUPNĚ, KONTROLA AERODYNAMICKÝCH POMĚRŮ	32
6.1 POČÍTANÉ ÚLOHY	32
6.2 PŘÍPRAVA VÝPOČETNÍCH DOMÉN A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK	32
6.3 TVORBA SÍTĚ	34
6.4 NUMERICKÝ MODEL A OKRAJOVÉ PODMÍNKY.....	36
6.5 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ	36
7. PEVNOSTNÍ KONTROLA OBĚŽNÉ LOPATKY	42
7.1 VÝPOČET NAMÁHÁNÍ PATY OBĚŽNÉ LOPATKY NA ŠIKMÝ OHYB	42
7.2 VÝPOČET STATICKÉHO NAMÁHÁNÍ PATY A ZÁVĚSU OBĚŽNÉ LOPATKY OD ODSTŘEDIVÉ SÍLY 44	
7.3 DYNAMIKA OBĚŽNÉ LOPATKY.....	50
8. PEVNOSTNÍ KONTROLA DISKU STATORU A ROZVÁDĚCÍ LOPATKY.....	55
8.1 POPIS GEOMETRIE A NAMÁHÁNÍ STATORU.....	55

8.2	NAMÁHÁNÍ DISKU STATORU	56
8.3	NAMÁHÁNÍ ROZVÁDĚCÍ LOPATKY	58
9.	3D MODEL ROZVÁDĚCÍ A OBĚŽNÉ LOPATKY, VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE.....	59
10.	ZÁVĚR	60
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	61
	SEZNAM OBRÁZKŮ	62
	SEZNAM TABULEK	63
	SEZNAM PŘÍLOH	64
	<i>VÝPOČETNÍ KÓDY</i>	<i>64</i>
	<i>VÝKRESY</i>	<i>66</i>

1. SEZNAM VELIČIN

značení:	jednotky:	název:
P	$[W]$	výkon
E	$[J]$	energie
m	$[kg]$	hmotnost
\dot{m}	$\left[\frac{kg}{s}\right]$	hmotnostní tok
h	$[J]$	entalpie
v	$\left[\frac{m^3}{kg}\right]$	měrný objem
ρ	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	hustota
l	$[m]$	délka
A	$[m^2]$	plocha
V	$[m^3]$	objem
c, y'	$\left[\frac{m}{s}\right]$	rychlost
y''	$\left[\frac{m^2}{s}\right]$	zrychlení
n	$\left[\frac{ot}{s}\right]$	otáčky
f	$\left[\frac{1}{s}\right]$	frekvence
ω	$\left[\frac{rad}{s}\right]$	úhlová rychlost
F	$[N]$	síla
σ, τ, p	$[MPa]$	napětí, tlak
M_O	$[Nm]$	ohybový moment
W_{min}	$[m^3]$	ohybový modul

2. ÚVOD

2.1 Získávání energie

V současném světě jsou lidé přivyklí na vysoký komfort služeb, které usnadňují, zpříjemňují a v neposlední řadě také prodlužují naše životy. Veškeré služby jsou ovšem úzce spjaty s výrobní kapacitou, která se oproti minulosti zvýšila díky vývoji automatizačních technik, které umožňují rychlou a přesnou výrobu. Tím se ovšem naše společnost stala více závislou na odpovídajícím množství energie, která vše pohání. Tou nejrozšířenější formou energie je dnes energie elektrická. Jde o druh energie, který je možno snadno transformovat na libovolný jiný druh. Jejím hlavním nedostatkem je nemožnost ji akumulovat a také to, že při jejím vedení na dlouhé vzdálenosti dochází k nežádoucím ztrátám. Z toho důvodu je nejvhodnějším řešením elektrifikace odlehlých lokalit výstavba elektráren přímo tam, kde je jich zapotřebí. Dlouhodobě si ve světě udržují největší podíl elektrárny, ve kterých je pro zpracování tepelné energie použita parní turbína. Tepelná energie, která může být získána ze štěpení jader těžkých prvků, ze spalování fosilních paliv nebo biomasy, či koncentrací slunečních paprsků na kotel, je v parní turbíně převedena na rotační pohybovou energii. Ta je následně alternátorem převedena na energii elektrickou.

Parní turbínu vynalezl v roce 1884 Sir Charles Parsons a od té doby prošla značným vývojem, který zvýšil její tepelnou účinnost a její spolehlivost. Přes všechn tento vývoj je stále co zlepšovat a společnosti, které se dnes zabývají výrobou parních turbín, soupeří v tom, kdo z nich vyvine výkonnější a účinnější stroj.

Proto se tato práce zabývá návrhem dvou koncových nízkotlakých stupňů parní turbíny. Návrh koncových nízkotlakých stupňů se z hlediska návrhu průtočné části turbíny řadí k těm obtížnějším. Koncové stupně lze rozdělit podle použití v kondenzačních nebo odběrových turbínách. Koncové lopatky kondenzačních turbín sdružují problematiku pevnostních a proudových disciplín. Kvůli časové náročnosti jejich návrhu se jedna navržená koncová lopatka používá ve více strojích. Lopatky navrhované v této práci patří do odběrové turbíny. Nejsou proto tak časově náročné jako lopatky kondenzační turbíny, ale ukazují na podobné problémy. Na druhou stranu se pro každou odběrovou turbínu navrhuje nová koncová lopatka.

2.2 Doosan Škoda Power

Společnost, ve které tato práce vznikla, se může chlubit velmi dlouhou historií, a tedy i bohatými zkušenostmi. Strojírenské dílny zde byly založeny v roce 1859. První turbína o výkonu 412 kW byla vyrobena v roce 1904 v licenci Rateau. Výroba pokračovala a roku 1911 byly turbíny Rateau nahrazeny turbínami vlastního designu Škoda. Postupně byl zvětšován jak objem výroby, tak výkony vyráběných turbín. Dva doposud nejvýkonnější stroje o výkonu 1000MW byly dodány pro jadernou elektrárnu Temelín. V roce 2009

se Škoda Power stala dceřinou společností Doosan Heavy Industries and Construction. Dnes se společnost věnuje nejen výrobě turbín, ale je schopná kompletovat celé strojovny včetně dodání vlastních tepelných výměníků. Doosan Škoda Power dodává strojovny pro různé druhy aplikací, od elektráren jaderných, přes ty na fosilní paliva, až po elektrárny spalující biomasu. Kromě dodávání nových strojoven se věnuje také modernizacím a retrofitům starších strojoven.

Společnost Doosan Škoda Power dává hodně úsilí i do výzkumu a vývoje nových technologií a do inovace stávajících výrobků. Výzkum a vývoj probíhá jak v Plzni, tak v jihokorejském Changwonu. Tyto činnosti se soustředí především na zvyšování účinnosti průtočné části turbíny, výměníky tepla, aplikaci nových materiálů a svařování.

2.3 Problematika koncových stupňů

Mezní výkon turbín je spjatý s tím, že pára má na konci expanze řádově stokrát větší měrný objem, nežli na jejím počátku. Proto se průtočná plocha turbíny musí v průběhu expanze zvětšovat a to nelze realizovat jinak, než prodlužováním lopatek. Výkon turbíny se vypočte dle rovnice 1. Tyto vztahy jsou k nalezení v [1]. Hmotnostní průtok (\dot{m}) je dán tím, jaké množství páry produkuje zdroj tepla. Vstupní entalpie reprezentuje parametry na vstupu do turbíny. Výstupní parametry, a tedy i entalpie na výstupu, závisí na možnostech chlazení a kvalitě provedení kondenzátoru. Průběh entalpického spádu skutečného a adiabatického, z jejichž podílu získáme termodynamickou účinnost, je vidět na Obr. 1. Termodynamickou účinnost spočítáme rovnicí 4. Realizace tohoto entalpického spádu a tím i odpovídajícího výkonu turbíny je vzhledem k potřebě udržení hmotnostního průtoku a rostoucímu měrnému objemu omezena průtočnou plochou, to znamená délkou poslední lopatky. Délka lopatek tedy udává mezní výkon turbíny. Pro bližší představu o závislosti měrného objemu na délce lopatky lze z rovnice kontinuity (rovnice 3) odvodit vztah pro délku lopatky. Samotná délka se po přepisu rovnice vyjádří jako rovnice 4. Platnost vztahu je zachována pro krátké lopatky. U dlouhých lopatek se po výšce výrazněji mění jak měrný objem, tak rychlost páry.

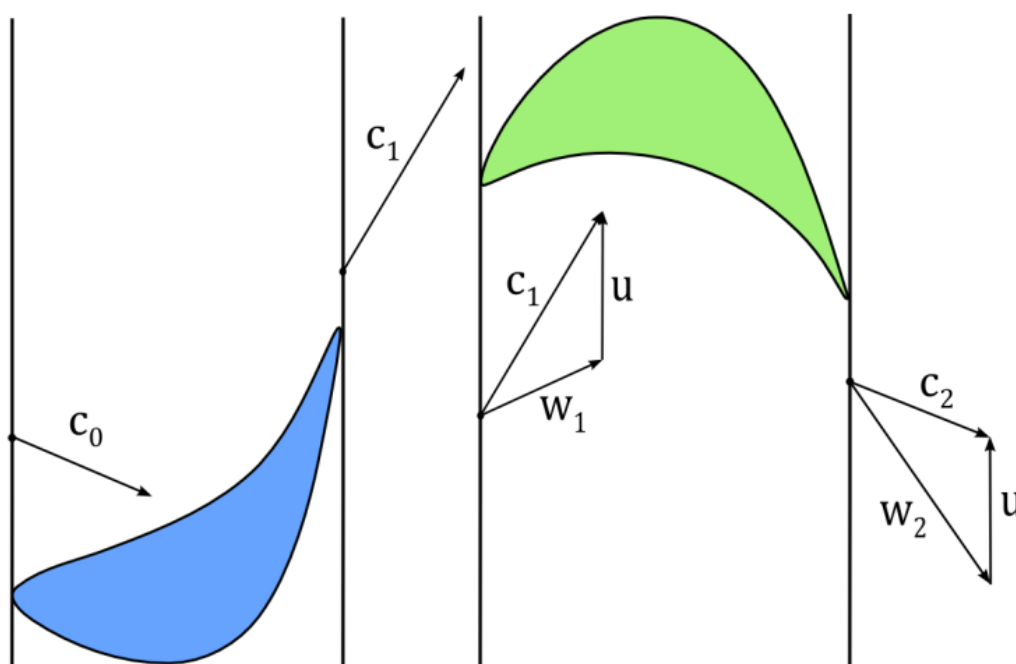
$$P = \dot{m} (h_{vstup} - h_{výstup}) \eta_{TD} \quad [W] \quad 1$$

$$\eta_{TD} = \frac{H_{skutečný}}{H_{adiabatický}} \quad [-] \quad 2$$

$$\dot{m} v = A c \quad 3$$

$$l = \frac{\dot{m} v}{\pi D_{střední} c \sin \alpha_1 \varepsilon_r} \quad 4$$

od paty ke špičce lopatky. Je vhodné také udržet těžiště těchto profilů na radiále lopatky, čímž si zajistíme absenci přídavných ohybových momentů. Snižování plochy profilů je ovšem omezeno bezpodmínečnou nutností udržet schopnost profilů natočit proud páry tak, aby odpovídal rychlostním trojúhelníkům, a to ve všech řezech po výšce lopatky. Rychlostní trojúhelníky jsou vidět na Obr. 2. Další parametr, který nás při tvarování zajímá, je termodynamická účinnost. Účinnost je závislá na mnoha parametrech, jako je například průměr odtokové hrany, úhel nevedeného ohnutí, rozteč profilů, pozici stagnačního bodu na náběžné hraně a mnoha dalších. Vlivy těchto parametrů budou vysvětleny v dalších kapitolách. Důležitý je i fakt toho, že mají odlišnou vlivnost na účinnost pro různé velikosti spádů, a tedy i rychlosti proudění.



Obr. 2 rychlostní trojúhelníky

2.4 Výstupní ztráta

Ztráta celkové účinnosti turbíny je snižována i vlivem výstupních ztrát. Ty se projevují na místech výstupu páry z tělesa turbíny. Jedná se tedy především o konec průtočné části, kde pára vstupuje v případě kondenzačních turbín do kondenzátoru, nebo v případě odběrových turbín do výměníku tepla. Pára opouští průtočnou část turbíny i před koncem a to otvory pro odběry. Energie vstupující do každého stupně je součet entalpie statické a entalpie dynamické, získané z výstupu předcházejícího stupně. Dynamická složka ovšem za posledním stupněm turbíny bez vykonání práce odchází do kondenzátoru nebo výměníku, kde dojde k nevyužití disipaci této energie. Snažíme se proto docílit co nejmenší možné výstupní rychlosti.

2.5 Postup návrhu

Nyní, po představení základní problematiky návrhu nízkotlakých stupňů, je potřeba představit postup návrhu jejich geometrie. V této diplomové práci je detailní návrh dvou koncových nízkotlakých stupňů navržených pro konec průtočné části průmyslové odběrové turbíny o výkonu 38 MW. Použité lopatkování je plně přetlakové, tedy takové s reakcí středního řezu na úrovni padesáti procent. Turbína se točí rychlosti 5500 otáček za minutu. Pokud bychom chtěli použít lopatky z turbíny s rychlostí 3000 otáček za minutu, museli bychom se držet zásad měřítkování, neboli „scalingu“. Při něm je potřeba určit poměr (N) mezi otáčkami nové turbíny a otáčkami turbíny vzorové.

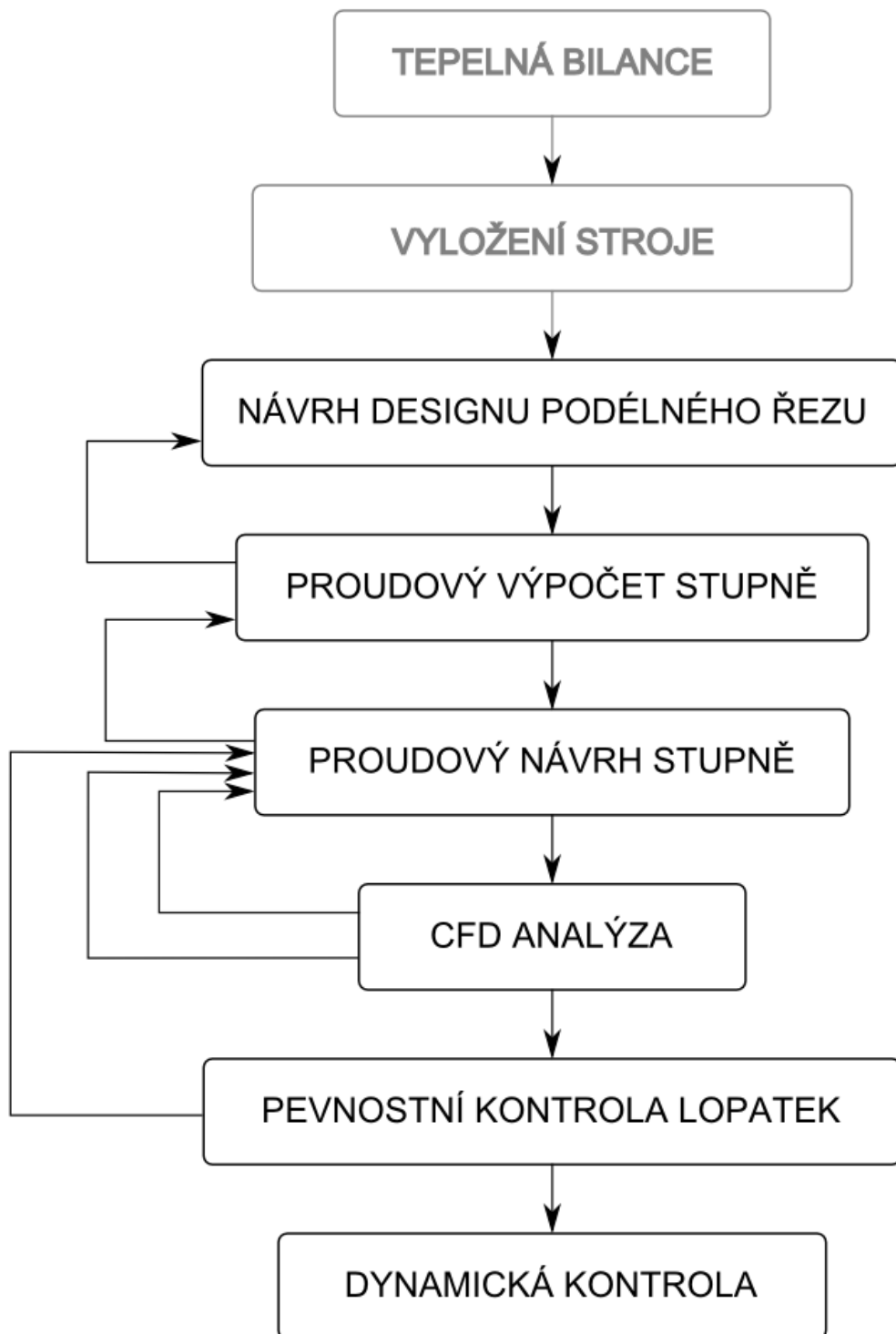
$$N = \frac{n_{nová}}{n_{vzorová}} \quad 5$$

Kde:

N	poměr otáček
$n_{nová}$	otáčky nového návrhu
$n_{vzorová}$	otáčky vzorové turbíny

Tímto poměrem by se pro dosažení nových rozměrů dělily geometrické rozměry původní turbíny. Pro průřezy, průtoky, a tedy i výkony by se původní hodnoty dělily druhou mocninou poměru. A pro hmotnost použitého materiálu by se vzorová hmotnost dělila třetí mocninou poměru. Vzhledem k tomu, že v práci budou vytvořeny nové lopatky, lze tento postup měřítkování použít jen pro případné srovnání s jinými turbínami.

Postup návrhu je vizualizován na Obr. 3. Tento vývojový diagram začíná dvěma úkony, které nejsou součástí této práce, a to tepelnou bilancí stroje a vyložení stroje. Při vykládání se na základě znalosti vstupních a výstupních parametrů, případně počtu a velikosti požadovaných odběrů navrhne počet stupňů, a tedy rozdělení do dílčích tlakových spádů a zajištění žádaných tlaků na odběrech z turbíny. Z odběrů odchází pára s požadovanými parametry do regenerace, jejíž vhodné navržení může významně přispět do celkové tepelné účinnosti cyklu. Výpočet expanze stupně je jednodimenzionální proudový výpočet, při kterém se ze vstupních hodnot, kterými jsou spády na stupeň, patní průměry lopatek, účinnost mříží a reakce stupně získají výstupní hodnoty. Výstupem z výpočtu expanze stupně jsou termodynamické parametry mezi rozváděcí a oběžnou mříží, délky lopatek, vstupní úhly do jednotlivých mříží a výstupní úhly z těchto mříží. Zbývající body vývojového diagramu jsou podrobně rozepsány v následujících kapitolách, a proto se jimi zde nebudeme zabývat. Postup, který bude následovat, lze zopakovat pro jakýkoliv stupeň parní turbíny.

