

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Stavba energetických strojů a zařízení

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Experimentální výzkum vefukování vzduchu mezerou mezi rozváděcím
a oběžným kolem

Autor: Jan Korelus

Vedoucí práce: Ing. Pavel Žitek

Akademický rok 2017/2018

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
Fakulta strojní
Akademický rok: 2017/2018

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE
(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Jan KORELUS**
Osobní číslo: **S15B0122P**
Studijní program: **B2301 Strojní inženýrství**
Studijní obor: **Stavba energetických strojů a zařízení**
Název tématu: **Experimentální výzkum vefukování vzduchu mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem**
Zadávací katedra: **Katedra energetických strojů a zařízení**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

Cílem práce je zpracování rešerše experimentálního výzkumu vefukování vzduchu mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem turbínových stupňů vzduchových turbín ve světě. Druhou částí práce bude navržení konstrukčních úprav experimentálního zařízení VT-400 s cílem řízení vefukovaného parazitního proudu vzduchu mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem.

Máte za úkol provést:

- rešerši týkající se experimentálního výzkumu vefukování vzduchu mezi rozváděcím a oběžným kolem,
- popis zkoumaných stupňů pokusných vzduchových turbín vyhledaných v rámci rešerše,
- rozbor několika zajímavých publikovaných článků,
- návrh konstrukčního řešení úpravy VT-400, tvorbu výkresové dokumentace.

Rozsah grafických prací: výkres
Rozsah kvalifikační práce: 30 - 40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- Dixon S. L. a Hall C. A.: Fluid mechanics and thermodynamics of turbomachinery. 6th ed. Burlington: Butterworth-Heinemann, 2010, 459 s., ISBN 978-1-85617-793-1
- Moustapha H. et al.: Axial and radial turbines. White River Junction: Concepts NREC, 2003, 358 s., ISBN 0-933283-12-1
- Pavelek M. a kol.: Termomechanika, Brno: CERM, 2003, 284 str., ISBN 80-214-2409-5
- Kadrnožka J.: Tepelné turbíny a turbokompresory [1], Základy teorie a výpočtů, vyd. 1., Brno: CERM, 2004, 308 s., ISBN 80-7204-346-3

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Pavel Žitek
Katedra energetických strojů a zařízení
Konzultant bakalářské práce: Ing. Petr Milčák, Ph.D.
Doosan Škoda Power
Datum zadání bakalářské práce: 30. října 2017
Termín odevzdání bakalářské práce: 21. května 2018



Doc. Ing. Milan Edl, Ph.D.
děkan



Dr. Ing. Jaroslav Synáč
vedoucí katedry

V Plzni dne 20. října 2017

Prohlášení o autorství

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

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

V Plzni dne:

.....
podpis autora

ANOTAČNÍ LIST BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

AUTOR	Příjmení Korelus	Jméno Jan	
STUDIJNÍ OBOR	„Stavba energetických strojů a zařízení“		
VEDOUCÍ PRÁCE	Příjmení (včetně titulů) Ing. Žitek	Jméno Pavel	
PRACOVISŤE	ZČU - FST - KKE		
DRUH PRÁCE	DIPLOMOVÁ	BAKALÁŘSKÁ	Nehodící se škrtněte
NÁZEV PRÁCE	Experimentální výzkum vefukování vzduchu mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem		

FAKULTA	strojní	KATEDRA	KKE	ROK ODEVZD.	2018
----------------	---------	----------------	-----	--------------------	------

POČET STRAN (A4 a ekvivalentů A4)

CELKEM	40	TEXTOVÁ ČÁST	31	GRAFICKÁ ČÁST	1
---------------	----	---------------------	----	----------------------	---

STRUČNÝ POPIS	Bakalářská práce se zabývá vlivem proudění páry radiální mezerou mezi rotorem a rozváděcím kole její následné nasávání axiální mezerou mezi rotorovým a oběžným kolem. V práci je provedena rešerše dvou článků zabývajících se tímto tématem a provedena konstrukční úprava stupně v oblasti axiální mezery.
KLÍČOVÁ SLOVA	Axiální mezera, patní těsnění, vefukování, turbína, účinnost, vzduch, pára

SUMMARY OF BACHELOR SHEET

AUTHOR	Surname Korelus	Name Jan	
FIELD OF STUDY	„Design of Power Machines and Equipment“		
SUPERVISOR	Surname (Inclusive of Degrees) Ing. Žitek	Name Pavel	
INSTITUTION	ZČU - FST - KKE		
TYPE OF WORK	DIPLOMA	BACHELOR	Delete when not applicable
TITLE OF THE WORK	Experimental investigation of air injection through axial gap between stator and rotor wheel		

FACULTY	Mechanical Engineering	DEPARTMENT	Power System Engineering	SUBMITTED IN	2018
----------------	------------------------	-------------------	--------------------------	---------------------	------

NUMBER OF PAGES (A4 and eq. A4)

TOTALLY	40	TEXT PART	31	GRAPHICAL PART	1
----------------	----	------------------	----	-----------------------	---

BRIEF DESCRIPTION	This bachelor's thesis deals with the impact of streaming steam through the radial gap between rotor and stator wheel and its continuing injection through the gap between stator and rotor wheel. In the work there is also done a recherche of two articles dealing with this topic and conducted a constructional modification of stage in the axial gap area.
KEY WORDS	Axial gap, rim seal, hub leakage, turbine, efficiency, air, steam

Obsah

Úvod	9
1. Turbína	11
1.1. Rozdělení parních turbín	11
1.1.1. Podle použití	11
1.1.2. Podle průtoku páry	11
1.1.3. Podle počtu stupňů	11
1.1.4. Podle průběhu tlaku páry ve stupni	12
1.1.5. Podle parametrů páry	12
2. Turbínové stupně	13
2.1. Rovnotlaký stupeň	13
2.2. Přetlakový stupeň	16
2.3. Curtisův stupeň	17
3. Energetické ztráty	18
3.1. Rozdělení energetických ztrát	18
3.1.1. Profilové ztráty	18
3.1.2. Ztráty sekundárním prouděním	18
3.1.3. Ztráty vnitřní netěsností	19
3.1.4. Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových řad	19
4. Rešerše vybraných článků	20
4.1. Vliv nasávání páry patní mezerou na aerodynamické vlastnosti stupňů vysokotlaké turbíny	20
4.1.1. Úvod do problému	20
4.1.2. Model	20
4.1.3. Výsledek	22
4.1.4. Závěr	24
4.2. Vliv radiální mezery pod statorovými lopatkami na proud okolo paty rotorové lopatky	25
4.2.4. Motivace	25
4.2.5. Použitý model	26
4.2.6. Testovací model	27
4.2.7. Výsledky	29
4.2.8. Závěr	33
5. Praktická část	33

5.1. Experimentální zařízení	33
5.2. Konstrukční návrh	34
5.2.1. Varianta 1	35
5.2.2. Varianta 2	36
5.2.3. Hodnocení variant	36
5.2.4. Suboptimální varianta	36
6. Závěr	39
Zdroje	40
Obrázky	41
Tabulky	42

Úvod

[1]

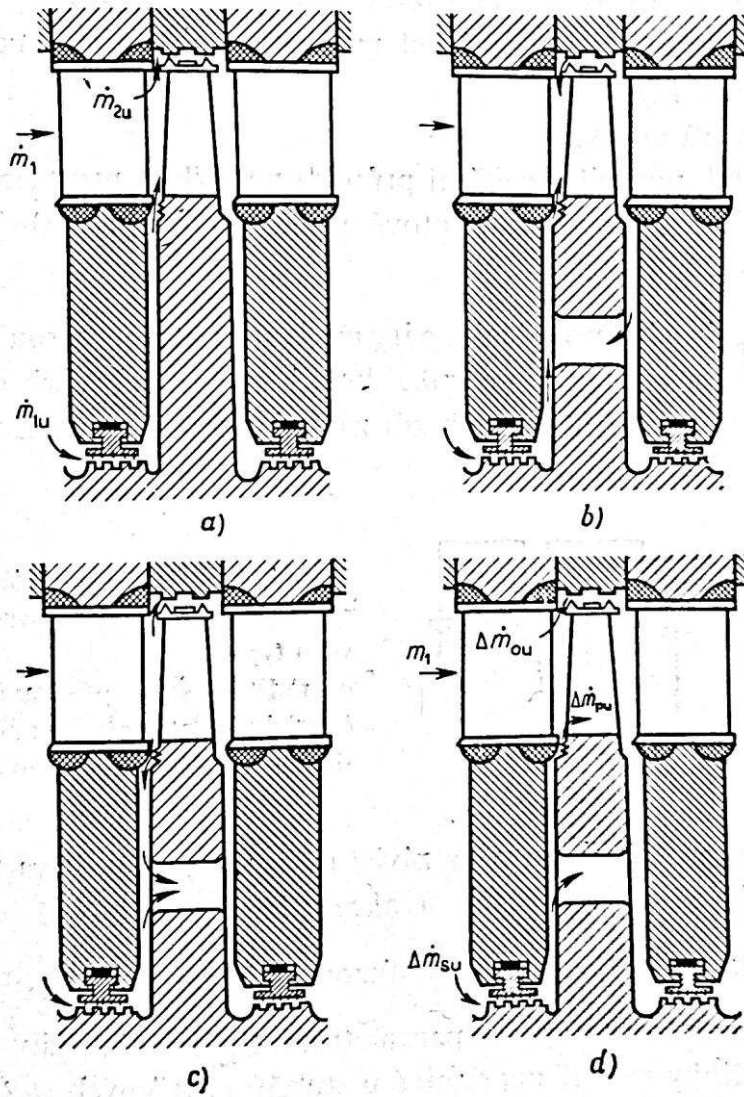
Dostatek a kvalita elektrické energie a tepla jsou nezbytným předpokladem života a dalšího rozvoje společnosti. Proto je energetika jedním z nejdůležitějších průmyslových odvětví ve světě. Rozhoduje o úrovni ekonomiky státu a jeho celkovém fungování. A také Česká republika je do tohoto oboru zapojena. A přestože jsou obnovitelné zdroje příslibem do budoucna a fosilních paliv ubývá, tak parní turbína, vzhledem ke svým stabilním vlastnostem, dodává elektrickou energii spotřebitelům již více než století. A proto je i přes snižování počtu tepelných elektráren spalujících uhlí parní turbína nadále těžko nahraditelná v procesu výroby elektrické energie jako pohon generátorů.

Parní turbína je tepelný rychloběžný lopatkový stroj, v němž se expanzí páry získává mechanická práce v podobě rotace hřídele, na němž se nachází také rotor elektrického generátoru. Parní turbína je převážně mnohastupňová, z důvodu zpracování velkého tepelného spádu a každý stupeň je složen z kruhových lopatkových mříží. Nepohyblivých rozváděcích a rotujících oběžných. Každá z těchto mříží je tvořena stejnými lopatkami se stejným úhlem nastavení a ve stejné vzdálenosti jedna od druhé. V těchto stupních dochází k expanzi páry a s ní spojené urychlení proudu páry. Podle toho, v jakých lopatkách k této expanzi dochází, se stupně rozdělují na rovnotlaké a přetlakové. V přetlakových stupních probíhá expanze páry přibližně stejně v rozváděcích i oběžných kolech. V rovnotlakých stupních ale dochází k expanzi páry v ideálním případě jen v rozváděcím kole. V oběžném kole je tlak páry na vstupu a na výstupu stejný.

Těmito lopatkovými mřížemi tedy proudí hlavní proud páry \dot{m} , ale z důvodu existence vůle mezi rotorem a rozváděcím kolem dochází k úniku páry z hlavního proudu a ke snižování účinnosti zařízení. Pokles účinnosti stupně únikem páry je způsoben jednak tím, že určité množství páry proudí mimo hlavní proud a nekoná tak užitečnou práci a jednak tím, že do stupně se pára vrací rychlostí, jejíž směr ani velikost se neshodují s rychlostí hlavního proudu. S cílem zmenšit nežádoucí únik páry se používají v parních turbínách labyrintové ucpávky a patní těsnění.

Na Obr. 1 můžeme vidět schéma průtoku páry ve stupni, kde je znázorněn hlavní proud páry \dot{m}_1 protékající skrz rozváděcí a oběžné lopatky, a parazitní proudy z tohoto proud unikající a znovu nasávané. Schéma a) znázorňuje případ, kdy proud páry \dot{m}_1 unikne z hlavního proudu, projde labyrintovou ucpávkou a přes patní těsnění je znovu nasáván.

V tomto případě dojde ke zhoršení vlastností páry vstupující do oběžných lopatek. V případě schéma b) a c) je pára z hlavního proudu odsávána před rozváděcími lopatkami. Pro vyrovnání tlaků před a za diskem rotoru jsou v disku vyvrtány vyrovnávací otvory, kterými může pára projít, aniž by byla nasáta zpět do hlavního proudu. Tak je znázorněno v případě c), kde navíc dojde k odsátí části páry z mezní vrstvy u paty rozváděcí lopatky, což pomůže ke snížení ztrát sekundárním prouděním. V případě b) je pára před oběžnými lopatkami nasáta do proudu, za nimi opět odsáta axiální mezerou a vyrovnávacími otvory, se tato odsátá pára vrací zpět před oběžné lopatky. V případě schéma d) se část uniklé páry vrací zpět do hlavního proudu a část projde vyrovnávacími otvory. Tento případ není ideální, ale dojde u něj k menším ztrátám, než v případě a). Tato práce se bude dále více zabývat oblastí patního těsnění kol, kde dochází k nasávání parazitní páry do toku hlavního, jako je znázorněno na Obr. 1, a).



Obr. 1 - Schematické znázornění proudění páry stupni rovnotlakového typu [2]

1. Turbína

[1], [2]

Turbína je točivý tepelný stroj, který přeměňuje kinetickou a tlakovou energii páry na kinetickou energii a užitečnou práci hřídele. Tato hřídel je společně s oběžnými koly, na kterých jsou připevněny oběžné lopatky, nebo pouze s lopatkami připojenými k hřídeli, součástí rotoru. Statorová část turbíny je tvořena vnějším tělesem, nosiči rozváděcích kol, rozváděcími koly, nebo v případě přetlakové koncepce samostatnými rozváděcími lopatkami, ucpávkami, ložiskovými stojany a ložisky.

1.1. Rozdělení parních turbín

Vzhledem k různým využitím parních turbín, existují i různá konstrukční řešení těchto strojů, která můžeme rozdělit podle několika kritérií.

1.1.1. Podle použití

K výrobě elektrické energie

Tyto turbíny jsou využívány především v elektrárnách k pohonu hřídelů, které roztácejí elektrický generátor. Je to základní typ pohonu v tepelných i jaderných elektrárnách.

