



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

TESLOVA BEZLOPATKOVÁ TURBINA

TESLA BLADELESS TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Lokaj

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Jakub Lokaj
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Energetické inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jan Fiedler, Dr.
Akademický rok:	2015/16

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

Teslova bezlopatková turbína

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Student provede popis principu a využití bezlopatkové (Teslovy) turbíny. Provede návrh modelu teslovy turbíny spolu s experimentálním ověřením.

Cíle diplomové práce:

1. Provedení rešerše turbín pracujících na principu mezní vrstvy pracovní látky.
2. Návrh konstrukce bezlopatkové turbíny s průměrem oběžného kola do 250 mm ve vhodném 3D modeláři.
3. Popis charakteru proudění pracovní látky v turbíně.
4. Experimentální stanovení reálných provozních parametrů turbíny.
5. Zhodnocení provozních parametrů a návrh další možnosti konstrukčních úprav.

Seznam literatury:

Tahil, William: Theoretical Analysis of a Disk Turbine. Tesla Engine Builders Association News (16): 15-16. 1999.

R.Adams, W.Rice: Experimental Investigation of the Flow Between Corotating Disks, Transactions of the ASME p.844 Sept 1970

Truman, Rice, Jankowski: Laminar Throughflow of a Fluid Containing Particles Between Corotating Disks, Journal of Fluids Engineering vol.101 p.87 Mar. '79

A.Ladino: Numerical Simulation of the Flow Field in a Friction-Type Turbine (Tesla Turbine), School of Engineering National University of Colombia, Institute of Thermal Powerplants Vienna University of Technology - 2004.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

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

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Diplomová práce se zabývá popisem konstrukcí bezlopatkového stroje označovaného jako Teslova turbína. Práce je rozdělena na teoretickou část, praktickou část zahrnující konstrukci a experimentální měření vyrobeného modelu bezlopatkové turbíny a závěrečné zhodnocení práce. V teoretické části jsou popsány základní konstrukční znaky bezlopatkových strojů včetně jejich konstrukčních modifikací a ději při proudění v tryskách. Dále je zde věnována část dynamice pracovní látky v rotoru bezlopatkových turbín znázorněné pomocí CFD modelování.

Praktická část obsahuje návrh a konstrukci jednotlivých součástí turbíny na základě předběžného výpočtu pomocí analytického modelu proudění v turbíně. Navržené součásti turbíny byly z hlediska bezpečnosti provozu zkontrolovány pevnostními výpočty hřídele a disků oběžného kola rotoru. V rámci diplomové práce bylo také provedeno experimentální měření parametrů zkonstruované bezlopatkové turbíny, přičemž naměřené hodnoty byly porovnány s analytickým modelem predikujícím účinnost turbíny. V závěru jsou kromě zhodnocení práce také nastíněny možné návrhy dalšího vylepšení zkonstruovaného bezlopatkového stroje.

Abstract

The diploma thesis describes design of bladeless machine known as a Tesla turbine. The work is divided into theoretical part, practical part involving the design and experimental measurements of made bladeless turbine and a final assessment of thesis. The theoretical part deals with the basic design features of bladeless machines and their design modifications and flow in the nozzles. Furthermore there is a dedicated part of the dynamics of working fluid in the rotor of bladeless turbine represented by CFD modeling.

The practical part includes the design and construction of parts of the turbine on a preliminary calculation using an analytical model of the flow in the turbine. The designed turbine components were checked for operational safety with structural calculations of shaft and disk impeller. The thesis was also performed experimental measuring of parameters of designed bladeless turbine. Measured values were compared with the analytical model which predicted turbine efficiency. In conclusion, besides to assessment, thesis also outlines possible proposals for further improvements of constructed bladeless turbine.

Klíčová slova

Bezlopatková turbína, Teslova turbína, konvergentní tryska, Lavalova dýza, CFD, pevnostní výpočty, frekvenční měnič, asynchronní motor, generátor, účinnost.

Key words

Bladeless turbine, Tesla turbine, convergent nozzle, Laval nozzle, CFD, structural calculations, variable-frequency drive, induction motor, generator, efficiency.

Bibliografická citace

LOKAJ, J. *Teslova bezlopatková turbína*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 111 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jan Fiedler, Dr..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Teslova bezlopatková turbina“, vypracoval samostatně, s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 27. 5. 2016

.....
Jakub Lokaj

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval všem, kteří mi byli při vypracovávání diplomové práce nápomocni. Obzvláště bych chtěl poděkovat Ing. Janu Fiedlerovi, Dr. za vstřícný přístup, odborné vedení, poskytnutí materiálů a cenné rady. Dále bych rád poděkoval Ondřeji Brenkusovi za cenné rady a skvělou výrobu součástí, panu Janu Svobodovi za poskytnutí rozvaděče média pro experimentální účely a Laboratoři energeticky náročných procesů za zapůjčení frekvenčního měniče a elektromotoru. Velké díky patří také Ing. Ladislavu Šnajdárkovi za dlouhodobou pomoc při zapojování, přípravě a realizaci experimentálního měření vyrobeného stroje trvajících až do nočních hodin.

V neposlední řadě bych rád poděkoval mé rodině za podporu, kterou mi při celkovém studiu poskytla a hlavně mé partnerce Nele za veškerou podporu a toleranci při vypracovávání diplomové práce.

Obsah

1	Úvod.....	10
2	Historie a objev Teslovy turbíny.....	11
3	Popis konstrukce a princip funkce Teslovy turbíny.....	13
3.1	Konstrukce rotoru.....	13
3.2	Konstrukce turbínové skříně (statoru).....	15
3.3	Základní princip funkce turbíny.....	16
3.4	Výhody a nevýhody turbíny.....	18
3.5	Účinnost a ztráty turbíny.....	19
4	Konstrukční modifikace Teslovy turbíny.....	20
4.1	Zvýšení počtu a změna tvaru vstupních otvorů pro pracovní látku.....	20
4.2	Konstrukční úpravy disků rotoru.....	20
4.3	Geometrické úpravy vnitřních průměrů disků rotoru.....	22
5	Aplikace Teslovy turbíny a čerpadla.....	23
5.1	Mikroturbína.....	23
5.2	Turbodmychadlo.....	23
5.3	Větrná turbína.....	24
5.4	Čerpadlo pro viskózní a sypké materiály.....	24
6	Pokračování v Teslově odkazu a výzkumu bezlopatkové turbíny.....	26
6.1	Rešerše provedených konstrukcí Teslových turbín od roku 1950.....	27
6.2	Rešerše provedených numerických simulací bezlopatkové turbíny.....	34
7	Dynamika pracovní látky ve vnitřní kontrolní oblasti turbíny.....	39
7.1	Laminární proudění.....	41
7.2	Proudění mezi dvěma paralelními deskami.....	41
7.3	Relaminarizace.....	42
7.4	Teorie mezní vrstvy.....	42
8	Proudění v tryskách.....	44
8.1	Konvergentní tryska.....	44
8.2	Lavalova dýza (konvergentně-divergentní tryska).....	45
8.3	Proudění při nenávrhových stavech.....	46
8.4	Proudění v šikmo seříznuté trysce.....	47
9	Analýza proudění a parametrů bezlopatkové turbíny.....	48
9.1	Popis a odvození analytického modelu proudění v kontrolní oblasti turbíny.....	48
9.2	Predikce parametrů turbíny na základě analytického modelu.....	59
9.3	Vizualizace proudění v rotoru bezlopatkové turbíny.....	60
9.4	Hodnoty bezrozměrných součinitelů pro ideální parametry.....	61
10	Návrh konstrukce bezlopatkové turbíny.....	63
10.1	Konstrukce turbínové skříně (statoru).....	64
10.1.1	Výběr materiálu a polotovaru statorových částí.....	64
10.1.2	Návrh vstupní trysky – konvergentní dýzy.....	65
10.1.3	Návrh vnitřní oblasti statoru.....	67
10.2	Konstrukce rotoru.....	68
10.2.1	Výběr materiálu a polotovaru rotorových částí.....	68
10.2.2	Návrh hřídele rotoru.....	68
10.2.3	Návrh geometrie rotorových disků a vymežovacích prvků.....	72
10.2.4	Napětí a deformace rotorových disků při zatížení odstředivou silou.....	74
10.3	Konstrukce odtokových dílů - výstupních hrdel.....	76

10.4	Výběr ložisek a jejich uložení	76
10.5	Sestava Teslovy bezlopatkové turbíny	77
11	Výroba a sestavování bezlopatkové turbíny	79
11.1	Montáž sestavy turbíny	80
12	Realizace experimentu pro určení provozních parametrů turbíny	82
12.1	Sestava pro experimentální měření	82
12.1.1	Asynchronní motor v generátorovém režimu	82
12.1.2	Zapojení asynchronního generátoru k frekvenčnímu měniči	83
12.2	Zapojení a příprava experimentálního měření bezlopatkové turbíny	84
13	Experimentální měření parametrů turbíny a zpracování dat	87
13.1	Měření parametrů turbíny při konstantních otáčkách bez protitlaku	87
13.2	Měření parametrů turbíny při konstantních otáčkách s protitlakem	90
13.3	Výkonová charakteristika bezlopatkové turbíny	90
13.4	Účinnost bezlopatkové turbíny	91
13.5	Regulovatelnost turbíny pomocí uzavírání dýz	94
13.6	Korelace experimentu s analytickým modelem	95
14	Návrh na konstrukční vylepšení	97
14.1	Bez zásahu do designu	97
14.2	Se zásahem do designu	97
15	Závěr	99
	Seznam použitých zdrojů	101
	Seznam obrázků	106
	Seznam tabulek	108
	Seznam použitých veličin a symbolů	109
	Seznam příloh	111

1 Úvod

Lidé od nepaměti hledají různé zdroje energie, které by mohli zapřáhnout a využít ve svůj prospěch. Postupem času a to zejména v období na přelomu 19. a 20. století se vyvinuly nové a dokonalejší stroje pro přeměnu energie, které byly využity pro konání mechanické práce s konverzí na práci elektrickou. Snaha pokrýt energetické nároky lidstva je vlivem neustálého vývoje nových technologií stále poměrně náročná. Tato snaha je ovšem hnací silou pro vytváření nových strojů či ke zdokonalování těch stávajících za dosažením co nejvyšší účinnosti, k čemuž vede efektivnější využití primárních zdrojů energie.

Na počátku 20. století, kdy Nikola Tesla poprvé prezentoval svůj vynález – bezlopatkovou Teslovu turbínu, byl o tuto novou technologii vzbuzen velký zájem. První testy ovšem ukázaly, že jeho turbína zdaleka nedosahovala takových účinností jako tehdejší lopatkové turbíny (vodní - Francisova nebo Peltonova, parní – Parsonova nebo Lavalova), a proto byla postupem času téměř zapomenuta. Mezi její hlavní přednosti patří téměř plynulý průchod pracovní látky turbínou bez nežádoucích rázů tekutiny způsobujících vibrace, jednoduchá a levná konstrukce, výtečný poměr výkonu vztaženého k hmotnosti a rozměrům celého stroje a v neposlední řadě také možnost využití mnoha druhů tekutin jako pracovní látky. Ohledně účinnosti Teslovy turbíny je nutno podotknout, že hodnota účinnosti je velice závislá na přesnosti konstrukce rotoru a vstupní trysky transformující tlakovou energii na kinetickou [3].

Výše uvedené přednosti turbíny jsou nejpodstatnějšími důvody, proč se mnoho inženýrů ke konstrukci bezlopatkové Teslovy turbíny a experimentování s ní dodnes vrací a snaží se ji využít například jako turbíny v mikrokogeneračních jednotkách nebo v aplikacích využívajících geotermální energii [12].

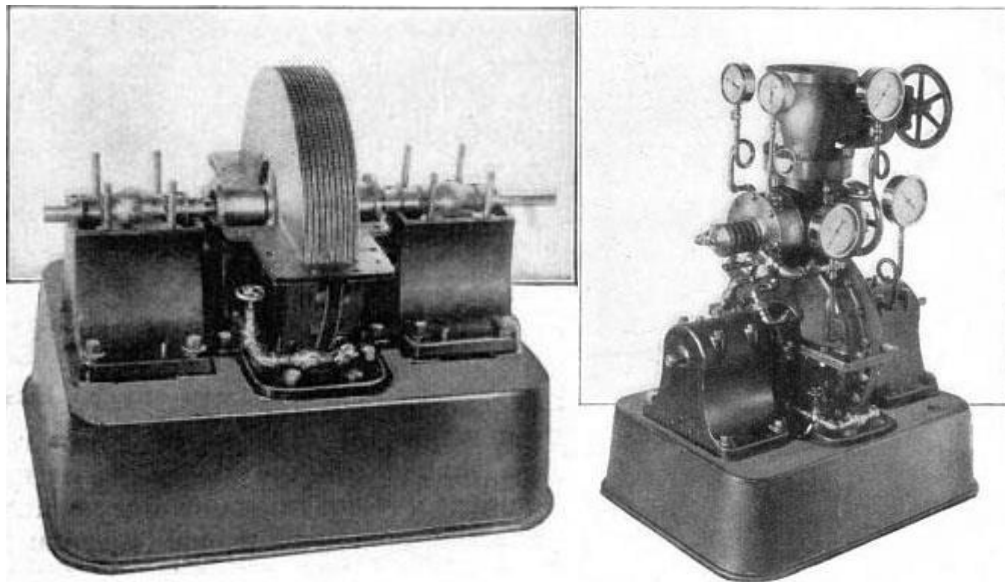
2 Historie a objev Teslovy turbíny

Již v období 330 let před Kristem pronesl známý antický filozof Aristoteles své první myšlenky o proudění tekutiny, avšak první stroj, jež využíval energii pohybu tekutiny (vody nebo větru), byl navržen až v 15. století Leonardem da Vincim, přičemž se jednalo o návrh

mlyna s vodním kolem [1]. O tři století později byly položeny základy dynamiky kapaliny a to zásluhou Isaaca Newtona. V pozdějších letech byly významným švýcarským matematikem Leonhardem Eulerem zavedeny pojmy jako hustota kapaliny, pohybová rovnice ideální kapaliny, věta o změně hybnosti a odvození energetických rovnic pro turbínu a čerpadlo.

Ačkoli Eulerovy poznatky a parciální diferenciální rovnice byly ve svém čase v oblasti dynamiky kapaliny opravdu průlomové, v jeho rovnicích nebyl započítán vliv vnitřních sil kapaliny působících proti jejímu pohybu – viskozity. V návaznosti na zavedené pojmy byla vytvořena Navier-Stokesova rovnice popisující proudění nestlačitelné Newtonské kapaliny, která je dodnes považována za standard matematického popisu proudění kapaliny a je základem dnešních výpočetních CFD programů [2].

Na základě výše uvedených rovnic byla v 19. století navrhována první vodní turbína a později i tepelná (parní) turbína založená na rovnotlakém principu, kterou zkonstruoval švédský inženýr Gustav de Laval. Na počátku 20. století, přesněji roku 1909 vytvořil elektrotechnický inženýr Nikola Tesla, známý nejen díky vynálezu indukčního motoru, bezlopatkovou turbínu, kterou si v roce 1913 nechal patentovat. V tomtéž období začal zkoumat německý profesor Ludwig Prandtl proudění tekutin a přišel s teorií mezní vrstvy, pro jejíž popis pak později odvodil diferenciální rovnici. Tato teorie je úzce spjatá s principem Teslovy bezlopatkové turbíny a bude objasněna později [2], [3].



Obr. 1 - Testovací model Teslovy turbíny o výkonu 149 kW [4].

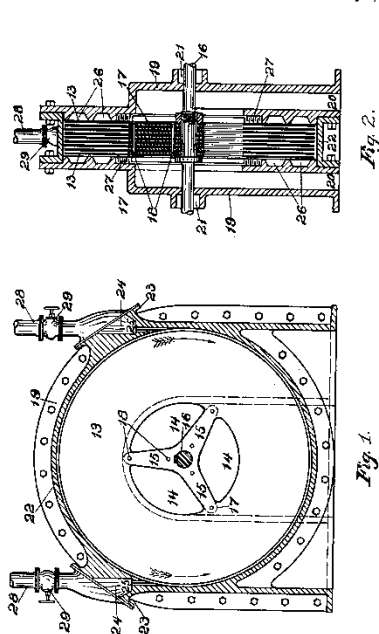
Ještě než si Nikola Tesla patentoval svou turbínu, vydal E. F. Stearns v magazínu Popular Mechanics článek pojednávající o vývoji nové parní turbíny, jejíž první experimenty ukázaly nebývale velký výkon při relativně malých rozměrech a nízké hmotnosti soustrojí. Tato informace vzbudila neobvyklý zájem vědců a inženýrů z celého světa a na dokončení a publikování výsledků testů nové turbíny zkonstruované N. Teslou se čekalo

s velkým napětím. Na obrázku výše je zobrazen testovací model pokročilejší verze Teslovy turbíny, který byl podroben několika experimentům s pracovní látkou - vodní párou [4].

Roku 1909 byl v New Yorku podán patentovému úřadu N. Teslou dokument pro udělení prvního patentu na čerpadlo a později také na turbínu využívající hladké rotační disky místo lopatek uvnitř konstrukční skříně. Teslova nová metoda byla založena na dvou základních fyzikálních principech – adhezi (přilnavosti neboli schopnosti přenosu tečných sil ve styku dvou povrchů bez zřetelného pohybu [7]) a viskozitě. Patent na Teslovu turbínu byl podán v lednu 1911, přičemž patentovým úřadem byl schválen až 6. května 1913 pod pořadovým číslem 1061206 [3], [5].

Tesla ve svém patentu popisuje výhody plynulé změny rychlosti a směru pohybu proudícího média, které zamezují tvorbě nežádoucích rázů a vibrací jako je tomu u pístových nebo lopatkových strojů. K rázům v Teslově bezlopatkové turbíně dochází pouze při vstupu tekutiny mezi disky rotoru, ty jsou však oproti rázům u konvenčních turbín téměř zanedbatelné. Tesla dále ve svém patentu poukazuje na jednoduchost způsobu transformace energie proudícího média na mechanickou energii rotující hřídele. V neposlední řadě je zde také charakterizována největší přednost jeho bezlopatkové turbíny a to její ekonomičnost. Díky malému počtu pohyblivých částí a jednoduchým tvarům dílů je docíleno nízkých nákladů na výrobu i na případnou údržbu turbíny [3], [5].

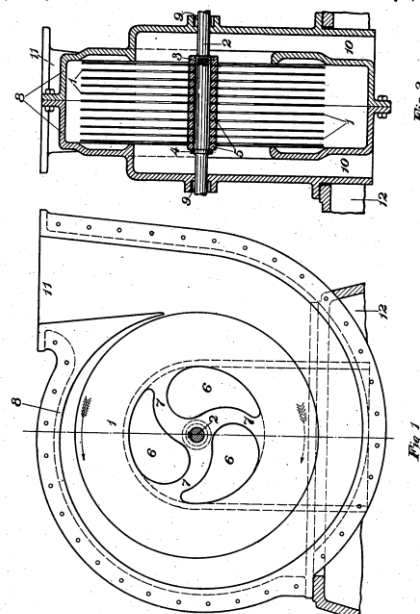
N. TESLA.
TURBINE.
APPLICATION FILED JAN. 17, 1911. Patented May 6, 1913.
1,061,206.



Witnesses:
R. Day
W. C. Kohler

Nikola Tesla, Inventor
By his Attorneys
New, Page, Cooper & Hayward

N. TESLA.
FLUID PROPULSION.
APPLICATION FILED OCT. 21, 1909. Patented May 6, 1913.
1,061,142.



Witnesses:
R. Day
S. J. Dunham

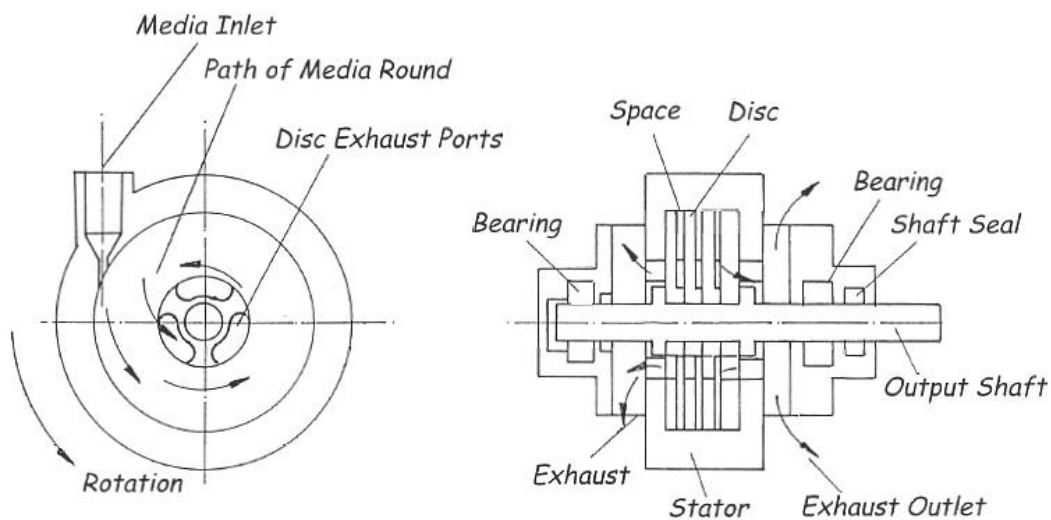
Nikola Tesla, Inventor
By his Attorneys
New, Page, Cooper & Hayward

Obr. 2 - Schématický náčrt konstrukce turbíny (nalevo) a čerpadla (napravo) z patentů N. Tesly [5], [6].

3 Popis konstrukce a princip funkce Teslovy turbíny

Při prvním pohledu a bližším porovnání konstrukcí pístových nebo lopatkových strojů je Teslova turbína vsutku jednoduchým strojem. O jednoduchosti konstrukce svého zařízení mluvil také sám jeho vynálezce. Při rozhovoru pro tehdejší deník New York Herald Tribune, N. Tesla uvedl, že je pouze potřeba uchytit několik disků na rotační hřídel s mírnými rozestupy a nechat protékat tekutinu skrze přívod mezerou mezi disky. Ačkoli se jednalo o velice zjednodušený popis, ve skutečnosti samotná konstrukce bezlopatkové turbíny není nijak složitá [8].

Základními prvky, kterými je tvořena Teslova turbína, je skříň turbíny, přípojky pro přívod pracovní látky, vstupní tryska, hřídel s ložisky, sada disků uložených na rotoru a odtoková hrdla [8]. Jednotlivé konstrukční díly budou v následujících podkapitolách podrobněji popsány.

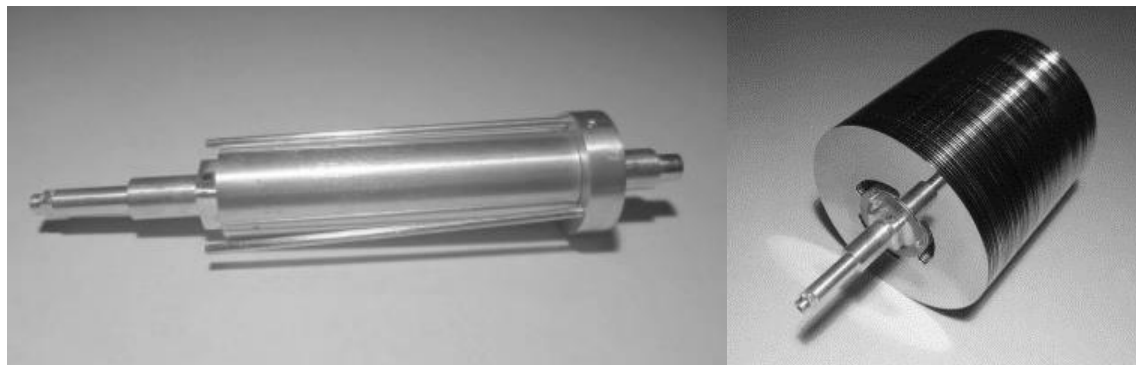


Obr. 3 - Hlavní součásti a popis konstrukce Teslovy turbíny [37]

3.1 Konstrukce rotoru

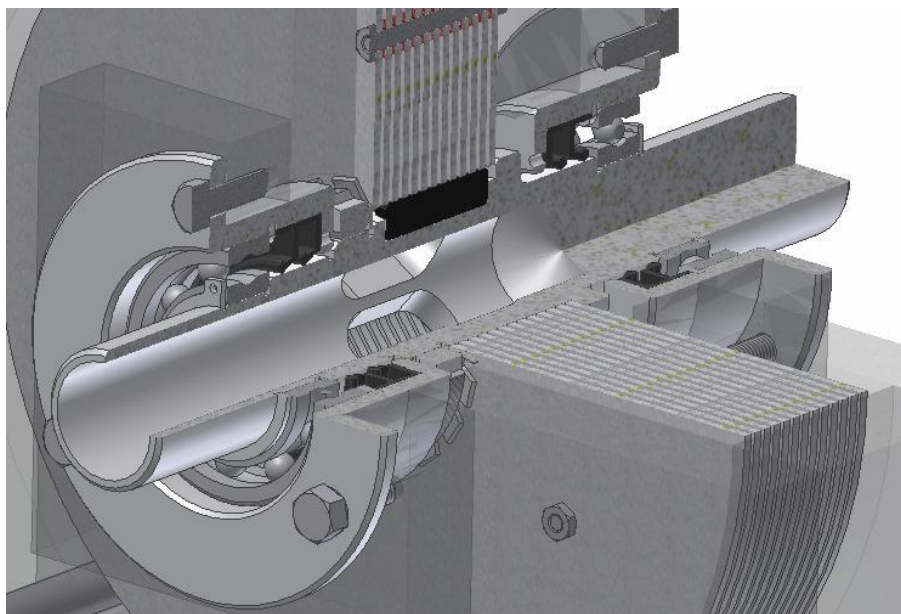
V konvenčních typech turbín je rotor hřídele opatřen lopatkami. U Teslovy turbíny je tomu jinak a místo lopatek je zde použita série mezikruhových desek (disků) spojených s věncem a s nábojem pomocí spojovacích šroubů [9]. Velikosti, počty a rozestupy disků se mohou lišit v závislosti na použití pro danou konkrétní aplikaci. V Teslových patentech nejsou tyto informace přesně určeny, neboť se zde píše pouze o použití množství disků vhodných průměrů. To bylo nejspíš zapříčiněno vysokým počtem Teslových experimentů a postupným zdokonalováním turbíny [8].

Jak je možné si všimnout na schematicém patentovém nákresu (Obr. 2) nebo na obrázku popisujícího jednotlivé díly konstrukce (Obr. 3), každý z disků disponuje otvory kolem hřídele. Jejich hlavní funkcí je odvod proudícího média do výstupních vývodů (hrdel) turbíny. Mezery mezi jednotlivými disky jsou vymezeny oddělovacími podložkami tak, aby tekutina mohla těmito mezerami protékat. Tloušťka podložek tedy určuje průtočný kanál mezi jednotlivými disky a je možné jej jednoduše upravit pro dané konkrétní protékající médium o patřičných fyzikálních vlastnostech (hustota, viskozita apod.) [3], [8].



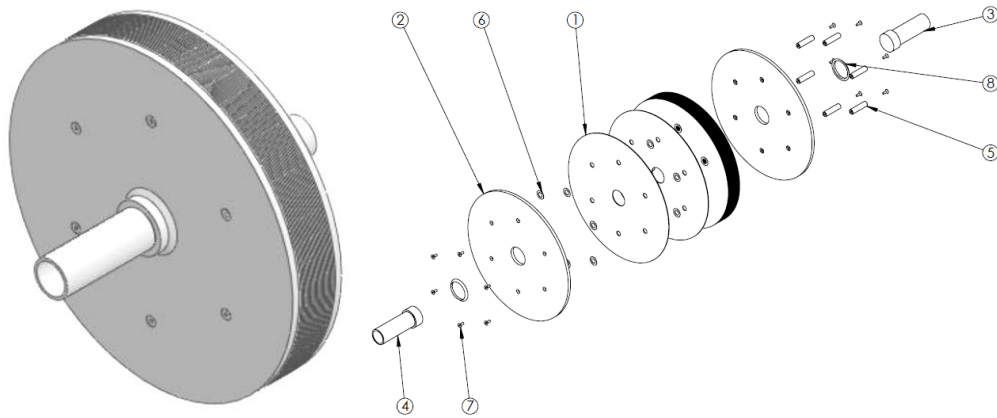
Obr. 4 - Ilustrační fotografie rotoru – hřídel a rotor se sadou disků [10].

Další konstrukční možností rotoru bezlopatkové turbíny je využití duté hřídele a to ve dvou variantách. V první je použita jednolitá dutá hřídel s otvory na povrchu v místě styku s disky rotoru. Pracovní látka se dostává z mezer mezi disky (průtočných kanálů) do otvorů v hřídeli. Disky pak nemusí mít vyvrtané odtokové otvory a pracovní látka vytéká dutým prostorem hřídele. Zde je nevýhoda v limitovaném vnitřním průměru duté hřídele, který omezuje množství protékající pracovní látky. Při jeho zvyšování dochází k nárůstu vnějšího průměru hřídele a tudíž i průměru pro uložení ložisek. Pro vysokootáčkovou turbínu je pak náročné vybrat ložiska s vyhovujícími parametry.



Obr. 5 - Řez rotoru bezlopatkové turbíny s jednolitou dutou hřídelí [3]

Druhá varianta využívá dvou dutých hřídelí, které jsou připojeny pouze ke krajním diskům a neprochází tak celou sadou soustředných disků. Prostřední část hřídele je nahrazena pouze spoji mezi jednotlivými disky tvořícími sadu disků. Stejně jako v prvním případě i v této variantě je absence odtokových otvorů v discích. Z hlediska výroby je tato varianta konstrukce poměrně náročná, neboť je zapotřebí dodržet co největší souosost obou hřídelí při výrobě i při následné montáži. I zde pak platí limit vnějšího průměru hřídele pro uložení ložisek.



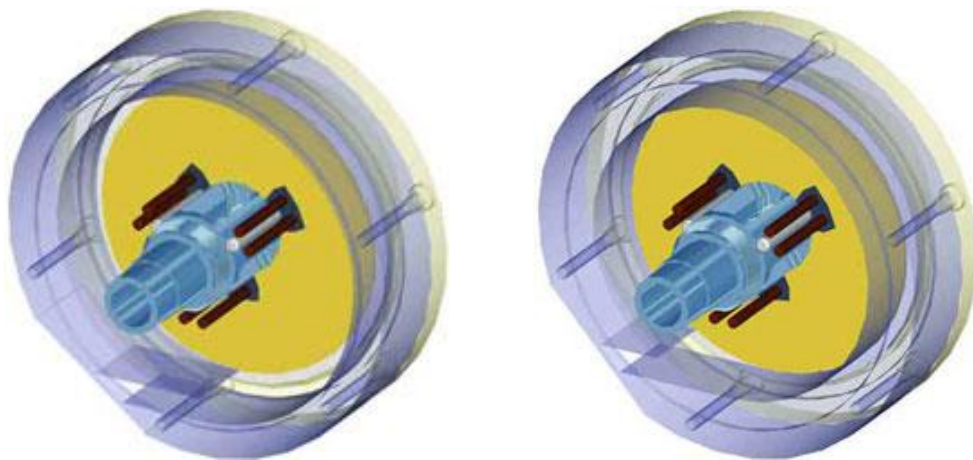
Obr. 6 - Řez rotoru bezlopatkové turbíny s jednoduchou dutou hřídelí [38]

3.2 Konstrukce turbínové skříně (statoru)

Skříň turbíny slouží zároveň jako stator a má válcový tvar s průměrem o něco větším než je průměr disků posazených na rotoru. Ve statoru je umístěn vstupní otvor s tryskou, která může mít konvergentní či konvergentně-divergentní tvar (Lavalova dýza). V trysce pak dochází ke změně stavových veličin a zvýšení kinetické energie protékajícího média. Pro utěsnění jsou zde použity labyrintové ucpávky [8].

Konstrukce skříně také zaleží na uložení rotoru. Při pohledu na patent N. Tesly je možno vidět uložení hřídele rotoru v ložiskách na obou koncích. Obdobně jako u lopatkových strojů může být bezlopatková turbína uložena letmo, na jednom konci hřídele.

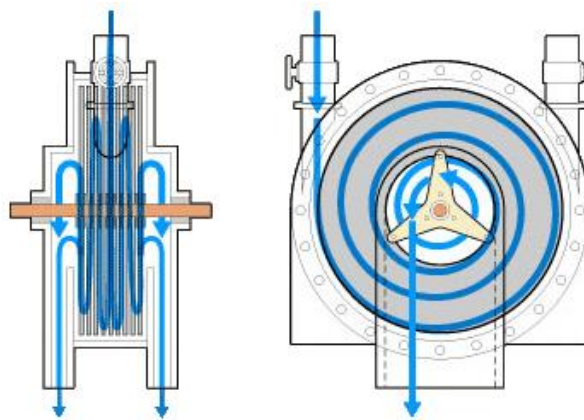
Statorová skříň se v určitých aplikacích může mírně lišit i tvarem vstupního přívodního kanálu. Na obrázku níže (Obr. 7) jsou znázorněny odlišnosti vstupního kanálu. Ve skříně na obrázku vlevo je aplikován prodloužený tangenciální přívod, který zabraňuje přímému rázu tekutiny, kdežto na obrázku vpravo se jedná o skříň bez prodlouženého přívodu a tak zde dochází k přímému rázu tekutiny a jejímu možnému víření. Odlišnost tvaru skříně lze spatřit také u patentových schématických nákresů konstrukce, kde bezlopatkové čerpadlo disponuje spirální skříní, zatímco turbína nikoli [3], [8].



Obr. 7 - Tvar skříně s prodlouženým tangenciálním přívodem (nalevo) a bez prodloužení (napravo) [11].

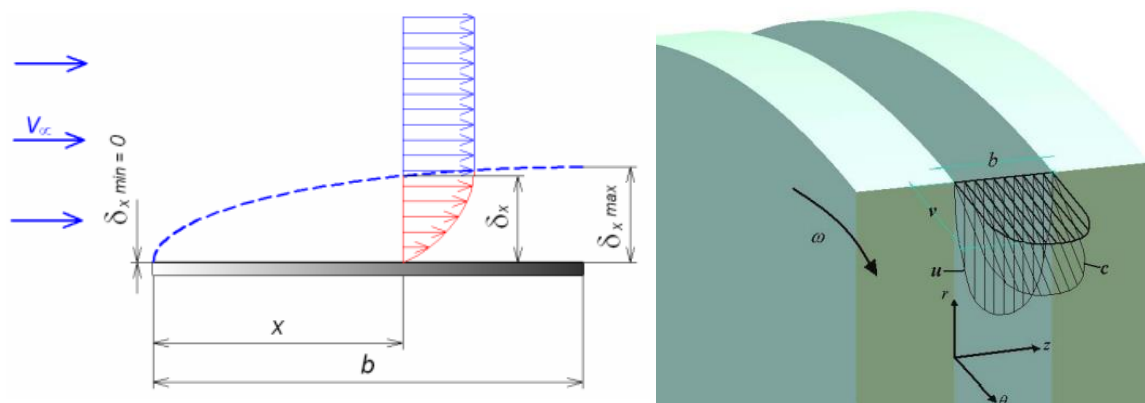
3.3 Základní princip funkce turbíny

Z funkčního hlediska je Teslova turbína popisována jako jednostupňová spirální dostředivá turbína s oběžným kolem bez lopatek a s tangenciálním vstupem pracovní látky. Často je označovaná jako akční (impulsní) turbína s minimálním stupněm reakce. Přiváděné tekutině je nejprve ve vstupní trysce zvýšena kinetická energie a po té tekutina vstupuje pod úhlem β do mezer tvořené sérii soustředných disků rotoru. Zde již začínají působit třecí síly proudící tekutiny na stěny disků rotoru, které jej uvádí do rotace. Vliv tangenciálního přívodu a účinek odstředivých a Coriolisových sil působících na tekutinu při rotaci v prostoru mezi disky způsobuje dlouhou spirální trajektorii tekutiny, přičemž dostředivým průtokem se tekutina dostává do míst blíže ke středu rotoru s nižší obvodovou rychlostí. Jakmile se proud tekutiny přiblíží středovým otvorům disků rotoru, odtéká skrze ně do výstupních vývodů (hrdel) se sníženou energií (s poklesem tlaku) [3], [9].



Obr. 8 - Znáznění proudění tekutiny v Teslově turbíně [12]

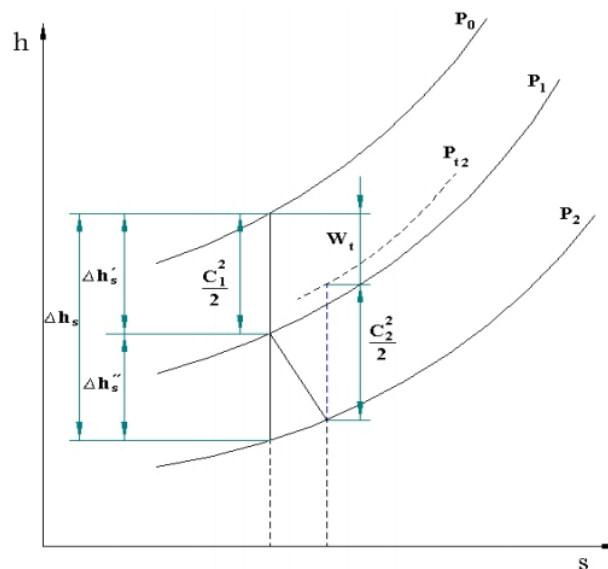
Na tělese kolem kterého proudí tekutina, případně na tělese pohybující se v tekutině, vzniká vlivem viskozity tenká vrstva zbrzděné tekutiny, tzv. mezní vrstva. Tato vrstva může mít několik podob, přičemž nejjednodušší případ mezní vrstvy vzniká na tenké desce umístěné paralelně s proudem tekutiny, ve které je v celém jejím objemu konstantní tlak. Grafické znázornění této vrstvy je zobrazeno na obrázku níže viz Obr. 9. Mezní vrstva vzniká tím, že tekutina vlivem adheze ulpívá na stěnách obtékaného tělesa a její rychlost v místě kontaktu se stěnou je nulová. Vlivem viskozity se zabrzdí nejbližší vrstvy tekutiny u povrchu. Tloušťka mezní vrstvy δ_x je na náběžné hraně profilu nulová a na odtokové maximální [13].



Obr. 9 Znáznění tvorby obecné mezní vrstvy a mezní vrstvy v mezerách disků rotoru turbíny [12], [13].

Objasnění principu tvorby mezní vrstvy tekutiny je pro činnost funkce Teslovy bezlopatkové turbíny zásadní, neboť právě díky ní je možno definovat proces transformace energie pracovní látky, která předává svou energii rotoru, tím že působí na stěny jeho disků (mezikruhových desek) vlivem adheze a viskozity. Proto bude v následujících kapitolách teorii tvorby mezní vrstvy věnováno více prostoru.

Transformaci energie v turbíně a její měrnou práci je možné vyčíst z h - s diagramu uvedeného níže, kde veličiny s indexem 0 označují stav tekutiny před tryskou, 1 stav za tryskou před vstupem do rotoru a index 2 označuje odcházející tekutinu z rotorové části [12].



Obr. 10 - h - s diagram stavu pracovní látky procházející turbínou [12]

Ve výše uvedeném diagramu se předpokládá adiabatická expanze ve vstupní trysce, kde se tlaková energie přemění na energii kinetickou. Při tlaku p_1 vstupuje tekutina do rotoru a akceleruje jej až do bodu 2 o tlaku p_2 a rychlosti c_2 , zatímco vlivem tření pracovní látky v mezní vrstvě a expanze dojde ke zvýšení entropie tekutiny. Turbína se vyznačuje vysokou rychlostí tekutiny a tvorbou vírů na výstupu, čemuž odpovídá vysoká kinetická energie vystupující tekutiny. Z energetického pohledu jde o neúplné využití energie protékajícího média a tak se nabízí možnost zapojit turbínu jako vícestupňovou a zvýšit tak její účinnost [12].

Pro Teslovu turbínu je charakteristické laminární proudění tekutiny, při kterém dochází k nízkým turbulencím v přechodné oblasti a díky tomuto proudění nedochází k disipaci energie důsledkem turbulentního proudění. Rotor turbíny tak dosahuje vysoké účinnosti. K docílení celkové vysoké účinnosti stroje je však zapotřebí také započítat účinnost statoru. Ta je ovšem kvůli vysokým výstupním rychlostem tekutiny a tvorbě vírů v odtokových částech nízká a zdaleka není jednoduché ji zefektivnit [12].

Pomocí experimentů a numerických simulací bylo prokázáno, že se vzrůstajícím mechanickým zatížením klesají otáčky turbíny, ubývá odstředivé síly a spirálová trajektorie tekutiny se rychleji přibližuje ke středu rotoru, čímž se samočinně zvýší průtok strojem. Naopak při odlehčení mechanické zátěže dojde ke vzrůstu otáček, zvýšení odstředivých sil a tekutina se pak přibližuje ke středu pomaleji. Touto vlastností se turbína chová jako by měla natáčivé lopatky regulující průtok média. Výkon turbíny je však možno primárně regulovat pomocí ventilu v přívodu tekutiny do trysek [14].

3.4 Výhody a nevýhody turbíny

Mezi hlavní výhody bezlopatkové turbíny lze zařadit její všestrannou aplikovatelnost a použití téměř jakékoliv pracovní látky. Ať už jde o newtonovské tekutiny nebo vícefázová média (plyn – kapalina, plyn – pevná částice, případně kombinace všech tří skupenství). Tohoto stavu může být dosaženo při využívání geotermální energie bez tepelných výměníků, kdy pára vycházející ze země s sebou nese spoustu příměsí. Případně se lze setkat s dvoufázovou pracovní látkou u Kalinova cyklu [12].

Díky průchodu pracovní látky rotorem bez rážů o lopatky nedochází k výrazným úrovním vibrací a bezlopatkový stroj tak produkuje minimum hluku. Před provozováním turbíny na vysokých otáčkách je však nutno rotor dynamicky vyvážit, aby se eliminovaly vibrace způsobené nevyváhou. Vyvážením je pak docíleno kromě nízké hladiny vibrací i delší životnosti celého soustrojí [12].

Z provozování bezlopatkové turbíny v rámci několika experimentů se ukázalo, že turbína může být provozována s velice rapidním náběhem na plný výkon, přičemž časté zastavování na nulové otáčky a opětovně rychlé roztáčení ji nezpůsobují nijak znatelné problémy. V případě roztočení nad dovolené maximální otáčky rotoru v důsledku zničení spojky mezi hřídeli turbíny a připojené mechanické zátěže (generátoru) je bezpečnost provozu stále zachována. Oproti lopatkovým strojům, které mají tendence při poruše napáchat mnoho škod v jejich okolí vlivem setrvačných sil rotujících hmot, dochází v bezlopatkové turbíně při poničení rotoru pouze k postupnému poklesu výkonu. Tento jev je důsledkem dostředivého proudění pracovní látky, kde ulomené části rotorových disků jsou vtaženy prouděním ke středu rotoru do odtokových otvorů a po té mimo turbínu. Pracovní látka tak brání rozletu úlomků směrem od turbíny. Mimo to, při částečném narušení rotorových disků je turbína stále provozu schopná. Ovšem za předpokladu, že se hladina produkovaných vibrací nevyváhou nezvyšuje nad únosnou mez [12].

Jelikož médium prostupující rotorem turbíny má převážně laminární či přechodný charakter proudění, nedochází k nestabilitám a odtrháváním proudů doprovázenými tlakovými rázy a pulzacemi. Díky tomu mohou bezlopatkové stroje pracovat při velice vysokých rychlostech limitovanými pouze mechanickými vlastnostmi materiálu rotoru. Použitím pokročilých materiálů je možno na rotoru menšího průměru dosáhnout otáček přesahujících až 250 000 ot./min [12].

Z hlediska konstrukčního provedení se jedná o velice jednoduchou turbínu složenou z minimálního počtu dílů, které jsou snadno vyrobitelné. Tudiž i výsledná cena je v porovnání s konvenčními turbínami výrazně nižší. To stejné platí i o údržbě bezlopatkové turbíny. Snadná rozebíratelnost umožňuje pohotovou inspekci, čištění či výměnu součástí rotoru na prahu své životnosti.

Ačkoliv se na první pohled může zdát, že bezlopatková turbína oplývá mnoha výhodami a je vhodná pro široké uplatnění jako všestranný expandér, její negativa ji však nedovolují rozšířenější působnosti než pouze v podobě laboratorní pomůcky či předmětu k bádání. Jedním ze zásadních nevýhod turbíny je její snižující se dosažitelný výstupní výkon při zvětšování rozměrů turbíny. Bezlopatková turbína je vysokootáčkový rotační stroj s velice malým krouticím momentem na hřídeli. Výstupní výkon dosahuje poměrně nízkých hodnot a nemůže tak konkurovat stávajícím konvenčním lopatkovým strojům. Dosažení optimální účinnosti je také poměrně složité. Z teoretických výpočtů vyplývají vysoké hodnoty účinnosti stroje, ovšem ve skutečnosti lze těchto hodnot těžko dosáhnout. Mnoho uskutečněných experimentů ověřujících účinnost turbíny tento fakt pouze potvrdilo [12].

3.5 Účinnost a ztráty turbíny

Tepelné nebo vodní turbíny, jakožto lopatkové stroje nemohou nikdy dosáhnout 100% účinnosti využití energie proudícího média, jelikož část této energie se spotřebuje na ztráty ve vlastním stroji. Jedná se o energetické ztráty vznikající v lopatkové části a mimo lopatkovou část. Ztráty stroje mohou být hydraulické, volumetrické nebo mechanické. Na hřídel stroje se pak předává skutečný výkon (efektivní), který je menší než výkon teoretický [1].

Ztráty v bezlopatkové turbíně jsou podobně klasifikovány jako u lopatkových strojů, kde se dělí na ztráty v rotorové části a statorové části (mimo rotor).