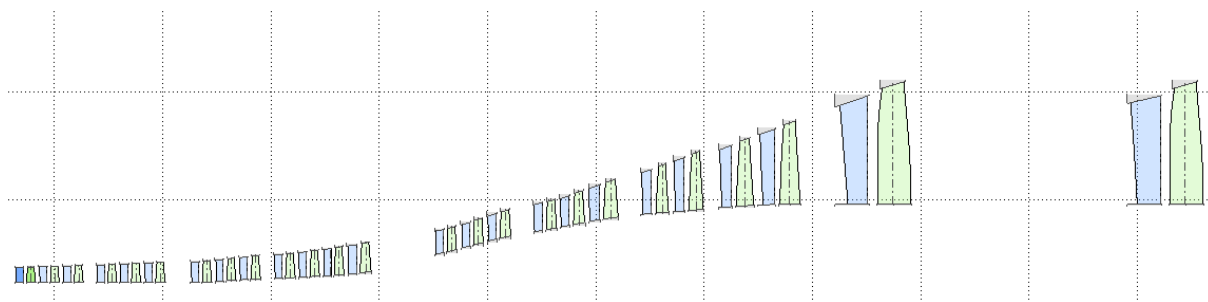


Obr. 3 vývojový diagram pro postup návrhu nízkotlakého stupně

3. NÁVRH STUPNĚ Z HLEDISKA DESIGNU PODÉLNÉHO ŘEZU

3.1 Návrh designu podélného řezu

Design podélného řezu označovaný také jako meridiální řez průtočnou částí turbíny je vidět na Obr. 4. Ten vychází z již zmíněného jednodimenzionálního proudového výpočtu. Příprava je provedena pomocí interního programu společnosti Doosan Škoda Power. Je vidět, že mezi stupni jsou nepravidelné axiální mezery. Ty větší, jako třeba za třináctým či za dvacátým čtvrtým stupněm, jsou zde z důvodu umístění odběru. Menší mezery třeba jako ta za třetím stupněm jsou zde proto, že nosiče rozváděcích lopatek vyžadují mezi sebou z konstrukčních důvodů více prostoru a tím narůstá axiální délka. Při tvorbě designu podélného řezu se vycházelo z interní databáze lopatek. Tato databáze obsahuje lopatky vhodné pro různé úrovně tlaků, různé úrovně reakce a různé objemové průtoky. Objemový průtok lopatkovou mříží lze ovlivnit délkou lopatky a jejím výstupním úhlem. Z databáze se musí zvolit pro každou mříž lopatka, která odpovídá svými vstupními a výstupními úhly právě těm úhlům navrženým v jednodimenzionálním výpočtu, který byl proveden při vykládání stroje. Dalším důležitým bodem při této části návrhu je vytvoření na sebe dobře navazujících kuželových omezujících ploch na patách a špičkách lopatek. Odstranění hran vystupujících z omezujících ploch zamezí vzniku míst se zpomalením proudu či zavíráním. Obecně tedy odstraníme ta kritická místa, ve kterých dochází k růstu entropie spjatého se zvyšováním ztrát.



Obr. 4 meridiální řez průtočnou částí turbíny

3.2 Délka koncových lopatek

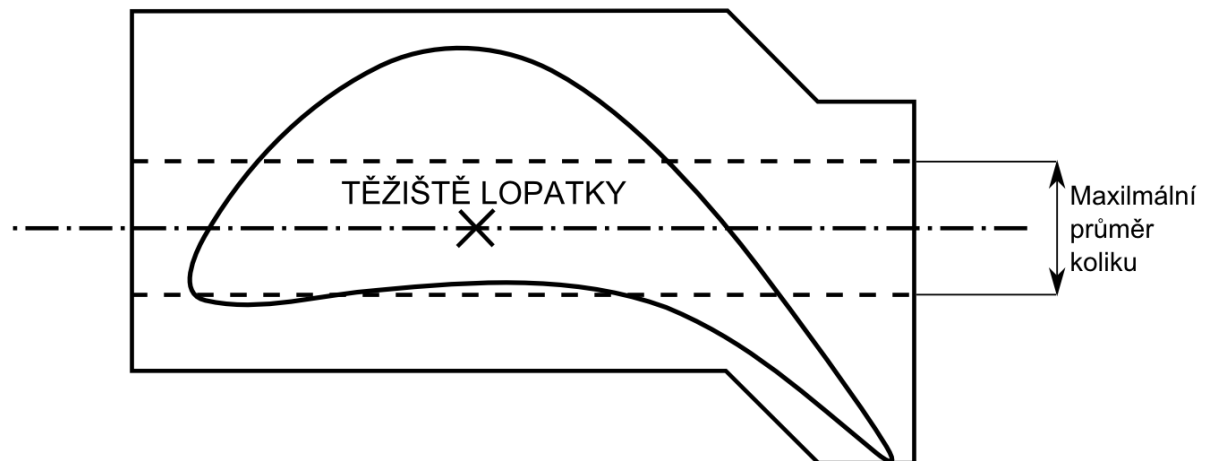
Délky koncových lopatek, které získáme z jednodimenzionálního výpočtu, jsou omezeny i možnostmi výroby turbínového tělesa. Tělesa turbíny jsou u vysokotlakých částí zpravidla těžké odlitky. U nízkotlakých částí se může jednat o svařence. V případě našeho návrhu se jedná o jednotělesovou turbínu, která je sestavena z odlitku, ke kterému je namontován svařenec. Aby byla výroba ekonomicky výhodná, snažíme se o vytvoření typizovaných řad těles a při tvorbě průtočné části si vybíráme tu nejbližší poskytovanou velikost. Tím samozřejmě vzniká omezení v podobě největší možné kombinace průměru rotoru a délek

lopatky, která je určena vnitřními rozměry nejbližšího tělesa. I zde je mezi vnitřní stěnou tělesa a lopatkami připevněn nosič rozváděcích lopatek, který také zmenšuje maximální použitelný průměr pro umístění rotoru a lopatek. Rozdíl v cenách těles je natolik zásadní, že nás nutí ke kompromisům mezi účinností a cenou výroby turbíny. Na druhou stranu se snažíme o vytvoření co nejdelší lopatky. S prodlužováním lopatky se zvětšuje průtočná plocha, tím klesá výstupní rychlost a s ní klesá i výstupní ztráta. Délka lopatky je výrazně omezena namáháním patního profilu a závěsu odstředivou silou.

Na Obr. 4 je vidět, že poslední dva stupně turbíny jsou stejně dlouhé. Expanzí se měrný objem za předposledním stupněm sice nadále zvyšuje, ale přítomnost velkého odběru, kterým odchází přibližně polovina průtočného množství, způsobila neprodlužování posledního stupně a ten si díky tomu zachoval podobnou délku. Tato skutečnost spolu s tím, že se proudové úhly oběžných lopatek posledních dvou stupňů zásadně nelišily, vedla k úvaze nad tím, zda by se nedaly použít dvě totožné oběžné lopatky. Toto řešení má své pro i proti. Proti němu se staví náročnější tvarování rozváděcích lopatek. To musí být takové, aby vykompenzovalo rozdíly vypočtených úhlů proudu a zajistilo tak absenci výrazné incidence. Tento tvarový kompromis na rozváděcích lopatkách vede k možnému vzniku vyšších ztrát. Možnost dvou stejných oběžných lopatek jsme se ale rozhodli vybrat kvůli výrazným výhodám. A to díky tomu, že bude potřeba pevnostně a dynamicky ověřit jen jednu lopatku namísto dvou a také díky tomu, že výroba větší série stejných lopatek je výhodnější. Stačí totiž jen jeden model, jeden výkres a jeden technologický postup pro výrobu. Také stačí jedna série, během které se nemusí na obráběcím stroji měnit zadávaný program a obráběcí nástroje. Všechny tyto skutečnosti znamenají velkou cenovou úsporu.

Při volbě úhlu nastavení a velikosti tětiny na patě oběžné lopatky se musí kontrolovat i obvodová šířka závěsu. Ta musí být dostatečná pro umístění kolíku, který realizuje spojení mezi vidličkovou nožkou a diskem rotoru. Riziko překročení dovolené velikosti kolíku je vidět na Obr. 5. Pokud by byl průměr kolíku malý, dojde k jeho přestřížení, v obráceném případě může dojít k přetržení vidličkové nožky nebo disku v místě zeslabení materiálu přítomností kolíku. Na Obr. 5 vidíme i pozici těžiště patního profilu. Je vhodné umístit těžiště lopatky do osy kolíku, opět tím zabráníme vzniku přídavných momentů.

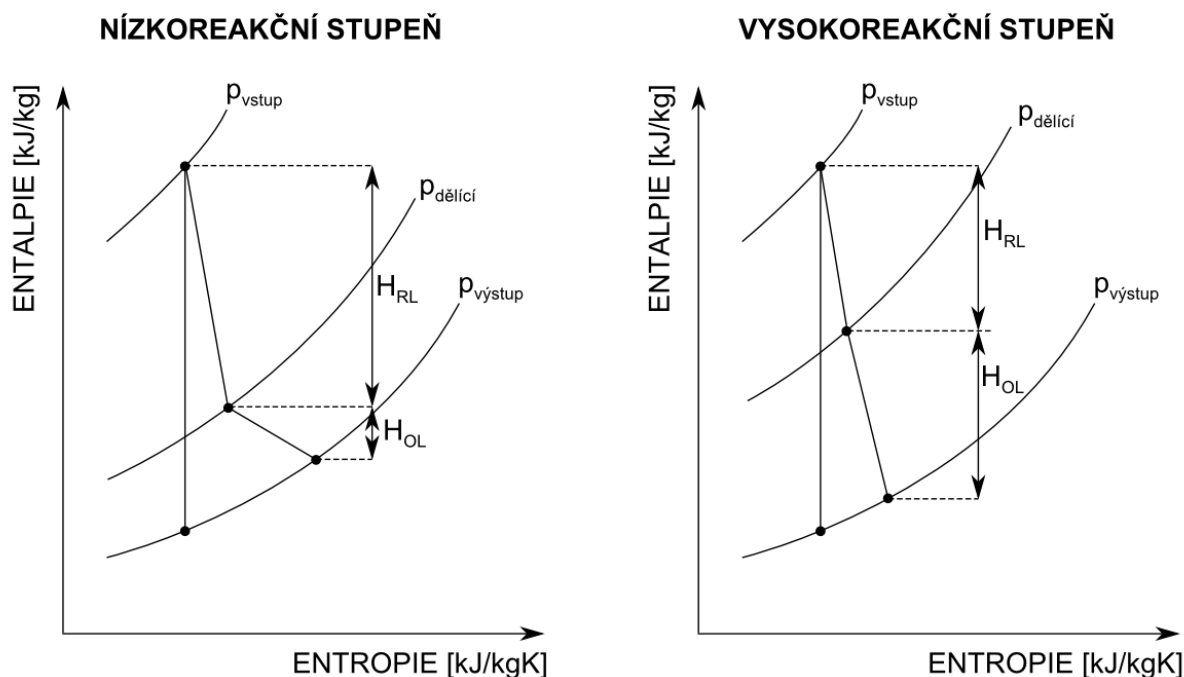
Poslední poznámkou k Obr. 4 je nutnost přizpůsobení několika stupňů před navrhovanými dvěma koncovými stupni. Předcházejícím stupňům se musely upravit úhly kuželů omezujících ploch u špiček lopatek tak, aby plynule navazovaly na poslední dva stupně, které jsme se snažili maximálně prodloužit. Úprava kratších stupňů je řádově jednodušší, protože se u nich tak významně neprojevuje omezení od mezního pevnostního namáhání.



Obr. 5 patní profil na závěsu lopatky

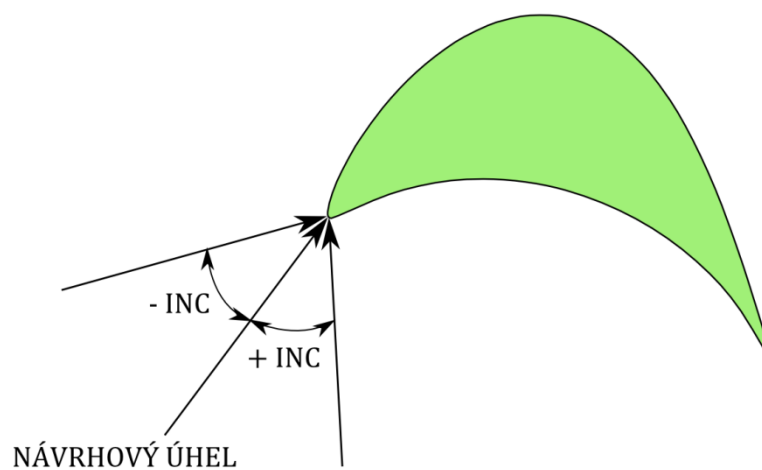
3.3 Nastavení průtoku a reakce

Na vývojovém diagramu na Obr. 3 v úvodu této práce je vidět zpětná vazba mezi proudovým výpočtem a návrhem podélného řezu. Jde o iterační krok, při kterém dochází k úpravě geometrie lopatek na základě hodnot získaných z proudového výpočtu stupně. Ten nám dává přesnější výsledky nežli výpočet jednodimenzionální. Hlavní sledované hodnoty, které při návrhu srovnáváme s hodnotami z vyložení, jsou hmotnostní průtok stupněm, úroveň reakce, velikosti incidencí a celkový výstupní úhel ze stupně. Abychom korekcemi nepoškodili design celé průtočné části, je vhodné se vyhýbat výrazné změně délek lopatek. Průtočné množství tedy přednostně nastavujeme velikostí výstupních úhlů rozváděcích a oběžných mříží. Tyto úhly ovšem nemůžeme měnit libovolně, protože poměr mezi výstupními úhly z rozváděcí a oběžné mříže určuje úroveň reakčnosti stupně. Rozdíl stupňů s odlišným rozdělením spádu je vidět na Obr. 6. Velikost reakce ovlivňuje velikost zpracovaného entalpického spádu. Změna reakce změní také velikost a směr rychlostí, ale třeba i poměr rozdělení pevnostního namáhání rozváděcí a oběžné lopatky od přetlaku. Zvětšováním výstupního úhlu rozváděcí lopatky se zmenší podíl entalpického spádu uskutečněného v rozváděcí mříži, tato část spádu tedy přejde na mříž oběžnou a tím se zvýší reakce stupně. Opačně by tomu bylo v případě snížení výstupního úhlu rozváděcí lopatky, kdy by se reakce stupně snížila.



Obr. 6 srovnání spádů s rozdílnou reakcí

Incidence je počítána jako rozdíl vstupního proudového úhlu a vstupního návrhového proudu daného profilu. Orientaci incidence vidíme na Obr. 7. Uvažujeme ji tedy zápornou, pokud proud nabíhá na hřbet, tedy podtlakovou stranu lopatky, a kladnou, pokud proud nabíhá na žlábek, tedy přetlakovou stranu lopatky. Máme-li k dispozici výsledky z CFD, můžeme ji určit podle pozice stagnačního bodu, který by měl být v případě dobrého návrhu přímo na náběžné hraně. Ve většině případů lze incidenci snížit změnou vstupního úhlu lopatky vhodným výběrem lopatky z interní knihovny. Pokud se již dostatečně zakroucená lopatka v databázi nenalézá, musíme ručně upravit lopatku z databáze, což je časově náročnější řešení, nebo upravit proudové pole tak, aby úhel proudu vyhovoval krajní lopatce vygenerované z knihovny. Úprava proudu vyžaduje kompromis ve volbě požadované reakce, neboť její změnou měníme celkové výstupní úhly obou mříží. Poslední ze sledovaných parametrů je absolutní výstupní úhel ze stupně. Ten je potřeba udržet v takových mezích, abychom na úhel výstupního proudu mohli navázat se vstupními úhly následující rozváděcí mříže. Absolutní výstupní úhel z mříže se snažíme udržet na hodnotě blízké devadesáti stupňů. To ovšem není možné po celé výšce lopatky.



Obr. 7 incidence vstupního úhlu na oběžné lopatce

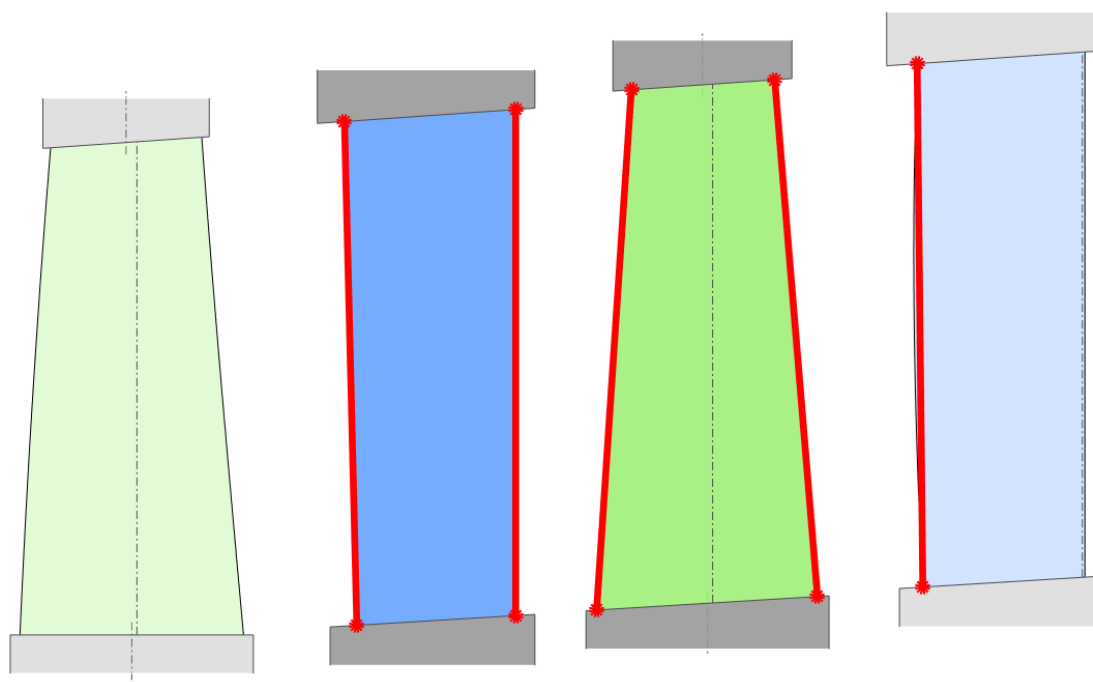
4. PROUDOVÝ VÝPOČET STUPNĚ

4.1 Teorie proudového výpočtu

Proudový výpočet je zjednodušený dvoudimenzionální numerický výpočet, jehož účelem je určení rozložení proudových veličin v radiálním směru na daných výpočetních rovinách. Výpočet je založen na řešení rovnice radiální rovnováhy metodou křivosti proudnic. Jedná se o axisymetrický výpočet, který respektuje základní zákony zachování ve zjednodušené podobě, tj.:

- 1) Rovnice kontinuity
- 2) Energetická rovnice
- 3) Pohybová rovnice
- 4) Stavová rovnice

Výpočetní oblastí je jeden turbínový stupeň, výpočetními rovinami jsou náběžné a odtokové hrany lopatek, viz Obr. 8.



Obr. 8 vyhodnocované roviny proudového výpočtu

Potřebnými vstupními parametry pro výpočet jsou geometrická specifikace výpočetních rovin a okrajové podmínky.

Hlavními geometrickými parametry pro výpočet jsou:

- Definice radiální a axiální polohy výpočetních rovin
- Výstupní úhly z rozváděcích a oběžných lopatek

Mezi okrajové podmínky patří:

- Vstupní statický tlak a entalpie
- Výstupní statický tlak
- Otáčky
- Účinnosti lopatkových mříží

Výstupem výpočtu je řešení radiálního rozložení proudových veličin na výpočetních rovinách (tlak, rychlosti, entalpie, atd.), rozložení reakce, průtok, síly působící na lopatky, atd. Tato metoda poskytuje pro velké spektrum řešených turbínových stupňů dostatečně přesné výsledky pro finální návrh při výpočtových časech v řádu jednotek sekund. Nicméně pro určitou škálu turbínových stupňů, zejména nízkotlakých, není tato metoda dostačující z důvodů snižující se přesnosti a problémům s konvergencí. Z tohoto důvodu je nutné návrhy těchto stupňů podpořit plnohodnotným trojdimenzionálním CFD založeným na stacionárním řešení parciálních diferenciálních rovnic proudění newtonovské tekutiny metodou konečných objemů.