K pohonu zařízení

Mimo připojení turbíny ke generátoru v elektrárnách, je možné ji k pohonu jiných zařízení, jako jsou čerpadla, dmyhadla, ale také jako hnací jednotka lodí a ponorek.

1.1.2. Podle průtoku páry

Axiální parní turbíny

Tento typ je u parních turbín častější a pára v těchto turbínách proudí ve směru osy rotoru.

Radiální parní turbíny

Pára v radiální turbíně proudí převážně v rovině kolmé k ose rotace rotoru. Provozní podmínky radiálních turbín jsou charakteristické malým průtokem nebo zpracovaným velkým entalpickým spádem. Radiální stupeň je schopen zpracovat větší entalpický spád než stupeň axiální za podobných podmínek díky změně obvodových rychlostí. Lopatky radiálních turbín jsou vlivem odstředivé síly namáhány na ohyb, což se promítá v jejich délce.

1.1.3. Podle počtu stupňů

Jednostupňové parní turbíny

Jednostupňové parní turbíny jsou tvořeny jedním kolem rozváděcích lopatek nebo dýz a jedním kolem lopatek oběžných. Zpracovávají obvykle velmi malý tepelný spád. A proto

vzhledem k nízkým výkonům, vysokým otáčkám a nízkým účinnostem jsou využívány převážně jako pohon zařízení jako jsou čerpadla, dmyhadla apod.

Vícestupňové parní turbíny

Tyto turbíny jsou nejběžnějším typem turbín používaných v elektrárnách, vzhledem k jejich schopnosti zpracovat vysoký tepelný spád, při nižších rychlostech páry v každém stupni a při nižších obvodových rychlostech oběžných lopatek.

1.1.4. Podle průběhu tlaku páry ve stupni

Rovnotlaká parní turbína

Rovnotlaká parní turbína má lopatky oběžných kol uloženy na discích rotoru a veškerý tlakový spád je zpracován v lopatkách rozváděcího kola.

Přetlaková parní turbína

Tyto turbíny se vyznačují tím, že tlakový spád se zpracovává v rozváděcích i oběžných lopatkách v poměru daném stupněm reakce. Vzhledem k tomu, že i oběžné lopatky jsou do expanze páry zapojeny, jsou zatíženy osovými silami. Z toho důvodu jsou lopatky připojeny přímo k bubnu hřídele.

1.1.5. Podle parametrů páry

Se sytou párou

Turbíny, do jejichž prvního stupně vstupuje sytá pára, se typicky využívají v jaderných elektrárnách s tlakovodními reaktory a geotermálních elektrárnách. Parametry syté páry lze hledat na pravé mezní křivce T-s diagramu. Nevýhodou těchto turbín je, že už po první expanzi se pára dostane do oblasti mokré páry, která poté poškozují lopatky, protože kapičky páry, které se v hlavním proudu vytvoří, nabourávají na povrch lopatek.

S přehřátou párou

Tyto turbíny pracují na vstupu s párou, která při ohřívání prošla stavem mokré páry a byla nadále ohřívána i přes pravou mezní křivku T-s diagramu. Toto přehřívání se využívá pro co nejdelší expanzi páry v turbíně. Jedná se o velmi časté konstrukční provedení turbín klasických elektráren

S párou o nadkritických parametrech

Tato pára vstupuje do turbíny s parametry, které jsou vyšší, než je kritický bod. Určujícími parametry jsou tlak a teplota. Kritická hranice tlaku je 22,1 MPa a teploty 647,14 K. Při těchto podmínkách voda při fázové přeměně přechází přímo na přehřátou páru.

2. Turbínové stupně

[1], [2], [3], [4], [5], [6], [8]

Nepohyblivá rozváděcí lopatková mříž a oběžná lopatková mříž dohromady tvoří turbínový stupeň, ve kterém probíhá expanze páry. Tyto stupně jsou řazeny za sebou a každý stupeň zpracovává část tlakového spádu mezi tlakem páry na vstupu do turbíny a protitlaku na výstupu. Toto postupné řazení turbínových stupňů umožnilo dosáhnout vysoké účinnosti turbíny. Přeměna energie v těchto stupních je uskutečněna prouděním páry dýzou, která je vytvořena v prostoru mezi jednotlivými rozváděcími, respektive oběžnými lopatkami.

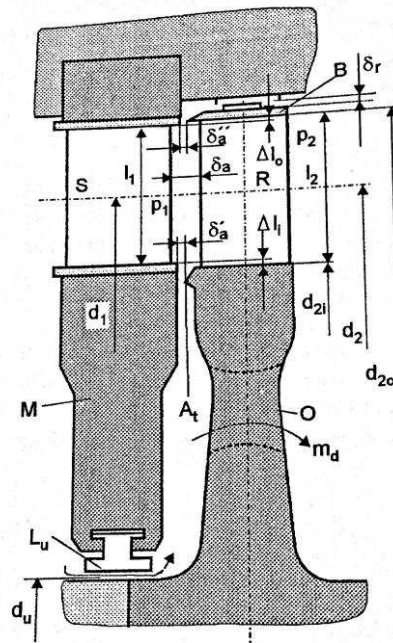
2.1. Rovnotlaký stupeň

Rovnotlaký (akční) stupeň, stejně jako přetlakový stupeň, charakterizuje stupeň reakce. Tento parametr vyjadřuje poměr zpracovaného tepelného spádu v oběžném kole ku celkovému zpracovanému spádu.

$$\rho = \frac{h_{00}}{h_0} \quad (1)$$

Hlavní proud páry vstupuje do mezilopatkových kanálů rozváděcí mříže, kde díky změně průřezu kanálu prudce klesá tlak a tím narůstá absolutní rychlost proudu. Podle poměru tlaků před a za rozváděcí lopatkou je dýza konstruována buď jako nerozšířená, nebo jako rozšířená. Pára dále vstupuje do oběžné lopatkové mříže, kde předává část své kinetické energie oběžnému kolu a rychlost proudu se tím snižuje, ale tlak za lopatkou zůstává díky konstantnímu průřezu kanálu stejný jako před lopatkou. Takže celá expanze páry probíhá v rozváděcích lopatkách a stupeň reakce je $\rho = 0$. V praxi nepřipouští i relativně malá reakce v oběžných lopatkách.

Akční stupeň je kromě stupně reakce určen také konstrukční koncepcí. Rovnotlakové stupně jsou oproti přetlakovým schopny zpracovat větší tepelný spád a tím pádem vychází na jednu turbínu méně stupňů. Navíc stejný tlak před i za rotorovou lopatkovou řadou dovoluje ke konstrukci rotoru použít diskovou koncepci vzhledem k tomu, že osová síla působící na disk je nepatrná.

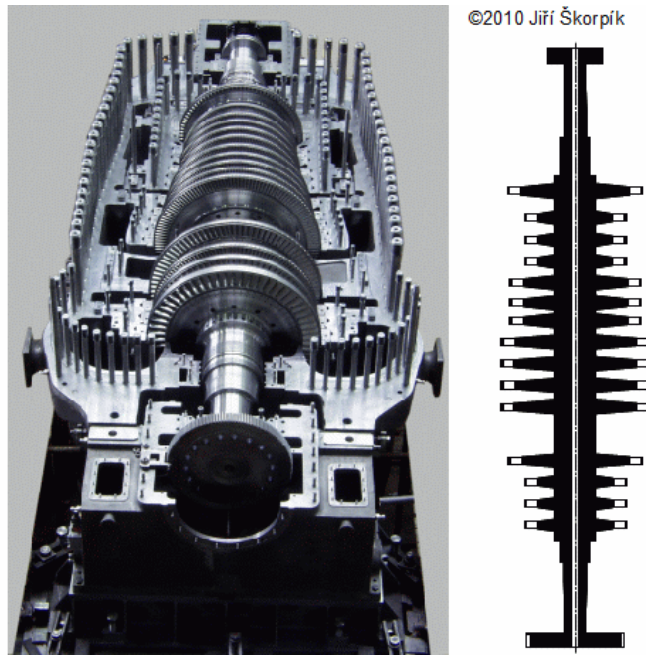


Obr. 2 Stupeň diskového uspořádání [2]

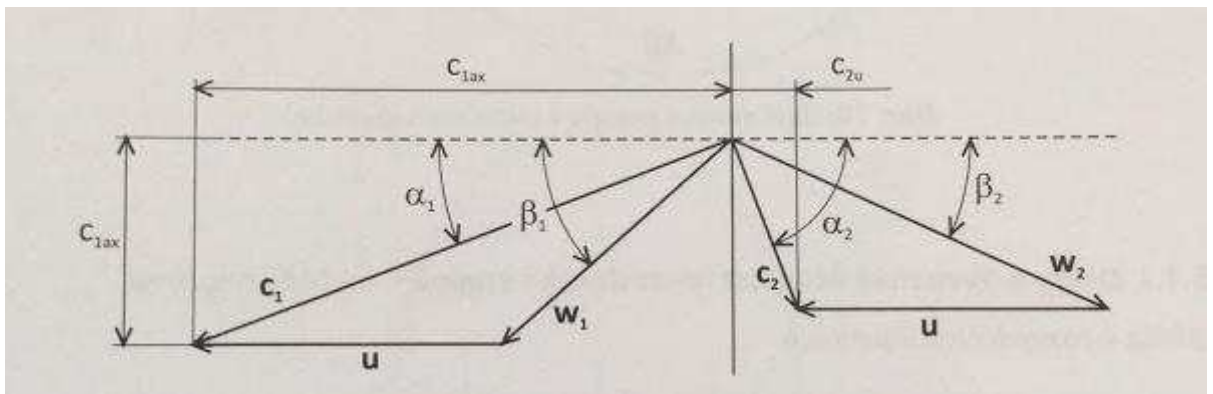
Diskový rotor je tvořen z jednoho vykovaného kusu, nebo navzájem svařenými disky, nebo disky nasazenými na hřídel a zajištěnými perem. Funkcí disku je nést lopatky daného stupně, které vzhledem k vysokému objemovému toku a nízkým teplotám musí mít větší délku a být uloženy na větším průměru, a přenášet točivý moment, který tyto lopatky vytvoří, na centrální hřídel. Disky jsou často v turbíně používány v částech o nízkém tlaku, teplotě a při velkých objemových tocích. Výhoda diskového uspořádání spočívá v malém průměru hřídele, který má tím pádem malou obvodovou rychlost. Další výhodou je uložení rozváděcích lopatek do mezistěny M (Obr. 2), které umožňuje uložit těsnění na malém průměru a tím minimalizovat plochu pro únik pracovní látky ucpávkou:

$$S_u = \pi d_u \cdot \delta_r \quad (2)$$

Vzhledem k nulové nebo velmi malé reakci v oběžných kolech, vzniká v turbíně malý osový tlak na rotor, který je možné zachytit v ložiskách. Osový tlak se dá navíc snížit vyrovnávacími otvory (naznačeny čárkovaně na Obr. 2 Stupeň diskového uspořádání, které jsou vyvrtány do oběžného kola a umožňují páře uniklé z labyrintových ucpávek projít do prostoru za diskem, aniž by byla nasáta zpět do hlavního proudu skrz axiální těsnění. Otvorů bývá běžně 5 až 7 na jednom kole přibližně ve $\frac{3}{4}$ průměru kola. Jejich poloha musí být taková, aby měla co nejmenší vliv na pevnost kola, protože v jejich okolí dochází ke koncentraci napětí. Z tohoto důvodu je nutné, aby byly hrany otvorů dobře zaobleny a povrch ploch byl co nejhladší, napětí v tomto místě často stoupne až nad mez pružnosti.



Obr. 3 - Parní turbína s diskovým rotorem [3]



Obr. 4 - Rychlostní trojúhelník rovnotlakého stupně [1]

Na Obr. 4 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky ideálního rovnotlakého stupně. Pára vstupuje do rozváděcích lopatek stupně absolutní rychlostí c_1 pod úhlem α_1 , který obvykle mívá 12-13°. Po složení této rychlosti s obvodovou rychlostí u , vyjde relativní rychlost w_1 vstupující do oběžných lopatek. Pravá část Obr. 4 poté představuje rychlosti vystupující z oběžných lopatek, kde w_2 je relativní výstupní rychlost z oběžných lopatek. Velikost této rychlosti je možné vyjádřit pomocí relativní rychlosti w_1 a ztrátového součinitele ψ :

$$w_2 = \psi \cdot w_1 \quad (3)$$

Pomocí věty o změně toku hybnosti a rychlostních trojúhelníků lze odvodit rovnici pro obvodovou účinnost rovnotlakého stupně:

$$\eta_{obv} = 2 \cdot \varphi^2 \cdot \left(1 + \psi \cdot \frac{\cos \beta_2}{\cos \beta_1}\right) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \cdot \frac{u}{c_1}, \quad (4)$$

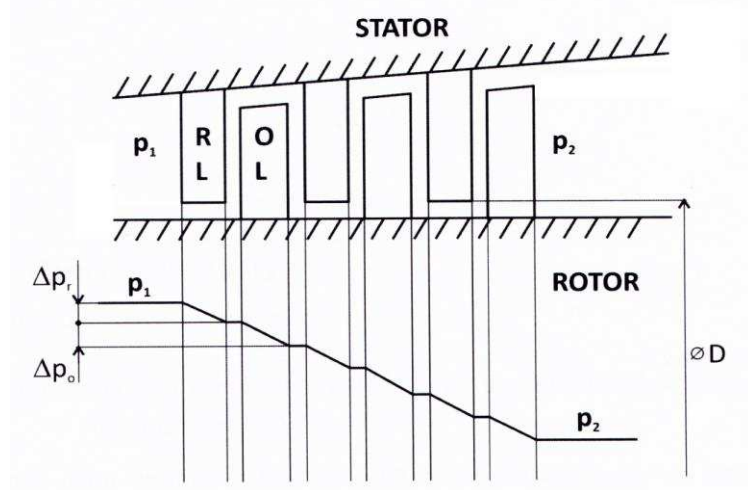
kde φ je rychlostní ztrátový součinitel v dýze $\varphi = \frac{c_1}{c_0}$.

2.2. Přetlakový stupeň

Přetlakové reakční stupně jsou konstruovány s předpokladem, že stupeň reakce je větší než 0. Obvykle se volí $\rho = 0,4 - 0,6$, Z toho vyplývá, že expanze páry je rozdělena zhruba rovnoměrně mezi rozváděcí a oběžné lopatky. Lopatkové kanály obou kol jsou navrhovány velmi podobně většinou jako nerozšířené dýzy s podkritickým průtokem páry. Tlak páry se tedy snižuje jak v rozváděcí lopatkové mříži tak v oběžné, jak je znázorněno na

Obr. 5. Při stupni reakce $\rho = 0,5$ mají rozváděcí i oběžné lopatky stejné výstupní úhly.