Ztráty v rotorové části mohou být klasifikovány jako ztráty:

- parciálním ostřikem rotoru
- nesprávným úhlem náběhu pracovní látky do průtočného kanálu mezi disky
- smykovým třením tekutiny v průtočném kanálu
- vířením pracovní látky na náběžné hraně rotorových disků
- vířením pracovní látky na odtokové hraně rotorových disků
- třením pracovní látky o stator – zbrzdění rychlosti proudu
- rozrušením proudu při obtékání kolem spojovacích členů disků rotoru

Ztráty vznikající mimo rotorovou část, převážně ve statoru jsou nejčastěji způsobeny:

- únikem pracovní látky vlivem vnitřních netěsností
- třením v ložiskách při vysokých otáčkách
- třením rotorových disků o stator (mechanické tření) při velkém radiálním házení
- nevratností děje v trysce (třením urychlovaného média o stěny trysky)

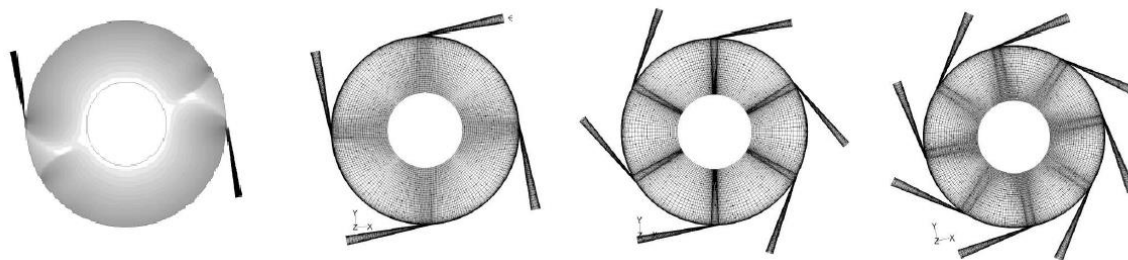
Účinnost Teslovy turbíny závisí na mnoha faktorech, zejména na eliminaci výše uvedených ztrát a na konstrukční dokonalosti vstupní trysky a rotoru turbíny. Maximální účinnosti stroje lze dosáhnout vhodně zvolenou šířkou mezery mezi disky rotoru tak, aby tato šířka byla rovna nebo menší než dvojnásobná tloušťka mezní vrstvy proudící tekutiny. Tloušťka mezní vrstvy je závislá na teplotě, hustotě a rychlosti v jádru proudu dané tekutiny. Analýza prokázala, že pro udržení vyšší účinnosti turbíny je zapotřebí udržovat rychlost průtoku tekutiny mezi disky na nízkých hodnotách tak, aby bylo dosaženo laminárního proudění a proudící látka vytvořila co nejdelší spirální dostředivou trajektorii po celé ploše rotorových disků a interakcí tekutiny o stěnu působila na co největší část rotoru. Disky by měly být zároveň natolik tenké, aby nedocházelo k turbulencím tekutiny na náběžných hranách, které by měly být navíc zaoblené [3], [12].

4 Konstrukční modifikace Teslovy turbíny

V posledních letech, kdy byl ze strany vědců opět obnoven zájem o bezlopatkovou Teslovu turbínu, především díky jejím přednostem popsaným v úvodní kapitole, se vyskytují čím dál více rozmanitější modifikace její konstrukce. Principiální funkčnost turbíny zůstává zachována, ovšem přidávají se k ní další konstrukční prvky, které příznivě ovlivňují vlastnosti turbíny a to zejména krouticí moment, výslednou účinnost či obojí.

4.1 Zvýšení počtu a změna tvaru vstupních otvorů pro pracovní látku

Nejčastější konstrukční úpravou bezlopatkové turbíny je zvýšení počtu vstupních otvorů, v nichž nejčastěji bývají umístěny konvergentní trysky přizpůsobené fyzikálním vlastnostem protékajícího média. Tyto trysky jsou umístěny po obvodu vnitřní kruhové oblasti statorové skříně. Větší počet trysek dopomáhá ke snížení ztráty vlivem parciálního ostříku, ovšem ne vždy vede ke zlepšení účinnosti turbíny. Větší počet trysek musí být korigován s průtočným množstvím pracovní látky tak, aby spirální trajektorie proudu nebyla vytlačována ostatními proudy z okolních trysek směrem do středu a namísto rychlosti v tečném směru by převažovala rychlost ve směru radiálním. Na obrázku níže jsou uvedeny možnosti navýšení na dvě až osm vstupních trysek turbíny.

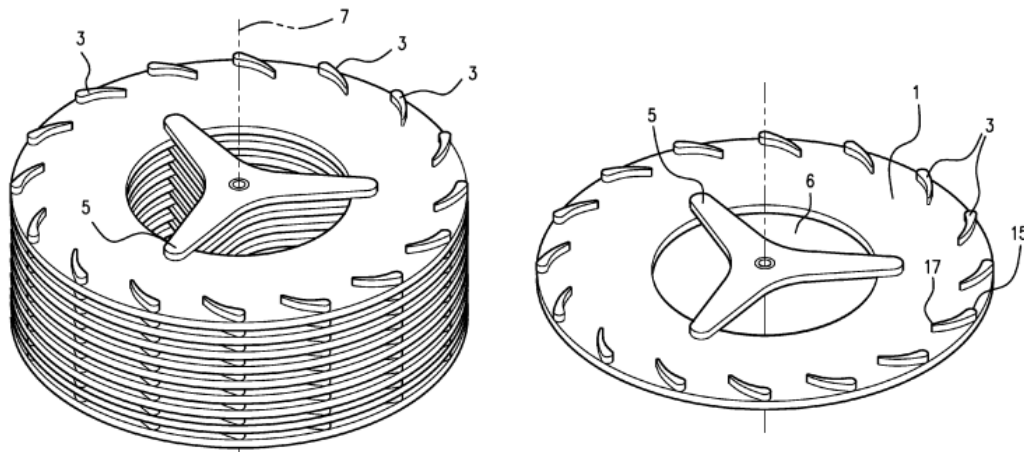


Obr. 11 - Navýšení počtu vstupních otvorů ve statoru turbíny [15]

4.2 Konstrukční úpravy disků rotoru

Pro dosažení vyššího krouticího momentu na hřídeli turbíny se konstruktéři ženoucí se za vyšším výkonem turbíny rozhodli umístit po vnějším obvodu disku rotoru zahnuté profily lopatek podobné geometrie, jakožto je tomu u tradičních turbosoustrojí. Designová úprava disků je patrná z patentu podaného roku 2006 Howardem J. Fullerem, který použil malé profily lopatek jako distanční vložky umístěné na koncích rotačních disků. Ačkoli se jednalo o patent na větrnou turbínu, využití lopatek jako distančních prvků mezi disky pro zvýšení krouticího momentu turbíny je možno aplikovat i pro jiné pracovní látky než je vzduch. Díky aplikovaným lopatkám na krajích disků rotoru je pracovní látkou vytvářen vztlak, který příznivě ovlivňuje výkonové parametry turbíny [17].

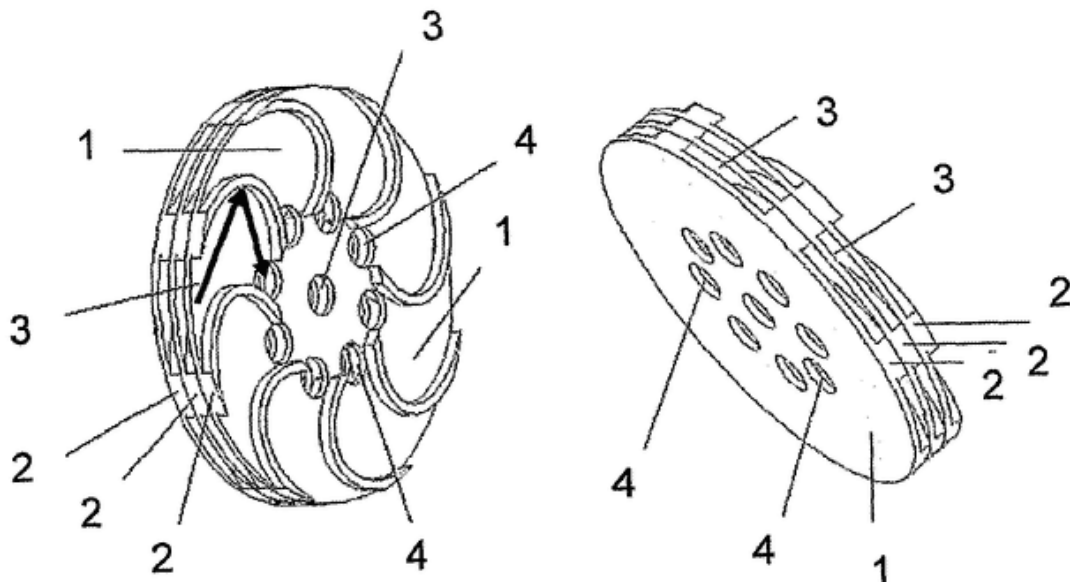
Dle patentu je vhodné umístit distanční vložky tvaru lopatek na kružnici, jejíž průměr se rovná 0,95 z celkového průměru disku rotoru. Počet vložek je závislý na průměru rotorového disku, přičemž vhodné je použít nejméně třech a více profilů, kde každý profil je od sebe posunut o polovinu poloměru distančního prvku rotoru [17].



Obr. 12 - Distanční vložky na krajích disků rotoru ve tvaru lopatky [17]

Dalším příkladem využití zahnutých profilů na discích rotoru je zařízení, které bylo patentováno 3. února 2011 pod číslem 20110027069. Patent pojednává o hybridní turbíně, která kombinuje design bezlopatkové Teslovy turbíny pracující na principu tření pracovní látky o disky vlivem adheze a Peltonovy turbíny (turbíny obsahující oběžné kolo opatřené lopatkami, jimiž pracovní látka předává svou kinetickou energii). Přidáním lopatek bylo dosaženo vyššího krouticího momentu na hřídeli a dle informací citovaných v patentu, také ke zlepšení účinnosti[18].

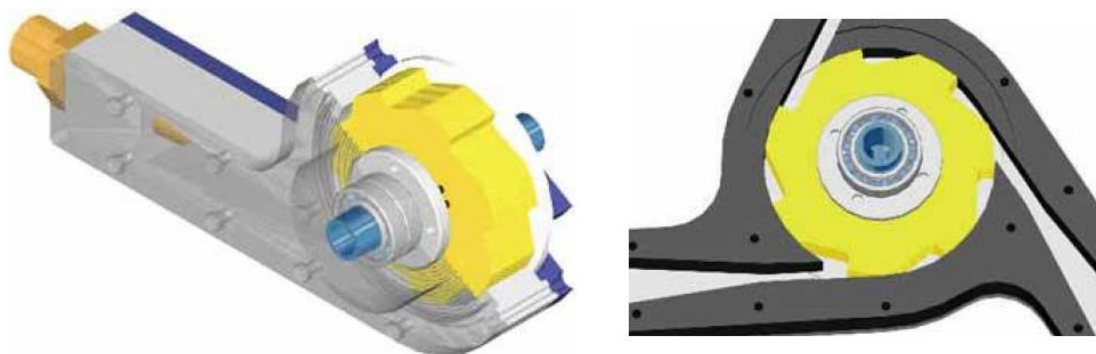
Díky navýšení parametrů je možno tuto hybridní turbínu použít v aplikacích, kde jsou kladeny nároky na krouticí moment. Při začlenění lopatek počínajících na vnější hraně disku a konče v odtokových otvorech, již nedochází k využití viskózních sil pracovní látky na povrchu disků ve směru jejich otáčení a zamezuje se také tvorbě plné spirální trajektorie proudícího média vytvářené odstředivými silami vlivem rotace disků [18].



Obr. 13 - Rotor hybridní Teslovy-Peltonovy turbíny [18]

Kromě vložení zahnutých profilů mezi jeho disky, je další možnou úpravou rotoru vytvoření výřezů na vnějších obvodech rotorových disků. Jednotlivý disk rotoru poté připomíná řezný kotouč. Touto konstrukční úpravou je docíleno, že pracovní tekutina při

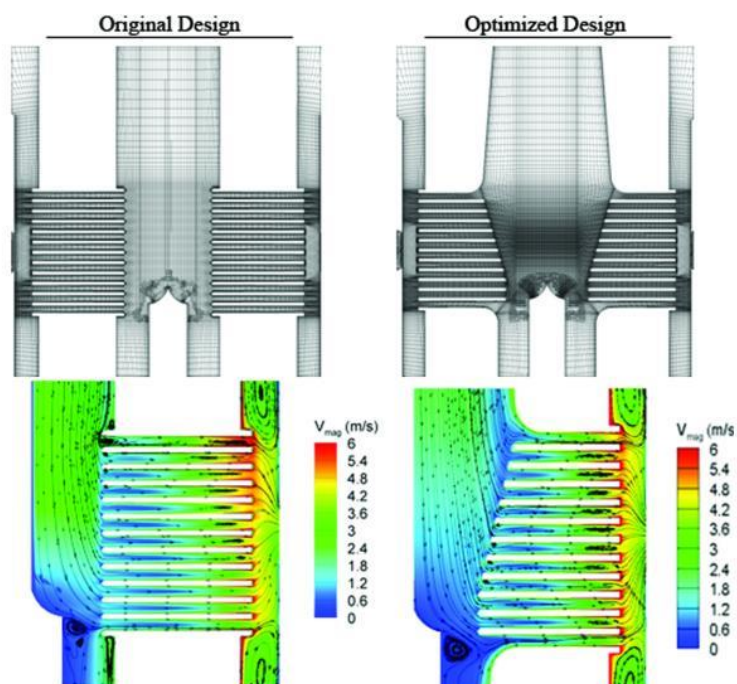
výstupu z trysky umístěné ve statoru naráží kolmo na výřezy disků a vyvolává tak větší krouticí moment na hřídeli turbíny. Bohužel navýšení krouticího momentu, výkonu a potažmo i účinnosti turbíny vlivem konstrukční modifikace vnějšího obvodu disku rotoru nebylo podloženo žádným experimentem a tak je přínos této úpravy pouze teoretický [3].



Obr. 14 - Rotor turbíny opatřený výřezy po obvodu [3]

4.3 Geometrické úpravy vnitřních průměrů disků rotoru

Naopak konstrukční úprava vnitřních obvodů disků, již byla vědecky dokázána a to v případě studie, kdy byl optimalizován tok pracovní látky na odtokových hranách. V provedené simulaci bylo prokázáno, že při postupně rozšiřujícím se průměru disků řadicích se za sebou dochází k rovnoměrnějšímu odtoku pracovní látky a tím pádem i menším ztrátám vlivem víření tekutiny [23].



Obr. 15 - Postupné rozšíření průměru otvorů disků pro rovnoměrnější odtok média [23]

5 Aplikace Teslovy turbíny a čerpadla

Teslovu turbínu popřípadě čerpadlo lze díky své jednoduché konstrukci a vysoké variabilitě pracovní látky využít v mnoha možných odvětvích. Malé rozměry a nízké výrobní náklady ji umožňují aplikovatelnosti i tam, kde použití konvenčních strojů je příliš nákladné nebo dokonce nemožné z hlediska nevhodných vlastností pracovní látky (vysoká viskozita, vlhkost, obsah pevných částic atp.).

5.1 Mikroturbína

Jednou z perspektivních možností uplatnění Teslovy turbíny v praxi je využití jako mikroturbíny. Zmenšování velikosti a výkonů konvenčních lopatkových strojů je doprovázeno snižováním jejich účinnosti. U Teslovy turbíny je tomu přesně naopak. Ačkoli je možné ji využít i pro vyšší výkony (s přihlédnutím na účinnost stroje), své uplatnění nalézá spíše v aplikacích s malými výkony.

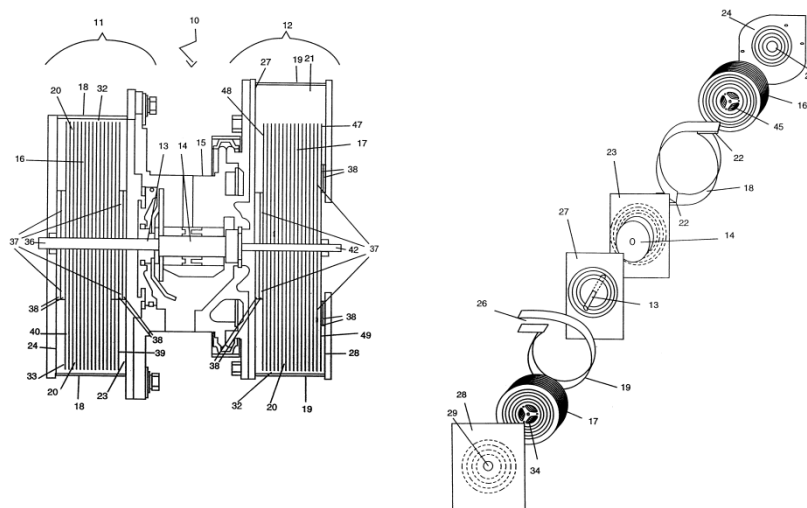
Teslova turbína může pracovat v Rankine-Clausiově cyklu, jehož pracovní látkou je voda resp. vodní pára. Jelikož turbína je založena na principu třecích sil v mezní vrstvě protékajícího média, při expanzi vodní páry do oblasti mokré páry tak snedochází ke ztrátám vlivem tření jako u lopatkových turbín. Vyšší vlhkost pracovního média bezlopatkové turbíně nijak neškodí, ba naopak prospívá.

Mezi další možné aplikace s využitím bezlopatkové Teslovy turbíny jakožto expandéru, může být kupříkladu ORC (Organic Rankine Cycle) oběh, kde je použita pracovní látka nízkovroucí organická sloučeninou, jejíž var probíhá při atmosférickém tlaku a nízkých teplotách (do 50 °C). Poměrně perspektivní se jeví myšlenka začlenění bezlopatkové turbíny do dvoufázového RC/ORC cyklu. Dvoufázový cyklus pracuje se směsí páry a kapaliny, kde parní fáze předává svou hybnost kapalině a obě pak vstupují do oblasti rotoru bez separace. Z hlediska značné eroze a ztrát vlivem tření o lopatky turbíny je tento cyklus stále ve fázi vývoje [41].

Z hlediska dosavadních informací o bezlopatkové turbíně je možné predikovat její možnou funkčnost v tomto cyklu, neboť výše popsaná negativa cyklu by bylo možno eliminovat. Pro ohřev nízkovroucí pracovní látky v RC či ORC cyklu s Teslovou turbínou může být použita geotermální energie, sluneční energie, biomasa či odpadní teplo z procesních zařízení nebo spalovacích motorů [16], [19].

5.2 Turbodmychadlo

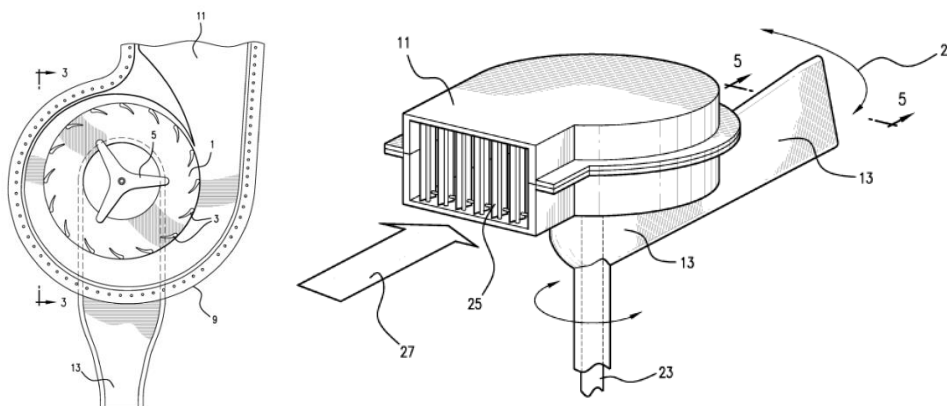
Turbodmychadla se používají ke zvýšení tlaku vzduchu sání pístového spalovacího motoru. Ve většině případů jsou poháněny malým turboexpandérem využívající expanzi spalin ze spalovacího motoru při výfuku. Jednou z dalších aplikací bezlopatkové turbíny je zařízení, které kombinuje bezlopatkový kompresor se spirální skříní spojeného hřídelí s turbínou disponující jedním vstupem pracovní látky. Zcela bezlopatkové turbodmychadlo bylo patentováno roku 2002 [21].



Obr. 16 - Turbodmychadlo tvořené bezlopatkovým kompresorem a turbínou [21].

5.3 Větrná turbína

V kapitole pojednávající o modifikacích konstrukce Teslovy turbíny, přesněji o konstrukčních úpravách disků rotoru, již byl zmíněn patent větrné turbíny využívající disků a malých distančních vložek ve tvaru lopatek jako rotoru turbíny. Vynálezce Howard J. Fuller ve své patentované větrné turbíně využívá turbíny se spirální skříní, která je připojená hřídeli ke generátoru elektrické energie, viz obrázek níže. Design skříně je obdobou k Teslově bezlopatkovému čerpadlu.



Obr. 17 - Větrná turbína pro generování elektrické energie [17].

5.4 Čerpadlo pro viskózní a sypké materiály

Po prvních úspěšně provedených experimentech a podaných patentech vynálezcem Maxem Gurthem byla roku 1982 založena společnost Discflo Inc. Společnost jako první uvedla na trh čerpadlo pracující na principu adheze a mezní vrstvy a čerpající vysoce viskózní kapaliny a tekutiny obsahující pevné látky. Pohon čerpadla je zajišťován pomocí třífázového asynchronního motoru spojeného s hřídelí rotoru čerpadla. Postupem času byla u tohoto čerpadla zdokonalována účinnost a navyšována výtlačná výška tak, aby mohlo konkurovat odstředivým čerpadlům disponující rotorem s lopatkami [22].



Obr. 18 - Řez čerpadlem a diskový rotor čerpadla společnosti DiscFlo Inc. [22].

K hlavním přednostem čerpadla společnosti DiscFlo Inc. patří zejména dlouhá životnost, nízké náklady na údržbu a možnost čerpat téměř jakékoliv médium. Může se jednat o silně abrazivní nebo vysoce viskózní látky, emulze, kapaliny nasycené vzduchem či s obsahem pevných látek a také i sypké materiály. Jelikož je rotor čerpadla tvořen hladkými disky, při provozu nevzniká nežádoucí kavitace [22].

6 Pokračování v Teslově odkazu a výzkumu bezlopatkové turbíny

N. Tesla sestrojil a experimentoval s několika návrhy bezlopatkových turbín. První z jeho testovacích modelů byla turbína složená z osmi disků o průměru 6 palců (152,4 mm), kterou poháněl stlačeným vzduchem a dosáhl výkonu 30 koňských sil (22,4 kW). N. Tesla v bádání nad bezlopatkovou turbínou nadále pokračoval, až se mu později podařilo turbínu zvětšit a sestrojil tak model o výkonu 200 koňských sil (149 kW) [4], [37]. Parametry testovacího modelu turbíny zachyceného na Obr. 1 jsou včetně parametrů pracovní látky uvedeny v Tab. 1 a Tab. 2.

Parametry pracovní látky	<i>(Imperiální jednotky)</i>	<i>(Metrický systém)</i>
Pracovní látka	sytá vodní pára	
Vstupní tlak	125 psig	862 kPa g
Vstupní teplota	344 °F	178 °C
Výstupní tlak	14,7 psig	101 kPa g
Výstupní teplota	212 °F	120 °C
Hmotnostní tok	127 lb/min	0.96 kg/s
Entalpický spád	130 BTU/lb.	302 kJ/kg
Měrná energie	38 lb./hp hr.	23 kg/kWh

Tab. 1 – Parametry pracovní látky testované turbíny zkonstruované N. Teslou v roce 1913 [33]

Rozměry a parametry turbíny	<i>(Imperiální jednotky)</i>	<i>(Metrický systém)</i>
Výška	2 ft	0,6 m
Šířka	2 ft	0,6 m
Délka	3 ft	0,9 m
Počet disků	25 -	25 -
Průměr disků	18 in	457,2 mm
Tloušťka disků	0,03 in	0,76 mm
Axiální délka rotoru	3,5 in	88,9 mm
Otáčky turbíny	9000 RPM	150 ot./s
Krouticí moment	117 lb. ft.	158,6 Nm
Výkon na hřídeli	200 hp	149 kW
Vnitřní účinnost turbíny	46,6	%

Tab. 2 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované N. Teslou v roce 1913 [33]

Teslova turbína dosahovala na svou dobu poměrně slušného výkonu a vyšší účinnosti než parní stroje. Ovšem v době, kdy N. Tesla představil světu první výsledky experimentu bezlopatkového stroje, se již začaly ve velkém prosazovat parní turbíny v podobě, jaké jsou známy dodnes (rovnotlaké a přetlakové), a postupně tak nahradily parní pístové stroje.

Ústup od myšlenky Teslovy turbíny podpořila skutečnost, že ve své době byla komerčně vyrobena pouze jedna turbína a to společností Allis Chalmers. Z pozdějších testů se ukázalo, že vyrobená turbína větších rozměrů o výkonu 500 kW byla značně namáhána vlivem odstředivé síly způsobující deformaci disků rotoru a opotřebení ložisek. Navíc účinnost turbíny byla mnohem nižší, než se očekávalo [37].

Ačkoliv N. Tesla stále věřil, že jeho turbína může nahradit tehdejší parní pístové a lopatkové stroje z důvodu absence složitě vyrobitelných součástí a jednoduché údržby,

nedisponoval závratnými finančními prostředky, které by mu umožňovaly pokračovat v dalším bádání a zdokonalování konstrukce turbíny. Roku 1925 zastavil svou činnost a jeho bezlopatková turbína byla odkázána k zapomenutí.

6.1 Rešerše provedených konstrukcí Teslových turbín od roku 1950

Od patentování první turbíny, jež k transformaci energie nepoužívala lopatky, uplynulo téměř půl století, aniž by se této turbíně věnovala větší pozornost. A to až do roku 1950, kdy A. B. Leaman ve své diplomové práci, oprášil zapadlou technologii a pustil se do návrhu a konstrukce turbíny po vzoru N. Tesly. V jeho podání se jednalo o turbínu skládající se ze 4 rotorových disků o průměru 6 palců (152,4 mm). Hlavním materiálem všech komponent turbíny byla nízkouhlíková ocel, vyjma trysky, která byla vyrobena z mosazi. Parametry sestavené turbíny byly testovány pomocí přívodu tlakového vzduchu do vstupní trysky, jejíž tvar odpovídal Lavalově dýze. Experimentální měření bylo provedeno pro rozmezí otáček 620 až 9000 ot./min a tlaku na vstupu do trysky 2,75 až 5,86 bar g při odpovídajícím průtoku. Nejvyšší účinnosti, která byla při měření parametrů turbíny dosažena, činila 8,24 % [34]. Příčemž parametry turbíny byly následující:

Parametry pracovní látky	(Imperiální jednotky)	(Metrický systém)
Pracovní látka	stlačený vzduch	
Vstupní tlak	85 psig	586 kPa g
Vstupní teplota	142 °F	61,1 °C
Výstupní tlak	14,7 psig	101 kPa g
Výstupní teplota	80 °F	26,7 °C
Objemový tok	61,2 cu. ft./hr	1,73 m ³ /h
Entalpický spád	54,3 BTU/lb.	126 kJ/kg

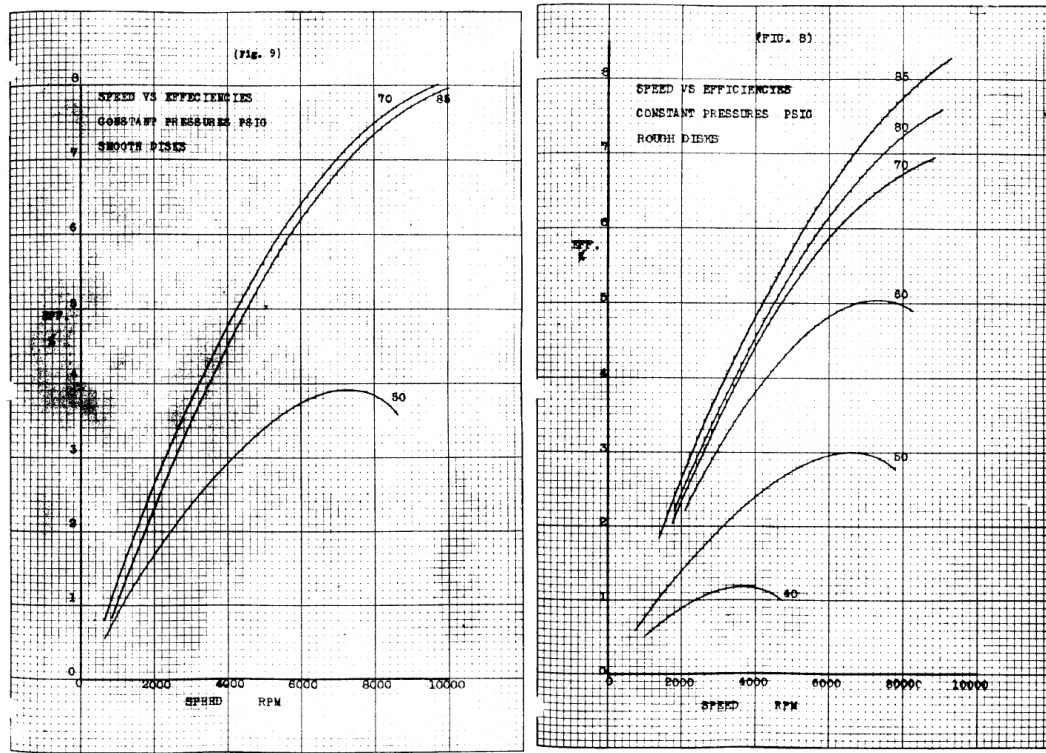
Tab. 3 – Parametry pracovní látky testované turbíny zkonstruované A. B. Leamanem v roce 1950 [34]

Rozměry a parametry turbíny	(Imperiální jednotky)	(Metrický systém)
Počet disků	4 -	4 -
Průměr disků	6 in	152,4 mm
Tloušťka disků	0,125 in	3,18 mm
Mezera mezi disky	0,025 in	0,64 mm
Otáčky turbíny	9000 RPM	150 ot./s
Krouticí moment	0,063 lb. ft.	0,085 Nm
Výkon na hřídeli	0,1 hp	80,4 W
Vnitřní účinnost turbíny	8,24	%

Tab. 4 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované A. B. Leamanem v roce 1950 [34]

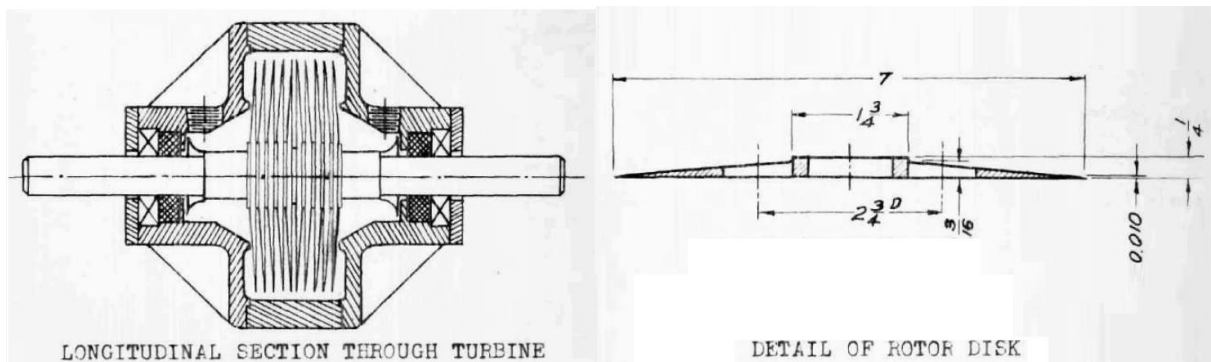
A. B. Leaman také zkoumal vliv povrchu disků rotoru a snažil se zachytit přínos zdrsňeného povrchu oproti hladkému. Z měření vyplynulo, že zdrsňený povrch dosahoval při vstupní tlaku 2,75 – 4,83 bar menšího krouticího momentu a to v oblasti všech měřených otáček. Z měření vyplynulo, že rotor s drsnějším povrchem disků měl spíše negativní vliv na provozní parametry a turbína vykazovala celkově nižší účinnost, než tomu bylo u rotoru složeného z disků s hladkým povrchem. Ovšem při vstupním tlaku 5,86 bar (85 psig) dosahovala turbína

naopak prokazatelně lepších parametrů se zdrsňným povrchem disků a výsledná naměřená účinnost činila oněch výše zmíněných 8,24 % [34].



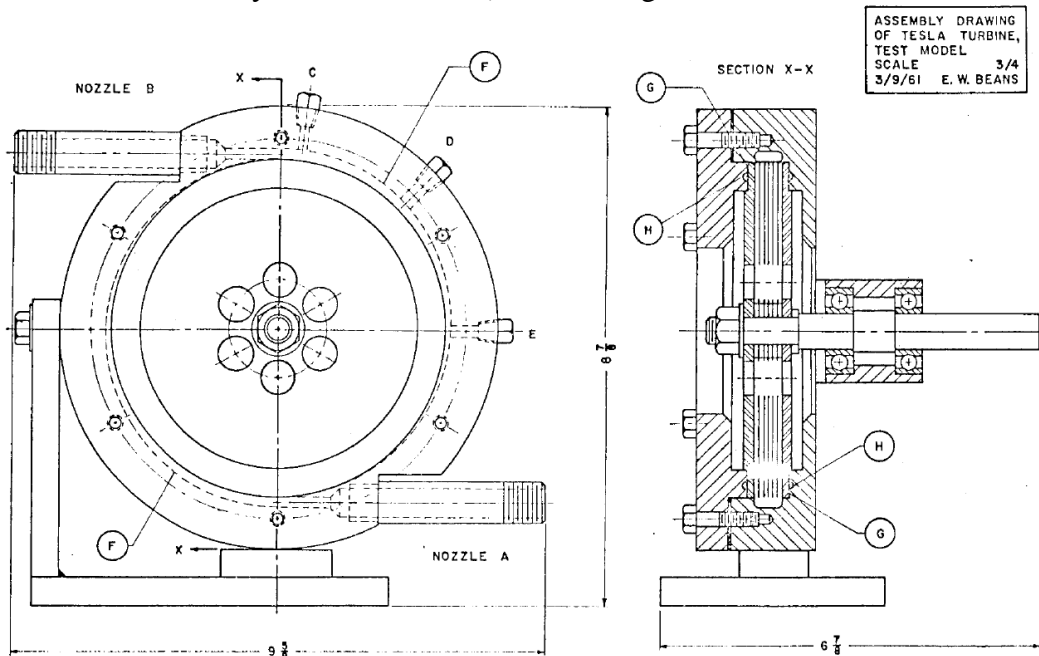
Obr. 18 - Naměřená závislost účinnosti na otáčkách turbíny zkonstruované A. B. Leamanem (vlevo – pro hladký povrch disků, vpravo – pro zdrsňný povrch disků) [34]

O dva roky později, roku 1952, James H. Armstrong navrhl a zkonstruoval bezlopatkovou turbínu, jejíž rotor byl složen z deseti soustředných disků. Ani J. H. Armstrongovi se nepodařilo dosáhnout lepších parametrů turbíny či se alespoň přiblížit k naměřeným výsledkům N. Tesly. Navržená turbína sestávala z 10 rotorových disků o průměru 177,8 mm, jejichž tvar nebyl rovinný, ale kuželovitý. Tloušťka ve středu jednoho disku činila 6,35 mm a snižovala se až k náběžné hraně na 0,254 mm. Turbína této konstrukce dosahovala výkonu 1,11 koňských sil (0,83 kW) a dosahovala nejvyšší účinnosti okolo 14 % [35]. Přínos tvarové modifikace rotorových disků na účinnost turbíny tedy nebyl potvrzen.



Obr. 19 – Rotor s uložením zkonstruované turbíny J. H. Armstrongem (vlevo) a detail na kónický rotorový disk s uvedenými rozměry (vpravo) [35]

E. W. Beans, který roku 1961 obhajoval svou disertační práci s názvem „Výkonnostní charakteristika třecí diskové turbíny“, se přidal do řady inženýrů, kteří se pokoušely dosáhnout s bezlopatkovou turbínou podobných výsledků jako N. Tesla. Práce E. W. Beanse obsahovala analytickou úvahu nestlačitelného i stlačitelného laminárního a turbulentního proudění mezi disky rotoru a experimentální ověření navrženého modelu turbíny s různými roztečemi disků rotoru (šest roztečí - 0,66 až 12,7 mm). Pro experimentování byl použitým pracovním médiem stlačený vzduch o tlaku 0,7 – 2,8 bar g [33].



Obr. 20 – Rotor s uložením zkonstruované turbíny J. H. Armstrongem (vlevo) a detail na kónický rotorový disk s uvedenými rozměry (vpravo) [33]

Z výkresové dokumentace si lze povšimnout, že E. W. Beans zvolil pro svou bezlopatkovou konstrukci variantu statoru se dvěma konvergentními tryskami pootočenými vůči sobě o 180° a ústících do prodlouženého tangenciálního přívodu pracovní látky k rotoru. Rotor sestával z 2 krajních a 24 prostředních disků. Tloušťka krajních disků činila 4,8 mm, kdežto prostřední disky byly o síle stěny 0,7 mm. Všechny disky o průměru 152,4 mm obsahovaly šest vyvrtaných výstupních otvorů a byly upevněny pomocí matice na hřídeli z plného materiálu, která byla letmo uložena v jednom ložiskovém domku. Odtok z turbíny byl z důvodu letmého uložení realizován pouze v jednom axiálním směru. Díly zkonstruované turbíny (statorová skříň, hřídel, ložiskový domek) byly téměř kompletně vyrobeny z nízkouhlíkové oceli, pouze pro rotorové disky byl použit hliník [33].

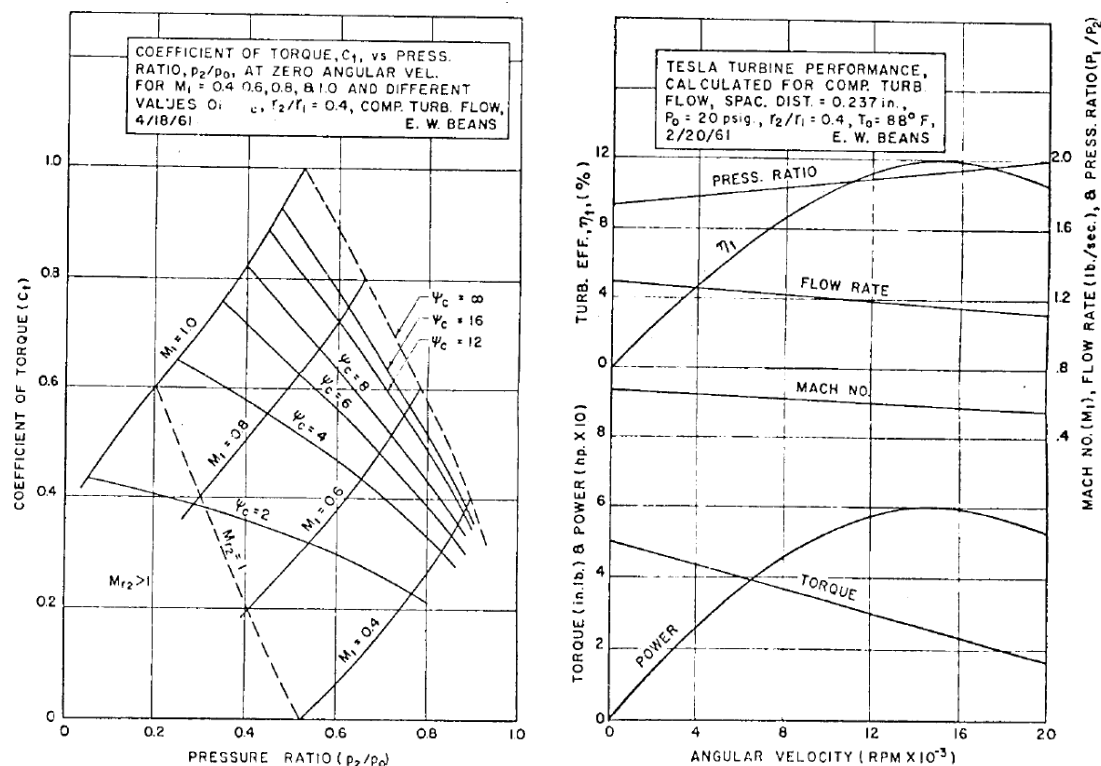
Parametry pracovní látky	(Imperiální jednotky)		(Metrický systém)	
Pracovní látka	stlačený vzduch			
Vstupní tlak	20	psig	138.0	kPa g
Vstupní teplota	76	°F	24	°C
Výstupní tlak	0.024	psig	16,5	kPa g
Výstupní teplota	-	°F	-	°C
Hmotnostní tok	8.28	lb/min	0.06	kg/s
Entalpický spád	54.31	BTU/lb.	126	kJ/kg

Tab. 5 – Parametry pracovní látky při testování turbíny zkonstruované E. W. Beansem roku 1961 [33]

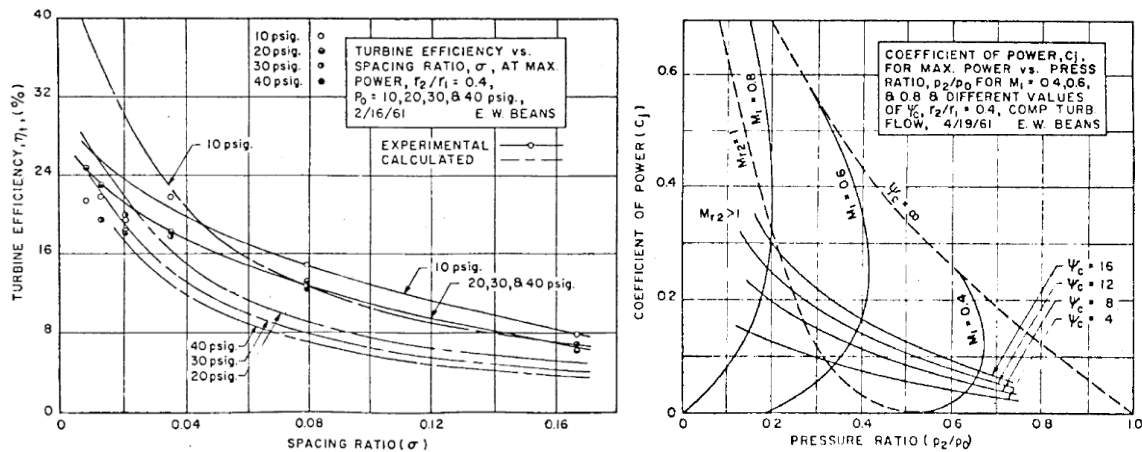
Rozměry a parametry turbíny	(Imperiální jednotky)	(Metrický systém)
Výška	9 in	228.6 mm
Šířka	5.63 in	142.9 mm
Délka	6 in	152.4 m
Počet disků	24 -	24 -
Průměr disků	6 in	152.4 mm
Tloušťka prostředních disků	0.03 in	0.7 mm
Tloušťka krajních disků	0.19 in	4.8 mm
Mezera mezi disky	0.03 in	0.7 mm
Axiální délka rotoru	1 in	25.4 mm
Otáčky turbíny	11690 RPM	194.8 ot./s
Krouticí moment	7.31 in. lb.	0,82 Nm
Výkon na hřídeli	1.36 hp	1.01 kW
Vnitřní účinnost turbíny	23.5	%

Tab. 6 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované E. W. Beansem roku 1961 [33]

Ačkoliv analytický výpočet predikoval vyšší účinnost turbíny, kvůli ztrátám způsobenými úniky pracovní látky mimo disky rotoru, jež nebyly do analytického modelu zahrnuty, se dosažená účinnost pohybovala pouze okolo 23 %. Přestože v práci E. W. Beans nebylo dosaženo předpokládané účinnosti, z měření vyplynulo mnoho poznatků o chování turbíny. Jedním z mnoha je stanovení závislosti koeficientu výkonu (ψ) na tlakovém poměru, závislost účinnosti turbíny na poměru mezery mezi rotorovými disky k jejich vnějšímu poloměru (spacing ratio – σ) nebo závislost koeficientu krouticího momentu na tlakovém poměru [33].



Obr. 21 – Graf závislosti účinnosti turbíny na poměru mezery mezi disky k vnějšímu poloměru disku (nalevo) a souhrnný graf hlavních parametrů turbíny v závislosti na otáčkách rotoru (napravo) [33]



Obr. 22 – Graf závislosti účinnosti turbíny na poměru mezery mezi disky k vnějšímu poloměru disku (nalevo) a závislost koeficientu krouticího momentu na tlakovém poměru (napravo) [33]

Roku 1963 byla započata na Arizonské univerzitě pod vedením profesora Warrena Rice studie bezlopatkových strojů. V rámci rozsáhlé studie bylo sestrojeno několik turbín a čerpadel. Na základě jejich testování a empirických rovnic byly vytvářeny ucelené vztahy popisující dění v bezlopatkových strojích Teslova typu. Při experimentování s turbínou, kde jako proudící médium byl použit stlačený vzduch, byla naměřena účinnost stroje mezi 23,2 až 25,8 %.

Parametry pracovní látky	(Imperiální jednotky)	(Metrický systém)
Pracovní látka	stlačený vzduch	
Vstupní tlak	40 psig	275.8 kPa g
Vstupní teplota	203 °F	95 °C
Výstupní tlak	atm psig	atm kPa
Výstupní teplota	100 °F	38 °C
Hmotnostní tok	8.28 lb/min	0.06 kg/s

Tab. 7 – Parametry pracovní látky při testování turbíny zkonstruované W. Ricem roku 1965 [40]

Rozměry a parametry turbíny	(Imperiální jednotky)	(Metrický systém)
Počet disků	11 -	11 -
Průměr disků	7 in	177.8 mm
Tloušťka disků	0.09 in	2.4 mm
Mezera mezi disky	0.04 in	1.0 mm
Axiální délka rotoru	1.4 in	35.6 mm
Otáčky turbíny	9200 RPM	153.3 ot./s
Krouticí moment	5.75 in. lb.	0.65 Nm
Výkon na hřídeli	0.85 hp	0.63 kW
Vnitřní účinnost turbíny	25.8	%

Tab. 8 – Rozměry a parametry turbíny zkonstruované W. Ricem roku 1965 [40]

V knize Handbook of Turbomachinery byla profesorem Ricem sepsána kapitola s názvem Tesla Turbomachinery. Zde prof. Rice uvádí výsledky svých experimentů a mimo jiné podotýká, že s využitím analytických výsledků efektivity rotoru při laminárním proudění je

možno dosáhnout velmi vysoké účinnosti a to až okolo 95 % [3]. Toto podotknutí odpovídá myšlence N. Tesly, který ještě než upustil od dalšího vývoje své turbíny, prohlašoval, že pro navýšení její účinnosti je zapotřebí zapojit několik turbín za sebou. Myšlenka tedy odpovídá koncepci vícestupňové turbíny [37].

