

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: N 2301

Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

DIPLOMOVÁ PRÁCE

**Analýza nenávrhových stavů nízkotlakého stupně průmyslové parní
turbíny**

Autor: Bc. Radek Škach

Vedoucí práce: Ing. Marek Klimko

Konzultant: Ing. Petr Milčák, Ph.D.
Ing. Aleš Pacák

Akademický rok 2015/2016

Zadání DP Do originálu práce se vloží originál podepsaný vedoucím katedry a děkanem (nečísluje se). Do kopie práce se vloží kopie zadání

Zadání DP Do originálu práce se vloží originál podepsaný vedoucím katedry a děkanem (nečísluje se). Do kopie práce se vloží kopie zadání

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu mé diplomové práce Ing. Markovi Klimkovi a svým konzultantům Ing. Aleši Pacákovi a Ing. Petrovi Milčákovi, Ph.D., za odborné rady, vedení a konzultace během tvorby diplomové práce.

Dále bych chtěl poděkovat firmě Doosan Škoda Power s.r.o. za poskytnuté podmínky a nástroje k uskutečnění této diplomové práce.

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě diplomovou práci *Analýza nenávrhových stavů nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny*, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní, Západočeské univerzity v Plzni.

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

V Plzni dne:

.....

Radek Škach

ANOTAČNÍ LIST DIPLOMOVÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Škach	Jméno Radek	
STUDIJNÍ OBOR	N2301 „Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Klimko	Jméno Marek	
PRACOVISŤE	ZČU – FST – KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Analýza nenávrhových stavů nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2016
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	56	TEXTOVÁ ČÁST	52	GRAFICKÁ ČÁST	4
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS (MAX 10 ŘÁDEK)	Práce se zabývá analýzou nenávrhových stavů nízkotlakého stupně parní turbíny. Nízkotlaký stupeň je analyzován z hlediska čtyř provozů turbíny, kdy tři z nich jsou nenávrhové. Pomocí interních programů Doosan Škoda Power byl proveden proudový výpočet provozů a následně geometrický návrh oběžné lopatky. Cílem práce bylo zhodnotit chování stávajícího profilování a navrhnout úpravy pro zvýšení účinnosti s ohledem na významy jednotlivých nenávrhových stavů.
ZAMĚŘENÍ, TÉMA, CÍL POZNATKY A PŘÍNOSY	
KLÍČOVÁ SLOVA	parní turbína, nízkotlaký stupeň, nenávrhový stav, oběžná lopatka, incidence

SUMMARY OF DIPLOMA SHEET

AUTHOR	Surname Škach	Name Radek	
FIELD OF STUDY	N2301 “Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Klimko	Name Marek	
INSTITUTION	ZČU – FST – KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Analysis of off-design states of a low pressure stage of a steam turbine		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Design of Power-Machine	SUBMITTED IN	2016
----------------	------------------------	-------------------	-------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	56	TEXT PART	52	GRAPHICAL PART	4
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION TOPIC, GOAL, RESULTS AND CONTRIBUTIONS	This thesis deals with the analysis of off-design states of a low pressure stage of a steam turbine. The low pressure stage is analyzed in four states, where three of them are off-design states. The flow calculation of the states was made by using internal software of Doosan Škoda Power and then was designed the geometry of the bucket blade. The goal of this thesis was to evaluate the behavior of existing blade profiling and to come up with adjustments, that will increase efficiency according to the off-design states.
KEY WORDS	steam turbine, low pressure stage, off-designe, bucket, incidence

OBSAH

1	SEZNAM VELIČIN	10
2	ÚVOD.....	11
2.1	PARNÍ TURBÍNY PRO TEPLÁRENSKÉ ÚČELY	11
2.2	ZPŮSOBY VYVEDENÍ PÁRY Z TURBÍNY PRO SPOTŘEBIČ	13
3	TEORIE PROUDĚNÍ VE STUPNI PARNÍ TURBÍNY VČETNĚ AERODYNAMICKÝCH VLIVŮ NENÁVRHOVÝCH STAVŮ V 1D	15
3.1	PROVOZNÍ PODMÍNKY PARNÍ TURBÍNY	15
3.2	STUPEŇ PARNÍ TURBÍNY	15
3.3	EXPANZE VE STUPNI PARNÍ TURBÍNY	16
3.4	VOLBA REAKCE.....	16
3.5	RYCHLOSTNÍ TROJÚHELNÍKY	17
3.6	ROVNOTLAKÝ STUPEŇ.....	18
3.7	PŘETLAKOVÝ STUPEŇ.....	19
3.8	OPTIMÁLNÍ RYCHLOSTNÍ POMĚR $(U/C_F)_{OPT}$	19
3.9	NENÁVRHOVÉ STAVY VE STUPNI PARNÍ TURBÍNY	21
4	NENÁVRHOVÉ STAVY PRŮMYSLOVÉ PARNÍ TURBÍNY.....	24
4.1	ROZDĚLENÍ TLAKŮ A TEPelnÝCH SPÁDŮ PŘI ZMĚNĚ ZATÍŽENÍ A PROTITLAKU	24
4.1.1	PODKRITICKÉ PROUDĚNÍ	24
4.1.2	PŘI KRITICKÉM PROUDĚNÍ	26
4.2	VLASTNOSTI TURBÍNY PŘI NENÁVRHOVÉM STAVU	26
4.2.1	TURBÍNA SE SKUPINOVOU (DÝZOVOU) REGULACÍ	26
4.2.2	TURBÍNA S REGULACÍ ŠKRCENÍM NEBO KLOUZAVÝM TLAKEM ...	28
5	ROZBOR NENÁVRHOVÝCH STAVŮ NÍZKOTLAKÉHO STUPNĚ	31
6	DETAILNÍ PROUDOVÁ ANALÝZA STUPNĚ PRO DANÉ NENÁVRHOVÉ STAVY.....	33
6.1	PROUDOVÝ VÝPOČET	33
6.2	PROGRAM PRO NÁVRH PRŮTOČNÝCH ČÁSTÍ	34
6.3	PROUDOVÝ VÝPOČET PRO JEDNOTLIVÉ PROVOZY	35

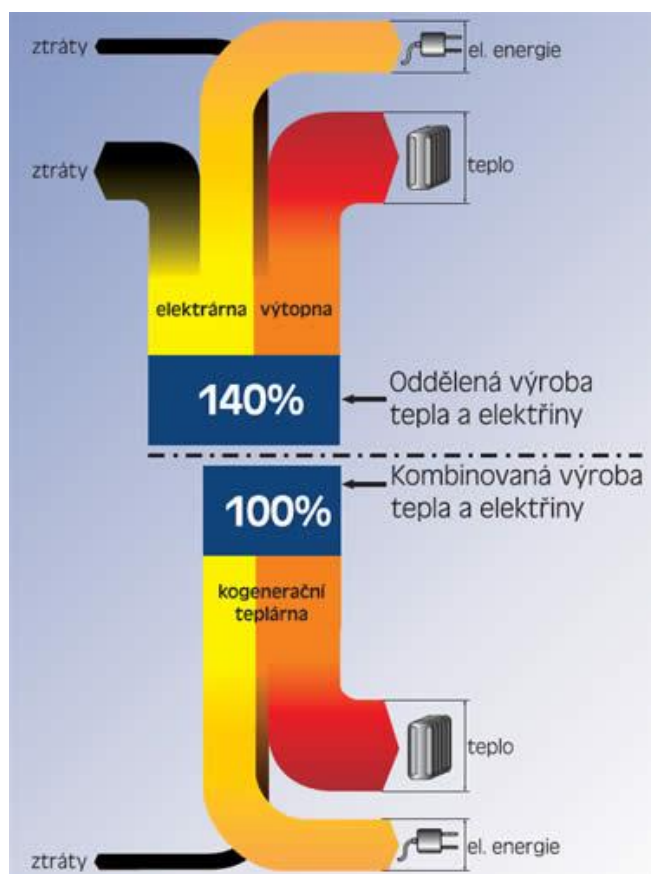
7	ZHODNOCENÍ A NÁVRH PROFILOVÁNÍ S OHLEDEM NA VÝZNAMY JEDNOTLIVÝCH NENÁVRHOVÝCH STAVŮ	39
7.1	POROVNÁNÍ ŘEZŮ PŮVODNÍ A UPRAVENÉ OBĚŽNÉ LOPATKY Z POHLEDU GEOMETRIE LOPATKY	39
7.2	POROVNÁNÍ ŘEZŮ PŮVODNÍ A UPRAVENÉ OBĚŽNÉ LOPATKY Z HLEDISKA PROUDĚNÍ.....	42
7.3	EKONOMICKÉ HODNOCENÍ PROVOZŮ	47
8	ZÁVĚR.....	48
9	LITERATURA	49
10	SEZNAM OBRÁZKŮ.....	50
11	SEZNAM TABULEK	52
12	PŘÍLOHY	53

1 Seznam veličin

značení:	jednotky:	název:
A	$[m^2]$	plocha
c	$[\frac{m}{s}]$	absolutní rychlost
h	$[\frac{J}{kg}]$	entalpie
l	$[m]$	délka
m	$[kg]$	hmotnost
\dot{m}	$[\frac{kg}{s}]$	hmotnostní tok
n	$[\frac{ot}{s}]$	otáčky
p	$[Pa]$	tlak
P	$[W]$	výkon
s	$[\frac{J}{kgK}]$	entropie
T	$[K]$	teplota
u	$[\frac{m}{s}]$	unášivá rychlost
v	$[\frac{m^3}{kg}]$	měrný objem
V	$[m^3]$	objem
w	$[\frac{m}{s}]$	relativní rychlost
W_{\min}	$[m^3]$	ohybový modul
ρ	$[-]$	reakce
ω	$[\frac{rad}{s}]$	úhlová rychlost
φ	$[-]$	rychlostní součinitel

2 Úvod

Teplárenství je obor, který se zabývá zásobováním tepla do určitých územních oblastí a výrobou elektrické energie. Dodávané teplo slouží k vytápění, ohřevu užitkové vody či poskytování procesní páry pro technologii výroby (papírny, dřevozpracující závody atp.). V teplárnách dochází ke kombinované výrobě elektřiny a tepla, což vede k vysokému využití tepelné energie, jedná se o tzv. kogeneraci. V prezentovaném příkladu na obrázku 1 ušetříme 40 % energie ukryté v palivu.



Obrázek 1 – Využití energie paliva [8]

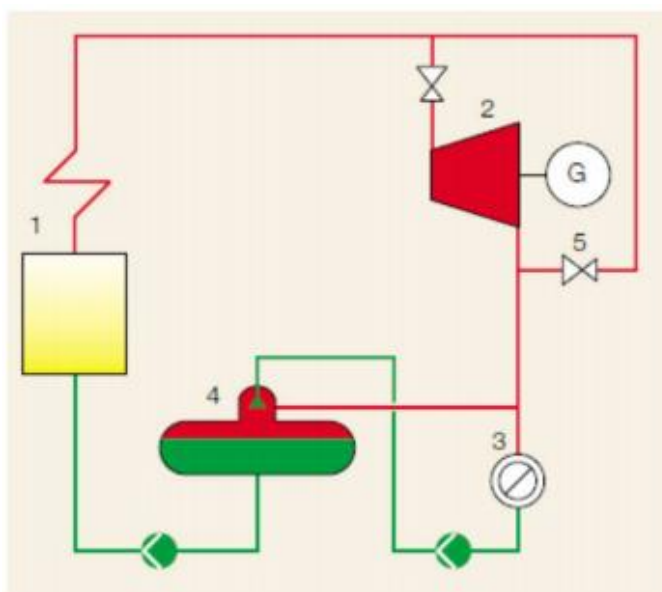
2.1 Parní turbíny pro teplárenské účely

Pro městské teplárny určené k vytápění sídlišť a pro průmyslové (závodní) teplárny přicházejí v úvahu tyto typy parních turbín:

- protitlaká
- protitlaká s jedním regulovaným odběrem páry
- kondenzační s jedním, nebo dvěma regulovanými odběry páry

Protitlaké turbíny

Prvořadá je výroba tepla. Kondenzátor je nahrazen spotřebičem, kde pára kondenzuje při vyšším tlaku, než je atmosférický a předává teplo. Takto získaná tepelná energie má poměrně nízké parametry. Čím vyšší jsou požadavky na teplotu tepelného odběru, tím vyšší musí být výstupní teplota páry a tím se snižuje využitelný spád na turbíně, který vede ke snížení elektrického výkonu. Požaduje-li se teplo o vyšších teplotách, je nutné použít páru z regulovaných odběrů. Tento jev způsobí další snížení elektrického výkonu, neboť pára mohla expandovat v turbíně a konat práci [7].



Obrázek 2 – Schéma protitlakové turbíny [8]

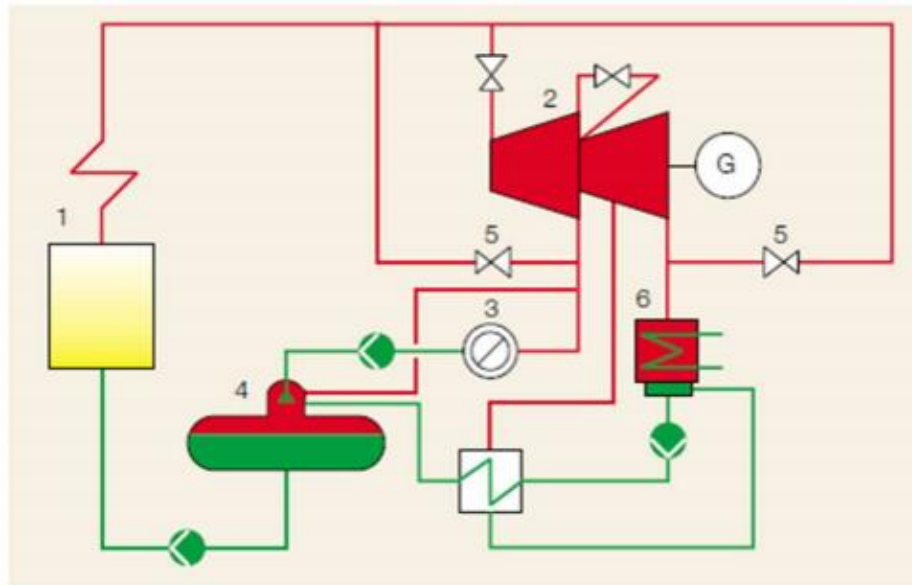
Legenda:

1 – kotel, 2 – parní turbína, 3 – spotřebič, 4 – napájecí nádrž, 5 – parní by-pass

Kondenzačně-odběrové turbíny

Čistě kondenzační turbíny pracují primárně na výrobě elektrické energie a veškerá pára kondenzuje v kondenzátoru, dochází zde k maření energie. Vlivem chladicí vody je v kondenzátoru dosaženo velice nízkého tlaku (až 3 kPa), díky čemuž je prodloužena expanze páry v turbíně, z toho vyplývá vyšší tepelná účinnost.

Pára procházející průtočnou částí může být vyvedena v různých místech, záleží, k čemu bude pára využita. Nejčastěji je použita k ohřevu napájecí vody (regeneraci) či pro spotřebič (teplifikaci), kde kondenzuje a předává teplo. Od velikosti požadovaného tepelného výkonu je pára odbírána v daném místě turbíny. Možnosti odběru páry z turbíny budou probírány dále.



Obrázek 3 – Schéma kondenzační turbíny [8]

Legenda:

1 – kotel, 2 – parní turbína, 3 – spotřebič, 4 – napájecí nádrž, 5 – parní bypass, 6 – kondenzátor

2.2 Způsoby vyvedení páry z turbíny pro spotřebič

Neregulované odběry

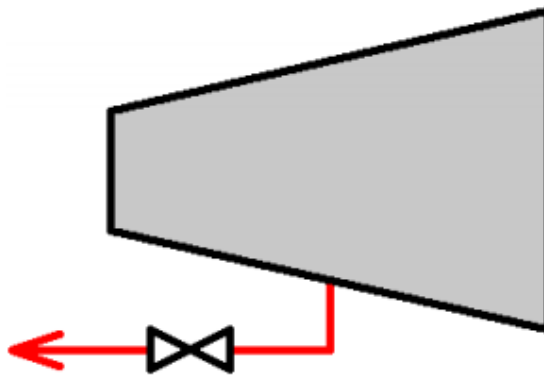
Z hlediska turbíny se jedná o neregulovaný odběr. V potrubní trase mimo průtočnou část je škrtkovací armatura, která umožňuje snížit tlak na požadovanou (regulovanou) hodnotu.

Výhody:

- jednoduché provedení
- axiální délku stroje zvětšují jen o málo, lze jich za sebe umístit několik
- není-li odběr velký, nenarušuje expanzní čáru turbíny, tudíž nezhoršuje termodynamickou účinnost.

Nevýhody:

- vhodný jen pro relativně malé odběry, 10–15 % z celkového průtoku páry turbínou
- volba místa odběru musí být volena s dostatečnou rezervou, neboť tlak v odběrovém místě je přímo závislý na průtoku páry stupně následujícím za odběrovým místem a doškrtnutím lze tlak pouze snižovat
- tlak nelze udržet (regulovat) v případech, kdy se velikost odběru výrazně zvětší, respektive množství admisní páry sníží.



Obrázek 4 – Neregulovaný odběr [8]

Regulované odběry

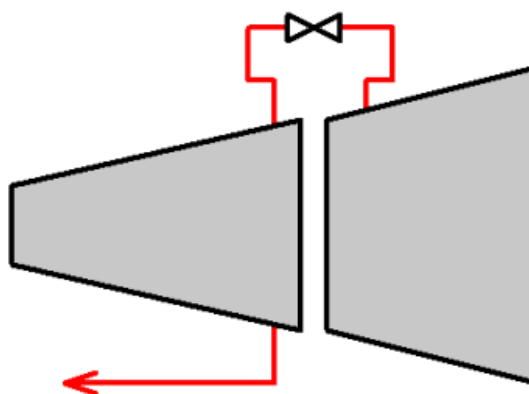
V odběrovém místě je tlak regulován zařízením přímo uvnitř průtočné části turbíny, a to pomocí regulační mezistěny, regulačních ventilů, regulačních klapek v přepouštěcím potrubí do NT dílu.

Výhody:

- vhodný i pro velké odběry
- možnost regulace v širokém provozním rozsahu nezávisle na průtoku páry stupně následujícím za odběrovým místem
- lze udržet tlak v neregulovaném odběru, pokud je v dostatečné blízkosti.

Nevýhody:

- komplikované provedení zvyšující cenu stroje a axiální délku, proto se v průtočné části aplikují nanejvýš dva odběry
- nelze realizovat pro velmi vysoké tlaky, ne vyšší než 50 % admisního tlaku.