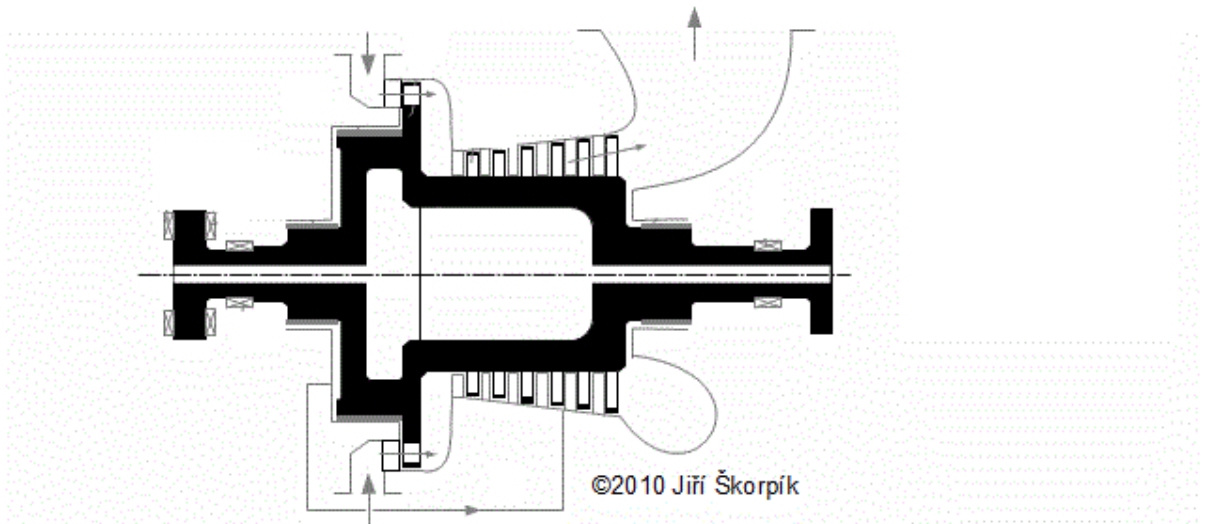
V reakčním stupni se oproti akčnímu stupni zpracuje menší tepelný spád. Z tohoto důvodu má reakční turbína větší počet stupňů. Pro dobrou termodynamickou účinnost přetlakové vícešupňové turbíny je tedy třeba řadit stupně těsně za sebou. Přesto, že přetlakový stupeň zpracuje nižší tepelný spád než stupeň akční, tak tlakový spád na rotorové lopatkové řadě je značný. To způsobuje zvyšování axiální síly, která se musí následně složitě zachycovat v ložiskách. Z tohoto důvodu je výhodné použití bubnových rotorů.



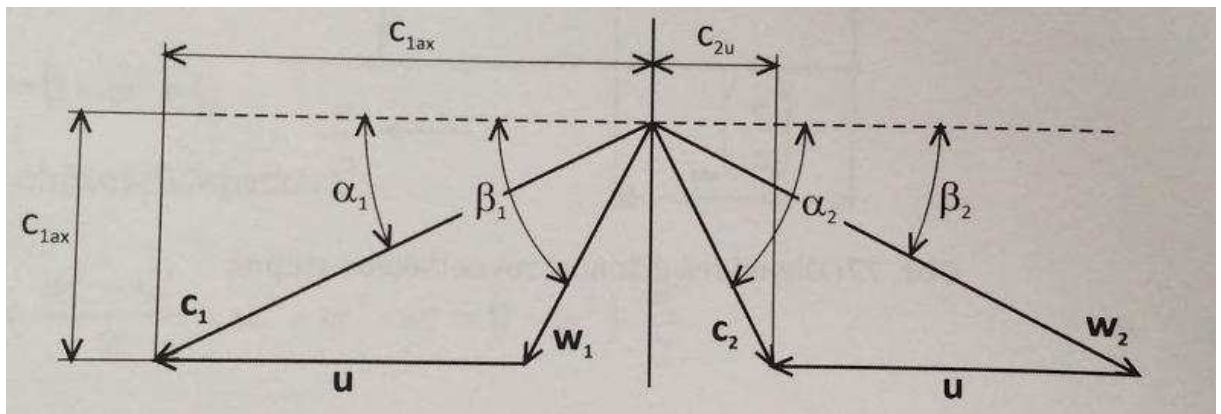
Obr. 5 Průběh tlaku v přetlakovém stupni [1]

Bubnové rotory (Obr. 6) jsou vyráběny buď s odstupňovaným průměrem ve směru expanze páry, nebo kuželovitého tvaru a skládají se ze svařovaných výkovek tvaru prstence, nebo u menších výkovek i jako plný hřídel. U přetlakových stupňů s bubnovým rotorem jsou rozváděcí lopatky uloženy ve statorové skříni a oběžné lopatky v drážkách přímo v bubnu. Ale i přesto se silně namáhané poslední řady lopatek mohou umisťovat na disky.

Vyvozování axiálních sil se ale nevyhneme ani u bubnových rotorů. Tyto síly vznikají, protože na straně vyššího tlaku na vstupu do turbíny působí vyšší síla na čelní plochu bubnového hřídele, než působí na výstupu z turbíny. Tyto síly se zachycují v axiálních ložiskách, které ale způsobují větší mechanické ztráty. Ke snížení této síly se používá vyrovnávací buben, na jehož čele je nižší tlak díky ucpávkám.



Obr. 6 - Schéma přetlakové turbíny s bubnovým rotorem [3]



Obr. 7 - Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně [1]

V případě, že stupeň reakce $\rho = 0,5$ mají rozváděcí i oběžné lopatky shodné lopatkování a tím i shodné rychlostní trojúhelníky. Je možné také uvažovat, že ztrátové součinitele ψ a φ se rovnají. Obvodovou účinnost lze poté popsat rovnicí:

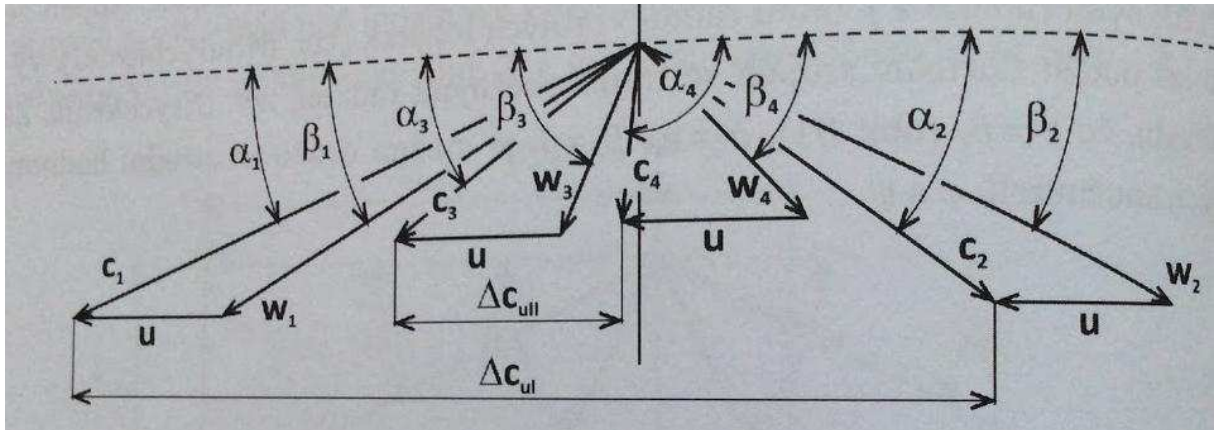
$$\eta_{obv} = \frac{2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2}{2 \cdot \frac{u}{c_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left(\frac{u}{c_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\varphi^2} - 1\right)} \quad (5)$$

2.3. Curtisův stupeň

Curtisův stupeň je speciální případ rovnotlakého stupně, který je schopen zpracovat mnohem vyšší tepelný spád než zpracuje akční nebo reakční stupeň. V tomto stupni probíhá expanze v rozváděcích lopatkové řadě. Rozváděcí lopatky, ale v tomto stupni zpracují velký tepelný spád a proto pracovní látka z těchto lopatek vystupující má velikou rychlost. Kinetická energie proudu je pak dále transformována na mechanickou práci dvěma řadami oběžných lopatek, mezi nimiž je vložena satorová řada vratných lopatek. Možná je i varianta s třemi řadami oběžných lopatek se dvěma vloženými vratnými lopatkovými řadami.

Dříve se Curtisův stupeň využíval u jednostupňových turbín. Dnes se ale již vzhledem ke své nízké účinnosti využívá jen zřídka. Využití nachází hlavně jako regulační stupeň

u vícestupňových parních turbín. Jeho výhodou je právě vyšší zpracovaný tepelný spád, než dokáže zpracovat akční stupeň a tudíž snížení tlaku a teploty páry před vstupem do skříně turbíny.



Obr. 8 - Rychlostní trojúhelníky Curtisova stupně [1]

Na Obr. 8 jsou zobrazeny rychlostní trojúhelníky dvourychlostního Curtisova stupně se dvěma oběžnými řadami a jednou řadou vratných lopatek. Stejně jako v předchozích dvou stupních lze odvodit rovnici pro obvodovou účinnost:

$$\eta_{obv} = 2 \cdot \varphi^2 \cdot (1 + \psi) \cdot \left[(1 + \psi) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) - (1 + \psi) \cdot \frac{u}{c_1} \right] \cdot \frac{u}{c_1} \quad (6)$$

3. Energetické ztráty

[4], [5]

Energetické ztráty jsou způsobeny prouděním reálné viskózní tekutiny turbínovými stupni. Při proudění reálné tekutiny lopatkovými mřížemi dochází ke složitým procesům, jako například tření v mezní vrstvě, víření při obtékání profilu a podobně, které tyto ztráty způsobují. Vlivem ztrát se expanze páry v turbíně odchyluje od ideálního izoentropického proudění. Čím více jsou tyto odchylky vyšší, tím vyšší jsou ztráty v parní turbíně.

3.1. Rozdělení energetických ztrát

3.1.1. Profilové ztráty

Tyto ztráty jsou definovány pro nekonečně dlouhé lopatky a podle fyzikální podstaty a místa vzniku je možné je rozdělit na: ztráty třením v mezní vrstvě, ztráty vířením při odtržení proudu od profilu, ztráty vířením za odtokovou hranou lopatek, rázové ztráty při nadzvukovém proudění. Celkové profilové ztráty se pak určí jako součet těchto jednotlivých ztrát.

3.1.2. Ztráty sekundárním prouděním

Vlivem prostorového charakteru proudění, dochází ke vzniku celé řady vířů a tím i k proudění po výšce lopatek. To znamená, že v blízkosti lopatek má rychlost také radiální složku což je příčinou ztrát. Vzhledem k tomu, že s rostoucí délkou lopatek se tyto ztráty

zmenšují, jedná se o velký problém pro velmi krátké lopatky, kde účinnost takové lopatkové mříže může být velmi malá.

3.1.3. Ztráty vnitřní netěsností

Vzhledem k zajištění volného pohybu rotujících částí turbíny je nutné, aby existovala mezera mezi bandážemi lopatek a statorem nebo mezi diskem statoru a rotorem. U tepelných turbín je tato mezera významnější, protože kompenzuje teplotní roztažnost materiálu. Ztráty vnitřní netěsností tedy vznikají, protože část pracovní látky protéká touto radiální vůlí δ_r (viz Obr. 2) a nekoná užitečnou práci. U lopatek s volným koncem bez bandáže je tato ztráta spojena se ztrátou sekundárním prouděním, protože kvůli přetékaní páry přes volný okraj lopatky dochází za volným okrajem ke vzniku dalšího víru a dochází ke zpomalování proudu. Problém také způsobuje znovu nasávaná pára patní mezerou mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami. Pro zmenšení těchto ztrát se přidávají bandáže, labyrintová těsnění a vyrovnávací otvory v disku.

Poměrnou ztrátu netěsností je možné určit součtem tří dílčích ztrát:

$$\xi_n = \xi_{nu} + \xi_{n1} + \xi_{n2} \quad (7)$$

Kde ξ_{nu} vyjadřuje ztrátu způsobenou obtokem části pracovní látky kolem rozváděcí lopatkové řady, ξ_{n1} vyjadřuje ztrátu přisáváním pracovní látky v oblasti patního průměru a ξ_{n2} vyjadřuje ztrátu únikem části pracovní látky kolem bandáže, nebo kolem volných nebandážovaných okrajů.

3.1.4. Ztráty vznikající vzájemným účinkem sousedních lopatkových řad

Tyto ztráty vznikají v případě, že jsou jednotlivé lopatkové řady řazeny s malým odstupem. Za jednou lopatkovou mříží je rychlostní pole v obvodovém směru nevyrovnané, protože se vzhledem k nulové rychlosti v mezní vrstvě na lopatce, vytváří rychlostní profil a vírová stopa za odtokovou hranou. Toto rychlostní pole se sice vlivem turbulence vyrovnává, ale vzhledem k nedostatečné vzdálenosti sousedních lopatkových mříží je rychlostní pole před vstupem do následující lopatkové řady velmi nevyrovnané.

Ztráty vlhkostí páry

Ztráty vlhkostí páry vznikají v turbíně v oblasti mokré páry. U koncových stupňů turbíny vznikají díky expanzi mokré páry primární kapičky, které se uchycují na lopatkách, kde vytvářejí vodní film. Tento film se trhá za vzniku větších kapiček. Tyto kapičky vytváření s párou dvoufázovou směs. Energetické ztráty tedy vznikají prouděním této dvoufázové směsi.

4. Rešerše vybraných článků

4.1. Vliv nasávání páry patní mezerou na aerodynamické vlastnosti stupňů vysokotlaké turbíny

[8]

V článku publikovaném v lednu 2017 v Journal of mechanical science and technology se tým složený z vědců z univerzity Inha z města Incheon v Korei a z firmy Doosan v Changwonu v Korei (Jeong Jin Lee, Soo Young Kang, Teong Seop Kim, Seong Jin Park a Gi Won Hong) zabývá studiem vlivu nasávané páry patní mezerou na aerodynamické vlastnosti stupňů vysokotlaké turbíny. Svoji studii zaměřili na počítačové CFD simulování proudění páry v desetistupňové vysokotlaké turbíně pracující při ultranadkritických podmínkách.