Ačkoliv z teoretických úvah vyplývá možné dosažení vysoké účinnosti turbíny, praktické experimenty dokazují, že se jedná o složité dosažitelný cíl. Profesor Rice v kapitole o Teslově turbosoustrojí závěrem dodává, že konkurenceschopnost bezlopatkové turbíny vůči lopatkovým strojům je méně než pravděpodobná. V porovnání s konvenčními typy turbín, má Teslova turbína značnou nevýhodu, neboť vůči nim nedosahuje takové vysoké míry efektivity ani výkonu. Proto ani nelze očekávat, že by je ve stávajících aplikacích někdy mohla nahradit [25].

Ve všech možných aplikacích, ale konvenční typy lopatkových strojů nelze vždy použít. Například při zmenšování rozměrů oběžného kola, kdy dochází ke zvyšování profilových ztrát nebo při malém výstupním výkonu, účinnost těchto strojů klesá. Z poznatků o chování bezlopatkové turbíny vyplývá, že přestože disponuje určitými negativy, je možné ji použít například jako turbínu pro vícefázové proudění a pro newtonovské tekutiny [25].

Jedním z takových případů je expanze do oblasti mokré páry, kde může pracovní látka působit na materiál rotoru abrazivně z důvodu příměsi vodních kapek. Jako jeden z mála je možno bezlopatkový stroj využít pro čerpání bez nežádoucího kavitačního jevu a pro čerpání téměř všech druhů kapalin [25].

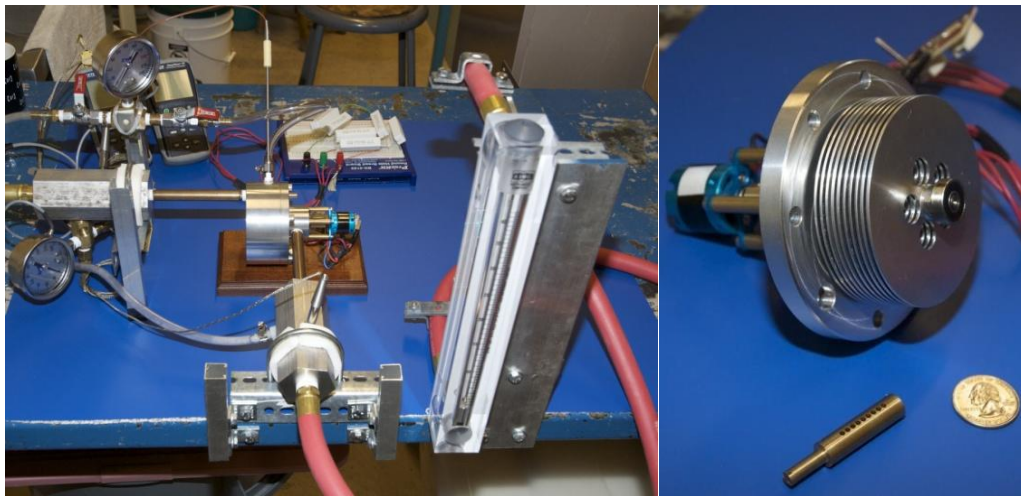
Jedním z posledních výzkumníků, který experimentoval s bezlopatkovou turbínou byl prof. Van P. Carey. Pod jeho vedením byly na půdě kalifornské univerzity Berkeley uskutečněny experimenty s modelem Teslovy turbíny, jenž lze zakoupit na webových stránkách společnosti Brightfusion Ltd. nabízející pomůcky pro výuku. Model Tesla Turbine MK2 byl osazen třemi termočládky a snímači tlaku před a za vstupní tryskou a na výstupu z turbíny. Pomocí snímače otáček a multimetru byl měřen výstupní výkon z 3 fázového generátoru připojeného k hřídeli turbíny. Pracovní látkou pro testování parametrů turbíny byl stlačený vzduch, jehož objemový tok byl měřen indukčním průtokoměrem [26].

Rozměry a parametry turbíny	<i>(Imperiální jednotky)</i>	<i>(Metrický systém)</i>
Výška/šířka	3.94 in	100.0 mm
Délka	2.95 in	75.0 mm
Počet disků	10 -	10 -
Průměr disků	3.07 in	78.0 mm
Tloušťka disků	0.05 in	1.2 mm
Mezera mezi disky	0.05 in	1.2 mm
Axiální délka rotoru	0.52 in	13.2 mm
Otáčky turbíny	25000 RPM	416.7 ot./s
Krouticí moment	0.12 ft. lb.	0.02 Nm
Výkon na hřídeli	0.08 hp	0.06 kW

Tab. 9 – Rozměry a parametry modelu Teslovy turbíny MK2 společnosti Brightfusion Ltd. [39]

Experimentální měření bylo provedeno na komerčně dostupném modelu od spol. Brightfusion Ltd. tak i na modifikovaném modelu Teslovy turbíny, kde původní rotor výukového modelu byl nahrazen rotorem sestávajícím z hliníkových disků o stejném průměru, ale o tloušťce 0,8 mm. Mezery mezi disky byly vymezeny 0,4mm distančními podložkami, tudíž počet disků narostl z původních 10 na 18 kusů. Takto modifikovaný rotor

turbíny dopomohl k navýšení dosažené účinnosti na 25,1 % oproti 6,8% dosažených na původním modelu. To vše při průtoku vzduchu 566,3 l/min. Podrobnější parametry pracovní látky bohužel nejsou ve zdroji více specifikovány [26].



Obr. 23 – Měřicí aparatura při testování modelu bezlopatkové turbíny (nalevo) a odhalený rotor modelu turbíny se vstupní tryskou (napravo) [26]

Prof. Carey navázal svými experimenty na studii Warrena Rice a zformuloval tak ucelený soubor analytické predikce parametrů bezlopatkové turbíny na základě bezrozměrných součinitelů. Tomuto výpočetnímu souboru bude věnována kapitola o analýze proudění pracovní látky v kontrolní oblasti turbíny.

Za zmínku také stojí experiment s Teslovou vodní turbínou, který se uskutečnil na fakultě strojního inženýrství VUT v Brně roku 2006. Tehdy zde byla navržena a zkonstruována Teslova turbína tehdejším diplomantem P. Bloudíčkem. Rotor turbíny byl složen ze čtrnácti 200mm disků o tloušťce 2 mm. Mezery mezi jednotlivými disky byly vymezeny podložkami o síle 0,8 mm. Během experimentálního měření bylo dosaženo nejvyšší účinnosti turbíny 54,93 % a to při 420 ot./min a krouticím momentu 0,31 Nm. Průtok vody dosahoval 1,241 l/s při tlaku 20 kPa [3].



Obr. 24 – Měřicí aparatura při testování modelu bezlopatkové turbíny (nalevo) a odhalený rotor modelu turbíny se vstupní tryskou (napravo) [26]

6.2 Rešerše provedených numerických simulací bezlopatkové turbíny

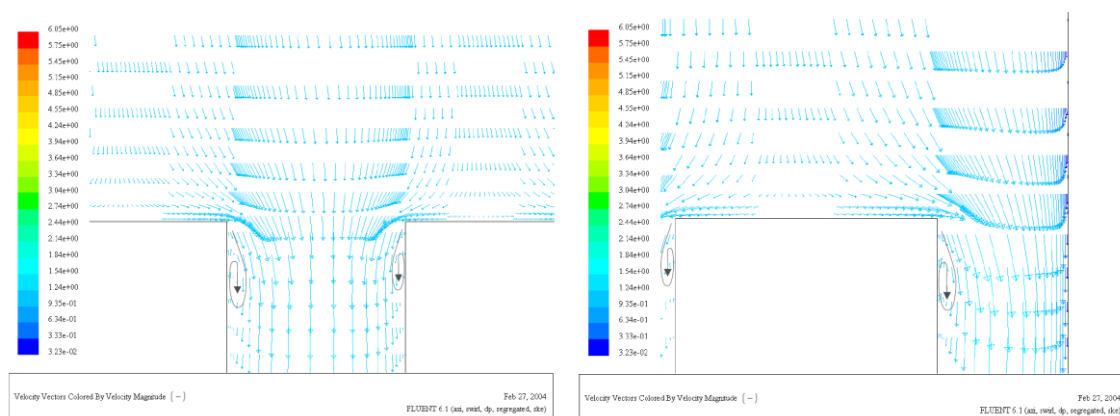
S rozvojem výpočetních softwarů na bázi metody konečných prvků (vhodné pro strukturální výpočty) či konečných objemů (pro výpočty proudění) stále přibývá možností, jak pomocí numerických simulací modelovat proudění pracovní látky, predikovat její chování při průtoku danou oblastí a analyzovat její fyzikální vlastnosti. Výpočetní nástroje jsou při správném nastavení okrajových podmínek a výpočetních modelů schopny analyzovat rozsáhlé děje, které v některých případech ani nelze změřit. Mimo to, jsou velice efektivním nástrojem při optimalizaci designu konstrukce, neboť spoří čas i finance nutné pro výrobu a přípravu měření na fyzickém prototypu.

Simulace proudění a rychlostní profily ve vnitřní oblasti turbíny

Matematickému modelování s využitím numerických simulací proudění (CFD analýze) byla podrobena také bezlopatková Teslova turbína. Analýza byla provedena roku 2004 diplomantem A. R. Ladinem pod vedením profesora Willingera na Vídeňské technické univerzitě. Jeho práce se zabývala zkoumáním proudění v rotoru turbíny při nastavených laminárních a turbulentních modelech proudění.

Pro analýzu chování a fyzikálních parametrů pracovní látky byl vyhotoven 3D model turbíny na základě geometrických rozměrů turbíny zkonstruované prof. W. Ricem. Analýza proudění byla nejprve počítána jako axisymetrická 2D úloha a následně i jako 3D úloha s využitím periodické okrajové podmínky na obou stranách výpočetní oblasti. Z provedených výsledků numerické simulace proudění vyplynulo, že nejlepších korelací výpočtů s experimentem, bylo dosaženo při nastavení turbulentního modelu proudění [12].

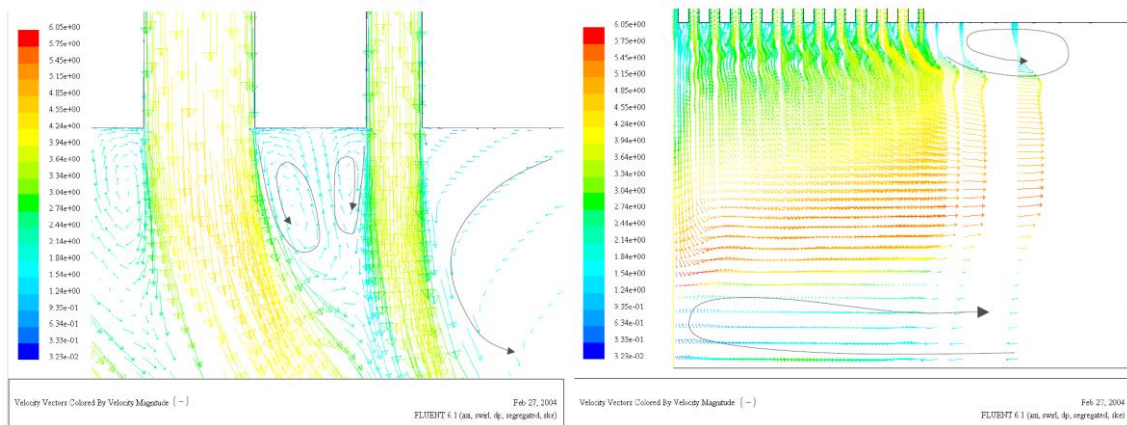
V závěru práce je shrnuto několik poznatků vyplývajících z vyhodnocování výsledků analýzy. Kupříkladu při 2D simulaci turbíny bylo vyzorováno, že při interakci urychlené pracovní látky s rotorovým diskem dochází na náběžné hraně k víření a turbulencím prodlužujícím tvorbu laminárního proudění a tedy i ke ztrátám s tímto jevem spojeným. Tento jev je zachycen na obrázcích níže, kde jsou pomocí vektorů rychlosti znázorněny směry proudění pracovní látky vstupující do mezery mezi disky rotoru resp. do mezery mezi rotující stěnou krajního disku a nehybnou stěnou statoru [12].



Obr. 25 – CFD proudění na náběžné hraně disku rotoru [12]

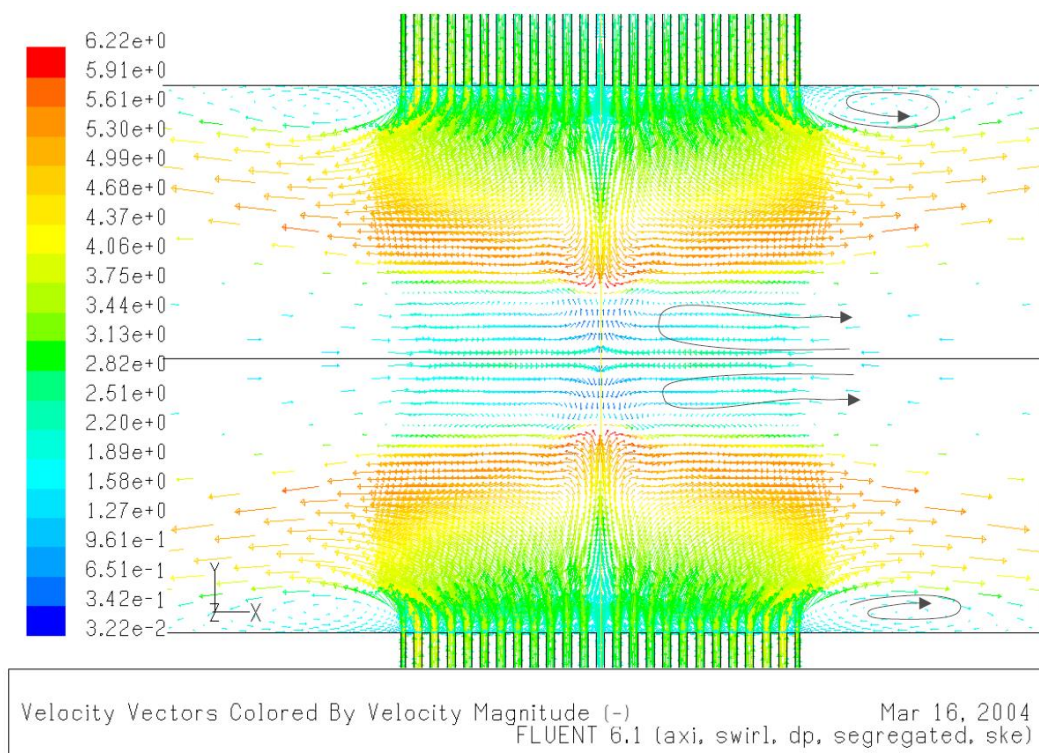
Obdobně byla zachycena intenzita víření za odtokovou hranou na vnitřním průměru rotorového disku. Ze simulace dále vyplynulo, že pracovní látka dosahuje velmi vysokých rychlostí na výstupu z rotoru a při změně směru z dostředivého na axiální proudění

v odtokových hrdlech dochází k nerovnoměrnému rozložení tlaků, jež způsobuje tvorbu vírů a zpětné proudění [12].



Obr. 26 – CFD proudění na odtokové hraně disku rotoru [12]

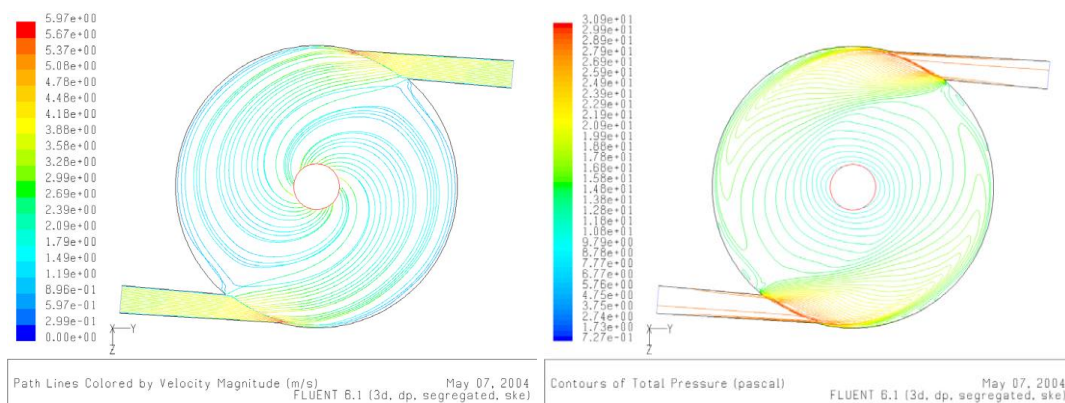
Na následujícím obrázku je zachyceno rychlostní pole na výstupu ze všech rotorových disků zobrazující tvorbu vírů a recirkulaci v oblasti poblíž hřídele a výstupního hrdla. Velká intenzita vířivosti a recirkulace negativně ovlivňuje účinnost turbíny a je vhodné je pomocí konstrukčních řešení eliminovat.



Obr. 27 – CFD proudění na výstupu z mezidiskového prostoru turbíny [12]

Pomocí numerické simulace byla také vyhotovena analýza rychlosti na trajektorii pracovní látky procházející kontrolní oblastí turbíny. Z trajektorie je patrné, že pracovní látka ústící z přívodních trysek poměrně rychle snižuje hodnotu tečné rychlosti a po určitém úhlu začíná převládat radiální složka rychlosti, jež žene proud směrem ke středu. Rychlost v čistě

radiálním směru se nijak nepodílí na přenosu energie z pracovní látky na stěny disku rotoru, a tudíž se jedná o nevyužitou energii v proudu tekutiny, které se na výstupu projeví zvýšenou rychlostí a tudíž je ztrátou. Pro zvýšení délky trajektorie pracovní látky v oblasti mezi rotorovými disky přispívá navýšení otáček rotoru, které vlivem odstředivého zrychlení donutí pracovní látku setrvat déle v rotorové oblasti.



Obr. 28 – CFD proudění bezlopatkové turbíny se dvěma vtoky [12]

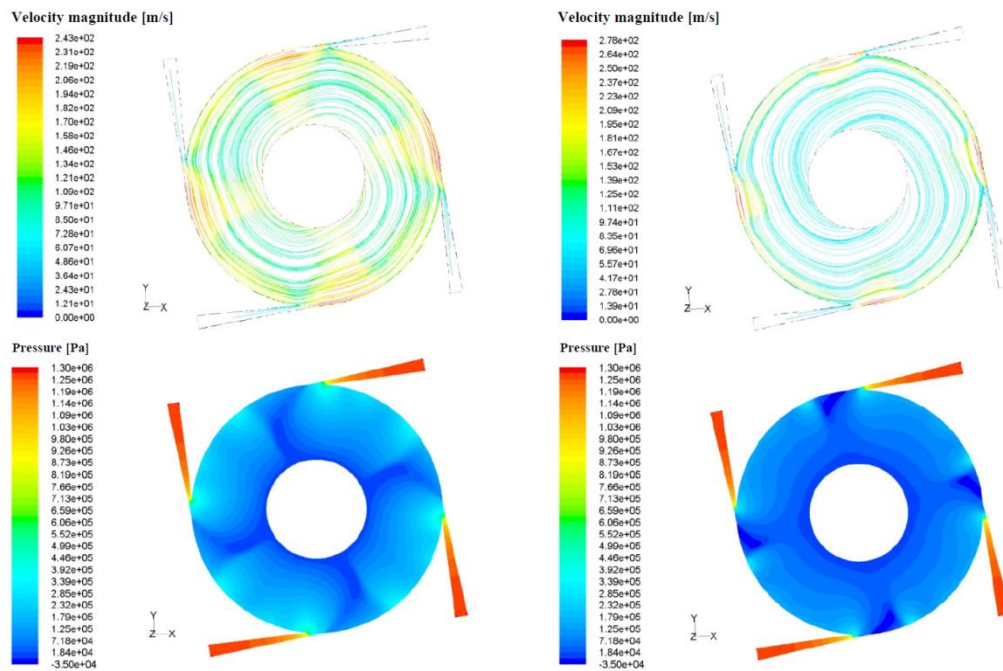
Ze simulací proudění zachycené na obrázku (Obr. 28) si lze také povšimnout, že rychlost pracovní látky na výstupu z trysky a na náběžné hraně disků rotorů je téměř konstantní. Pomocí tohoto poznatku je možno v analytických modelech snadno vypočítat vstupní rychlost média do mezidiskového prostoru.

Simulace proudění v celkové turbíně – vliv počtu vstupních trysek

Problematiku vhodného počtu vstupních trysek a úhlu náklonu trysek β , se snažili vyřešit polští výzkumníci Piotr Lampart a Łukasz Jedrzejewski, kteří pomocí výpočetního CFD softwaru (ANSYS Fluent) simulovali závislosti tlakového spádu a úhlové rychlosti rotoru na rozložení rychlosti v rotoru, stupně reakce, výkonu a isoentropické účinnosti turbíny. Pro modelování byla využita vnitřní geometrie turbíny tvořená rotorem o 11 soustředných discích s průměrem 100 mm a 300 mm. Mezi jednotlivými disky byla vytvořena mezera o výšce 0,25 mm. Stator turbíny zaujímal konfiguraci 2, 4, 6 a 8 vstupních trysek. Při simulování byly využity kombinace geometrických oblastí, přičemž úhel sklonu trysek byl nastaven na 10° a 15° vůči rovině tečné k náběžné hraně rotoru [15].

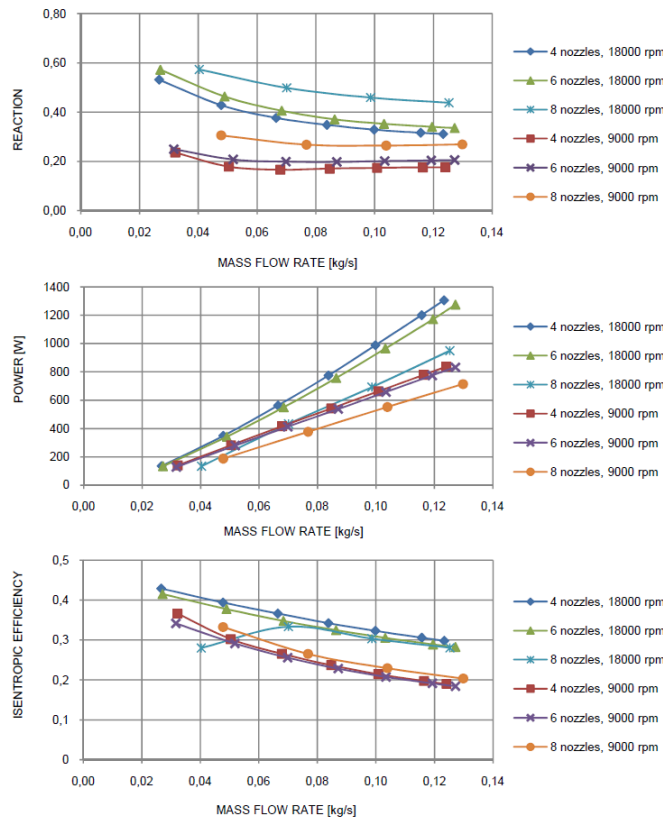
Výpočetní oblast obsahující 7,5 milionů elementů byla z důvodu snížení výpočetní náročnosti simulace redukována na symetrickou úlohu, kde v prvním případě oblast proudění tvořily pouze dva disky rotoru, přičemž ve druhém případě bylo využito poloviny 3D modelu turbíny. Simulace byla nastavena na bázi modelu RANS s turbulentním modelem $k-\omega$ SST, prouděním v režimu *segregated flow* a algoritmem *SIMPLE* pro korekci hodnot tlaků a rychlosti. Diskretizace konvektivních toků byla řízena pomocí upwind schématu s přesností druhého řádu. Výpočet byl realizován jako stacionární děj s implicitním přístupem. Vstupní termodynamické parametry pracovní látky byly převzaty z předběžného 1D výpočtu a z literárních zdrojů [15].

Pracovní látkou bylo zvoleno médium SES36 (Solkatherm®). Při simulaci byl zadáván tlakový spád pracovní látky v rozmezí od 14,9 bar po 1,89 bar s odpovídajícím hmotnostním tokem, jehož maximální hodnota činila 0,13 kg/s. Otáčky rotoru byly nastavovány na 9000 a 18000 ot./min [15].

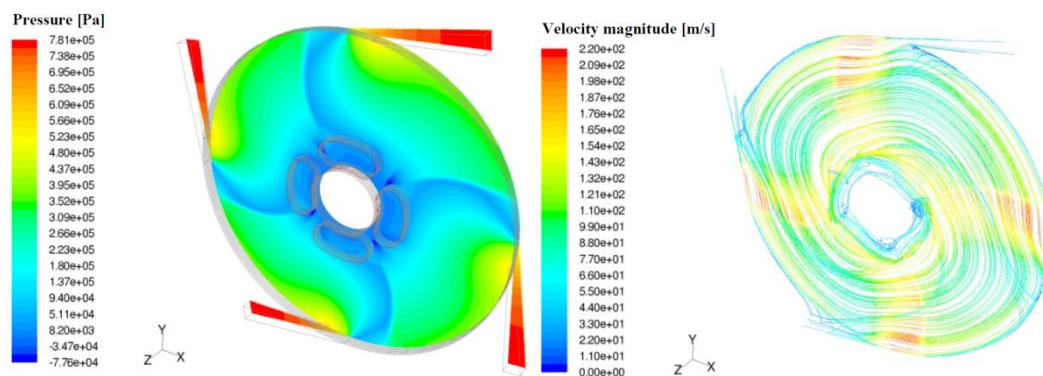


Obr. 29 – CFD proudění v rotorové oblasti při 9000 a 18000 ot./min [15]

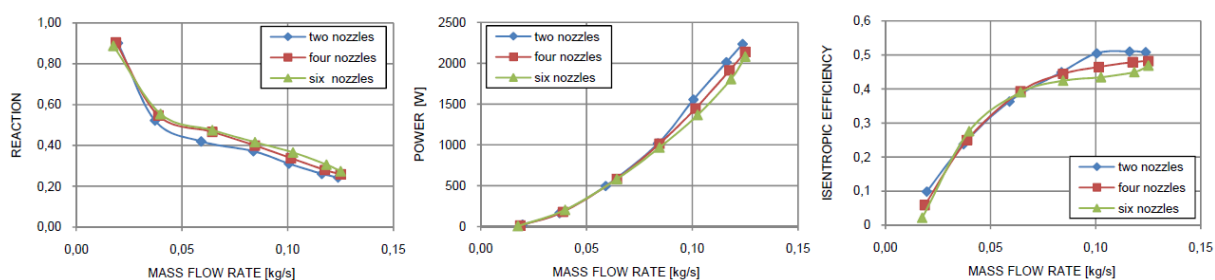
Z obrázku zachycující rozložení rychlostí je patrný přínos vyšších otáček rotoru, který dovoluje pracovní látky déle setrvat v rotorové oblasti a zároveň přispívá k rovnoměrnějšímu rozložení tlaku v mezeře mezi disky.



Obr. 30 – Grafické zpracování výsledků reakce, výkonu a účinnosti turbíny z numerické simulace [15]



Obr. 31 – CFD proudění v rotorové oblasti turbíny s větším průměrem disku a reálným tvarem odtokových otvorů [15]



Obr. 32 Grafické závislosti reakce, výkonu a isoentropické účinnosti na hmotnostním toku pracovní látky při daném počtu vstupních trysek a otáčkách rotoru [15].

Z výše uvedených výsledků simulací turbíny s rotorem o průměru 100 mm je patrné, že při zvyšujícím se hmotnostním toku klesá stupeň reakce v rotoru, narůstá výkon, ale zároveň klesá isoentropická účinnost turbíny. Těchto tendencí bylo dosaženo jak pro otáčky rotoru 9000 ot./min, tak pro 18000 ot./min. Ze simulací Lamparta a Jedrzejewského dále vyplývá, že zvyšující se počet vstupních trysek má při zachovaném celkovém hmotnostním toku pracovní látky spíše negativní vliv na parametry turbíny.

Simulace turbíny s průměrem rotoru 300 mm rotujícím 9000 ot./min ovšem přinesly jiné výsledky. Z těchto výsledků naopak vyplývá, že při zvyšujícím se hmotnostním toku turbíně narůstá hodnota výstupního výkonu i isoentropická účinnost. Obdobě jako u předchozího případu s menším průměrem rotoru, se stupeň reakce v rotoru s narůstajícím hmotnostním tokem snižoval. Vliv přínosu navýšení hmotnostního toku turbínou v důsledku zvýšení počtu vstupních trysek ani v jednom případě simulace nebyl zahrnut.

Při simulovaných podmínkách modelované turbíny se čtyřmi vstupními otvory zakončenými tryskami, rotoru o průměru 100 mm, úhlu sklonu trysek 10° od tečné roviny rotoru, otáčkách 18000 ot./min a hmotnostního toku pracovní látky 0,13 kg/s dosahovala modelovaná turbína výkonu 1306 W a isoentropické účinnosti 30 % [15].

V případě dalších numerických analýz, byla vypočítána maximální isoentropická účinnost 51 % pro turbínu se dvěma tryskami umístěnými ve statoru pod úhlem 10° , přičemž průměr disku rotoru tentokrát činil 300 mm. Otáčky rotoru byly nastaveny na hodnotu 9000 ot./min. Vypočítaný výkon při hmotnostním toku média 0,13 kg/s činil 2235 W [15].

7 Dynamika pracovní látky ve vnitřní kontrolní oblasti turbíny

V průtočných rotačních strojích – turbínách, dochází k transformaci vnitřní a tlaková energie pracovní látky v kinetickou na základě změny hybnosti, která následně vyvolá vznik síly působící na rotor stroje. V rotoru je pak tato síla přenesena na hřídel a odvedena jako mechanická práce [42].

Pro určení působící síly od proudu tekutiny na rotor turbíny je možno využít přístupu vymezení kontrolního objemu, na který jsou aplikovány zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Kontrolní objem by měl být vytknut ze zkoumané oblasti tak, aby na hranicích bylo možno snadno stanovit základní parametry charakterizující proud tekutiny. Případně je možno využít pouze částečného definování kontrolního objemu v podobě vymezení proudnicemi, stěnami průtočného kanálu nebo povrchy obtékaného tělesa [42].

Bezlopatková turbína je také rotačním strojem a tudíž pro ni platí stejné předpoklady jako pro stroje lopatkové, pouze s rozdílem ve způsobu přenášení síly na rotor. Z tohoto hlediska je možno využít pro určení působící síly od proudu tekutiny na rotor turbíny známou Eulerovu rovnici:

$$\frac{d\bar{H}}{d\tau} = \bar{R} = \bar{R}_h + \bar{R}_p + \bar{R}_t \quad (7.1)$$

kde $\frac{d\bar{H}}{d\tau}$ označuje změnu hybnosti za jednotku času a \bar{R} výslednici vnějších sil působících na tekutinu. Vnější síly mohou být:

- \bar{R}_h - hmotnostní síly způsobené tíhovým, odstředivým nebo Coriolisovým zrychlením
- \bar{R}_p - tlakové síly z okolní tekutiny
- \bar{R}_t - síly působení těles uvnitř nebo na hranici kontrolní plochy (obtékané těleso, stěny kanálu, kterým proudí tekutina)

Na element hmotnosti pracovní látky dm , který proudí rychlostí \bar{c} uvnitř kontrolní plochy, působí elementární síla $d\bar{R}$. Podle Newtonova pohybového zákona pak platí, že změna hybnosti za čas je rovna této elementární působící síle [42].

$$\frac{d(d\bar{H})}{d\tau} = \frac{d}{d\tau} (\bar{c} \cdot dm) = d\bar{R} \quad (7.2)$$

Pro stacionární proudění a integraci přes celý objem uzavřený uvnitř kontrolní plochy pak platí vztah

$$\frac{d\bar{H}}{d\tau} = \frac{1}{d\tau} \int_V \bar{c} \cdot (\rho \cdot dV) = \frac{1}{d\tau} \int_S \bar{c} \cdot \rho \cdot (\bar{c} \cdot d\bar{S}) = \bar{R} \quad (7.3)$$

$$\bar{H}_2 - \bar{H}_1 = \int_{S_2} \bar{c} \cdot dm_2 - \int_{S_1} \bar{c} \cdot dm_1 = \bar{R} \quad (7.4)$$

kde \bar{H}_1 je hybnost tekutiny vstupující za jednotku času do kontrolního objemu a \bar{H}_2 je hybnost tekutiny vystupující za jednotku času z kontrolního objemu [42].

Na tělesa uvnitř či na hranici kontrolního objemu působí podle principu akce a reakce stejně velká síla \bar{F} jako \bar{R}_t , ale v opačném směru. Tuto sílu je pak možno vyjádřit jako

$$\bar{F} = -\bar{R} + \bar{R}_h + \bar{R}_p = \bar{H}_1 - \bar{H}_2 + \bar{R}_h + \bar{R}_p \quad (7.5)$$

Pro případ, kdy vstupní a výstupní průřezy jsou na různých poloměrech, je vhodné vycházet z momentů hybnosti vztažených k ose rotace vyšetřovaného stroje [42].

$$dM_R = -dM_K = \frac{d^2K}{d\tau} \quad (7.6)$$

kde dM_R je moment, kterým rotor působí na tekutinu v kontrolním objemu, dM_K moment od působení tekutiny na rotor a $\frac{d^2K}{d\tau}$ je změnou momentu hybnosti.

Pomocí rovnice změny momentu hybnosti v elementárním objemu (7.6) lze definovat moment, kterým působí tekutina na rotor

$$dM_K = d^2K_1 - d^2K_2 = (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \cdot dm \quad (7.7)$$

kde r_1 je vstupní poloměr, r_2 výstupní poloměr, c_{1u} obvodová složka absolutní rychlosti na vstupu a c_{2u} obvodová složka absolutní rychlosti na výstupu [42].

Absolutní rychlost v obvodovém směru lze v obecném případě zapsat ve tvaru:

$$c_{1u} = w_{1u} + u_1 = w_{1u} + r_1 \cdot \omega \quad (7.8)$$

$$c_{2u} = w_{2u} + u_2 = w_{2u} + r_2 \cdot \omega \quad (7.9)$$

Z výše uvedených rovnic pak lze vyjádřit elementární výkon na hřídeli stroje

$$dP = \omega \cdot dM_K = (r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u}) \cdot dm \quad (7.10)$$

Obvodová práce vykonaná jednotkovým množstvím pracovní látky je nazývána jako energetická Eulerova rovnice, podle níž je tato práce dána obvodovými rychlostmi a obvodovými složkami proudu na vstupu a výstupu z rotoru turbíny [42].

$$l_u = \frac{dP}{dm} = \omega \cdot dM_K = w_{1u} + u_1 - w_{2u} + u_2 + u_1^2 - u_2^2 \quad (7.11)$$

Pomocí Eulerovy rovnice a rovnice definující elementární výkon na hřídeli stroje je možno v kombinaci s obvodovou rychlostí na náběžné hraně disku rotoru U_o vyjádřit bezrozměrný výkonový součinitel

$$\lambda = \frac{\left(\frac{dP}{dm}\right)}{U_o^2} = \frac{\omega(r_1 \cdot c_{1u} - r_2 \cdot c_{2u})}{(\omega r_1)^2} \quad (7.12)$$

Účinnost turbíny pak pro nestlačitelné proudění při isoentropické expanzi je možno s využitím výkonového součinitele definovat jako

$$\eta = \frac{\lambda}{\Delta h_{iso}} = \frac{\frac{P}{\dot{m}}}{\frac{\Delta p}{\rho}} \quad (7.13)$$

Poměr spádu zpracovaného v oběžném kole rotoru ke spádu zpracovanému v celém stupni turbíny je určen podobnostním součinitelem stupně reakce. Pomocí něj lze definovat, zdali se jedná o turbínu akční či reakční.

$$\rho_k = \frac{\Delta h_R}{\Delta h_{ST}} \cong \frac{\Delta p_R}{\Delta p_{ST}} \quad (7.14)$$

7.1 Laminární proudění

Proudění tekutiny, při kterém nedochází k mísení tekutiny mezi jednotlivými vrstvami, jejíž proudnice jsou kolmé ke směru změny rychlosti a mají stálou rychlost ležící v rovině vrstvy, se nazývá laminární. Při laminárním proudění vytváří tekutina rovnoběžná proudová vlákna, která po sobě navzájem klouzají. V důsledku tření tekutiny o stěny průtočného kanálu je proud tekutiny zcela zabrzděn a rychlost na stěně je nulová. Rychlost proudu se vzdáleností od stěny se zvětšuje v závislosti na dynamické viskozitě protékající tekutiny až do maximální rychlosti v jádru proudu [13], [32].

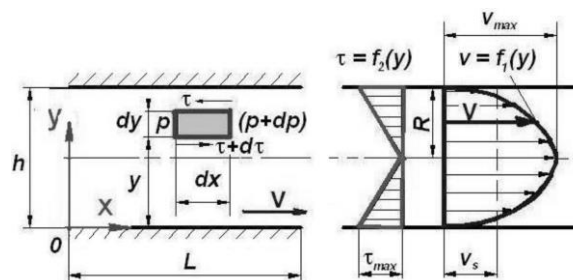
V technické praxi se laminární proudění vyskytuje v malých průtočných kanálech, kde převládají malé průtokové rychlosti, což je případem proudění v bezlopatkové Teslově turbíně. Laminární proudění lze řešit integrací Navier-Stokesových rovnic či případně numerickými metodami. Při řešení laminárního proudění lze využít také Newtonův vztah, který definuje přímou úměrnost tangenciálního smykového napětí v tekutině τ na dynamické viskozitě μ a gradientu rychlosti proudění $\frac{du}{dy}$ [13], [32].

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (7.15)$$

Tekutiny, které lze vyjádřit závislostí $\tau = f\left(\frac{du}{dy}\right)$ se nazývají newtonské tekutiny, v opačném případě, kdy tečné smykové napětí není konstantním látkovým poměrem, se jedná o tekutiny neneutronovské [13], [32].

7.2 Proudění mezi dvěma paralelními deskami

Rovnováhu sil při laminárním proudění mezi dvěma rovnoběžnými stěnami (deskami) ve vodorovném směru, které je vyvoláno tlakovým spádem, lze vyjádřit pomocí tlakových a třecích sil za předpokladu izotermického a izoviskózního proudění. Proudění nastává při Reynoldsově čísle menším nebo rovnu kritickému číslu $Re_{krit} = 2320$ [13].



Obr. 33 – Proudění mezi dvěma paralelními deskami [32]

Na elementární plochu pak působí elementární tlaková síla dF_p a elementární třecí síla dF_t

$$dF_p = p \cdot dx dy - (p + dp) dx dy \quad (7.16)$$

$$dF_t = \tau \cdot dx dx - (\tau + d\tau) dx dx \quad (7.17)$$

Rovnováha těchto sil po dosazení je vyjádřena rovnicí

$$dF_p + dF_t = - dp dx dy + d\tau dx dx = 0 \quad (7.18)$$

$$\frac{d\tau}{dy} = \mu \frac{d^2v}{dy^2} = \frac{dp}{dx} \quad (7.19)$$

Integrací a okrajovou podmínkou pro nulovou rychlost proudu na stěnách je dosaženo parabolické závislosti rychlosti (rychlostního profilu) na vzdálenosti od stěny obtékané desky [13].

$$v_x = \frac{1}{2\mu} \cdot \frac{\Delta p}{l} (h - y)y \quad (7.20)$$

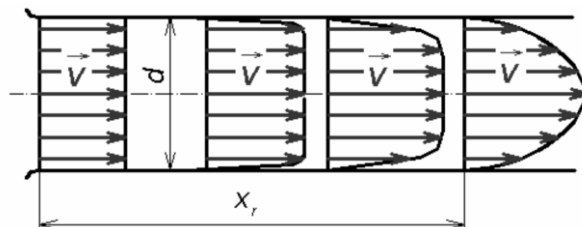
7.3 Relaminarizace

Tekutina vstupující do průtočného kanálu (trubice nebo prostoru mezi dvěma deskami) má rychlostní profil odpovídající potenciálnímu proudění ideální tekutiny. V prvních okamžicích mají částice kapaliny u obtékané stěny shodnou rychlost s ostatními částicemi v celkovém proudu. Stykem tekutiny s obtékanou stěnou jsou částice postupně brzděny, přičemž se začíná objevovat rychlostní rozdíl mezi proudnicemi za vzniku tečného napětí od vazkosti tekutiny mezi jednotlivými vrstvami proudu až do vzniku rychlostního profilu charakteristického pro laminární proudění (pro $Re \leq 2320$) [13].

Vzdálenost od místa vstupu do průtočného kanálu, na níž se vyvíjí laminární proudění, je nazývána rozběhovou dráhou laminárního proudu. Pro určení vzdálenosti, kde dojde ustálení rychlostního profilu, se uvádí několik výrazů, přičemž mezi nepoužívanější patří

$$\text{Bussinesquův výraz} \quad \frac{x_r}{d} \geq 0,065 \cdot Re \quad (7.21)$$

$$\text{Schillerův výraz} \quad \frac{x_r}{d} \geq 0,025 \cdot Re \quad (7.22)$$

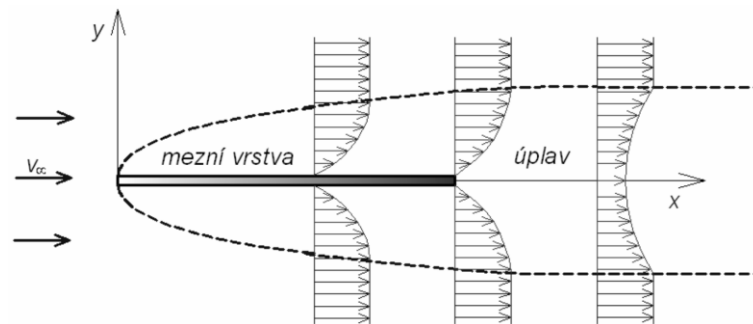


Obr. 34 – Rozběhová dráha laminárního proudění a vývoj rychlostního profilu [13]

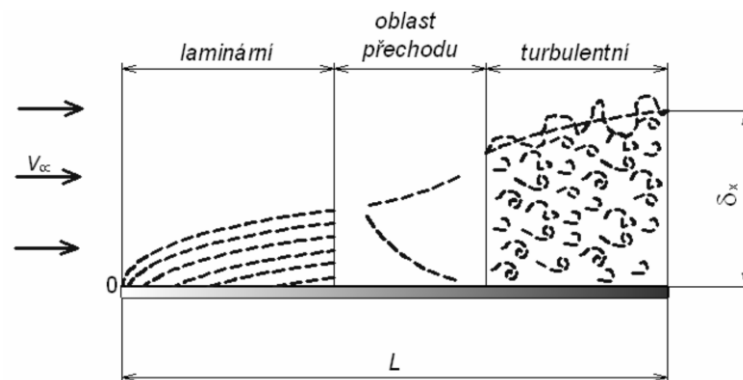
7.4 Teorie mezní vrstvy

Na každém tělese pohybující se v tekutině, nebo kolem kterého tekutina proudí, vzniká na stěnách vlivem viskozních sil tenká vrstva zbrzděné tekutin. Tato vrstva se nazývá mezní vrstvou a může mít několik podob, přičemž jedním z názorných příkladů je obtékání rovinné desky umístěné v rovnoběžném proudu tekutiny, kde deska má stejný směr jako proudnice tekutiny a v celém objemu tekutiny je konstantní tlak. Mezní vrstva vzniká ulpíváním tekutiny na stěně obtékané desky a vlivem viskozity se zabrzdí nejbližší vrstva tekutiny u povrchu. Rychlost se vzdáleností od stěny narůstá až na hodnotu nenarušeného volného proudu. Mezní vrstva je u náběžné hrany nulová a na odtokové hraně maximální [13], [32].

Proudnice v mezní vrstvě a oblasti kolem obtékané desky nejsou paralelní s povrchem desky, ale tvoří mírně rozbíhající se svazek. Mimo mezní vrstvu je rychlost proudu téměř konstantní a tečné napětí je zde nulové bez ohledu na viskozitu tekutiny. V závislosti na druhu proudění rozeznáváme laminární a turbulentní mezní vrstvu. Pro turbulentní mezní vrstvu jsou charakteristické rychlé změny rychlostí, intenzivní míšení, vytváření malých proudů a existence významných příčných složek rychlosti. Rychlost proudu se při přechodu z mezní vrstvy do vnějšího proudění plynule mění a v bodě, kde se rychlost tekutiny liší od rychlosti vnějšího proudu o 1 %, definujeme tloušťkou mezní vrstvy δ_x [13], [32].



Obr. 35 – Tvorba mezní vrstvy na náběžné hraně obtékané desky a úplav na odtokové hraně [13]



Obr. 36 – Oblasti a tloušťka mezní vrstvy při obtékání rovinné desky [13]

Při obtékání stěny tekutinou, jejíž rychlost vnějšího proudu se mění minimálně, se tloušťka mezní vrstvy zvětšuje a z počáteční laminární mezní vrstvy se při jistých podmínkách v důsledku vzniku pulsací mezní vrstva stává turbulentní. Oblast ležící mezi laminární a turbulentní vrstvou se nazývá přechodová. Kritérium pro stanovení přechodu laminární vrstvy na turbulentní a její tloušťky δ_x je dáno Reynoldsovým číslem [13].

Druh mezní vrstvy	Tloušťka mezní vrstvy	Reynoldsovo číslo
Laminární	$\delta_x = \frac{3,46 x}{\sqrt{Re_x}}$	$Re_x \leq 2320$
Přechodová	$\delta_x = \frac{3,46 x}{\sqrt{Re_x}}$	$Re_x = (2320 - 10^5)$
Turbulentní	$\delta_x = \frac{0,37 x}{\sqrt[5]{Re_x}}$	$Re_x > 10^5$

Tab. 10 – Výpočet tloušťky mezní vrstvy v závislosti na druhu mezní vrstvy [13]

8 Proudění v tryskách

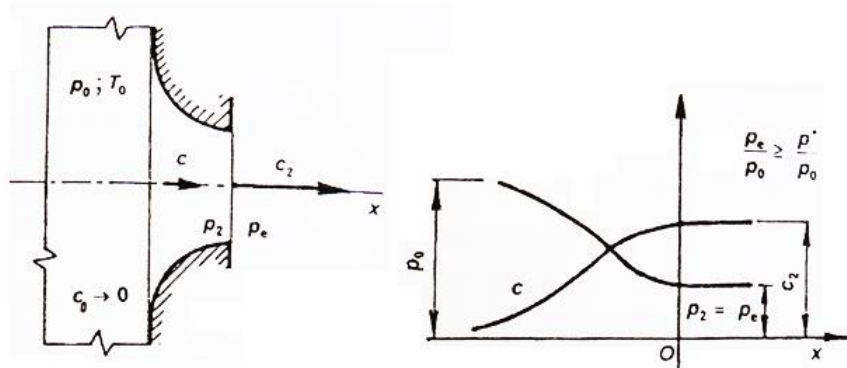
Jak již bylo zmíněno v kapitole č. 3 popisující základní konstrukci a princip bezlopatkové turbíny, hlavním prvkem této turbíny je tryska či více trysek umístěných ve statoru, jež přivádějí pracovní látku do rotorové oblasti a zároveň transformují tlakovou energii na energii kinetickou. Proto bude následující kapitola věnována popisu tvaru trysek a proudění v nich.