4.2 Nastavení proudového výpočtu

Hodnoty získané CFD výpočtem jsou pro nás etanolem, protože jde o nejpřesnější dostupnou metodu schopnou v přijatelném čase získat důvěryhodnější výsledky. Jeho nevýhodou je ovšem výrazně vyšší časová náročnost. Zatímco proudový výpočet zabírá řádově desítky sekund, tak plnohodnotné CFD obsahující tvorbu sítě, nastavení a provedení výpočtu a jeho následné vyhodnocení je v závislosti na složitosti geometrie přibližně několikahodinovou záležitostí. To nás nutí k tomu pokusit se provést jednorázovou úpravu parametrů proudového výpočtu. Tuto jednorázovou úpravu parametrů označujeme jako naladění proudového výpočtu. Takto naladěný proudový výpočet můžeme použít pro provádění rychlých a důvěryhodných iteračních změn geometrie.

Naladění probíhá následujícím způsobem. Srovnáme hodnoty hmotnostního průtoku a reakce získané z CFD s hodnotami získanými z nenaladěného proudového výpočtu. Zjištěné rozdíly se pokusíme srovnat tím, že naladíme proudový výpočet pomocí takzvané deviace. Jde o hodnotu, o kterou se nehledě na tvar použitých lopatek změní výstupní úhel lopatkové mříže. Zanášení kladné deviace výstupní úhel zvyšuje a naopak tomu je u zanášení záporné deviace, kdy se výstupní úhel zmenšuje. Tak jak bylo uvedeno dříve, velikost výstupního úhlu z rozváděcí a oběžné mříže ovlivňuje velikost hmotnostního průtoku i úroveň reakce. Nastavíme tedy deviaci zvlášť pro rozváděcí a pro oběžnou lopatku tak, aby nám takto naladěný proudový výpočet dával hodnoty hmotnostního průtoku a reakce srovnatelné s hodnotami získanými CFD výpočtem.

Po naladění proudového výpočtu budeme opět měnit geometrii lopatek. Díky rychle pracujícímu proudovému výpočtu si můžeme ověřit dosažení požadovaného průtoku. Půjde-li jen o mírnou změnu geometrie, budou výsledky naladěného proudového výpočtu stále důvěryhodné a především dostatečně rychlé.

4.3 Program propojující proudový výpočet a knihovny lopatek

Jak již bylo zmíněno, proudového výpočtu se používá pro rychlé získání popisu proudového pole ve stupni, na jehož základě se přizpůsobuje geometrie lopatek, která je vybrána z interní databáze lopatek. Pro urychlení tohoto procesu byl vyvinut program, který integruje návrh lopatek a proudový výpočet, obsahuje také několik podpůrných výpočtů a poskytuje možnost exportu výsledků pro pracoviště navazující na návrh průtočné části turbíny. Název programu je TuFPaD. Jde o zkratku z anglického výrazu turbine flow path design. Program umožňuje pracovat s celou průtočnou částí, která může být vytvořena takovým počtem turbínových stupňů, jaký je stanoven při vyložení stroje. Pro každou lopatkovou mříž lze zvolit vhodnou lopatku z interní databáze. Při výběru vhodné lopatky jsou rozhodující parametry jako je délka lopatky, vstupní a výstupní úhel a velikost tětiny lopatky. Vybrané lopatky tedy odpovídají napočtenému proudovému poli.

Podpůrné výpočty obsahují zjednodušené vyhodnocení napěťového namáhání vybraných lopatek. Díky němu můžeme posoudit, zda vybraná lopatka pevnostně vyhovuje a nemusíme tak posílat pevnostním výpočtářům lopatky, které by zřejmě nevyhověly. Exporty z programu zahrnují jak základní rozměry celé průtočné části turbíny, tak detailní geometrický popis jednotlivých lopatek. Také je možno exportovat výsledky jednotlivých proudových výpočtů. Užitečnou možností je také export výpočetní domény včetně okrajových podmínek používaný při provádění CFD výpočtů.

4.4 Vypočtené varianty

Proudových výpočtů bylo při navrhování potřeba provést celou řadu. Je nutno zmínit, že proudový výpočet je v rámci upřesňování geometrií lopatek proveden tolikrát, kolikrát je zapotřebí pro nastavení průtočného množství, reakce a incidence. V případě vysokotlakých stupňů, které se vyznačují kratšími lopatkami s menším rozkroucením po výšce, je návrh relativně rychlý. S rostoucí délkou lopatek výrazně přibývá potřebný počet geometrických úprav potřebných k dosažení požadovaných výsledků. Tím se může čas potřebný pro návrh zvýšit až na trojnásobek oproti vysokotlakým lopatkám.

5. AERODYNAMICKÝ NÁVRH ROZVÁDĚCÍ A OBĚŽNÉ LOPATKY

5.1 Navrhování tvaru lopatek

Jak již bylo zmíněno, interní databáze lopatek dovoluje vybrat vhodnou lopatku podle velikosti vstupního a výstupního úhlu. Z toho plyne stálá potřeba rozšiřování této databáze. Z aerodynamického hlediska bylo díky stávajícím databázím lopatek možno realizovat všechny stupně navrhované turbíny. Problém se skrývá v tom, že pevnostní namáhání závěsu lopatky a patního profilu lopatky odstředivou silou se zvyšuje s délkou lopatky. Řešením je snaha o vytváření lopatek s po výšce se zmenšující plochou profilu. To způsobí odlehčení kriticky namáhaných míst. Druhým nepříjemným faktem je to, že s expanzí do nižších tlaků se zvyšuje rychlost proudění, která na posledních dvou stupních navrhované turbíny převýšila rychlost zvuku. Transonické proudění je charakteristické vytvořením rázových vln. Takovéto proudění mezi lopatkovými profily navrženými pro podzvukové proudění způsobuje prudký nárůst ztrát. Takový návrh není možno realizovat pouze pomocí programu TuFPaD. Proto z něj vyexportujeme geometrie lopatek, které odpovídají napočítanému proudovému poli. Ty budeme upravovat po jednotlivých řezech tak, abychom udrželi parametry určující hmotnostní průtok a reakce. Výsledné profily tedy musejí mít stejnou velikost vstupních a výstupních úhlů, tedy i hrdel jako profily vybrané z databáze. Velikost hrdla udrží hmotnostní průtok. Poměr mezi hrdlem rozváděcí a hrdlem oběžné mříže udrží úroveň reakce a úhly proudu zaručí to, že incidence na navazujících lopatkách neporostou.

5.2 Úprava geometrie oběžné lopatky

Úprava geometrie profilu oběžné lopatky ve špičkovém řezu byla nejdříve provedena beze změny velikosti vstupního a výstupního úhlu. Provedeme pevnostní výpočet pro namáhání oběžné lopatky odstředivou silou, ten je uveden v kapitole s pevnostní kontrolou lopatek. V kapitole 7 je ukázán postup vyhodnocení odstředivého namáhání. Provedení tohoto výpočtu pro lopatku původní, která byla vygenerována z knihovny, ukáže o jaké množství hmoty je nutno zmenšit plochy profilů pro to, aby nebyla lopatka pevnostně ohrožena vysokým napětím. Tvary profilů vygenerovaných z knihovny a profilů upravených na základě výpočtů je vidět na obrázcích Obr. 9 až Obr. 14.

Prvotním požadavkem na změnu profilů bylo snížení jejich plochy. Zmenšení plochy profilů probíhá především ve špičkovém a středním řezu. Patní profil nebylo možno příliš měnit. Musela být zachována plocha proto, aby se nezvýšilo napětí v patním průřezu lopatky. Dalším druhem statického namáhání je namáhání ohybové vyvolané tlakovým spádem na lopatkové mříži. Kvůli zmenšení ohybového napětí byl zvýšen jeho ohybový modul, to je vidět v přehledové **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** Tímto krokem ale mírně vzrostly profilové ztráty na patě.

oběžná lopatka po úpravě	
pata	
plocha [%]	-0.3%
Wmin [%]	1.7%
profilové ztráty [%]	1.1%
střed	
plocha [%]	-25.6%
Wmin [%]	-30.4%
profilové ztráty [%]	-3.9%
špička	
plocha [%]	-31.1%
Wmin [%]	-53.9%
profilové ztráty [%]	-3.5%

tab. 1 srovnání profilů upravené oběžné lopatky, vzhledem k původním profilům

Na profilu špičky a středu lopatky je vidět významné zmenšení plochy. Materiál lopatky byl ubírán jak na přetlakové, tak na podtlakové straně. Po provedení CFD výpočtů byl zjištěn menší průtok oproti návrhovému. Také byla zjištěna vyšší incidence, která se projevila pozicí stagnačního bodu na začátku hřbetu lopatky. Průtok byl opraven zvětšením výstupních úhlů podle rovnice 6. Ta popisuje vztah mezi výstupním úhlem (α), roztečí (t) a velikostí hrdla (o). Rovnice 7 potom ukazuje jak vypočítat opravený výstupní úhel pro dosažení průtoku zvětšeného o jedno procento. Záporná incidence byla vyřešena natočením přední části lopatky na odpovídající vstupní úhel. Velikost natočení vstupního úhlu lopatky je přesněji popsána v kapitole s CFD analýzou. Tento postup byl opakován až do dosažení shody s výsledky z dalších výpočtů CFD.

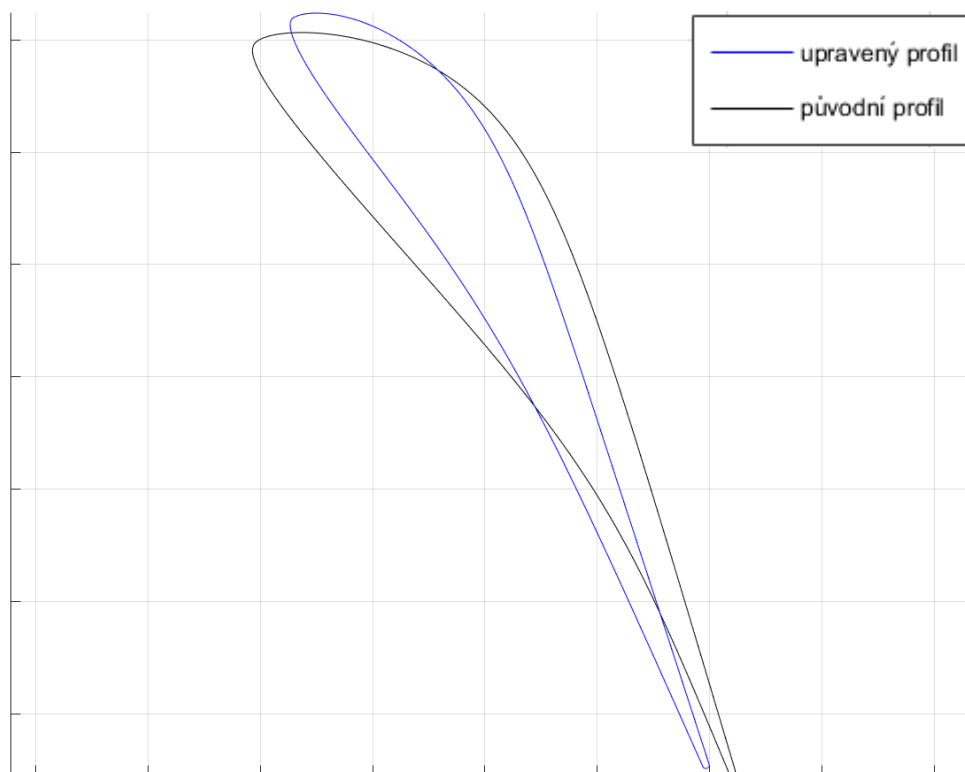
$$\sin \alpha = \frac{o}{t} \quad 6$$

$$\alpha = \sin^{-1} \frac{o}{t} \rightarrow \bar{\alpha} = \sin^{-1} \frac{o \cdot 1,01}{t} \quad 7$$

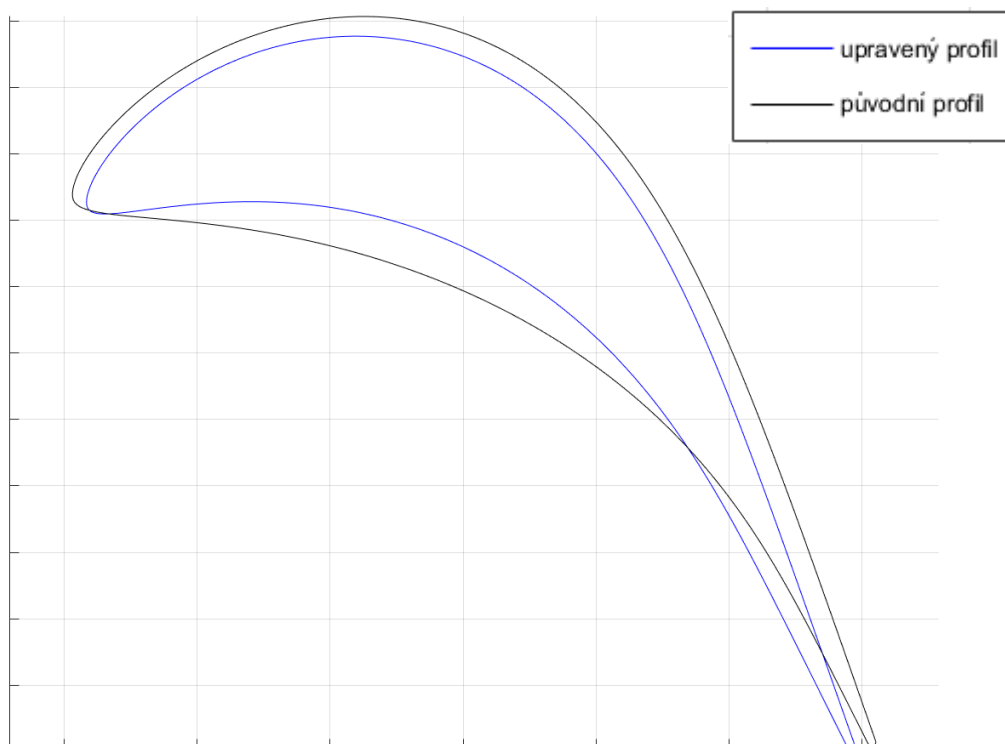
Kde:

α	výstupní úhel z lopatkové mříže
o	hrdlo mezilopatkového kanálu
t	rozteč lopatek
$\bar{\alpha}$	opravený výstupní úhel z lopatkové mříže

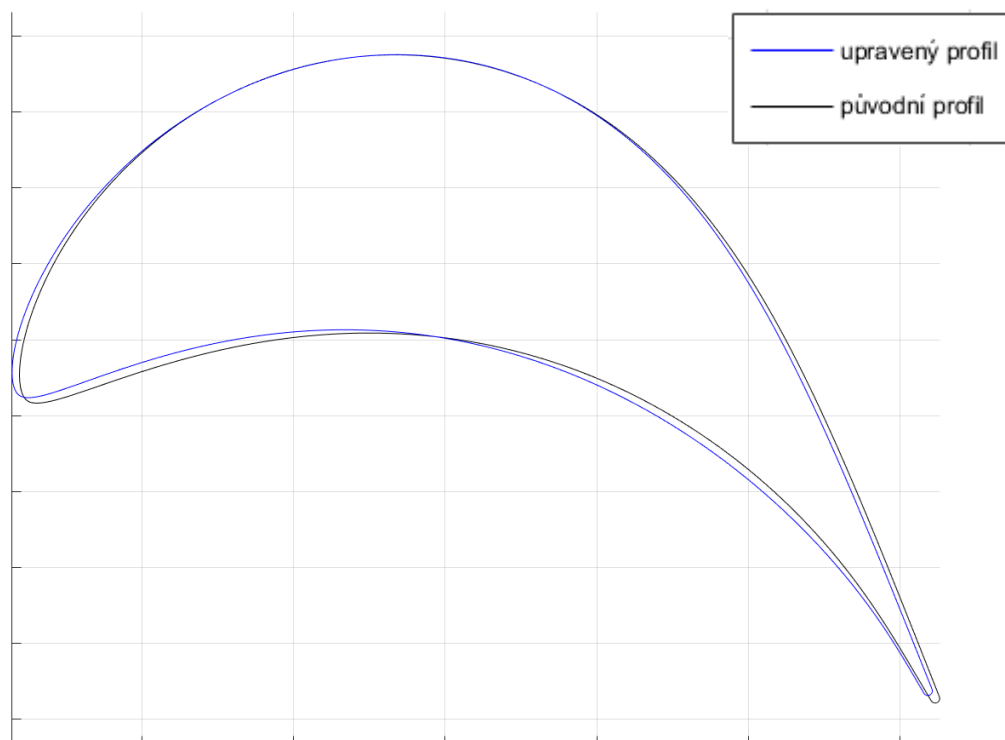
U oběžné lopatky došlo k mírnému zlepšení účinnosti. To především díky profilům nacházejícím se v horní polovině výšky lopatky. Profil špičky lopatky, který je vidět na Obr. 9 pracoval v nadzvukové rychlosti, proto jsme snížili úhel nevedeného ohnutí zavedením transonické úsečky před odtokovou hranou na podtlakové straně lopatky. To se na tvaru profilu projeví zploštěním zadní části podtlakové strany. Tato úprava má vliv na velikost výstupního úhlu, protože se změní umístění, a tedy i směr hrdla mezi dvěma profily v mříži. Potřebnou korekci výstupního úhlu z mříže zajistíme úpravou úhlu natočení koncové části lopatky.