Motivací k tomuto výzkumu byl nedostatek prací zabývajících se daným tématem v extrémních podmínkách USC nebo A-USC turbín. Vzhledem k vysokému tlaku a teplotě v USC parních turbínách je přesná analýza a předpověď aerodynamických vlastností, jako je snižování ztrát sekundárním prouděním, důležitá, protože až jedna třetina aerodynamických ztrát je způsobena parazitními proudy.

4.1.1. Úvod do problému

Vzhledem k existenci radiální vůle mezi statorovými lopatkami a rotorem dochází v turbínových stupních k vnitřním netěsnostem. Tyto netěsnosti způsobují únik části páry z hlavního proudu na přetlakové straně do průřezu odpovídajícímu radiální vůli. Tato pára je vedena konstrukcí stupně na stranu podtlakovou, kde je nasávána do hlavního proudu v místě před vstupem do oběžných lopatek. Přestože je uniklý proud malý, jeho existence ovlivňuje vlastnost proudu vstupujícího do oběžných lopatek a tím i účinnosti stupně.

4.1.2. Model

Numerická analýza byla provedena na modelu desetistupňové vysokotlaké parní turbíny pracující při nadkritických podmínkách vypsanych v Tabulka 1, kde každý stupeň byl zkoumán zvlášť. K výpočtům byly použity časově středěné Navier-Stokesovy rovnice (RANS) a SST model turbulence. V Tabulka 2 jsou pak vypsány konstrukční provozní podmínky jednotlivých stupňů. Je možné si všimnout, že hmotnostní průtok v prvním stupni je nižší, než hmotnostní průtok ve stupni druhém. Je to způsobeno tím, že do prvních rozváděcích lopatek vstupuje pouze necelých 97% hmotnostního průtoku hlavního proudu. Zbylé 3% byly uvažovány jako uniklé skrz ucpávky a do hlavního proudu jsou nasáty v mezeře mezi rozváděcími a oběžnými lopatkami.

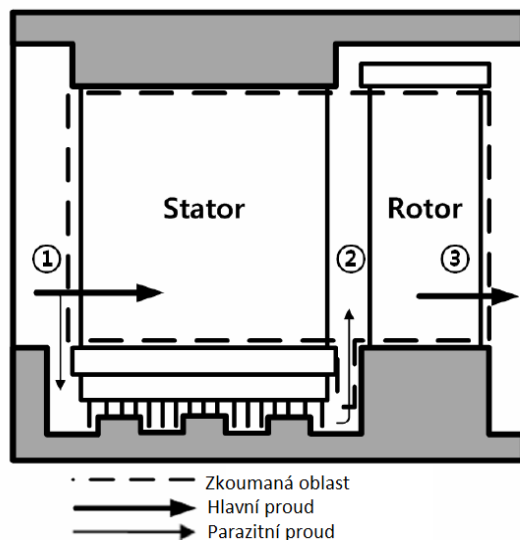
Tabulka 1 Vstupní podmínky zkoumaného modelu

Počet stupňů	10
Vstupní tlak	255 [bar]
Vstupní teplota páry	607 [°C]
Hmotnostní průtok	721 [kg/s]
Otáčky	3600 [ot/min]
Elektrický výkon	350 [MW]

Tabulka 2 Konstrukční provozní podmínky jednotlivých stupňů

Stupeň	Průměrná reakce	Hmotnostní průtok [kg/s]	Tlakový poměr
1	21 %	738,6	1,153
2	36 %	755,2	1,168
3	33 %	755,2	1,175
4	39 %	755,2	1,181
5	38 %	755,2	1,189
6	41 %	755,2	1,197
7	42 %	755,2	1,205
8	48 %	684,5	1,182
9	48 %	684,5	1,183
10	49 %	684,5	1,202

Na Obr. 9 je znázorněno schéma zkoumané oblasti. Je možné si všimnout, že do analýzy nebyl zahrnut proud páry procházející skrz těsnění mezi rotorem a statorem. To je v článku zdůvodněno jako zjednodušení geometrie vložené do CFD softwaru a zkrácení výpočtu, ale nasávaný proud páry byl vzat jako samostatná proměnná. Tato zjednodušení byla aplikována proto, aby bylo možné se u výpočtu soustředit na relativní efekt nasávání páry na účinnost stupně.

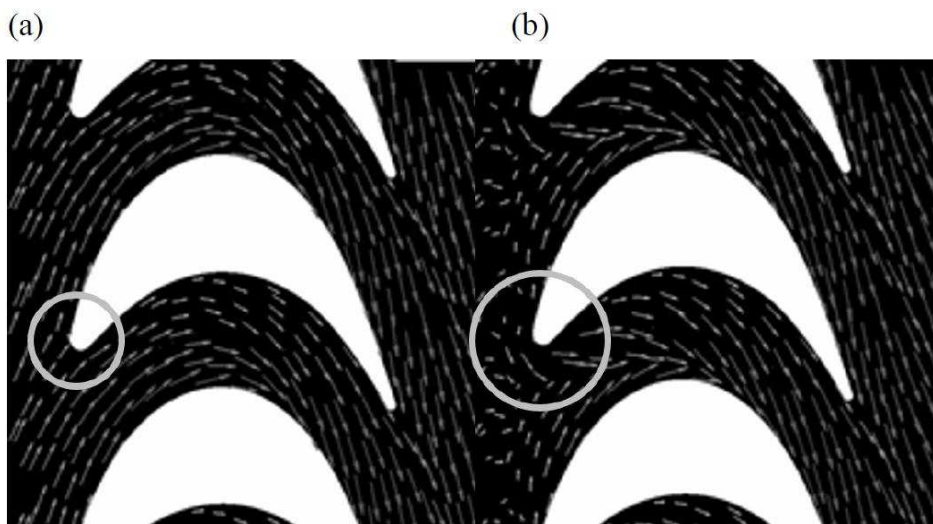


Obr. 9 Zkoumaná oblast [8]

4.1.3. Výsledek

Vzhledem k normálovému směru znovu nasávaného proudu vůči proudu hlavnímu, dochází k jejich vzájemnému mísení a tím ke změně rychlosti a vstupního úhlu výsledného proudu do oběžných lopatek. Velikost těchto změn je závislá na reakci stupně a na velikosti uniklého proudu.

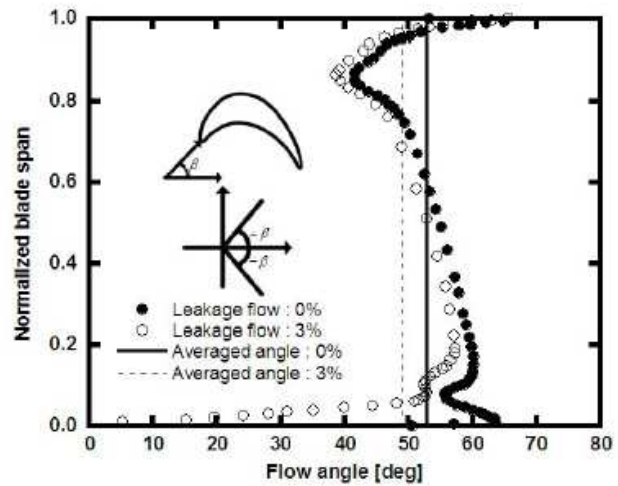
Při porovnání prvního a desátého stupně, je možné pozorovat 8,5% změnu při 3% úniku v prvním stupni a v desátém stupni 3% změnu při zachování stejného poměru uniklé páry. Na Obr. 10 je znázorněna změna úhlu proudu před rotorovými lopatkami v prvním stupni po nasátí uniklé páry. Je patrné, že radiálně proudící pára mění směr páry vstupující do oběžných lopatek. Je ovšem nutné brát tyto výsledky pouze ilustračně, protože v analýze byl uvažován směr nasávané páry čistě radiální bez obvodové složky rychlosti.



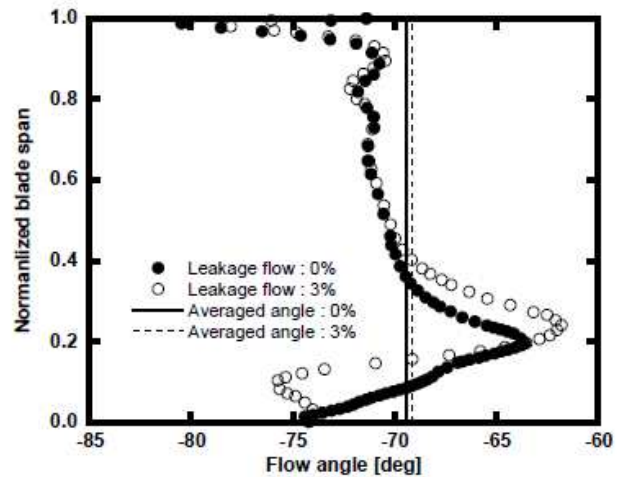
Obr. 10 Porovnání vektorů rychlosti před oběžnými lopatkami prvního stupně a) 0% únik; b) 3% únik [8]

Přestože díky smíšení obou proudů dojde ke snížení rychlosti a axiálního úhlu proudu vstupujícího do oběžných lopatek (Obr.11 **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, (a)), tak jsou průměrné vlastnosti proudu na výstupu z lopatek, téměř stejné jako v případě bez úniku (**Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.**, (b)).

Numerickou simulací byl dále dokázán vysoký vliv reakce stupně na strukturu proudu. Bez vlivu nasávané páry na hlavní proud počítají první i desátý stupeň turbíny rozdělení proudu v blízkosti odtokové hrany. S přidáním přísávání se tento bod posouvá více dopředu k náběžné hraně. To má vliv na snížení účinnosti stupně vzhledem ke zvyšujícím se tlakovým ztrátám v rotoru.

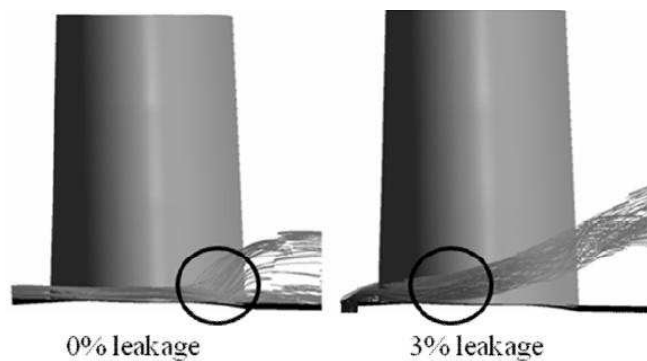


(a)

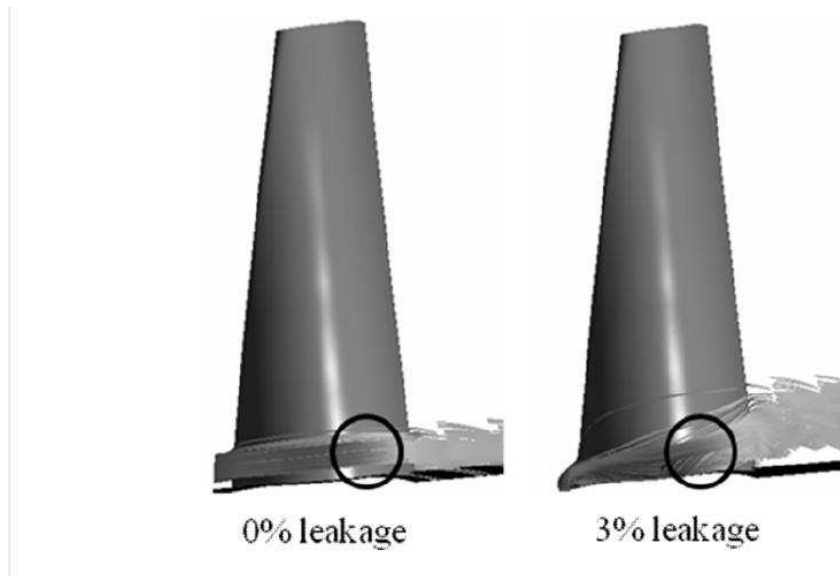


(b)

Obr. 11 S párou o nadkritických parametrech



Obr. 12 - Odtržení v patní oblasti v prvním stupni 0% únik a 3% únik



Obr. 13 - Odtržení v patní oblasti v desátém stupni 0% únik a 3% únik [8]

Na Obr. 12 a Obr. 13 je jasně vidět, že první stupeň je přisáváním ovlivněn více než desátý. Odtržení nastane dříve a tento odtržený proud je v poměru k velikosti lopatky větší. V článku se autoři odkazují na to, že tento výsledek je v souladu s všeobecně uznávaným faktem, že tlaková ztráta v rotorových lopátkách nižších stupňů je více citlivá na změnu úhlu proudu na náběžné hraně.

4.1.4. Závěr

V článku byl numerickou simulací vyšetřován vliv nasávání páry patní mezerou mezi rozváděcím a oběžným kolem ve vysokotlaké turbíně pracující při nadkritických podmínkách. Výsledky lze shrnout do třech bodů.

(1) Radiálně proudící přisávaná pára před vstupem do rotorových lopatek způsobuje snížení obvodové složky rychlosti, což způsobuje, že úhel proudu vstupujícího do rotoru se v axiálním směru snižuje. Přesto je průměrný úhel proudu v rovině výstupu jen málo ovlivněn.

(2) Nasávaná pára způsobuje před vstupem do rotoru víření, které posouvá bod odtržení mezní vrstvy od lopatky blíže k náběžné hraně. To způsobuje v kanálech rotoru tlakové ztráty a tím snížení účinnosti stupně. Stupně s nižší reakcí jsou k těmto rušením náchylnější.

(3) Stupně s nižší reakcí trpí rychleji se snižující ztrátou účinnosti se zvyšující se procentem přisávané páry. Z analýzy skupinových průměrů vzešlo, že 1% nárůst uniklé páry vede ke zhruba 1% úbytku účinnosti stupně s reakcí 21%, 0,55% pro stupně s reakcí 38% a 0,45% pro stupně s průměrnou reakcí 48%. Podle autorů jsou tyto hodnoty shodné s hodnotami uváděnými v literatuře.