Tryska či dýza je průtočný kanál proměnného průřezu, jehož úkolem je transformace vnitřní a tlakové energie stlačitelné tekutiny na energii kinetickou. Tekutina vytékající z nádoby nebo z protékaného kanálu o počátečním celkovém tlaku, teplotě a rychlosti expanduje do prostředí o nižším tlaku výtokovým otvorem o definovaném průřezu, přičemž teplota a rychlost tekutiny na výstupu z trysky je závislá na tlaku na vstupu a výstupu (protitlaku).

8.1 Konvergentní tryska

Nerozšířená tryska, označována také jako konvergentní dýza nebo konfuzor, je určena pro podzvukové výtokové rychlosti pro obor tlakových poměrů $1 \geq \frac{p_e}{p_0} \geq \frac{p^*}{p_0}$, kde p_0 je tlak na vstupu do trysky, p_e je tlak na výstupu z trysky a p^* je kritický tlak pro danou vytékající tekutinu. Tvar konvergentní trysky je plynulý, rovnoběžný s proudnicemi na vstupu i výstupu, aby nedocházelo ke vzniku turbulencí. Výstupní rychlost by měla být ve směru osy trysky, aby bylo dosaženo rovnoměrného rychlostního pole na výstupu z trysky [43], [45].

Při výstupní rychlosti z konvergentní trysky odpovídá podkritickému nebo právě kritickému tlakovému poměru. Pokud za tryskou nenásleduje další průtočný kanál oddělující proud plynu od okolního prostředí, začne se proudění vystupující z trysky zpomalovat a promíchávat s okolním prostředím (plynem). V určité vzdálenosti za ústím trysky dojde k vyrovnání rychlosti a teploty s okolním prostředím a výtokový plyn dospěje s tímto prostředím do termické rovnováhy [45].



Obr. 37 – Nerozšířená tryska a průběh expanze tekutiny [43]

Při návrhu trysky se vychází z předepsaného stavu tekutiny a hmotnostního toku tryskou, přičemž se počítá výtokový průřez eventuálně i další průřezy. Pro určení výstupní rychlosti z trysky se využívá St. Vénantova-Wantzelova rovnice (8.1), kde hmotnostní tok je dán zobecněnou rovnicí kontinuity, Poissonovým vztahem a stavovou rovnicí ve výsledném tvaru rovnice (8.2) [43].

$$c_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} rT_0 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (8.1)$$

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} rT_0 \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right]} \quad (8.2)$$

Je-li proudícím médiem reálný plyn, využije se pro stanovení výstupní rychlosti c_2 řešení izentropického výtoku pomocí Mollierova diagramu (h-s diagram), přičemž je využito energetické rovnice

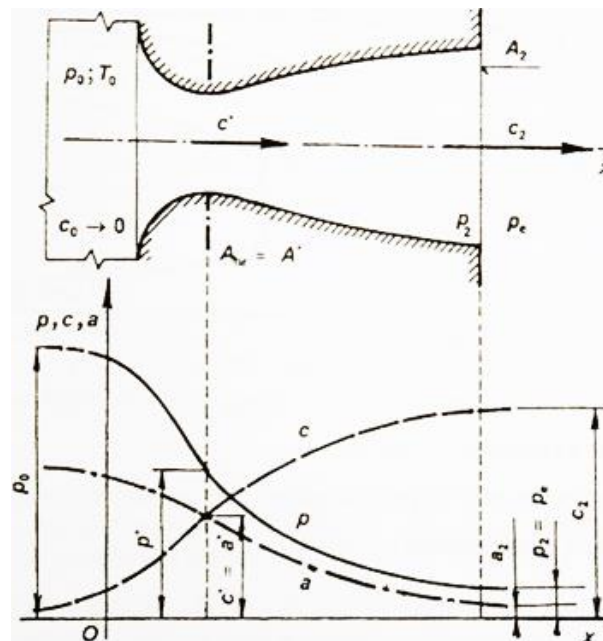
$$c_2 = \sqrt{2(h_0 - h_2)} \quad (8.3)$$

kde h_0 označuje celkovou (stagnační) entalpii pracovní látky a h_2 entalpii na výstupu z trysky.

8.2 Lavalova dýza (konvergentně-divergentní tryska)

Při transformaci tlakové energie tekutiny na energii kinetickou se pro zlepšení účinnosti expanze za kritickým průřezem trysky doplňuje rozšiřující se kanál. Takováto tryska se nazývá Lavalova nebo konvergentně-divergentní dýza. Ideálním tvarem rozšiřující se části Lavalovy trysky je tvar konstruovaný metodou charakteristik pomocí konstrukce čar expanzních vln. V jednodušších případech se tvar navrhuje pomocí polynomů prvního nebo druhého řádu [45].

Aby proudění v Lavalově trysce mohlo být považováno za isoentropické, musí být výstupní průřez navržen pro tlak odpovídající tlaku okolnímu prostředí, tzv. návrhový stav. V tomto případě pak může být v trysce zpracován celý tlakový spád v kinetickou energii. Nevýhodou tohoto řešení je, že návrhovému stavu odpovídá pouze jediná geometrie trysky [43].



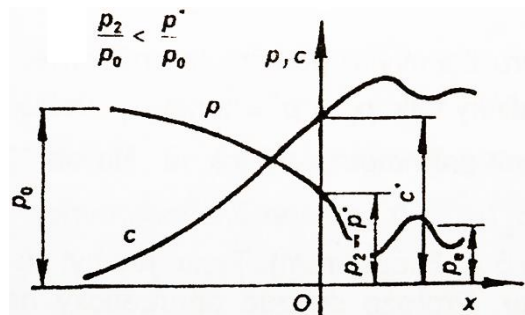
Obr. 38 – Lavalova tryska a parametry proudu při návrhovém stavu [43]

8.3 Proudění při nenávrhových stavech

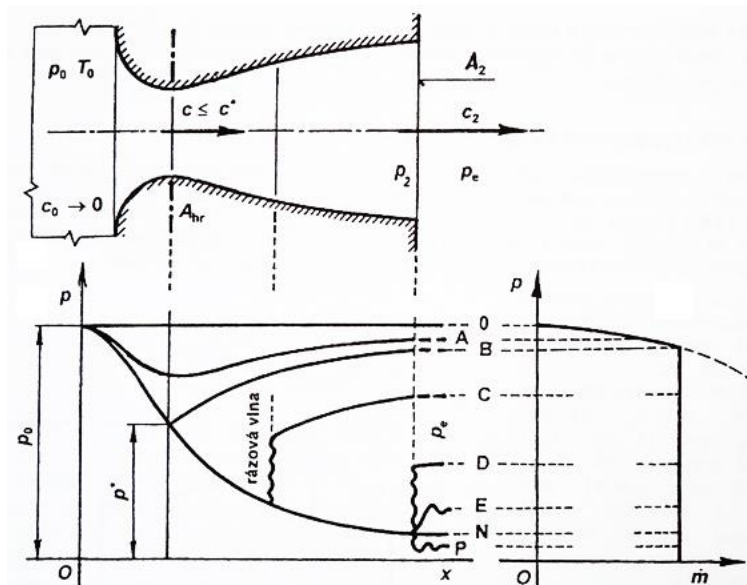
Trysky, ať už divergentní nebo Lavalovy, mohou být důsledkem mnoha příčin (nejčastěji regulací průtoku) nuceny pracovat při nenávrhových stavech, kdy se mění vstupní a výstupní parametry tekutiny nebo oba případy najednou. Ačkoliv konvergentní tryska může být navržena pro více než jeden tlakový spád, při výstupním tlaku větším než kritickém dochází ve výtokovém proudě ke složitým disipativním soustavám rázových a expanzních vln a výtok již zdaleka není isoentropický [43], [45].

Pokud za ústím trysky je dosaženo rychlosti zvuku, ale tlak vyšší než okolní, vytékající tekutina dále expanduje a její rychlost se zvyšuje na nadzvukovou za současného růstu proudového kanálu, který na svých okrajích vytváří s okolním plynem šikmé rázové vlny. Tyto vlny se odrážejí dovnitř proudu a snižují účinnost expanze tekutiny v konvergentní trysce. Ve výstupním průřezu trysky se ustaví kritický tlak a při snižování tlaku okolí se již nebude měnit hmotnostní tok, který zůstává na kritické hodnotě. Po vyrovnání tlaku a rychlosti je vytékající plyn v izotermické rovnováze s okolním prostředím [43], [45].

Tento jev je označován zahlcením nebo ucpáním trysky. Z energetického pohledu se nejedná o nejvhodnější provoz, neboť se při tomto nenávrhovém stavu nevyužívá úplného tlakového spádu [43], [45].



Obr. 39 – Průběh rychlosti a tlaku v konvergentní trysce za nenávrhových podmínek [43]



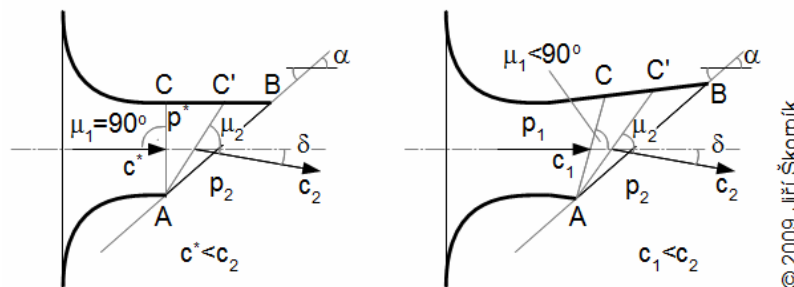
Obr. 40 – Průběh tlaku a hmotnostního toku v Lavalově trysce při nenávrhových stavech [43]

Protože Lavalova tryska je vždy navrhována pro daný tlakový poměr, čemuž odpovídá jediná geometrie rozšiřující se části trysky, dochází poměrně často k provozům při nenávrhovém stavu. Pokud je tlak na výstupu z trysky vyšší než tlak návrhový, jedná se o trysku přeexpandovanou a v rozšiřující se části mohou vznikat rázové vlny. V opačném případě, kdy výstupní tlak z trysky je nižší než návrhový, jde o trysku podexpandovanou [45].

8.4 Proudění v šikmo seříznuté trysce

V praxi je možno se setkat se seříznutými dýzami v podobě konce průtočného kanálu mezi lopatkami konvenčních turbíny. Teslova bezlopatková turbína ze své konstrukční podstaty tangenciálního přívodu pracovní látky do rotorové oblasti, tak také obsahuje šikmo seříznutou trysku. Stěna trysky je seříznuta válcovou plochou statoru, v níž rotuje série rotorových disků.

Pokud tlak za šikmo seříznutou tryskou, v níž proudí pracovní látka, je roven výpočtovému tlaku nebo je větší než kritický, nastaví se v průřezu AC (znázorněného na Obr. 41) tlak stejný jako tlak za tryskou. Výtok v otevřeném úseku ABC je doprovázen pouze třením a směr rychlosti vystupující urychlené pracovní látky se přibližně shoduje s osou trysky [45].



Obr. 41 – Proudění v šikmo seříznuté konvergentní trysce (vlevo) a Lavalově trysce (vpravo) [45]

V případě, kdy je tekutina urychlena na nadzvukovou rychlost, dochází u šikmo seříznutých trysek k odklonu proudu od osového směru. To se děje vlivem působení expanzních vln vznikajících na hraně kratší strany trysky. Při výtoku pracovní látky z trysky nadzvukovou rychlostí dochází při obtékání hrany A k poruchám, které se šíří podél charakteristik stejných jako při obtékání tupého úhlu. Při výtoku z konvergentní trysky do tlaku nižšího než návrhového resp. nižšího než kritického, se kritický tlak nastaví na průřezu AC , kde je dosaženo kritické rychlosti c^* (odpovídající rychlosti zvuku). Dále dochází k narůstání rychlosti a poklesu tlaku. Výstupní tlak se nastaví až na průřezu AC' a přitom vlivem expanzní vlny mezi průřezy AC a AC' dojde k odklonu směru proudu o úhel δ [45].

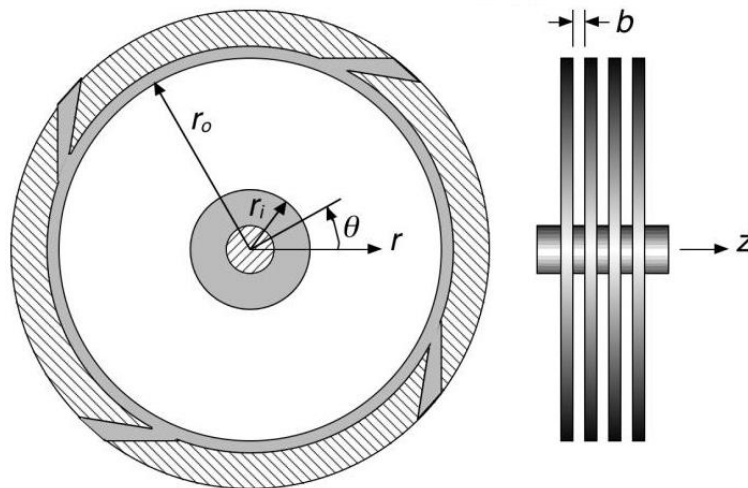
Obdobná situace nastává u Lavalových dýz v případě, že tlak za dýzou je nižší než návrhový. Od hrany A dojde k náhlému poklesu tlaku, jenž má za následek vytvoření soustavy poruch, které se šíří po charakteristikách na protilehlou stranu dýzy a dojde k odklonu proudu [45].

9 Analýza proudění a parametrů bezlopatkové turbíny

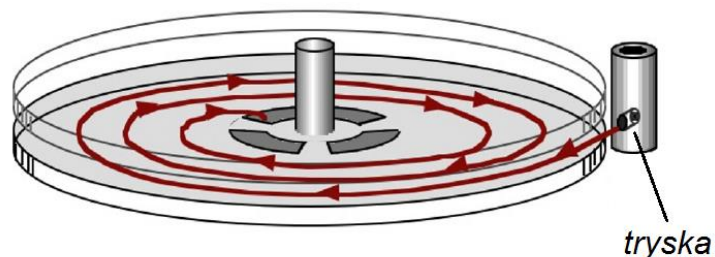
V kapitole 8 byl nejprve objasněn děj při proudění v tryskách, který je důležitý pro stanovení výstupní rychlosti z trysky umístěné ve statoru turbíny. Této rychlosti je pak využito jakožto vstupní rychlosti do oblasti rotoru a pomocí ní lze určit hlavní parametry proudění v charakteristickém kanálu (v mezerách mezi soustřednými disky rotoru). Na základě stanovených rovnic analytického modelu je pak možno predikovat výslednou účinnost turbíny.

9.1 Popis a odvození analytického modelu proudění v kontrolní oblasti turbíny

Pro popis proudění pomocí analytického modelu bylo využito předpokladů stacionárního děje a nestlačitelného laminárního proudění tekutiny v průtočném kanálu mezi dvěma disky rotoru. Jelikož rotor turbíny tvořený sérií soustředných disků je ve tvaru válce, je vhodné rovnice převést z kartézského souřadnicového systému do cylindrického (válcového) systému. Veličiny, jež se týkají vnějšího poloměru disku rotoru (náběžné hrany) a slouží k popisu pracovní látky na vstupu do rotoru, jsou rozlišeny pomocí indexu o . Obdobně index i charakterizuje veličiny na výstupu z rotorové oblasti (na vnitřním poloměru disku).



Obr. 42 – Schématické zobrazení a zjednodušení Teslovy turbíny pro analytický model [27]



Obr. 43 – Schématické zobrazení proudění pracovní látky mezi dvojicí disků rotoru Teslovy turbíny [27]

Mezi hlavní rovnice, pomocí kterých bude popsáno proudění v rotoru turbíny, patří:

- zákon zachování hmoty (rovnice kontinuity):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z}{\partial z} = 0 \quad (9.1)$$

rovnice zapsána pomocí operátoru nabla:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v}) = 0 \quad (9.2)$$

pro nestlačitelnou kapalinu ($\rho = 0$) rovnice nabývá tvaru:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0 \quad (9.3)$$

- zákon zachování hybnosti v kontinuu (Cauchyho rovnice dynamické rovnováhy):

$$\rho \left(\frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} \right) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{f} \quad (9.4)$$

dosazením tenzoru napětí pro Newtonovskou tekutinu pro nestlačitelné viskózní médium:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu(\nabla \mathbf{v} + (\nabla \mathbf{v})^T) \quad (9.5)$$

je výsledkem rovnice Navier-Stokesova ve tvaru:

$$\mathbf{v} \cdot \nabla \mathbf{v} = -\frac{\nabla p}{\rho} + \nu \nabla^2 \mathbf{v} + \mathbf{f} \quad (9.6)$$

Po transformaci do válcových souřadnic rovnice kontinuity nabývá následujícího tvaru:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial (r v_r)}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial v_z}{\partial z} = 0 \quad (9.7)$$

Obdobně pro jednotlivé složky ve válcových souřadnicích a při uvážení gravitačního pole jakožto vektoru vnějšího silového pole ($\mathbf{f} = \mathbf{g}$) má Navier-Stokesova rovnice následující tvar

pro radiální směr (r):

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_r}{\partial z} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_r}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} \right] + g_r \quad (9.8)$$

pro tangenciální směr (θ):

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_\theta}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_\theta}{\partial z} + \frac{v_r v_\theta}{r} = -\frac{1}{\rho r} \left(\frac{\partial p}{\partial \theta} \right) + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta}{r^2} - \frac{2}{r^2} \frac{\partial v_r}{\partial \theta} \right] + g_\theta \quad (9.9)$$

pro axiální směr (z):

$$v_r \frac{\partial v_z}{\partial r} + \frac{v_\theta}{r} \frac{\partial v_z}{\partial \theta} + v_z \frac{\partial v_z}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 v_z}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 v_z}{\partial z^2} \right] + g_z \quad (9.10)$$

Z výsledků experimentů W. Rice bylo vyzorováno, že při běžných provozních podmínkách dochází k minimálnímu poklesu tlaku pracovní látky v rotoru bezlopatkové turbíny [27]. Díky těmto poznatkům, je možno zavést zjednodušující předpoklady pro proudění v rotorové části turbíny:

1. Stacionární nestlačitelné laminární proudění je uvažováno jako dvourozměrné, tudíž rychlost v axiálním (z) směru: $v_z = 0$ a pohybová rovnice v axiálním směru má triviální řešení. Hodnoty rychlostí ve zbývajících směrech (v_r a v_θ) jsou považovány po celé výšce průtočného kanálu (mezeře mezi disky) za konstantní.
2. Proudění je bráno jakožto symetrické v radiálním (r) směru. Vstupní proudění na náběžnou hranu (vnější poloměr) rotorových disků je považováno za rovnoměrné, tudíž v každém úhlu θ je tok pracovní látky shodný. Ve všech derivacích θ pak rovnice nabývají nulových hodnot.
3. Účinky tlakového gradientu v radiálním (r) směru jsou zanedbatelné ve srovnání s hybností proudu a třením o stěnu disku rotoru.
4. Adhezní účinky tekutiny jsou reprezentovány tečným napětím při interakci proudu se stěnami průtočného kanálu.

Popis proudění pak může být díky začlenění výše uvedených zjednodušujících předpokladů idealizován na následující soustavu rovnic:

rovnice kontinuity:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial(rv_r)}{\partial r} = 0 \quad (9.11)$$

Navier-Stokesova rovnice v radiálním směru (r):

$$v_r \frac{\partial v_r}{\partial r} - \frac{v_\theta^2}{r} = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right) + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_r}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_r}{\partial z^2} - \frac{v_r}{r^2} \right] \quad (9.12)$$

Navier-Stokesova rovnice v tangenciálním směru (θ):

$$v_r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} + \frac{v_r v_\theta}{r} = \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial v_\theta}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 v_\theta}{\partial z^2} - \frac{v_\theta}{r^2} \right] \quad (9.13)$$

Navier-Stokesova rovnice v axiálním směru (z):

$$0 = -\frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial p}{\partial z} \right) \quad (9.14)$$

Z rovnice (9.14) vyplývá, že tlak je po celém průřezu průtočného kanálu v axiálním směru rovnoměrný a tudíž je možno definovat radiální a tečné složky rychlosti proudícího média pro zbývajících směry:

$$v_r = \bar{v}_r(r)\varphi(z) \quad (9.15)$$

$$v_\theta = \hat{v}_\theta(r)\varphi(z) + U(r) \quad (9.16)$$

kde $\bar{v}_r(r)$ a $\hat{v}_\theta(r)$ jsou střední rychlosti v závislosti na poloměru, $\varphi(z)$ je bezrozměrný rychlostní profil a $U(r)$ je tangenciální (obvodová) rychlost v závislosti na poloměru [27].

Bezrozměrný rychlostní profil je definován pomocí poměru bodové a střední rychlosti vycházející z mocninové rovnice toku. Ačkoliv mocninové funkce jsou pouze interpolačními funkcemi a jejich používání bylo podrobena kritice, jelikož jejich základ netvoří odvození z fyzikálního modelu vnitřní struktury kapaliny, vystihují při poměrné jednoduchosti většinu skutečných tokových křivek. Určitá nepřesnost pouze nastává při aplikování na kapaliny, jejichž reogramy obsahují inflexní body a mocninová funkce tak pokrývá pouze část tokové křivky [32].

Mocninová rovnice toku, jejímž základem je formulace Ostwalda a de Waelea, je nejstarším analytickým vyjádřením závislosti smykové rychlosti na tečném napětí kapalin a to jak newtonovských, tak nenewtonovských [32]. Formulovaná rovnice má následující tvar

$$\tau = K \left(\frac{dv}{dr} \right)^n = -r \frac{dp}{dx} \quad (9.17)$$

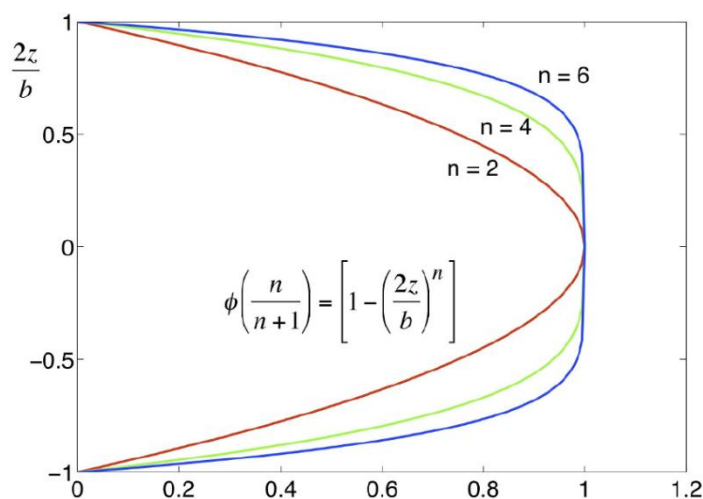
kde je τ - smykové napětí, K – součinitel konzistence a n – index toku [32]

Po separaci proměnných, integraci a dosazení okrajových podmínek v podobě nulové rychlosti na obtékané stěně je možno získat z rovnice (8.16) integrační konstantu K a po dosazení do rovnice pro rychlost je možné vyjádřit obecný poměr bodové a střední rychlosti tekutiny [32]:

$$\frac{v(r)}{\bar{v}} = \frac{3n+1}{n+1} \left[1 - \left(\frac{r}{R} \right)^{1+\frac{1}{n}} \right] \quad (9.18)$$

Rychlostní profil média v mezeře, kde b je vzdálenost mezi soustřednými disky rotoru v axiálním směru (z), je možno vyjádřit rovnicí

$$\varphi(z) = \left(\frac{n+1}{n} \right) \left[1 - \left(\frac{2z}{b} \right)^n \right] \quad (9.19)$$



Obr. 44 – Variace rychlostních profilů v závislosti na indexu toku [29]

Z mocninové funkce na Obr. 44 je patrné, že rychlostní profil má tvar kvadratické paraboly a médium dosahuje maximální rychlosti uprostřed vzdálenosti $z = \frac{b}{2}$. Střední rychlosti v tečném a radiálním směru lze pak vyjádřit integrací po výšce vzdálenosti b a je definována

$$\bar{v}_r(r) = \frac{1}{b} \int_{-b/2}^{b/2} v_r dz \quad (9.20)$$

$$\hat{v}_\theta(r) = \frac{1}{b} \int_{-b/2}^{b/2} (v_\theta - U) dz \quad (9.21)$$

Pro laminární proudění média v tangenciálním směru mezi dvěma rovnoběžnými deskami je tečné napětí definováno pomocí Darcyho koeficientu tření f a rozdílu $\hat{v}_\theta = v_\theta - U$, tedy rozdílu střední rychlosti proudícího média v tangenciálním směru (θ) a tangenciální (obvodové) rychlosti disku rotoru

$$\tau_w = \mu \left[\frac{\partial(v_\theta - U)}{\partial z} \right]_{z=\frac{b}{2}} = f \frac{\rho \hat{v}_\theta^2}{2} \quad (9.22)$$

Charakteristický průtočný kanál v prostoru mezi dvěma soustřednými disky rotoru je definován pomocí rovnice pro výpočet hydraulického průměru, kde V_{elem} je elementární objem a A_w je smáčená plocha stěny disku rotoru v interakci s proudícím médiem

$$D_H = 4 \frac{V_{elem}}{A_w} \quad (9.23)$$

Pro dvourozměrný případ proudění mezi dvěma paralelními deskami reprezentujícími disky rotoru je možno hydraulický průměr vypočítat z průtočné plochy A_{flow} a smáčeného obvodu P_w . Při úvaze a porovnání vzdálenosti mezi disky rotoru a průměru disku ($b \ll 2r_o$) se vztah pro výpočet D_H vyjádří

$$D_H = 4 \frac{A_{flow}}{P_w} = 4 \frac{2\pi r_o b}{2 \cdot (2\pi r_o + b)} = 2b \quad (9.24)$$

Pomocí tečného napětí a hydraulického průměru je pak možno určit třecí sílu působící v tečném směru na stěny soustředných disků rotoru

$$F_\theta = \tau_w A_w = \tau_w \cdot 4 \frac{V_{elem}}{2b} \quad (9.25)$$

Darcyho koeficient tření pro newtonovskou tekutinu při proudění mezi dvěma paralelními deskami lze získat z rovnice

$$f = \frac{\tau_w}{\frac{\rho \hat{v}_\theta^2}{2}} = \frac{\mu \left[\frac{\partial(v_\theta - U)}{\partial z} \right]_{z=\frac{b}{2}}}{\rho \hat{v}_\theta^2} \quad (9.26)$$

Z experimentů provedené pro laminární proudění v rovnici vystupuje Reynoldsovo číslo Re_L pro charakteristický rozměr $L = D_H$ a nabývá rovnice Darcyho koeficientu tření tvaru:

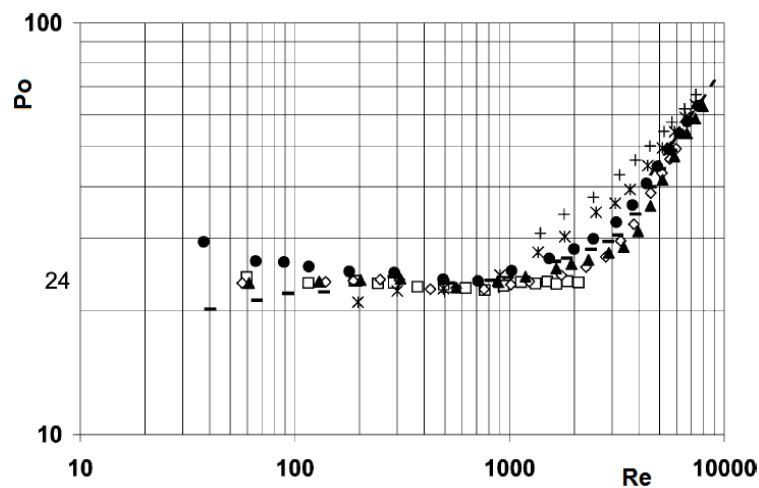
$$f_{lam} = \frac{64}{Re_L} = \frac{64}{Re_{D_H}} \quad (9.27)$$

Pro účely analýzy proudění a Darcyho koeficientu tření byl zaveden předpoklad laminárního Poiseuilleova proudění mezi dvěma paralelními deskami. Toto proudění bylo popsáno a ověřeno na základě experimentu proudění v mikrokanálu o definovaném průřezu a drsností resp. hladkostí stěny. Drsnost mikrokanálu byla tvořena periodicky rozmístěnými elementy o daných rozměrech po povrchu stěny [31]. Z experimentu vyplynulo, že pro hladké až mírně drsné stěny s Reynoldsovým číslem do hodnoty $Re < 2000$ je Poiseuilleovo číslo, jenž definuje bezrozměrný tlakový spád, konstantní a je vyjádřeno rovnicí

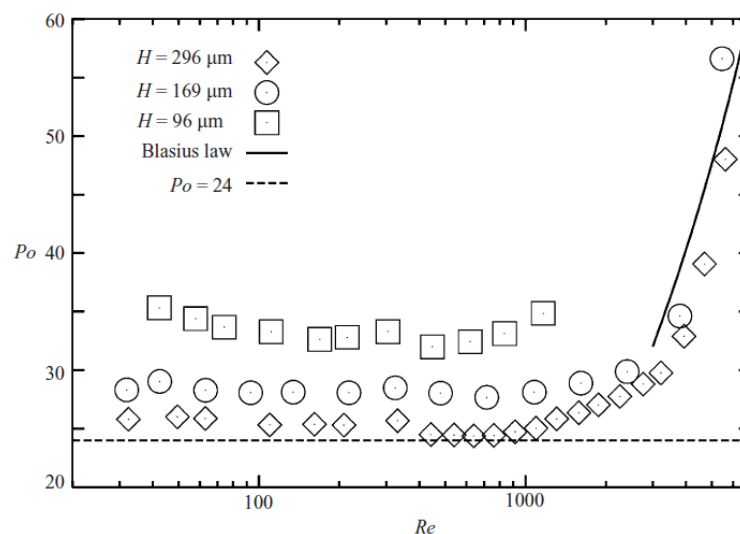
$$Po = -\frac{1}{\mu} \frac{dp}{dx} \frac{2\rho b^3}{\dot{m}_c} \quad (9.28)$$

kde \dot{m}_c představuje hmotnostní tok v mikrokanálu a b jeho výšku.

Pro mikrokanál tvořený dvěma paralelními deskami s hladkými stěnami bylo vypočítáno a zároveň na základě měření provedených ve studii [30] dosaženo shody s Poiseuilleovým prouděním, přičemž charakteristickou hodnotou je $Po = 24$.

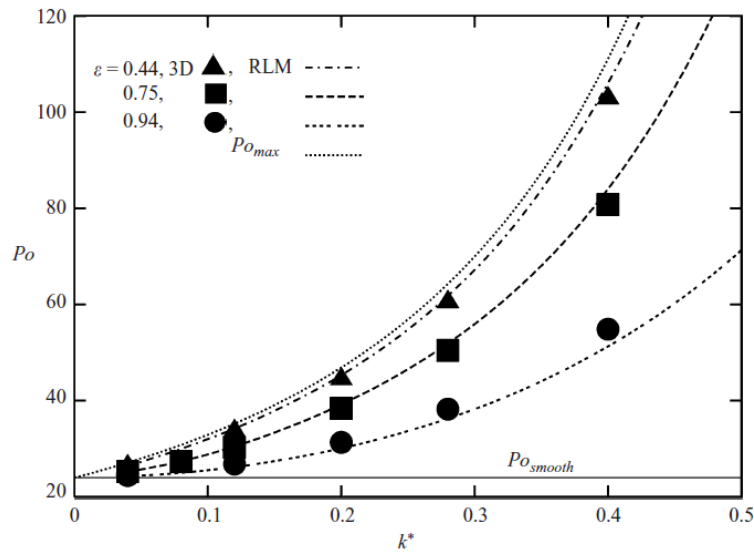


Obr. 45 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na Reynoldsově čísle [30]



Obr. 46 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na Reynoldsově čísle [31]

Ze studie [31] vyplývá závislost, že se zvětšující se relativní drsností (k^*) stěny průtočného mikrokanálu exponenciálně narůstá hodnota Poiseuilleova čísla (Po). Závislost je zachycena na obrázku (Obr. 46) výše.



Obr. 47 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na relativní drsnosti povrchu [31]

Rovnice pro výpočet Darcyho koeficientu tření pak může být zapsána rovnicí ve tvaru

$$f = \frac{Po}{Re_{DH}} = \frac{24}{Re_{DH}} \quad (9.29)$$

kde Re_{DH} odpovídá Reynoldsovo číslo pro proudění média v charakteristickém průřezu definovaném hydraulickým průměrem (D_H)

$$Re_{DH} = \frac{\rho \hat{v}_\theta D_H}{\mu} \quad (9.30)$$

Pro kvantifikování vlivu drsnosti povrchu stěny disků rotoru tvořících průtočný kanál bylo Van P. Careyem zavedeno bezrozměrné číslo F_{Po} , jenž vychází z definování Poiseuilleova čísla ($Po = 24$) pro laminární proudění, přičemž pro toto proudění nabývá $F_{Po} = 1$ [29].

$$F_{Po} = \frac{Po}{24} \quad (9.31)$$

$$(n + 1) = \frac{Po}{8} = 3F_{Po} \quad (9.32)$$

Z výše uvedené rovnice (9.32) vyplývá, že pro laminární proudění a hladkou stěnu průtočného kanálu je index toku $n = 2$. Pro totožné proudění, ale se zvětšující se relativní drsností povrchu obtékané stěny, je $n > 2$, $Po > 24$ a $F_{Po} > 1$. Z této závislosti je možno odhadovat přínos relativní drsnosti na třecí síle působící na stěny disků rotoru [29]. V následujících podkapitolách bude zachycen vliv bezrozměrného čísla F_{Po} na celkové účinnosti bezlopatkové turbíny.

Kombinací rovnice (9.22) a (9.29) lze vyjádřit tečné napětí a výsledná rovnice vede na tvar

$$\tau_w = \frac{12\mu\hat{v}_\theta}{D_H} \quad (9.33)$$

Darcyho koeficient tření f_θ proudícího média v tangenciálním směru lze odvodit z rovnice (9.26) a po dosažení vyjádřené rovnice tečného napětí (9.33) jej lze zapsat ve tvaru

$$f_\theta = -\frac{48\mu\hat{v}_\theta}{\rho D_H^2} \quad (9.34)$$

Rovnici (9.34) vyjadřující koeficient tření pak použijeme jako substituci do idealizovaného tvaru Navier-Stokesovy rovnice (9.13) v tangenciálním směru

$$v_r \frac{dv_\theta}{dr} + \frac{v_r v_\theta}{r} = -\frac{48\mu\hat{v}_\theta}{\rho D_H^2} \quad (9.35)$$

Odvození radiální a tangenciální složky rychlosti pracovní látky

Substitucí rovnice (9.15) do idealizované rovnice kontinuity (9.11) je po integraci dosaženo součinu $rv_r = r\bar{v}_r\varphi = C_r = konst.$ Po té integrováním rovnice (9.11) přes průtočný průřez s definováním výšky průtočného průřezu je docíleno rovnice

$$\int_{-b/2}^{b/2} rv_r dz = \int_{-b/2}^{b/2} r\bar{v}_r \left(\int_{-b/2}^{b/2} \varphi dz \right) dz = r\bar{v}_r b = bC_r \quad (9.36)$$

Ze zákona zachování hmoty pak vyplývá rovnice definující hmotnostní tok \dot{m}_c v průtočném kanálu

$$-2\pi r_o \rho \int_{-b/2}^{b/2} v_r dz = -2\pi r_o \rho \bar{v}_r(r_o) \int_{-b/2}^{b/2} \varphi dz = -2\pi r_o \rho \bar{v}_r(r_o) b = \dot{m}_c \quad (9.37)$$

Kombinací rovnic (9.36) a (9.37) je možno vyjádřit rychlost v radiálním směru

$$\bar{v}_r = -\frac{r_o \bar{v}_{r_o}}{r} \quad (9.38)$$

kde

$$\bar{v}_{r_o} = \frac{\dot{m}_c}{2\pi r_o \rho b} \quad (9.39)$$

Pomocí rovnice (9.37) lze rovnici (9.35) upravit na tvar

$$\frac{dv_\theta}{dr} = -\frac{48\pi\mu r \hat{v}_\theta}{\dot{m}_c D_H} - \frac{v_\theta}{r} \quad (9.40)$$

Z rozdílu střední rychlosti proudícího média v tangenciálním směru (v_θ) a obvodové rychlosti disku rotoru (U) definované vztahy

$$v_\theta = \hat{v}_\theta + U \quad (9.41)$$

$$U = \omega r = \frac{U_o}{r_o} r \quad (9.42)$$

lze dále rovnici (9.40) uvést ve tvaru

$$\frac{dv_\theta}{dr} = \frac{d\hat{v}_\theta}{dr} - \frac{dU}{dr} = \frac{d\hat{v}_\theta}{dr} - \frac{U_o}{r_o} \quad (9.43)$$

Následnou substitucí rovnice (9.43) do rovnice (9.40) je získáno

$$\frac{d\hat{v}_\theta}{dr} = \hat{v}_\theta \left(\frac{48\pi\mu r \hat{v}_\theta}{\dot{m}_c D_H} - \frac{1}{r} \right) - 2 \frac{U_o}{r_o} \quad (9.44)$$

Definování bezrozměrných součinitelů

V článku pojednávajícím o proudění v rotujících mikrokanálech vydefinoval Van P. Carey řadu bezrozměrných veličin, jež vycházejí z geometrických rozměrů a obvodové rychlosti rotoru a také z fyzikálních vlastností a rychlostí pracovní látky v tangenciálním a radiálním směru. Díky níže uvedeným bezrozměrným veličinám lze stanovit a predikovat chování pracovní látky protékající turbínou a také odhadovat účinnost rotoru a celkové turbíny [29].

Bezrozměrný geometrický poměr, označován také jako bezrozměrná radiální souřadnice, je definován jako podíl vnitřního poloměru a poloměrem vnějším

$$\xi_i = \frac{r_i}{r_o} \quad (9.45)$$

Případně pro libovolnou hodnotu poloměru z intervalu $\langle r_i; r_o \rangle$ přechází bezrozměrný geometrický poměr ve tvar

$$\xi = \frac{r}{r_o} \quad (9.46)$$

Bezrozměrný rychlostní rozdíl definovaný poměrem rozdílu tangenciální rychlosti pracovní látky a obvodové rychlosti disku k obvodové rychlosti na vnějším poloměru disku rotoru

$$\hat{W} = \frac{\hat{v}_\theta}{U_o} = \frac{(\bar{v}_\theta - U)}{U_o} \quad (9.47)$$

Bezrozměrná rychlost v radiálním směru na vnějším poloměru disku rotoru

$$V_{ro} = \frac{\bar{v}_{ro}}{U_o} = \frac{\dot{m}_c}{2\pi r_o \rho b U_o} \quad (9.48)$$

Bezrozměrný poměr výšky průtočného kanálu (mezery mezi soustřednými disky rotoru)

$$s_c = \frac{2b}{r_o} \quad (9.49)$$

Modifikované Reynoldsovo číslo

$$Re_m^* = \frac{D_H}{r_o} \cdot Re_m = \frac{D_H}{r_o} \cdot \frac{\dot{m}_c}{\pi r_o \mu} = \frac{D_H \dot{m}_c}{\pi r_o^2 \mu} \quad (9.50)$$

Bezrozměrný tlak

$$\hat{p} = \frac{(p-p_o)}{\left(\frac{\rho U_o^2}{2}\right)} \quad (9.51)$$

Odvození rovnic pro predikci účinnosti rotoru a turbíny

Zavedením bezrozměrných součinitelů (9.45 až 9.51) a definováním složek rychlosti pracovní látky (9.15 a 9.16) pomocí bezrozměrného rychlostního profilu (9.19), lze dané veličiny substituovat a vyjádřit tak složky rychlosti ve tvaru

$$v_r = -\text{Re}_m^* \frac{v\varphi}{2b\xi\varepsilon} \quad (9.52)$$

$$v_\theta = U_o\varphi\widehat{W} + U(r) \quad (9.53)$$

Po substituci je možno Navier-Stokesovy rovnice v radiálním (9.12) a tangenciálním směru (9.13) upravit do následujících tvarů:

pro radiální směr (r):

$$\hat{p}' = \frac{4(n+1)}{(2n+1)\xi^3} (V_{r_o}^2 + \widehat{W}^2\xi^2) + 4\widehat{W} + 2\xi + 32(n+1) \frac{V_{r_o}^2}{\text{Re}_m^*\xi} \quad (9.54)$$

pro tangenciální směr (θ):

$$-\frac{2n+1}{n+1} = \xi\widehat{W}'' \left(\frac{2n+1}{2(n+1)} \cdot \frac{s_c^2}{\text{Re}_m^*} \right) + \widehat{W}' \left(\frac{2n+1}{2(n+1)} \cdot \frac{s_c^2}{\text{Re}_m^*} + 1 \right) + \widehat{W} \left[\frac{1}{\xi} \left(1 - \frac{2n+1}{2(n+1)} \cdot \frac{\varepsilon^2}{\text{Re}_m^*} \right) - \frac{8(2n+1)\xi}{\text{Re}_m^*} \right] \quad (9.55)$$

kde derivace bezrozměrného rychlostního rozdílu a tlaku odpovídají

$$\widehat{W}' = \frac{d\widehat{W}}{d\xi} \quad (9.56)$$

$$\widehat{W}'' = \frac{d^2\widehat{W}}{d\xi^2} \quad (9.57)$$

$$\hat{p}' = \frac{\partial \hat{p}}{\partial \xi} \quad (9.58)$$

Pro nalezení řešení výše uvedených diferenciálních rovnic je zapotřebí stanovení okrajových podmínek. Proto tento případ byly použity okrajové podmínky na náběžné hraně disku rotoru (r_o), definované pomocí bezrozměrné rychlosti (\widehat{W}) a bezrozměrného tlaku (\hat{p}), jenž je možno stanovit ze zadaných vstupních hodnot – vnějšího poloměru disku rotoru (r_o) a příslušné obvodové rychlosti rotoru (U_o) na vnějším poloměru [29].

pro $r = r_o$:

$$\xi_{(r_o)} = \xi_o = \frac{r}{r_o} = 1 \quad (9.59)$$

$$\widehat{W}_{(r_o)} = \widehat{W}_o = \frac{(\bar{v}_{\theta_o} - U_o)}{U_o} \quad (9.60)$$

$$\hat{p}_{(r_o)} = 0 \quad (9.61)$$

Z řešení diferenciálních rovnic byl vyjádřen vztah pro bezrozměrný rychlostní rozdíl ($\widehat{W}_{(r)}$) pomocí něhož je možno vypočítat hodnotu bezrozměrného rychlostního rozdílu pro libovolný poloměr r ležící v intervalu $(r_i; r_o)$. Tudíž je možno určit i hodnotu na odtokové hraně disku rotoru ($\widehat{W}_{(r_i)}$), která důležitá pro predikci účinnosti turbíny [28], [29].

$$\widehat{W}_{(r)} = \frac{e^{\frac{24\xi^2}{Re_m^*}}}{\xi} \left[\frac{Re_m^*}{24} e^{-\frac{24\xi^2}{Re_m^*}} + \left(\widehat{W}_o - \frac{Re_m^*}{24} \right) e^{-\frac{24}{Re_m^*}} \right] \quad (9.62)$$

Pro stanovení predikované hodnoty mechanické účinnosti rotoru bezlopatkové turbíny byl zaveden výpočetní vztah, jenž vychází z hodnot tangenciálních a obvodových rychlostí na náběžné a odtokové hraně disku rotoru a má následující tvar

$$\eta_{rm} = \frac{v_{\theta,o}U_o - v_{\theta,i}U_i}{v_{\theta,o}U_o} = 1 - \frac{(\widehat{W}_i + \frac{U_i}{U_o})\frac{U_i}{U_o}}{\widehat{W}_o + 1} = 1 - \frac{(\widehat{W}_i + \xi_i)\xi_i}{(\widehat{W}_o + 1)} \quad (9.63)$$

Isoentropická účinnost turbíny, jakožto celku – statoru s tryskou a rotoru, je pak pomocí isoentropického entalpického spádu pracovní látky (ideálního plynu) vyjádřena rovnicí

$$\eta_{tur,iso} = \frac{v_{\theta,o}U_o - v_{\theta,i}U_i}{\Delta h_{iso}} = \frac{(\widehat{W}_o + 1)U_o^2 - (\widehat{W}_i + \xi_i)\xi_i U_o^2}{\left(\frac{\kappa}{\kappa - 1} \right) r T_{n,0} \left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{n,0}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (9.64)$$

Definováním Machova čísla na náběžné hraně disku rotoru (na vnějším poloměru (r_o))

$$Ma_o = \frac{U_o}{\sqrt{\kappa r T_{n,0}}} = \frac{\left(\frac{p_i}{p_{n,0}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{2\kappa}}}{(\widehat{W}_o + 1)} \quad (9.65)$$

Ize rovnicí pro výpočet celkové isoentropické účinnosti zapsat ve tvaru

$$\eta_{tur,iso} = \frac{Ma_o^2 (\kappa - 1) \cdot [(\widehat{W}_o + 1)U_o^2 - (\widehat{W}_i + \xi_i)\xi_i]}{\left[1 - \left(\frac{p_i}{p_{n,0}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (9.66)$$

Z výše uvedených rovnic vyplývá, že mechanická účinnost rotoru turbíny je funkcí třech proměnných, přičemž celková isoentropická účinnost turbíny je funkcí šesti proměnných veličin

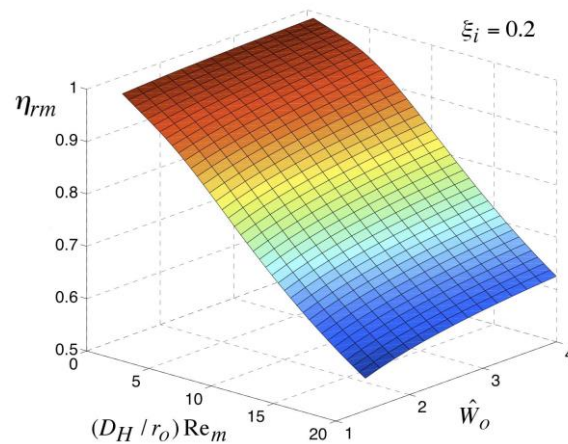
$$\eta_{rm} = f(Re_m^*, \xi_i, \widehat{W}_o) \quad (9.67)$$

$$\eta_{tur,iso} = f(Re_m^*, \xi_i, \widehat{W}_o, \kappa, \frac{p_i}{p_{n,0}}, Ma_o) \quad (9.68)$$

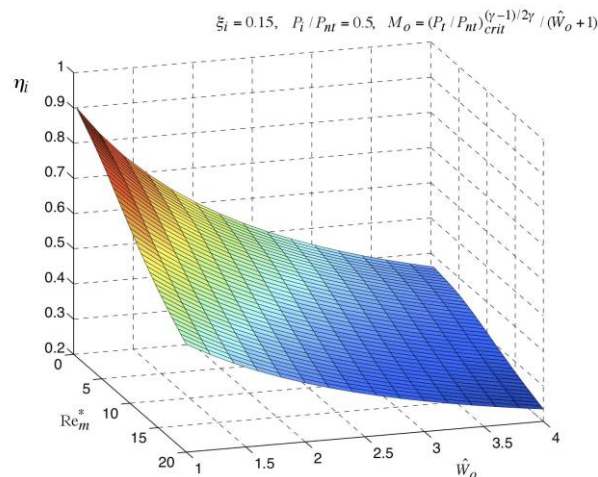
Pro vytvoření a sestavení rovnic uvedených v kapitole 9, byly použity literární zdroje [12], [13], [26], [27], [28], [29], [30] a [31].