Obrázek 5 – Regulovaný odběr [8]

3 Teorie proudění ve stupni parní turbíny včetně aerodynamických vlivů nenávrhových stavů v 1D

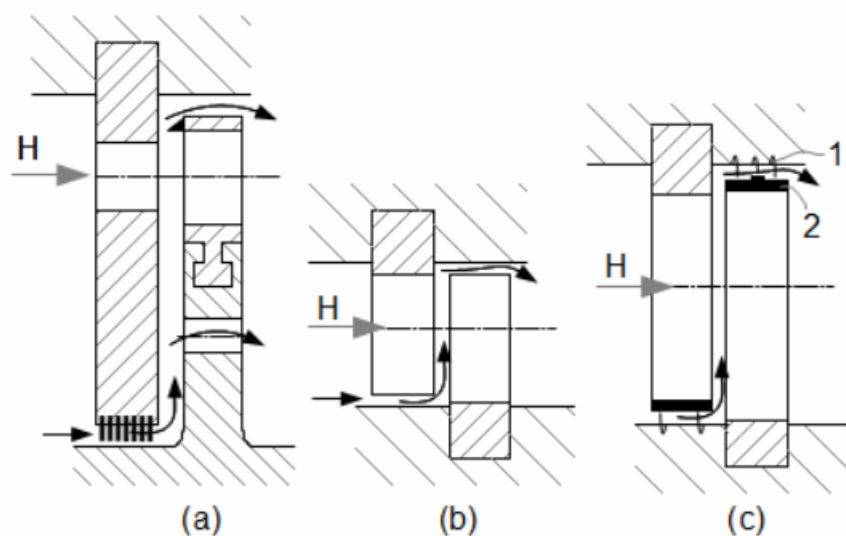
3.1 Provozní podmínky parní turbíny

Parní turbína se navrhuje na určité výpočtové jmenovité podmínky, tj. určité hodnoty všech stavů – vstupní tlak, tlak v regulovaných odběrech, otáčky, výkon. Za provozu se ovšem tyto stavy mění. Především výkon turbíny se musí přizpůsobit okamžitým požadavkům sítě, požadavkům poháněného stroje (kompresoru, čerpadla) nebo požadavkům konzumu topné páry u turbín protitlakových nebo s regulovaným odběrem páry.

Z tohoto hlediska lze rozlišovat dva druhy veličin. Při změně výkonu se mění průtok páry jako závisle proměnná veličina. Ostatní veličiny závisí na práci kotle, kondenzaci, topné síti, považujeme je tedy za veličiny závisle proměnné. Konkrétně jde o veličiny: vstupní tlak, teplota páry, teplota přehřáté páry, protitlak a tlak v regulovaných odběrech páry. Otáčky zahrnujeme do obou kategorií veličin. Pokud jde o pohon generátoru pracujícího na síť, jsou otáčky veličinou nezávisle proměnnou, u pohonu strojů na stlačování tekutin mohou být otáčky regulovány podle požadavků poháněného stroje v dosti širokých mezích 0,7 až 1,05 n_j . [1]

3.2 Stupeň parní turbíny

Stupeň turbíny tvoří rozváděcí a oběžné kolo, obvykle s axiálním průtokem páry. Při průchodu páry stupněm dochází k expanzi páry, tedy přeměně tlakové energie na kinetickou. Kinetická energie proudu páry působí silou na oběžné lopatky, dochází tedy k přeměně na mechanickou práci – rotaci hřídele. Rotor je spojen s generátorem, který vyrábí elektrickou energii. Rozlišujeme dva druhy lopatkování. Pokud dochází k expanzi páry jen v rozváděcích lopatkách, mluvíme o rovnotlakém stupni, je-li expanze páry výrazná i v oběžných lopatkách, mluvíme o stupni přetlakovém, viz kapitola 3.6 a 3.7.



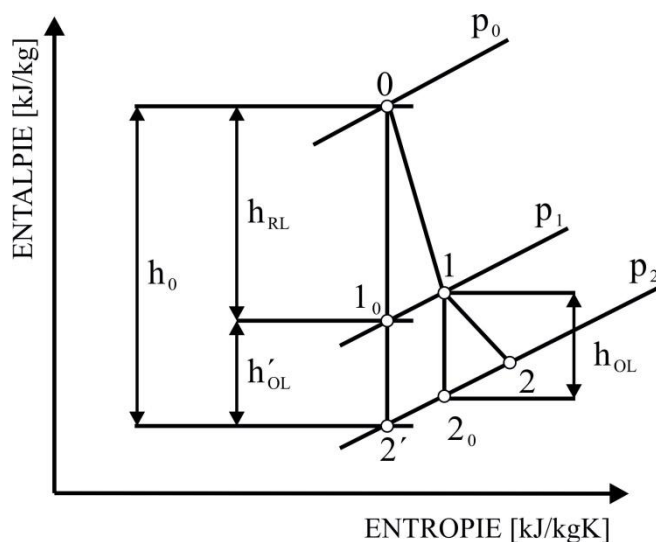
Obrázek 6 – Rovnotlaký a přetlakový stupeň [6]

Kde:

- H – hlavní proud páry
- (a) – rovnotlaký stupeň
- (b) – přetlakový stupeň
- (c) – přetlakový stupeň s opatřením proti ztrátě vnitřní netěsnosti kde 1 je bandáž a 2 je labyrintová ucpávka

3.3 Expanze ve stupni parní turbíny

Průchodem páry rozváděcí lopatkou dochází k expanzi páry z tlaku p_0 na p_1 a jejímu urychlení na rychlost c_1 . Tato rychlost je absolutní rychlostí páry vstupující do oběžného kola. Vektorovým odečtením obvodové složky rychlosti u zjistíme velikost relativní rychlosti w_1 , kterou pára vstupuje do oběžných lopatek. Směr rychlosti je dán tvarem rozváděcích lopatek. V oběžné lopatce pára dodatečně expanduje z tlaku p_1 na p_2 . Uvažujeme-li expanzi beze ztrát, nedochází k nárůstu entropie a tepelný spád na stupeň můžeme definovat jako $h_0 = h_{RL} + h'_{OL}$ přitom $h'_{OL} > h_{OL}$ rozdíl je však malý a můžeme uvažovat $h_0 = h_{RL} + h_{OL}$.



Obrázek 7 – Expanze ve stupni parní turbíny

3.4 Volba reakce

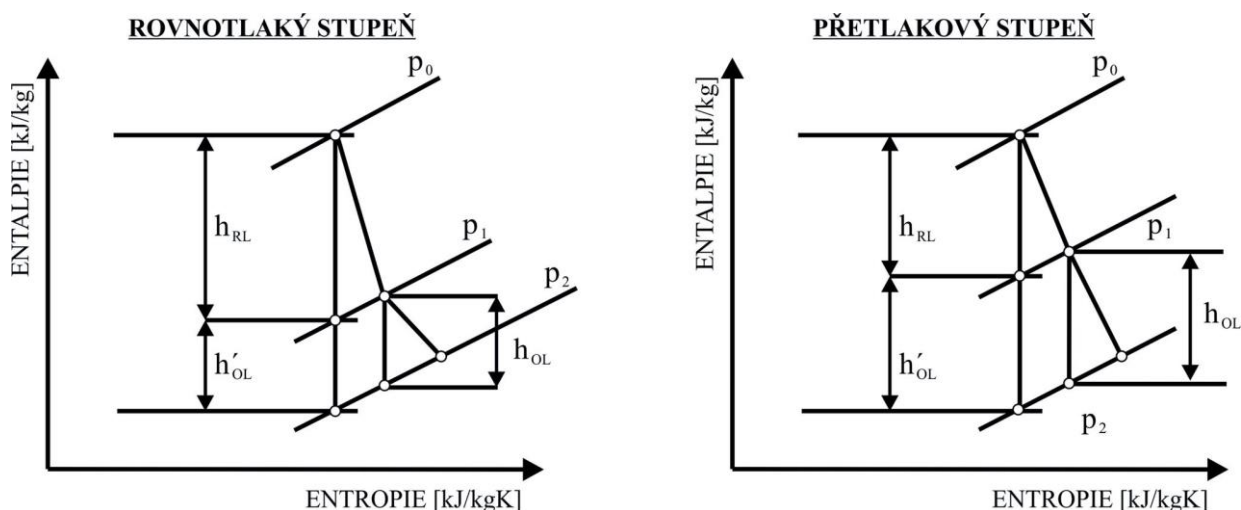
Volba reakce má zásadní vliv na konstrukci turbíny. Reakci vypočteme pomocí vztahu 1.

$$\rho = \frac{h_{OL}}{h_{RL} + h_{OL}} = \frac{h_{OL}}{h_0} \quad 1$$

Je-li reakce v oběžné lopatce nulová nebo velmi malá, jedná se o rovnotlaký stupeň. Tento typ stupně je charakteristický odlišnou geometrií rozváděcích a oběžných lopatek. Stupně s výraznou reakcí v rozváděcích i oběžných lopatkách nazýváme přetlakovými. Reakce je rozdělena mezi obě lopatky.

S rostoucím stupněm reakce se:

- zlepšuje obtékání lopatek → roste obvodová účinnost
- zvyšuje axiální síla → roste nárok na axiální ložisko
- zmenšuje optimální entalpický spád → roste počet stupňů
- zvyšují úniky páry mezerami nad oběžnými lopatkami → nižší účinnost stupně



Obrázek 8 – Reakčnost stupně parní turbíny

3.5 Rychlostní trojúhelníky

Pro návrh stupně lopatkového stroje nejprve vypočteme rychlostní trojúhelníky, ze kterých bude vycházet geometrický návrh lopatky. Pro návrh a výpočet stupně můžeme využít tři základní postupy:

- 1D výpočet proudového vlákna na referenčním průměru
- 2D výpočet pro několik proudových vláken
- 3D výpočet celého objemu stupně (CFD)

1D výpočet stupně

Při výpočtu uvažujeme řadu zjednodušení tak, aby byl výpočet jednoduchý, ale dostatečně vypovídající o stupni. Využívá se u lopatek, u kterých se po výšce tolik nemění rychlostní trojúhelníky, pro první nástin proudění ve stupni a také třeba pro napočítání rozložení spádů na stupně. [6]

2D výpočet stupně

Podobný 1D výpočtu, avšak výpočet rychlostních trojúhelníků provádíme na několika poloměrech. Tento způsob se využívá pro výpočet stupňů, kde je velký vliv prostorového proudění (zkroucené lopatky). K výpočtu je využívána rovnice radiální rovnováhy, která v 1D výpočtu nefiguruje [6].

3D výpočet stupně

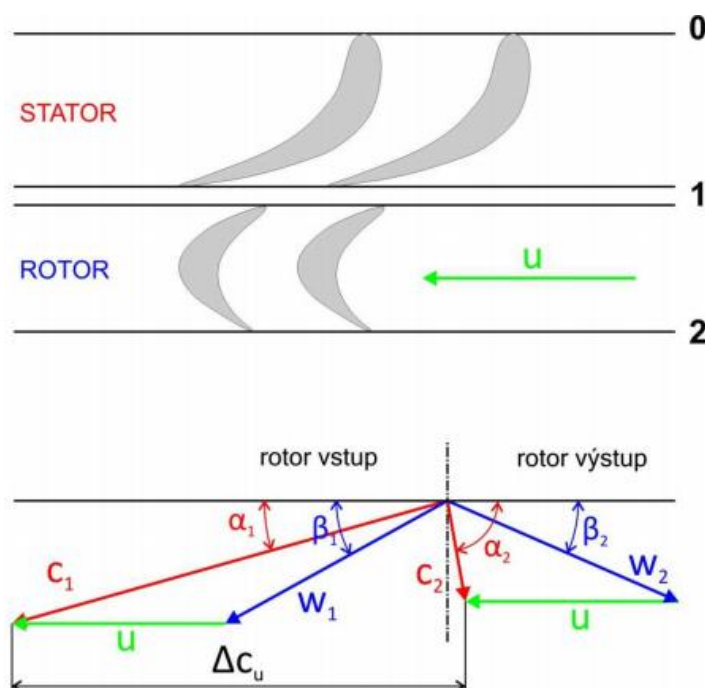
Komplexní numerický výpočet stupně s využitím vyspělých programů na bázi MKP. Obvykle zohledňující vliv mezní vrstvy [6].

Rychlostním trojúhelníkem rozumíme znázornění absolutní a relativní rychlosti páry a obvodové rychlosti rotoru. Rychlostní trojúhelníky nekreslíme do lopatkové mříže, ale z důvodu přehlednosti samostatně.

Rychlost \vec{c} nazýváme rychlostí absolutní, kterou získáme vektorovým součtem rychlosti unášivé \vec{u} a rychlosti relativní \vec{w} ; $\vec{c} = \vec{w} + \vec{u}$. Relativní rychlost proudu páry \vec{w} je rychlost vnímána pozorovatelem, který se pohybuje s rotujícím kanálem lopatkového stroje. [6] Unášivá složka rychlosti je závislá na poloměru rotace a velikosti úhlové rychlosti ω . Do lopatkové mříže vstupuje pára o rychlosti \vec{c}_1 , vlivem expanze dochází k urychlení na výstupní rychlost \vec{c}_2 .

$$\vec{u} = R \cdot \omega$$

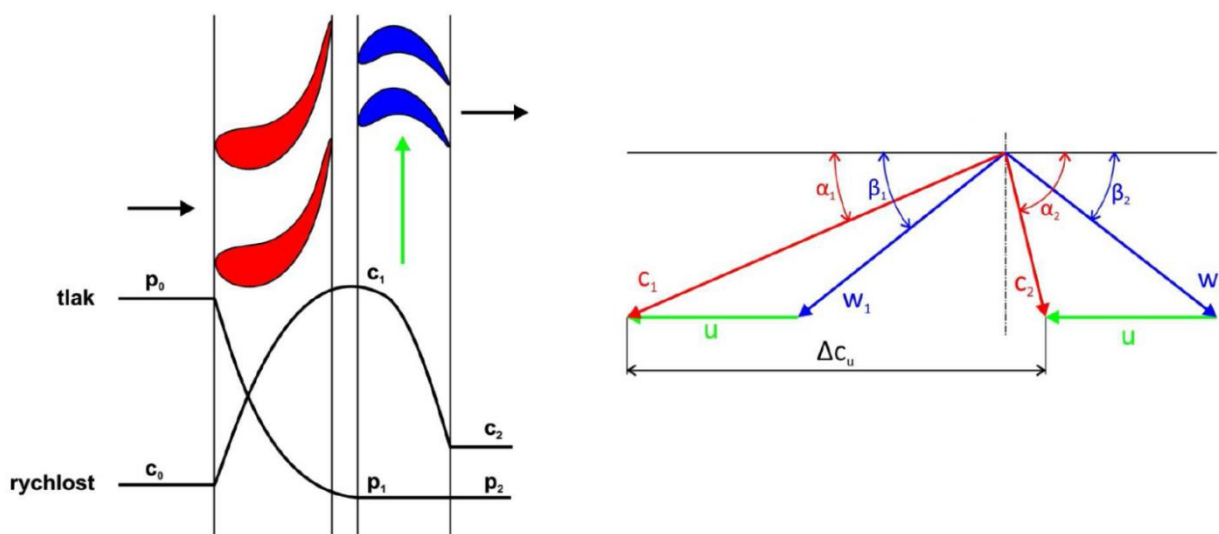
2



Obrázek 9 – Rychlostní trojúhelníky [5]

3.6 Rovnotlaký stupeň

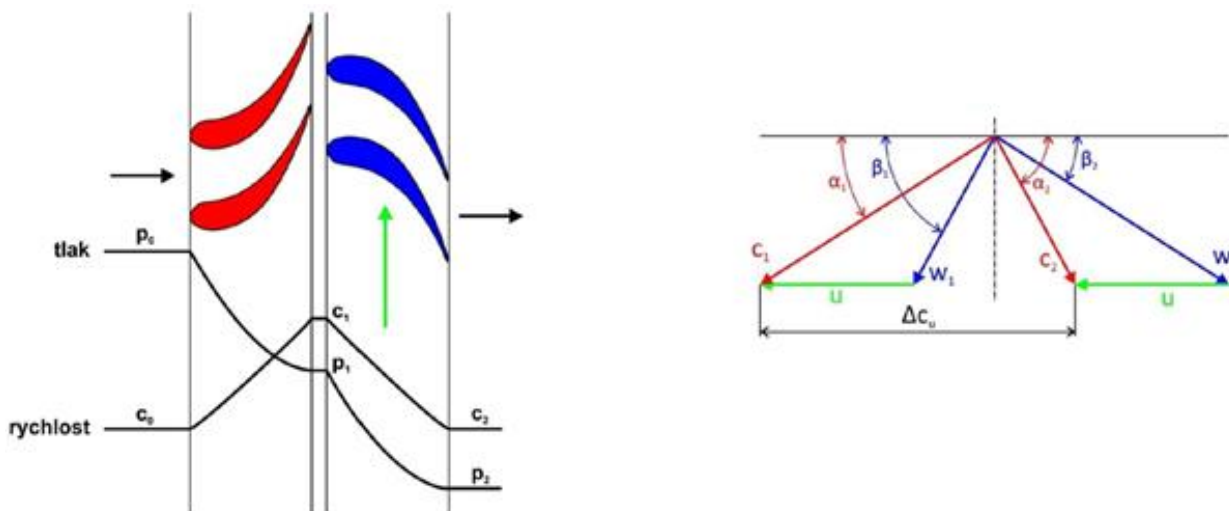
Charakteristickým znakem pro rovnotlaký stupeň je stejný tlak před a za oběžným kolem, proto rovnotlaký stupeň. Vlivem stejných tlaků dochází k menším osovým silám a menším únikům páry nadbandážovou ucpávkou. Expanze páry probíhá jen v rozváděcích lopatkách, stupeň reakce je tedy roven nule. To významně zvyšuje profilové ztráty, a proto ke snížení ztrát volíme mírný stupeň reakce na oběžné lopatce ($\rho=0.03-0.06$), stupeň je proveden s mírným přetlakem $p_1 > p_2$.



Obrázek 10 – Rovnotlaký stupeň [5]

3.7 Přetlakový stupeň

Expanze páry probíhá jak v rozváděcích, tak oběžných lopatkách a nejčastěji se konstruuje pro stupeň reakce $\rho=0,5$. Vlivem této volby dochází k podobným podmínkám proudění ve statorové i rotorové řadě lopatek, je tedy možné použít symetrické geometrie a tvaru lopatek, což je výrobně velice výhodné. Dojde tak i k symetrii rychlostních trojúhelníků tzn. rychlosti $\vec{w}_2 = \vec{c}_1$, $\vec{w}_1 = \vec{c}_2$. Nevýhodou přetlakového lopatkování je velký tlakový rozdíl na oběžné lopatky, který způsobuje velké axiální síly, z tohoto důvodu narůstají požadavky na axiální ložisko. Použitím vyrovnávacího pístu zmenšujeme velikost axiální síly, a tím zmenšujeme i velikost ložiska. Rotory jsou provedeny jako bubnové.



Obrázek 11 – Přetlakový stupeň [5]

3.8 Optimální rychlostní poměr $(u/c_f)_{opt}$

Jedná se o poměr mezi obvodovou složkou rychlosti a izentopickou rychlostí media odpovídající izentropickému spádu zpracovaného stupně. Pomocí tohoto rychlostního poměru

můžeme určit zatížení stupně či velikost obvodové účinnosti. Pokud bude na stupni optimální rychlostní poměr $(u/c_f)_{opt}$, máme zajištěnou maximální obvodovou účinnost. Obvodovou účinností rozumíme poměr práce přenesené na rotor a přivedené energie.