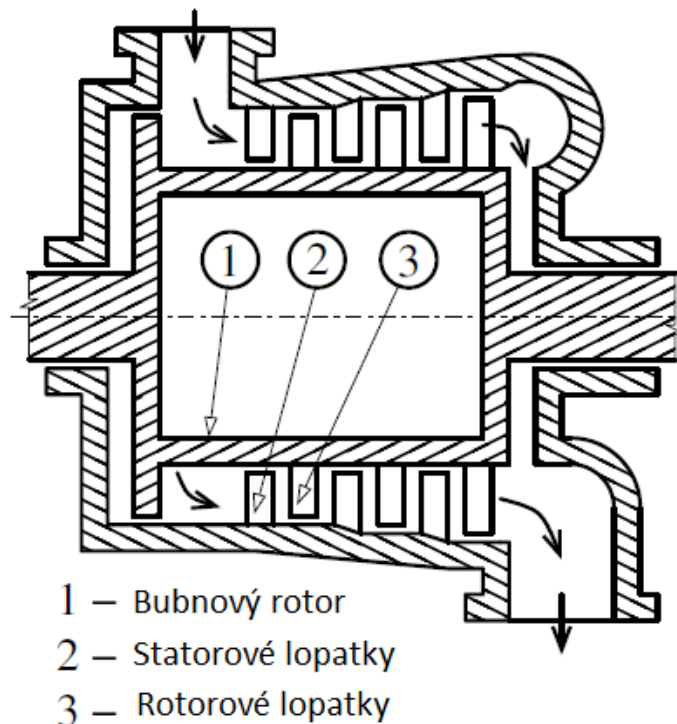
4.2. Vliv radiální mezery pod statorovými lopatkami na proud okolo paty rotorové lopatky

[9]

V článku publikovaném v lednu 2016 v Trans Tech Publications, Switzerland se Petr Straka a Martin Němec z výzkumného a zkušebního leteckého ústavu v Praze zabývají porovnáváním experimentálního s numerickým výzkumem vlivu páry, unikající radiální mezerou pod rozváděcími lopatkami, na vznik sekundárního proudění v rotorové lopatkové řadě axiální turbíny s prismatickými lopatkami bez bandážování. Výsledky experimentálního výzkumu jsou sepsány v samostatném článku. Avšak výsledky pro porovnání jsou zde též vypsány.

4.2.4. Motivace

Axiální parní turbíny o malých výkonech (řádově stovky kilowat do jednotek megawatt) jsou podle autorů článku běžně navrhovány s bubnovými rotory. V případě turbín o nízkém výkonu, jsou statory i rotorové disky vyráběny bez bandáží. V proudě, proudícím takovým uspořádáním, vznikají velká sekundární proudění, která mají negativní vliv na účinnost stupně. Z toho důvodu je důležité brát tento unikající proud v úvahu, při navrhování nebo optimalizování stupňů tohoto typu. A to je důvod, proč se autoři článku tímto problémem zabývají

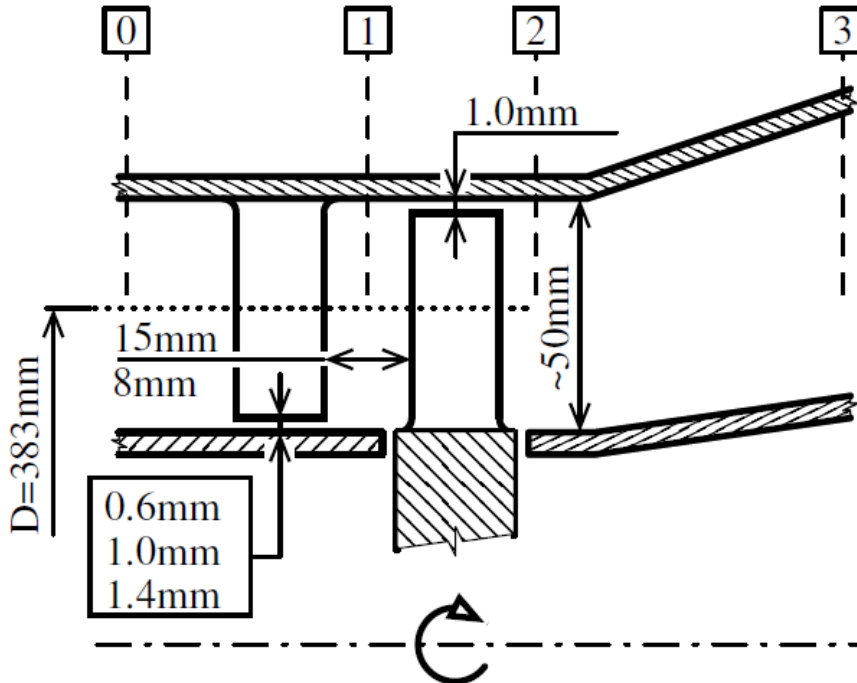


Obr. 14 - Schéma turbíny s bubnovým rotorem a nízkým výkonem [9]

Vzhledem k tomu, že bylo experimentem dokázáno, že na spodní polovině testovaného stupně byl pokles v účinnosti až 10%, věnovali autoři numerickou studii vzájemnému ovlivňování sekundárního proudění s oběžnými lopatkami.

4.2.5. Použitý model

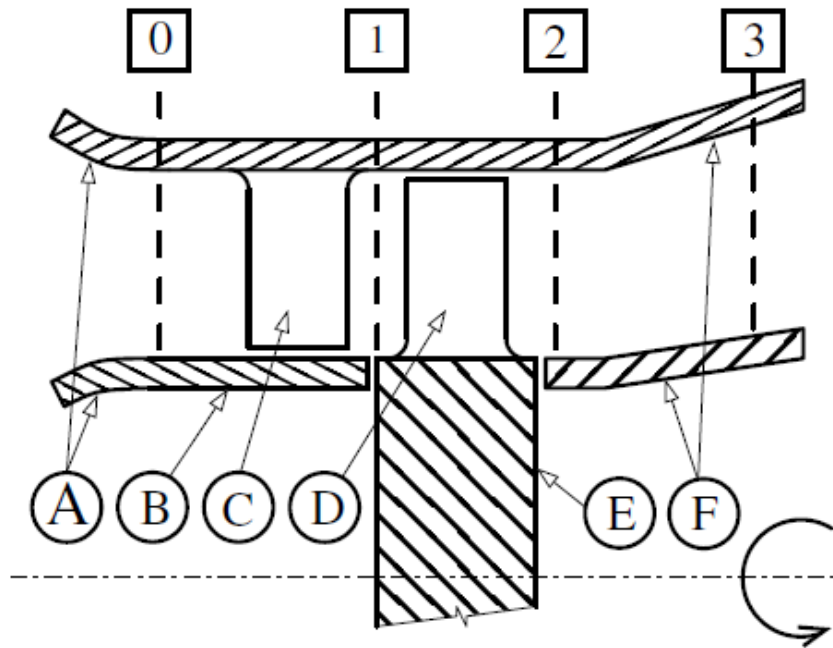
Testovaný stupeň parní turbíny byl navržen podle postupů a metod používaných v padesátých letech minulého století. To se projevuje ve tvaru prismatických lopatek. Pro numerický výpočet uvažovali autoři, pro zjednodušení, buben pod rozváděcími lopatkami jako statický, pouze oběžné lopatky jsou uloženy na rotujícím disku.



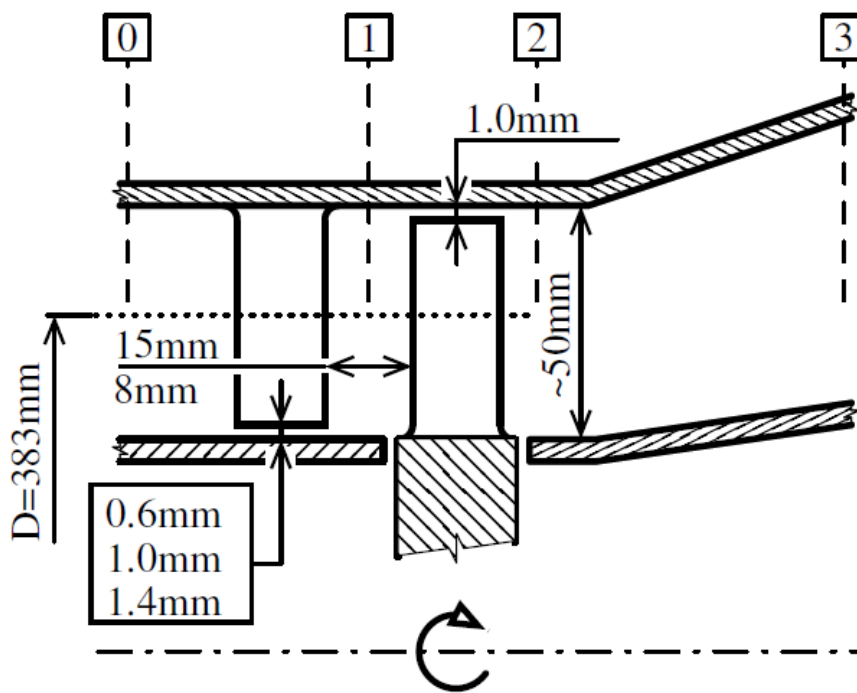
Obr. 16

představuje schéma testovaného stupně a jsou v něm vyznačeny 4 roviny (0 až 3), ve kterých jsou zkoumány parametry proudového pole. Rovina 0 leží 46 mm před náběžnou hranou rozváděcí lopatky, rovina 1 leží v axiální mezeře mezi statorem a rotorem 8 mm za odtokovou hranou rozváděcí lopatky, rovina 2 leží 11 mm za odtokovou hranou oběžné lopatky a rovina 3 leží 61 mm za odtokovou hranou oběžné lopatky.

Na Obr. 17 jsou zobrazeny některé rozměry testovaného stupně. Radiální mezera mezi špičkou oběžné lopatky a skříní je 1 mm a mezera mezi špičkou rozváděcí lopatky a statorem byla testována pro tři různé rozměry: 0,6, 1 a 1,4mm. Také axiální vzdálenost mezi rotorovými a statorovými lopatkami byla testována ve dvou velikostech: 8 a 15 mm. Střední průměr stupně je 383 mm, výška kanálu je 50mm. Statorové kolo obsahuje 50 lopatek a oběžné kolo 60 lopatek. Tento poměr, použili autoři v simulaci pro snížení výpočetních domén, i když to nekoresponduje s reálnou turbínou použitou v experimentu.



Obr. 15 - Schéma testovaného stupně [9]



testovaného stupně

Obr. 16 - Schéma

Obr. 17 - Rozměry testovaného stupně [9]

4.2.6. Testovací model



Obr. 18 - Testovací zařízení [9]

Testovací zařízení je součástí vysokorychlostního větrného tunelu, s uzavřeným oběhem, který je poháněn 1,3 MW elektromotorem. Toto zařízení dovoluje nezávislé nastavení Machova a Reynoldsova čísla.

Tabulka 3 - Parametry testovací turbíny [9]

Maximální otáčky	15 000 [ot/min]
Hmotnostní průtok	6 [kg/a]
Maximální expanzní poměr	8
Maximální výkon	700 [kW]

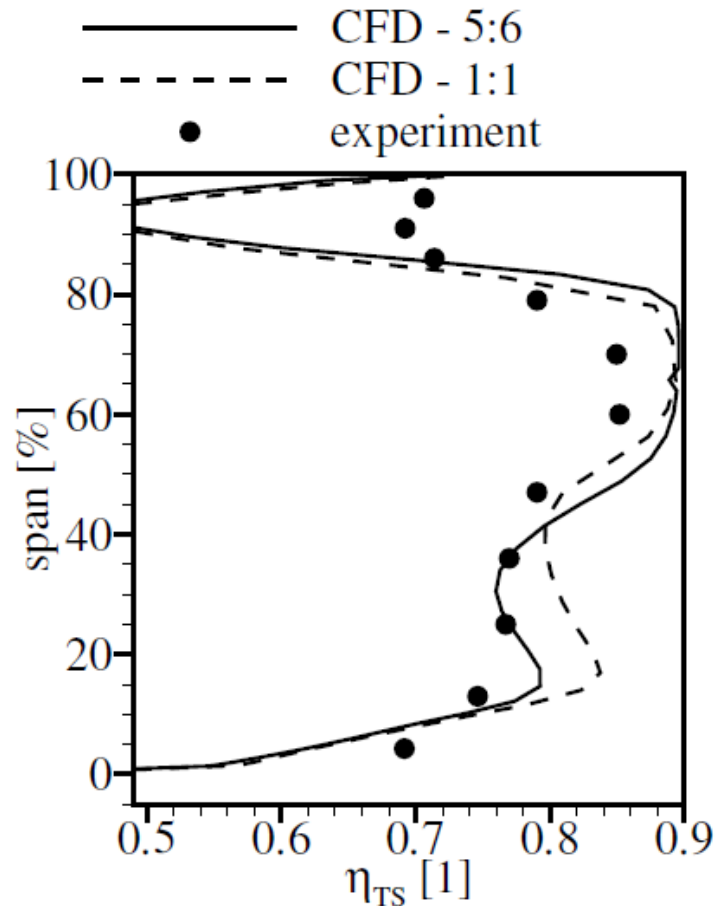
Tabulka 4 - Parametry proudícího média [9]

u/c_{0-2}	0,5-0,7
Vstupní tlak	$1,2 \times 10^5$ [Pa]
Tlak na výstupu	$8,57 \times 10^4$ [Pa]
Počet otáček	6100 – 8100 [ot/min]
Vstupní teplota	303 [K]
Izoentropické Machovo číslo na výstupu	0,7
Izoentropické Reynoldsovo číslo na výstupu	3×10^5

V Tabulka 3 jsou vypsány technické parametry testovacího zařízení a v Tabulka 4 jsou vypsány parametry proudícího media, kde u je obvodová na středním průměru a c_{0-2} je izoentropická rychlost v rovině 2.

Proud stupněm axiální turbíny byl modelován jako nestacionální, 3D, stlačitelné, vazké, plně turbulentní proudění. Pro výpočet autoři použili vlastní kód založený na RANS rovnici a Kokův TNT $k - \omega$ model turbulence.

4.2.7. Výsledky



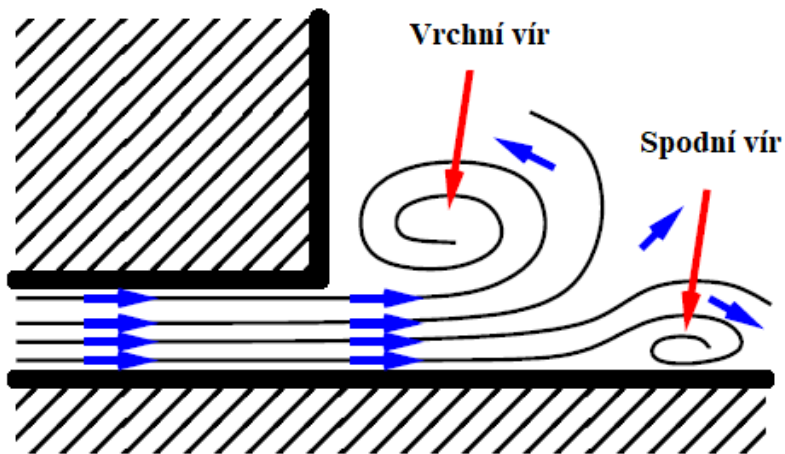
Obr. 19 - Rozložení celkové statické účinnosti po délce lopatky v rovině 2 [9]

Na Obr. 19 je zobrazeno rozložení celkové statické účinnosti po délce lopatky. V grafu jsou vyneseny hodnoty pro 3 změřené případy. Účinnost získaná z experimentálního měření, z počítačové simulace při poměru rotorových a statorových lopatek 5:6 (CFD 5:6) a z počítačové simulace při poměru rotorových a statorových lopatek 1:1 (CFD 1:1). Z tohoto grafu je možné vyčíst, že pokles účinnosti ve spodní části lopatky je vyšší než 50% a v horní části lopatky více než 20%. Tento pokles je způsoben vlivem radiálních mezer pod statorovou a nad rotorovou lopatkou. Mezera pod statorovou lopatkou dokonce ovlivňuje celou spodní polovinu, kdežto mezera nad rotorovou lopatkou pouze špičku.