9.2 Predikce parametrů turbíny na základě analytického modelu

Na základě uvedených rovnic a funkčních závislostí je možno predikovat výslednou teoretickou účinnost rotoru bezlopatkové turbíny a také isoentropickou účinnost celkové turbíny. Z grafu uvedeného níže je patrné, že účinnost rotoru se zvyšuje při klesající hodnotě bezrozměrného modifikovaného Reynoldsova čísla (Re_m^*), bezrozměrného geometrického parametru (ξ_i) a při zvyšující se hodnotě bezrozměrného rozdílu tangenciálních rychlostí na náběžné hraně disku rotoru (\widehat{W}_o).



Obr. 48 – Graf závislosti účinnosti rotoru na bezrozměrných proměnných veličinách [36]



Obr. 49 – Graf závislost isoentropické účinnosti turbíny na bezrozměrných proměnných veličinách [36]

Naopak z grafu závislosti isoentropické účinnosti celkové turbíny je patrné, že pro dosažení nejvyšší hodnoty účinnosti turbíny je zapotřebí, aby hodnota bezrozměrného rozdílu tangenciálních rychlostí na náběžné hraně disku rotoru (\widehat{W}_o) měla klesající charakter. Z rovnice (9.47) vyplývá, že pro docílení $\widehat{W}_o = 1$ je zapotřebí, aby tangenciální (obvodová) rychlost rotorového disku na náběžné hraně byla poloviční velikosti než tangenciální rychlost pracovní látky vstupující do průtočného kanálu mezi disky rotoru ($\widehat{v}_{\theta r=r_o}$).

9.3 Vizualizace proudění v rotoru bezlopatkové turbíny

Urychlená pracovní látka vystupující z trysky vstupuje do rotorové oblasti, kde tangenciálně vstupuje do mezer mezi disky rotoru. Rychlost pracovní látky na náběžné hraně rotorového disku je tedy převážně tvořena tečnou složkou rychlosti. Pro vizualizaci proudění pracovní látky mezi disky rotoru bylo využito vztahu pro výpočet okamžité radiální a tangenciální složky rychlosti. Vyjádřením dráhy (radiální a úhlové) z diferenciální rovnice počínající na náběžné hraně disku rotoru má diferenciální rovnice následující tvar

$$d\theta = \frac{v_\theta}{r} dt \quad (9.69)$$

$$dr = v_r dt \quad (9.70)$$

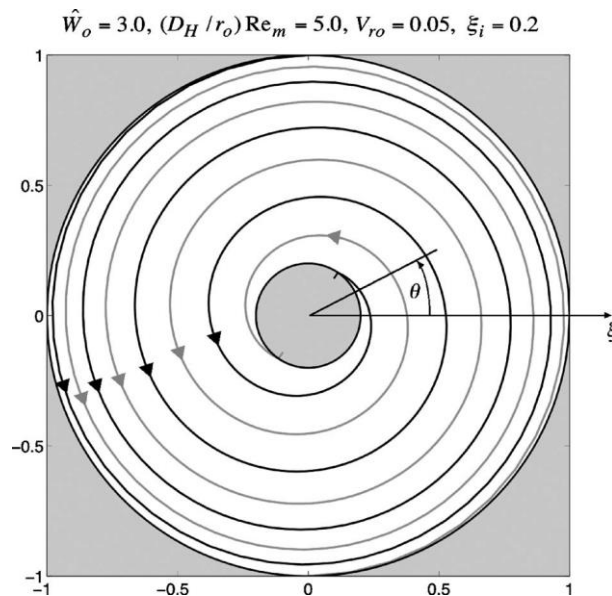
Kombinací rovnic (9.69) a (9.70) lze získat diferenciální rovnici popisující trajektorii pracovní látky v závislosti na úhlu a daném poloměru

$$\left(\frac{d\theta}{dr}\right) = \frac{v_\theta}{v_r r} \quad (9.71)$$

Využitím zavedených bezrozměrných součinitelů přechází rovnice na tvar

$$\left(\frac{d\theta}{d\xi}\right) = \frac{\xi + \hat{W}}{V_{r0}} \quad (9.72)$$

Obr. 50 níže, zachycuje trajektorii pracovní látky v rotoru ústící ze dvou trysek, vzájemně pootočených o 180° a umístěných tečně k vnitřní rotorové oblasti.



Obr. 50 – Znázornění trajektorií pracovní látky v mezeře mezi rotorovými disky [36]

9.4 Hodnoty bezrozměrných součinitelů pro ideální parametry

V předchozí podkapitole o predikci isoentropické účinnosti turbíny byly uvedeny trendy vedoucí k dosažení její nejvyšší hodnoty. V literatuře [26] a [46] jsou uvedeny doporučené hodnoty bezrozměrných proměnných veličin pro pracovní látku v blízkosti kritického proudění vyplývajících z ideálních modelů. Jedním z významných parametrů podílejících se na celkové účinnosti turbíny je modifikované Reynoldsovo číslo (Re_m^*), s jehož klesající hodnotou narůstá dosažitelná hodnota účinnosti. Ze vztahu (9.50) je patrné, že hodnota tohoto parametru koresponduje s hmotnostním tokem pracovní látky přivedené do rotoru. Minimalizování hodnoty Re_m^* je docíleno převážně geometrickými změnami a to zvětšením vnějšího poloměru (r_o) rotorového disku nebo zmenšením mezery (b) mezi disky. Dalším krokem pro snížení je navýšení počtu disků na rotoru turbíny nebo využití pracovní látky s vyšší dynamickou viskozitou [26].

Z definice pro bezrozměrný rozdíl tangenciálních rychlostí na vnějším poloměru disku (\widehat{W}_o) při kritickém proudění vyplývá, že je součinitel závislý také na Machově čísle na náběžné hraně rotoru (Ma_o). Kombinací prvního a druhého zákona termodynamiky lze odvodit Machovo číslo na vnějším poloměru disku ve tvaru

$$Ma_o = \frac{u_o}{\bar{v}_{\theta_o}} \leq \frac{1}{2} \left(\frac{1}{\eta_{rm}\eta_{tr}} \right) \quad (9.73)$$

kde při nejvýše možné účinnosti v rotoru η_{rm} a trysky η_{tr} , které lze dosáhnout (rovno 1) nabývá Ma_o hodnoty 0,5. Pro docílení $Ma_o = 0,5$ při konstantní výstupní rychlosti z trysky, je zapotřebí navyšovat otáčky rotoru turbíny vedoucí ke zvýšení obvodové rychlosti disků nebo zvolit větší průměr oběžného kola pomocí zvětšení vnějšího poloměru (r_o) rotorového disku [26].

Dalším faktorem ovlivňujícím účinnost turbíny je bezrozměrný geometrický poměr vnitřního a vnějšího poloměru disku rotoru (ξ_i). Při příliš velkém vnitřním poloměru r_i ($\xi_i > 0,6$) je trajektorie pracovní látky v mezidiskovém prostoru poměrně krátká a nedochází tak k přenosu větší části momentu z pracovní látky na disky rotoru. V případě, kdy výstupní poloměr je naopak příliš malý ($\xi_i < 0,2$), dochází na výstupu ke zvýšené tvorbě vírů v důsledku turbulentního proudění, které má za následek zvýšení ztráty turbíny. Z rovnice (9.45) vyplývá, že snížení nastane při zvětšování vnějšího poloměru (r_o) disku rotoru nebo naopak při zmenšování vnitřního poloměru (r_i) [46].

Bezrozměrná rychlost v radiálním směru na vnějším poloměru disku rotoru (V_{r_o}) je vhodným ukazatelem poměru mezi výkonem turbíny a její účinností. Pokud je hodnota V_{r_o} vysoká, znamená to, že rotor turbíny má nízkou obvodovou rychlost (otáčky rotoru jsou nízké) vlivem vyššího aplikovaného mechanického zatížení a pracovní látka proudí po kratší trajektorii ke středu rotoru. Hmotnostní tok v rotorové oblasti narůstá a turbína tak dosahuje většího krouticího momentu na hřídeli, přičemž ale pracuje při nízké účinnosti. Při odlehčení zátěže dochází k navýšení otáček rotoru, čímž dojde ke snížení průtoku turbínou, trajektorie pracovní látky (kde převládá obvodová složka rychlosti) setrvává po delší dobu v mezidiskovém prostoru a předává tak podstatně větší moment na disky rotoru. V tomto případě hodnota V_{r_o} klesá [46].

Zbývající parametry ovlivňující účinnost turbíny Poissonova konstant κ a tlakový spád v turbíně $\frac{p_i}{p_{n,0}}$ jsou dány vlastnostmi a parametry použité pracovní látky [46].

Z výše uvedených poznatků, je možno definovat rozmezí bezrozměrných součinitelů pro ideální parametry Teslovy bezlopatkové turbíny. Tyto hodnoty jsou uvedeny v tabulce Tab 11.

<i>Bezrozměrný součinitel</i>	<i>Ideální hodnota</i>
Re_m^*	1 - 10
Ma_o	0,4 - 0,5
\widehat{W}_o	1,1 - 1,3
ξ_i	0,2 - 0,3
V_{ro}	0,01 - 0,06

Tab. 11 – Ideální hodnoty bezrozměrných součinitelů pro dosažení optimální účinnosti bezlopatkové turbíny [26], [46]

10 Návrh konstrukce bezlopatkové turbíny

Turbína byla zprvopočátku navrhována za účelem experimentálního ověření funkčních parametrů, tudíž reálný provoz prototypu byl předpokládán za minimální. Po ukončení experimentu bude turbína sloužit jako součást výukového standu. Hlavní pracovní látkou byl vybrán stlačený vzduch z důvodu možnosti rychlého napojení na rozvody tlakového vzduchu v laboratořích budovy C3. Turbína však byla navrhována i s ohledem na krátkodobé použití s pracovní látkou v podobě syté páry do teploty 165 °C.

Konstrukce Teslovy bezlopatkové turbíny byla navržena na základě předběžného výpočtu analýzy proudění s ohledem na její provoz. Limitními hodnotami pro návrh byl maximální průměr oběžného kola 250 mm, jenž byl definován v cíli diplomové práce a také převážně výsledná cena prototypu, neboť finance na nákup materiálu na výrobu jednotlivých součástí byly omezeny předem daným rozpočtem.

Pomocí analytického modelu proudění pracovní látky uvedeného ve stati 9, byl ve výpočetním software MS Excel zpracován předběžný výpočet parametrů bezlopatkové turbíny. Pro určení fyzikálních vlastností vzduchu při daných parametrech bylo využito psychrometrických dat v programu LanoMix Software, který lze implementovat do MS Excel jakožto doplňkový modul. Na základě ideálních bezrozměrných součinitelů byly v několika konstrukčních iteracích navrhovány hlavní součásti konstrukce bezlopatkové turbíny. Výsledné předběžné rozměry a predikované parametry turbíny jsou shrnuty v následující tabulce.

Tlak před tryskou	$p_1 = p_{nt}$	4.000	bar a
Tlak za tryskou/na náběžné hraně rotoru	$p_2 = p_o$	2.100	bar a
Tlak na výstupu z turbíny	$p_3 = p_i$	1.500	bar a
Tlakový poměr	ε	0.53	-
Teplota před vstupem do trysky	$T_1 = T_{nt}$	20.00	°C
Teplota za tryskou/na náběžné hraně	$T_2 = T_o$	-29.29	°C
Rychlost na výstupu z trysky	$c_2 = \bar{v}_{\theta_o}$	313.10	m/s
Celkový hmotnostní tok	m_{total}	0.0250	kg/s
Modifikované Reynoldsovo číslo	Re_m^*	1.02	-
Machovo číslo na náběžné hraně	Ma_o	0.40	-
Bezrozměrná tangenciální rychlost na vstupu	\widehat{W}_o	1.10	-
Bezrozměrný geometrický poměr	ξ_i	0.28	-
Počet aktivních trysek	N_{nozzle}	2	-
Počet disků	N_{disk}	20	-
Vnější poloměr disků	r_o	0.125	m
Vnitřní poloměr disků	r_i	0.035	m
Mezera mezi diskly	b	0.0003	m
Otáčky turbíny	n_t	9300.0	1/min
Celkový normální objemový tok	$V_{N,total}$	1155.22	NI/min
Entalpický spád	Δh_{iso}	72.44	kJ/kg
Příkon v pracovní látce	$P_{in,iso}$	1805.08	W
Účinnost turbíny (isoentropická)	$\eta_{t,iso}$	55.54	%
Teoretický výkon na hřídeli turbíny	$P_{out,iso}$	1002.58	W

Tab. 12 – Výsledky výpočtu předběžného návrhu konstrukce bezlopatkové turbíny

10.1 Konstrukce turbínové skříně (statoru)

Při návrhu turbínové skříně se vycházelo z koncepce bezlopatkové turbíny představené N. Teslou. Uložení hřídele bylo zamýšleno ve dvou ložiskových podporách a pro odtok pracovní látky byla využita dvě odtoková hrdla. Pro vstup pracovní látky byly, po provedené rešerši realizovaných konstrukcí Teslových turbín, vybrány čtyři trysky, přičemž nejvyšší účinnost se předpokládá při zapojení dvou ze čtyř trysek. Zbylé dvě by měly sloužit k experimentálnímu ověření za účelem zjištění přínosu zvýšeného počtu trysek na výstupní výkon na hřídeli turbíny respektive vliv na celkovou účinnost turbíny.

Vstupní trysky byly navrženy tečně po obvodu oblasti rotoru se vzájemným pootočením o 90 °. Jejich tvar bude vytvářen pomocí dvou zrcadlově symetrických desek, které budou k sobě navzájem přišroubovány, přičemž v každé desce bude vyfrézována polovina navržené trysky. Přívod k tryškám bude realizován kolmým přístupem s 90° kolenem. Ačkoliv se předpokládá, že v tomto přívodu pracovní látky do trysky bude docházet k větším tlakovým ztrátám než v případě rovného přívodu bez kolene, z hlediska těsnosti se jedná o jednodušší variantu, která celkovou konstrukci usnadní a výrazně neprodrazí.

Konstrukce byla navrhována v parametrickém 3D modeláři SolidWorks 2015, přičemž výkresová dokumentace byla vyhotovena v softwaru AutoCAD 2010.

10.1.1 Výběr materiálu a polotovaru statorových částí

Před veškerým návrhem byla nejprve provedena rozvaha nad volbou materiálu polotovaru turbínové skříně. V tabulce níže jsou uvedeny mechanické vlastnosti jednotlivých materiálů, jež byly začleněny do výběru. Z hlediska dobré obrábělnosti, odolnosti proti korozi, možnosti povrchové úpravy, případně svařitelnosti a relativně nízké pořizovací ceně byla pro polotovar turbínové skříně vybrána hliníková slitina EN AW 5083 [AlMg4,5Mn0,7] ve stavu H111. V tomto stavu se jedná o slitinu, která byla žíhaná a deformačně zpevněna během po sobě následných operací – vypínání a rovnání.

Materiál EN AW 5083 byl také vybrán pro odtoková hrdla, která budou připojena ke dvěma zrcadlově symetrickým deskám, jež budou vytvářet turbínovou skříň.

Číselné označení (EN/DIN)	Chemické označení (ISO)	Popis stavu	Mez	Mez	Modul	Tažnost	Max.	Tvrdość
			pevnosti R_m [MPa]	kluzu R_e [MPa]	pružnosti v tahu [GPa]	A_5 [%]	teplota použití [°C]	(Brinell) HB [-]
EN AW 2017	AlCu4MgSi	T4	390	245	74	14	180	110
EN AW 2024	AlCu4Mg1	T351	435	290	73	12	150	110
EN AW 5083	AlMg4,5Mn0,7	H111	275	125	71	15	180	75
EN AW 5754	AlMg3	H26/36	265	190	70,5	4	180	78
EN AW 6060	AlMgSi	T4	130	65	69,5	12	120	70
EN AW 6082	AlMgSiMn	T4	205	110	70	14	120	78
EN AW 7075	AlZn5,5MgCu	T6	525	460	72	6	120	157
1.4301	X5 CrNi 18 10	Žíháno	505	210	200	4	400	152
1.4404	X2 CrNiMo 17 12	Žíháno	490	220	200	5	400	152

Tab. 13 – Souhrn vybraných materiálů a jejich vlastností pro konstrukci bezlopatkové turbíny

10.1.2 Návrh vstupní trysky – konvergentní dýzy

K transformaci tlakové energie pracovní látky na kinetickou byla po úvaze vybrána konvergentní tryska, neboť při provozu turbíny je předpokládáno s více než jedním stavem pracovní látky (tlak, teplota) z důvodu regulace. Proto nebylo využito konstrukce konvergentně-divergentní trysky, jež pro regulaci není zcela vhodná (geometrie odpovídá pouze jednomu návrhovému stavu). Při návrhu trysky bylo využito rovnic pro určení výstupní rychlosti a hmotnostního toku (8.1 až 8.3) pro vypočítání výstupního (kritického) průřezu. Dále také programu LanoMix Software implementovaném v MS Excel pro určení fyzikálních vlastností vzduchu při definovaných a vypočítaných parametrech.

Z hlediska možností distribuce stlačeného vzduchu v laboratoři byla pro výpočet vstupní trysky zvolena hodnota absolutního tlaku 400 kPa a teplota 20 °C, odpovídající průměrné teplotě v řádu tlakového vzduchu. Dle předpokládaného vzniku tlakové ztráty v celkové turbíně a začlenění škrťací armatury na výstupu, byla tryska navrhována do protitlaku 210 kPa abs. Hmotnostní tok tryskou byl dán předběžným výpočtem parametrů turbíny dle analytického modelu a činil 0,0125 kg/s.

Tlak	p_1	400.00	kPa a
Teplota	T_1	20.00	°C
Měrný objem	v_1	0.21	m ³ /kg
Hustota	ρ_1	4.76	kg/m ³
Dynamická viskozita	μ_1	1.82E-05	Pa·s
Entalpie	h_1	19.41	kJ/kg
Entropie	s_1	-0.33	kJ/kg·K
Měrná tepelná kapacita	c_{p1}	1.01	kJ/kg·K
Rychlost	c_1	5.79	m/s
Rychlost zvuku	a_1	343.65	m/s
Mach	Ma_1	0.02	-
Příčný průřez	A_1	4.52E-04	m ²
Průměr	d_1	2.40E-02	m
Objemový tok	V_1	5.23E-03	m ³ /s

Tab. 14 – Parametry pracovní látky na vstupu do navrhované trysky

Nejprve byl vypočítán kritický tlakový spád pro pracovní látku v podobě vzduchu, neboť bylo cíleno dosažení rychlosti zvuku na výstupu z trysky.

$$\varepsilon^* = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} = 0,528 \quad (10.1)$$

z hodnoty kritického tlakového spádu byla dopočítána hodnota kritického tlaku

$$p^* = \varepsilon^* p_1 = 211\,312 \text{ Pa} \quad (10.2)$$

následně byla vypočítána rychlost a teplota v kritickém průřezu

$$c^* = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} r T_1 \left[1 - (\varepsilon^*)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]} = 313,4 \text{ m/s} \quad (10.3)$$

$$T^* = \frac{2}{\kappa+1} T_1 = 244,3 \text{ K} \quad (10.4)$$

Ze známého tlaku a teploty v kritickém průřezu byla dopočítána hustota. Z rychlosti a předem definovaného hmotnostního toku dýzou byl dle rovnice kontinuity vypočítán průtočný průřez A^* . Z něj pak následně byl vyjádřen kritický průměr, pomocí kterého bylo možno navrhnout geometrii konvergentní trysky.

$$A^* = \frac{\dot{m}}{c^* \rho^*} = 1,32 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \quad (10.5)$$

$$d^* = \sqrt{\frac{4A^*}{\pi}} = 4,1 \cdot 10^{-3} \text{ m} \quad (10.6)$$

Parametry pracovní látky pro kritický průřez, převážně výstupní rychlost z trysky, hustota a viskozita, byly použity jako vstupní hodnoty pro analytický výpočet parametrů navrhované bezlopatkové turbíny.

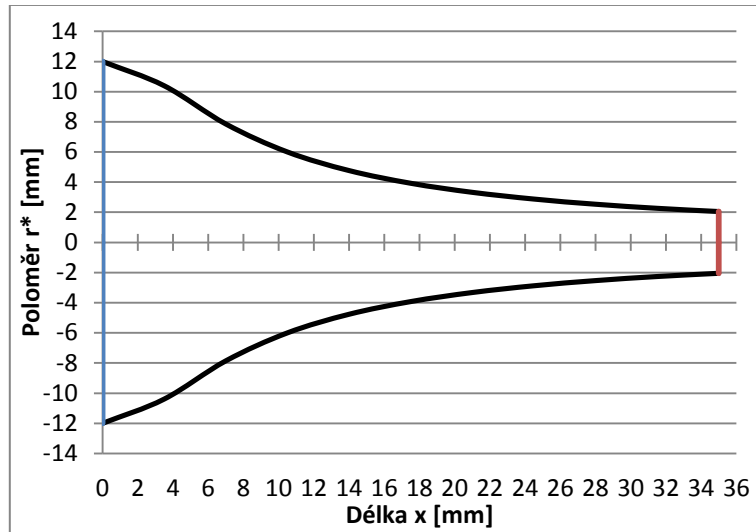
Tlak	p^*	211.31	kPa a
Teplota	T^*	-28.86	°C
Měrný objem	v^*	0.33	m ³ /kg
Hustota	ρ^*	3.02	kg/m ³
Dynamická viskozita	μ^*	1.58E-05	Pa·s
Entalpie	h^*	-29.39	kJ/kg
Entropie	s^*	-0.33	kJ/kg·K
Měrná tepelná kapacita	c_p^*	1.01	kJ/kg·K
Rychlost	c^*	313.40	m/s
Rychlost zvuku	a^*	313.40	m/s
Mach	Ma^*	1.00	-
Příčný průřez	A^*	1.32E-05	m ²
Průměr	d^*	4.10E-03	m
Objemový tok	V^*	8.25E-03	m ³ /s

Tab. 15 – Parametry pracovní látky v kritickém průřezu navržené trysky

Aby nedocházelo ke vzniku turbulencí prudkou změnou směru proudění vlivem zakřivení stěny průtočného kanálu, je vhodné trysku navrhovat tak, aby na vstupu i výstupu bylo dosaženo rovnoměrného rychlostního pole. Tvar trysky by měl být plynulý a rovnoběžný s proudnicemi urychlované pracovní látky. Výstupní rychlost a proudnice v blízkosti okraje by měla být ve směru osy trysky. Pro docílení požadovaného tvaru zužující se trysky je možno využít přístupu pro návrh Vitošinského konfuzoru [45]. Výpočet dílčích poloměrů konfuzoru o stanovené celkové délce L je dán rovnicí

$$r = \frac{r^*}{\sqrt{1 - \left[1 - \left(\frac{r^*}{r_1} \right)^2 \right] \frac{\left(1 - \frac{x^2}{L^2} \right)^2}{\left(1 + \frac{x^2}{3L^2} \right)^3}}} \quad (10.7)$$

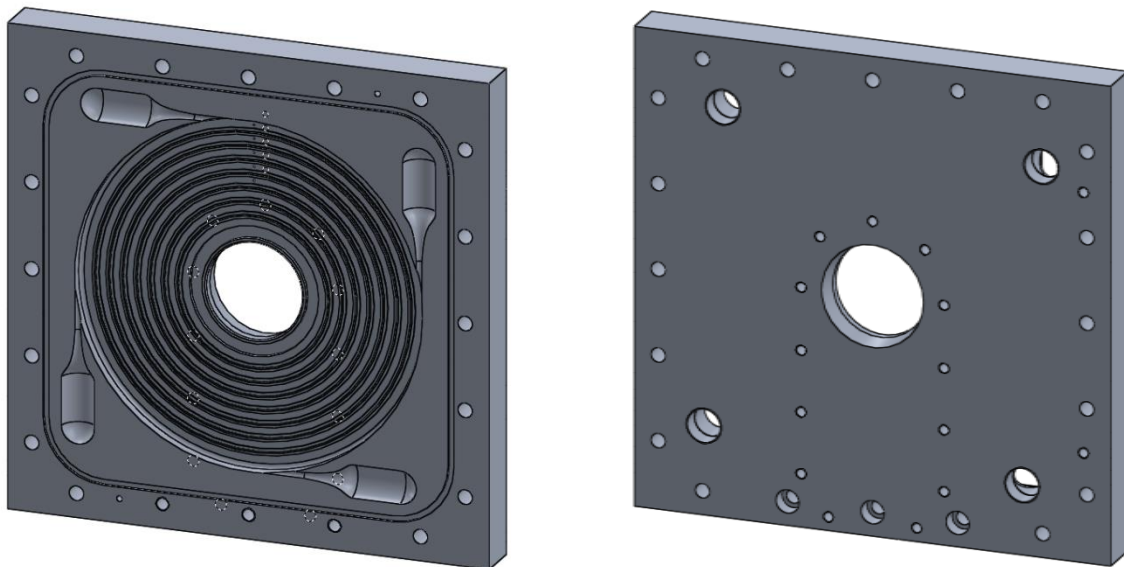
Na základě rovnice dílčích poloměrů konvergentní trysky a zvolené délky trysky 35 mm, byly vypočítány hodnoty umožňující její konstrukci ve 3D modeláři.



Obr. 51 – Rozměry navržené konvergentní trysky pomocí vztahu pro výpočet Vitošinského konfuzoru

10.1.3 Návrh vnitřní oblasti satoru

Po návrhu vstupní trysky následovala konstrukce vnitřní oblasti, v níž bude umístěn rotor turbíny. Pro zvolený průměr rotorového disku 250 mm byla z hlediska výrobních tolerancí a tolerancí při instalování rotoru zvolena radiální vůle 1,5 mm a axiální vůle 0,8 mm mezi diskem rotoru a statorem. Pro utěsnění vnitřní oblasti byl použit O-kroužek o průměru 3 mm, pro který byla vyfrézována zápusťná drážka po obvodu jedné ze satorových desek. Aby pracovní látka protékala výhradně mezi rotorovými disky a neobtékala rotor (skrže axiální vůli), byla ve vnitřní oblasti navržena bezkontaktní ucpávka v podobě nepravého labyrintu.



Obr. 52 – Navržený sator - vnitřní oblast a konvergentní trysky (vlevo), vstupní otvory do trysek (vpravo)

10.2 Konstrukce rotoru

Rotor navrhované bezlopatkové turbíny sestává z hřídele, na kterém je umístěno 20 soustředných rotorových (akčních) disků a dva krycí disky. Mezi jednotlivými disky jsou umístěny distanční prvky vymezující vůli (průtokový kanál). K přenosu krouticího momentu z disků na hřídel bylo využito čtyř spojovacích kolíků a přítlačné matice.

10.2.1 Výběr materiálu a polotovaru rotorových částí

Obdobně jako při volbě materiálu statorových součástí, byla provedena rozvaha nad vhodným materiálem pro disky rotoru, vymezovací prvky a hřídel rotoru. Materiál rotorových disků by měl mít vysokou mez kluzu i pevnosti a relativně nízkou měrnou hmotnost, neboť jsou předpokládány vysoké provozní otáčky rotoru. Z výsledků numerických simulací popsanych v kapitole 6, navíc vzešlo doporučení, že tloušťka rotorových disků by měla být co nejtenčí, aby nedocházelo k vířením na náběžné hraně disků při vstupu urychlené pracovní látky do mezidiskového prostoru.

Z výše popsanych nároků se jakožto vhodný materiál pro rotorové disky jevila hliníková slitina EN AW 7075, neboť dosahuje nejvyšší mezí kluzu a pevnosti v poměru k měrné hmotnosti materiálu. Plechové polotovary tohoto materiálu jsou ovšem v ČR k dodání pouze v tloušťkách od 4 mm, tudíž jako náhrada byla zvolena hliníková slitina EN AW 2017. V době realizace výroby turbíny bohužel plechové polotovary o požadované tloušťce plechu nebyly skladem a pro výrobu byl nakonec vybrán materiál nerezové oceli DIN 1.4301 (AISI 304) o síle stěny plechu 0,3 mm. Ačkoliv má materiál až trojnásobnou hustotu, disponuje dobrou korozivní odolností a je možno jej provozovat za vyšších teplot. Mimo to, jako jeden z mála, byl k objednání v malé tloušťce. Stejný materiál byl zvolen také pro distanční prvky vymezující mezery mezi rotorovými disky.

Pro krajní (krycí) disky rotoru nebylo potřeba volit malou tloušťku polotovaru, neboť se přepočítávalo využití pouze jedné strany disku pro přenos momentu z pracovní látky na rotor. Druhá strana krycího disku byla navržena výhradně jako plocha sloužící k odebrání materiálu při vyvažování a jako protikus bezkontaktní ucpávky nepravého labyrintu. Polotovarem pro výrobu byl zvolen plech o síle 1,5 mm z hliníkové slitiny EN AW 2017.

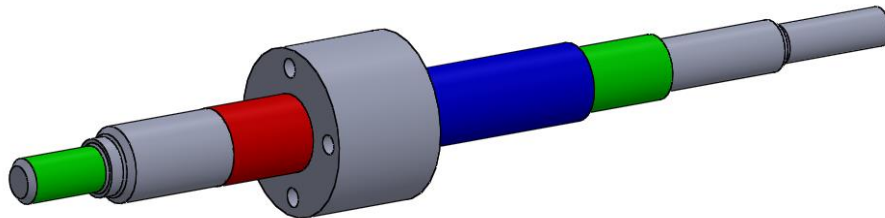
10.2.2 Návrh hřídele rotoru

Hřídel rotoru bezlopatkové turbíny byla ve výsledné konstrukční iteraci navržena s délkou 158,15 mm. Polotovarem byla kulatina o průměru 28 mm z dostupného materiálu nerezové oceli DIN 1.4301. Na Obr. 53 jsou barevně znázorněny funkční plochy hřídele. Červenou barvou je označena plocha, na níž bude nasunuto oběžné kolo složené z rotorových a krycích disků včetně distančních prvků. Průměru 12 mm s uložením s přesahem f8 byla předepsána geometrická tolerance válcovitosti. Vzhledem k vytvořeným základnám v místě uložení ložisek byla předepsána tolerance celkového obvodového házení. Zvolená drsnost povrchu pro nasunutí oběžného kola byla $Ra = 0,8 \mu\text{m}$.

Z důvodu malého průměru hřídele a snahy docílit symetrie v konstrukci hřídele a oběžného kola, byly pro přenos krouticího momentu z oběžného kola na rotor použity čtyři průchozí kolíky umístěné v opěrné ploše hřídele pro oběžné kolo. Této ploše kolmé na osu hřídele byla předepsána geometrická tolerance čelního házení. Oběžné kolo rotoru bude nasunuto na hřídel a zároveň na 4 kolíky. Při skládání bude rotor zajištěn dvěma maticemi M12, které budou sloužit zároveň jako element k nalisování oběžného kola na hřídel.

Průměr hřídele pro uložení ložisek byl navržen z hlediska výběru vhodných ložisek z katalogu výrobců. Při návrhu bylo cíleno umístění ložisek co nejbližší oběžnému kolu, aby nedocházelo k výraznému průhybu hřídele. Zároveň bylo potřeba volit ložiska, jejichž dovolené otáčky se pohybují nad 10000 ot./min a vnější kroužek zároveň zaujímá malý průměr, aby bylo možno ložisko uložit co nejbližší k oběžnému kolu a zároveň neovlivňovalo proudění na výstupu z rotoru. Zatížení ložisek je předpokládáno pouze v radiálním směru. Síla působící v axiálním směru od výstupu tekutiny by měla být při použití symetrických odtokových hrdel vykompenzována. Na plochách pro uložení ložisek (označeny zelenou barvou) byla zvolena lícovací značka k6 a předepsána tolerance válcovitosti, aby nedocházelo k házení hřídele vzhledem k turbínové skříni. Plochám pro ložiska byla předepsána drsnost povrchu $R_a = 0,8 \mu\text{m}$.

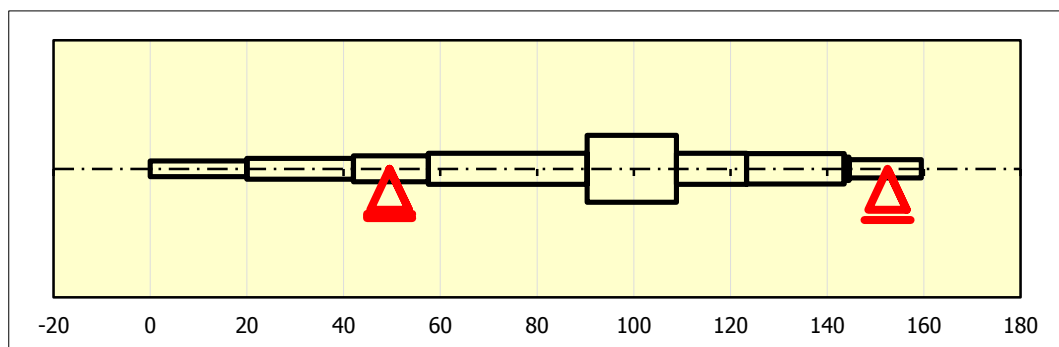
Pro utěsnění pracovní látky v turbíně bylo zvoleno kontaktní hřídelové těsnění - gufero. Ačkoliv kontaktní těsnění bude mít negativní vliv na účinnost stroje, z hlediska těsnícího účinku, snadné aplikace a nízké pořizovací ceně je výhodnější než labyrintové těsnění hojně využívané u konvenčních turbín. Průměr hřídele 12 mm byl zvolen dle dostupného typu gufera. Přesnost a drsnost povrchu hřídele v oblasti umístění gufera (modře označená plocha) byla zvolena $R_a = 0,4 \mu\text{m}$ s lícovací značkou h8.



Obr. 53 – Navržená hřídel rotoru s vyznačenými funkčními plochami

Díky software MITCalc v1.72 v prostředí MS Excel bylo možno po prvotním konstrukčním návrhu hřídele vypočítat průběh sil, napětí a momentů, úhel natočení střednice hřídele a také kritické otáčky hřídele. Na základě výsledků výpočtu pak byla konstrukce hřídele optimalizována do konečné podoby splňující požadavky pro bezpečný provoz.

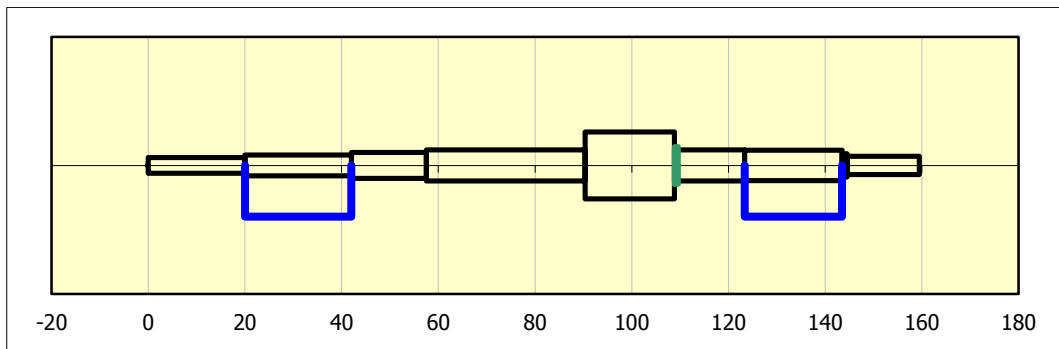
Vstupní hodnoty pro výpočet sestávaly z definování souřadnic levé a pravé podpory (ložiska), kde podpora R1 umístěna uprostřed hřídele (vlevo) byla navržena jako pevná a podpora uprostřed R2 (vpravo) jako volná, umožňující axiální posuv.



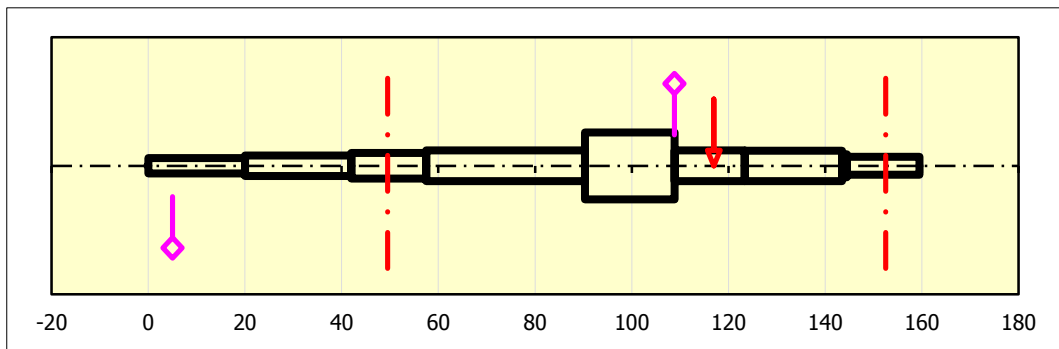
Obr. 54 – Definování podpor (červeně - umístění ložisek) pro výpočet hřídele rotoru v programu MITCalc

Pro výpočet byly dále nedefinovány zápichy a vruby (závity) na hřídeli a zatížení v podobě předpokládaného krouticího momentu 1,54 Nm při stanovených otáčkách 9300 ot./min. Pro

výpočet kritických otáček byly nadefinovány rotující hmoty substituující oběžné kolo o hmotnosti 2,72 kg složené z rotorových disků o průměru 250 mm a axiální délce 14,5 mm, které působí silou 26,7 N kolmo na hřídel v místě uložení (vlivem vlastní hmotnosti).



Obr. 55 – Definování zápichu (zeleně) a vrubů (modře) pro výpočet hřídele rotoru v programu MITCalc

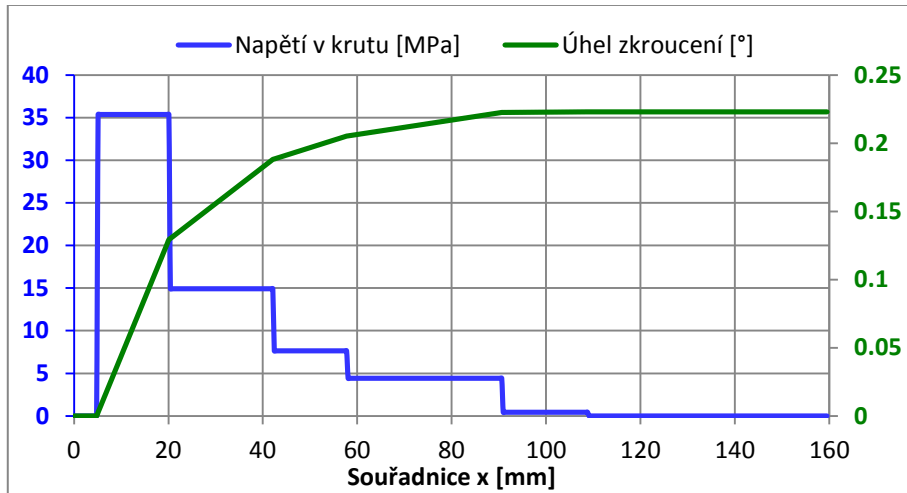


Obr. 56 – Definování zatížení silou (červeně) a krouticím momentem (fialově) pro výpočet hřídele rotoru

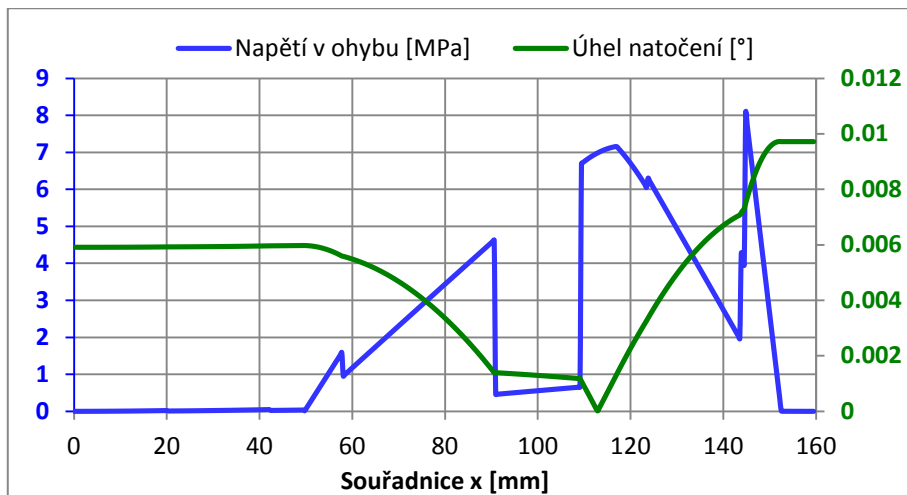
Z provedeného výpočtu byly získány hodnoty reakcí v podpoře, maximální průhyb a zkroucení hřídele, naklonění v ložiskových podporách a maximální hodnoty napětí v ohybu, střihu, krutu a redukovaného napětí po celé délce hřídele. Mimo to také hodnotu rezonančních (kritických) otáček hřídele. Výsledky vypočítaných hodnot jsou uvedeny v tabulce Tab. 16 a průběhy hodnot redukovaného napětí a úhlu zkroucení po délce hřídele jsou zachyceny v grafech níže.

Reakce v podpoře R1	z_{R1}	19.52	[N]
Reakce v podpoře R2	z_{R2}	35.47	[N]
Maximální průhyb	y	0.0051	[mm]
Maximální zkroucení	φ	0.2230	[°]
Naklonění v R1	ϑ	0.0060	[°]
Naklonění v R2	ϑ	0.0097	[°]
Max. napětí v ohybu	σ_e	8.1	[MPa]
Max. napětí ve střihu	τ_s	0.9	[MPa]
Max. napětí v krutu	τ_t	35.4	[MPa]
Max. napětí v tahu/tlaku	σ_g	0.0	[MPa]
Max. redukované napětí	σ_r	42.9	[MPa]
Kritické otáčky	n_c	18596.5	[ot./min]

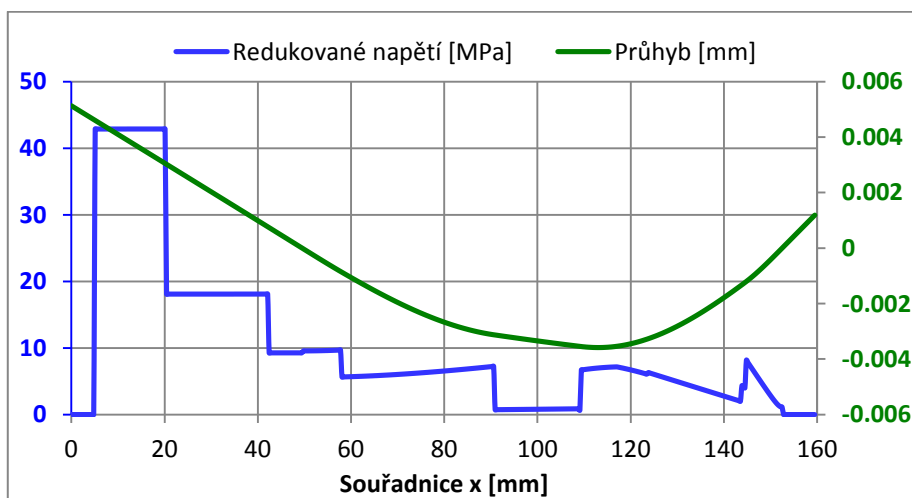
Tab. 16 – Parametry pracovní látky v kritickém průřezu navržené trysky



Obr. 57 – Graf průběhu napětí v krutu a úhlu zkroucení po délce hřídele



Obr. 58 – Graf průběhu napětí v ohybu a úhlu natočení po délce hřídele



Obr. 59 – Graf průběhu redukovaného napětí průhybu po délce hřídele

Z hlediska kontroly deformace hřídele je vhodné posoudit vypočítané hodnoty průhybu a úhlu natočení střednice od ohybových momentů a úhlu zkroucení od krouticího momentu. Pro porovnání bylo využito dovolených hodnot a vztahů uvedených v literatuře [47].