Výpočet velikosti optimálního rychlostního poměru pro rovnotlaké či přetlakové stupně vychází ze vztahu 3, který získáme derivací obvodové účinnosti podle rychlostního poměru.

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{1-\rho}} \quad 3$$

Rychlostní součinitel φ má vazbu na rozváděcí lopatku a vypočteme ho dle vztahu 4.

$$\varphi = 0,98 - 0,009 \frac{b}{l}; \text{ pohybuje se v rozmezí } 0,93 \div 0,98 \quad 4$$

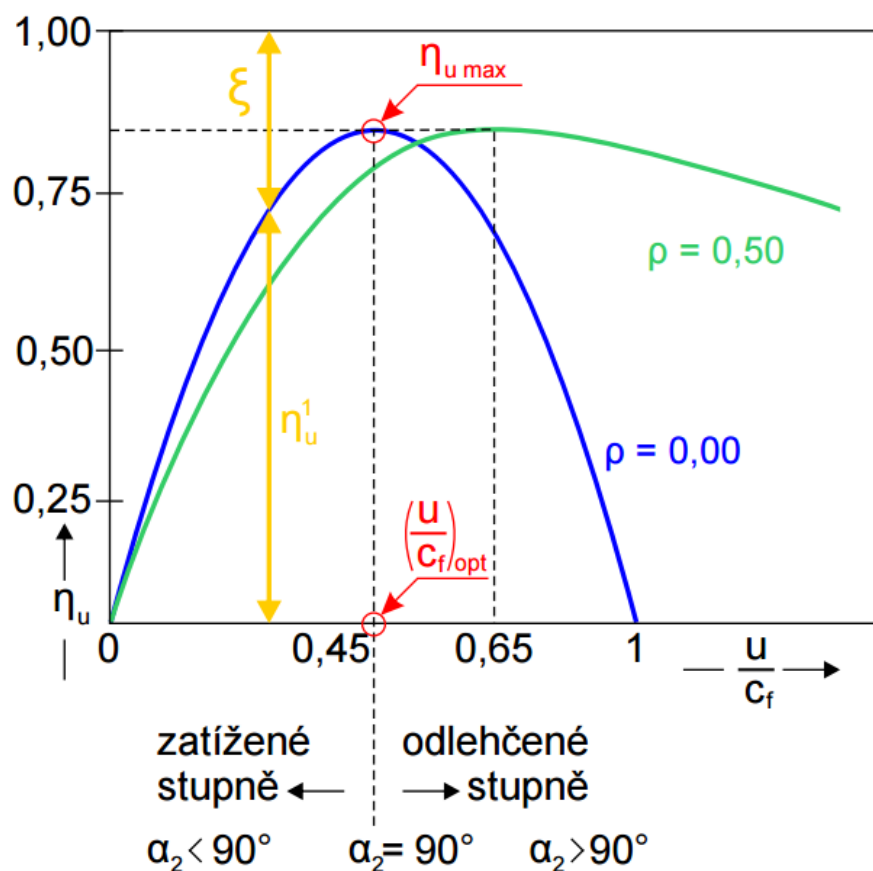
Rovnotlaké stupně

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2} \quad 5$$

Přetlakové stupně

$$(u/c_f)_{opt} = \frac{\varphi \cos \alpha_1}{2\sqrt{0,5}} \quad 6$$

Úhel α_1 bývá větší než 70° , proto platí, že rovnotlaké stupně jsou charakteristické optimálním rychlostním poměrem od 0,45 do 0,48 a přetlakové stupně od 0,64 do 0,68. Na obrázku 12 je ilustračně zvolen úhel α_1 , který odpovídá rychlostnímu poměru pro rovnotlaké stupně o hodnotě 0,45 a pro přetlakové stupně 0,65.



Obrázek 12 – Termodynamická účinnost stupně v závislosti na u/c_f

Odchylka od optimálního rychlostního poměru stupně vede k odlehčení, či zatížení stupně. Na obrázku 12 je uveden zatížený stupeň s účinností η_u^1 , která se rovná přibližně 0,7 a doplněk do jedné tvoří poměrné ztráty ξ . Poměrné ztráty v lopatkové mříži ξ se skládají z:

$$\xi = \xi_S + \xi_R + \xi_{VR}$$

ξ_S – ztráta v rozváděcí mříži

ξ_R – ztráta v oběžné mříži

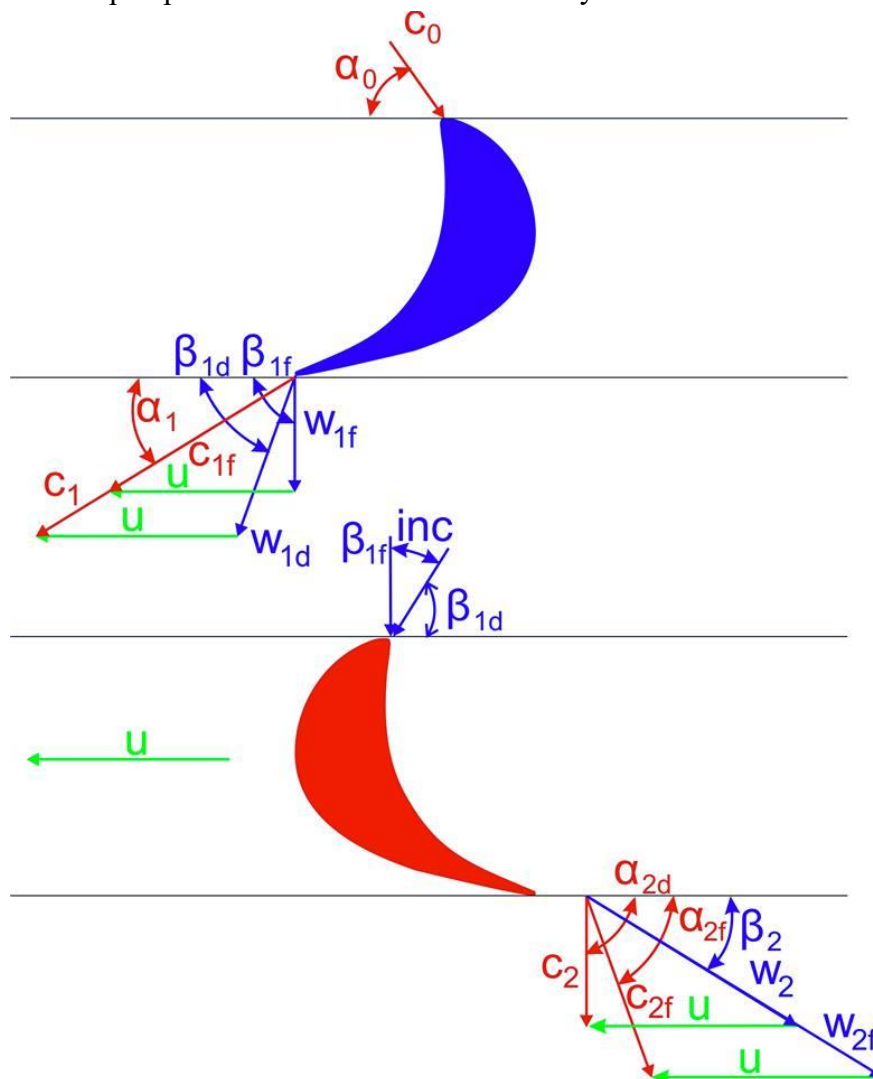
ξ_{VR} – ztráta výstupní rychlostí

Z průběhu obvodové účinnosti je patrné, že u přetlakových lopatek je průběh plošší než u lopatek rovnotlakých. Této skutečnosti je využíváno k pokrývání značně měnícího se zatížení.

3.9 Nenávrhové stavy ve stupni parní turbíny

Stupeň parní turbíny je navrhnout na jeden nominální provoz. Je-li turbína provozována v jiných režimech než nominálních, mluvíme o nenávrhovém tzv. off-designovém provozu. Může být způsoben změnou průtočného množství páry \dot{m} , tlakového poměru $\varepsilon = p_2/p_0$, který vede ke změně tepelného spádu, změnou hodnoty $(u/c_f)_{opt}$, změnou otáček, respektive změnou velikosti složky unášivé rychlosti u . Na obrázku 13 je zachycen rozdíl mezi nominálním a

nenávrhovým stavem. Nenávrhový stav byl vyvolán zvětšením axiální složky rychlosti, tedy změnou spádu na stupeň při zachování velikosti unášivé rychlosti.



Obrázek 13 – Zachycení nenávrhového stavu ve stupni

Pára vstupuje do rozváděcího kola o absolutní rychlosti c_0 pod úhlem α_0 . Velikost těchto parametrů je dána předchozím stupněm. V rozváděcím kole pára expanduje, dochází k nárůstu rychlosti a vystupuje o absolutní rychlosti c_1 pod úhlem α_1 . Pomocí rychlostního trojúhelníku získáme úhel relativní rychlosti β_{1d} , který je vstupním úhlem rychlosti do oběžného kola. Dojde-li ke změně zatížení, dojde i ke změně rychlostního trojúhelníku, a tedy ke změně úhlu β_{1d} (designový úhel) na β_{1f} (úhel proudu). Proud páry vstupuje do oběžného kola pod jiným než návrhovým (designovým) úhlem a dochází tedy k incidenci.

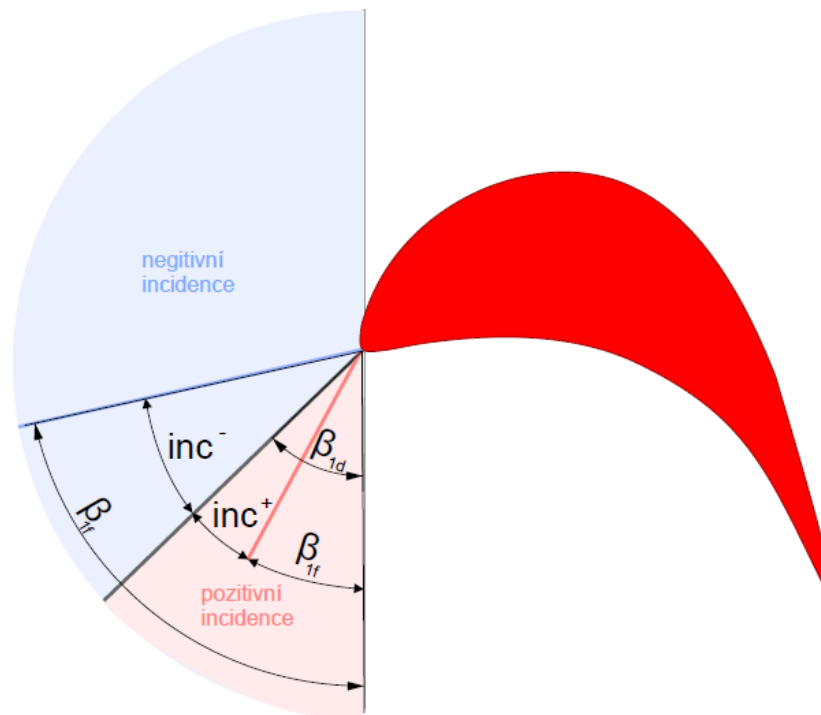
Jedná-li se o poslední stupeň, je snahou, aby na výstupu byla absolutní rychlost c_2 co nejmenší, protože rychlost nebude dále využita a jedná se o ztrátu výstupní rychlosti. Z obrázku 13 je patrné, že nejmenší výstupní rychlost c_2 nastane, pokud úhel α_2 je roven 90° .

Incidence

Incidencí je míněn rozdíl mezi designovým úhlem a úhlem proudu vstupujícím do lopatkové mříže. Incidence způsobuje dodatečné ztráty v podobě ztráty nesprávným úhlem náběhu.

$$inc = \beta_{1d} - \beta_{1f}$$

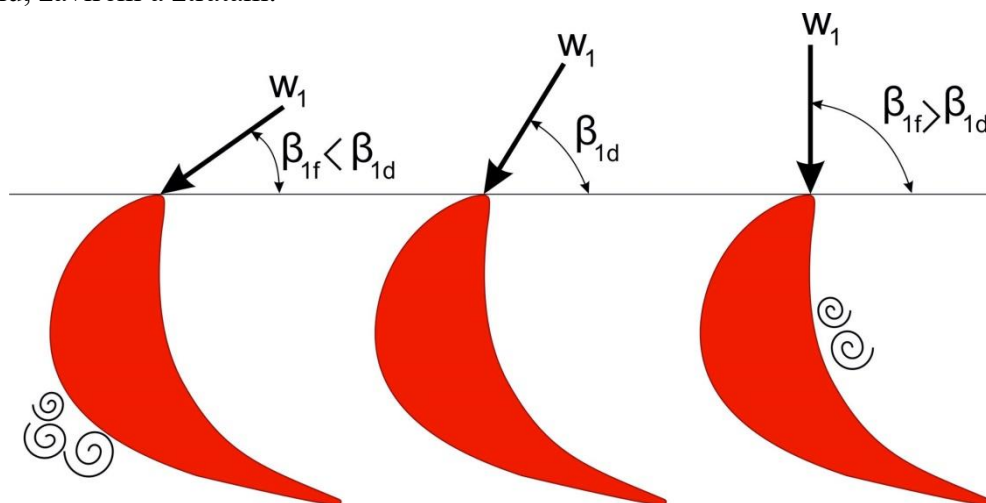
7



Obrázek 14 – Incidence na profilu

Ztráta nesprávným úhlem náběhu

Vzniká nesprávným směrem náběhu proudu do lopatkové mříže. Úhel náběhu je pak moc velký, či naopak příliš malý vzhledem k návrhovému stavu, což může vést k odtržení proudu od profilu, zavíření a ztrátám.



Obrázek 15 – Vliv nesprávného úhlu náběhu

4 Nenávrhové stavy průmyslové parní turbíny

4.1 Rozdělení tlaků a tepelných spádů při změně zatížení a protitlaku

Izoentropický spád H_{0s} libovolného stupně stupňové části turbíny,

$$H_{0s} = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] = \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot r \cdot T_1 \cdot \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right] \quad 8$$

kde index 1 označuje stav před vyšetřovaným stupněm a index 2 značí stav za vyšetřovaným stupněm [4].

4.1.1 Podkritické proudění

Pro podkritické proudění můžeme použít vztah 9, kde je již zahrnuta změna protitlaku.

$$\left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_j} \right)^2 = \frac{p_1^2 - p_z^2}{p_{1j}^2 - p_{zj}^2} \cdot \frac{T_{1j}}{T_1} \quad 9$$

Při regulaci škrcením nebo klouzavým tlakem můžeme zanedbat vliv absolutní teploty páry T_1 na vstupu do stupně.

Pro tlak před prvním stupněm platí rovnice 10,

$$p_1^2 = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_j} \right)^2 \cdot (p_{1j}^2 - p_{zj}^2) + p_z^2 \quad 10$$

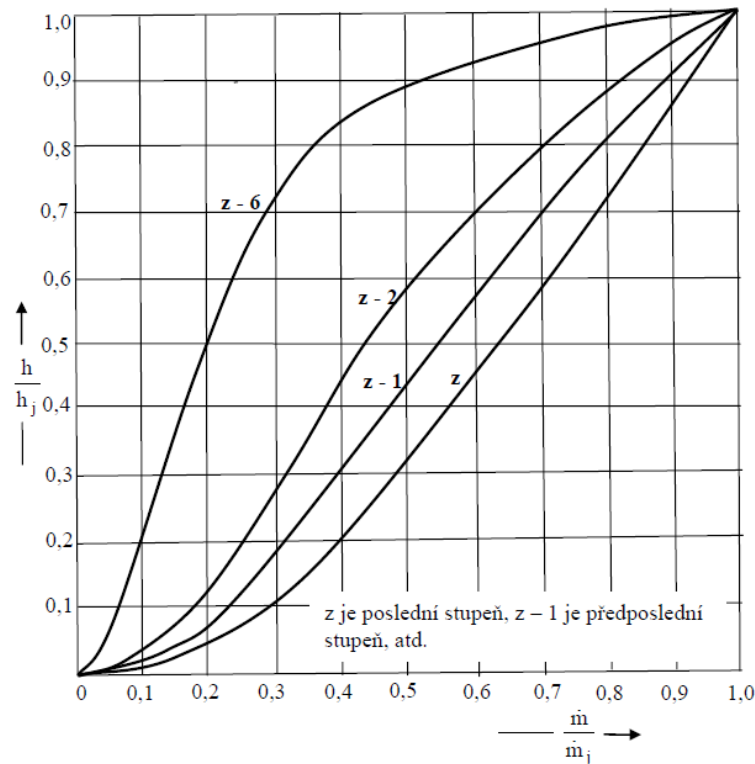
pro tlak páry za prvním stupněm platí rovnice 11,

$$p_2^2 = \left(\frac{\dot{m}}{\dot{m}_j} \right)^2 \cdot (p_{2j}^2 - p_{zj}^2) + p_z^2 \quad 11$$

kde:

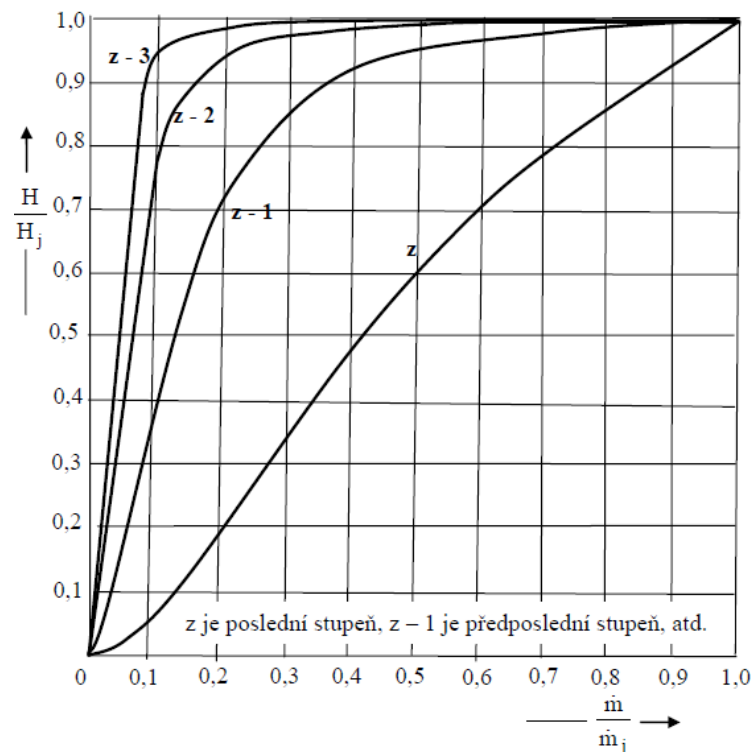
index j označuje jmenovitý stav a index z označuje protitlak.