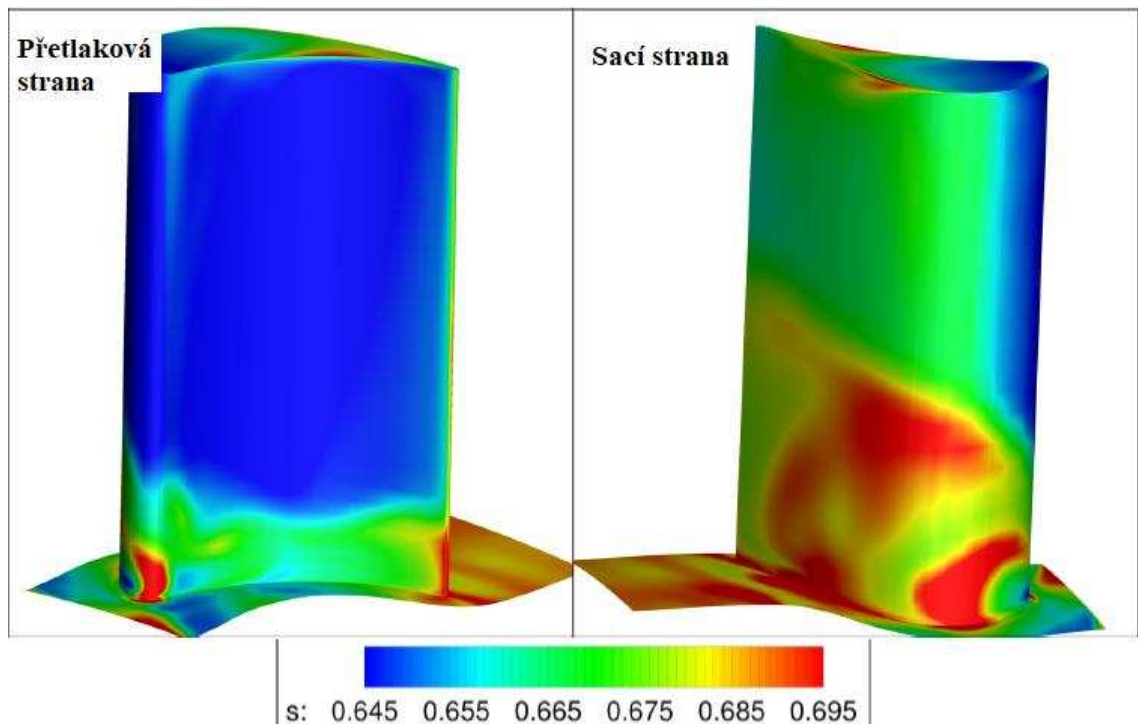
Z rozložení entropie na povrchu oběžné lopatky (Obr. 21):

$$s = \frac{p}{\rho^\kappa}, \quad (8)$$

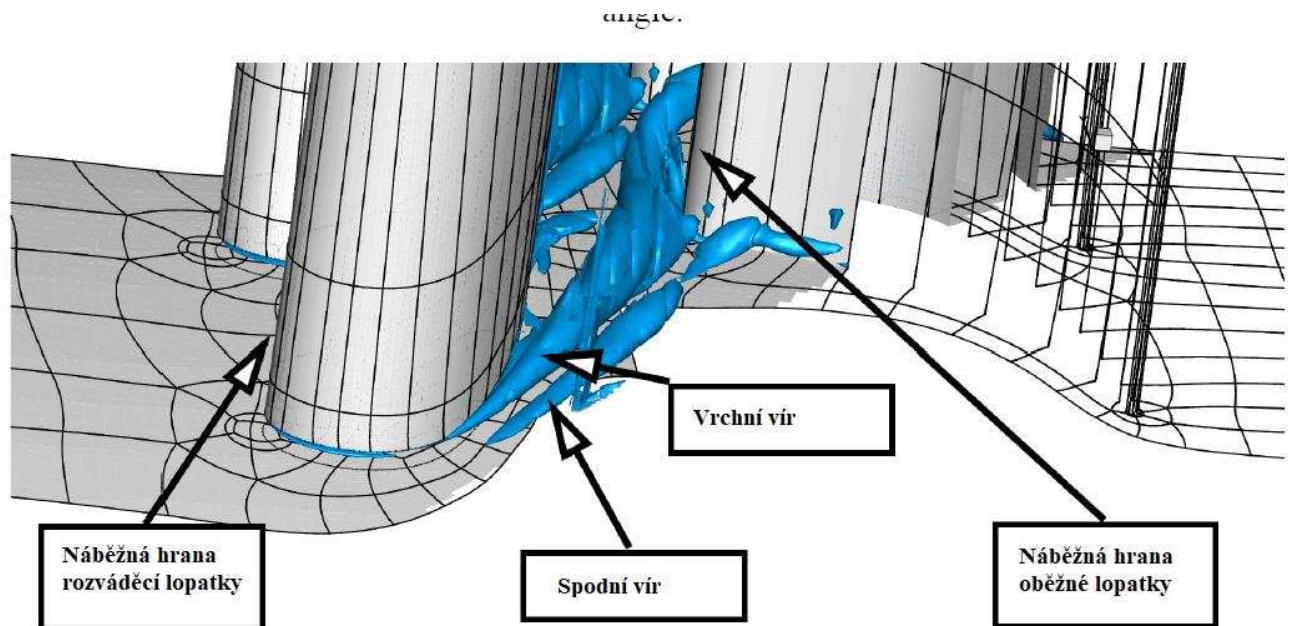
kde p je normalizovaný tlak a ρ hustota, je možné si všimnout, že hlavní problém nastává na sací straně lopatky. Autoři toto připisují problému, kdy proud proudící radiální mezerou generuje společně s hlavním proudem v mezilopátkovém kanálu veliké víry, které jsou schématicky znázorněny na Obr. 20. Vrchní vír je svými rozměry dostatečně intenzivní, aby deformoval proud proudící z radiální mezery, což vede k odtržení proudu od stěny a ke generování dalších vírů v proudu.



Obr. 20 - Schéma vírů za radiální mezerou pod statorovou lopatkou [9]



Obr. 21 - Rozložení entropie na povrchu oběžné lopatky [9]



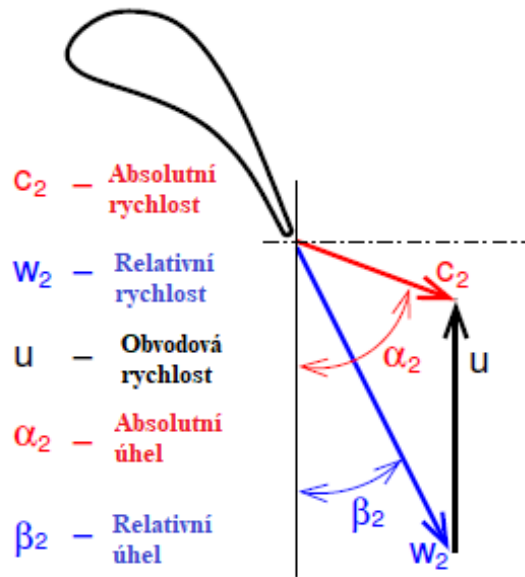
Obr. 22 - Víry generovány za radiální mezerou [9]

Vrchní vír a oběžná lopatka spolu navzájem působí tak, že se vír deformuje směrem vzhůru na první čtvrtině sací strany za náběžnou hranou.

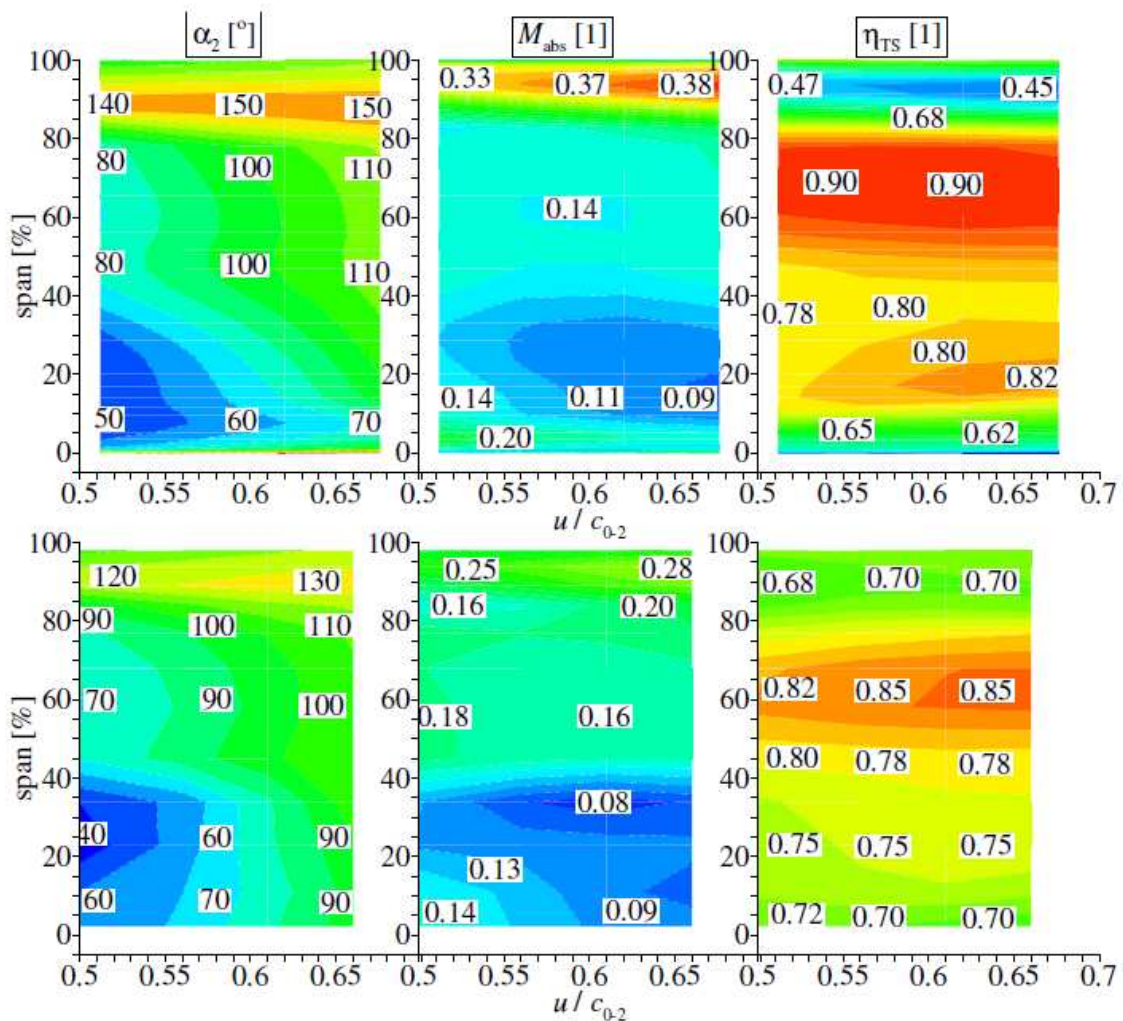
Na Obr. 24 jsou zobrazena rozložení absolutního výstupního úhlu proudu (Obr. 23), absolutního Machova čísla a celkové statické účinnosti v rovině 2 pro různé rychlostní poměry. Celková statická účinnost je definována jako:

$$\eta_{ts} = \frac{(T_{t0} - T_T)}{(T_{s0} - T_{is})}, \quad (9)$$

kde T_{T0} je celková vstupní teplota, T_T je celková lokální teplota, T_{s0} je statická teplota na vstupu a T_{is} je lokální statická izoentropická teplota. Horní řada grafů v Obr. 24 zobrazuje výsledky počítačové simulace a spodní řada zobrazuje výsledky získané z experimentu. Z rozložení celkové statické účinnosti je zřejmé, že díky interakci mezi rotorovými lopatkami a víry generovanými za radiální mezerou pod statorovými lopatkami, klesne účinnosti na dolní polovině lopatky okolo 10%.



Obr. 23 - Rychlostní trojúhelník [9]



Obr. 24 - Rozložení absolutního úhlu, absolutního Machova čísla a celkové statické účinnosti v rovině 2 pro různé rychlostní poměry. Horní řada - CFD výsledky, spodní řada - Experimentální měření [9]

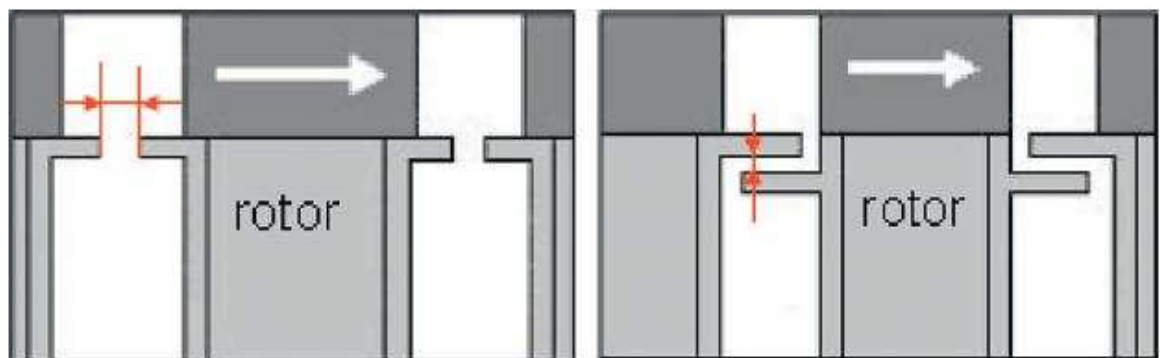
4.2.8. Závěr

V článku prezentované výsledky z experimentálního měření a z počítačové simulace ukazují, jak velkou roli hraje interakce oběžných lopatek se sekundárními víry ve stupni axiální turbíny s lopatkami bez bandáží. Větší či menší rozdíly mezi experimentem a počítačovou simulací si autoři vysvětlují faktem, že při Reynoldsově číslu 3×10^5 jsou mezní vrstvy na statorových a rotorových lopatkách laminární. Interakce laminární vrstvy na oběžné lopatce s víry generovanými za radiální mezerou jsou mnohem složitější, než aby šli předvídat použitím plně turbulentního modelu.