Kontrola dovoleného průhybu hřídele y_D , kde l je délka hřídele v milimetrech a y je vypočítaný průhyb navržené hřídele, je dána vztahem

$$y_D = \frac{l}{3000} \geq y \quad (10.8)$$

$$y_D = 0,0527 > 0,0051 \quad (10.9)$$

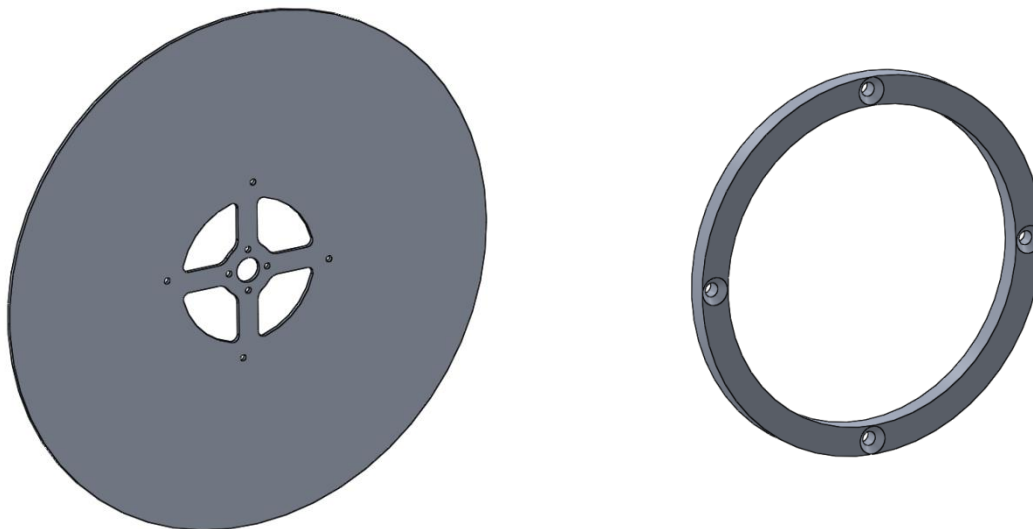
Kontrola dovoleného úhlu natočení střednice hřídele φ_D se vztahuje k použití daného typu ložiska. Z výpočtu vyplývá, že pro úhel natočení $0,006^\circ$ v podpoře R1 a $0,0097^\circ$ v podpoře R2 je podmínka úhlu natočení splněna a tudíž je dovoleno užít jakýkoli typ ložiska [47].

Z výsledků výpočtu hřídele uvedených v Tab. 16 a provedené kontroly deformace lze usoudit, že pro zvolené zatížení je zaručena bezpečnost provozu.

10.2.3 Návrh geometrie rotorových disků a vymešovacích prvků

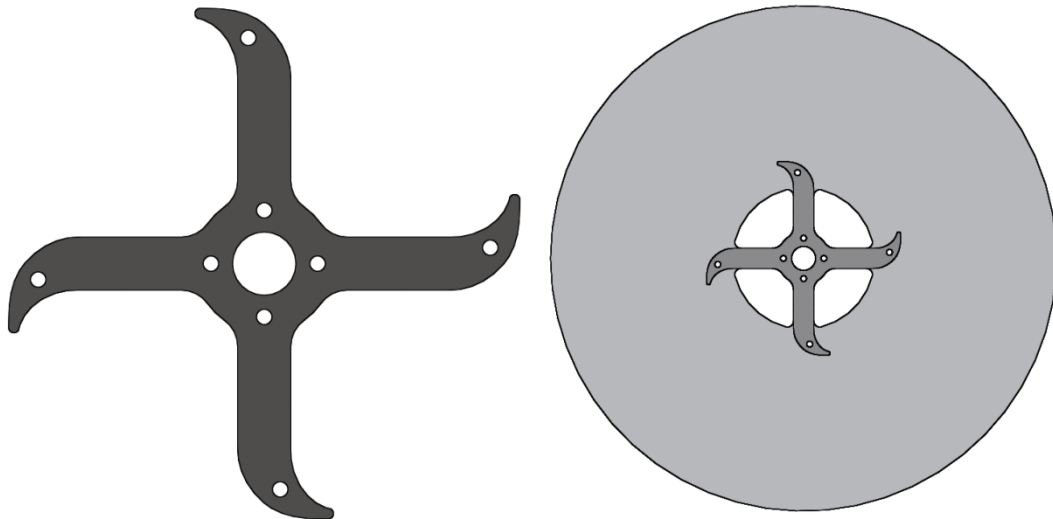
Hlavní součásti, jež vytvářejí rotor bezlopatkové turbíny, jsou rotorové disky (akční resp. krycí). Pro předběžný výpočet byla použita maximální dovolená hodnota průměru v rámci jednoho z cílů diplomové práce a to 250 mm. Konstrukce rotorového disku sestávala převážně z geometrického návrhu výstupních otvorů, které musely odpovídat navrženému průměru hřídele a odtokovému otvoru ze statoru turbíny. Dále bylo potřeba také vhodně navrhnout průchozí díry o průměru 3 mm pro spojovací kolíky přenášející krouticí moment včetně celkového spojení jednotlivých disků s vymešovacími prvky tvořící průtočný kanál. Pro odtok pracovní látky z disků byl zvolen vnitřní průměr 70 mm.

Po úvaze a několika konstrukčních iteracích byla vytvořena konstrukční varianta, kde jednotlivé disky byly spojeny 4 průchozími šrouby M3, jejichž hlava a závit byly zapuštěny do obroucí umístěných po stranách krycích disků rotoru. Tato varianta s přidanou součástí v podobě obrouče byla navržena na základě potřeby materiálu pro vytvoření závitu a zápustí hlavy šroubu, neboť krycí disky o tloušťce 1,5 mm tuto možnost výroby neumožňovaly.



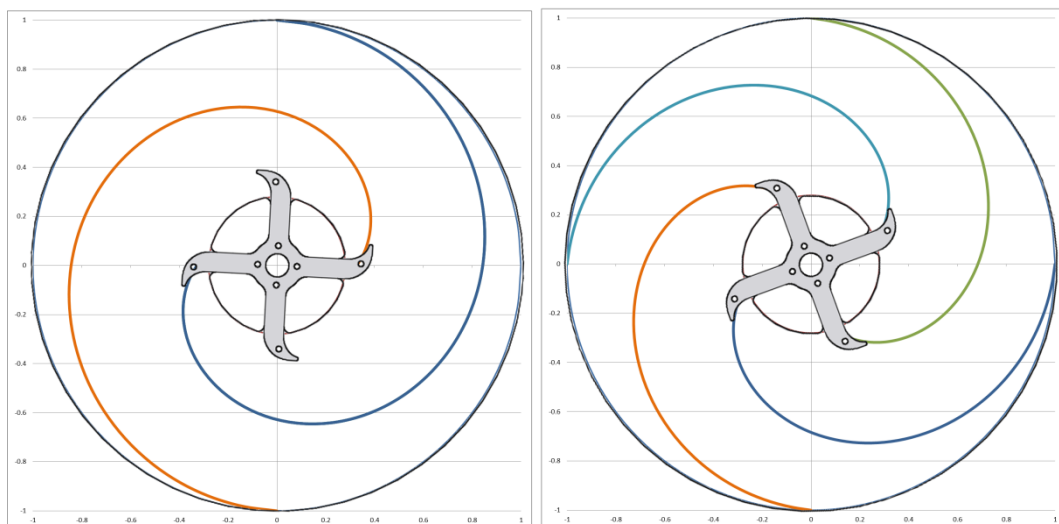
Obr. 60 – Rotorový disk (vlevo) a spojovací obrouč rotorových disků (vpravo)

Z předběžného výpočtu parametrů turbíny pomocí analytického modelu uvedeného na začátku kapitoly byla vypočítána hodnota tloušťky mezní vrstvy $\delta_x = 0,15 \text{ mm}$, tudíž pro optimální provoz je vhodné vytvořit průtočný kanál o výšce $b = 2\delta_x$. Mezera mezi disky byla vytvořena distančním prvkem o síle stěny 0,3 mm, jenž byl vyroben ze stejného polotovaru materiálu jako rotorové akční disky.



Obr. 61 – Navržený distanční prvek (vlevo) a umístění prvku na rotorovém disku (vpravo)

Využitím poznatků o proudění a znázorněním trajektorie pracovní látky v rotoru bezlopatkové turbíny bylo možno navrhnout příhodný tvar distančního prvku pro vymezení průtočného kanálu mezi disky a zároveň pro zužitkování rychlosti pracovní látky v blízkosti výstupního otvoru rotorových disků. Návrh distančního prvku spočíval ve vykreslení trajektorie a postupnému výpočtu tečen k proudu pracovní látky, přičemž výsledný design distančního prvku je zachycen na obrázku níže.

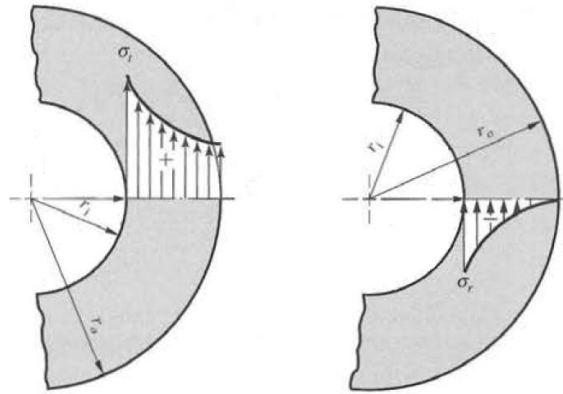


Obr. 62 – Trajektorie pracovní látky se dvěma tryskami (vlevo) a čtyřmi vstupními tryskami (vpravo)

10.2.4 Napětí a deformace rotorových disků při zatížení odstředivou silou

Pro ověření rozložení napětí v rotorových discích a převážně pro kontrolu maximálních dovolených otáček disků bylo využito přístupu pro výpočet obvodových, radiálních a ekvivalentních napětí v rotujícím kotouči.

Rotační součásti, kterými jsou např. setrvačníky či oběžná kola dmychadel a ventilátorů mohou být modelovány pomocí zjednodušení na rotační kotouč. Při aplikaci tohoto zjednodušení jsou výsledná obvodová a radiální napětí působící na všechny částice rotujícího kotouče způsobená setrvačnými silami [47].



Obr. 63 – Rozložení obvodového napětí (vlevo) a radiálního napětí (vpravo) v rotujícím disku [47]

Platí zde, že kladné hodnoty napětí znamenají tah a záporné tlak. Teorie je obdobná s verzí pro výpočet napětí tlustostěnného válce, ovšem při zohlednění působení setrvačných sil.

Pro určení obvodových a radiálních napětí platí následující omezení:

1. Vnější poloměr rotačního kotouče musí být větší nebo případně roven desetinásobku jeho tloušťky ($r_o \geq 10t$).
2. Tloušťka rotačního kotouče je po radiálním směru konstantní.
3. Napětí po tloušťce nabývají konstantních hodnot.

Výpočet obvodového napětí σ_θ rotujícího disku lze provést pomocí rovnice

$$\sigma_\theta = \rho\omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_o^2 + \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} r^2 \right) \quad (10.10)$$

přičemž stanovení radiálního napětí σ_r rotujícího disku a posuvu U je dáno rovnicí

$$\sigma_r = \rho\omega^2 \left(\frac{3+\nu}{8} \right) \left(r_i^2 + r_o^2 - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} - r^2 \right) \quad (10.11)$$

$$u = \rho\omega^2 r \left[\frac{(3+\nu)(1-\nu)}{8E} \right] \left(r_i^2 + r_o^2 - \frac{r_i^2 r_o^2}{r^2} \frac{1+\nu}{1-\nu} \right) \quad (10.12)$$

kde ρ je hustota materiálu disku, ω úhlová frekvence otáčení, ν Poissonovo číslo materiálu, E modul pružnosti v tahu, r_i vnitřní poloměr disku a r_o je vnější poloměr disku.

Pro kontrolu dovoleného napětí v rotujícím disku je vhodné použít vztah pro ekvivalentní Von Misesovo napětí σ_{ES} , které by mělo být menší nebo rovno mezi kluzu materiálu R_e

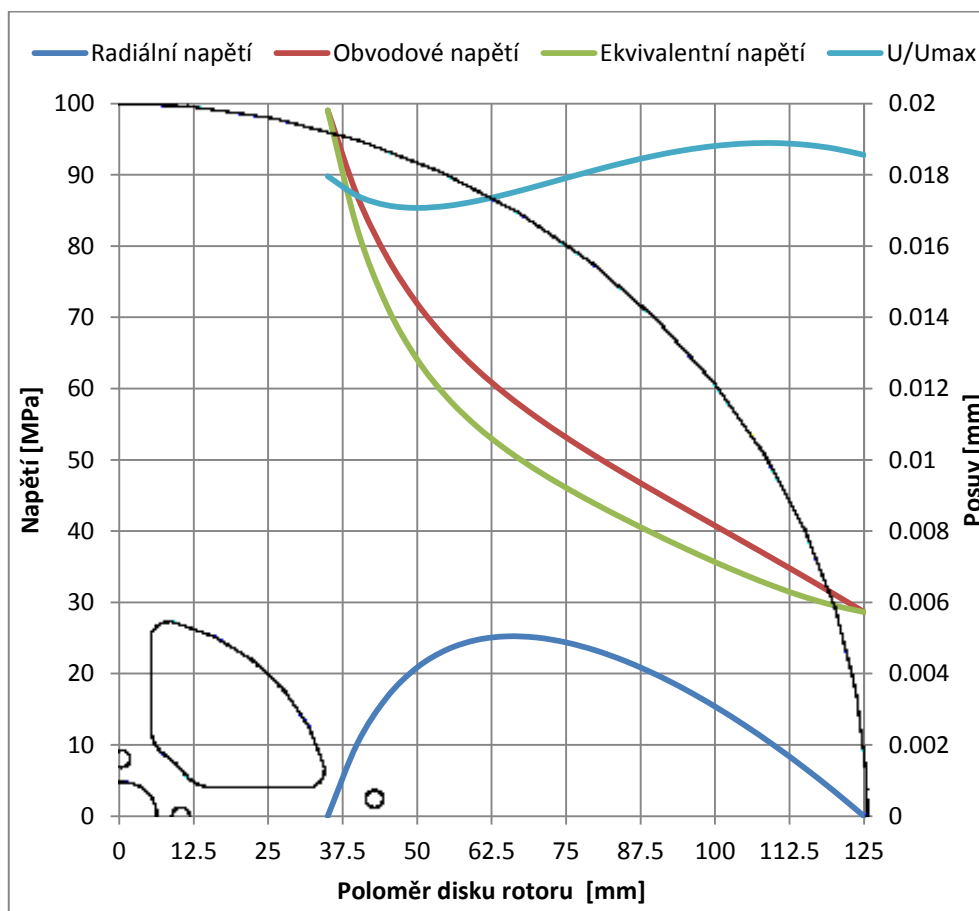
$$\sigma_{ES} = \sqrt{\sigma_{\theta}^2 - \sigma_{\theta}\sigma_r + \sigma_r^2} \quad (10.13)$$

$$\sigma_{ES} \leq R_e \quad (10.13)$$

Výpočet napětí a posuvu byl realizován na základě materiálových dat a předběžně stanovených otáček rotorových disků. Vstupní hodnoty výpočtu jsou uvedeny v tabulce (Tab. 17) a výsledek výpočtu byl zpracován do grafu.

Označení materiálu	DIN 1.3401 (AISI 304)	
Hustota materiálu	ρ_m	7900 kg/m ³
Modul pružnosti v tahu	E	200 GPa
Poissonovo číslo materiálu	ν	0.29 -
Mez kluzu materiálu	R_e	210 MPa
Mez pevnosti materiálu	R_m	505 MPa
Vnější poloměr disků	r_o	0.125 m
Vnitřní poloměr disků	r_i	0.035 m
Otáčky turbíny	n_t	9300.0 min ⁻¹
Úhlová frekvence otáčení	ω	973.89 rad/s

Tab. 17 – Vstupní hodnoty pro výpočet napětí a deformace rotorového disku



Obr. 64 – Graf rozložení obvodového, radiálního a ekvivalentního napětí na poloměru disku

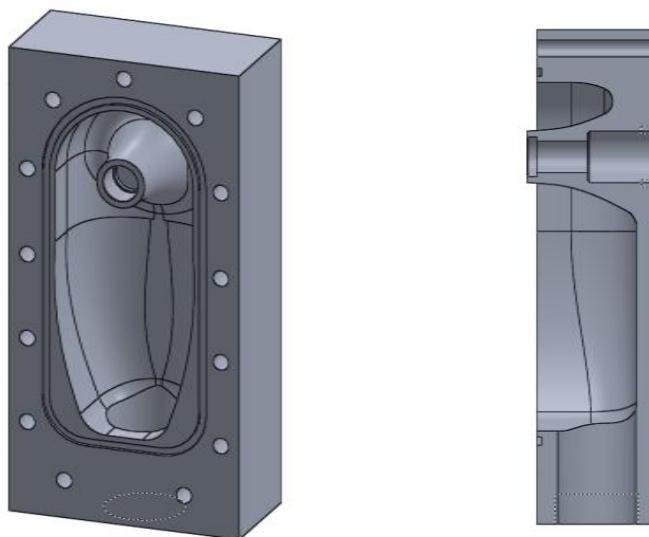
Z grafu na Obr. 64 je patrné, že z hlediska kontroly ekvivalentního napětí, jehož maximální hodnota je 99,04 MPa, jsou navržené otáčky pro nerezový materiál DIN 1.3401 bezpečné. Celkové protažení rotorových disků vlivem deformačního posuvu činí 0,34 mm, čímž nenastane kontakt rotorových disků o vnitřní oblast statoru a vůle 1,5 mm je tedy dostatečná. V případě aplikace výpočtu pro hliníkovou slitinu EN AW 2017 použitou u krycích disků, je díky nižší hustotě materiálu dosaženo téměř třetinových hodnot napětí a provoz i těchto disků je zcela v mezích bezpečnosti.

10.3 Konstrukce odtokových dílů - výstupních hrdel

Odtokové díly turbíny byly při konstruování navrženy tak, aby kromě výstupních hrdel plnily zároveň funkci ložiskového stojanu turbíny. Aby bylo možno uložit ložiska co nejbližší k oběžnému kolu rotoru, byly v odtokových dílech vytvořeny komolé kužely směřující k oběžnému kolu. V jejich středu po té bylo vytvořeno zahloubení pro ložisko respektive průchozí otvor pro vyvedení hřídele ven z turbíny se zahloubením pro ložisko a gufero. Výstup z odtokových dílů byl sveden do otvoru o průměru 40 mm, kde byl umístěn trubkový závit G 6/4“ pro připojení trubky nebo hadičníku s hadicí.

Z hlediska tlakových ztrát se svedením z většího průtočného průřezu do menšího nejedná o zcela vhodný způsob řešení, ale pro možnost napojení na výstupní trubky nebo hadice aniž by byla potřeba dalšího dílu, byla vybrána právě tato varianta. Díky ponechanému materiálu na výstupu z odtokového dílu je možno konstrukci nadále upravovat a dalším frézováním upravit do požadovaného optimalizovaného tvaru s ponechaným větším průtočným průřezem.

Pro přišroubování ke statorovým deskám bylo navrženo 13 průchozích děr pro šrouby. V odtokových dílech byly vytvořeny drážky pro O-kroužek, který při přišroubování ke statorovým deskám bude zatěsňovat vnitřní oblasti turbíny. Výsledné složení dvou statorových desek a dvou odtokových dílů vytváří kompletní turbínovou skříň.



Obr. 65 – Neprůchozí odtokový díl (vlevo) a řez průchozím odtokovým dílem (vpravo)

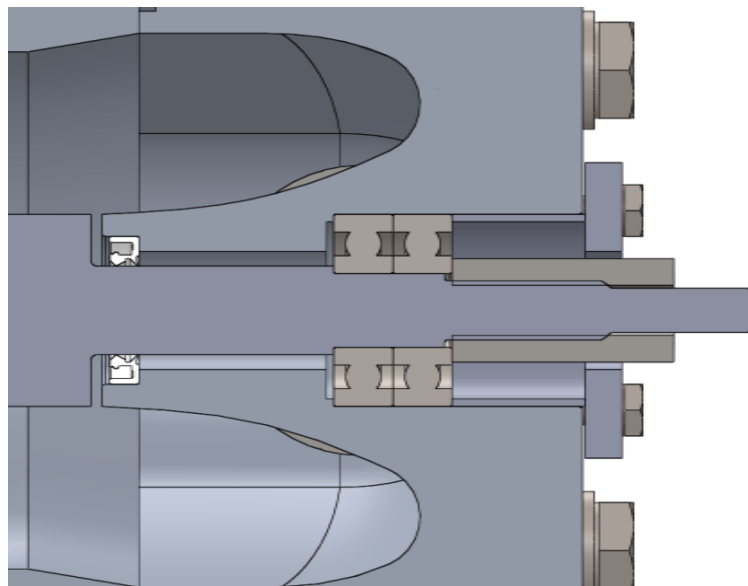
10.4 Výběr ložisek a jejich uložení

Uložení rotoru turbíny bylo realizováno pomocí axiálně vodícího ložiska umístěného ve výstupním hrdle odtokového dílu s průchozí dírou pro hřídel rotoru. Konec hřídele byl uložen

v axiálně volném ložisku v protilehlém uzavřeném odtokovém díle. Jako ložiska byla vybrána jednořadá kuličková radiální ložiska v celkovém počtu čtyř kusů. Na každé straně byl uložen jeden pár ložisek.

Na axiálně volný konec hřídele byla vybrána ložisková dvojice 607-2Z výrobce SKF. Ložiska s průměrem vnitřního kroužku 7 mm, vnějšího kroužku 19 mm a šířce 6 mm obsahují oboustranné plechové krytí. Je možno je provozovat při otáčkách 35000 min^{-1} přičemž disponují základní dynamickou únosností 2,84 kN. Pro úlohu axiálně vodících členů byl vybrán ložiskový pár 6000-2RSH stejnojmenného výrobce. Ložiska o šířce 8 mm, průměru vnitřního kroužku 10 mm a vnějšího kroužku 26 mm, umožňují provoz při otáčkách 19000 min^{-1} se základní dynamickou únosností 4,8 kN. Typ 2RSH je vybaven kontaktním těsněním z nitrilové pryže (NBR) zalisovaným v zápichu ve vnějším kroužku.

Pro uchycení axiálně vodícího páru ložisek na vnějším kroužku ložiska bylo využito opěrné plochy v odtokovém dílu a distanční trubky procházející zahlabením aretované přítlačnou deskou (krytem ložiska). Axiální uchycení hřídele na vnitřním kroužku ložiska bylo realizováno pomocí kruhové matice procházející distanční trubkou a opěrné plochy na hřídeli. Uložení axiálně vodícího ložiskového páru je znázorněno na Obr. 66.

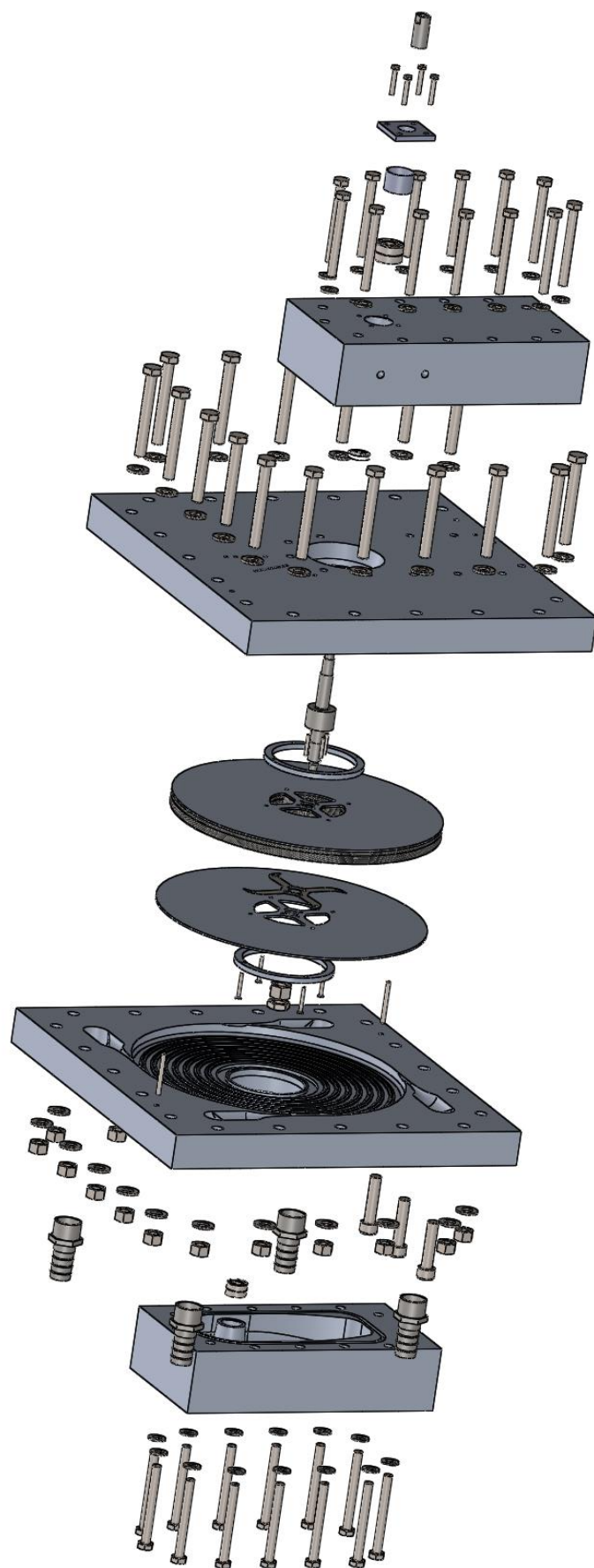


Obr. 66 – Uložení ložiskového páru 6000-2RSH jako axiálně vodícího ložiska

10.5 Sestava Teslovy bezlopatkové turbíny

Zkonstruovaný model Teslovy bezlopatkové turbíny sestávající z podstavy rotoru (hřídel, 20 rotorových disků, 2 krycí disky, 21 distančních prvků, 2 spojovací obruče, 4 kolíky, 2 matice M12, 4 šrouby M3 se zápusnou hlavou) a statoru (2 zrcadlově symetrické statorové desky, 2 odtokové díly, ložiska, distanční trubka, kruhová matice a 17 šroubů a matic M10, 26 šroubů M8 a krytu ložiska se 4 šrouby M5) je zachycen na Obr. 67. Popis jednotlivých komponent a pozic je k dispozici ve výkresové dokumentaci a v kusovníku v příložené příloze.

Model byl navrhován s ohledem na minimalizaci obráběcích prací a také s ohledem na jednoduchou montáž jednotlivých dílů. Snaha byla také využít co nejvíce normalizovaných součástí pro sestavování turbíny. Pro napojení přívodních hadic ke vstupním tryskám bylo použito čtyř hadičníků s vnějším trubkovým závitem $G \frac{3}{4}$.



Obr. 67 – Rozložený pohled sestavy navržené Teslovy bezlopatkové turbíny

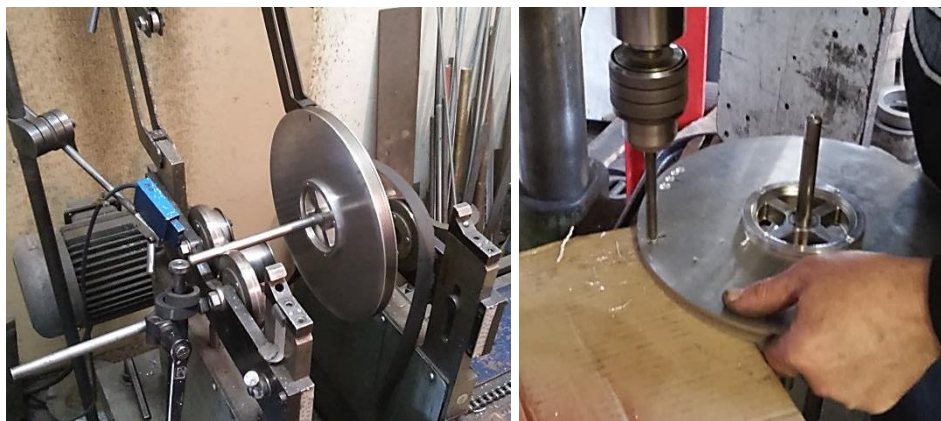
11 Výroba a sestavování bezlopatkové turbíny

Po návrhu konstrukce bezlopatkové turbíny následovala fáze výroby jednotlivých komponent sestavy turbíny. První součástí byla vyrobena hřídel rotoru turbíny metodou obrábění na CNC soustruhu a následným vybrušováním na požadované rozměry a předepsané tolerance. Rotorové akční disky a distanční prvky byly vyrobeny z plechového polotovaru nerez oceli na zakázku ve společnosti ZKdesign a. s. technologií řezání laserem na stroji BySprint Fiber 3015. Nevyhovující kusy, které byly poničeny při dopravě nebo disponovaly značným zvlněním, byly vyselektovány. Zbylé disky a distanční prvky byly po vypálení laserem ručně zbaveny ořepů a ostřin na brusném kameni a dosedací plochy byly patřičně očištěny. Hliníkové krycí disky rotoru byly společně s ostatními hliníkovými polotovary satorových součástí frézovány na CNC strojích v nástrojárně Ondřeje Brenkuse.



Obr. 68 – Zbavování ořepů a ostřin rotorových disků a distančních prvků po vypálení CNC laserem

Při sestavení rotoru z jednotlivých komponent byly zjištěny výrobní nedostatky v podobě většího než předpokládaného zvlnění akčních disků. Z měření úchylkoměrem navíc bylo stanoveno čelní házení krycích disků větší než předepsané a to o 0,6 mm na každé straně. Aby složené oběžné kolo rotoru turbíny nezpůsobovalo nadměrné vibrace z hlediska přítomnosti nevývažku, bylo ponecháno dynamicky vyvážit. V příslušných měřicích kladkách proběhlo zjištění míry a polohy nevývažku, v jehož místě byl postupně odebírán odvrtáváním. Z původní hodnoty zbytkového nevývažku 124,1 gmm, byla postupným odebíráním materiálu z povrchů krycích disků docílena hodnota 11,6 gmm.



Obr. 69 – Vyvažování oběžného kola na vyvažovacím přístroji (vlevo) a odevírání materiálu z krycích disků (vpravo)

Po vyfrézování všech statorových dílů následovalo dovrtávání průchozích děr a vyřezávání závitů pro veškeré spojovací šrouby. Po té následovalo očištění dosedacích ploch, odmaštění drážek pro O-kroužky a lapování povrchu vstupních trysek za účelem snížení drsnosti povrchu v zužující se části trysky.



Obr. 70 – Frézování vnitřní oblasti ve statorové desce (vlevo) a v odtokovém dílu (vpravo) na CNC stroji



Obr. 71 – Výsledek lapování vyfrézované poloviny trysky ve statorové desce

11.1 Montáž sestavy turbíny

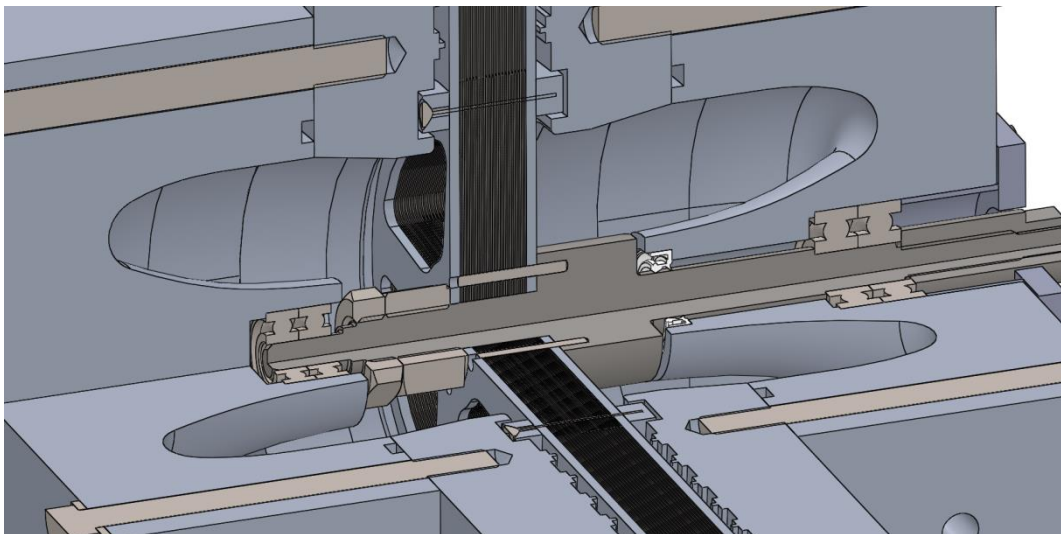
Postup montáže rotoru turbíny, jehož jednotlivé součásti byly popsány výše, sestává po důkladném očištění a odmaštění z následujících úkonů:

1. Spojovací obruč se záпустí hlavy průchozího šroubu přiložit k jednomu z krycích disků. Skrze díry ve spojovací obruči a krycím disku prostrčit čtyři šrouby M3x25. Na vyčnívající šrouby nasunout distanční prvek tvaru kříže a na něj akční rotorový disk o tloušťce 0,3 mm. Postup nasouvání distančních prvků a rotorových disků zopakovat až do položení 21. distančního prvku, na který již bude umístěn krycí disk. Na krycí disk umístit spojovací obruč se závitem a 4 průchozí šrouby M3x25 dotáhnout.

2. Naklepnout 4 kolíky do děr kolmo v opěrné ploše hřídele. Výsledné oběžné kolo složené z rotorových disků a distančních prvků nasunout na hřídel tak, aby otvory lícovaly se vsunutými kolíky. Na závit hřídele našroubovat matici M12 a pomalým dotahováním matice dotlačovat (nalisovat) oběžné kolo na hřídel a kolíky. Dotáženou matici pojistit druhou kontramaticí M12.

V případě dokončeného složení rotoru, postup montáže bezlopatkové turbíny pokračuje v následujících krocích:

3. Ložiskový pár 6000-2RSH nalisovat do otvoru pro ložiska v průchozím odtokovém dílu. Z druhé strany nalisovat gufero do otvoru pro hřídel. Otvorem pro ložiska vsunout distanční trubku a zajistit jí krytem ložiska pomocí čtyř šroubů M5x40. Do drážky odtokového dílu vložit O-kroužek a do děr v dosedací ploše vložit dva středící kolíky. Pomocí kolíků ustavit odtokový díl ke satorové desce (varianta bez kolmých otvorů v přívodu trysky) a 13 šrouby M8x75 k ní přišroubovat.
4. Do otvoru v odtokovém dílu vložit skrze polovinu satorové desky a skrz gufero konec hřídele rotoru. Na vyčnívající závit M8 na hřídeli našroubovat kruhovou matici M8 a postupným dotahováním matice vsunout hřídel rotoru až po vnitřní kroužek ustaveného axiálně vodícího ložiska.
5. Drážku ve satorové desce opatřit O-kroužkem a do děr vložit dva středící kolíky. Na středící kolíky opatrně položit druhou satorovou desku a 17 šrouby M10x85 v průchozích dírách a třemi šrouby M10x55 s vnitřním šestihranem sešroubovat satorové desky k sobě.
6. Do otvoru pro ložiska v odtokovém neprůchozím díle nalepit pár ložisek 607-2Z, do drážky vložit O-kroužek a do děr dva středící kolíky. Pomocí dvou kolíků nasunout neprůchozí odtokový díl na hřídel rotoru. Odtokový díl přišroubovat ke satorovým deskám 13 šrouby M8x75.
7. Protočit rotorem sestavené turbíny a v případě kontaktu rotorových disků o sator, turbínu demontovat, na hřídel v místě axiálně vodícího ložiska nasunout vymežovací podložku M10 o síle 0,1 mm a montáž turbíny od bodu č. 4 zopakovat.
8. Po době nutné pro zaschnutí ložiska (16 hodin) je turbínu možno připojit k elektromotoru (generátoru) skrze pružnou svěrnou spojku.



Obr. 72 – Znárodnění uložení rotoru ve satoru turbíny ve čtvrtinovém řezu

12 Realizace experimentu pro určení provozních parametrů turbíny

Experimentální ověření provozních parametrů následovalo po úspěšném sestavení bezlopatkové turbíny a jejím umístění v laboratoři Energetického ústavu v budově C3. Přívod tlakového vzduchu pro experiment zajišťoval šroubový kompresor s 11 bar vzdušníkem. Regulovatelnou zátěž (brzdu) turbíny tvořil vysokootáčkový asynchronní motor ve funkci generátoru, který byl připojen k frekvenčnímu měniči s brzdým rezistorem, jenž umožňoval regulaci motoru. Elektromotor a frekvenční měnič byly pro experimentální měření zapůjčeny z Laboratoře energeticky náročných procesů na Ústavu procesního a ekologického inženýrství.

12.1 Sestava pro experimentální měření

Předpokládaná hodnota výstupního výkonu vypočítána z analytického modelu činila 1002,6 W při 9300 ot./min, tudíž bylo zapotřebí vybrat vhodné zařízení, které by dokázalo výkon generovaný turbínou odebírat. Z důvodu vysokých provozních otáček a absence převodovky nebylo možné použít synchronní stroje. Proto byl vybrán dostupný asynchronní motor značky Teknomotor, jehož provozní otáčky jsou dimenzovány na 18000 min⁻¹. Dvoupólový asynchronní motor o výkonu 2 kW je pro vyšší otáčky než 3000 min⁻¹ odpovídajícím 50 Hz, nutno provozovat s frekvenčním měničem umožňujícím nastavení výstupního kmitočtu na 300 Hz. K motoru byl zapůjčen také frekvenční měnič modelové řady Unidrive M400 od výrobce Control Techniques, ke kterému byl připojen elektromotor a brzdý rezistor umožňující maření generovaného elektrického výkonu (trvale 500 W) v tepelném odporníku.

Aby bylo možno připojit asynchronní vysokootáčkový motor ke hřídeli turbíny, bylo zapotřebí vyrobit vhodný stojan motoru. Stojan byl navržen z hliníkových polotovarů především s důrazem na nízkou cenu. Výsledná konstrukce stojanu umožnila připojení motoru k turbíně v osové výšce. Hřídel bezlopatkové turbíny byla spojena s hřídelí asynchronního motoru pružnou svěrnou spojkou (čelní zubovou s plastovým středem) Couplink LK20-C25 s vrtáním 6/10 mm. Spojka umožňuje přenos krouticího momentu 6 Nm, kompenzaci axiálních, radiálních i úhlových odchylek os spojovaných hřídelí.

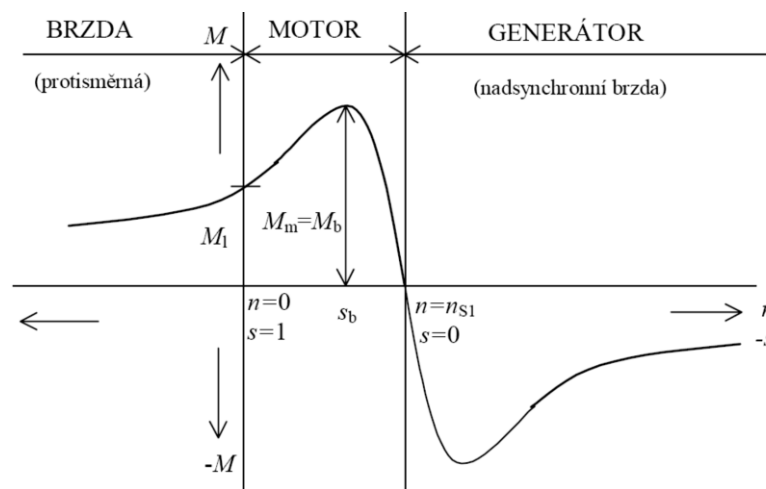
Turbína disponuje čtyřmi vstupními otvory ústíci do konvergentních trysek. Pro rozdělení přívodu tlakového vzduchu z řádu bylo využito rozdělovače média Smartflow, poskytnutého firmou Jan Svoboda, s.r.o, společně se čtyřmi instalovanými kulovými kohouty pro otevírání resp. uzavírání přívodu tlakového vzduchu do trysky. Výstup z turbíny byl realizován dvěma trubkami o průměru 41 mm a délce 300 mm s osazením pro připojení hadic. Hadice na výstupu ústily do 2“ armatury tvaru T, která byla zakončena kulovým kohoutem sloužícím k navození protitlaku.

12.1.1 Asynchronní motor v generátorovém režimu

V případě aplikace asynchronního motoru (AM) jako brzdy turbíny je možno brzdění provést třemi způsoby: brzdění protiproudem, stejnosměrným napětím nebo generátorickým brzděním. Z grafu závislosti momentu na otáčkách (momentové charakteristiky) AM vyplývají tři provozní oblasti (brzda, motor a generátor). V první části charakteristiky se jedná o protisměrnou brzdu, kdy moment motoru je kladný, ale otáčky záporné. S rostoucími otáčkami se zvyšuje proud odebíraný ze sítě a motorem tečou velké proudy. Z dlouhodobého hlediska se nejedná o vhodný provoz, neboť je motor tepelně i silově přetěžován [48].

Druhá charakteristika vyjadřuje přirozený běh motoru, kdy otáčky jsou kladné a při nulovém rozdílu momentu motoru a zatěžovacího momentu hnaného zařízení také ustálené. S rostoucími otáčkami motoru je dosaženo momentu zvratu (maximálního momentu) a dále již poklesu momentu až do synchronních otáček, kdy je moment motoru nulový a procházející proud roven pouze ztrátám. Třetí část charakteristiky popisuje stav, kdy je asynchronní motor nucen otáčet se na otáčkách vyšších než synchronních. V tomto stavu se smysl napětí a proudů obrací a motor přechází do generátorového režimu (nadsynchronní brzdy) a elektrický výkon je schopen dodávat zpět do sítě [48].

Generátorického brzdění asynchronním motorem je možno realizovat zapojením motoru k frekvenčnímu měniči, který dokáže motor brzdit snižováním frekvence a generovaný výkon buď pouštět zpět do sítě (v případě dražších měničů), nebo přeměnit generovanou elektřinu v teplo v brzděném rezistoru [48]. Tento způsob je efektivnější než brzdění protiproudem nebo stejnosměrným napětím, neboť nepřetěžuje vinutí motoru značnými toky proudu, a proto byl vybrán pro brzdění bezlopatkové turbíny při experimentálním měření.

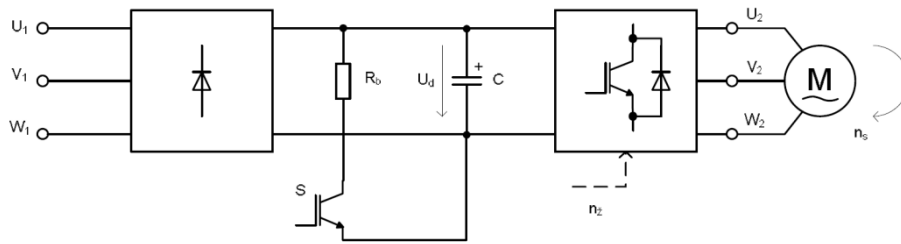


Obr. 73 – Momentová charakteristika asynchronního motoru [48]

12.1.2 Zapojení asynchronního generátoru k frekvenčnímu měniči

Z uvedeného průběhu v momentové charakteristice je patrné, že AM připojený k síti může pracovat v generátorickém režimu pouze v případě, kdy vstupní otáčky budou větší než otáčky synchronní, které jsou dány frekvencí napájecí sítě (50 Hz). V případě požadavku na generátorický chod při nižších vstupních otáčkách je zapotřebí použít napájení AM prostřednictvím frekvenčního měniče pracujícího se skalárním nebo vektorovým režimem, který zajistí modulaci výstupního kmitočtu a tím i odpovídající otáčky AM [48].

Standardní měniče frekvence umožňují provozovat AM v rozsahu otáček odpovídajících výstupnímu kmitočtu. V případě generátorického brzdění, dochází k vracení energie do meziobvodu, tvořeného kondenzátorem (C). Pokud nedojde k odebrání energie z meziobvodu, stejnosměrné napětí (U_d) začne na kondenzátoru stoupat a při překročení prahu (kritické hodnoty napětí) dojde k zablokování měniče. Aby nedocházelo k zablokování měniče a jeho náhlého vypnutí z napájecího režimu, je zapotřebí k frekvenčnímu měniči připojit brzděný rezistor. Při generátorickém režimu je v brzděném rezistoru (R_b) měřen získaný elektrický výkon, jež je spínán spínačem (S) podle velikosti hodnoty napětí v meziobvodu frekvenčního měniče [48].

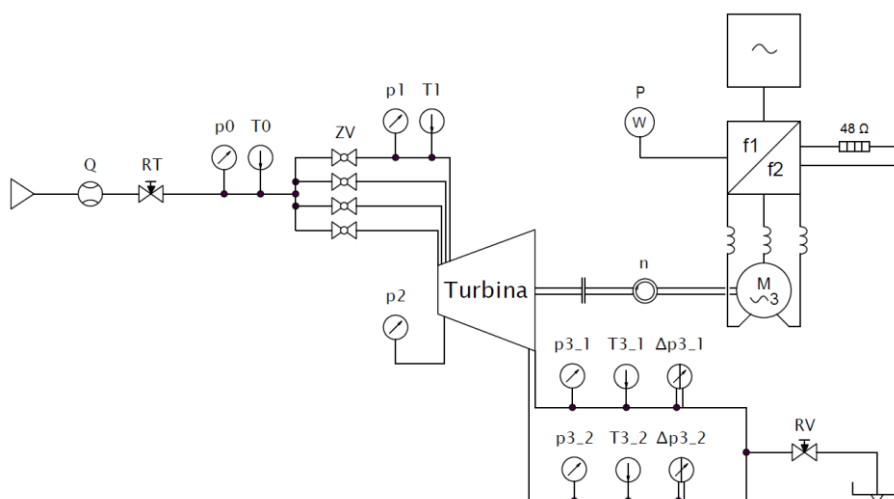


Obr. 74 – Zapojení frekvenčního měniče s brzdným rezistorem k asynchronnímu motoru (generátoru) [49]

Pokročilé měniče frekvence jsou schopny prostřednictvím pulzního usměrňovače zajistit čtyřkvadrantový chod celého měniče, přičemž umožňují generovaný výkon vracet zpátky do napájecí sítě. Pořizovací cena těchto měničů je ovšem mnohonásobně vyšší, proto pro napájení AM ve funkci generátoru bezlopatkové turbíny byl vybrán frekvenční měnič s brzdným rezistorem bez možnosti rekuperaace do sítě.