Obr. 9 srovnání původního a upraveného profilu ve špičkovém řezu oběžné lopatky



Obr. 10 srovnání původního a upraveného profilu ve středním řezu oběžné lopatky

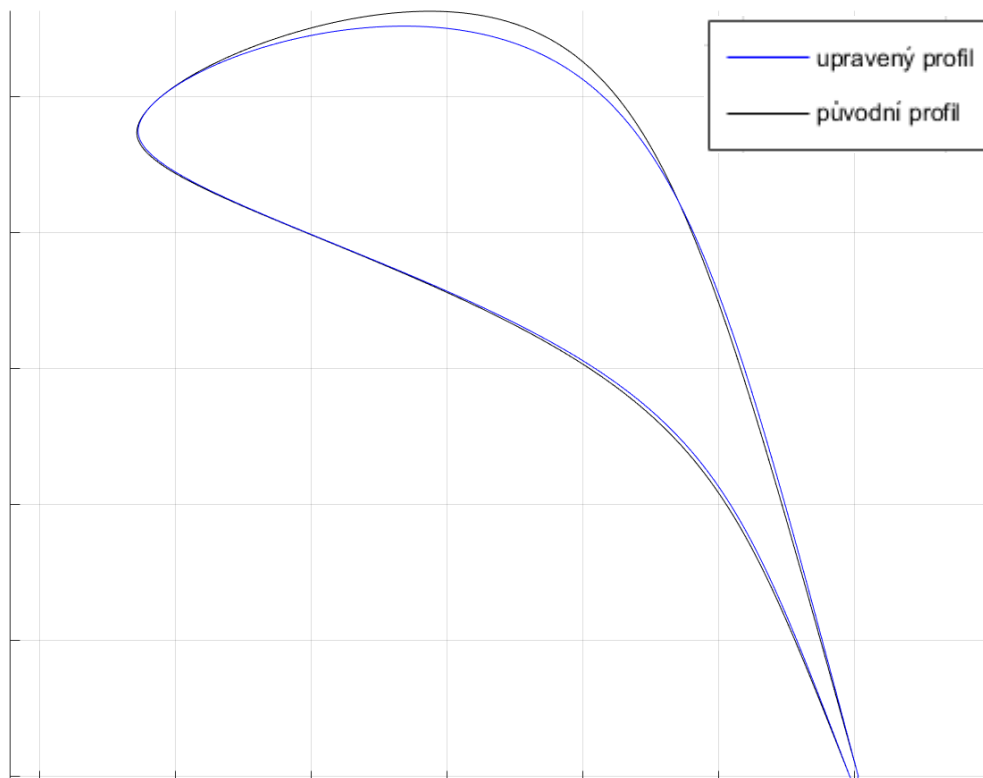


Obr. 11 srovnání původního a upraveného profilu v patním řezu oběžné lopatky

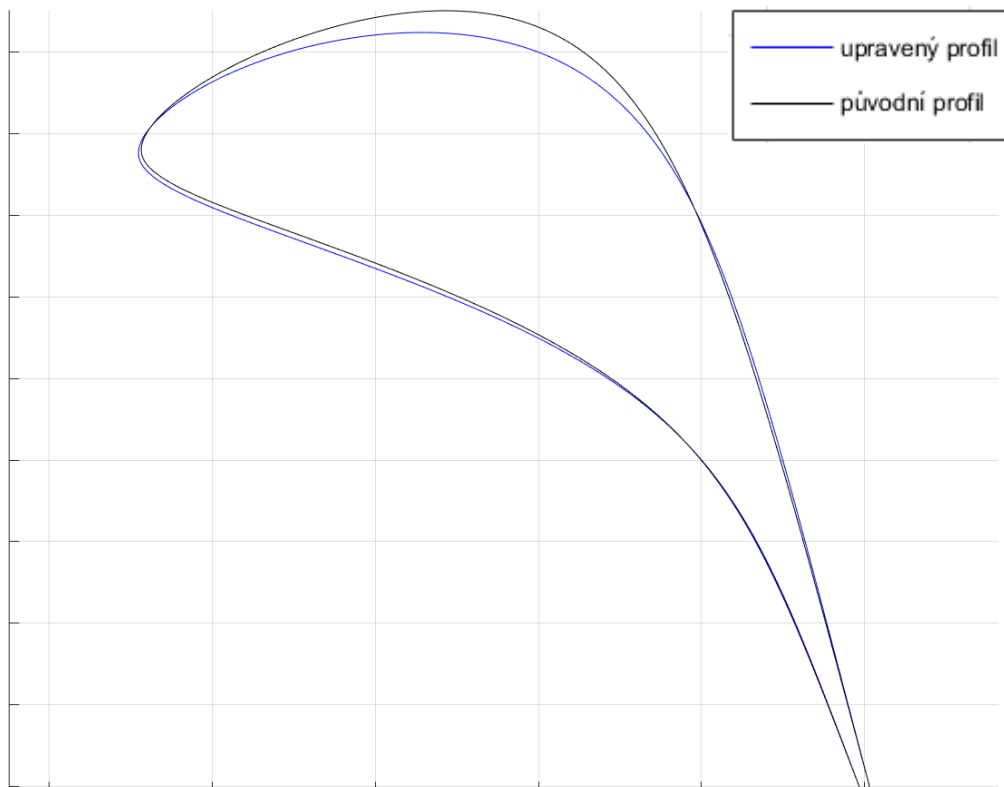
5.3 Úprava geometrie rozváděcích lopatek

Úpravy rozváděcích lopatek byly náročnější, protože oproti oběžné lopatce, u které jsme díky podobnému proudovému poli použili totožnou geometrii. Rozdíly v proudovém poli jsou potřeba vyrovnat pomocí rozváděcích lopatek, proto je nutné rozváděcí lopatky vytvořit samostatně pro každý stupeň. Výhodou je to, že lopatka nerotuje a odpadá nám namáhání odstředivou silou. Takže můžeme vypustit průběžné kontroly pevnosti všech variant, jako tomu bylo u oběžné lopatky. Podstatný rozdíl mezi proudovými poli je v tom, že zatímco největší rychlosti u oběžných lopatek jsou na špičkových profilech, to vlivem větší reakce v horní části stupně oproti spodní části stupně a také vlivem rostoucí obvodové složky rychlosti, u rozváděcích lopatek jsou největší rychlosti na patě, a to díky nižší reakci ve spodní části stupně. To je způsobeno tím, že při nízké reakci se většina tlakového spádu, tedy přeměna tepelné energie páry na kinetickou, odehraje na rozváděcí mříži. Rychlost na patě rozváděcí lopatky překračuje rychlost zvuku, proto provádíme jak je vidět na Obr. 14 výrazné snížení úhlu nevedeného ohnutí patního profilu lopatky. Na špičkovém profilu lopatky, kde je již podzvukové proudění, se snažíme zvýšit úhel nevedeného ohnutí. Tyto změny tvaru obecně vykazují pozitivní účinek na ztráty. Korekce vstupních úhlů do rozváděcích mříží nebyly podle CFD potřeba a pro korekci hmotnostního průtoku byl změněn výstupní úhel o stejnou hodnotu jako u oběžných lopatek. Úhel byl tedy znovu vypočten pomocí rovnice 7. Změnou výstupního úhlu o stejnou hodnotu jako u oběžných lopatek byla udržena stejná úroveň reakce.

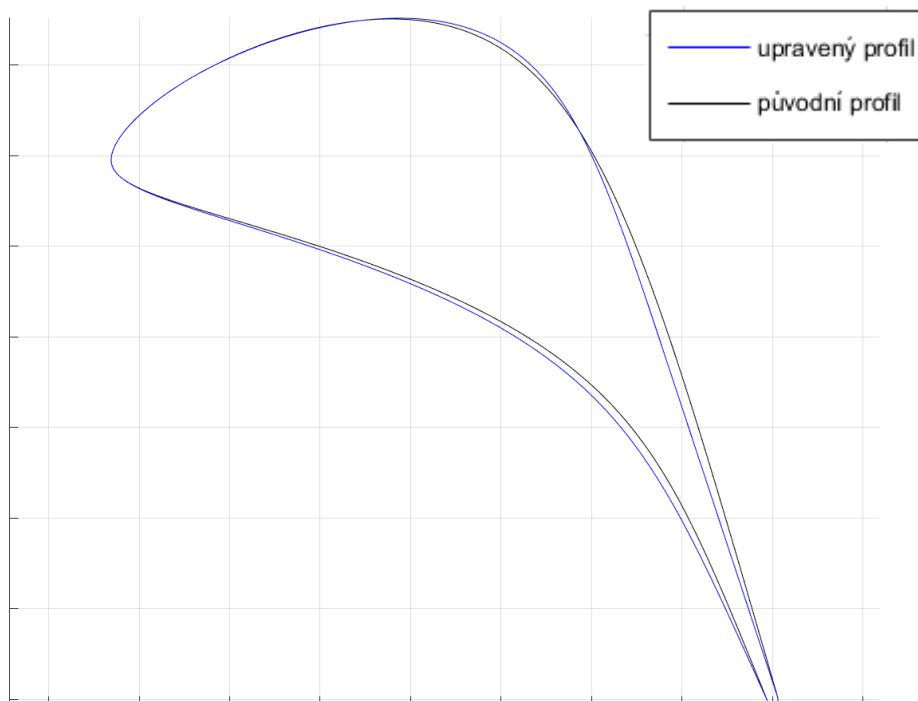
U rozváděcích lopatek bylo (jak je vidět na tab. 2 a tab. 3) dosaženo výrazných snížení profilových ztrát. Největší zlepšení bylo zaznamenáno právě u patních profilů s nadzvukovým prouděním, u kterých se projevilo snížení úhlu nevedeného ohnutí. Ztráty na patních profilech obou posledních rozváděcích lopatek klesly vzhledem k původnímu tvarování o více než dvacet procent.



Obr. 12 srovnání původního a upraveného profilu špičkovém řezu předposlední rozváděcí lopatky



Obr. 13 srovnání původního a upraveného profilu středního řezu předposlední rozváděcí lopatky



Obr. 14 srovnání původního a upraveného profilu patního řezu předposlední rozváděcí lopatky

předposlední rozváděcí lopatka po úpravě	
pata	
profilové ztráty [%]	-22.8%
střed	
profilové ztráty [%]	-1.6%
špička	
profilové ztráty [%]	-4.7%

tab. 2 srovnání profilů upravené rozváděcí lopatky předposledního stupně vzhledem k původním profilům

poslední rozváděcí lopatka po úpravě	
pata	
profilové ztráty [%]	-26.1%
střed	
profilové ztráty [%]	-1.4%
špička	
profilové ztráty [%]	-8.7%

tab. 3 srovnání profilů upravené rozváděcí lopatky posledního stupně vzhledem k původním profilům

6. CFD ANALÝZA NAVRŽENÉHO STUPNĚ, KONTROLA AERODYNAMICKÝCH POMĚRŮ

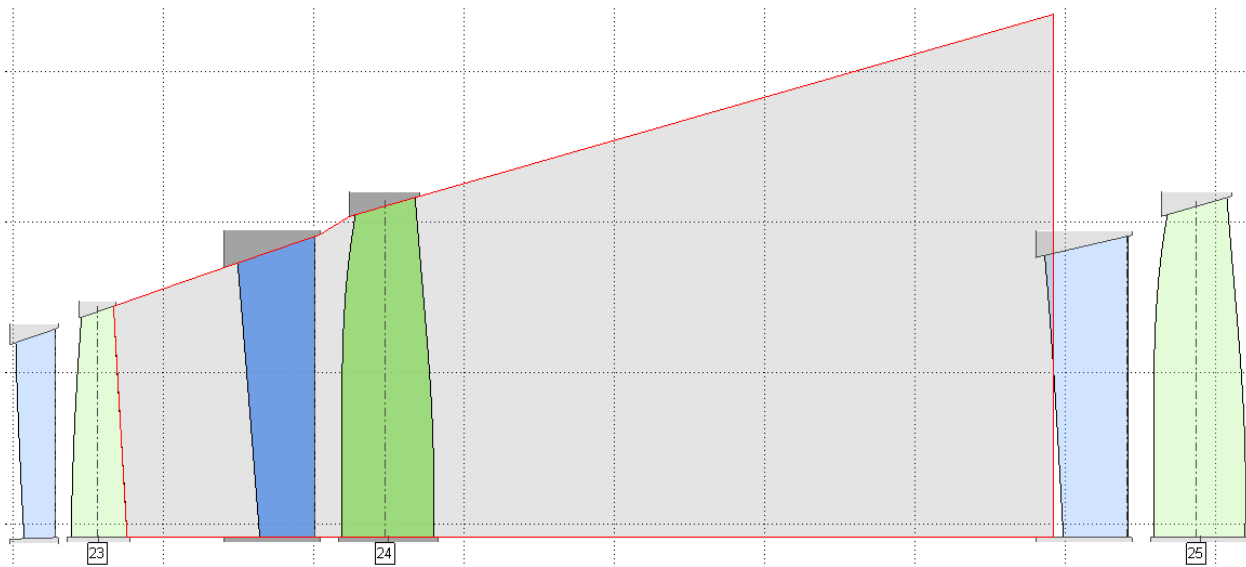
6.1 Počítané úlohy

Doposud uvedené výpočty proudění páry značně zjednodušovaly počítanou úlohu. Tyto výpočty pomáhaly při určování základních rozměrů průtočné části. Všechny významnější nově navržené stupně je ale vhodné před samotnou výrobou a aplikací na samotném díle ověřit nejpřesnější dostupnou výpočetní metodou. Proto jsme použili program používaný ve společnosti Doosan Škoda Power, kterým je Fine Turbo od společnosti Numeca. Jedná se o komerční CFD program, který se specializuje na průtočné části turbostrojů. Výsledky se dle očekávání mírně lišily od těch, které byly dříve získány jednodušším proudovým výpočtem. Rozdíl je především v počtu použitých výpočetních buněk, v tom že proudový výpočet nepočítá s trojrozměrným prostorem a také tím, že proudový výpočet neuvažuje vazkost. Na základě odlišností výsledků získaných těmito dvěma metodami jsme provedli několik úprav. Teprve na základě vyhovujících výsledků získaných pomocí CFD jsme geometrii označili jako konečnou.

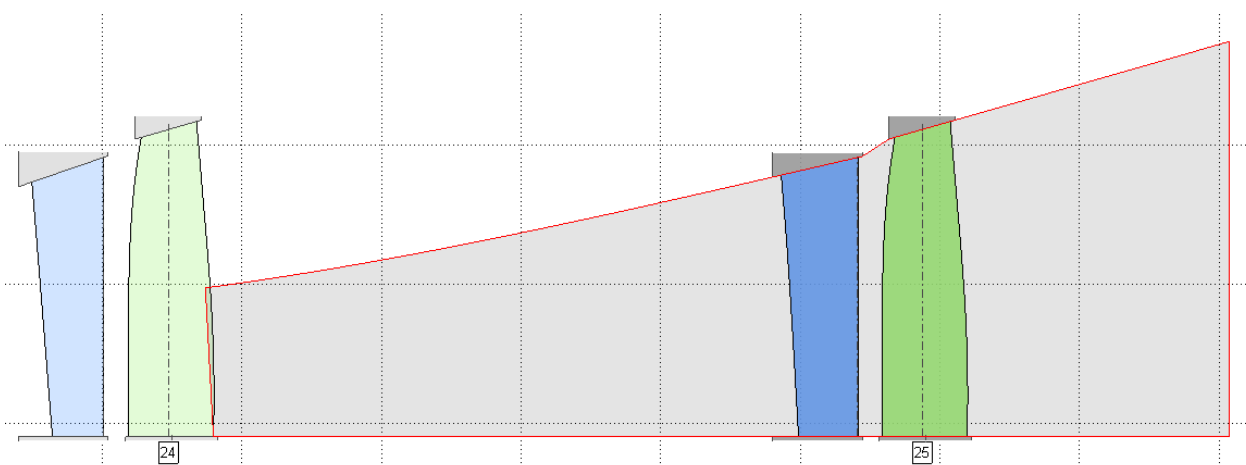
Postupně jsme provedli čtyři výpočty pro každý ze dvou navrhovaných parních stupňů. První výpočet sloužil čistě k nastavení používaného proudového výpočtu korekcemi na deviacích. Tento výpočet byl proveden na stupních s neodlehčenou oběžnou lopatkou. Druhý výpočet byl proveden na stupních s již odlehčenou lopatkou, která vyhovovala namáhání lopatky a závěsu odstředivou silou a navíc jsme tuto variantu geometrie upravili tak, aby se hmotnostní průtok zvětšil na nominální. Třetí varianta výpočtu musela být provedena z toho důvodu, že CFD výsledky ukazovaly, že stagnační bod není na náběžné hraně, z čehož lze usuzovat na přítomnost incidence. Po poslední úpravě geometrie výpočet prokázal, že stupně jsou vhodné pro provoz při navrhovaných parametrech.

6.2 Příprava výpočetních domén a okrajových podmínek

Pro každou z osmi počítaných variant byla programem TuFPaD vyexportována výpočetní doména a okrajové podmínky. Výpočetní domény jsou vidět na Obr. 15 a Obr. 16. Je vidět, že výpočetní prostor začínal vždy na konci předcházejícího stupně a končil na začátku následujícího stupně. Rozdíl je vidět u posledního stupně, u kterého část výpočetní domény za oběžnou lopatkou reprezentuje výstupní difuzor. Výpočetní doména je vyexportována ve formátu GeomTurbo. Ten obsahuje potřebné informace o tvaru průtočné oblasti, díky kterým můžeme v programu AutoGrid následně vytvořit výpočetní síť. Součástí exportu byl i druhý soubor, který obsahoval výpis okrajových podmínek zadávaných při nastavování výpočtu.



Obr. 15 výpočetní doména předposledního stupně



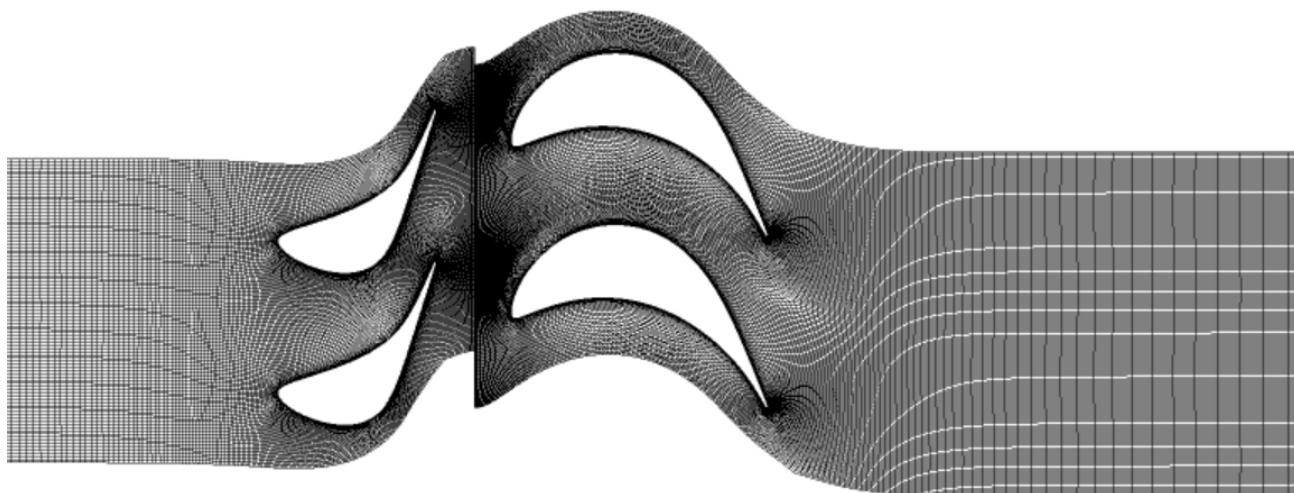
Obr. 16 výpočetní doména posledního stupně

6.3 Tvorba sítě

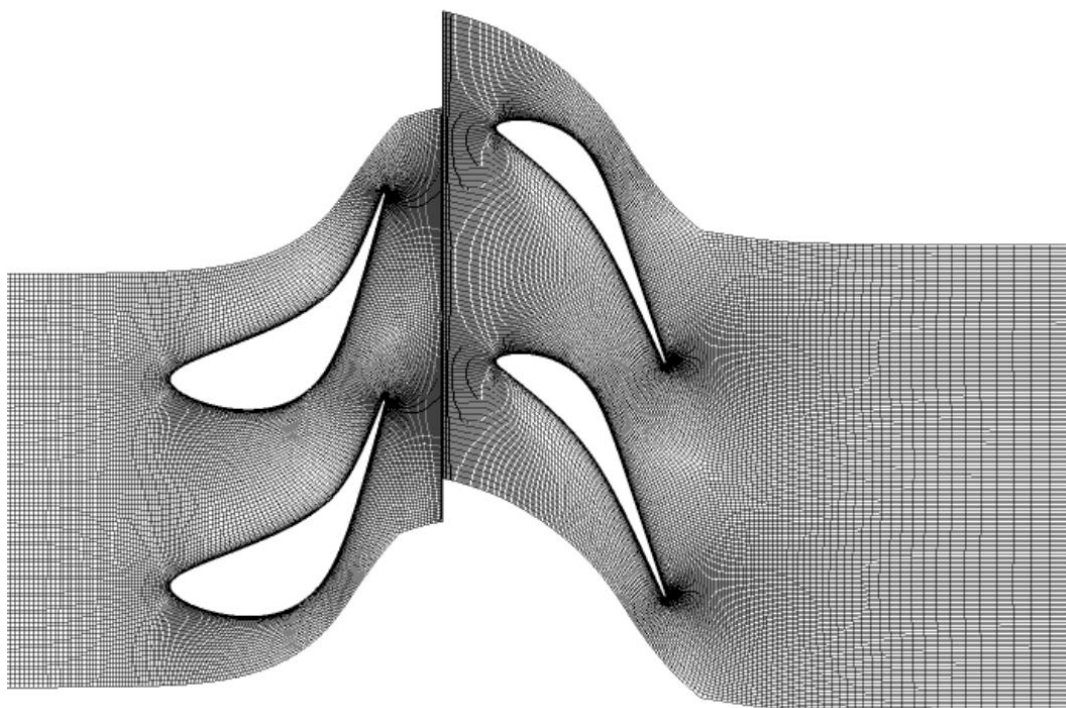
Kvalita výpočetní sítě je velmi důležitá pro věrohodnost získaných výsledků. Postup vytvoření sítě byl shodný pro všechny výpočty. K jejímu vytvoření jsme použili jeden z modulů dodávaný společností Numeca, a tím je AutoGrid. Po inicializaci geometrie souborem GeomTurbo získaným z programu TuFPaD jsme použili nástroj pro automatické generování sítě jednotlivých lopatkových mříží. Nejdříve jsme generovali síť rozváděcí mříže a potom síť mříže oběžné. Při výpočtu se využívá rotační symetrie, a proto je použita periodicitá na stěnách v obvodovém směru. Bylo potřeba upřesnit to, zda jde o rozváděcí, nebo o oběžnou mříž axiální turbíny. Pro každou mříž se ze souboru GeomTurbo načítala geometrie lopatek i jejich počet po obvodě kola. Vzhledem k tomu, že počty lopatek statoru a rotoru se liší, bylo nutné použít metodu nazývanou mixing plane, která provádí obvodové středění veličin mezi výpočetním prostorem statoru a rotoru. Pro obě mříže se zadával shodný počet buněk kanálu v radiálním směru.