5. Praktická část

[12]

Z rešerzovaných článků je zřejmé, že se turbínový stupeň potýká s řadou problémů spojených se složitostí proudění. Tato práce se převážně zabývala vlivem proudění skrz axiální mezeru mezi rotorovým a statorovým kolem. Tento proud způsobuje zhoršení vlastností hlavního proudu vstupujícího do oběžných lopatek a tím ke zhoršení účinnosti stupně. Ke snížení tohoto negativního vlivu se v oblasti axiální mezery konstruuje ucpávky, které mají za úkol usměrnit, zpomalit nebo jinak ovlivnit proud vstupující do oběžných lopatek. Na Obr. 25 jsou uvedeny příklady, některých konstrukčních provedení těchto ucpávek. Vlevo je těsnění s axiálním uspořádáním a vpravo těsnění s radiálním uspořádáním.



Obr. 25 - Patní těsnění [11]

Cílem této části bylo tedy navrhnout konstrukční úpravu této části v experimentální turbíně VT-400 nacházející se v laboratořích Katedry energetických strojů a zařízení Západočeské univerzity v Plzni (KKE - ZČU).

5.1. Experimentální zařízení

Zkoumaným zařízením je vzduchová turbína VT-400, která je součástí experimentálního zařízení (Obr. 26), které slouží ke zkoumání a návrhu nových typů či tvarů lopatek parních turbín. Jedná se o turbínu, u které vzhledem k jejímu věku dochází k řadě úprav a změnám součástí.



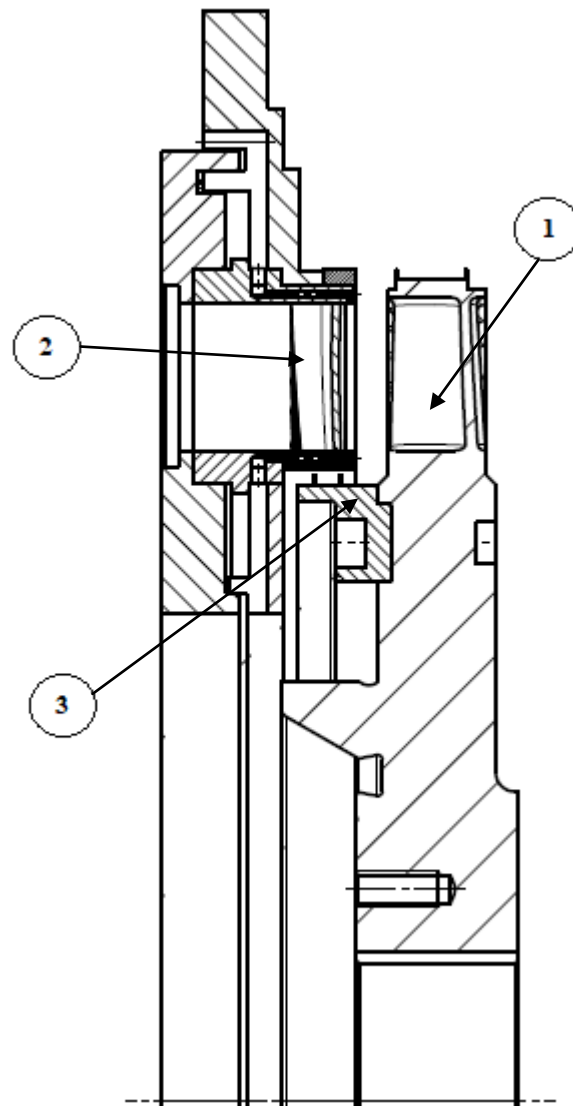
Obr. 26 - Experimentální zařízení v laboratořích KKE [10]

Konstrukčně představuje VT-400 zmenšený stupeň vysokotlaké parní turbíny, která umožňuje zkoumat různá uspořádání stupně.

5.2. Konstrukční návrh

Na Obr. 27 je zobrazen poloviční řez stupněm experimentální turbíny před úpravou, kde na pozici 1 je oběžné kolo s lopatkami, na pozici 2 rozváděcí lopatky a na pozici 3 je kroužek s hřídelovými břity. Je vidět, že oběžné kolo je diskové koncepce. Původně tak bylo navrženo i rozváděcí kolo. Ovšem v tomto návrhu, byl rozváděcí disk ubrán a k oběžnému disku byl připojen kroužek s hřídelovými břity. Jedná se tedy o přechod z diskového uspořádání stupně na bubnové.

U paty oběžné lopatky je vidět mezera, kterou by proudící medium uniklé přes břity kroužku na pozici 3 bylo nasáto zpět do hlavního proudu. Konstrukční návrh, který bude v této práci uveden je zaměřen právě na toto místo, přesněji na úpravu kroužku s hřídelovými břity. Byly navrženy dvě varianty, které se od sebe liší a budou popsány v dalších odstavcích.



Obr. 27 - Stupeň před úpravou [12]

5.2.1. Varianta 1

Jak bylo řečeno, tak cílem bylo navrhnout úpravu součástí, respektive kroužku s hřídelovými břitzy (pozice 3, Obr. 27) v oblasti axiální mezery mezi oběžným a rozváděcím kolem. Požadavkem nebylo pouze snížit vliv nasávaného vzduchu na hlavní proud, ale zároveň aby bylo možné zkoumat různé koncepce ucpávek. Požadavkem je tedy funkčnost vzhledem k ovlivnění procházejícího vzduchu, snadná vyměnitelnost a snadná a levná výroba.

Varianta 1 byla uvažována s předpokladem, že by se, s ohledem na výzkum různých druhů ucpávek ovlivňujících parametry přísávaného proudu, dala provádět výměna součástí nesoucích tuto funkci. Bylo předpokládáno, že tato vyměnitelná součást by byla tvaru obruče, kterou by bylo nutné vhodným způsobem upevnit k rotoru. Toto upevnění by bylo možné provést vybráním kroužku s hřídelovými břitzy a vytvořením drážky, do které by se vsadila obruč nesoucí ucpávku a celá tato sestava by se připojila k disku oběžného kola pomocí šroubů, které už jsou v kroužku vyrobeny.

5.2.2. Varianta 2

Varianta 2 byla uvažována tak, že by se vyrobil nový kroužek s hřídelovými bříty, který by kromě všech svých původních funkcí nesl i funkci patního těsnění.

5.2.3. Hodnocení variant

Varianty byly hodnoceny s ohledem na požadavky na technický systém. Těmito požadavky jsou: zajištění funkce patního těsnění, snadná a levná výroba, vyměnitelnost.

- Požadavek na zajištění funkce patního těsnění.

U obou variant je možné zajistit splnění tohoto požadavku. U varianty 1 je ale problém s těsností vyměnitelného kroužku a kroužku s hřídelovými bříty. Problém by mohlo způsobit vniknutí horkého vzduchu do mezery mezi oběma součástmi, kde by proudění skrz mezeru mohlo způsobit nežádoucí vibrace.

- Požadavek na snadnou a levnou výrobu.

Při hodnocení tohoto požadavku je hodnocena pouze část, která nese funkci patního těsnění. U varianty 1 by se zachoval již vyrobený kroužek s hřídelovými bříty, ve kterém by bylo vytvořeno vybrání s drážkou nesoucí obruč s těsněním. Problém s vyrobiteľností by ovšem nastal z toho důvodu, že by velký průměr obruče byl 400 mm a malý průměr 364 mm. Na vytvoření funkční části těsnění i části zajišťující polohu by zbylo 18 mm na poloměr, což by vzhledem k velikosti součásti bylo komplikované. Zkomplikování nastává díky nízké tuhosti obruče a tedy složitějšímu upevnění do stroje při obrábění.

U varianty 2 by se vyráběla část s funkcí těsnění v jednom kuse s kroužkem s hřídelovými bříty. Vzhledem k tomu, že je tloušťka kroužku s hřídelovými bříty větší, je i tuhost této součásti vyšší a tedy snazší upnutí. U této varianty by nebylo nutné vytvoření vybrání v samotném kroužku pro upevnění vyměnitelné součásti.

- Požadavek na vyměnitelnost.

U varianty 1 by byla vyměnitelnost zajištěna vyrobením sady obručí s různými geometriemi těsnění, které by poté byly vkládány do prostoru mezi diskem oběžného kola a vybranou částí kroužku s hřídelovými bříty, které by zajistili upevnění obruče s těsněním.

U varianty 2 by vyměnitelnost byla zajištěna vyrobením sady kroužků s hřídelovými bříty, které by byly s částí s funkcí patního těsnění v jednom kuse.

Vzhledem k tomu, že je kroužek s hřídelovými bříty spojen s diskem oběžného kola pomocí 12 šroubů, tak vyměnitelnost varianty 1 i varianty 2 je jednoduchá.

5.2.4. Suboptimální varianta

Jako suboptimální varianta byla zvolena varianta 2. Varianta 2 byla zvolena především z důvodu snazší vyrobiteľnosti funkční části, ale také z důvodu lepšího zajištění funkce. Byl vytvořen návrh této varianty, jejíž výrobní výkres je v příloze této práce.



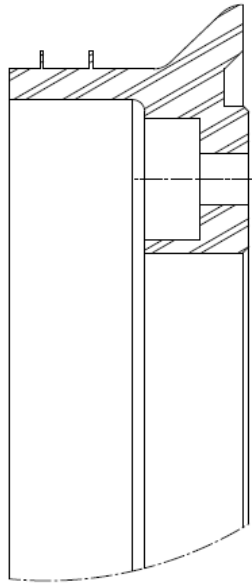
Obr. 28 - Varianta 2 - pohled zpredu



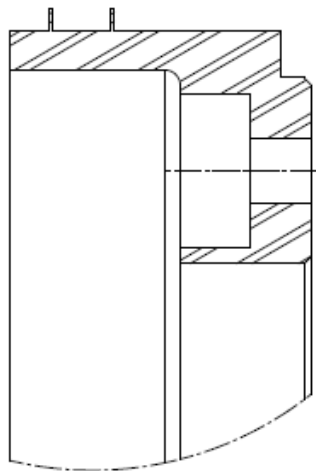
Obr. 29 - Varianta 2 - pohled zezadu

Varianta 2 se oproti původní verzi liší na velkém průměru v části přiléhající k disku oběžného kola, kde v původní konstrukci je pouze součást rovně přiložena k disku, kdežto u varianty 2 je vytvořena plocha ovlivňující proudění. Tato plocha má za úkol, usměrnit proud, který by jinak byl nasáván do hlavního proudu v radiálním směru a tím by narušoval účinnost stupně, jak bylo popsáno v rešerši článků. Tato úprava by měla zajistit v hodnější

náběh proudu do oběžné lopatky, kdy by díky absenci ostrých hran, nemělo docházet k takovému odtržení mezní vrstvy proudu v mezilopatkovém kanále oběžného kola.



Obr. 30 - Detail upravené části kroužku s hřídelovými břity



Obr. 31 - Detail původní části kroužku s hřídelovými břity

6. Závěr

V první a druhé části je podán základní přehled o rozdělení typů parních turbín a základní přehled o konstrukci stupňů parní turbíny s přetlakovým, rovnotlakým a Curtisovo stupněm.

V části literární rešerše jsou uvedeny 2 články zabývající se problematikou vlivu přísávané páry z mezery mezi rozváděcím a oběžným kolem. Jeden článek se zabývá numerickou simulací problému a druhý článek srovnává vlastní numerickou simulaci s experimentálním výzkumem. Oba články se shodují na tom, že se jedná o výrazný problém, který generuje v hlavním proudu velké sekundární proudění a tím snižování účinnosti stupně.

Na základě těchto výsledků byl poté proveden konstrukční návrh úpravy části experimentální vzduchové turbíny VT-400 ve výzkumné laboratoři Západočeské univerzity v Plzni.