12.2 Zapojení a příprava experimentálního měření bezlopatkové turbíny

Na Obr. 75 je uvedeno schéma zapojení bezlopatkové turbíny pro snímání parametrů při experimentálním měření. Parametry přívodního tlakového vzduchu byly měřeny pomocí indukčního průtokoměru (Q), snímače absolutního tlaku (p_0) a termočlánku pro měření teploty (T_0). Vstupní potrubí o průměru 30 mm bylo vybaveno regulátorem tlaku (RT) pro přesné nastavení vstupního tlaku o odpovídajícím objemovém průtoku pracovní látky. Přívod tlakového vzduchu dále pokračoval do rozvaděče média, na kterém byly umístěny čtyři závěrné kulové kohouty (ZV) sloužící k dýzové regulaci a následně do vstupních otvorů ve statoru turbíny, kde přívodní hadice byly připojeny pomocí hadičníků. Před vstupem do jedné ze čtyř trysek byly nainstalovány dvě armatury (2x T-kus), které sloužily k připojení snímače absolutního tlaku a termočlánku pro záznam tlaku (p_1) a teploty (T_1) před tryskou.



Obr. 75 – Schéma zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření

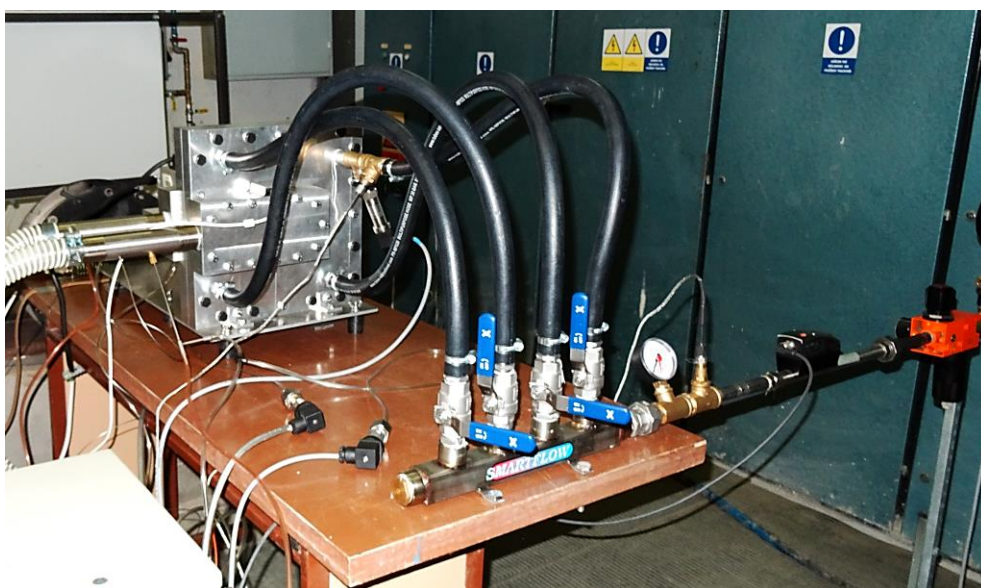
V místě před prvním břitem bezkontaktní ucpávky nepravého labyrintu byl vyveden odběr tlaku pro snímání tlaku za tryskou (p_2). Na výstupu z turbíny byly do trubek napojených v odtokových dílech vyvrtány díry pro termočlánky a Prandtlův trubice. Pomocí termočlánků byly snímány teploty v každé výstupní větvi z turbíny (T_{3_1} a T_{3_2}). Prandtlůvou

trubicí byly zaznamenávány diferenční hodnoty celkového a statického tlaku (Δp_{3_1} a Δp_{3_2}), sloužící k určení rychlosti na výstupu, přičemž záznam hodnot byl prováděn i pro odběr statického tlaku v obou výstupech turbíny (p_{3_1} a p_{3_2}). Výstupní dvojice potrubí byla zakončena v armatuře (T-kusu), ke které byl připojen regulační ventil (RV) v podobě 2^o kulového kohoutu pro navození protitlaku (tlaku vyššího než atmosférického).

Provozní parametry turbíny (otáčky a výkon) byly snímány z čidla otáček (Hallova senzoru) umístěného na hřídeli asynchronního motoru a výstupní generovaný výkon byl odečítán z integrovaného wattmetru ve frekvenčním měniči Unidrive M400. Signály ze snímačů tlaků a teplot byly zapojeny do měřicí karty National Instruments. Měřicí karta byla připojena k PC skrze LAN rozhraní a pomocí programu LabView pak byly v reálném čase zobrazovány a zpracovávány veškeré snímané veličiny. Frekvenční měnič byl připojen k PC pomocí sběrnice RS-485 a pro řízení asynchronního motoru a zobrazování aktuálních hodnot (proudu, napětí, frekvence a výkonu) byl použito programu M-Connect.



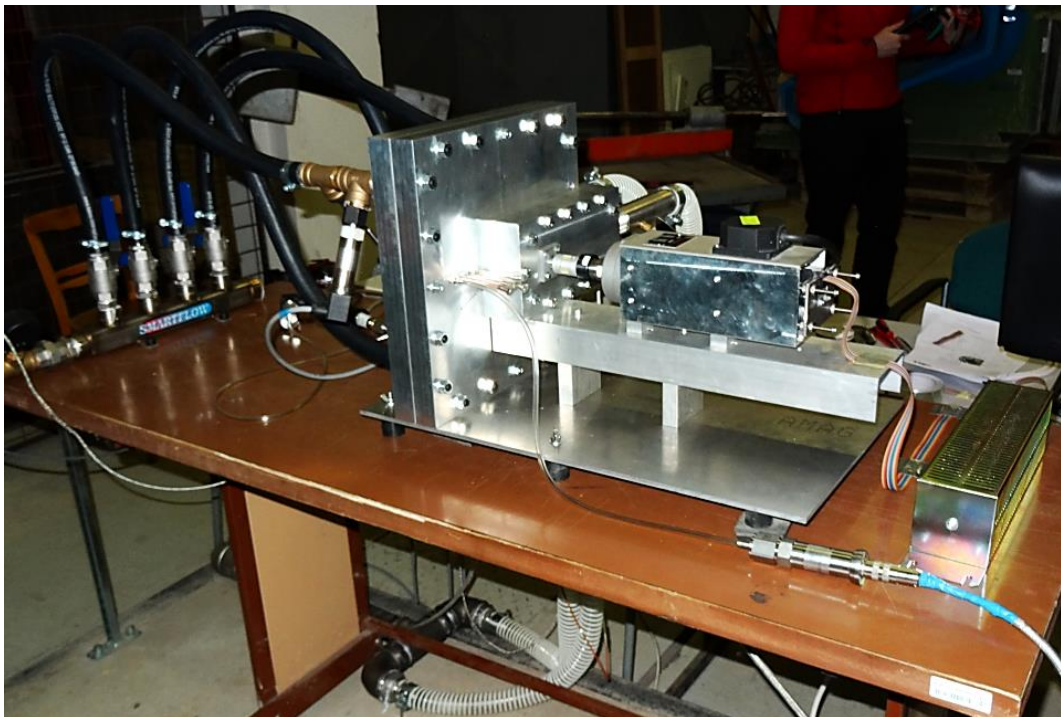
Obr. 76 – Zapojení měřicí aparatury bezlopatkové turbíny při experimentálním měření



Obr. 77 – Zapojení rozvaděče média bezlopatkové turbíny při experimentálním měření



Obr. 78 – Zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření



Obr. 79 – Zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření

13 Experimentální měření parametrů turbíny a zpracování dat

Hlavním úkolem experimentální části diplomové práce bylo získání dostatečného počtu naměřených hodnot a zpracování výsledků měření s cílem objektivní informace o navrženém stroji – Teslově bezlopatkové turbíně. Experimentální část práce byla realizována v celkovém počtu 37 měření. Jednalo se o měření výstupního elektrického výkonu v závislosti na vstupním tlaku při odpovídajícím průtoku a předem nastavených otáčkách turbíny. Z naměřených hodnot (tlaku na vstupu a výstupu, teploty na vstupu a výstupu, rychlosti na výstupu a generovaného elektrického výkonu) pak byla vypočítána účinnost turbíny.

V rámci experimentu byla také měřena charakteristika turbíny s tzv. dýzovou regulací, kdy v průběhu experimentu byly postupně otevírány uzavírací ventily (kulové kohouty) na přívodním rozvaděči pracovní látky. Měřené hodnoty přírůstku výkonu pak byly použity pro sestavení příčinného grafu.

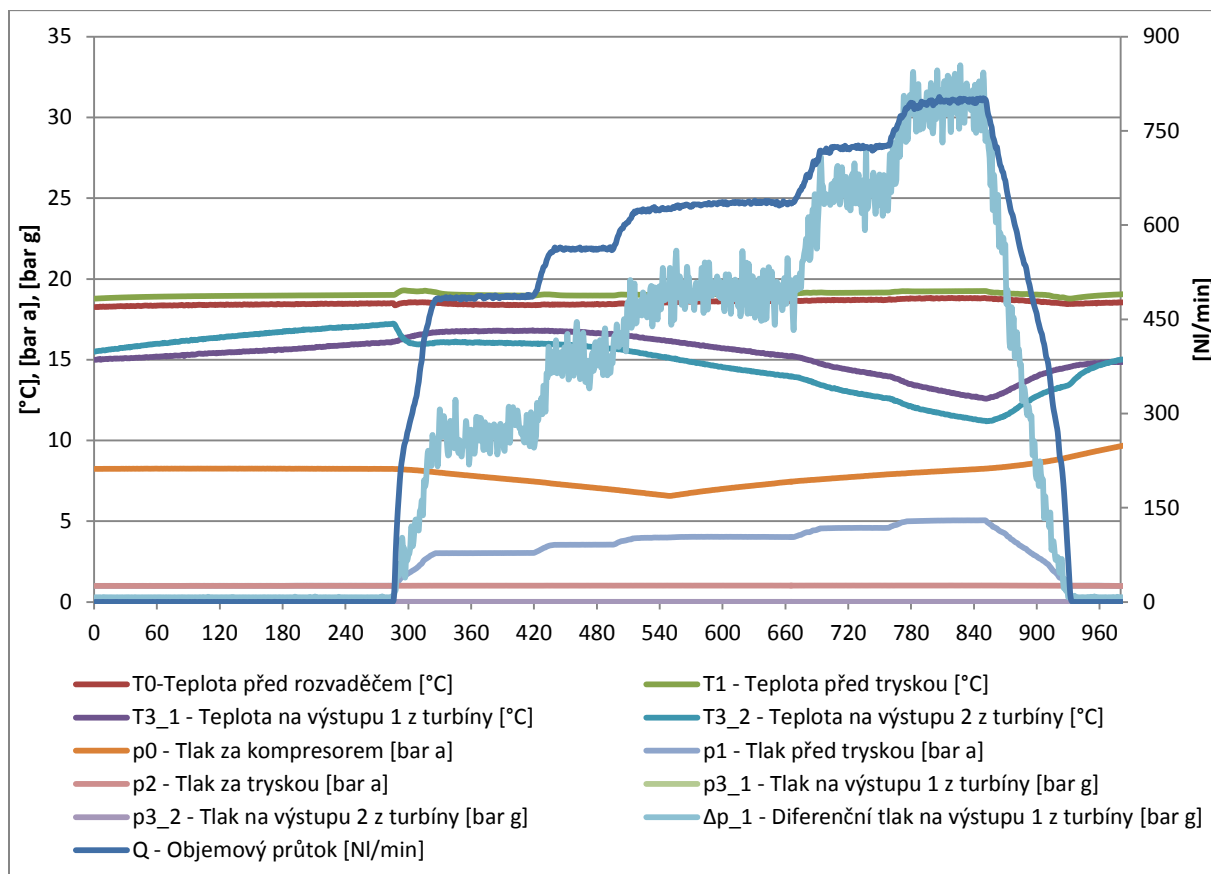
13.1 Měření parametrů turbíny při konstantních otáčkách bez protitlaku

Před měřením parametrů turbíny byla pomocí tlakové zkoušky otestována těsnost jednotlivých spojení (příšroubovaných dílů s O-kroužkem) a přívodních hadic do trysek. Z tlakové zkoušky provedené při přetlaku 1 bar se ukázalo, že hlavní součásti turbíny jsou dostatečně zatěsněny a únik tlakového vzduchu nastává skrze hřídelové těsnění (gufero). Tato netěsnost byla předpokládána, neboť instalované gufero je dimenzováno pro maximální přetlak 0,05 bar. Při tlakové zkoušce bohužel došlo vlivem uvolnění hadičky tlakového odběru k poškození diferenčního tlakoměru, a tudíž při experimentu nebylo možno zaznamenávat diferenční tlak (rychlost) na obou výstupních větvích.

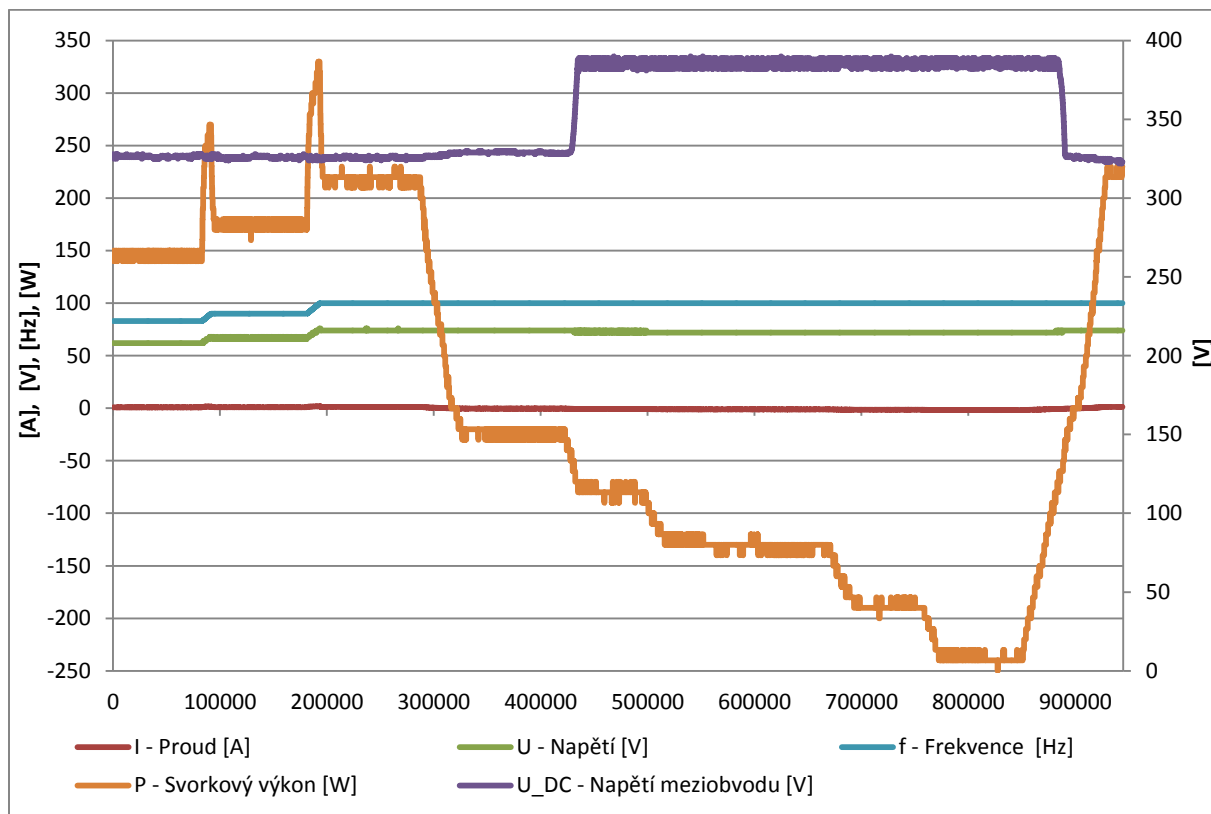
Postup při experimentálním měření parametrů turbíny s výstupem do atmosféry byl následující. Nejprve byl rotor turbíny roztočen připojeným asynchronním motorem na požadované otáčky. Po té, byl otevřen jeden, resp. dva kulové kohouty na rozvaděči média a pomocí regulátoru tlaku byl pomalu otevírán přívod tlakového vzduchu dle požadovaného vstupního tlaku. Během celého procesu byly sledovány parametry tlakového vzduchu na vstupu do trysky a výstupu z turbíny a také přechod AM z motorického do generátorického režimu.

Experiment probíhal v několika krocích. Nejprve byla turbína testována s jedním otevřeným vstupem do trysky při navolených otáčkách dle kmitočtu na frekvenčním měniči odpovídajícím 3000, 4000, 5000 a 6000 ot./min. Limit pro otáčky byl stanoven na základě proměřených vibrací. S navyšující se hodnotou otáček rostla i míra vibrací, které způsobovala instalovaná svěrná zubová spojka. Pro jednotlivé otáčky byl vstupní tlak do trysky volen v krocích 3, 3,5, 4, 4,5 a 5 bar a. Další měření bylo uskutečněno se dvěma otevřenými přívody do protilehlých trysek, přičemž postup měření byl shodný s předchozím postupem. Výjimkou při měření akorát bylo nedosažení tlaku 5 bar a na vstupu do trysky z důvodu limitování průtoku stlačeného vzduchu instalovaným průtokoměrem. Ze stejného důvodu nebylo uskutečněno měření se všemi (čtyřmi) otevřenými přívody do trysek.

Naměřené hodnoty parametrů tlakového vzduchu na vstupu a výstupu turbíny, společně s hodnotami z frekvenčního měniče (asynchronního motoru) byly po každém kroku měření uloženy do souborů pro následné zpracování. Jednotlivé průběhy snímaných veličin jsou zachyceny v grafech (Obr. 80 a 81). Z grafů je patrné, že měřené veličiny značně oscilovaly a tudíž bylo zapotřebí statistického zpracování naměřených dat. Výsledné průměrné hodnoty naměřených parametrů pro jednotlivé kroky měření jsou uvedeny v Tab. 18.



Obr. 80 – Graf průběhu měřených hodnot pracovní látky při experimentálním měření turbíny



Obr. 81 – Graf průběhu měřených hodnot ve frekvenčním měniči při experimentálním měření turbíny

Číslo měření	Počet aktivních trysek	Teplota před rozva. děčem [°C]	Teplota před tryskou T1 [°C]	Teplota na výstupu 1 z turbíny T3.1 [°C]	Teplota na výstupu 2 z turbíny T3.2 [°C]	Tlak za kompresorem p0 [bar a]	Tlak před tryskou p1 [bar a]	Tlak za tryskou p2 [bar a]	Tlak na výstupu 1 z turbíny p3.1 [bar g]	Tlak na výstupu 2 z turbíny p3.2 [bar g]	Diferenční tlak na výstupu 1 z turbíny Δp.1 [bar a]	Objemový průtok Q [Nl/min]	Otáčky turbíny n [1/min]	Proud I_AM [A]	Napětí U_AM [V]	Napětí mezi-obvodu U_DC [V]	Frekvence f_AM [Hz]	Svorkový výkon P_AM [W]
-	-																	
1	1	17.99	18.94	21.10	20.75	10.53	3.03	0.99	0.00146	0.00794	11.01	496.17	3082.4	-1.43	36.0	383.8	50.0	-7.0
2	1	17.80	18.59	19.04	18.22	9.28	3.50	0.99	0.00153	0.00793	15.21	566.21	3101.4	-1.66	36.0	386.5	50.0	-8.6
3	1	18.11	18.60	17.07	16.26	7.85	4.06	0.99	0.00147	0.00791	20.33	643.23	3158.2	-2.10	36.0	387	50.0	-11.4
4	1	18.80	19.16	15.10	14.42	5.44	4.55	0.99	0.00137	0.00793	24.93	670.44	3199.9	-2.51	34.0	387.2	50.0	-14.0
5	1	18.86	19.32	14.14	13.42	6.99	4.74	0.99	0.00149	0.00792	26.50	741.96	3211.1	-2.64	34.0	386.5	50.0	-15.0
6	1	17.95	18.78	17.73	17.04	9.25	3.00	0.99	0.00154	0.00791	10.33	488.77	4091.7	-0.94	48.0	376.8	66.8	-6.0
7	1	18.03	18.67	16.62	15.70	8.33	3.58	0.99	0.00164	0.00793	15.59	574.19	4119.2	-1.39	48.0	386.8	66.8	-10.8
8	1	18.42	18.84	15.15	14.17	7.24	4.05	1.00	0.00155	0.00795	20.70	640.16	4155.9	-1.81	48.0	388.1	66.8	-14.5
9	1	18.81	19.18	13.77	12.78	5.99	4.50	1.00	0.00158	0.00792	25.33	690.34	4216.1	-2.18	47.2	384.7	66.8	-18.0
10	1	19.17	19.55	12.32	11.35	5.80	5.08	1.00	0.00163	0.00791	32.03	764.88	4221.9	-2.67	46.0	383.1	66.8	-22.0
11	1	18.50	19.20	16.22	15.66	9.54	2.98	1.00	0.00152	0.00794	9.94	485.52	5039.1	-0.61	60.0	328	83.0	-4.0
12	1	18.33	19.04	15.87	15.08	10.02	3.56	1.00	0.00152	0.00791	14.88	570.51	5075.4	-1.12	60.0	385.8	83.0	-10.5
13	1	18.27	18.93	14.94	13.83	10.42	4.10	1.00	0.00152	0.00793	20.46	653.84	5115.0	-1.52	60.0	384.2	83.0	-15.0
14	1	18.26	18.87	13.88	12.70	10.10	4.52	1.01	0.00155	0.00792	26.06	720.87	5142.1	-1.84	60.0	386	83.0	-19.0
15	1	18.44	18.92	12.43	11.24	9.07	5.05	1.01	0.00161	0.00792	31.83	802.41	5187.3	-2.32	58.0	387.2	83.0	-25.0
16	1	18.39	18.98	16.78	16.02	7.57	3.03	1.01	0.00161	0.00794	11.37	485.99	6039.9	-0.36	74.0	329	100.0	-2.3
17	1	18.44	18.97	16.60	15.70	6.98	3.55	1.01	0.00158	0.00791	15.23	562.49	6072.7	-0.73	73.2	386	100.0	-8.0
18	1	18.63	19.08	15.27	14.04	7.39	4.02	1.01	0.00150	0.00794	18.99	634.50	6107.0	-1.03	72.0	384.7	100.0	-13.0
19	1	18.70	19.16	14.03	12.66	7.88	4.58	1.02	0.00156	0.00795	25.32	725.49	6145.3	-1.44	72.0	384.9	100.0	-18.6
20	1	18.80	19.25	12.68	11.28	8.23	5.05	1.02	0.00156	0.00793	30.54	798.73	6178.1	-1.76	72.0	387.4	100.0	-24.0
21	2	18.09	18.89	13.20	11.70	9.03	3.05	1.00	0.00164	0.00793	44.69	971.75	3236.5	-2.87	34.0	383.6	50.0	-17.0
22	2	18.22	18.82	11.45	10.41	9.21	3.51	1.00	0.00168	0.00792	61.03	1110.94	3319.0	-3.75	34.0	384	50.0	-21.5
23	2	18.50	18.98	10.43	9.53	8.91	4.03	1.01	0.00171	0.00791	78.62	1259.09	3403.1	-4.73	32.0	387.1	50.0	-27.0
24	2	18.74	19.17	10.10	9.32	8.61	4.52	1.02	0.00165	0.00791	100.41	1327.10	3479.8	-5.23	32.0	386.6	50.0	-29.0
25	2	18.92	19.32	9.68	8.97	8.31	4.79	1.03	0.00163	0.00795	112.56	1365.50	3505.0	-5.45	32.0	385.3	50.0	-30.3
26	2	18.78	19.24	10.99	9.71	6.89	3.07	1.00	0.00165	0.00792	45.12	979.14	4239.4	-2.71	46.0	384.2	66.7	-22.6
27	2	19.31	19.61	9.96	8.75	5.34	3.50	1.01	0.00163	0.00793	59.03	1103.33	4310.7	-3.44	46.0	388.1	66.7	-29.0
28	2	19.84	20.36	8.34	7.23	4.59	4.00	1.01	0.00155	0.00794	77.15	1236.09	4429.2	-4.25	45.8	383.1	66.7	-35.9
29	2	19.84	20.37	8.09	6.98	4.40	4.37	1.02	0.00164	0.00790	92.47	1286.45	4451.9	-4.76	44.0	384	66.7	-40.0
30	2	18.55	19.23	11.19	9.50	8.05	3.09	1.01	0.00151	0.00793	46.42	1016.54	5216.7	-2.36	58.0	385.7	83.3	-26.0
31	2	19.41	19.71	9.23	7.64	5.62	3.55	1.02	0.00158	0.00793	59.88	1156.98	5294.4	-3.14	58.0	387.6	83.3	-35.0
32	2	19.81	20.05	8.52	7.09	4.77	4.01	1.02	0.00170	0.00795	78.44	1269.71	5362.0	-3.82	57.4	385.9	83.3	-42.0
33	2	19.57	20.08	7.97	6.57	7.36	4.42	1.02	0.00175	0.00791	95.39	1339.46	5427.7	-4.48	56.0	386.8	83.3	-49.5
34	2	18.79	19.54	12.76	11.07	8.84	3.05	1.02	0.00163	0.00792	44.85	980.98	6196.0	-1.80	72.0	387	100.0	-24.0
35	2	19.09	19.62	10.47	8.57	7.92	3.56	1.03	0.00174	0.00794	60.78	1128.22	6258.9	-2.53	72.0	383.8	100.0	-35.0
36	2	19.33	19.79	8.30	6.48	7.95	4.06	1.03	0.00171	0.00795	77.81	1276.01	6334.0	-3.34	70.0	387.2	100.0	-46.6
37	2	19.47	19.88	7.69	5.91	7.82	4.20	1.03	0.00175	0.00793	83.82	1303.85	6358.1	-3.57	70.0	387.2	100.0	-50.5

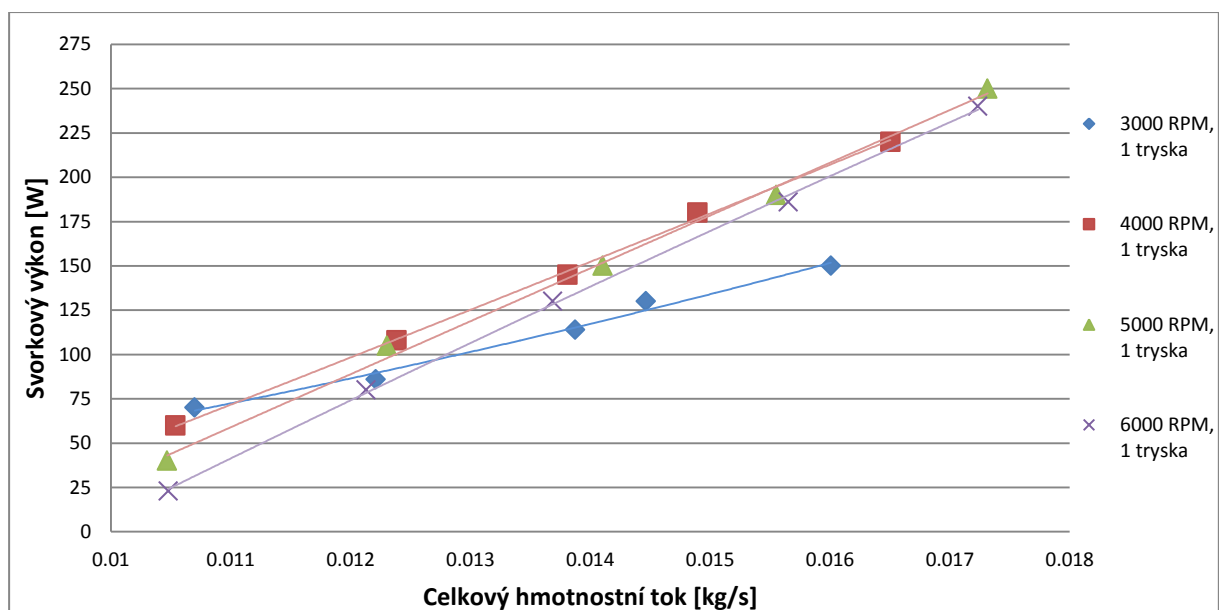
Tab. 18 - Naměřená data ze všech kroku experimentálního měření

13.2 Měření parametrů turbíny při konstantních otáčkách s protitlakem

Vstupní tryska byla navrhována do protitlaku 2,1 bar a, a tudíž další režim měření spočíval ve vytvoření protitlaku na výstupu turbíny pomocí instalovaného kulového kohoutu. Během prvního pokusu o navození protitlaku postupným uzavíráním kulového kohoutu bylo rozhodnuto o zrušení tohoto typu režimu měření. Při snaze navodit protitlak na výstupu docházelo k neúnosnému zvýšení produkovaného hluku při výtoku pracovní látky z regulační armatury. Při tlakové zkoušce turbíny provozované na 2 bar a, se navíc ukázalo, že potrubí instalované na výstupu by požadovanou hodnotu přetlaku z důvodu značné deformace (nafouknutí) nemuselo dlouhodobě zvládnout. Z hlediska bezpečnosti bylo experimentální měření parametrů turbíny s protitlakem na výstupu zrušeno.

13.3 Výkonová charakteristika bezlopatkové turbíny

Ze zpracovaných dat v podobě průměrných ustálených hodnoty byly dopočítávány parametry (fyzikální vlastnosti) tlakového vzduchu na vstupu a výstupu z turbíny. Na základě výpočtu hustoty byl stanoven celkový hmotnostní tok turbínou s otevřenou jednou a dvěma tryskami. Do grafické závislosti po té byly vyneseny naměřené hodnoty svorkového výkonu a vypočítaného hmotnostního toku pro jednotlivé aproximované konstantní otáčky. Grafické závislosti byly stanoveny zvlášť pro jednu a dva otevřené přívody do trysek.

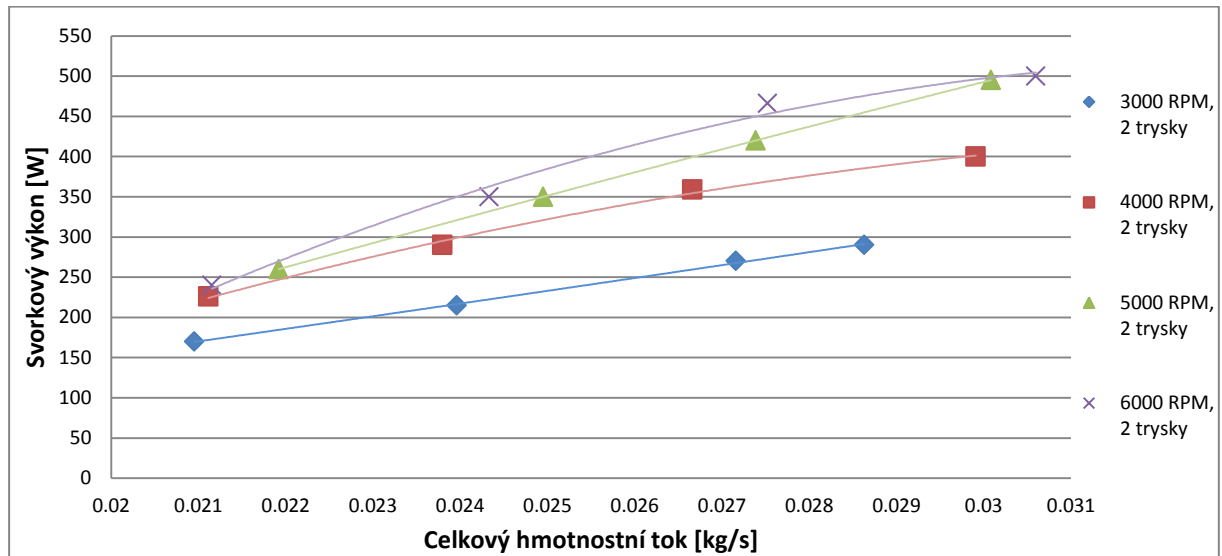


Obr. 82 – Závislost svorkového výkonu na celkovém hmotnostním toku turbínou s jednou aktivní tryskou

Z výše uvedeného grafu je patrné, že turbína s jednou aktivní tryskou (jedním otevřeným přívodem do trysky) dosahovala maximálního svorkového výkonu 250 W při hmotnostním toku 0,173 kg/s a otáčkách 5000 min⁻¹. Za zmínku stojí dosažený výkon při 3000 min⁻¹, kdy turbína generovala při téměř shodném nejméně naměřeném hmotnostním průtoku (0,01 kg/s) nejvyššího výkonu (70 W) v porovnání k ostatním provozním otáčkám.

Pro případ experimentu se dvěma otevřenými tryskami je již vidět přínos navyšujících se otáček na dosažitelném svorkovém výkonu. S přibývajícím hmotnostním tokem turbínou se ovšem trend mění a z grafu je patrné, že další navyšování průtoku při dvou otevřených přívodech do trysek již nebude ku prospěchu. Nejlepších výkonových parametrů dosahuje

zkonstruovaná bezlopatková turbína při hmotnostním toku 0,026 až 0,027 kg/s, kdy výstupní svorkový výkon má se zvyšujícími se otáčkami tendenci růst.



Obr. 83 – Závislost svorkového výkonu na celkovém hmotnostním toku turbínou se dvěma aktivními tryskami

Maximální hodnota naměřeného svorkového výkonu činila 505 W při hmotnostním toku 0,305 kg/s a otáčkách 6000 min⁻¹. Další měření s dosažením většího výkonu než 500 W již nebylo uskutečněno, neboť zapůjčený brzdový rezistor nebyl na vyšší hodnotu maření trvalého výkonu dimenzován. Mimo to, při zatížení asynchronního motoru v generátorickém režimu byla vyzorována zátěž frekvenčního měniče na úrovni 80 %. Pro celkovou bezpečnost experimentálního měření, kdy frekvenční měnič plní s asynchronním motorem funkci generátorické brzdy, nebylo vhodné riskovat přetížení měniče a jeho následné okamžité vypnutí z provozu, které by zapříčinilo roztočení turbíny na volné otáčky.

13.4 Účinnost bezlopatkové turbíny

Z naměřených hodnot při experimentálním měření byla účinnost Teslovy bezlopatkové turbíny počítána jako poměr mezi elektrickým výkonem naměřeným na svorkách generátoru (P_{SV}), resp. na svorkách frekvenčního měniče a teoretického příkonu ($P_{in,exp}$) určeného z parametrů pracovní látky na vstupu do turbíny.

$$\begin{aligned}
 P_{in,exp} &= \dot{m} \cdot (h_3 - h_1) = \dot{m} \cdot c_p (T_3 - T_1) = \dot{m} \cdot c_p \cdot T_1 \cdot \left(\frac{T_3}{T_1} - 1 \right) \\
 &= \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_1 \cdot Q \left[\left(\frac{p_3}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} - 1 \right]
 \end{aligned} \tag{13.1}$$

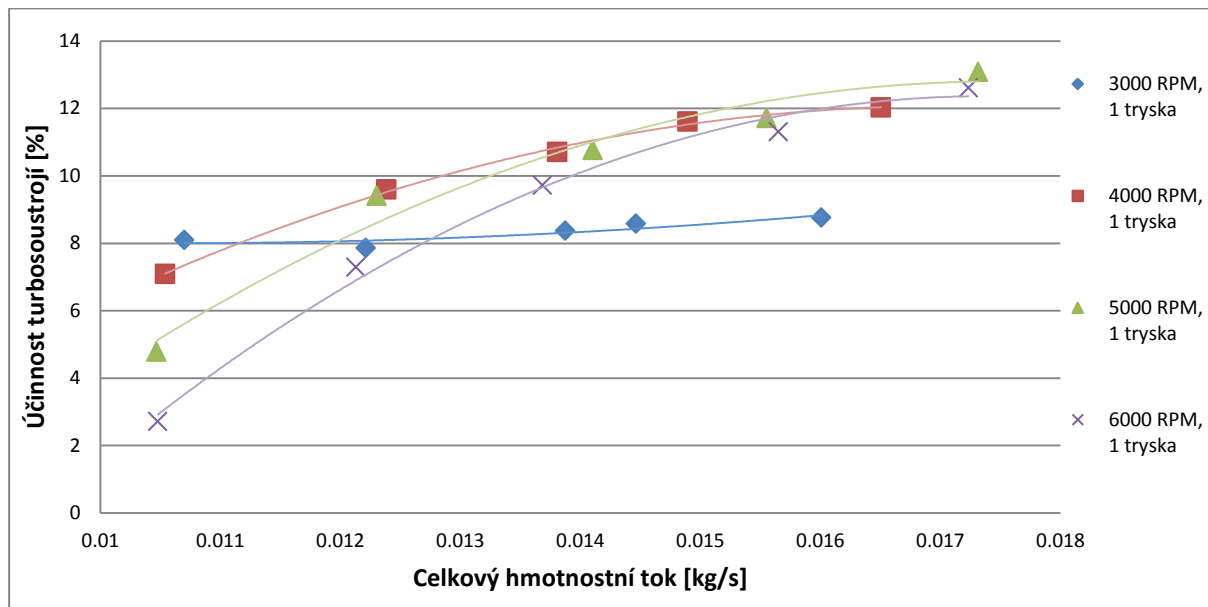
Jelikož byl výkon zaznamenáván až na výstupu z generátoru, výpočet se tedy vztahuje na účinnost celého turbosoustrojí (η_t), kde jsou již zohledněny dílčí účinnosti – vnitřní účinnost turbíny (η_{tdi}), mechanická účinnost turbíny (η_m), účinnost spojky (η_{sp}), účinnost generátoru (η_g) a účinnost frekvenčního měniče (η_{FM}).

$$\eta_t = \eta_{tdi} \cdot \eta_m \cdot \eta_{sp} \cdot \eta_g \cdot \eta_{FM} \tag{13.2}$$

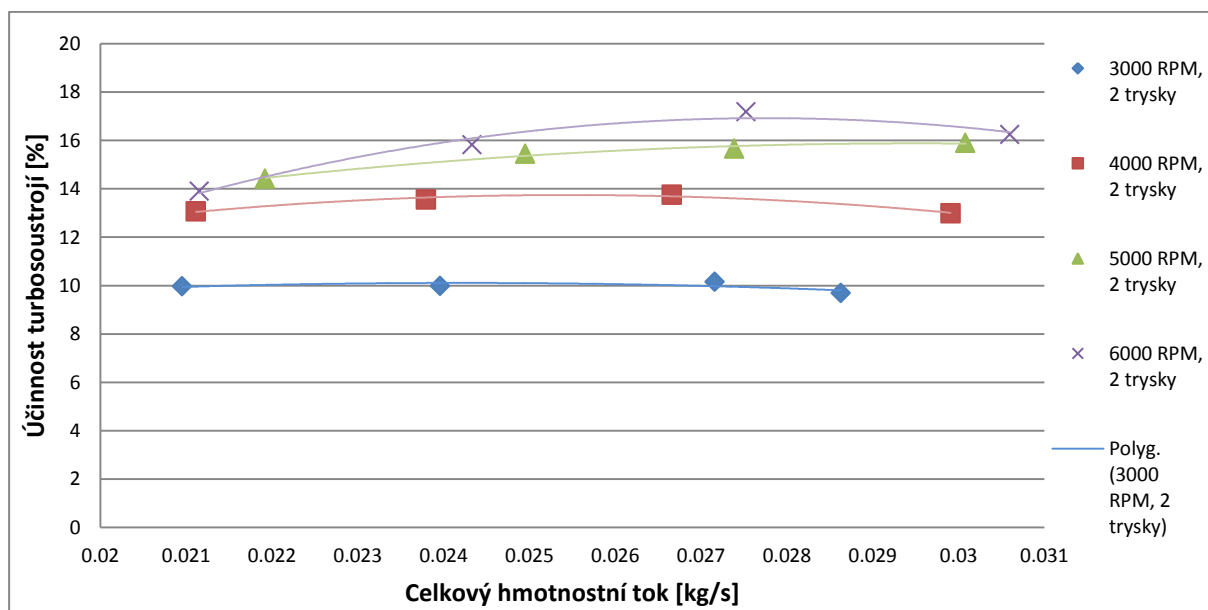
$$\eta_t = \frac{P_{SV}}{P_{in,exp}} \quad (13.3)$$

Vypočítané účinnosti pro jednotlivé otáčky a tlakové spády $\varepsilon = \{0,2 - 0,33\}$ byly vynášeny v závislosti na hmotnostním toku pracovní látky a také v závislosti na rychlostním poměru x , daného poměrem obvodové rychlosti disku rotoru vůči výstupní rychlosti z trysky vypočítané ze skutečného entalpického spádu ve statoru (trysce).

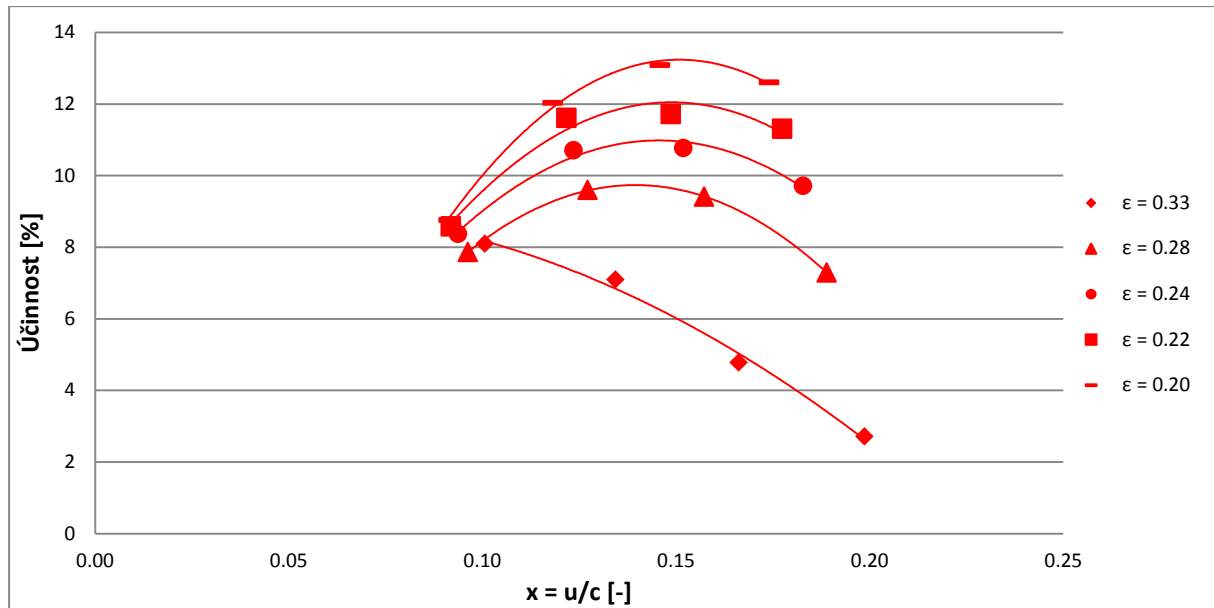
$$x = \frac{U_o}{c_2} \quad (13.4)$$



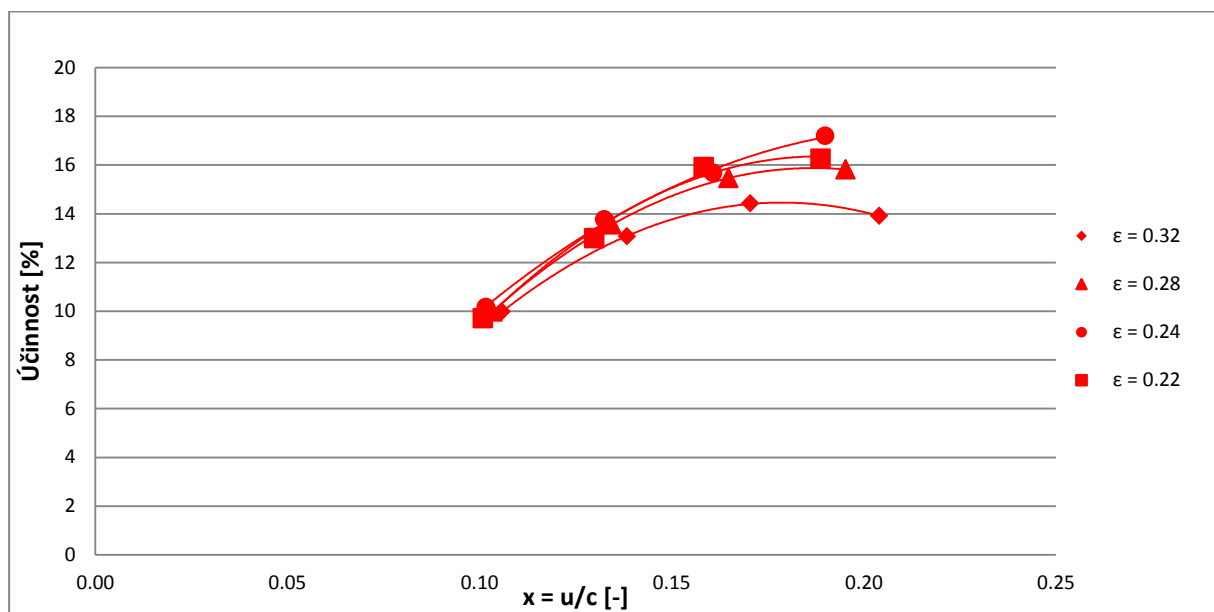
Obr. 84 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou s jednou aktivní tryskou



Obr. 85 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou se dvěma aktivními tryskami



Obr. 86 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na rychlostním poměru s jednou aktivní tryskou

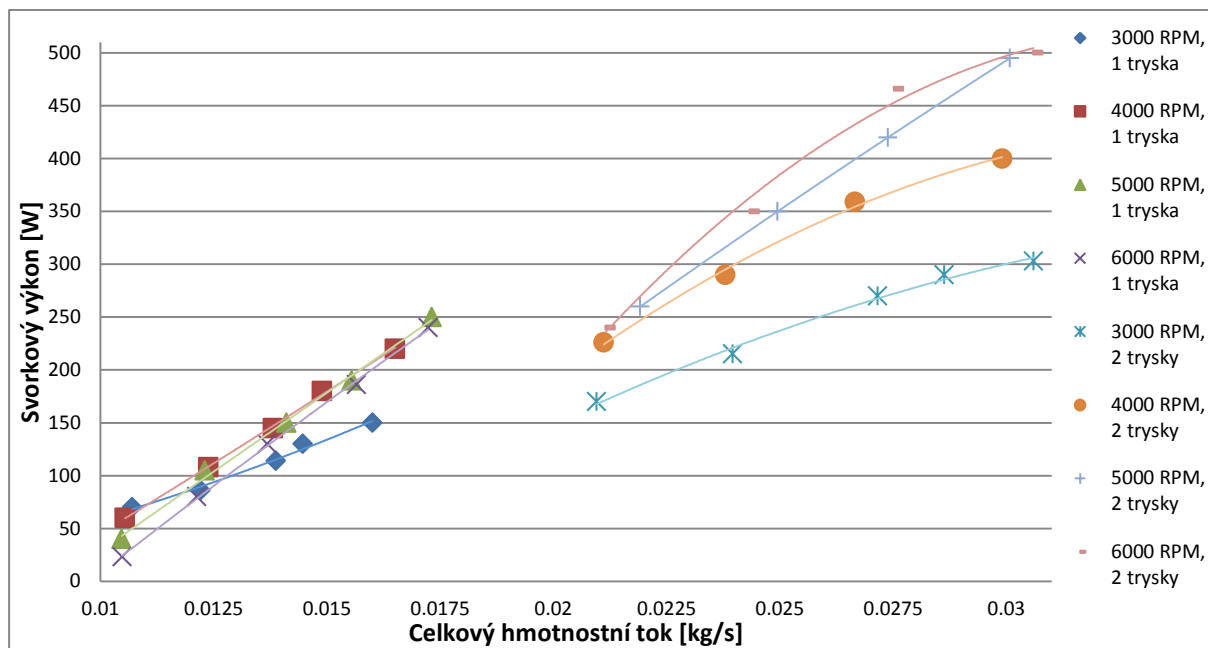


Obr. 87 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na rychlostním poměru se dvěma aktivními tryskami

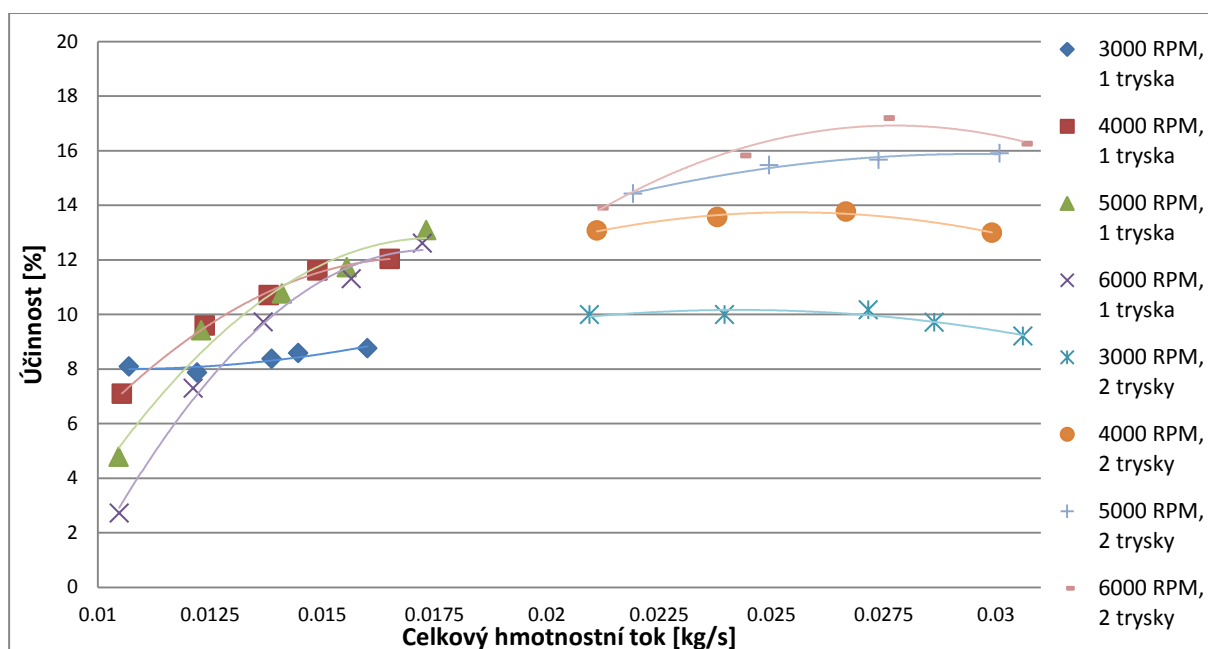
Výše uvedené grafické závislosti zachycují trendy účinnosti turbosoustrojí při různých tlakových spádech a otáčkách turbíny. Nejvyšší dosažené účinnosti 17,2 % bylo naměřeno při otáčkách 6000 min^{-1} , tlakovém spádu $\epsilon = 0,28$ a dvěma otevřenými přívody do trysek. Ze závislosti průběhu účinnosti na rychlostním poměru je patrné, že naměřené účinnosti se pohybovaly téměř ve svých maximech. Pro vypočítání maximálních hodnot při tlakovém spádu $\epsilon = 0,28$, bylo použito rovnice regrese. Z ní pak byla vyjádřena maximální dosažitelná účinnost, která činila 17,6 % při otáčkách 7170 min^{-1} .