Máme-li konstantní protitlak a měníme průtok páry, dochází ke změně spádu na posledním stupni. Ve stupních proti směru proudění páry se změny zmenšují. Při velkých změnách zatížení jsou postiženy změnou tepelného spádu skoro všechny stupně [5].



Obrázek 16 – Vliv změny průtoku páry pro protitlakové turbíny [4]

U kondenzačních turbín se změnou průtoku páry dochází ke změnám tepelného spádu za regulačním stupněm a na posledním stupni, proto musí být kontrolovány. Změna protitlaku postihne velikost tepelného spádu pouze na posledním stupni či stupních.



Obrázek 17 – Vliv změny průtoku páry pro kondenzační turbínu [4]

4.1.2 Při kritickém proudění

Dochází-li při některém z provozů ke kritickému průtoku, nejčastěji v posledním stupni, neovlivňuje již další pokles protitlaku průtok. Celá další změna spádu postihne jen poslední stupeň.

Průtok \dot{m}_* , při kterém dojde ke kritickému proudění, zjistíme pomocí vztahu 12,

$$\dot{m}_* = S_z \cdot \chi \cdot \sqrt{\frac{p_{1z}}{v_{1z}}} = S_z \cdot \chi \cdot \frac{p_{1z}}{\sqrt{r \cdot T_{1z}}} \quad 12$$

kde:

p_{1z} – tlak páry před posledním stupněm z

S_z – průtokový průřez posledního stupně

χ – součinitel průtoku dýzou

4.2 Vlastnosti turbíny při nenávrhovém stavu

O tom, jak bude jmenovitý stav přepočítáván na stav nenávrhový, bude rozhodovat provedení regulace turbíny. Pro přepočet rozlišujeme dva případy regulace. Regulace skupinová nebo regulace škrcením, či klouzavým tlakem.

V reálné technické praxi se přepočet provádí pomocí iterativních přepočtů, kdy se průtočná část tlakově a průtokově vybalancovává.

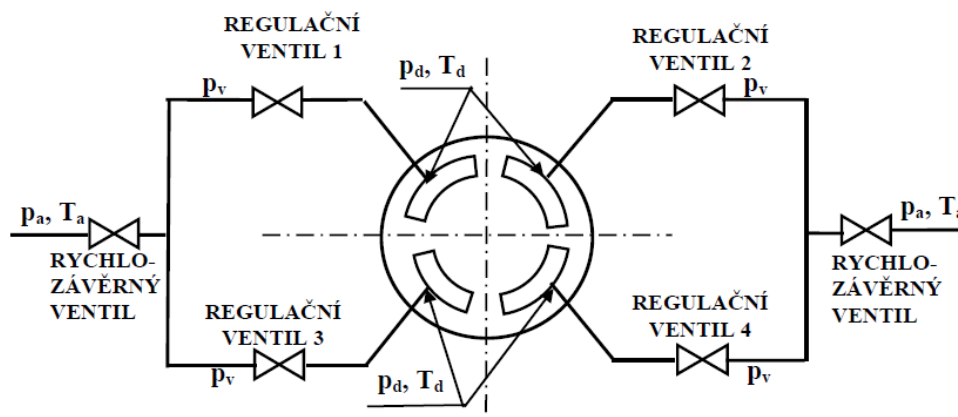
Regulace turbíny řídí průtok páry turbínou, a tím přizpůsobuje výkon turbíny potřebám elektrizační, či teplofikační sítě.

4.2.1 Turbína se skupinovou (dýzovou) regulací

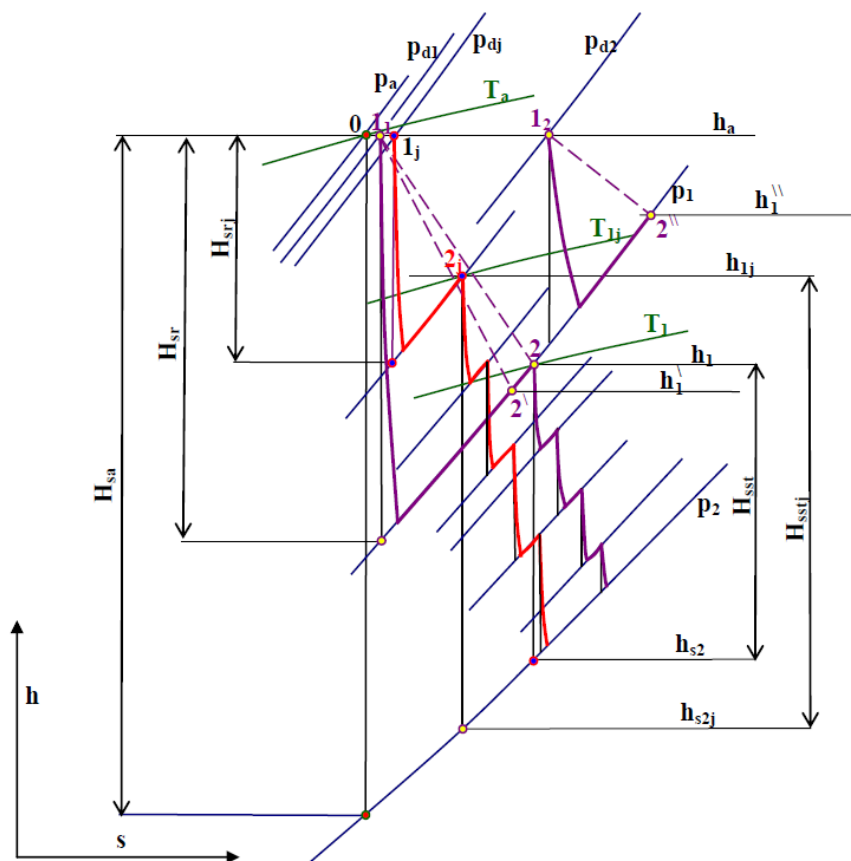
Skládá se ze dvou částí: z regulačního stupně, kde vlivem změny průtočných parametrů dojde ke změně průtočného průřezu a ze stupňové části, kde jsou uvažovány konstantní průtočné průřezy.

Skupinová (dýzová) regulace

Rozváděcí kolo regulačního stupně má parciální ostřík skládající se z několika dýzových skupin. Každá dýzová skupina je napojena na jeden regulační ventil, s nímž lze výkon turbíny měnit postupným otevíráním. Pro plynulost změny výkonu je otevírání ventilů překryto. Pára vstupující do turbíny je směsí páry admisní a páry škrcené, dochází tedy k hospodárnější regulaci.



Obrázek 18 – Schéma skupinové regulace [4]



Obrázek 19 – Expanze při skupinové regulaci [4]

Vlivem změny zatížení dochází ke změnám teploty za regulačním stupněm, což vede k tepelnému zatížení.

Výhody:

- turbínu lze provozovat dlouhodobě s dobrou účinností při částečných provozech
- nedochází ke ztrátám vlivem škrcení celkového hmotnostního průtoku páry.

Nevýhody:

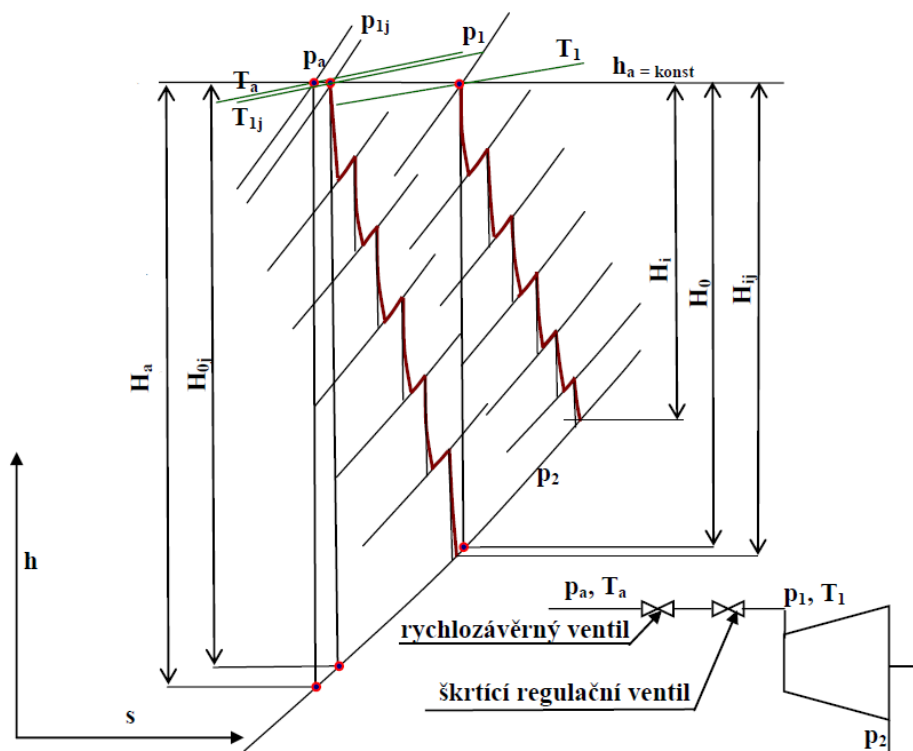
- se změnou provozu dochází ke značné změně teploty za regulačním stupněm, což způsobuje nepříznivé tepelné namáhání a může docházet k rychlejšímu čerpání životnosti, pro omezení těchto nepříznivých vlivů lze snížit trend výkonových změn, které vedou ke snížení schopnosti stroje rychle reagovat na potřeby sítě
- oběžné lopatky regulačního stupně jsou výrazně více namáhány ohybem od výkonu, což může způsobovat, že pro stroje velkého výkonu regulační stupeň není technicky proveditelný.

4.2.2 Turbína s regulací škrcením nebo klouzavým tlakem

Turbína se skládá pouze z jedné stupňové části, kde jsou konstantní průřezy.

Regulace škrcením

Před vstupem admisní páry do tělesa turbíny jsou zařazeny dva ventily. Prvním ventilem je ventil rychlouzavírací, který slouží k úplnému uzavření toku páry do turbíny. Rychlouzavírací ventil je díky dvěma polohám zavřeno/otevřeno schopen rychleji reagovat v případě nouzové situace (odstavení, výpadek). Druhým ventilem je ventil regulační – škrticí. Tento ventil slouží k regulaci průtoku páry do vnitřního tělesa. Určuje průtokovou charakteristiku turbíny.



Obrázek 20 – Průběh expanze při regulaci škrcením [4]

Na předchozím obrázku můžeme vidět, že změna zatížení se promítne pouze do posledního stupně, kde dojde k zmenšení tepelného spádu.

Výhody:

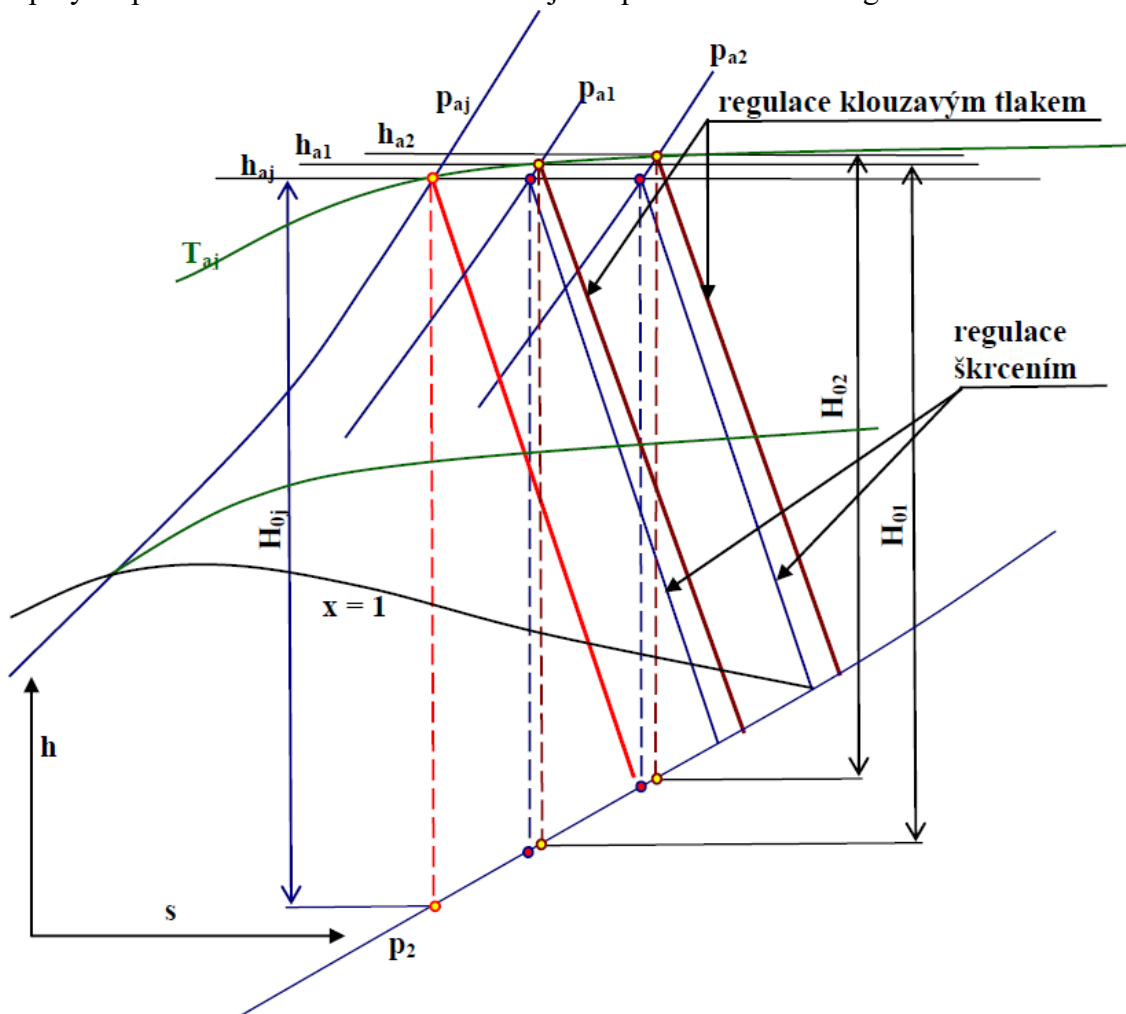
- k regulaci postačuje jeden regulační ventil
- regulační ventil je možné provozovat za totálního ostříku, to znamená, že pára je rozváděna k rozváděcím lopatkám jedním společným okružním kanálem
- při škrcení nastává pouze malá změna teploty s výkonem, což je výhodné pro rychlé změny výkonu.

Nevýhody:

- v regulačním ventilu škrtíme celý hmotnostní průtok páry a zmenšujeme tak celkový tepelný spád \rightarrow v provezech s nízkým výkonem významně klesá termodynamická účinnost expanze a tepelná účinnost celého cyklu.

Regulace klouzavým tlakem

Tlak páry na vstupu do turbíny regulujeme pomocí kotle, je tedy kladen vysoký důraz na pružnost kotle. Při náhlých změnách výkonu ventily škrtí až do doby, kdy kotel sníží tlak admisní páry na potřebnou hodnotu. Následně dojde k plnému otevření regulačních ventilů.



Obrázek 21 – Expanze při regulaci klouzavým tlakem a regulaci škrcením [4]

Výhody:

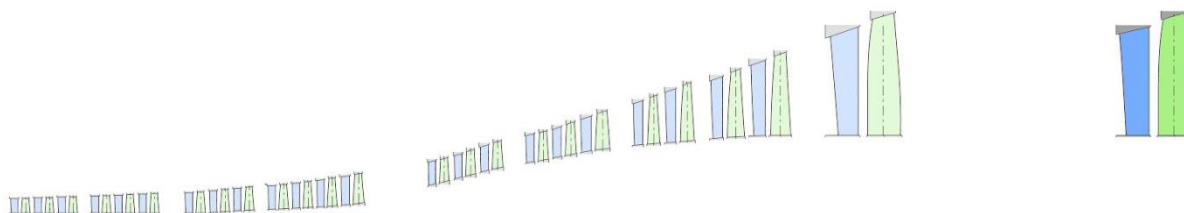
- úspora čerpací práce napájecího čerpadla → snížení vlastní spotřeby bloku respektive tepelné účinnosti zahrnujeme-li ji do ní
- malá změna teploty s výkonem
- postačuje jeden regulační ventil.

Nevýhody:

- zdlohavější regulační chod → kombinace se škrticí regulací
- použitelná pouze pro blokové uspořádání → 1 kotel – 1 turbína

5 Rozbor nenávrhových stavů nízkotlakého stupně

Průtočná část turbíny se skládá z dvaceti pěti stupňů. Podrobně analyzován bude předposlední stupeň nízkotlaké části turbíny, který je zobrazen na meridiálnímu řezu, také označovaném jako podélný řez průtočné části. Tento řez vychází z jednodimenzionálního proudového výpočtu, který byl proveden v interním programu DŠPW. Můžeme si všimnout axiálních mezer. Ty větší, jako třeba za třináctým či dvacátým čtvrtým stupněm, jsou zde z důvodu odběru páry, která je využita pro účely regenerace či teplofikace. Menší mezery, třeba jako za třetím, šestým, či devátým stupněm, jsou zde z důvodu umístění nosiče rozváděcích kol, který potřebuje z konstrukčních důvodů více místa, tím narůstá axiální délka stroje.



Obrázek 22 – Meridiální řez průmyslovou turbínou

Stupeň bude analyzován pro dané provozu:

Provoz

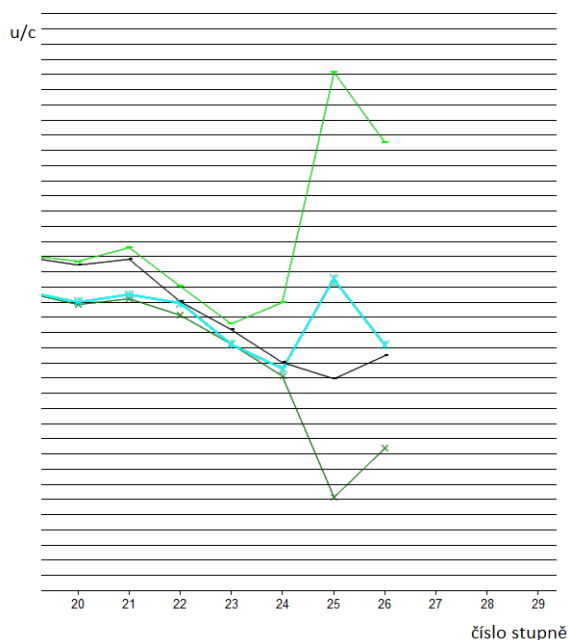
Letní 100 %
Zimní 100 %
Letní 80 %
Zimní 80 %

Označení

v01
v02
v03
v04

Průběh u/c pro jednotlivé provozu

Dochází k výrazným změnám u/c (zatížení) předposledního a posledního stupně turbíny napříč provozu.



Obrázek 23 – Průběh u/c pro vybrané provozu

Letní provoz 100%

Jedná se o nominální provoz, na který byla turbína navrhnutá.