U vygenerovaných sítí bylo potřeba kontrolovat tři parametry, které popisují kvalitu sítě. První z nich je takzvaná „ortogonalita“. Jde o úhel, který svírají stěny buněk, přičemž v ideálním případě jsou stěny svírány úhlem devadesát stupňů. Je zřejmé, že není možné dosáhnout v celém výpočetním prostoru přesných kolmic, proto se snažíme udržet úhel v mezích, pro které je zkušenostmi prokázáno dosažení dobrých výsledků. Druhým parametrem je takzvaný „expansion ratio“. Ten představuje míru rozpínání buněk, tedy rychlost zvětšování výšky buněk. Mezní hodnota je opět dána zkušenostmi s výpočty. Posledním parametrem je takzvaný „Aspect ratio“, který je počítán jako poměr délky k šířce buňky. Také tento parametr má mezní hodnotu stanovenou zkušenostmi s výpočty. Případné nedostatky sítě, které se po vygenerování sítě prokázaly nedodržením kontrolních parametru, jsme odstraňovali tím, že jsme měnili defaultně nastavené rozložení počtu buněk v jednotlivých oblastech sítě. Oblasti jsou například počet buněk na podtlakové straně profilu, na sací straně profilu, počet buněk mezi náběžnou hranou a horním okrajem výpočetní oblasti a podobně.

Tento kontrolní postup jsme zopakovali pro tři řezy po výšce kanálu. Poté následovalo vygenerování kompletní třídimenzionální sítě celého stupně. Síť předposledního stupně byla v závislosti na změnách geometrie lopatek reprezentována přibližně dvěma a půl miliony buněk. Síť posledního stupně měla potom přibližně o sto tisíc buněk více. Celou síť jsme následně uložili.



Obr. 17 síť na patě předposledního stupně



Obr. 18 síť na špičce předposledního stupně

6.4 Numerický model a okrajové podmínky

Následovalo nastavení výpočtu v programu FineTurbo. Nejdříve jsme definovali termodynamické vlastnosti nové tekutiny, používali jsme ideální plyn s konstantní vazkostí a pro každý stupeň jsme zadali adiabatický exponent získaný z příslušného proudového výpočtu. Následně jsme zvolili typ výpočtu jako stacionární s použitím turbulentního modelu Spalart-Allmaras. Jedná se o jednorovnicový turbulentní model, který modeluje turbulentní viskozitu přímým řešením její transportní rovnice. Model je oproti vícerovnicovým modelům méně náročný na výpočetní čas a jeho přesnost je podle zkušeností dostatečná.

Pokračovali jsme nastavením okrajových podmínek. První z nich byly otáčky oběžné mříže. Následuje vstupní plocha, na které definujeme po radiální výšce kanálu čtyři termodynamické parametry předem připravenými soubory. V každém souboru je devět hodnot, které jsou adresovány k určitému poloměru. FineTurbo následně proloží tyto hodnoty křivkou a vytvoří tak přesnou vstupní okrajovou podmínku. Jde o hodnoty celkového tlaku, teploty, a směru rychlosti v obvodovém a meridiálním směru. Podmínka na výstupní ploše je definována jako statický tlak na poloměru odpovídajícímu středu oběžné lopatky. Do okrajových podmínek je vhodné zařadit také inicializační hodnoty. Do nich se zadávají přibližné hodnoty statických tlaků mezi lopatkovými mřížemi a na výstupu z domény.

Poslední nastavení se týká počtu iterací, po kterých dojde k přepnutí z hrubé inicializační sítě na síť jemnou. Také se nastavuje podmínka pro ukončení výpočtu. Výpočet je ukončen po provedení zadaného počtu iterací. Počet iterací musí být dostatečný na to, aby se ustálily hodnoty reziduí, které během výsledku sledujeme.

6.5 Vyhodnocení výsledků

Úlohy ukončily konvergenci kolem šesti set iterací. Kromě velikosti reziduí jsme sledovali také průběh velikostí hmotnostního průtoku na vstupu a na výstupu. Ty se musely nejen ustálit, ale obě hodnoty si musely být rovny, tím byl prokazatelně dodržen zákon o zachování hmoty. Dalším ze sledovaných parametrů byl průběh účinnosti, který se také musel ustálit.

Po prohlášení výsledků za důvěryhodné jsme přistoupili k jejich vyhodnocení. Jedním ze sledovaných parametrů byl hmotnostní průtok a jeho procentuální poměr k nominálnímu průtoku určenému z tepelné bilance. Přehled těchto srovnání pro oba dva počítané stupně a pro všechny varianty geometrií je vidět tab. 4 a v tab. 5. Je vidět, že jsme dvakrát výrazně otevírali výstupní úhel pro dosažení přesnější velikosti průtočného množství. Mezi třetí a čtvrtou variantou výpočtu již došlo pouze k natočení vstupního úhlu lopatek, ten neovlivnil velikost hrdla, a proto zůstaly hmotnostní toky zachovány. Mohli bychom sice pokračovat v upřesňování, ale musíme vzít v úvahu existenci výpočetní chyby. Ta je uvažovaná až do velikosti jednoho procenta, a proto jsou další úpravy geometrie zbytečné.

předposlední stupeň	nominální	1. varianta	2. varianta	3. varianta	4. varianta
hmotnostní průtok [%]	100,00	97,70	99,00	100,16	100,16

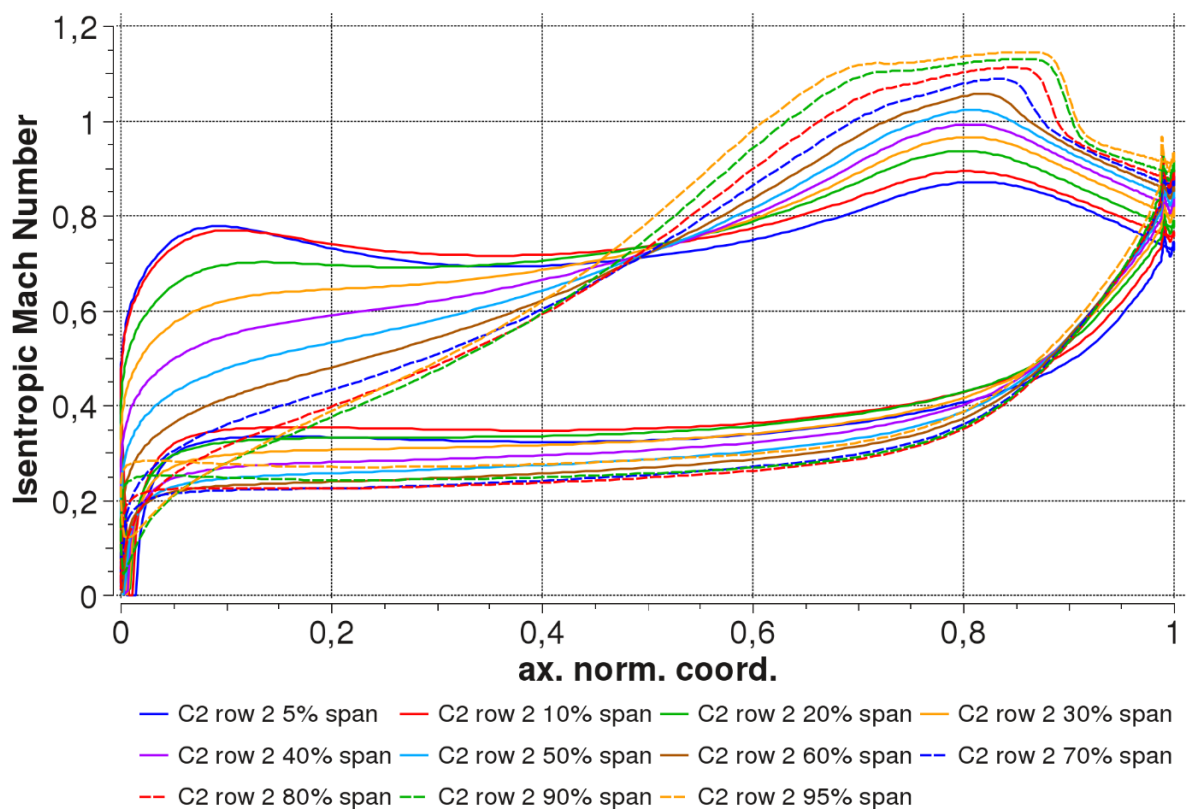
tab. 4 srovnání hmotnostních průtoků pro předposlední stupeň

poslední stupeň	nominální	1. varianta	2. varianta	3. varianta	4. varianta
hmotnostní průtok [%]	100,00	98,72	98,99	100,19	100,17

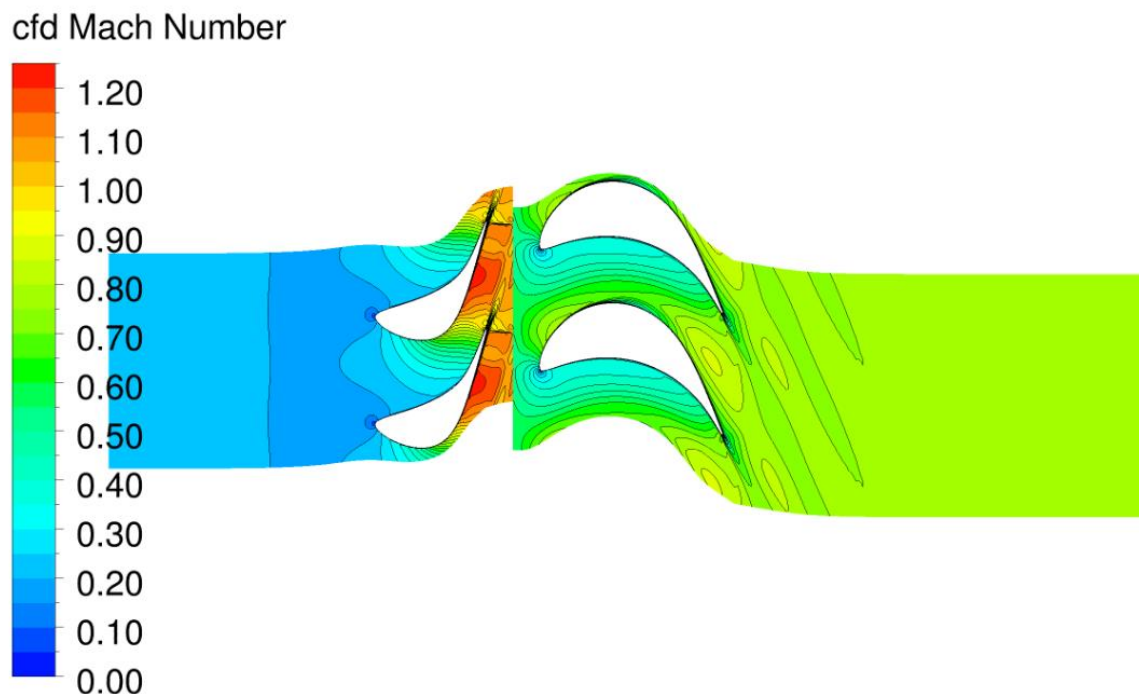
tab. 5 srovnání hmotnostních průtoků pro poslední stupeň

Na Obr. 19 vidíme průběhy isoentropického machova čísla po podtlakové a přetlakové straně. Průběhy jsou vykresleny různými barvami pro několik řezů po výšce lopatek. Rozdíl mezi rychlostmi po stranách profilů oběžné lopatky dokazuje, že je zde i rozdíl mezi tlaky na obou stranách profilů. Horní křivky mají vyšší rychlost a vypovídají o nižším tlaku na podtlakové straně profilu. Tento vzniklý tlakový rozdíl potom vede k silovému účinku na lopatku, který vytváří kroutící moment. Ten spolu s počtem otáček určuje výkon stupně. Z Obr. 19 je patrné, že většina profilů po výšce lopatky má dobrý tah. Problém je zde se špičkovými profily, které jsou na obrázku reprezentovány řezy ve výšce devadesát pět, devadesát a osmdesát procent. Na nich je patrné, že rychlosti jsou na první desetinu profilu prohozeny a to způsobuje otočený směr silového účinku, který nám ubírá výkon stupně. Důvod takového rozložení rychlostí je dobře patrný na druhém ze dvou následujících obrázků Obr. 20 a Obr. 21. Na těchto konturách Machova čísla můžeme zkontrolovat polohu stagnačního bodu, tedy místa, na kterém je proud zastaven až na nulovou rychlost. Je vhodné, aby se toto místo nalézalo přesně na náběžné hraně profilů. V tomto případě je stagnační bod umístěn na hřbetu profilu. Jde tedy o zápornou incidenci. Proto bude potřeba úprava geometrie.

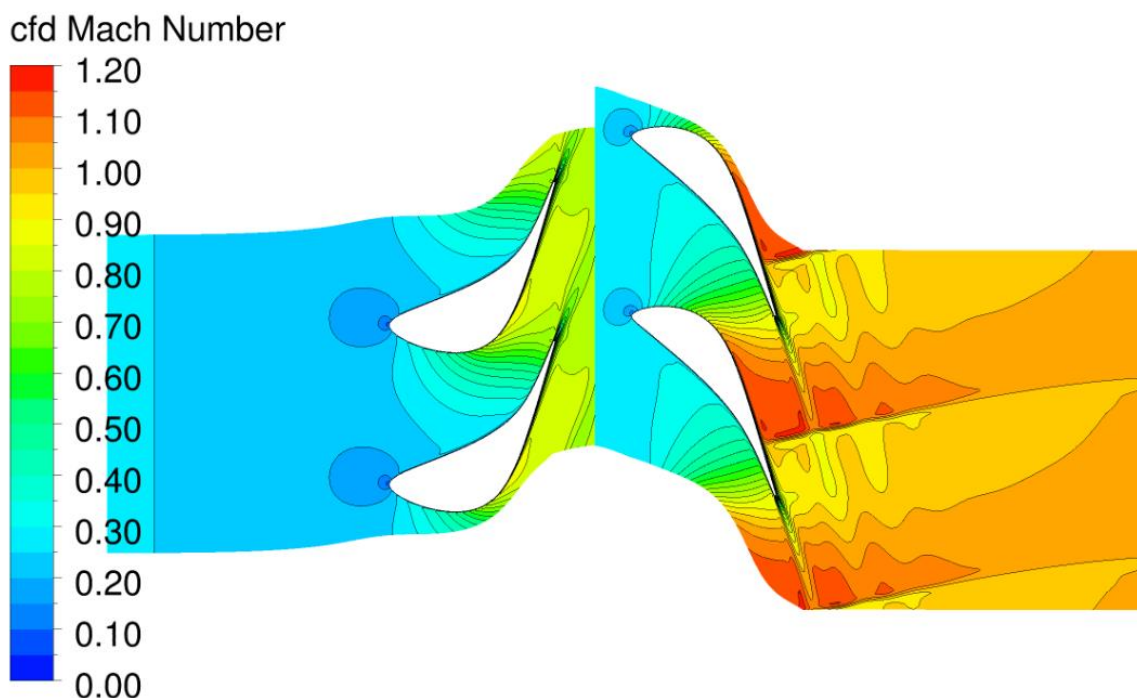
Další z nepříjemných vlastností těchto profilů je přerychlení na hřbetu patního profilu lopatky. To způsobuje pokles rychlosti na hřbetu profilu. Nižší rychlost je spojená s růstem mezní vrstvy v daném místě. Větší mezní vrstva vede ke zvýšení ztrát. Řešení tohoto průběhu vyžaduje přidání materiálu na podtlakovou stranu v blízkosti náběžné hrany. Toto řešení ale nebylo možné kvůli udržení nízké hmotnosti lopatky, tím i mezního pevnostního namáhání závěsu.



Obr. 19 první varianta - průběhy isoentropického Machova – předposlední stupeň



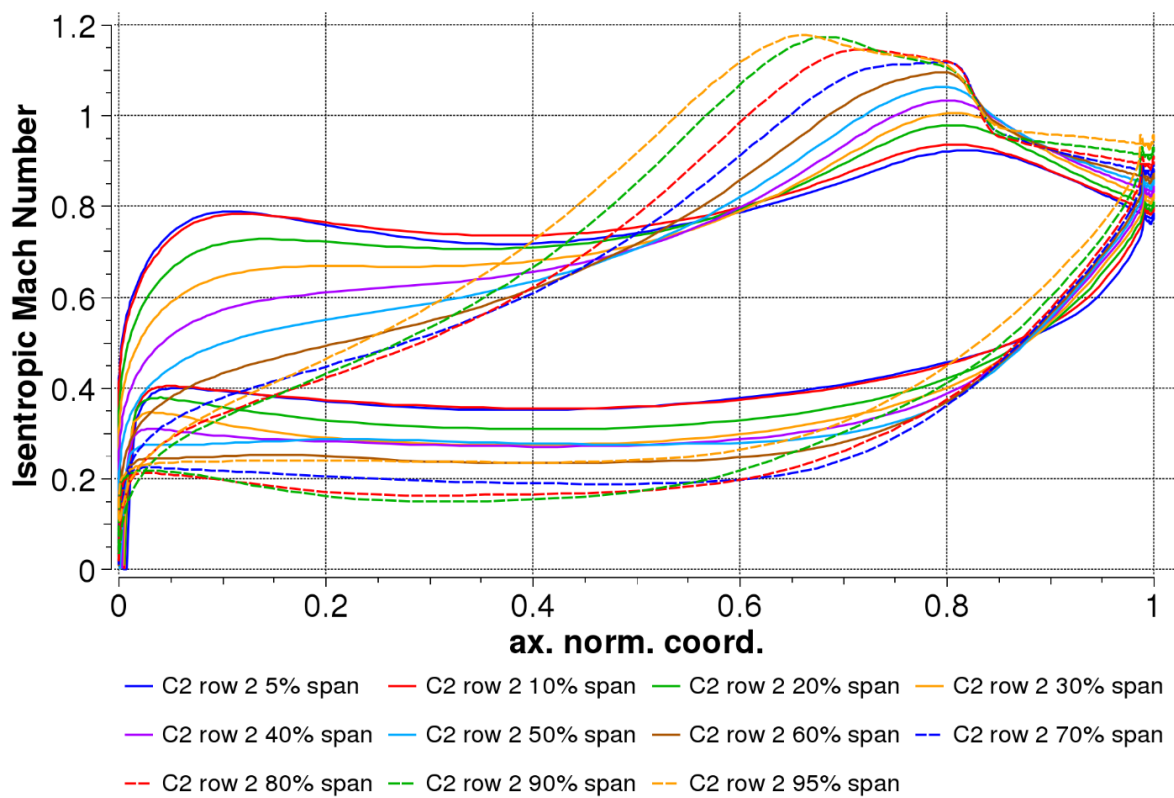
Obr. 20 první varianta – kontury Machova čísla – předposlední stupeň – pata