Zdroje

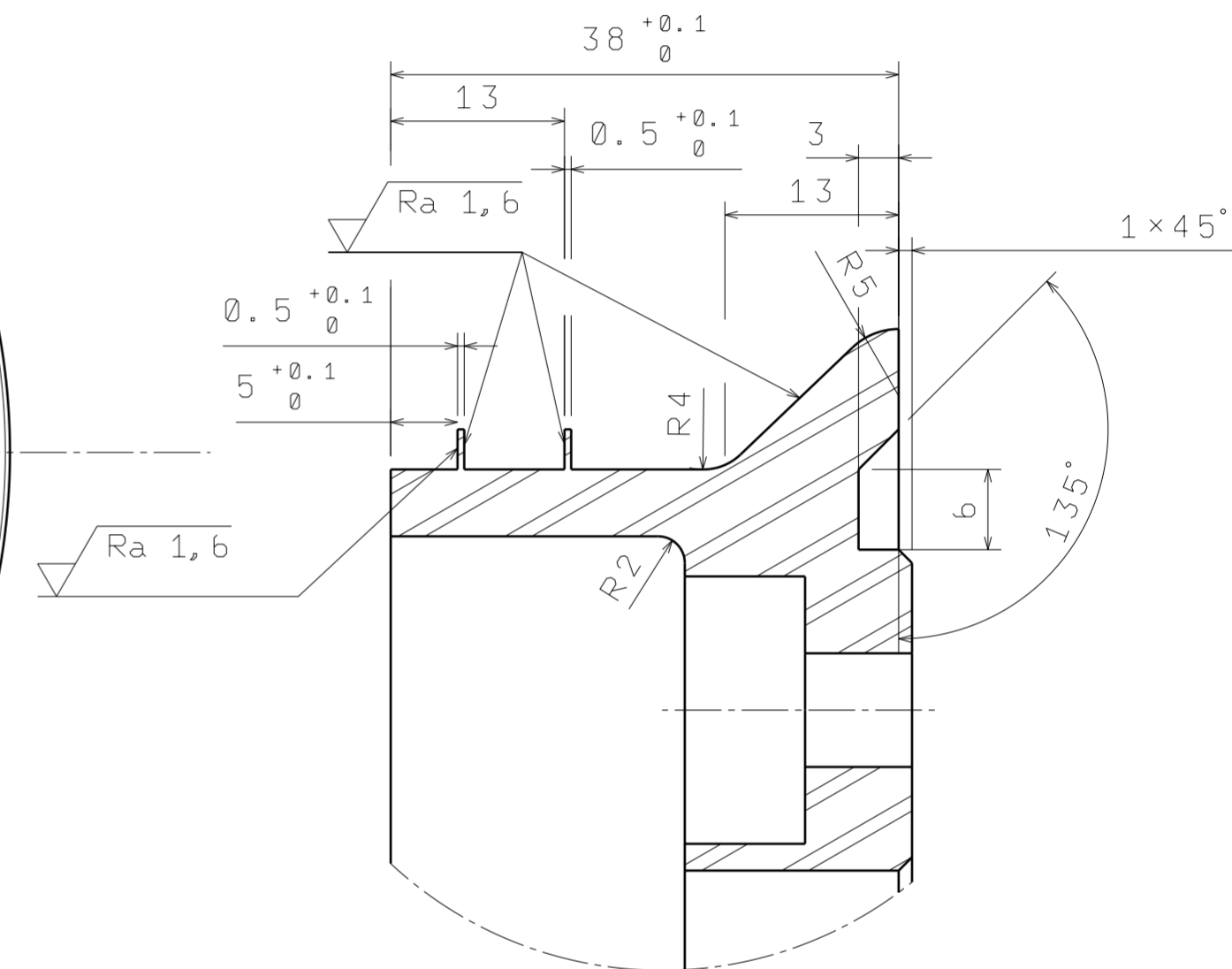
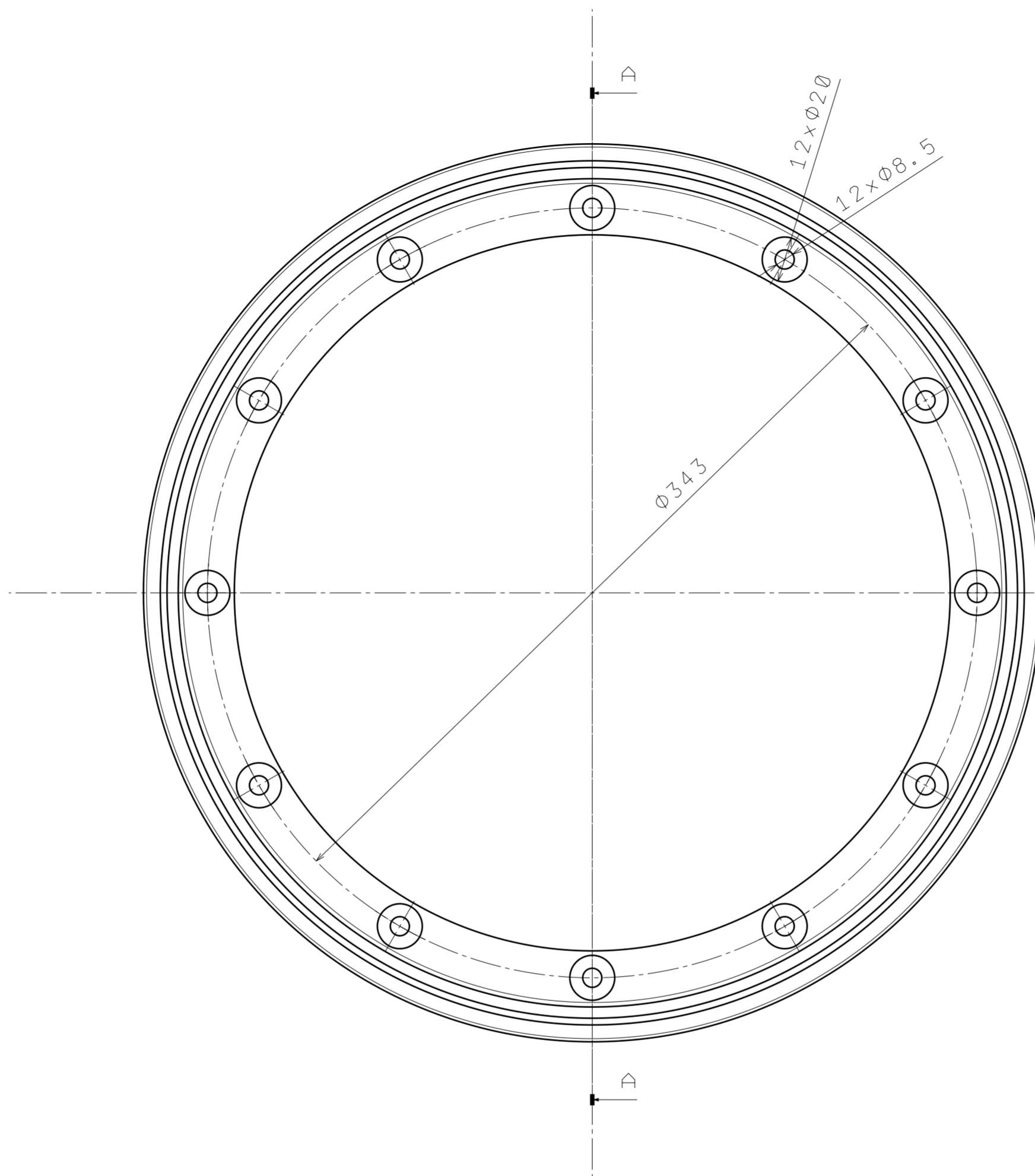
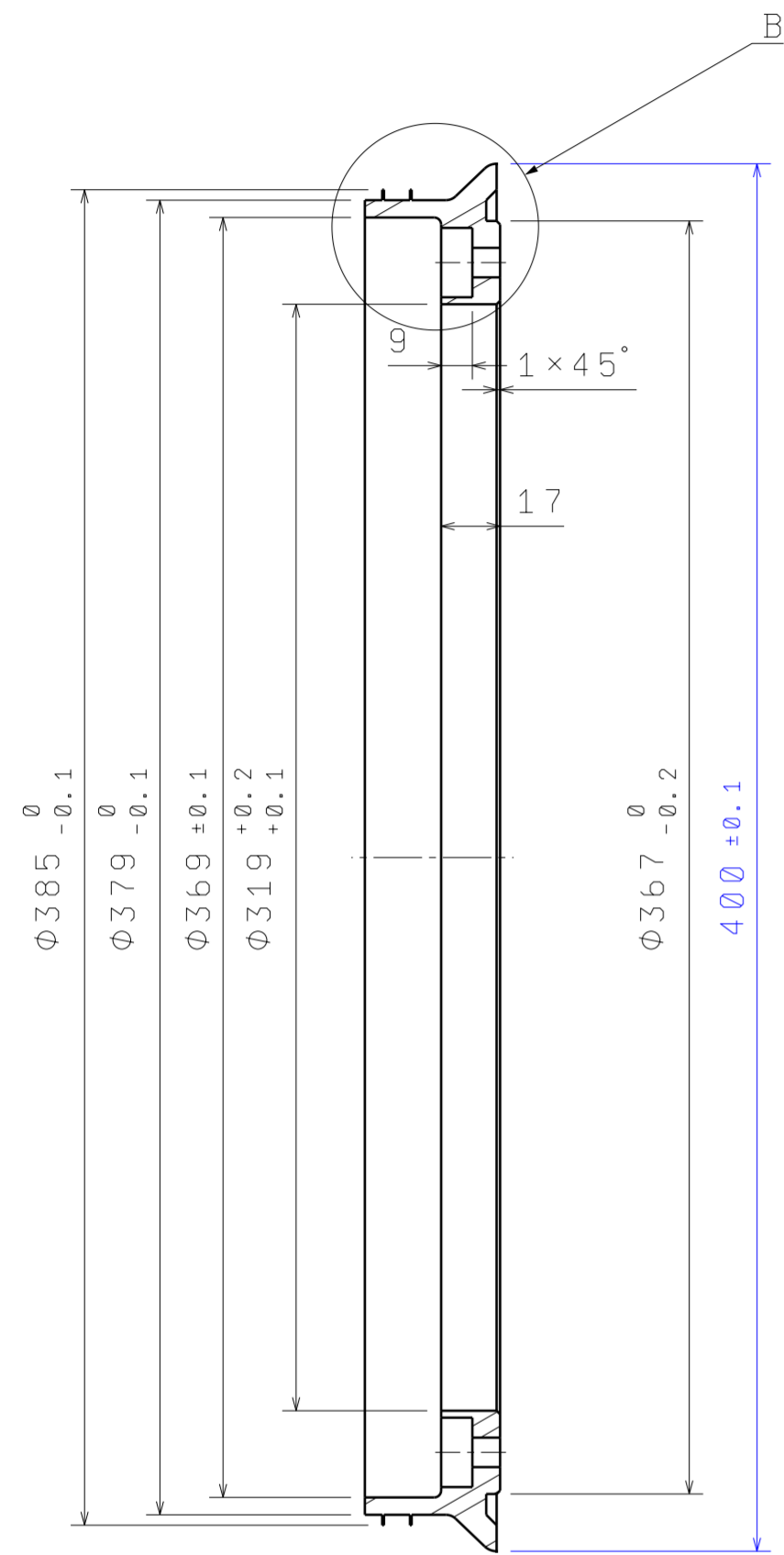
- [1] ŠKOPEK, Jan. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Plzeň, Západočeská univerzita v Plzni : 2010. ISBN: 978-80-7043-862-6.
- [2] Ščeglajev, Andrej Vladimirovič. *Parní turbíny*. 5. Vydání. Překlad Luděk Bělík, Jan Vileta. Moskva, SNTL – Nakladatelství technické literatury, MIR Moskva : 1983.
- [3] ŠKORPÍK, Jiří. Konstrukce tepelných turbín a turbokompresorů, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2016-03-07]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/24.html>.
- [4] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Tepelné turbíny a turbokompresory*. Brno: Brno: Akademické nakladatelství, 2004. ISBN 80-7204-346-3.
- [5] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno: Brno: Akademické nakladatelství, 2003. ISBN 80-7204-297-1.
- [6] BEČVÁŘ, Josef a kolektiv. *Tepelné turbíny*. Praha: SNTL, 1968, 544 s. Řada strojírenské literatury.
- [7] WILLIAM P. SANDERS. *Turbine steam path*. Tulsa, Okla: PennWell, 2004. ISBN 1593700105.
- [8] LEE, Jeong Jin, Soo Young KANG, Tong Seop KIM, Seong Jin PARK a Gi Won HONG. The effect of hub leakage on the aerodynamic performance of high-pressure steam turbine stages. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2017, **31**(1), 445-454. DOI: 10.1007/s12206-016-1247-6. ISSN 1738-494X. Dostupné také z: <http://link.springer.com/10.1007/s12206-016-1247-6>
- [9] STRAKA, Petr a Martin NĚMEC. Influence of the Radial Gap under the Stator Blade on Flow Around the Hub-End of the Rotor Blade. *Applied Mechanics and Materials*. 2016, **821**, 120-128. DOI: 10.4028/www.scientific.net/AMM.821.120. ISSN 1662-7482. Dostupné také z: <https://www.scientific.net/AMM.821.120>
- [10] <https://info-studium.zcu.cz/WEB/2014-2015/FST/obrazky/turbina.png>
- [11] JIA, Wei a Huoxing LIU. Numerical investigation of the effect of rim seal on turbine aerodynamic design parameters and end wall flows in low-aspect ratio turbine. 2013, **74**, 114-125. DOI: 10.1016/j.compfluid.2012.12.020. ISSN 00457930. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0045793013000091>

Obrázky

Obr. 1 - Schematické znázornění proudění páry stupni rovnotlakového typu [xxx]....	10
Obr. 2 Stupeň diskového uspořádání [xxx]	14
Obr. 3 - Parní turbína s diskovým rotorem [xxx]	15
Obr. 4 - Rychlostní trojúhelník rovnotlakého stupně	15
Obr. 5 Průběh tlaku v přetlakovém stupni.....	16
Obr. 6 - Schéma přetlakové turbíny s bubnovým rotorem	17
Obr. 7 - Rychlostní trojúhelníky přetlakového stupně	17
Obr. 8 - Rychlostní trojúhelníky Curtisova stupně.....	18
Obr. 9 Zkoumaná oblast [xxx].....	22
Obr. 10 Porovnání vektorů rychlosti před oběžnými lopatkami prvního stupně a) 0% únik; b) 3% únik.....	22
Obr. 12 - Odtržení v patní oblasti v prvním stupni 0% únik a 3% únik.....	23
Obr. 11 Úhly proudu a) Na vstupu; b) Na výstupu . Chyba! Záložka není definována.	
Obr. 13 - Odtržení v patní oblasti v desátém stupni 0% únik a 3% únik	24
Obr. 14 - Schéma turbíny s bubnovým rotorem a nízkým výkonem	25
Obr. 15 - Schéma testovaného stupně	26
Obr. 16 - Schéma testovaného stupně	27
Obr. 17 - Rozměry testovaného stupně	27
Obr. 18 - Testovací zařízení	27
Obr. 19 - Rozložení celkové statické účinnosti po délce lopatky v rovině 2	29
Obr. 20 - Schéma vírů za radiální mezerou pod statorovou lopatkou	30
Obr. 21 - Rozložení entropie na povrchu oběžné lopatky	30
Obr. 22 - Víry generovány za radiální mezerou	31
Obr. 23 - Rychlostní trojúhelník.....	32
Obr. 24 - Rozložení absolutního úhlu, absolutního Machova čísla a celkové statické účinnosti v rovině 2 pro různé rychlostní poměry. Horní řada - CFD výsledky, spodní řada - Experimentální měření	32
Obr. 25 - Patní těsnění	33
Obr. 26 - Experimentální zařízení v laboratořích KKE.....	34
Obr. 27 - Stupeň před úpravou	35
Obr. 28 - Varianta 2 - pohled zředu.....	37
Obr. 29 - Varianta 2 - pohled zezadu	37
Obr. 30 - Detail upravené části kroužku s hřídelovými břity.....	38
Obr. 31 - Detail původní části kroužku s hřídelovými břity.....	38

Tabulky

Tabulka 1 Vstupní podmínky zkoumaného modelu.....	21
Tabulka 2 Konstrukční provozní podmínky jednotlivých stupňů	21
Tabulka 3 - Parametry testovací turbíny	28
Tabulka 4 - Parametry proudícího media	28



		ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA			
DRAWN BY		DRAWING TITLE			
JAN KORELUS	DATE	KROUŽEK S HŘÍDELOVÝMI BŘITY - ÚPRAVA			
CHECKED BY	DATE	SIZE	DRAWING NUMBER		REV
XXX	xxx	A2	Tp6152062_0-1		X
DESIGNED BY	DATE	SCALE	WEIGHT (kg)	SHEET	
XXX	xxx	1:2	1,74	1/1	