Zimní provoz 100%

Parametry páry jsou na vstupu totožné jako u nominálního letního provozu. Došlo k nárůstu protitlaku, dojde ke zkrácení expanze v turbíně a jejímu odlehčení. Pára z turbíny vystupuje o vyšším tepelném potenciálu, který je využit k ohřevu vody v teplofikaci.

Letní provoz 80%

Na vstupu do turbíny došlo k poklesu průtočného množství a teploty páry. Z důvodů udržení tepelného výkonu na smluvní hodnotě byl navýšen protitlak páry na výstupu z turbíny.

Zimní provoz 80%

Parametry páry na vstupu do turbíny jsou totožné jako u 80% zimního provozu. Byl navýšen protitlak páry na výstupu z turbín. Důvodem je dosažení tepelného výkonu.

V přehledové tabulce 1 vidíme změny jednotlivých veličin napříč provozu.

Provozy	\dot{m}	T	P_{vstup}	$P_{výstup}$
v01	100%	100%	100%	100%
v02	100%	100%	100%	176%
v03	80%	96%	100%	115%
v04	80%	96%	100%	213%

Tabulka 1 – Změna parametrů napříč provozu

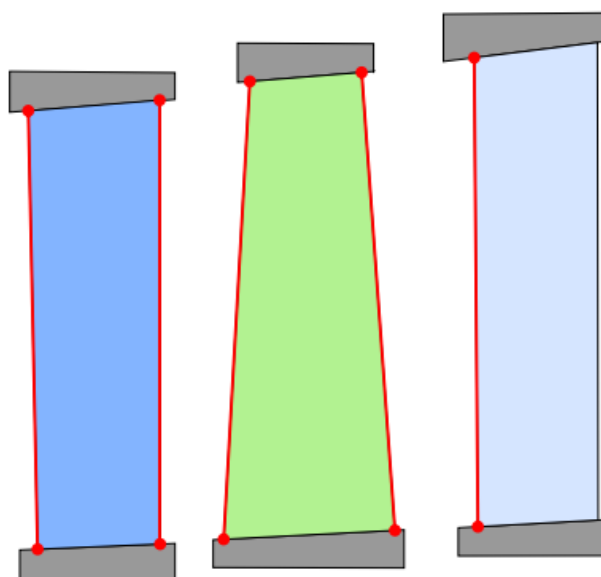
6 Detailní proudová analýza stupně pro dané nenávrhové stavy

6.1 Proudový výpočet

V reálném stupni parní turbíny je nesmírně složité proudové pole, které je ovlivněné několika faktory. Proudový výpočet je zjednodušený dvoudimenzionální výpočet, který slouží k prvotnímu nastínění proudových veličin v radiálním směru v daných výpočetních rovinách. Proudění se uvažuje osově symetrické a ustálené. Výpočet je založený na řešení rovnice radiální rovnováhy, který respektuje základní rovnice dynamiky plynů. Tj.

- rovnice kontinuity
- pohybová rovnice
- stavová rovnice
- energetická rovnice.

Řešenou oblastí je jeden turbínový stupeň zkoumaný ve výpočetních rovinách, kterými jsou náběžné a odtokové hrany lopatek, viz obrázek 24.



Obrázek 24 – Výpočetové roviny

Nejprve je nutné nadefinovat výpočetové roviny (geometrii lopatek) a okrajové podmínky.

Geometrické parametry:

- výstupní úhly z rozváděcích a oběžných lopatek
- určení polohy výpočetových rovin v souřadném systému.

Okrajové podmínky:

- účinnosti lopatkových mříží
- vstupní statický tlak a entalpie
- výstupní statický tlak
- hmotnostní průtok stupněm
- otáčky.

Výstupem proudového výpočtu získáme představu o radiálním rozložení proudových veličin na vypočtených rovinách: průtok stupněm, rozložení reakce po výšce lopatky, incidence, síly působící na lopatky, informace o zatížení lopatky díky rychlostnímu poměru u/c , atd. Touto metodou lze velice rychle a přesně napočítat proudové parametry pro turbínový stupeň. Výpočtový čas jednoho stupně se pohybuje v řádu vteřin, jedná se tedy o velice rychlý nástroj pro návrh průtočné části. Přesnost výpočtu klesá s délkou lopatky, proto u nízkotlakých stupňů je výhodné provést plnohodnotné trojdimenzionální CFD založené na stacionárním řešení parciálních diferenciálních rovnic proudění newtonovské tekutiny metodou konečných objemů.

6.2 Program pro návrh průtočných částí

Jak bylo zmíněno v předchozí kapitole, proudový výpočet nám slouží k získání představy o proudovém poli uvnitř stupně. Vlastní výpočetní kód je ve společnosti DŠPW integrován do komplexního SW pro návrh průtočných částí. Tento SW byl, stejně jako proudový výpočet, vyvíjen interně.

Vstupem do programu jsou výsledky 1D návrhu průtočné části, na jejichž základě se navrhují profily a sestavují prvotní lopatky. DŠPW má vytvořenou unikátní proceduru, která díky parametrickému popisu základních stavebních profilů uložených v profilových balíčcích umožňuje velmi rychle vytvořit nové profily a sestavit 3D lopatku dle proudových požadavků. Celá tvorba lopatky je díky návrhovým pravidlům výrazně automatizována.

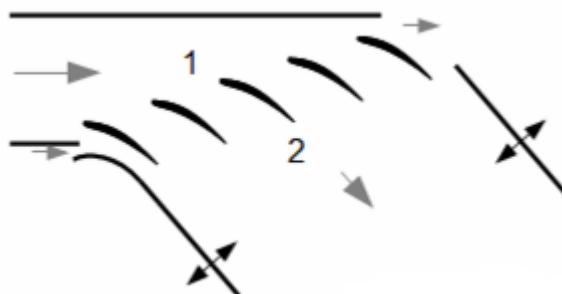
Vizualizace vytvořených lopatek a celé průtočné části umožňuje vhodně sladit geometrickou návaznost jednotlivých mříží, řešit radiální přesahy lopatek či respektovat požadavky na zvětšené axiální odstupy z důvodu odběrů páry atp. Proudění ve stupni je pro zvolený provozní režim analyzováno zmíněným proudovým výpočtem (2D analýza proudění), případně lze geometrii exportovat a provést detailní 3D analýzu v CFD SW. Program rovněž poskytuje základní pevnostní ohodnocení navržených lopatek a umožňuje ocenit ztráty v mřížích pomocí zabudovaného interního ztrátového modelu. Na základě výsledků jednotlivých analýz lze geometrii lopatek velmi jednoduše upravovat a dosáhnout tak požadovaných parametrů. Pro přenos dat do navazujících oddělení (pevnostní a dynamická kontrola, konstrukce, aktualizace HBD atp.) je připravena celá řada textových či grafických exportů včetně např. 3D geometrie lopatek. [3]

6.3 Proudový výpočet pro jednotlivé provozy

Analýza v proudovém výpočtu poskytla proudové úhly pro změnéné provozy, to bylo vstupem pro hodnocení ztrát incidencí dle Stěpanova [9]. Použitím ponížené účinnosti mříží a zohledněním ztráty výstupní rychlosti, dostaneme účinnost stupně.

Určení účinnosti lopatkové mříže

Nejpřesnější metodou stanovení aerodynamických charakteristik profilů v lopatkové mříži je stanovení pomocí experimentu v aerodynamickém tunelu. Měření se provádí na rovinné lopatkové mříži, která je tvořena několika stejně velkými lopatkami vloženými do průtokového kanálu šikmo tak, aby proud pracovní tekutiny odpovídal směru relativní rychlosti ve skutečné lopatkové mříži. Lopatky umístěné v rovinné lopatkové mříži mohou být v jiném měřítku než ve skutečnosti (velké profily se zmenší a menší profily se zvětší), měřítko se odvíjí od parametrů aerodynamického tunelu. Takto naměřená data se přepočítají pomocí teorie podobnosti pro proudění. [6]



Obrázek 25 – Rovinná lopatková mříž

Účinnost lopatkové mříže zahrnuje pouze vliv incidence, nikoliv však další vlivy (změnu reakce, úniky ucpávkami, ztrátu výstupní rychlosti, atp.).

Ztráty při nenávrhových úhlech náběhu

Hypotéza dle Stěpanova vychází z úvahy, že ztráty při nenávrhovém úhlu náběhu jsou úměrné kvadrátu vektorového rozdílu mezi referenční (návrhovou) a nerefereční vstupní rychlostí. Nárůst ztrát vlivem nenávrhového úhlu náběhu určíme vztahem 13.

$$\Delta\zeta = 0,058 \cdot \left[\left(\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_{1f}} \right)^2 - \left(\frac{\sin\beta_2}{\sin\beta_{1d}} \right)^2 \right] + 0,265 \left[\frac{\sin(inc) \cdot \sin\beta_2}{\sin\beta_{1d} \cdot \sin\beta_{1f}} \right]^2 \quad 13$$

$$\Delta\zeta = f(inc, \beta_2, \beta_{1d}) \quad 14$$

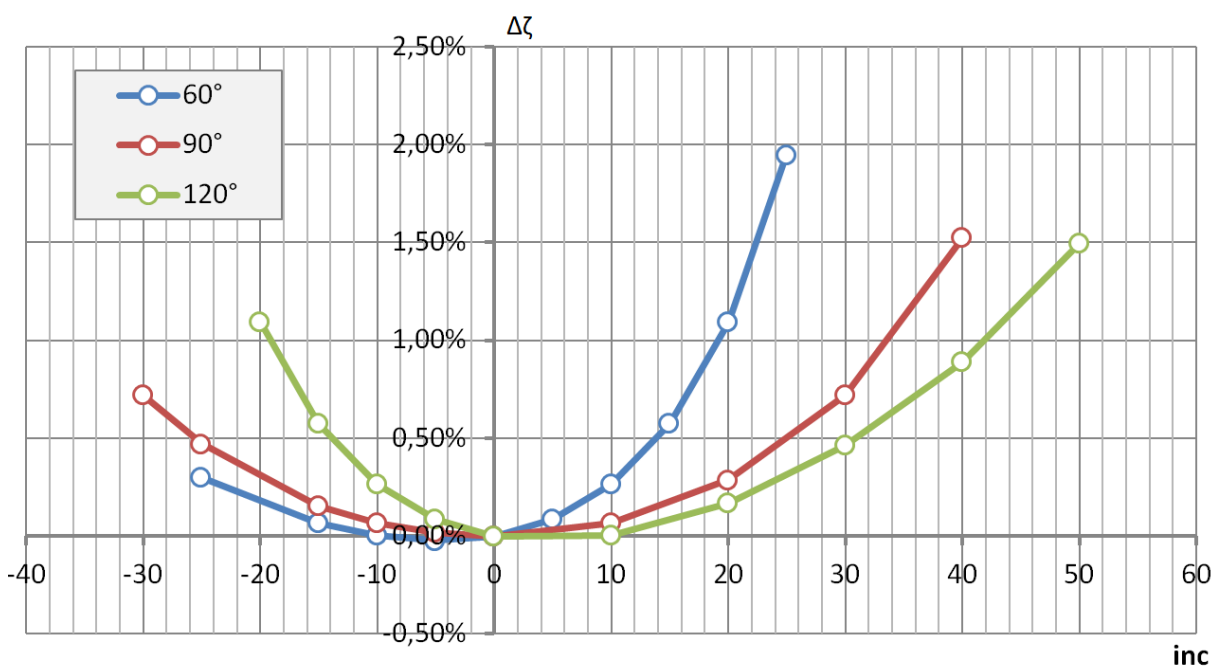
Kde:

- β_{1d} - vstupní úhel referenční → desénový
- β_{1f} - vstupní úhel nerefereční → proudu
- β_2 - výstupní úhel
- $inc = \beta_{1d} - \beta_{1f}$ - incidence

Na příkladu níže bude ukázán vývoj ztrát v závislosti na incidenci dle hypotézy Stěpanova. Zvolíme tři různé vstupní úhly, výstupní úhel zachováme konstantní pro všechny tři uvažované profily.

β_{1d}	β_{1f}	inc	β_2	$\Delta\zeta$	β_{1d}	β_{1f}	inc	β_2	$\Delta\zeta$	β_{1d}	β_{1f}	inc	β_2	$\Delta\zeta$
60	35	25	15	1,95%	90	50	40	15	1,52%	120	140	-20	15	1,09%
60	40	20	15	1,09%	90	60	30	15	0,72%	120	135	-15	15	0,58%
60	45	15	15	0,58%	90	70	20	15	0,29%	120	130	-10	15	0,27%
60	50	10	15	0,27%	90	80	10	15	0,07%	120	125	-5	15	0,09%
60	55	5	15	0,09%	90	90	0	15	0,00%	120	120	0	15	0,00%
60	60	0	15	0,00%	90	95	-5	15	0,02%	120	110	10	15	0,00%
60	65	-5	15	-0,02%	90	100	-10	15	0,07%	120	100	20	15	0,17%
60	70	-10	15	0,00%	90	105	-15	15	0,16%	120	90	30	15	0,46%
60	75	-15	15	0,07%	90	115	-25	15	0,47%	120	80	40	15	0,89%
60	85	-25	15	0,30%	90	120	-30	15	0,72%	120	70	50	15	1,49%

Obrázek 26 – Přehled vstupních, výstupních úhlů a incidencí



Obrázek 27 – Graf vývoje ztrát pro dané vstupní úhly

Profily s nižším vstupním úhlem vykazují rychlejší nárůst ztrát při kladné incidenci, naopak je tomu při incidenci záporné. S rostoucí hodnotou vstupního úhlu dochází k otočení trendu nárůstu ztrát.

Určení ztrát nenávrhovým úhlem náběhu pro jednotlivé provozy

Podle předchozí podkapitoly byly vypočteny přídavné ztráty, které vznikají nesprávným úhlem náběhu do lopatkové mříže. Nominální účinnost řezu ponížíme o ztrátu vzniklou nesprávným úhlem náběhu. Získáme účinnost řezu (viz rovnice 15). Takto vypočteme všechny řezy napříč provozy.

$$\eta_{\text{řezu}} = \eta_{\text{nom}} - \Delta\zeta_{\text{řezu}}$$

Účinnost lopatky po výšce vypočteme pomocí lichoběžníkového pravidla, které uděluje váhu jednotlivým řezům. Vážená účinnost po výšce lopatky plyne z rovnice 16.

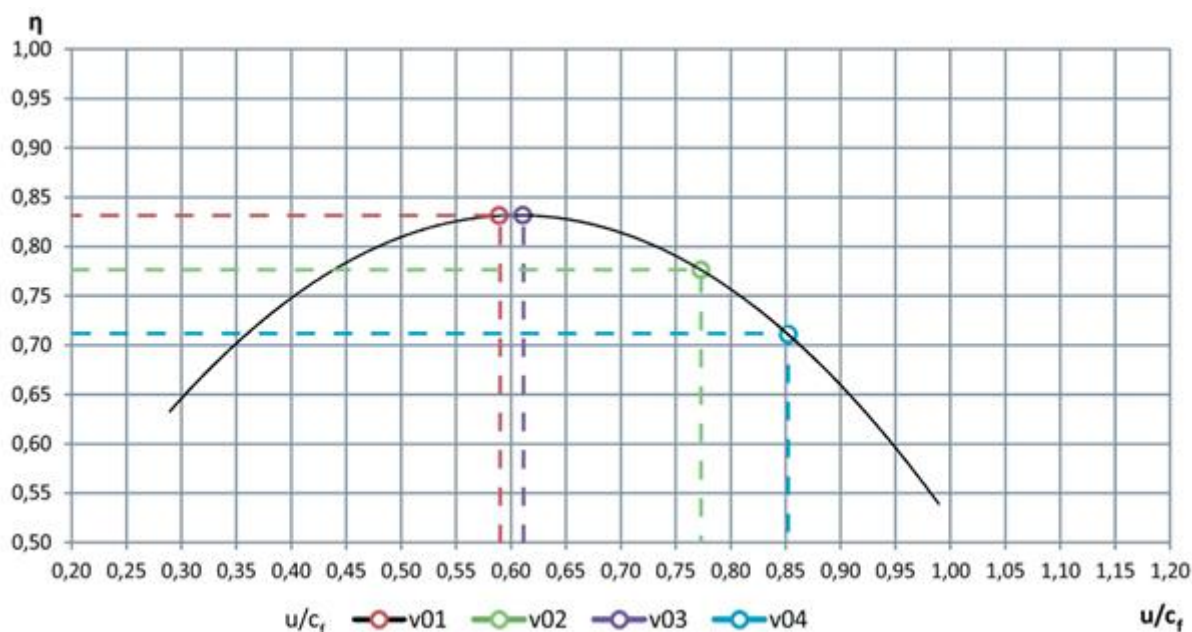
$$\eta_{\text{lopatky}} = \frac{\eta_{\text{pata}} + 2\eta_{\text{střed}} + \eta_{\text{špička}}}{4} \quad 16$$

Provoz			Beta1d	Beta1f	Incidence	Beta2	$\Delta\zeta$
v01	Rozváděcí lopatka	Pata	79.20	77.36	1.84	18.10	0.01%
		Střed	84.49	83.16	1.33	17.13	0.00%
		Špička	89.53	88.33	1.19	17.80	0.00%
	Oběžná lopatka	Pata	35.00	31.64	3.36	24.74	0.78%
		Střed	59.12	56.57	2.54	21.84	0.08%
		Špička	134.30	122.47	11.83	18.50	-0.01%
v02	Rozváděcí lopatka	Pata	79.20	80.88	-1.68	18.10	0.00%
		Střed	84.49	86.22	-1.73	17.13	0.00%
		Špička	89.53	91.23	-1.70	17.80	0.00%
	Oběžná lopatka	Pata	35.00	41.38	-6.38	24.74	-0.36%
		Střed	59.12	88.02	-28.90	21.84	0.88%
		Špička	134.30	140.32	-6.01	18.50	0.43%
v03	Rozváděcí lopatka	Pata	79.20	82.02	-2.82	18.10	0.00%
		Střed	84.49	87.20	-2.72	17.13	0.00%
		Špička	89.53	92.14	-2.61	17.80	0.01%
	Oběžná lopatka	Pata	35.00	34.27	0.73	24.74	0.12%
		Střed	59.12	61.76	-2.65	21.84	-0.04%
		Špička	134.30	119.31	14.99	18.50	0.09%
v04	Rozváděcí lopatka	Pata	79.20	90.06	-10.86	18.10	0.07%
		Střed	84.49	93.79	-9.31	17.13	0.06%
		Špička	89.53	98.17	-8.64	17.80	0.07%
	Oběžná lopatka	Pata	35.00	46.13	-11.13	24.74	-0.12%
		Střed	59.12	104.03	-44.91	21.84	2.40%
		Špička	134.30	147.13	-12.83	18.50	1.71%

Tabulka 2 – Přehled incidencí a ztráty řezů v jednotlivých provezech

Určení účinnosti stupně dle velikosti u/c

Alternativou určení účinnosti při nenávrhových stavech k výše uvedené metodě incidencí a mřížových ztrát je přístup závislosti účinnosti stupně na rychlostním poměru u/c. Tento „stupňový“ přístup vychází z testování stupňů. Obvykle se na jednostupňové turbíně měří změna účinnosti pro několik nenávrhových stavů, vyvozených např. změnou tlakového spádu. Tento přístup zahrnuje jak ztráty incidencí, tak i další vlivy (změnu reakce, úniky ucpávkami, výstupní ztráta, atp.). Nezahrnuje však případný vliv incidence na rozváděcí lopatky.