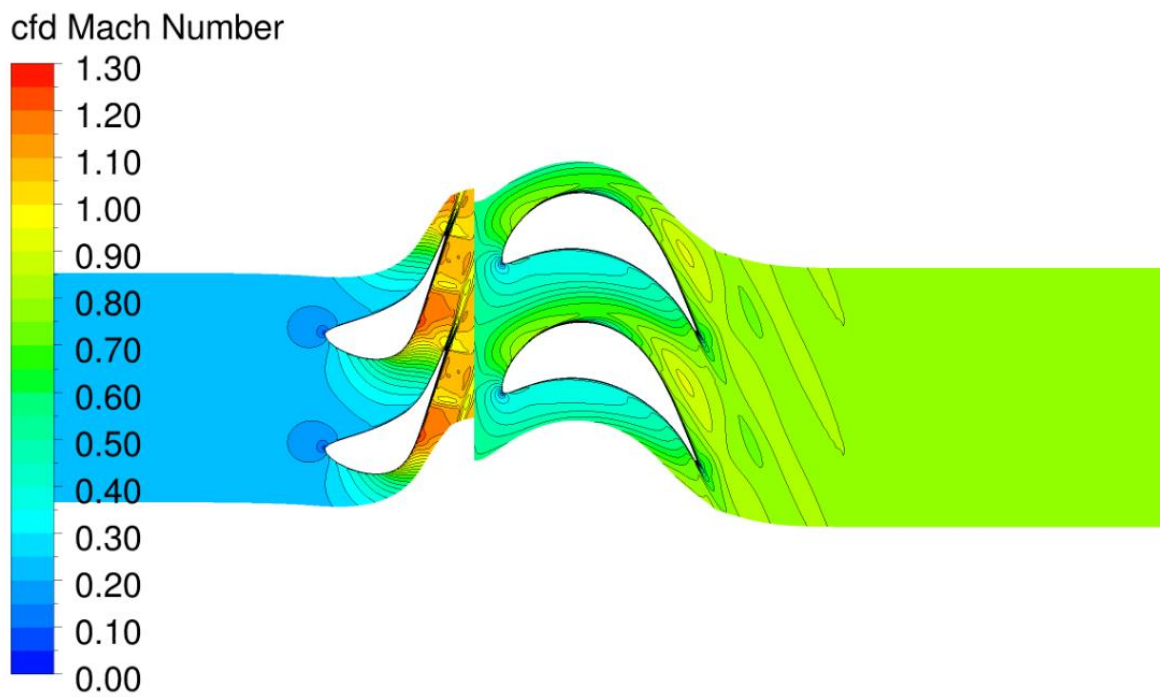
Obr. 21 první varianta – kontury Machova čísla – předposlední stupeň – špička

Na Obr. 22 je vidět rozložení Machova čísla po profilech finální geometrické varianty, která byla postupně upravována jak z hlediska průtočného množství, tak z hlediska incidence proudu. Finální varianta výrazně snížila záporný tah profilů na špičce lopatky. Je třeba poznamenat to, že výpočet provádíme pro nominální parametry. Na nich je potřeba mít nastavenou nulovou incidenci. Tím se vytvoří mírný rozsah necitlivosti na malé změny výkonu. Je ale samozřejmé, že provozování turbíny na parametrech výrazně se lišících od nominálních způsobí zvýšení incidence a ztrát. Pokles výkonu turbíny vyvolaný změnou parametrů bude tedy zesílen. Došlo i k mírnému zmenšení přerychlení na hřbetě patního profilu.

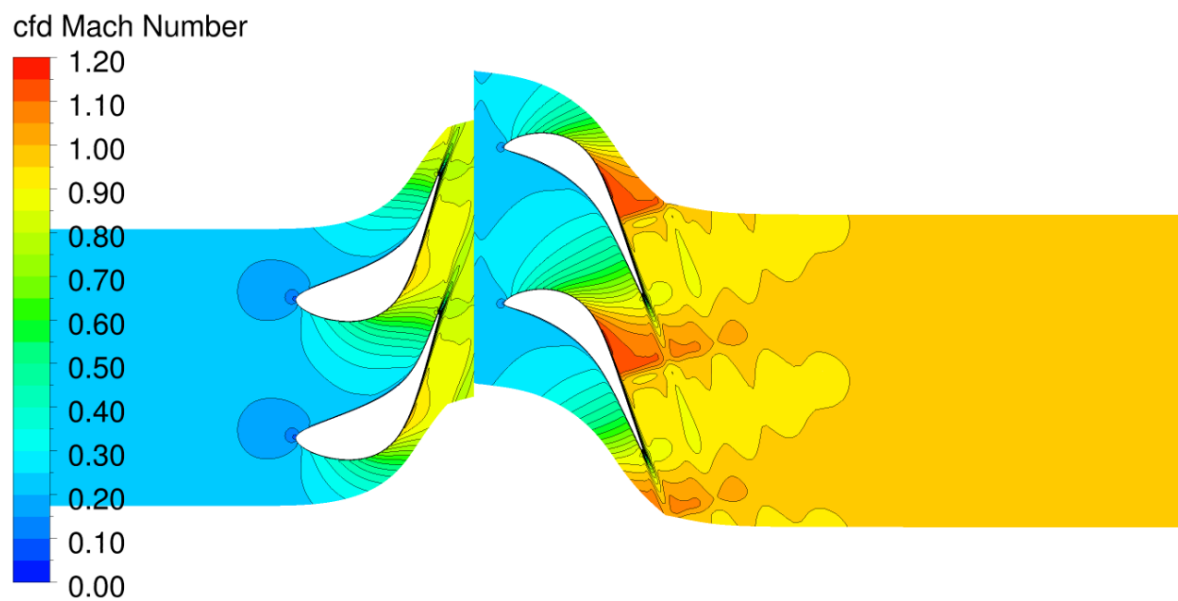
Průběhy Machova čísla a kontury pro dvacátý pátý stupeň jsou velmi podobné, a proto nejsou zobrazeny v samotné práci. Jsou ale součástí příložené dokumentace. Stejně tak jsou součástí zmíněné dokumentace všechny výstupy ze všech geometrických variant počítaných v CFD.



Obr. 22 finální varianta - průběhy isoentropického Machova čísla - předposlední stupeň



Obr. 23 finální varianta – kontury machova čísla - předposlední stupeň – pata



Obr. 24 finální varianta – kontury machova čísla - předposlední stupeň – špička

7. PEVNOSTNÍ KONTROLA OBĚŽNÉ LOPATKY

7.1 Výpočet namáhání paty oběžné lopatky na šikmý ohyb

Patní profil oběžné lopatky je namáhán na ohyb. Ohybové napětí je vyvoláno přenášením výkonu, změnou hybnosti páry na oběžném kole v axiálním směru a přetlakem na jednu rozteč lopatek. Síla od výkonu působí čistě v obvodovém směru. V axiálním směru působí obě dvě zbývající síly. Napětí samotné se vypočte rovnicí 8. V rovnici vystupuje moment vyvolaný celkovou působící silou na rameni, které je rovno polovině délky lopatky. Tento moment je vyjádřen rovnicí 9. Celkovou sílu musíme vektorově složit dle rovnice 10. Celková síla, která má obecný směr, je složena ze síly axiální (F_A) a síly obvodové (F_U). Na obvodové síle se dle rovnice 11 podílí výkon stupně (P), obvodová rychlost (u) a počet lopatek (z). Síla axiální je vypočtena rovnicí 12 a je rovna součtu dvou složek a to jedné od změny hybnosti v axiálním směru a druhé od přetlaku působícího na jednu lopatkovou rozteč. Pro výpočet těchto dvou složek jsme použili rovnice 13 a 14, do kterých jsme dosadili velikosti tlaků a rychlostí na středním řezu lopatkou.

$$\sigma = \frac{M_O}{W_{min}} \text{ [MPa]} \quad 8$$

$$M_O = F_C \frac{L}{2} \text{ [Nm]} \quad 9$$

$$F_C = \sqrt{F_U^2 + F_A^2} \text{ [N]} \quad 10$$

$$F_U = \frac{P}{u z} \text{ [N]} \quad 11$$

$$F_A = \overline{F_A} + \overline{\overline{F_A}} \text{ [N]} \quad 12$$

$$\overline{F_A} = \frac{\dot{m}}{z} (c_{1A} - c_{2A}) \text{ [N]} \quad 13$$

$$\overline{\overline{F_A}} = \Delta p L \frac{\pi D_S}{z} \text{ [N]} \quad 14$$

Kde:

σ	napětí
M_O	ohybový moment
W_{min}	minimální ohybový modul patního profilu lopatky
F_C	celková síla působící na lopatku
L	délka lopatky
F_U	obvodová síla působící na lopatku
F_A	axiální síla působící na lopatku
P	výkon přenášený stupněm
u	obvodová rychlost
z	počet oběžných lopatek
\dot{m}	hmotnostní průtok
c_{1A}	axiální rychlost vstupující do oběžné mříže
c_{2A}	axiální rychlost vystupující z oběžné mříže
Δp	tlakový spád na oběžnou mříž
D_S	průměr ke středu oběžné lopatky

Napětí se z důvodu bezpečnosti i jednoduchosti počítá pomocí minimálního ohybového modulu daného patního profilu. Bezpečnost metody je dána tím, že pro skutečný směr ohýbání lopatky bychom mohli použít Ohybový modul v příslušném směru, který musí být vyšší, a tím bychom dosáhli nižšího napětí. V praxi se napětí počítá právě jako podíl momentu k odpovídajícímu ohybovému modulu.

Napětí se vypočítala pro patní profily poslední i předposlední lopatky. Tyto lopatky jsou sice geometricky totožné, ale namáhány jsou rozdílným výkonem, přetlakem, mřížemi protéká rozdílný hmotnostní průtok, a to ještě při rozdílných rychlostech. Zmíněné skutečnosti způsobí dosazení rozdílných hodnot do rovnic 11 až 14.

Menší napětí proto vychází na poslední lopatce. Výsledné hodnoty jsou velice nízké v porovnání se základním dovoleným napětím. Základní dovolené napětí materiálu bychom ale mohli uvažovat jen v případě statického namáhání, jako je odstředivá síla od rotace. Lopatky v parní turbíně jsou proudem páry namáhány dynamicky, a proto musíme vypočítané napětí srovnávat s dovoleným napětím pro vysokocyklické namáhání. Vypočtené hodnoty vyhověly běžným napěťovým limitům používaným v Doosan Škoda Power. V porovnání s dovolenými hodnotami dosáhla vypočítaná napětí 72% v případě předposlední lopatky a 31% v případě poslední lopatky.

7.2 Výpočet statického namáhání paty a závěsu oběžné lopatky od odstředivé síly

Oběžná lopatka je usazena na závěsu označovaném díky svému tvaru jako vidličková nožka. Volbu rozměrů tohoto závěsu jsme provedli podle následujících předpokladů. Délka válcové plochy závěsu v obvodovém směru musí odpovídat podílu obvodu kružnice na uvažovaném patním průměru lopatky a počtu lopatek, tím se zajistí vzájemné zapření vidličkových nožek v obvodovém směru. Axiální délka válcové plochy se volí podle axiální délky patního profilu lopatky, ke které se musí připočítat délka pro přechodový rádius mezi listem lopatky a válcovou plochou. Přechodový rádius je po celém obvodu patního profilu, proto jej musíme při výpočtu axiální délky závěsu přičíst dvakrát. Námí vytvářená lopatka je osazena nevázanou bandáží. Její axiální délka je opět volena podle axiální délky špičkového profilu. Obvodová délka plochy, která na špičce není válcová, ale kuželová, musí být dostatečně široká, aby pokryla celý špičkový profil, a zároveň nesmí být tak široká, aby se jednotlivé bandáže vzájemně nevázaly. Jinak by byla porušena podmínka nevázané bandáže, pro kterou jsme zvolili níže zmíněné provedení výpočtu vlastní frekvence. Do tohoto výpočtu také vstupuje hmotnost bandáže, kterou můžeme mírně měnit výškou bandáže.

Statické namáhání na tah je vyvoláno odstředivou silou rotující hmoty. Rotující hmotu představuje lopatka, její bandáž a závěs lopatky. Zavěšení lopatky je realizováno zakolíkovaním vidličkové nožky. Každá zatěžovaná plocha tohoto závěsu je namáhána silou rovnající se násobku hmotnosti rotujícího tělesa na poloměru převyšujícím poloměr zatěžovaného řezu (m), vzdálenosti mezi osou rotace a těžištěm rotující hmoty (r) a druhé mocnině úhlové rychlosti (ω).

Lopatka má obecnou plochu, proto není jednoduché určit její objem, tedy hmotnost a její těžiště. Výpočet je naznačen na Obr. 25. Lopatku jsme rozdělili devatenácti řezy vzdálenými o konstantní délku a tím vzniklo osmnáct částí lopatky. Hmotnost každé části se vypočetla rovnicí 18, jako násobek objemu části a hustoty materiálu. Objem části byl vždy rovnicí 19 počítán jako průměr jeho omezujících ploch násobený vzdáleností těchto ploch. Následně jsme rovnicemi 20 a 21 určili pozici těžiště listu lopatky.

$$n = 5500 \text{ [ot/min]} \quad 15$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \text{ [rad/s]} \quad 16$$

$$F = mr\omega^2 \text{ [N]} \quad 17$$

$$m_i = V_i \rho_{\text{lopatky}} \text{ [kg]} \quad 18$$

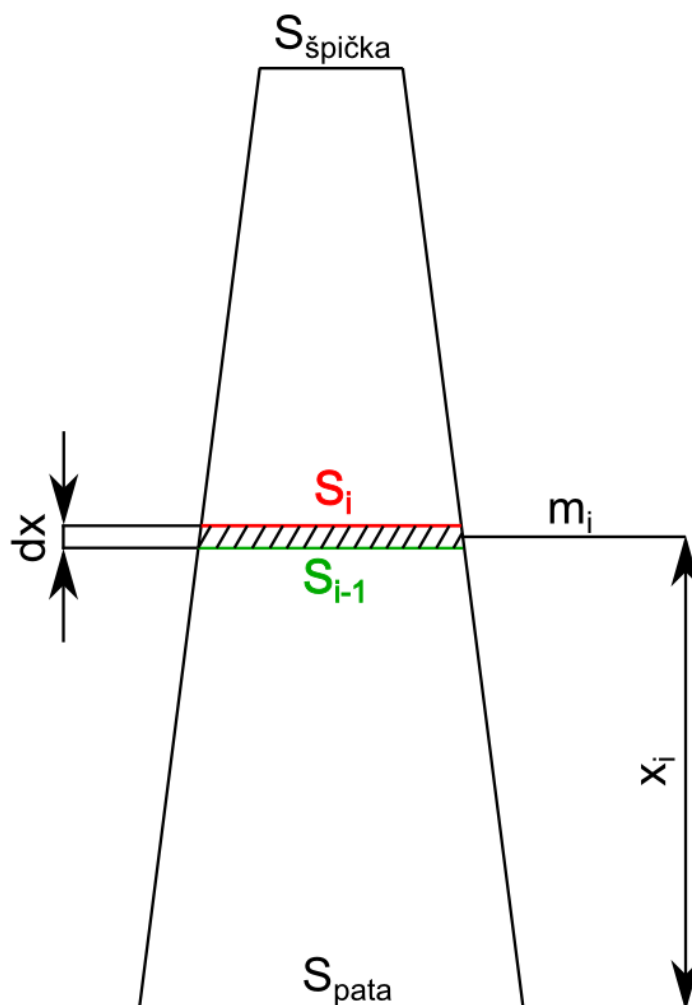
$$V_i = \frac{(S_i + S_{i-1})}{2} dx \text{ [kg]} \quad 19$$

$$m x_T = \sum_{i=1}^{18} m_i x_i \quad 20$$

$$x_T = \frac{\sum_{i=1}^{18} m_i x_i}{m} \text{ [m]} \quad 21$$

Kde:

n	otáčky rotoru
ω	úhlová rychlost
F	odstředivá síla
m	hmotnost lopatky
r	poloměr rotující hmoty (lopatky)
m_i	hmotnost i-té části lopatky
V_i	objem i-té části lopatky
ρ_{lopatky}	hustota materiálu lopatky
S_i	plocha i-tého řezu lopatkou
S_{i-1}	plocha řezu lopatkou pod i-tým řezem
dx	výška počítaného objemu
x_T	vzdálenost těžiště lopatky od její paty
x_i	vzdálenost i-té části lopatky od její paty



Obr. 25 výpočet hmotnosti a těžiště lopatky

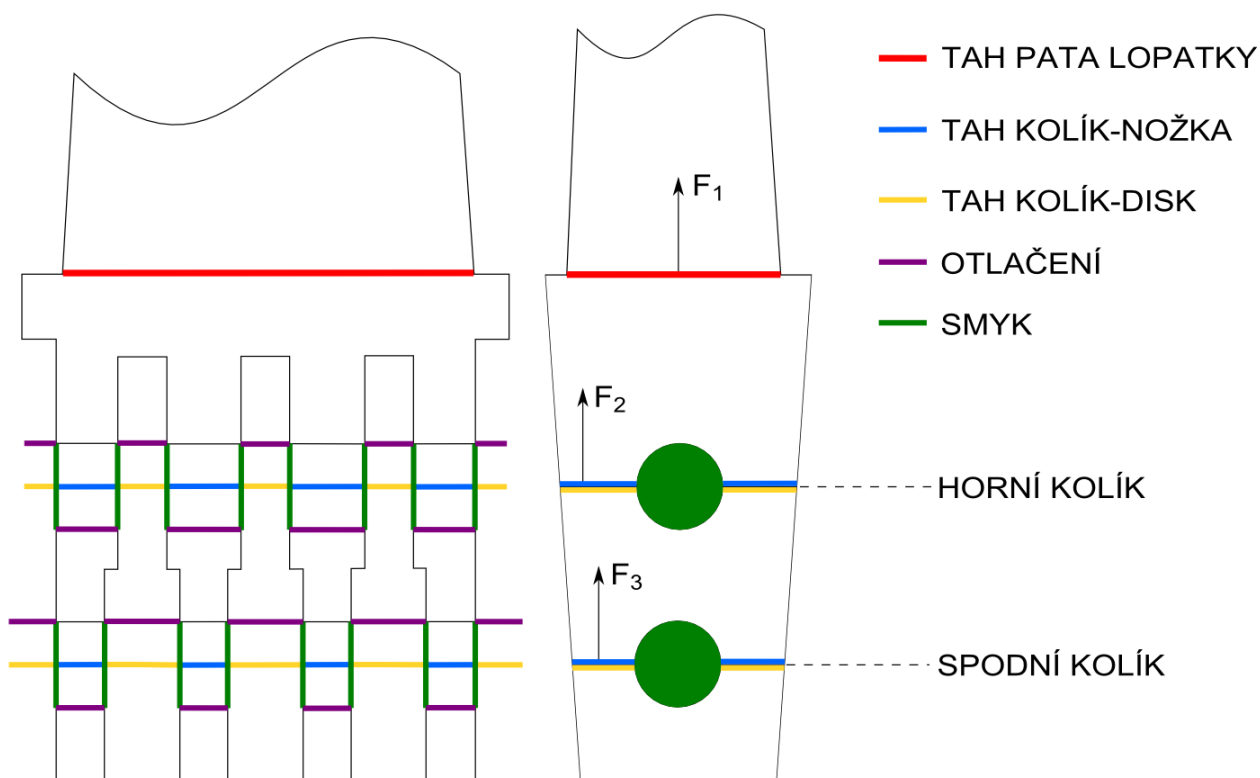
V závislosti na poloměru zatěžovaného řezu lopatky a nožky tedy vypočteme odstředivé síly uvedené v tab. 6. Tyto síly jsou následně používány při výpočtu namáhání jednotlivých zatěžovaných ploch lopatky a jejího závěsu. Přičemž je zvykem u lopatek vyhodnocovat napětí v patním profilu lopatky. Skutečně nejvyšší namáhání ale může vznikat i v profilech nad tím patním. To proto, že plocha profilu se může v některých případech zmenšovat rychleji, než ubývá hmotnost lopatky nad daným profilem, a tedy i síla působící na daný profil. K tomuto jevu dochází především u koncových lopatek kondenzačních turbín.

značení	popis	síla [N]
F	celková síla	283316
F ₁	síla od lopatky a bandáže	212196
F ₂	síla od lopatky, bandáže a horní části nožky	252692
F ₃	síla od lopatky, bandáže, horní a střední části nožky bez poloviny celkové síly	131226

tab. 6 síly pro finální variantu

Vyjmenované síly zatěžují několik průřezů, jejich pozice jsou vysvětleny na Obr. 26. Na obrázku je vidět část oběžné lopatky a vidličková nožka, která je kolíkem fixována k disku rotoru. Výpočet zahrnuje i sílu vyvolanou bandáží oběžné lopatky, její těžiště se uvažuje na konci lopatky. Z již známých velikostí sil a ploch se vypočítají hodnoty napětí v tahu, smyku a otláčení jako podíly sil a zatěžovaných ploch. Zatěžované plochy jsou znázorněny na Obr. 26. Napětí se porovnají s dovolenými hodnotami napětí, které jsou určeny podle zvoleného materiálu, viz tab. 7. Tyto výpočty byly provedeny několikrát, to proto, že během životnosti turbíny je použito několik průměrů kolíků. Průměr kolíku se mění při každé generální opravě turbosoustrojí. Ve většině případů je možné převrtat díru kolíku třikrát. Větší počet převrtání není možný, protože dojde k nepřijatelnému zmenšení namáhaných ploch disku rotoru. Při všech variantách musí být udržena daná bezpečnost, tedy poměr mezi napětím dovoleným a napětím vznikajícím v zatížených plochách nožky a rotoru. Výše těchto bezpečností ovšem vychází ze zkušeností výrobce a nelze ji publikovat [2].