Obrázek 28 – Účinnost provozů dle průběhu křivky u/c pro danou reakci

Změna účinnosti stupně dle výpočtu v programu pro návrh průtočných částí zahrnuje pouze vliv incidence. Snížení hodnoty účinností pro nenávrhové stavy vychází menší než z výpočtu dle přístupu u/c . Křivky vlivu účinnosti na u/c (dle Ščeglajeva, případně dle Zalfa) vycházejí z měření na stupních a zahrnují také další ztráty (změnu reakce, ucpávkové množství, výstupní ztrátu atp.).

Provoz	Incidence & účinnosti mříží	Přístup u/c		Přístup u/c	
	DŠPW návrh průtočných částí	Ščeglajev		Zalf	
	η [%]	u/c	η [%]	u/c	η [%]
v01	100	0.59	100.00	0.59	100.00
v02	97.62	0.77	93.38	0.77	95.32
v03	100.11	0.61	100.58	0.61	97.60
v04	92.67	0.85	85.48	0.85	84.01

Tabulka 3 – Změna účinnosti v provozech

7 Zhodnocení a návrh profilování s ohledem na významy jednotlivých nenávrhových stavů

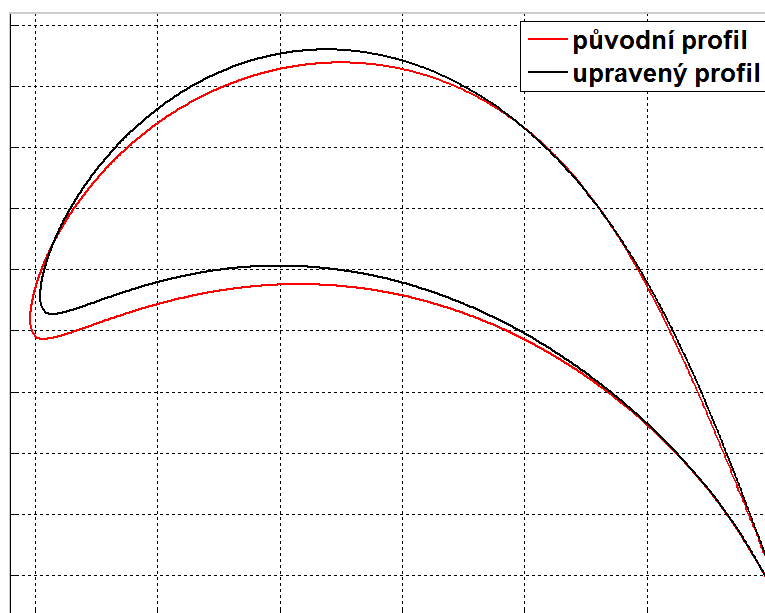
Průtočná část byla navrhována na jeden „vykládací“ provoz, lopatky tedy nejsou přizpůsobeny na ostatní provoz. Z celé průtočné části se budeme zabývat předposledním stupněm. Rozváděcí lopatka byla zachována, neboť incidence nedosahovala vysokých hodnot a ztráty se mění jen nepatrně (viz tabulka 2). Oběžná lopatka byla nově navržena. Pro návrh byly zachovány tyto parametry: t/c , výstupní úhly z jednotlivých řezů a velikost ohybového modulu patního profilu.

7.1 Porovnání řezů původní a upravené oběžné lopatky z pohledu geometrie lopatky

Cílem návrhu oběžné lopatky bylo vylepšit profilové ztráty v nenávrhových provozech s minimálním dopadem do profilových ztrát nominálního provozu.

Patní profil

Z důvodu zachování velikosti ohybového modulu nemohl být patní profil příliš měněn. Změny profilu vedly k zlepšení nevedeného ohnutí proudu a vylepšení profilových ztrát.



Obrázek 29 – Srovnání patních řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky

Střední profil

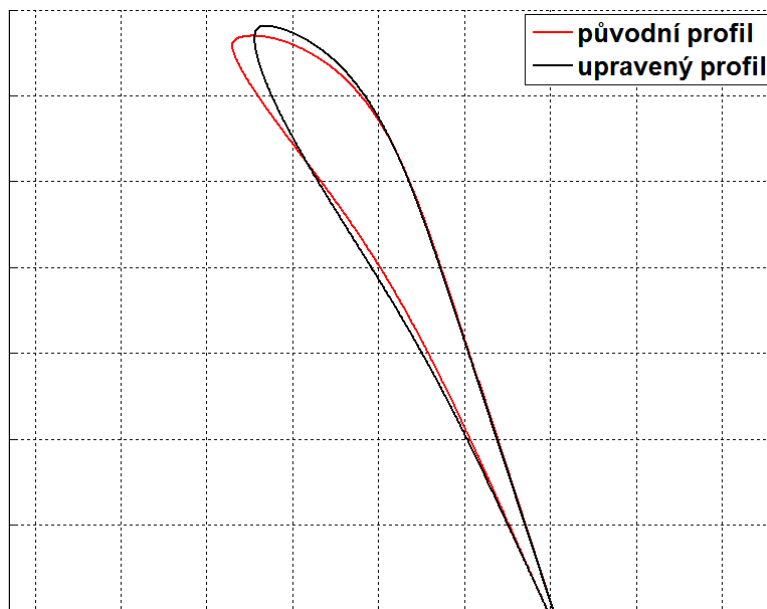
Profil na středu lopatky dostal největších změn z důvodu velkých incidencí na profil napříč jednotlivými provoz. Byla navýšena plocha řezu a tedy i W_{\min} . V důsledku těchto změn došlo k navýšení profilových ztrát v nominálním režimu. Cílem návrhu středního profilu bylo zamezit odtržení proudění v nenávrhových provozech.



Obrázek 30 – Srovnání středových řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky

Špičkový profil

Změna profilu vedla k zamezení odtržení proudění od profilu v nenávrhových provozech. V důsledku těchto změn došlo k navýšení profilových ztrát v nominálním režimu, naopak došlo k výraznému vylepšení profilových ztrát v nenávrhových provozech.

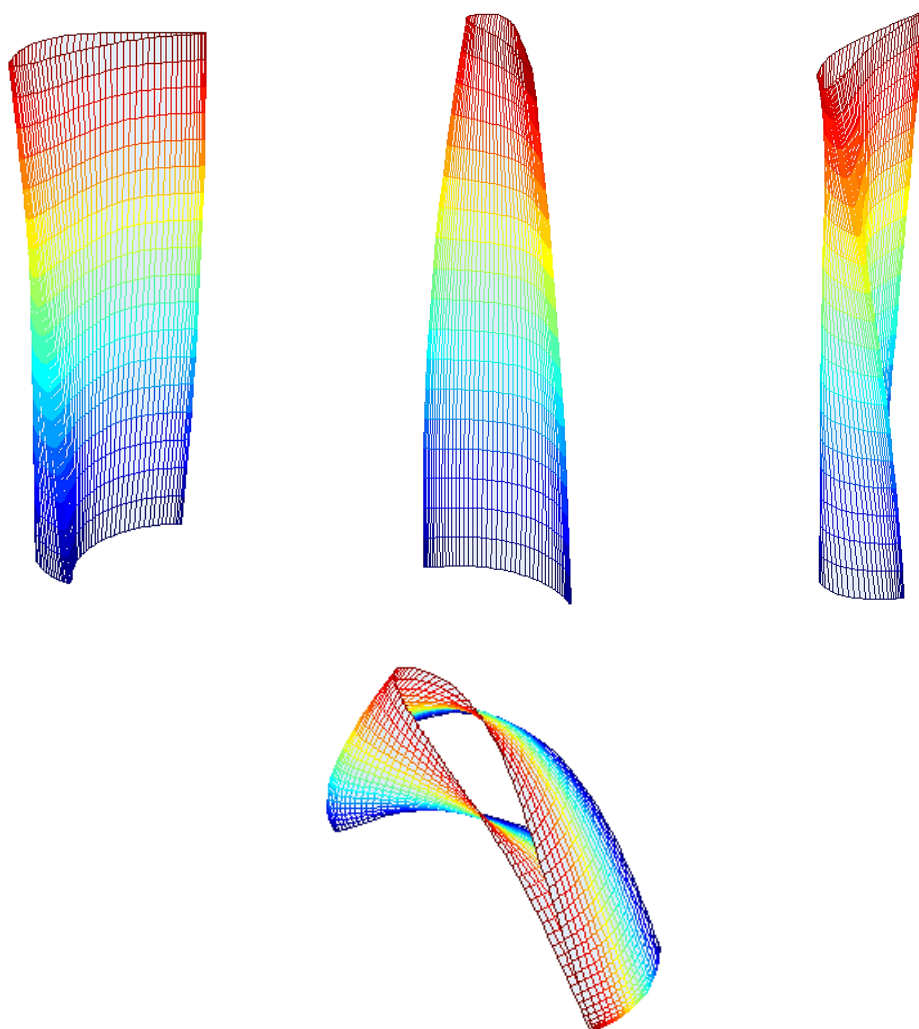


Obrázek 31 – Srovnání špičkových řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky

V přehledové tabulce 4 můžeme vidět změny důležitých geometrických parametrů upravených profilů vůči původním profilům při nominálním režimu.

Upravená oběžná lopatka	
Pata	
plocha [%]	-2.88
W_{\min} [%]	0.22
Střed	
plocha [%]	16.55
W_{\min} [%]	18.92
Špička	
plocha [%]	3.89
W_{\min} [%]	-1.97

Tabulka 4 – Geometrické srovnání profilů upravené a původní oběžné lopatky



Obrázek 32 – 3D lopatka

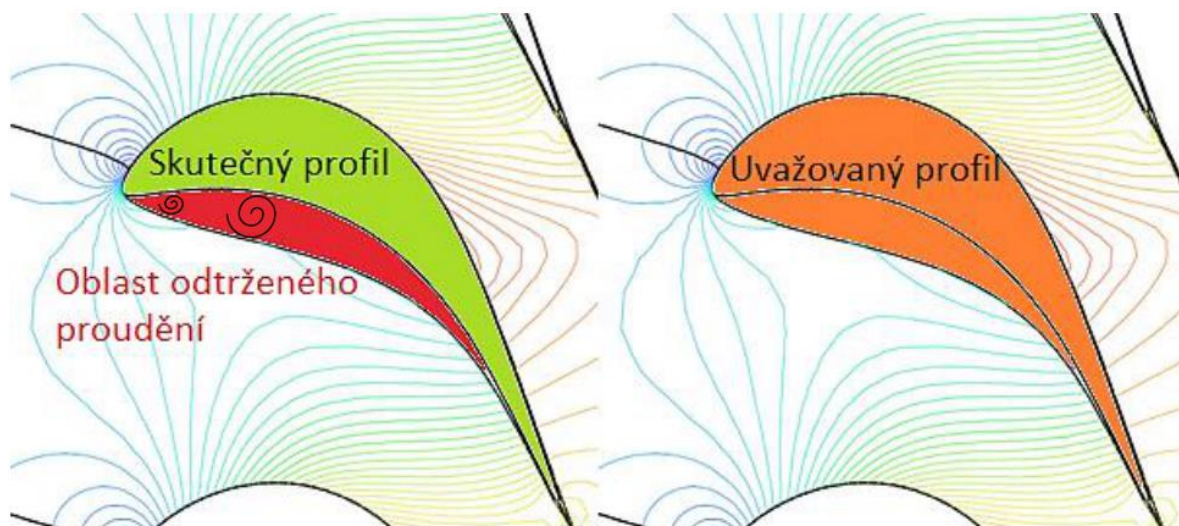
7.2 Porovnání řezů původní a upravené oběžné lopatky z hlediska proudění

Tato podkapitola pojednává o rozboru jednotlivých provozů z proudového hlediska. V tabulce 5 můžeme vidět relativní procentuální vyjádření rozdílu profilových ztrát napříč provozu.

	$\Delta\zeta$ [%]			
	Provoz			
	v01	v02	v03	v04
Pata	-1.64	-1.9	-1.71	-2.01
Střed	2.31	-10.16	0.63	-26.43
Špička	0.61	-0.88	-1.88	-52.90

Tabulka 5 – Změna parametrů napříč provozu

U některých provozů nastává odtržení proudění na přetlakové straně lopatky. Software pro návrh profilů odtržení neuvažuje, místo toho uvažuje odtrženou část proudění za oblast lopatky (viz obrázek 33). Neuvažováním odtržení proudění při výpočtu profilových ztrát neodpovídají ztráty skutečnosti a je „ofouknut“ jiný tvar profilu, pro který získáváme výrazně nižší hodnotu profilových ztrát. Cílem návrhu je zamezit odtržení proudění napříč provozu při co nejbližších profilových ztrátách nominálnímu režimu.

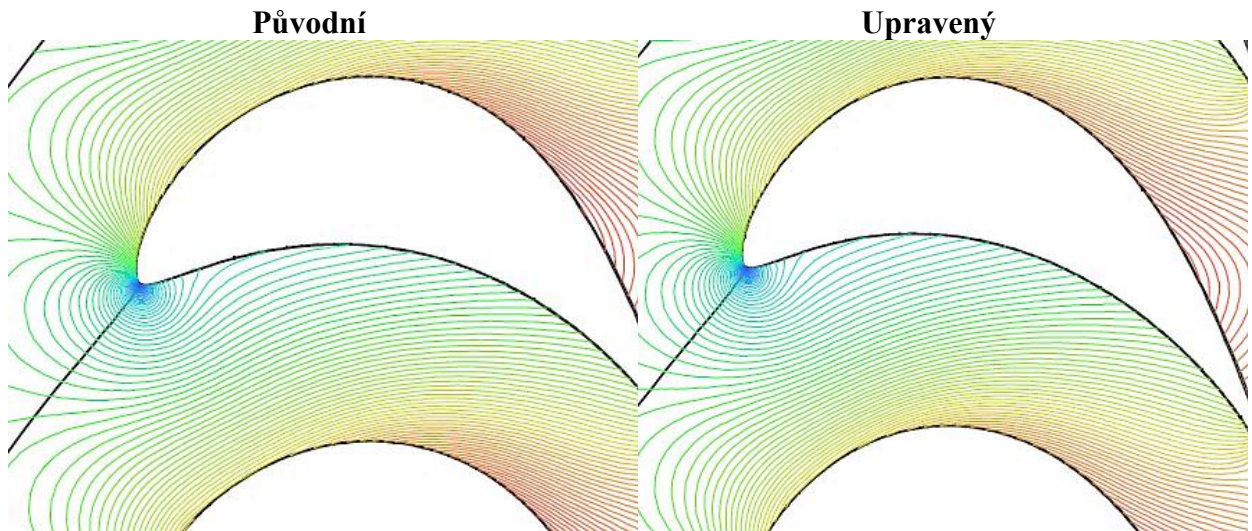


Obrázek 33 – Skutečný a uvažovaný tvar profilu

Letní 100% provoz

Patní profil

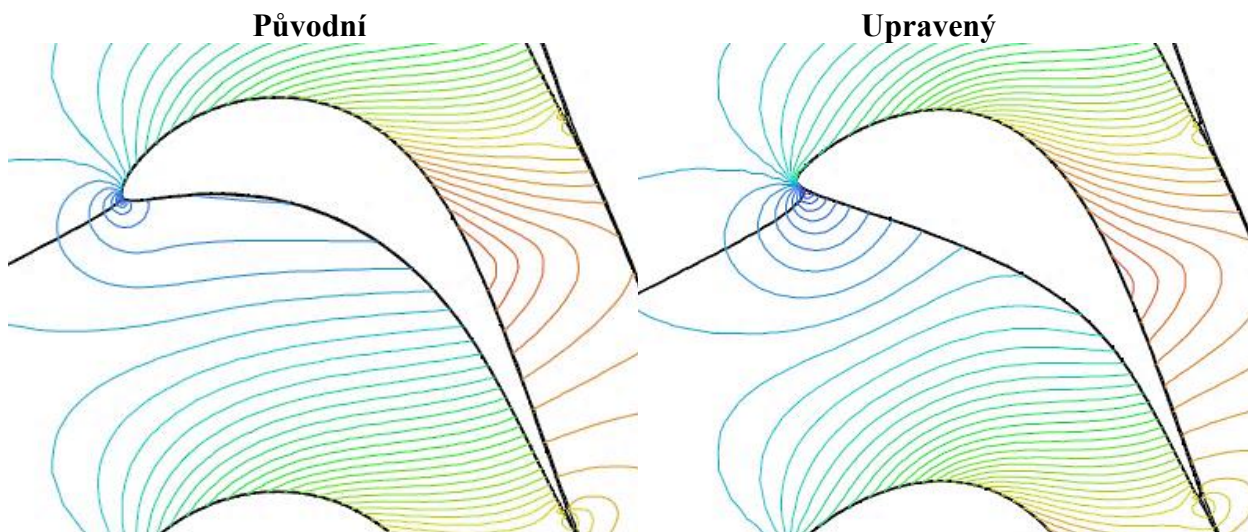
Vlivem navýšení úhlu nastavení γ došlo k zlepšení nevedeného ohnutí proudu, které vede ke zlepšení profilových ztrát.



Obrázek 34 – Proudění na patním profilu, režim v01

Střední profil

Náběh proudu na upravenou variantu profilu není optimální, vlivem tohoto náběhu dochází k pohoršení profilových ztrát v nominálním režimu. Ztráta v nominálním režimu je kompenzována v režimech nenávrhových, kde dochází k podstatnému vylepšení profilových ztrát.

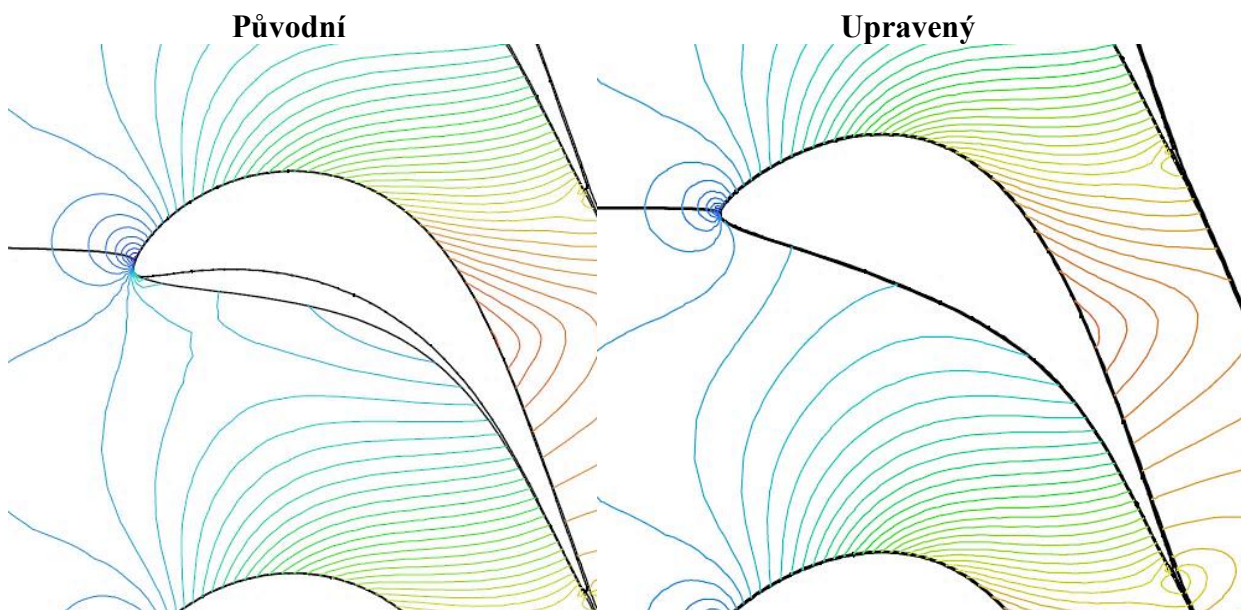


Obrázek 35 – Proudění na středním profilu, provoz v01

Zimní 100% provoz

Střední profil

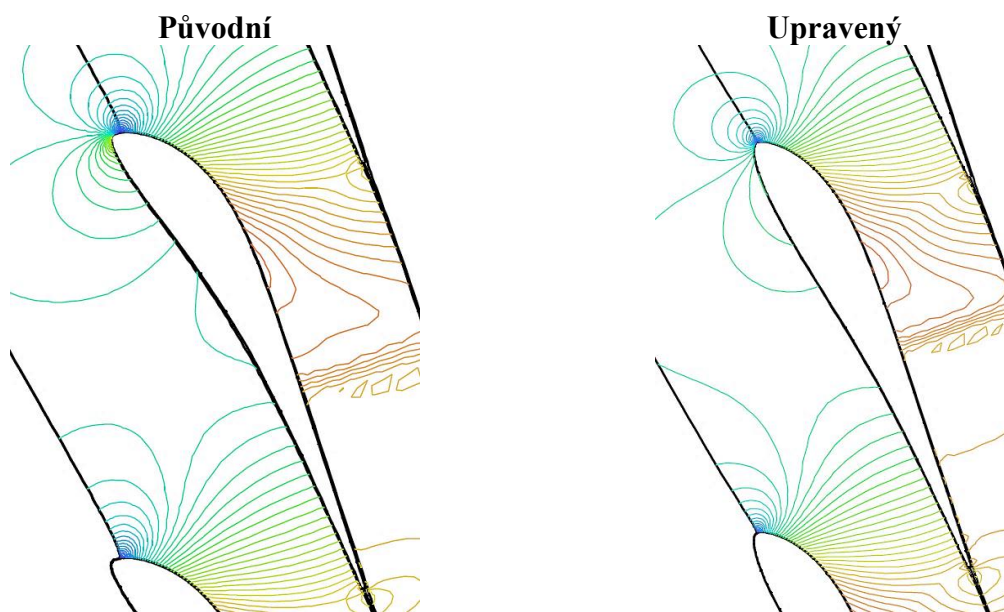
Proud nabíhá na hřbet profilu, což vede k odtržení proudění na přetlakové straně profilu. Náběh proudu na upravený profil lze považovat za zcela optimální.



Obrázek 36 – Proudění na středním profilu, provoz v02

Špičkový profil

U původního profilu je náběhu proudu na hřbet, dochází k odtržení proudění na přetlakové straně profilu.

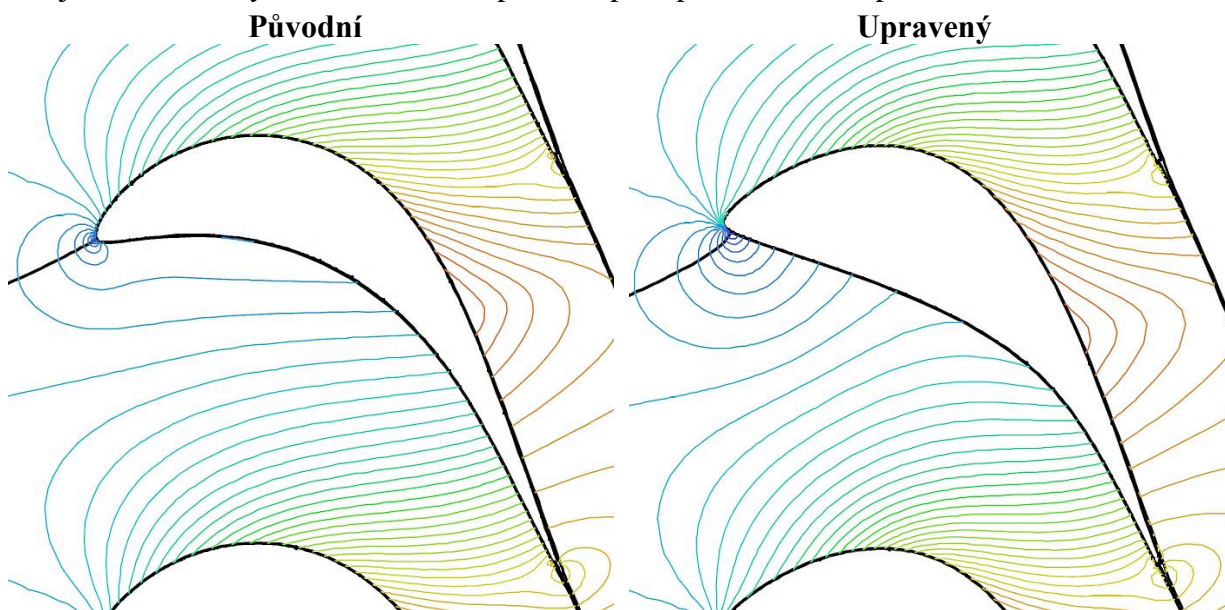


Obrázek 37 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v02

Letní 80% provoz

Střed

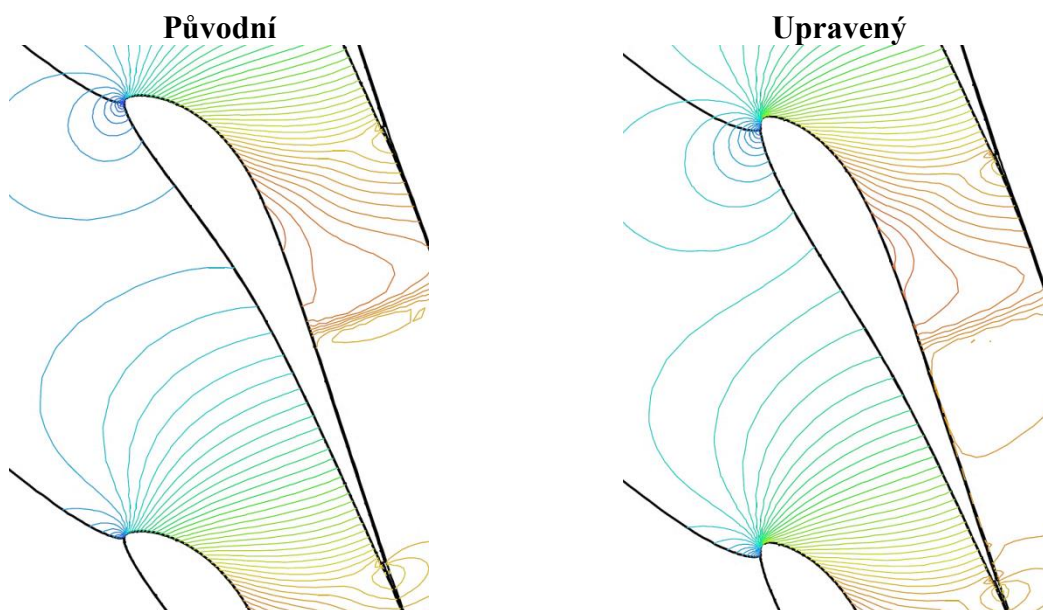
Náběh proudu na upravenou variantu profilu není zcela optimální. Proud nabíhá na „žlábek“, což je důvodem zvýšení ztrát v tomto provozu pro upravenou verzi profilu.



Obrázek 38 – Proudění na středovém profilu, provoz v03

Špička

Náběh proudu na upravenou variantu profilu je výrazně na „žlábek“ profilu, což způsobí přerychlení proudu páry v oblasti profilu, kde proud nabíhá.

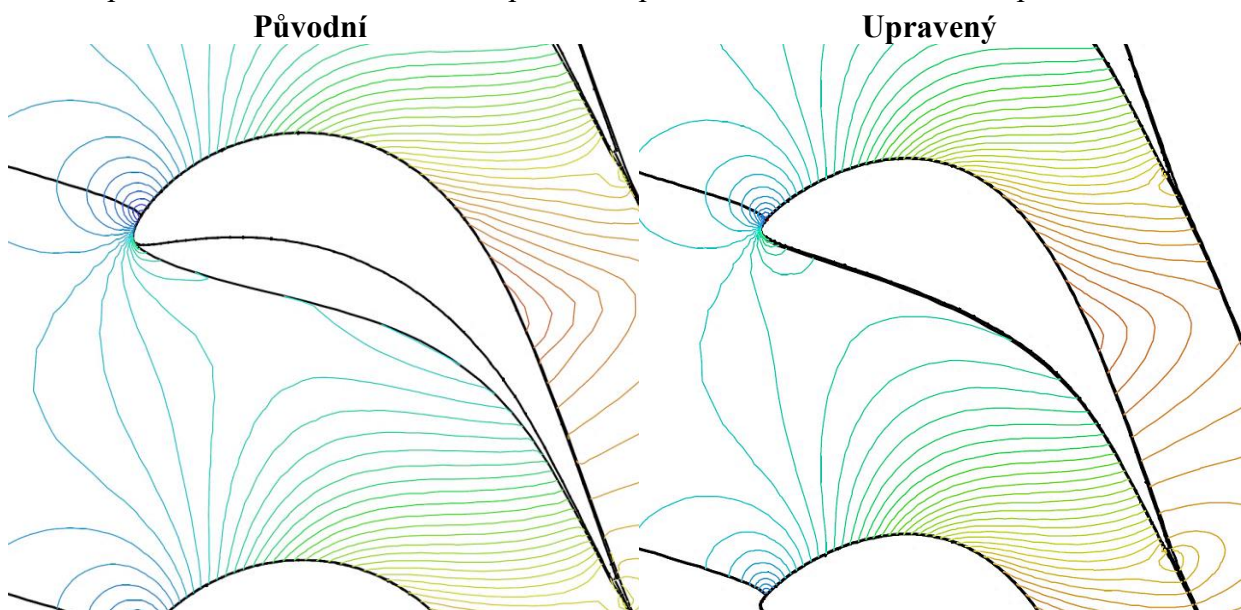


Obrázek 39 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v03

Zimní 80% provoz

Střed

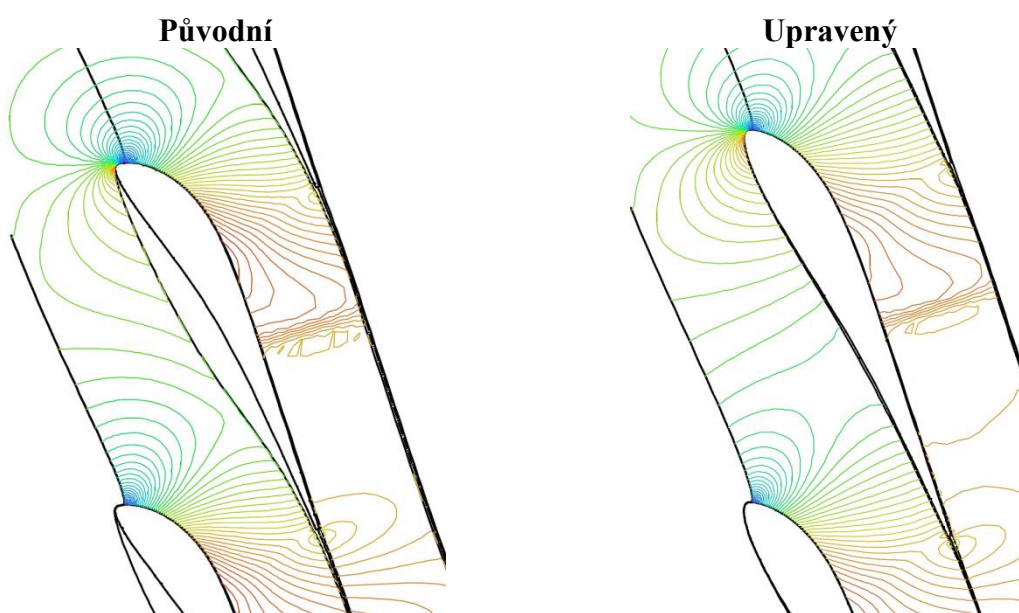
Náběh proudu na původní profil je mnohem více na „hřbet“ profilu v porovnání s provozem v02. Dochází tedy k mnohem většímu odtržení proudění od profilu a ztrátám. Upravený profil tomuto provozu odolává velmi dobře i přesto, že proud také nabíhá na „hřbet“ profilu.



Obrázek 40 – Proudění na středovém profilu, provoz v04

Špička

Náběh proudu na původní profil je na hřbet, dojde k odtržení proudění a vysokému nárůstu profilových ztrát. Náběh proudu na upravenou verzi profilu je také na hřbet, ale vlivem úpravy profilu nedochází k odtržení na přetlakové straně profilu.



Obrázek 41 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v04

Obrázky profilů pata, střed, špička jednotlivých provozů je možno zhlédnout v příloze (obrázky 43, 44, 45 a 46).

7.3 Ekonomické hodnocení provozů

Výkon původního stupně napříč provozu budeme považovat za nominální. Obvyklá penalizace nedodržení výkonu stroje se pohybuje v rozmezí 1000 až 2000 €/kW.

Provoz	Rozdíl výkonů [kW]	Penále za 1kW	Úspora	Penále za 1kW	Úspora
v01	-1.27	1 000 €	- 34 312.86 Kč	2 000 €	- 68 625.72 Kč
v02	5.39		145 627.02 Kč		291 254.04 Kč
v03	7.37		199 122.66 Kč		398 245.32 Kč
v04	11.77		318 001.86 Kč		636 003.72 Kč

Tabulka 6 – Úspora/ztráta pro stupeň z pohledu provozu

Úspora v tabulce 6 reprezentuje úspory/ztráty pro stupeň, pokud by byl po celou dobu provozován jen v daném konkrétním provozu. Turbína, potažmo stupeň, pracuje během uvažovaného období v různých provozních režimech. Z tohoto důvodu zavádíme váhu provozu, která bude reprezentovat důležitost daného provozu. Největší váha byla přiložena nominálnímu režimu v01. Podle vzorce 17 byl vypočten vážený rozdíl výkonů.

$$\bar{x} = \frac{\sum_{i=1}^n w_i x_i}{\sum_{i=1}^n w_i} \quad 17$$

Rozdíl výkonů x	Váha provozu w	Vážený rozdíl výkonů
-1.27	0.4	3.98
5.39	0.3	
7.37	0.15	
11.77	0.15	

Tabulka 7 – Vážený rozdíl výkonů

Vážený rozdíl výkonů stupně vyšel 3.98 kW, což při penalizaci 1000€/kW vychází na úsporu 107 531,- Kč, při uvažování vyšší sazby penalizace by úspora vyšla 215 062,- Kč. Z pohledu ceny turbosoustrojí se nejedná o vysokou částku, ale je to jedna z možných cest, jak optimalizovat průtočnou část a uspořit finanční prostředky.

8 Závěr

Cílem diplomové práce bylo analyzovat nenávrhové stavy nízkotlakého stupně průmyslové parní turbíny a na základě těchto stavů navrhnout stupeň nový. Práce byla vyhotovena ve společnosti Doosan Škoda Power, která poskytla jak potřebný software, tak cenné rady mnoha odborníků působících v problematice parních turbín.

Úvod práce je zaměřen na provozní podmínky turbíny, možné provedení stupňů (z pohledu reakce, rychlostního poměru u/c , rychlostních trojúhelníků, atp.), z kterých vychází konstrukční provedení turbíny. Dále je v práci vysvětleno, co je myšleno nenávrhovým stavem a co tento stav způsobuje. Jednou z klíčových částí diplomové práce byl proudový výpočet, který poskytl proudové úhly pro změněné provozy, které byly vstupem pro hodnocení ztrát incidencí dle Stěpanova. Proudové úhly pro změněné provozy byly východiskem pro návrh stupně. Rozváděcí lopatka byla zachována z důvodu nízkých hodnot incidencí a tedy malých změn profilových ztrát. Oběžná lopatka byla nově navržena s přihlédnutím na několik faktorů. Byly zachovány výstupní úhly s ohledem na návaznost dalšího stupně, rozteč lopatek t/c a pro patní profil byla zachována hodnota ohybového modulu. Po návrhu oběžné lopatky byla provedena analýza nenávrhových stavů na nové lopatce. Vyhodnocením nenávrhových stavů na původní a nově navržené lopatce bylo zjištěno lepší chování proudění nově navržené lopatky (snížení profilových ztrát, difúzních faktorů, zamezení odtržení proudění). Byly porovnány jednotlivé provozy a okomentovány dané příznivé/nepříznivé stavy na profilech. Na konci práce byla provedena ekonomická analýza, pomocí které byl vyčíslen finanční přínos, pokud by stupeň byl navrhnout s ohledem na nenávrhové stavy.

9 Literatura

- [1] AMBROŽ, Jaroslav. *Parní turbína za změněných podmínek*. Praha 1, Spálená 51: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1973. ISBN 04-230-73.
- [2] ŠČEGLJAJEV, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny: Teorie tepelného děje a konstrukce turbín 2. svazek*. Praha 1, Spálená 51: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.
- [3] Interní materiály Doosan Škoda Power s.r.o.
- [4] Ladislav Krajíc, Parní turbíny a příslušenství, KKE/PTK, Plzeň, ZČU, FST, 2011
- [5] Jiří Kučera, Parní turbíny a kondenzátory - KKE/PTK, Plzeň, ZČU, FST, 2016
- [6] <http://www.transformacni-technologie.cz> (10.2.2016)
- [7] DVORSKÝ, Emil a Pavla HAJTMÁNKOVÁ. *Kombinovaná výroba elektrické a tepelné energie*. Praha 10, Věšínova 5: BEN - technická literatura, 2005. ISBN 80-7300-118-7.
- [8] Jiří Kučera, Pokročilé termodynamické cykly - KKE/ATC, Plzeň, ZČU, FST, 2016
- [9] KUOFANG, Qiang a Chen NAIXING. *New correlations of the two dimensional turbine cascade aerodynamic performance*. New York, N.Y. St E 47, 10017: The american society of mechanical engineers, 1981. ISBN 978-0-7918-7961-0.