V kapitole s aerodynamickým návrhem rozváděcí a oběžné lopatky jsme se odvolávali právě na tuto kapitolu, ze které jsme zjistili hmotnost, o kterou musíme lopatku odlehčit pro to, aby vyhověla z pevnostního hlediska. Tím jsme získali informace o potřebném zmenšení ploch jednotlivých profilů.



Obr. 26 zatěžované plochy)

Napětí je počítáno pro plochy naznačené na Obr. 26. Patní profil značený červeně je namáhán na tah silou vyvolanou hmotností lopatky a bandáže, která je značena jako F_1 . Na tah jsou namáhány i modře a žlutě značené plochy, které představují namáhané průřezy nožky a disku rotoru. Tyto plochy jsou zatěžovány silou F_2 v případě horního kolíku a silou F_3 v případě spodního kolíku. Sílu F_3 uvažujeme menší o polovinu celkové síly, toto odlehčení je možné uvažovat díky přítomnosti horního kolíku. Dále jsou plochy namáhány na otláčení, kdy celkovou odstředivou silou působíme na fialově označené plochy nožky a disku rotoru. Posledním namáháním je to na střih, kdy zeleně označené plochy zatěžujeme celkovou silou. Výsledky těchto výpočtů jsou v tab. 8 a tab. 9, jsou vyjádřeny v poměru k dovolenému namáhání, které bylo určeno podle limitů v Doosan Škoda Power.

$$\sigma_{TAH} = \frac{F}{A} \quad 22$$

$$\tau_{SMYK} = \frac{F}{A} \quad 23$$

$$\sigma_{OTLAČENÍ} = \frac{F}{A} \quad 24$$

Kde:

σ_{TAH}	tahové napětí
τ_{SMYK}	smykové napětí
$\sigma_{OTLAČENÍ}$	napětí na otláčení
F	síly působící na zatěžované plochy
A	zatěžované plochy

těleso	materiál	dovolené napětí [MPa]
lopatky	X12CrNiMo12	750 (při 100 °C)
rotor	27NiCrMoV15-6	650 (při 100 °C)

tab. 7 dovolené napětí materiálů

druh napětí	zatěžovaná plocha	poměr k dovolenému napětí
tah	pata lopatky	90.6%
	horní kolík - nožka	94.2%
	spodní kolík - nožka	78.4%
	horní kolík - disk	48.9%
	spodní kolík - disk	72.9%
smyk	kolíky	97.9%
otlačení	disk	73.2%
	nožka	92.6%

tab. 8 finální varianta - první kolík

druh napětí	zatěžovaná plocha	poměr k dovolenému napětí
tah	pata lopatky	90.6%
	horní kolík - nožka	99.3%
	spodní kolík - nožka	83.2%
	horní kolík - disk	51.6%
	spodní kolík - disk	77.3%
smyk	kolíky	80.3%
otlačení	disk	66.3%
	nožka	83.9%

tab. 9 finální varianta - poslední kolík

Pro ilustraci důležitosti odlehčení lopatky při její tvorbě je v tab. 10 a tab. 11 ukázáno napětí v první variantě oběžné lopatky, které je opět vyjádřeno v poměru k dovolenému namáhání, které bylo určeno podle limitů v Doosan Škoda Power. Tato původní geometrie pevnostně nevyhověla z důvodu její výrazně vyšší hmotnosti.

druh napětí	zatěžovaná plocha	poměr k dovolenému napětí
tah	pata lopatky	102.8%
	horní kolík - nožka	105.3%
	spodní kolík - nožka	87.1%
	horní kolík - disk	54.5%
	spodní kolík - disk	81.3%
smyk	kolíky	113.5%
otlačení	disk	84.9%
	nožka	107.4%

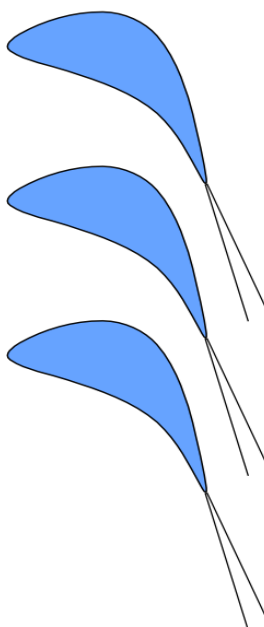
tab. 10 první varianta - první kolík

druh napětí	zatěžovaná plocha	poměr k dovolenému napětí
tah	pata lopatky	102.8%
	horní kolík - nožka	110.7%
	spodní kolík - nožka	92.1%
	horní kolík - disk	57.3%
	spodní kolík - disk	86.0%
smyk	kolíky	93.1%
otlačení	disk	76.9%
	nožka	97.2%

tab. 11 první varianta - poslední kolík

7.3 Dynamika oběžné lopatky

Lopatky turbíny jsou usazeny na rotoru s vysokými otáčkami a navíc jsou zatěžovány úplavy vzniklými konečným počtem dýz v předcházející mříži. Z toho plyne nutnost zkontrolovat, zda se budící frekvence neshodují s vlastními frekvencemi lopatek, aby nedošlo k rezonanci lopatek. Vhodný postup pro analytické vyhodnocení chvění lopatek je v [3]. Budící síly jsou síly periodicky se měnící. Jako první vyčíslíme dýzovou budící frekvenci f_D , úplav vznikající za odtokovou hranou lopatky je vidět na Obr. 27 a je přítomný za každou lopatkou v podobě úzkého pruhu se sníženou rychlostí za odtokovou hranou. Dýzovou budící frekvenci f_D zjistíme z počtu lopatek (z) a otáček za minutu (n).



Obr. 27 buzení úplavem

$$f_D = \frac{n z}{60} \quad 25$$

$$f_N = \frac{n k}{60} \quad 26$$

Kde:

f_D	dýzová budící frekvence
f_N	frekvence budících sil od nerovnoměrnosti rozložení tlaku
n	otáčky rotoru
z	počet lopatek statorové mříže
k	číselná řada

Po dýzovém buzení se musíme věnovat také budícím silám od nerovnoměrného rozložení tlaků v tělese turbíny f_N . Tyto síly reprezentují vliv nerovnoměrností proudu, přítomnosti odběrů, nepřesností rozměrů kanálů v dělicí rovině, případně jsou dány samotnou nepřesností výroby a montáže rozváděcích lopatek do disků. Vliv na posledním stupni před výstupem z tělesa mají i žebra držící ložisko rotoru a žebra vyztužující těleso. Ve výpočtu se (k) uvažuje jako řada čísel 1,2,3,4 atd. Výsledné hodnoty frekvencí jsou uvedeny na konci kapitoly.

Budící frekvence musíme porovnat s vlastními frekvencemi lopatky. Jejich zjištění je značně složité i proto, že se jedná o výrazně zkroucenou lopatku, která má po výšce se měnící průřez i moment setrvačnosti. Dnes představuje nejpřesnější způsob jejího zjištění aplikace metody konečných prvků. Pokud nemáme tuto podporu, musíme se spokojit s jednou z analytických metod. Dostupná literatura [3] nabízí pro lopatky s proměnným průřezem dvě možnosti. První a jednodušší metoda Šnejdmanovo přiznává určitou výpočetní chybu v rozsahu $\pm 3,5$ %. Za její hlavní nedostatek však považuji to, že pracuje s pravděpodobně empiricky určeným koeficientem, který tuto metodu činí neprůhlednou. Zvolili jsme druhou nabízenou metodu Rayleighovo. Ta je sice náročnější, ale přesnější a neobsahuje empirické hodnoty. Uvažuje se pevné vetknutí lopatky na jejím patním profilu, který je upevněn k disku rotoru. Vlastní frekvence se určí z podmínky v rovnici 27, která říká, že součet energií potenciální napjatosti v krajní poloze kmitu (E_P) a práce (E_0) vykonaná odstředivou silou po dráze mezi rovnovážnou a krajní polohou kmitu (Δ) je rovna kinetické energii lopatky (E_K) při průchodu rovnovážnou polohou. Dosazením rovnic 28 až 30 do rovnice 27 a jejím zjednodušením získáme vzorec pro vlastní frekvenci lopatky 31.

$$E_K = E_P + E_0 \quad 27$$

$$E_K = \frac{\rho \omega^2}{2} \int_0^l A(x) y^2 dx \quad 28$$

$$E_P = \frac{1}{2} \int_0^l \frac{M^2(x)}{E J(x)} dx = \frac{E}{2} \int_0^l J(x) y'^2 dx \quad 29$$

$$E_0 = \frac{\rho \omega^2}{2} \int_0^l A(x) (r_1 + x) dx \int_0^x y^2 dx \quad 30$$

$$f_d^2 = \frac{E}{\rho 4\pi^2} \frac{\int_0^l J(x) y'^2 dx}{\int_0^l A(x) y^2 dx} + \frac{\omega^2}{4\pi^2} \frac{\int_0^l A(x) (r_1 + x) dx \int_0^x y^2 dx}{\int_0^l A(x) y^2 dx} \quad 31$$

Rovnice uváděné v literatuře byly navrženy pro lopatky bez bandáže. Navrhovaná oběžná lopatka je ovšem osazena bandáží, a proto bylo potřeba uvažovat ve výpočtu také složky energie vyvolané hmotou bandáže. Tyto složky jsou popsány rovnicemi 32 a 33. Zpřesnění originálních rovnic bylo potom provedeno pomocí tří korekcí, které jsou uvedeny v rovnicích 34 a 35.

$$E_{Kband} = \frac{1}{2} M_{band} \dot{y}^2(l) = \frac{1}{2} M_{band} y^2(l) \omega^2 \quad 32$$

$$E_{Pband} = M_{band} r_{band} \omega^2 \Delta = M_{band} r_{band} \omega^2 \int_0^l \frac{y^2}{2} dx \quad 33$$

$$korekce1 = korekce3 = V_{band} L^{2n} \quad 34$$

$$korekce2 = V_{band} r_{band} \frac{n^2}{2n-1} L^{(2n-1)} \quad 35$$

Výchylka lopatky po délce se předpokládá ve tvaru rovnice 36, její derivace jsou potom vyjádřeny jako rovnice 37 a 38. Po dosazení výchylky a korekcí do původní rovnice vlastní frekvence vznikne rovnice 39. Je tedy potřeba určit koeficient (n). Metoda předpokládá, že hodnota tohoto koeficientu se nalezne z podmínky extrému funkce, tedy rovnicí 40. Tento extrém funkce jsme našli numericky. Průběh hodnot funkce v závislosti na koeficientu n je vidět na Obr. 28. Vytvořený výpočetní kód je k nahlédnutí v příloze.

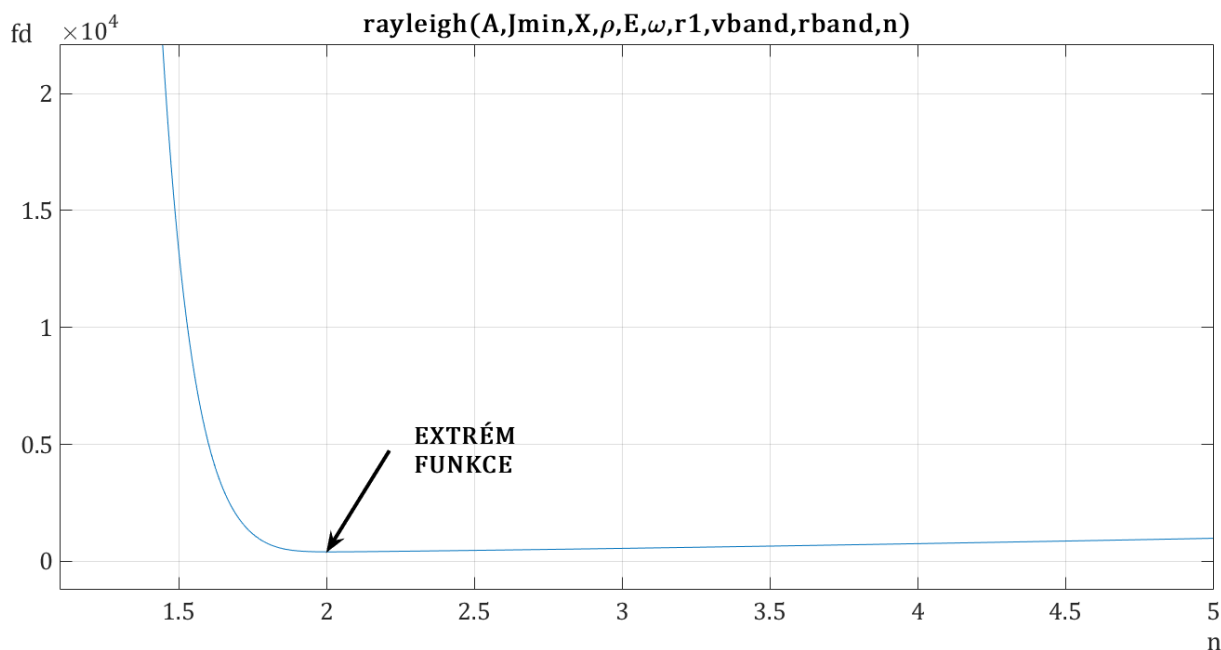
$$y = a x^n \quad 36$$

$$y' = n a x^{n-1} \quad 37$$

$$y'' = n(n-1)a x^{n-2} \quad 38$$

$$f_d^2 = \frac{E}{\rho 4 \pi^2} \frac{\int_0^l J(x) (n^2 - n)^2 x^{2(n-2)} dx}{\int_0^l A(x) x^{2n} dx + V_{band} L^{2n}} + \frac{\omega^2}{4 \pi^2} \frac{\int_0^l A(x) (r_1 + x) \frac{n^2}{2n-1} x^{2(n-1)} dx + V_{band} r_{band} \frac{n^2}{2n-1} L^{(2n-1)}}{\int_0^l A(x) x^{2n} dx + V_{band} L^{2n}} \quad 39$$

$$\frac{df_d}{dn} = 0 \quad 40$$



Obr. 28 hledání extrému funkce vlastní frekvence

Teoretická vlastní frekvence má dle výpočtu hodnotu 416,6088 [Hz]. Z této hodnoty lze pomocí koeficientů a_{in} z literatury dopočítat vyšší harmonické frekvence.

a_{in}	harmonické frekvence [Hz]
0.56	416.6088
3.51	2611.2444
9.82	7305.5329

tab. 12 harmonické frekvence lopatky

označení frekvence	frekvence [Hz]
f_d pro stupeň 24	6233.3333
f_d pro stupeň 25	6416.6667
f_N pro k=1	91.6667
f_N pro k=2	183.3333
f_N pro k=3	275.0000
f_N pro k=4	366.6667
f_N pro k=5	458.3333
f_N pro k=6	550.0000
f_N pro k=7	641.6667

tab. 13 výpis budících frekvencí

Srovnáním vypočtených frekvencí zjistíme, že nejbližší je frekvence dýzového buzení k třetí harmonické frekvenci. Třetí harmonická frekvence u volného konce lopatky ovšem odpovídá třetímu řádu frekvence. Ta by vytvořila po délce listu tři oblasti s opačnou fází pohybu.

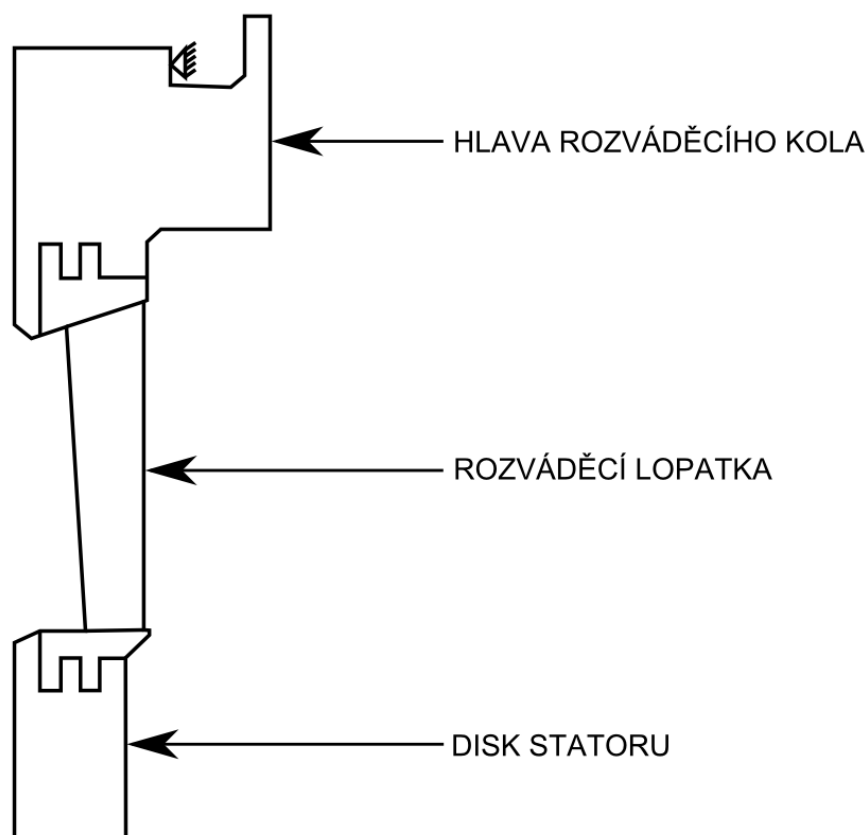
Dýzové buzení je ale charakteristické napět'ovými pulsy přicházejícími v jednom směru a působícími po celé délce listu v jedné fázi pohybu, proto jeho vlivem nemůže být třetí harmonická frekvence výrazně vybudena. Druhé nebezpečné frekvenční pásmo je mezi první harmonickou frekvencí a pátým násobkem frekvence od nerovnoměrnosti rozložení tlaku. Rozdíl frekvencí je zde ovšem 10%, což se dá považovat jako zcela dostatečná rezerva pro pokrytí případných výpočetních nepřesností.