10 Seznam obrázků

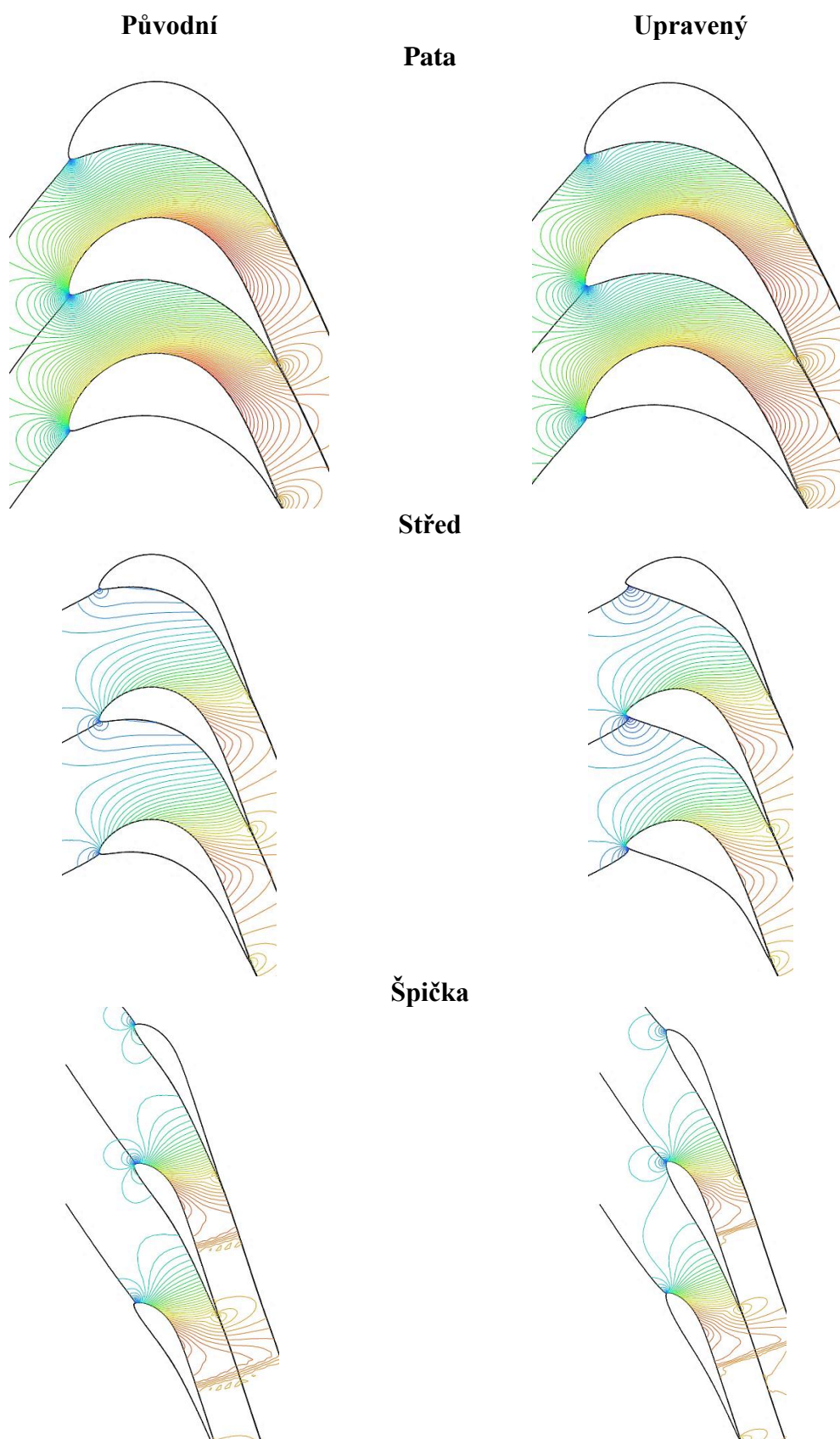
Obrázek 1 – Využití energie paliva [8]	11
Obrázek 2 – Schéma protitlakové turbíny [8]	12
Obrázek 3 – Schéma kondenzační turbíny [8].....	13
Obrázek 4 – Neregulovaný odběr [8]	14
Obrázek 5 – Regulovaný odběr [8].....	14
Obrázek 6 – Rovnotlaký a přetlakový stupeň [6]	15
Obrázek 7 – Expanze ve stupni parní turbíny.....	16
Obrázek 8 – Reakčnost stupně parní turbíny.....	17
Obrázek 9 – Rychlostní trojúhelníky [5]	18
Obrázek 10 – Rovnotlaký stupeň [5]	19
Obrázek 11 – Přetlakový stupeň [5]	19
Obrázek 12 – Termodynamická účinnost stupně v závislosti na u/c_f	21
Obrázek 13 – Zachycení nenávrhového stavu ve stupni	22
Obrázek 14 – Incidence na profilu	23
Obrázek 15 – Vliv nesprávného úhlu náběhu.....	23
Obrázek 16 – Vliv změny průtoku páry pro protitlakové turbíny [4]	25
Obrázek 17 – Vliv změny průtoku páry pro kondenzační turbínu [4].....	25
Obrázek 18 – Schéma skupinové regulace [4]	27
Obrázek 19 – Expanze při skupinové regulaci [4]	27
Obrázek 20 – Průběh expanze při regulaci škrcením [4].....	28
Obrázek 21 – Expanze při regulaci klouzavým tlakem a regulaci škrcením [4].....	29
Obrázek 22 – Meridiální řez průmyslovou turbínou	31
Obrázek 23 – Průběh u/c pro vybrané provozy	31
Obrázek 24 – Výpočtové roviny.....	33
Obrázek 25 – Rovinná lopatková mříž	35
Obrázek 26 – Přehled vstupních, výstupních úhlů a incidencí.....	36
Obrázek 27 – Graf vývoje ztrát pro dané vstupní úhly	36
Obrázek 28 – Účinnost provozů dle průběhu křivky u/c pro danou reakci.....	38
Obrázek 29 – Srovnání patních řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky.....	39
Obrázek 30 – Srovnání středových řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky	40
Obrázek 31 – Srovnání špičkových řezů profilů původní a upravené oběžné lopatky	40
Obrázek 32 – 3D lopatka	41
Obrázek 33 – Skutečný a uvažovaný tvar profilu.....	42
Obrázek 34 – Proudění na patním profilu, režim v01	43
Obrázek 35 – Proudění na středním profilu, provoz v01	43
Obrázek 36 – Proudění na středním profilu, provoz v02	44
Obrázek 37 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v02	44
Obrázek 38 – Proudění na středovém profilu, provoz v03.....	45
Obrázek 39 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v03	45
Obrázek 40 – Proudění na středovém profilu, provoz v04.....	46
Obrázek 41 – Proudění na špičkovém profilu, provoz v04	46

Obrázek 43 – Kontury Machova čísla pro provoz v01.....	53
Obrázek 44 – Kontury Machova čísla pro provoz v02.....	54
Obrázek 45 – Kontury Machova čísla pro provoz v03.....	55
Obrázek 46 – Kontury Machova čísla pro provoz v04.....	56

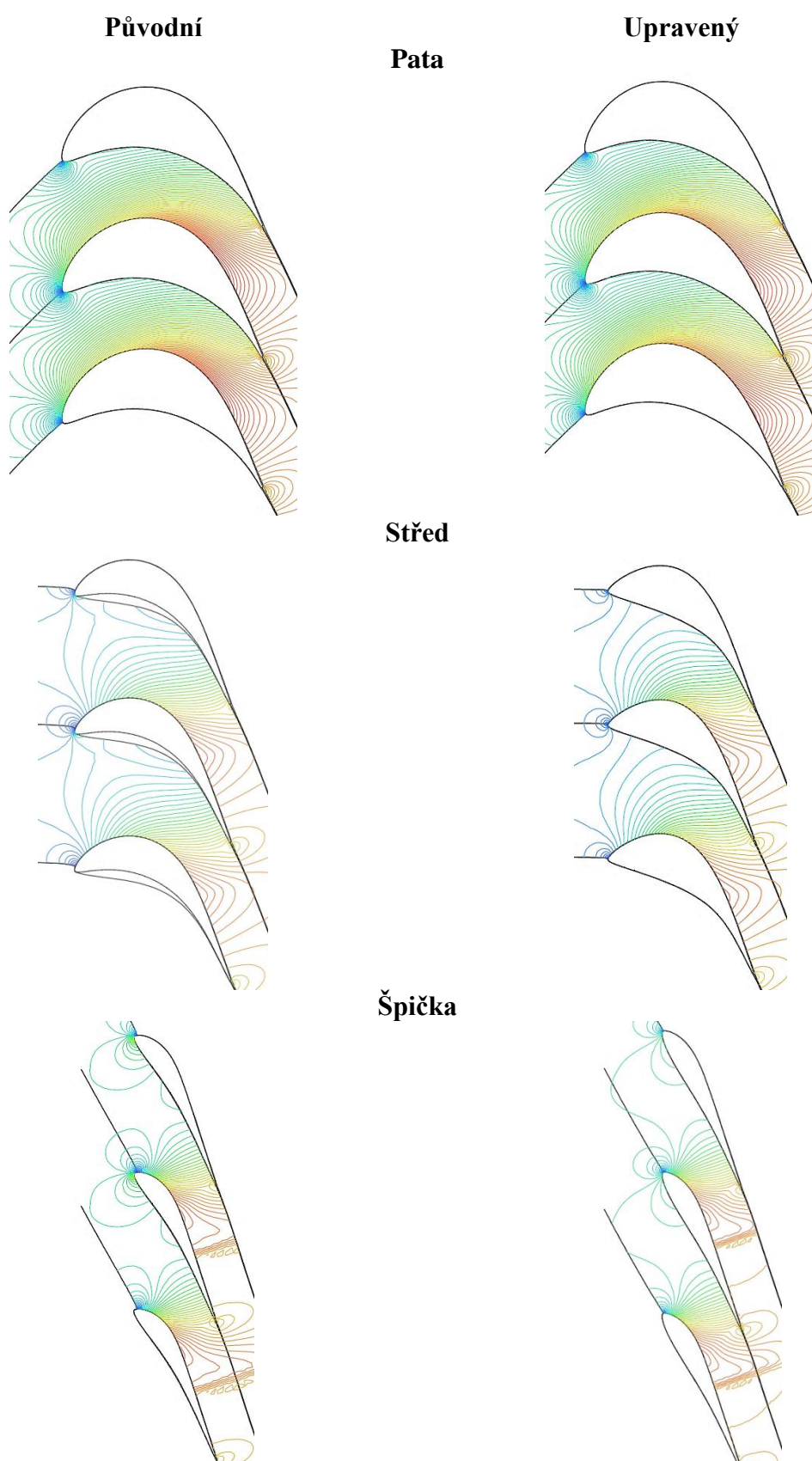
11 Seznam tabulek

Tabulka 1 – Změna parametrů napříč provozy.....	32
Tabulka 2 – Přehled incidencí a ztráty řezů v jednotlivých provozech.....	37
Tabulka 3 – Změna účinnosti v provozech.....	38
Tabulka 4 – Geometrické srovnání profilů upravené a původní oběžné lopatky.....	41
Tabulka 5 – Změna parametrů napříč provozy.....	42
Tabulka 6 – Úspora/ztráta pro stupeň z pohledu provozu.....	47
Tabulka 7 – Vážený rozdíl výkonů	47

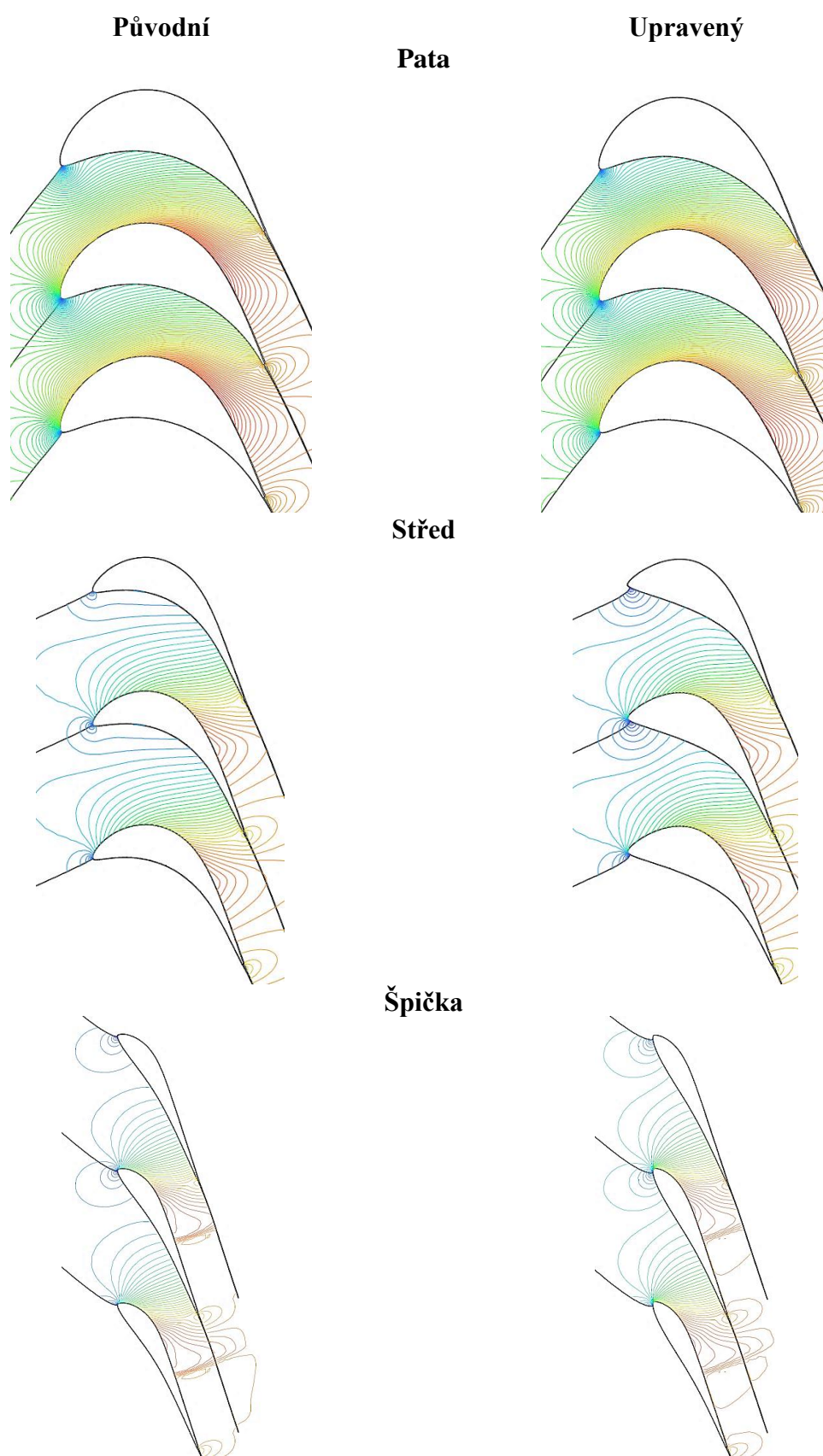
12 Přílohy



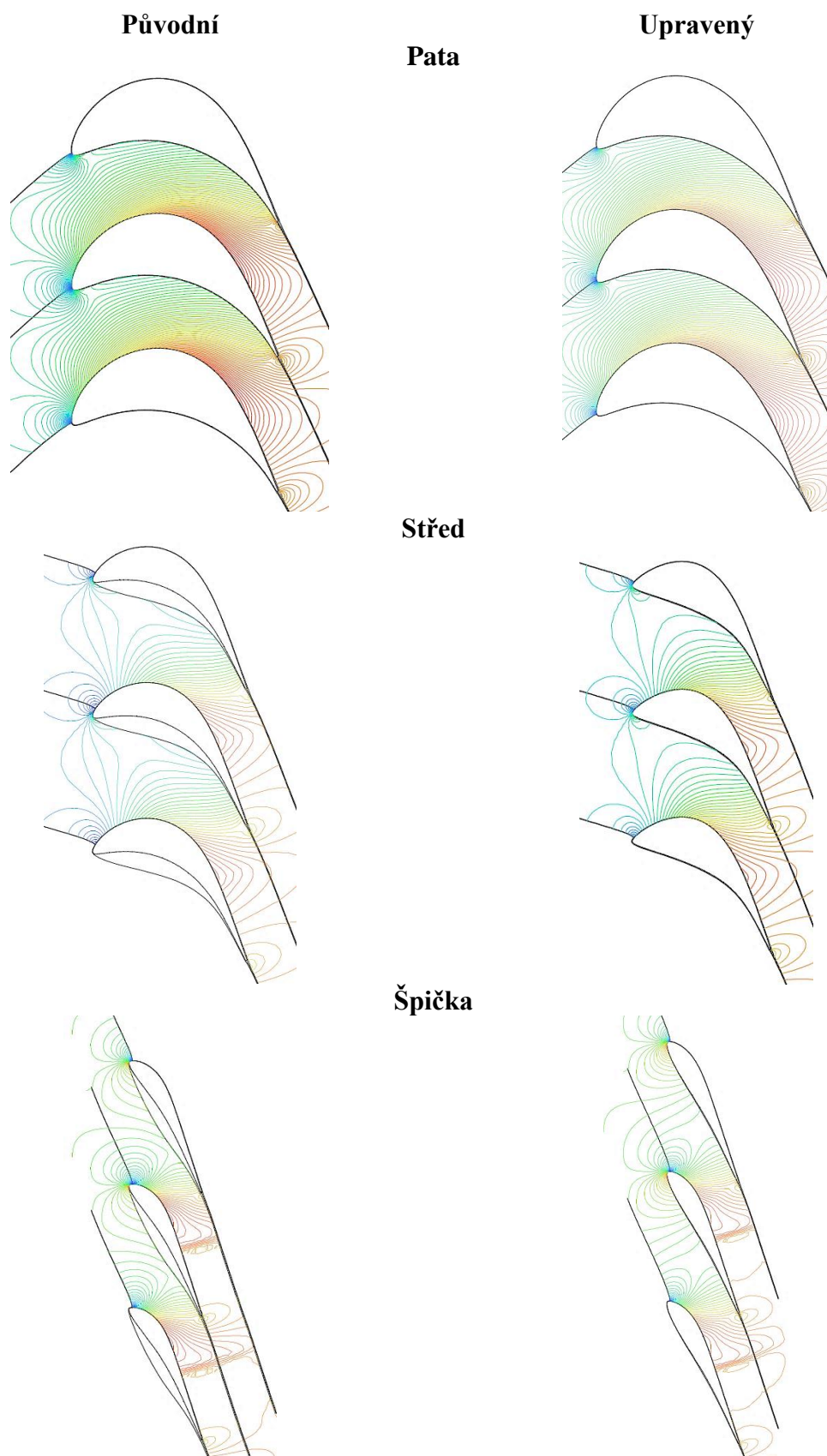
Obrázek 42 – Kontury Machova čísla pro provoz v01



Obrázek 43 – Kontury Machova čísla pro provoz v02



Obrázek 44 – Kontury Machova čísla pro provoz v03



Obrázek 45 – Kontury Machova čísla pro provoz v04