8. PEVNOSTNÍ KONTROLA DISKU STATORU A ROZVÁDĚCÍ LOPATKY

8.1 Popis geometrie a namáhání statoru

Rozváděcí lopatka a její připevnění je naznačena na Obr. 29. Lopatka je na obou svých koncích připevněna dvěma takzvanými prsty. U patního profilu lopatky, tedy tomu blíže k rotoru, jsou prsty připevněny v disku statoru. U špičkového profilu lopatky, tedy tomu vzdálenějšímu od rotoru, jsou prsty připevněny do hlavy rozváděcího kola. Pevnostně je potřeba prověřit patní profily lopatek, u kterých budeme kontrolovat napětí. Dále pevnostně ověříme disk statoru, u kterého budeme kontrolovat napětí a průhyb. Celé rozváděcí kolo je sestaveno ze dvou polovin, a to kvůli realizovatelnosti montáže při otevření vnějšího tělesa turbíny v její dělicí rovině. Maximální předpokládané hodnoty napětí a průhybu jsou na Obr. 30 značeny červeným a zeleným bodem.

Rozváděcí lopatky nejsou na rozdíl od oběžných kontrolovány z dynamického hlediska, a proto do návrhu jejich omezujících ploch vstupují pouze prostorové podmínky. Stejně jako u oběžné lopatky je patní omezující plocha válcová a plocha u špičky profilu je kuželová.



Obr. 29 rozváděcí lopatka s diskem a hlavou rozváděcího kola

8.2 Namáhání disku statoru

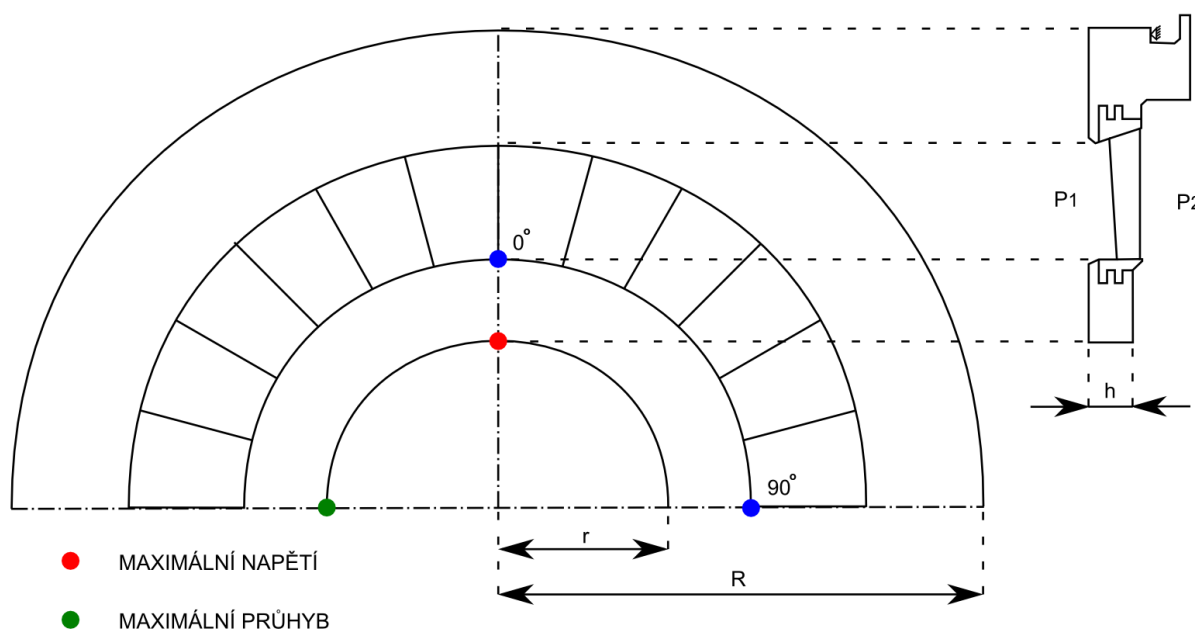
Rozváděcí mříž je usazena ve dvou symetrických polovičních discích. Každý tento půldisk je namáhán přetlakem. Velikost tohoto přetlaku závisí na pozici v průtočné části turbíny. Nejvyšší přetlaky jsou vždy na posledním stupni. Dalším faktorem velikosti přetlaku je úroveň reakce stupně, ta rozhoduje o tom, jak si tlakový spád rozdělí rozváděcí a oběžná mříž. Obě poloviny disku jsou po obvodu zapřeny o zasazení, které se opírá o vnější těleso turbíny. Vnější těleso turbíny je na Obr. 30 znázorněno jako pevný bod. Geometrie disku a kontrolované hodnoty napětí a průhybu jsou nastíněny na Obr. 30. V dnešní praxi se namáhání disků počítá pomocí moderních metod konečných prvků. To by vyžadovalo jeden z finančně náročných komerčních softwarů. Proto opět zvolíme analytickou metodu. Použijeme metodu podle Taylora [4], která používá pro výpočet rovnice 41 a 42. Hodnoty μ_g a ρ_g jsou výpočetní konstanty závislé na geometrii, které je potřeba odečíst z diagramů obsažených ve zmíněné literatuře. Velikost průhybu vypočteme rovnicí 41, kde p je přetlak na rozváděcí mříži a E je Youngův modul. Napětí vypočteme rovnicí 42, kde p je opět přetlak na rozváděcí mříži.

$$f_{MAX} = \mu_g p \frac{R^4}{E h^3} [m] \quad 41$$

$$\sigma_{MAX} = \rho_g p \frac{R^2}{h^2} [MPa] \quad 42$$

Kde:

f_{MAX}	maximální výchylka disku statoru
σ_{MAX}	maximální napětí disku statoru
p	přetlak působící na statorové kolo
R	vzdálenost od osy rotoru k vnějšímu tělesu turbíny
E	Youngův modul
h	šířka disku statoru
μ_g, ρ_g	konstanty závislé na geometrii statorového kola (získány z literatury)



Obr. 30 popis namáhání disku rozváděcí mříže

Provedením výpočtu jsme získali hodnoty vypsané v tab. 15. Získané hodnoty je potřeba posoudit. Velikost průhybu je potřeba mít z konstrukčních důvodů nižší než dva milimetry a velikost napětí udržet nižší než napětí dovolené (σ_{DOV}). Dovolené napětí se vypočte pomocí rovnice 43 a do vztahu je potřeba dosadit mez kluzu zvoleného materiálu při takové teplotě, ve které bude rozváděcí lopatka pracovat, v případě dvacátého čtvrtého stupně uvažujeme teplotu 102°C a pro poslední stupeň teplotu 100°C . Dovolené napětí vypočteme pomocí rovnice 43. A jeho výpis je v tab. 14. Srovnáním získaných hodnot s dovolenými můžeme konstatovat, že disky obou dvou rozváděcích lopatek plně vyhověly.

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_{P\ 0,2}}{1,5} \quad [\text{MPa}] \quad 43$$

Kde:

 σ_{DOV} dovolené napětí disku nebo věnce $R_{P\ 0,2}$ mez kluzu použitého materiálu

materiál	Teplota [$^{\circ}\text{C}$]	dovolené napětí [MPa]
S355J0	102	176
S355J0	100	177

tab. 14 dovolené napětí disku a věnce

Stupeň	f_{MAX} [mm]	σ_{MAX} [MPa]
předposlední	0,21	87,77
poslední	0,08	37,91

tab. 15 maximální průhyb a napětí disku rozváděcích lopatek

8.3 Namáhání rozváděcí lopatky

Kromě disku samotného je nutné zkontrolovat také pevnost samotných rozváděcích lopatek. Jejich největší namáhání se předpokládá v patním průřezu, který má ze všech řezů lopatkou nejmenší plochu i ohybový modul. Výpočet byl proveden interním softwarem vytvořeným Dr. Pavlem Alblem. Tento program využívá analytické metody doc. Jindřicha publikované v [5] Ohybový modul, který zde bereme v úvahu, je vypočtený pro osu Y, to z toho důvodu, že lopatka je namáhána čistě přetlakem. Ohyb je tedy veden pouze v axiálním směru.

Výsledek tohoto výpočtu ukazuje dvě hodnoty namáhání rozváděcích lopatek na ohyb. Napočítané pozice jsou vyznačeny na Obr. 30 modrými body. První z nich je lopatka umístěná v dělicí rovině, značena je modrým bodem a popisem 90°. Očekáváme zde vzhledem k největšímu průhybu větší napětí. Menší napětí je potom očekáváno na pozici označené modrým bodem a popisem 0°. Hodnoty je potřeba opět srovnat s dovoleným napětím vypočteným pomocí rovnice 44. Výpis hodnot je v tab. 16. Můžeme konstatovat, že i samotné lopatky z pevnostního hlediska vyhovují.

$$\sigma_{DOV} = \frac{R_{P\ 0,2}}{1,25} \quad [MPa] \quad 44$$

Kde:

σ_{DOV} dovolené napětí rozváděcí lopatky
 $R_{P\ 0,2}$ mez kluzu použitého materiálu

materiál	Teplota [°C]	dovolené napětí [MPa]
X12Cr13+QT	102	336
X12Cr13+QT	100	336

tab. 16 dovolené napětí rozváděcích lopatek

předposlední	σ_{VYP} [MPa]
0°	34,82
90°	88,42

tab. 17 vypočtené napětí lopatek rozváděcích lopatek

poslední	σ_{VYP} [MPa]
0°	11,48
90°	29,26

tab. 18 vypočtené napětí lopatek rozváděcích lopatek

9. 3D MODEL ROZVÁDĚCÍ A OBĚŽNÉ LOPATKY, VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE

Pro lopatky, které po úpravách prošly proudovou, pevnostní a dynamickou kontrolou jsme vytvořili modely, včetně omezujících ploch. Vytvořené výkresy jedné oběžné a dvou rozváděcích lopatek jsou v příloze této práce. Nejedná se o plnohodnotné výkresy, které jsou připravovány v praxi. Plnohodnotné výkresy dále obsahují základní kóty, podle kterých se volí velikost polotovaru, geometrické tolerance a tolerance drsnosti. Samotná geometrie lopatek je natolik složitá, že je nutné ji do výroby zadávat pomocí prostorových modelů uložených v některém z dnešních CAD formátů.

Tolerance geometrie a drsnosti určují podmínku pro kvalitu vyrobené lopatky a proto zmenšování těchto tolerancí zvyšuje technologickou náročnost pro výrobu, a tedy i výrobní čas a cenu. Pokud by ale byly tolerance nastaveny příliš volně, mohlo by dojít k výrazné změně tvaru, a tedy i chování průtočné části turbíny oproti chování navrhovaného tvaru.

10. ZÁVĚR

Cílem diplomové práce bylo provedení komplexního návrhu nízkotlakého stupně parní turbíny. Zadání bylo vyhotoveno ve společnosti Doosan Škoda Power, která také poskytla jak potřebné softwary, tak důležité rady mnoha odborníků působících v problematice parních turbín. V práci je popsán postup návrhu dvou koncových stupňů, u kterých bylo možno díky velkému odběru páry před posledním stupněm použít totožnou oběžnou lopatku. Byl vypracován stručný úvod popisující charakteristické vlastnosti koncových stupňů a byl popsán postup návrhu, který jsme uplatnili. Průtočná část byla vytvořena s ohledem na nastavení požadovaného průtoku jednotlivými stupni a na jejich reakci. Lopatky pro dva stupně byly nejprve vybrány z interní knihovny společnosti. Při návrhu byl použit dvoudimenzionální proudový výpočet, který sloužil k předběžnému návrhu, ale u koncových stupňů již nedosahoval potřebné přesnosti. Proto bylo potřeba provést sérii přesných CFD výpočtů, pomocí kterých byla změněna geometrie lopatek tak, aby plně vyhovovala nominálnímu provoznímu režimu turbíny. Samotná změna geometrie lopatky probíhala úpravou profilů lopatek ve třech řezech po výšce lopatky a následné interpolace těchto tří profilů do celé délky lopatky. Byl proveden návrh závěsů a bandáží pro rozváděcí i oběžné lopatky s ohledem na pevnost. V případě oběžné lopatky byl návrh bandáže prováděn i s ohledem na dynamické chování.

Klíčovou částí této práce bylo upravení geometrie lopatek tak, aby se zvýšila termodynamická účinnost a aby se snížila hmotnost oběžné lopatky, která rozhoduje o velikosti odstředivé síly, a tedy i o tom, zda lopatka a její závěs vydrží pevnostní namáhání. Šlo tedy o multidisciplinární činnost zahrnující aerodynamické a pevnostní statické i dynamické výpočty provázané s konstrukčními podmínkami.

Přínos práce není jen v tom, že ukazuje návrh dvou koncových stupňů parní turbíny, ale i v tom, že byl vytvořen podklad pro návrh stupňů, které jsou v praxi zapotřebí. Práce popisuje mnoho technických detailů návrhu, které jsou přímo uplatnitelné v praxi při návrhu lopatek a při tvorbě jejich technické dokumentace.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] L. Krajíc, Parní turbíny a příslušenství, 2011.
- [2] Interní Materiály DOOSAN Škoda Power.
- [3] J. Bečvář, Tepelné turbíny.
- [4] V. Taylor, Stress and deflection testing of steam turbine diaphragm, New York: American society of mechanical engineers, 1950.
- [5] Jindřich, Řešení deformace a napjatosti dělených mezistěn, Poděbrady, 1972.
- [6] J. Kadmožka, Tepelné turbíny a turbokompresory I - základy teorie a výpočtů, CERM, 2005, ISBN 9788072043460..
- [7] N. Chen, Aerothermodynamics of Turbomachinery Analysis and Design, Wiley ISBN 978-0-470-82500-6, 2010.
- [8] S. Dixon a C. Hall, Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery, Elsevier ISBN 978-1-85617-793-1, 2010.
- [9] M. Singh, Blade design and analysis for steam turbines, 2011.

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1 entalpický spád	13
Obr. 2 rychlostní trojúhelníky	14
Obr. 3 vývojový diagram pro postup návrhu nízkotlakého stupně.....	16
Obr. 4 meridiální řez průtočnou částí turbíny.....	17
Obr. 5 patní profil na závěsu lopatky	19
Obr. 6 srovnání spádů s rozdílnou reakcí	20
Obr. 7 incidence vstupního úhlu na oběžné lopatce	21
Obr. 8 vyhodnocované roviny proudového výpočtu	22
Obr. 9 srovnání původního a upraveného profilu ve špičkovém řezu oběžné lopatky	27
Obr. 10 srovnání původního a upraveného profilu ve středním řezu oběžné lopatky.....	28
Obr. 11 srovnání původního a upraveného profilu v patním řezu oběžné lopatky	28
Obr. 12 srovnání původního a upraveného profilu špičkovém řezu předposlední rozváděcí lopatky	30
Obr. 13 srovnání původního a upraveného profilu středního řezu předposlední rozváděcí lopatky	30
Obr. 14 srovnání původního a upraveného profilu patního řezu předposlední rozváděcí lopatky	31
Obr. 15 výpočetní doména předposledního stupně	33
Obr. 16 výpočetní doména posledního stupně.....	33
Obr. 17 síť na patě předposledního stupně	35
Obr. 18 síť na špičce předposledního stupně.....	35
Obr. 19 první varianta - průběhy isoentropického Machova – předposlední stupeň.....	38
Obr. 20 první varianta – kontury Machova čísla – předposlední stupeň – pata	38
Obr. 21 první varianta – kontury Machova čísla – předposlední stupeň – špička.....	39
Obr. 22 finální varianta - průběhy isoentropického Machova čísla - předposlední stupeň.....	40
Obr. 23 finální varianta – kontury machova čísla - předposlední stupeň – pata	40
Obr. 24 finální varianta – kontury machova čísla - předposlední stupeň – špička.....	41
Obr. 25 výpočet hmotnosti a těžiště lopatky	46
Obr. 26 zatěžované plochy)	47
Obr. 27 buzení úplavem.....	50
Obr. 28 hledání extrému funkce vlastní frekvence.....	53
Obr. 29 rozváděcí lopatka s diskem a hlavou rozváděcího kola	55
Obr. 30 popis namáhání disku rozváděcí mříže	57

SEZNAM TABULEK

tab. 1 srovnání profilů upravené oběžné lopatky, vzhledem k původním profilům.....	26
tab. 2 srovnání profilů upravené rozváděcí lopatky předposledního stupně vzhledem k původním profilům.....	31
tab. 3 srovnání profilů upravené rozváděcí lopatky posledního stupně vzhledem k původním profilům.....	31
tab. 4 srovnání hmotnostních průtoků pro předposlední stupeň.....	37
tab. 5 srovnání hmotnostních průtoků pro poslední stupeň.....	37
tab. 6 síly pro finální variantu.....	46
tab. 7 dovolené napětí materiálů.....	48
tab. 8 finální varianta - první kolík.....	48
tab. 9 finální varianta - poslední kolík.....	49
tab. 10 první varianta - první kolík.....	49
tab. 11 první varianta - poslední kolík.....	49
tab. 12 harmonické frekvence lopatky.....	53
tab. 13 výpis budících frekvencí.....	53
tab. 14 dovolené napětí disku a věnce.....	57
tab. 15 maximální průhyb a napětí disku rozváděcích lopatek.....	57
tab. 16 dovolené napětí rozváděcích lopatek.....	58
tab. 17 vypočtené napětí lopatek rozváděcích lopatek.....	58
tab. 18 vypočtené napětí lopatek rozváděcích lopatek.....	58

SEZNAM PŘÍLOH**Výpočetní kódy****Vlastní frekvence lopatky****Vstupní data:**

$E = 2.1e11;$
 $\rho = 7850;$
 $\omega = 5500 * \pi / 30;$
 $r1 = 0.39;$
 $v_{band} = 1.4 * 1e-5;$
 $r_{band} = r1 + 0.220;$

A = [851.304	100.667	5274.633
821.085	113.250	3757.902
792.003	125.833	2650]*1e-12;
763.962	138.417	
736.890	151.000	
710.723	163.583	
685.397	176.167	
660.844	188.750	
636.981	201.333	
613.708	213.917	
590.915	221]*1e-3;	
568.478		
546.268	Jmin = [35672.448	
524.145	33890.553	
501.943	32249.586	
479.426	30677.296	
456.222	29117.645	
431.704	27525.093	
420]*1e-6;	25861.384	
	24095.176	
X = [0.001	22204.198	
12.583	20179.184	
25.167	18028.384	
37.750	15781.055	
50.333	13488.043	
62.917	11217.798	
75.500	9047.099	
88.083	7047.918	

Skript pro spuštění:

```
clc
clear all
close all
%% Vstupni data
vstupni_data;
%% Vypocet
%--- Vykresleni a definice funkce ---
fun_fd = @(n)rayleigh(A,Jmin,X,rho,E,omega,r1,vband,rband,n);
ezplot(fun_fd,[1,5]);
grid on
% minimum funkce
nmin = fminbnd(fun_fd,1,5);
fdmin = fun_fd(nmin);
```

Vlastní výpočet:

```
function fd=rayleigh(A,Jmin,X,rho,E,omega,r1,vband,rband,n)

k1 = E/(4*pi^2*rho);
Arg1 = (n^2-n)^2*Jmin.*X.^(2*(n-2));
int1 = trapz(X,Arg1);

Arg2 = A.*X.^(2*n);
int2 = trapz(X,Arg2);

k2 = omega^2/(4*pi^2);

Arg3 = (n^2/(2*n-1))*A.*(r1+X).*X.^(2*n-1);
int3 = trapz(X,Arg3);

Arg4 = A.*X.^(2*n);
int4 = trapz(X,Arg4);

kor1 = vband * X(end)^(2*n);
kor2 = vband * rband*(n^2/(2*n-1))*X(end)^(2*n-1);
kor3 = kor1;

fd = sqrt( k1 * int1 / (int2 + kor1) + k2 * (int3 + kor2) / (int4 +kor3) );
end
```


Výkresy

Následuje výkres oběžné lopatky použité pro poslední i předposlední stupeň turbíny a výkresy rozváděcích lopatek pro oba dva tyto stupně.