13.5 Regulovatelnost turbíny pomocí uzavírání dýz

Z měření probíhající v několika krocích, kde nejprve byl proveden test s jedním otevřeným přívodem do trysky a následně se dvěma aktivními tryskami, bylo možno zpracovat grafickou závislost regulovatelnosti turbíny pomocí skupinové (dýzové) regulace. Do grafu byly vyneseny hodnoty svorkového výkonu a účinnosti turbosoustrojí v závislosti na jednotlivých celkových hmotnostních tocích turbínou při daných provozovaných otáčkách.



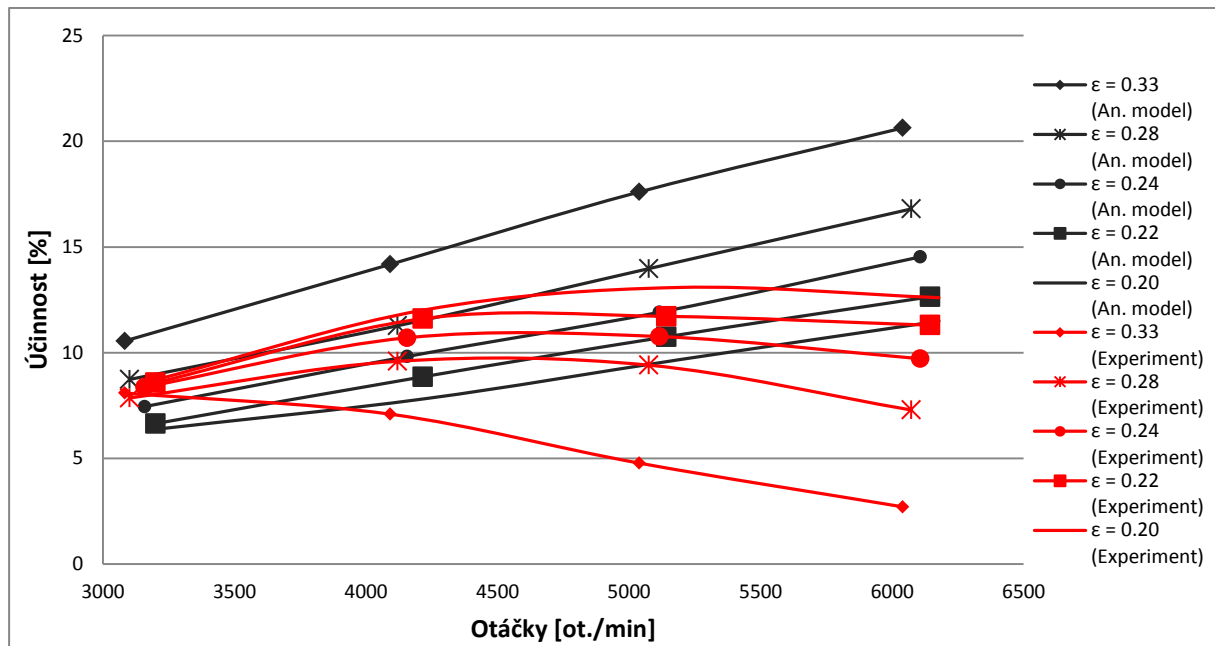
Obr. 88 – Závislost svorkového výkonu turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou při dýzové regulaci



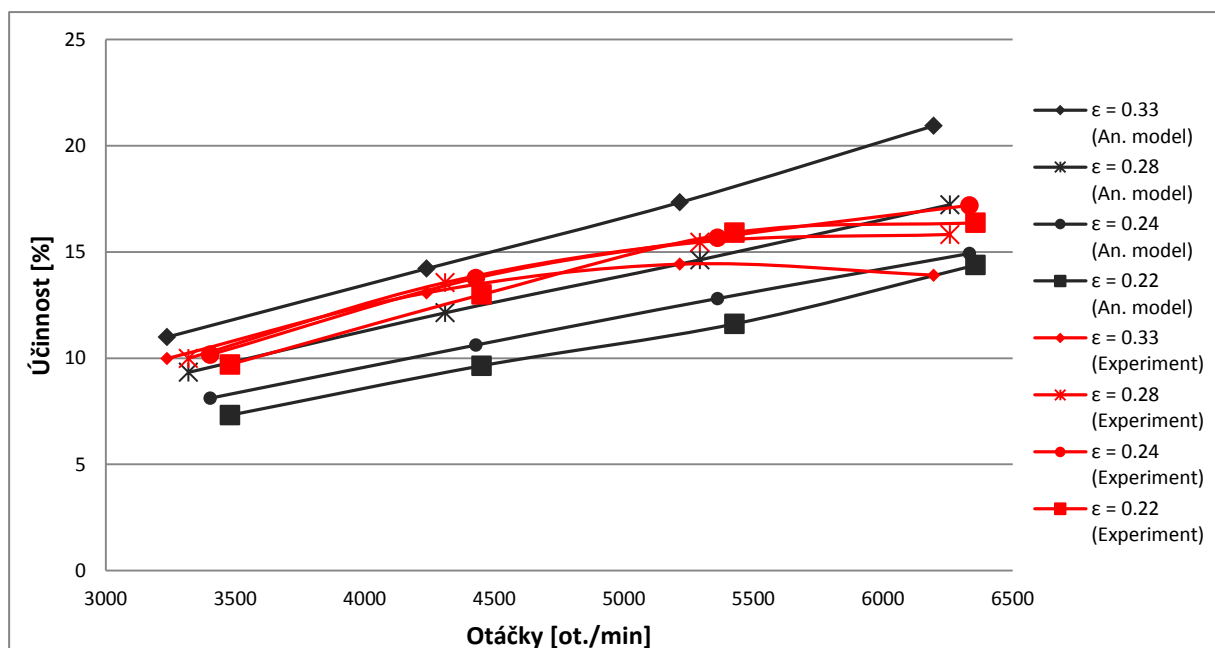
Obr. 89 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou při dýzové regulaci

13.6 Korelace experimentu s analytickým modelem

Na základě popsanych rovnic v kapitole 9 byly vypočítány isoentropické účinnosti turbíny při naměřených vstupních parametrech tlakového vzduchu a otáčkách turbíny. Tyto hodnoty pak byly společně s vypočítanou účinností z naměřených hodnot vyneseny do grafu (pro jednotlivé tlakové spády), z kterých lze porovnat analytický model predikce účinnosti turbíny vůči skutečné naměřené účinnosti.



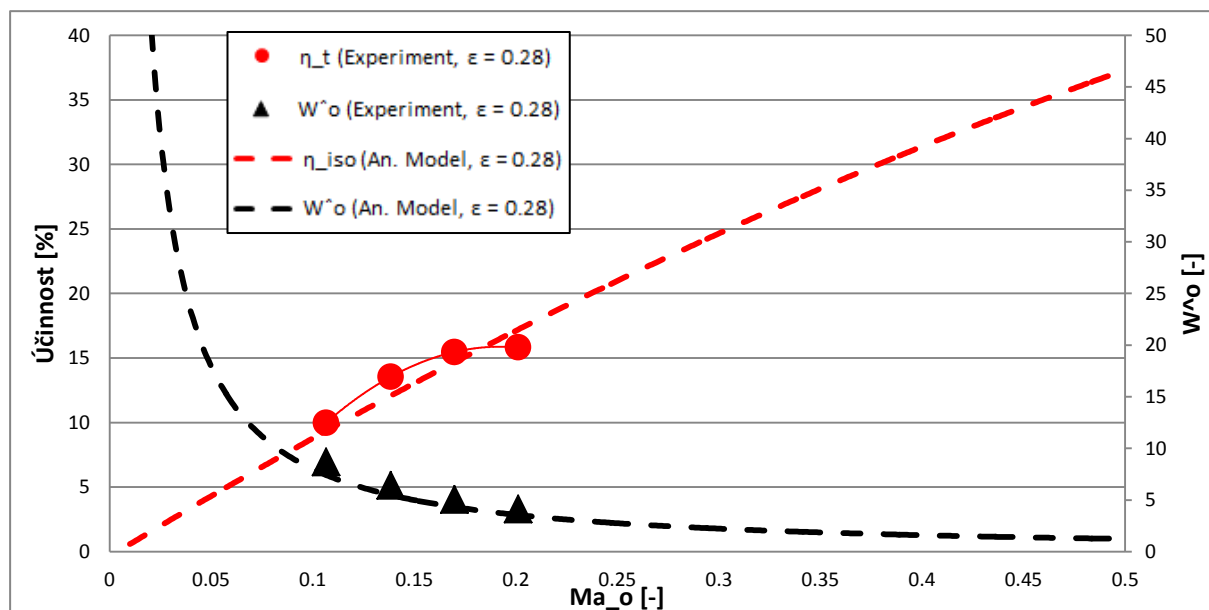
Obr. 90 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro jednu aktivní trysku



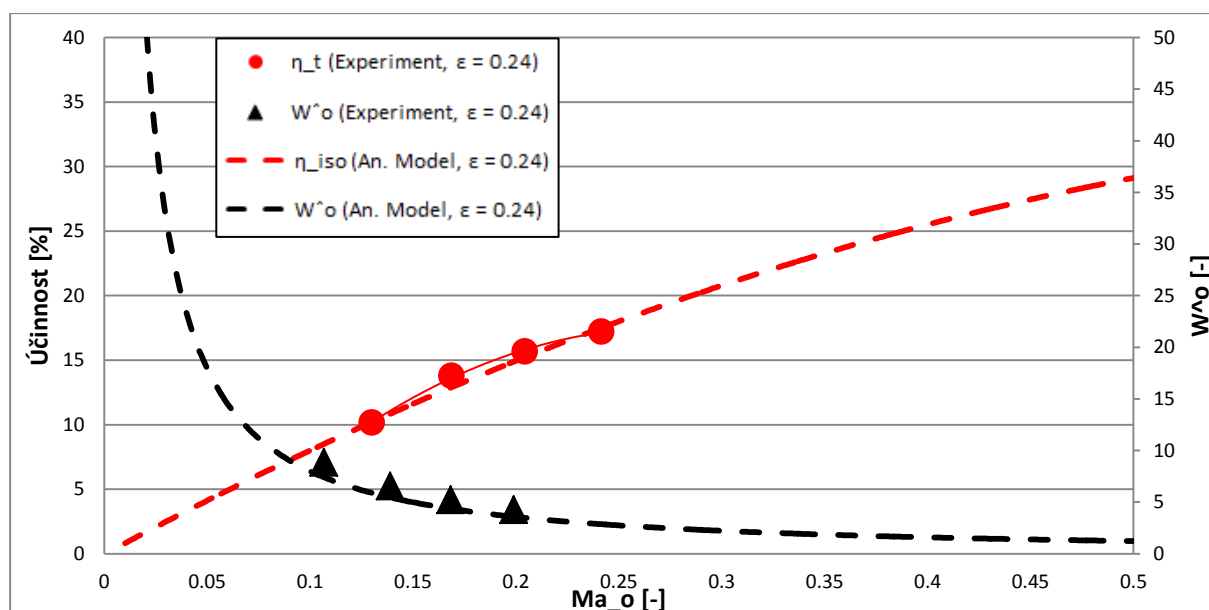
Obr. 91 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky

S využitím definovaných bezrozměrných součinitelů rozdílu tangenciálních rychlostí (\widehat{W}_o) a Machova čísla na náběžné hraně disku rotoru (Ma_o), byly vytvořeny dvě porovnání predikované účinnosti analytickým modelem s aproximovanými hodnotami vůči účinnosti naměřené při experimentu.

Z porovnání vyplývá, že ačkoli analytický model predikuje účinnost turbíny pouze na základě parametrů pracovní látky na vstupu a nikoli jako celkovou účinnost turbosoustrojí, z vypočítaných výsledků bylo pro dvě aktivní trysky dosaženo relativně slušného odhadu. V obou případech ale je patrné, že s narůstající hodnotou Machova čísla na náběžné hraně disku rotoru (Ma_o) bude účinnost turbíny spíše klesat, čímž aproximované účinnosti vypočítané analytickým modelem nebude během dalšího experimentálního měření dosaženo.



Obr. 92 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky při tlakovém spádu $\varepsilon = 0,28$



Obr. 93 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky při tlakovém spádu $\varepsilon = 0,24$

14 Návrh na konstrukční vylepšení

14.1 Bez zásahu do designu

Mezi neinvazivní návrhy vylepšení stávajícího designu konstrukce patří aplikace těsnění do prostoru mezi oběžným kolem rotoru a statorem. Konkrétně do oblasti mezi spojovací obručí a jejím zahloubení ve statoru. Do této oblasti by bylo možno nalepit těsnění z měkkého materiálu, které by se po kontaktu s rotujícím oběžným kolem zbrousilo do požadovaného tvaru a vymezilo minimální vůli mezi rotorem a statorem na obou stranách. Pracovní látka by tak neměla tendence oběžné kolo rotoru obtékat a byly by nucena procházet výhradně mezidiskovým prostorem. Tím by se snížila ztráta obtokem a bylo by dosaženo vyšší účinnosti turbíny. Pro lepší těsnost turbíny by bylo vhodné také nahradit stávající gufero za tlakový hřídelový těsnící kroužek s podpurným kroužkem, které umožní provozování turbíny při přetlaku 1 až 2 bar.

Analytickým modelem byla predikována trajektorie pracovní látky. Z něj lze usoudit, že pro nižší otáčky rotoru je trajektorie proudění pracovní látky kratší a více dostředivá než při otáčkách vyšších. V tomto případě se nabízí možnost navržení distančních prvků mezi disky rotoru, jež vymezují průtočný kanál, s větším výběhem k vnějšímu poloměru než je tomu u stávající verze konstrukce. Modelem proudění je možno spočítat a navrhnout optimální délku distančního prvku tak, aby urychlená pracovní látka předala co nejvíce hybnosti rotoru. Oběžné kolo turbíny by pak s prodlouženými výběhy distančních prvků mohlo nést podobné konstrukční znaky jako hybridní Teslova-Peltonova turbína zachycená na Obr. 13.

14.2 Se zásahem do designu

Další modifikace konstrukce vyrobeného modelu Teslovy bezlopatkové turbíny lze provést již se zásahem do jejího designu. Během realizace měření parametrů turbíny pracující do protitlaku, bylo zjištěno, že těchto podmínek s instalovanou aparaturou není možno dosáhnout a tlak za tryskou tak bude nižší než návrhový. Kvůli expanzi pracovní látky do nižšího tlaku tak výstupní rychlost z trysky byla mnohonásobně vyšší než požadovaná a mohla být jednou z příčin dosažení nízké účinnosti.

Z výše uvedeného problému vyplývá doporučení na následující konstrukční úpravy stávajícího modelu bezlopatkové turbíny a to v podobě implementace přípravku pro výměnu trysek ve statoru turbíny. Ačkoliv při návrhu přípravku bude muset být dbáno na kvalitní návrh těsnění podél rotorové oblasti, mohla by přinést tato konstrukční modifikace přínos v podobě aplikace trysek pro dané vstupní parametry tlakového vzduchu či jiného média. Přívod do trysek by mohl být v navrženém přípravku připojen v ose trysky, čímž by bylo zaručeno nižší tlakové ztráty na vstupu oproti stávajícímu řešení navrženého modelu bezlopatkové turbíny. V případě využití 3D tisku by pak mohla být vytvořena řada trysek s různými geometrickými proporcemi a kromě konvergentních trysek by mohla být vyrobena i tryska Lavalova, která by umožnila využití celkového tlakového spádu. O tom, zda by byla pro turbínu přínosnější, je možné prozatím jen spekulovat a reálný přínos by bylo potřeba podložit experimentem.

Při montáži oběžného kola rotoru bylo zjištěno, že mnoho disků z výroby nesplňovalo požadovanou rovinnost a disponovalo značným zvlněním. Některé disky, ač se na první pohled jevily jako rovné, po montáži a zpevnění oběžného kola zašroubováním průchozích šroubů se náběžné hrany některých disků navzájem dotýkaly. Z tohoto hlediska by bylo

možno doporučit implementaci distančních podložek spojenými průchozími šrouby i na vnějším poloměru disku. Spojení všech rotorových disků na náběžné hraně by také zvýšilo tuhost konstrukce oběžného kola a posunulo by tak vlastní frekvence rotoru na vyšší frekvenční úrovně. Ovšem ačkoliv podložkami vymezený průtočný kanál na náběžné hraně nabízí mnoho výhod, v místě styku distančních podložek s urychlenou pracovní látkou by mohlo docházet k výraznějším rázům od protékající pracovní látky o distanční podložky. Tuto hypotézu by bylo vhodné experimentálně ověřit a potenciální negativa konstrukčního vylepšení vyvrátit.

Za zvážení stojí také návrh nové hřídele rotoru. Při montáži turbíny bylo zjištěno, že nejspíš při dotahování ustavovací kruhové matice M10 mohlo dojít na konci hřídele k mírnému ohybu. Tento ohyb pak způsoboval nárůst vibrací a bylo nutno turbínu před měřením rozložit a hřídel rotoru narovnat. Ohnutí konce také mohlo nastat nesprávnou instalací a umístěním elektromotoru spojeného s hřídelí turbíny zubovou spojkou. Přesná příčina ohybu konce hřídele nebyla objasněna. Přesto, že při experimentu narovnaný konec hřídele nezpůsoboval výrazné obtíže, je vhodné doporučit pro nadcházející experimenty výrobu nové hřídele, jejíž konstrukce bude robustnější a z polotovaru s lepšími materiálovými vlastnostmi (s vyšší mezí kluzu).

15 Závěr

V teoretické části diplomové práce byl zprvu nastíněn historický vývoj Teslovy turbíny se zmínkou o prvním udělení patentu na stroj využívající disků namísto lopatek, jako to bývá u konvenčních hydraulických či tepelných strojů. Dále byly uvedeny a popsány základní prvky konstrukce turbíny včetně popisu jejího principu funkce a dynamiky. V kapitole pojednávající o účinnosti byly také popsány hydraulické, volumetrické a mechanické ztráty, které výslednou účinnost stroje snižují. Pro názornou ukázkou ztrát bylo uvedeno grafické znázornění tvorby vírů v proudící tekutině na vstupu a výstupu z rotoru pomocí numerické simulace ve výpočetním CFD programu.

Jak již bylo v práci uvedeno, Teslova turbína je nekonvenčním rotačním strojem, který vyniká díky své jednoduchosti konstrukce, dobrým poměrem výkonu k celkové hmotnosti a rozměrům, nízkými náklady na výrobu a hlavně možnosti využití různorodých médií s odlišnými vlastnostmi (tekutiny s vysokou viskozitou, tekutiny obsahující pevné částice apod.) jako pracovní látky. Poslední přednost navíc vyzdvihuje společnost DiscFlo Inc., která od roku 1982 vyrábí čerpadla na principu Teslova vynálezu s využitím efektu mezní vrstvy, jež mohou přečerpávat mnoho druhů kapalin.

V praktické části práce byly věnovány kapitoly návrhu a výpočtům jednotlivých součástí bezlopatkové turbíny. Byla zde nejprve provedena predikce parametrů turbíny pro dané parametry tlakového vzduchu na základě objasněného analytického modelu. Při návrhu trysky bylo vycházeno ze vztahů pro konstrukci Vitošinského konfuzoru. Návrh hřídele rotoru obnášel výpočet průběhu sil, napětí, momentů a deformací včetně výpočtu kritických otáček. Pro výpočet bylo využito software MITCalc. Pevnostní výpočet byl proveden i při návrhu rotorových disků, kde hlavním kritériem bylo porovnání ekvivalentního Von Misesova napětí vůči mezi kluzu zvoleného materiálu při návrhových otáčkách. Kromě predikce parametrů turbíny, byl analytický model proudění pracovní látky použit pro návrh distančního prvku vytvářející mezeru (průtočný kanál) mezi rotorovými disky. Díky znázornění trajektorie pracovní látky bylo možno navrhnout distanční prvek s mírným výběhem od vnitřního poloměru rotorového disku. Výběh distančního prvku by měl při daných otáčkách pomoci zužitkovat rychlost na výstupu z oběžného kola, která by jinak tvořila turbínovou ztrátu.

Ve stati o výrobě a sestavování navrženého modelu bezlopatkové turbíny bylo pojednááno o jednotlivých úkonech spojených s výrobou rotoru – vyřezávání CNC laserem, zbavování otřepů nebo ostřin, vyvažování rotoru a výrobou statoru s lapováním povrchu trysek. Kapitole je obsažen také návod na sestavení bezlopatkové turbíny z vyrobených komponent a normovaných součástí.

Kapitola zabývající se experimentálním měřením obsahuje pasáž o přípravě a zapojení měřicí aparatury pro ověření funkčních parametrů zkonstruované bezlopatkové turbíny a vyhodnocení jednotlivých naměřených hodnot. Experimentální měření sestávalo z 37 měření, přičemž jednotlivé kroky měření probíhaly pro předem nastavenou frekvenci asynchronního motoru ve funkci generátoru a postupně navyšujícím se tlakovým spádem pracovní látky na vstupu do turbíny. Měření bylo provedeno pro jeden a dva otevřené přívody tlakové vzduchu do trysek statoru. Měření pro čtyři otevřené přívody nebylo možno realizovat z důvodu omezeného průtoku instalovaného průtokoměru.

Naměřené hodnoty parametrů pracovní látky a hodnoty z frekvenčního měniče byly zpracovány a na základě dílčích výpočtů byla vyjádřena výkonová charakteristika a závislost účinnosti na celkovém hmotnostním toku a rychlostním poměru. Maximální výkon, který byl dosažen při otevřeném přívodu do jedné ze čtyř trysek, činil 250 W při hmotnostním toku

0,173 kg/s a otáčkách 5000 min⁻¹. Při těchto podmínkách bylo v režimu s jednou aktivní tryskou také dosaženo nejvyšší účinnosti, která činila 13,1 %. Pro případ s otevřenými přívody do dvou trysek, bylo naměřeno výkonu 505 W pro celkový hmotnostní tok 0,0275 kg/s, přičemž otáčky turbíny činily 6000 min⁻¹. I při tomto kroku měření bylo dosaženo nejvyšší naměřené účinnosti turbosoustrojí 17,2 %. Ze sestavené závislosti účinnosti na rychlostním poměru byla vytvořena pomocí rovnice regrese predikce nejvyšší dosažitelné hodnoty účinnosti při daném tlakovém spádu ($\epsilon = 0,28$). Z predikce vyplynulo, že zkonstruovaná bezlopatková turbína by při otáčkách 7170 min⁻¹, byla schopna dosáhnout účinnosti 17,6 %. V kapitole o experimentálním měření byly také vytvořeny grafické závislosti regulovatelnosti turbíny pomocí skupinové (dýzové) regulace z níž vyplývá téměř plynulá regulace výkonu při otevírání přívodu do trysek na rozvaděči média. Na konci kapitoly je pojednáváno o korelaci experimentu s analytickým modelem, u kterého byla, při režimu se dvěma otevřenými tryskami a tlakovým spádem $\epsilon = 0,28$ a $\epsilon = 0,24$, dosažena relativní shoda.

Ačkoliv turbína nedosahuje navrhované účinnosti, která byla při experimentu převážně snížena expanzí pracovní látky do nižšího tlaku než návrhového, přesto naměřené výsledky pomohly přiblížit představu o chování bezlopatkového stroje.

Závěrečná kapitola pojednává o dalších možnostech konstrukčního vylepšení stávajícího modelu Teslovy bezlopatkové turbíny, kde jsou zmíněny možnosti jak neinvazivní, tak se zásahem do designu. Nejsnadněji proveditelnou úpravou, která by mohla pomoci k dosažení lepších parametrů, je aplikace grafitového těsnění do prostoru mezi statorem a spojovací obručí rotorových disků v oblasti odtokové hrany.

Zkonstruovaný model Teslovy bezlopatkové turbíny nyní může sloužit jako pomůcka při výuce nebo jako stand pro další výzkum bezlopatkových rotačních strojů.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Vyd. 2. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2008, 238 s. ISBN 978-80-214-3578-0.
- [2] ANDERSON, John D. *Ludwig Prandtl's Boundary Layer*. Physics Today [online]. 2005, 58 (12), s. 48 [cit. 2013-11-05]. Dostupné z: <http://www.aps.org/units/dfd/resources/upload/prandtl_vol58no12p42_48.pdf>
- [3] BLOUDÍČEK, P. *Konstrukce Teslovy turbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2006. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Paloušek.
- [4] STEARNS, E. F. *The Tesla Turbine*, Popular Mechanics [online]. 1911 [cit. 2013-11-05]. Dostupné z: <<http://www.teslauniverse.com/pdf/articles/19111200-01.pdf>>.
- [5] TESLA, Nikola. *Turbine* [patent]. USA. Patent, 1061206. Uděleno 6. 5. 1913. Zapsáno 17. 1. 1911. Dostupné z: <<http://www.google.com/patents/US1061206>>
- [6] TESLA, Nikola. *Fluid propulsion* [patent]. USA. Patent, 1061142. Uděleno 6. 5. 1913. Zapsáno 21. 10. 1909. Dostupné z: <<http://www.google.com/patents/US1061142>>
- [7] LANGMAIER, Ferdinand. *Adhese a adhesiva*. 1. vyd. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta technologická ve Zlíně, 1999, 106 s. ISBN 80-214-1373-5.
- [8] HARRIS, William. *How the Tesla Turbine Works* [online]. 2008 [cit. 2013-11-05]. Dostupné z: <<http://auto.howstuffworks.com/tesla-turbine.htm>>
- [9] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: (malé vodní elektrárny)*. Českovice: Marcela Bednářová, c2013, 357 s. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [10] Homeconstructor. *Tesla turbine* [online]. 2012 [cit. 2013-11-06]. Dostupné z: <<http://en.homeconstructor.de/self-made-tesla-turbine.html>>
- [11] RS Design, Patente: Tesla turbine [online]. [cit.2013-11-05]. Dostupné z <<http://www.r-sdesign.com/RSD/frame.html>>
- [12] LADINO, Andrés F. R. *Numerical Simulation of the Flow Field in a Friction-Type Turbine (Tesla Turbine)*. Vídeň: Vienna University of Technology, Institute of Thermal Powerplants, 2004. 108 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Dr. Reinhard Willinger. Dostupné z: <http://www.altmann.haan.de/combustion-force-turbine/VKT_papers/Tesla_Simulation.pdf>
- [13] DRÁBKOVÁ, Sylva. *Mechanika tekutin* [online]. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2007, 1 DVD-R [cit. 2013-11-06]. ISBN 978-80-248-1508-4. Dostupné z: <<http://www.338.vsb.cz/PDF/Drabkova-Mechanikatekutin.pdf>>
- [14] LAIKA, Viktor. *Abeceda malých vodních pohonů: Teslova turbína* [online]. [cit.2013-11-10]. Dostupné z: <<http://mve.energetika.cz/jineturbiny/tesla.htm>>

- [15] LAMPART, Piotr, Łukasz JEĐRZEJEWSKI. *Investigations of aerodynamics of Tesla bladeless* Gdańsk: Polish Academy of Sciences [online]. [cit.2013-11-10]. Dostupné z: <http://kkmp2010.put.poznan.pl/sites/default/files/KKMP2010PLLJcop_0_0.pdf>
- [16] LAMPART, Piotr, Krzysztof KOSOWSKI, Marian PIWOWARSKI, Łukasz JEĐRZEJEWSKI. *Design analysis of Tesla micro-turbine operating on a low-boiling medium*. Polish Maritime Research [online]. vol. 16, Special [cit. 2014-04-10]. DOI: 10.2478/v10012-008-0041-5. Dostupné z: <<http://www.degruyter.com/view/j/pomr.2009.16.issue--1/v10012-008-0041-5/v10012-008-0041-5.xml>>
- [17] FULLER, Howard J. *Wind Turbine for generation of electric power* [patent]. USA. Patent, 7695242. Uděleno 13. 4. 2010. Zapsáno 6. 12. 2006. Dostupné z: <<http://www.freepatentsonline.com/7695242.html>>
- [18] COUTO, Heraldo da Silva. *Hybrid Tesla-Pelton Wheel Disc Turbine* [patent]. USA. Patent, 20110027069. Uděleno 3. 2. 2011. Zapsáno 6. 3. 2008. Dostupné z: <http://www.faqs.org/patents/imgfull/20110027069_01>
- [19] KUNC, Jan. *Biomasa - efektivní palivo pro ORC technologii*. [online]. 2005 [cit. 2014-03-10]. Dostupné z: <<http://www.tzb-info.cz/2455-biomasa-efektivni-palivo-pro-orc-technologie>>
- [20] ŠKORPÍK, Jiří. *Tepelná turbína a turbokompresor*, Transformační technologie, 2011-02, [last updated 2013-12]. Brno: Jiří Škorpík, [online] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <<http://www.transformacni-technologie.cz/tepelna-turbina-a-turbokompresor.html>>
- [21] PALUMBO, John F. *Bladeless turbocharger* [patent]. USA. Patent, WO2002042642 A1. Uděleno 30. 5. 2002. Zapsáno 27. 11. 2001. Dostupné z: <<http://www.google.com.mx/patents/WO2002042642A1?hl=cs>>
- [22] *DiscFlo General Brochure* [online]. c2011 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <<http://www.discflo.com/images/stories/pdf/generalbroch.pdf>>
- [23] IZRAELEV, Valentin, William J. WEISS, Bryan FRITZ, et al. 2009. A Passively Suspended Tesla Pump Left Ventricular Assist Device. *ASAIO Journal* [online]. 55(6), 556-561 [cit. 2016-04-25]. DOI: 10.1097/MAT.0b013e3181bae73e. ISSN 10582916. Dostupné z: <http://content.wkhealth.com/linkback/openurl?sid=WKPTLP:landingpage&an=00002480-200911000-00006>
- [24] HOYA, G. P. a A. GUHA. 2009-6-1. The design of a test rig and study of the performance and efficiency of a Tesla disc turbine. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* [online]. 223(4), 451-465 [cit. 2016-04-25]. DOI: 10.1243/09576509JPE664. ISSN 09576509. Dostupné z: <http://sdj.sagepub.com/lookup/10.1243/09576509JPE664>
- [25] LOGAN, Earl a Ramenendra ROY. *Handbook of turbomachinery*. 2nd ed., rev. and expanded. New York: M. Dekker, c2003. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 93. ISBN 08-247-0995-0.

- [26] ROMANIN, Vince, Van P. CAREY a Zack NORWOOD. *Strategies for Performance Enhancement of Tesla Turbines for Combined Heat and Power Applications*. In: ASME 2010 4th International Conference on Energy Sustainability, Volume 2 [online]. Berkeley, (California): ASME, 2010, s. 57-64 [cit. 2016-02-21]. DOI: 10.1115/ES2010-90251. ISBN 9780791843956. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1607440>
- [27] ROMANIN, Vincent D. *Theory and Performance of Tesla Turbines*. Berkeley, (California), 2012. Disertační práce. University of California, Berkeley. Vedoucí práce Van P. Carey.
- [28] CAREY, Van P. *Assessment of Tesla Turbine Performance for Small Scale Solar Rankine Combined Heat and Power Systems*. In: Volume 9: Heat Transfer, Fluid Flows, and Thermal Systems, Parts A, B and C [online]. ASME, 2009, s. 769-777 [cit. 2016-02-21]. DOI: 10.1115/IMECE2009-10814. ISBN 9780791843826. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1640640>
- [29] ROMANIN, Vince D. a Van P. CAREY. An integral perturbation model of flow and momentum transport in rotating microchannels with smooth or microstructured wall surfaces. *Physics of Fluids* [online]. 2011, 23(8), 082003- [cit. 2016-02-21]. DOI: 10.1063/1.3624599. ISSN 10706631. Dostupné z: <http://scitation.aip.org/content/aip/journal/pof2/23/8/10.1063/1.3624599>
- [30] GAO, Puzhen, Stéphane LE PERSON a Michel FAVRE-MARINET. Scale effects on hydrodynamics and heat transfer in two-dimensional mini and microchannels. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2002, 41(11), 1017-1027 [cit. 2016-04-21]. DOI: 10.1016/S1290-0729(02)01389-3. ISSN 12900729. Dostupné z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S1290072902013893>
- [31] GAMRAT, G., M. FAVRE-MARINET, S. LE PERSON, R. BAVIÈRE a F. AYELA. An experimental study and modelling of roughness effects on laminar flow in microchannels. *Journal of Fluid Mechanics* [online]. 2008, 594, - [cit. 2016-02-21]. DOI: 10.1017/S0022112007009111. ISSN 00221120. Dostupné z: http://www.journals.cambridge.org/abstract_S0022112007009111
- [32] JANALÍK, Jaroslav. *Vybrané kapitoly z mechaniky tekutin* [CD-ROM]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita, 2008 [cit. 2016-02-21]. ISBN 9788024819105.
- [33] BEANS, Elroy W. *Performance Characteristics of a Friction Disc Turbine*. Pennsylvania, 1961. Disertační práce. Pennsylvania State University.
- [34] LEAMAN, Audley B. *The Design, Construction and Investigation of a Tesla Turbine*. Maryland, 1950. Diplomová práce. University of Maryland.
- [35] ARMSTRONG, James. H. 1952. *An investigation of the performance of a modified Tesla turbine*. Georgia. Disertační práce. Georgia Institute of Technology, Faculty of the Division of Graduate Studies.

- [36] CAREY, Van P. Computational/Theoretical Modeling of Flow Physics and Transport in Disk Rotor Drag Turbine Expanders for Green Energy Conversion Technologies. In: Volume 11: *New Developments in Simulation Methods and Software for Engineering Applications; Safety Engineering, Risk Analysis and Reliability Methods; Transportation Systems* [online]. ASME, 2010, s. 31-38 [cit. 2016-02-25]. DOI: 10.1115/IMECE2010-41017. ISBN 9780791844489. Dostupné z: <http://proceedings.asmedigitalcollection.asme.org/proceeding.aspx?articleid=1616936>
- [37] CAINRS, W. M. J. *The Tesla disc turbine*. 1st Printing. Frome, Somerset [England]: Camden Miniature Steam Services, 2001. ISBN 0953652327.
- [38] MENDOZA LARIOS, José Gabriel. *Diseno de una Turbina sin Álabes con Efoque de Optimización*. México, 2012. Diplomová práce. Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico, Departamento de Ingeniería Mecánica. Vedoucí práce Dr. Jorge Colín Ocampo.
- [39] Tesla Turbine MK2. <http://www.gyroscope.com/> [online]. [cit. 2016-03-01]. Dostupné z: <http://www.gyroscope.com/images/teslaturbine/mk2/manual.pdf>
- [40] RICE, Warren. An Analytical and Experimental Investigation of Multiple-Disk Turbines. *Journal of Engineering for Power* [online]. 1965, 87(1), 29- [cit. 2016-05-01]. DOI: 10.1115/1.3678134. ISSN 00220825. Dostupné z: <http://GasTurbinesPower.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1416753>
- [41] Elliot, D. G. *Theory and Tests of Two-Phase Turbines*. Pasadena (California) [online]. [cit.2013-11-10]. DOI: 10.2172/5346135. Dostupné z: <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/5346135>.
- [42] KADRNOŽKA, Jaroslav. *Lopatkové stroje*. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2003. ISBN 8072042971.
- [43] NOŽIČKA, Jiří. *Dynamika plynů*. Praha: Česká technika - nakladatelství ČVUT, 2005. ISBN 8001033007.
- [44] DVOŘÁK, Rudolf a Karel KOZEL. *Matematické modelování v aerodynamice*. Praha: České vysoké učení technické, 1996. ISBN 8001015416.
- [45] ŠKORPÍK, Jiří. Proudění plynů a par tryskami, *Transformační technologie*, 2006-02, Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <http://www.transformacni-technologie.cz/proudeni-plynu-a-par-tryskami.html>.
- [46] KRISHNAN, Vedavalli G, Vince ROMANIN, Van P CAREY a Michel M MAHARBIZ. Design and scaling of microscale Tesla turbines. *Journal of Micromechanics and Microengineering* [online]. 2013, 23(12), 125001- [cit. 2016-05-16]. DOI: 10.1088/0960-1317/23/12/125001. ISSN 09601317. Dostupné z: <http://stacks.iop.org/0960-1317/23/i=12/a=125001?key=crossref.f9fcc1c91933d5bc4d0f1d339012b504>

- [47] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R MISCHKE a Richard G BUDYNAS, (ed.). *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Editor Miloš Vlk. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [48] KOČMAN, S. 2000. *Synchronní stroje*. Ostrava. VŠB-TUP, Katedra obecné elektrotechniky, 2000, 10s. [online] [cit. 2016-05-16] Dostupné z: <http://fei.vsb.cz/kat452/Vsb.cz/elektrotechnika/sylaby/synchronni%20stroje.pdf>
- [49] SLÁDEČEK, Václav. *Aplikace měničů frekvence u malých větrných elektráren* [online]. Rožnov p.R./Zubří, 2007 [cit. 2016-05-16]. ISBN 978-80-239-9006-5. Dostupné z: <http://www.roznovskastredni.cz/dwnl/pel2007/12/Sladecek.pdf>

Seznam obrázků

Obr. 1 - Testovací model Teslovy turbíny o výkonu 149 kW [4].	11
Obr. 2 - Schématický nákres konstrukce turbíny (nalevo) a čerpadla (napravo) z patentů N. Tesly [5], [6].	12
Obr. 3 - Hlavní součásti a popis konstrukce Teslovy turbíny [37].	13
Obr. 4 - Ilustrační fotografie rotoru – hřídel a rotor se sadou disků [10].	14
Obr. 5 - Řez rotoru bezlopatkové turbíny s jednolitou dutou hřídelí [3].	14
Obr. 6 - Řez rotoru bezlopatkové turbíny s jednolitou dutou hřídelí [38].	15
Obr. 7 - Tvar skříně s prodlouženým tangenciálním přívodem (nalevo) a bez prodloužení (napravo) [11].	15
Obr. 8 - Znázornění proudění tekutiny v Teslově turbíně [12].	16
Obr. 9 Znázornění tvorby obecné mezní vrstvy a mezní vrstvy v mezerách disků rotoru turbíny [12], [13].	16
Obr. 10 - h-s diagram stavu pracovní látky procházející turbínou [12].	17
Obr. 11 - Navýšení počtu vstupních otvorů ve statoru turbíny [15].	20
Obr. 12 - Distanční vložky na krajích disků rotoru ve tvaru lopatky [17].	21
Obr. 13 - Rotor hybridní Teslovy-Peltonovy turbíny [18].	21
Obr. 14 - Rotor turbíny opatřený výřezy po obvodu [3].	22
Obr. 15 - Postupné rozšíření průměru otvorů disků pro rovnoměrnější odtok média [23].	22
Obr. 16 - Turbodomčadlo tvořené bezlopatkovým kompresorem a turbínou [21].	24
Obr. 17 - Větrná turbína pro generování elektrické energie [17].	24
Obr. 18 - Řez čerpadlem a diskový rotor čerpadla společnosti DiscFlo Inc. [22].	25
Obr. 19 – Rotor s uložením zkonstruované turbíny J. H. Armstrongem (vlevo) a detail na kónický rotorový disk s uvedenými rozměry (vpravo) [35].	28
Obr. 20 – Rotor s uložením zkonstruované turbíny J. H. Armstrongem (vlevo) a detail na kónický rotorový disk s uvedenými rozměry (vpravo) [33].	29
Obr. 21 – Graf závislosti účinnosti turbíny na poměru mezery mezi disky k vnějšímu poloměru disku (nalevo) a souhrnný graf hlavních parametrů turbíny v závislosti na otáčkách rotoru (napravo) [33].	30
Obr. 22 – Graf závislosti účinnosti turbíny na poměru mezery mezi disky k vnějšímu poloměru disku (nalevo) a závislost koeficientu krouticího momentu na tlakovém poměru (napravo) [33].	31
Obr. 23 – Měřicí aparatura při testování modelu bezlopatkové turbíny (nalevo) a odhalený rotor modelu turbíny se vstupní tryskou (napravo) [26].	33
Obr. 24 – Měřicí aparatura při testování modelu bezlopatkové turbíny (nalevo) a odhalený rotor modelu turbíny se vstupní tryskou (napravo) [26].	33
Obr. 25 – CFD proudění na náběžné hraně disku rotoru [12].	34
Obr. 26 – CFD proudění na odtokové hraně disku rotoru [12].	35
Obr. 27 – CFD proudění na výstupu z mezidiskového prostoru turbíny [12].	35
Obr. 28 – CFD proudění bezlopatkové turbíny se dvěma vtoky [12].	36
Obr. 29 – CFD proudění v rotorové oblasti při 9000 a 18000 ot./min [15].	37
Obr. 30 – Grafické zpracování výsledků reakce, výkonu a účinnosti turbíny z numerické simulace [15].	37
Obr. 31 – CFD proudění v rotorové oblasti turbíny s větším průměrem disků a reálným tvarem odtokových otvorů [15].	38
Obr. 32 Grafické závislosti reakce, výkonu a isoentropické účinnosti na hmotnostním toku pracovní látky při daném počtu vstupních trysek a otáčkách rotoru [15].	38
Obr. 33 – Proudění mezi dvěma paralelními deskami [32].	41
Obr. 34 – Rozběhová dráha laminárního proudění a vývoj rychlostního profilu [13].	42
Obr. 35 – Tvorba mezní vrstvy na náběžné hraně obtékané desky a úplav na odtokové hraně [13].	43
Obr. 36 – Oblasti a tloušťka mezní vrstvy při obtékání rovinné desky [13].	43
Obr. 37 – Nerozšířená tryska a průběh expanze tekutiny [43].	44
Obr. 38 – Lavalova tryska a parametry proudu při návrhovém stavu [43].	45
Obr. 39 – Průběh rychlosti a tlaku v konvergentní trysce za nenávrhových podmínek [43].	46
Obr. 40 – Průběh tlaku a hmotnostního toku v Lavalově trysce při nenávrhových stavech [43].	46
Obr. 41 – Proudění v šikmo seříznuté konvergentní trysce (vlevo) a Lavalově trysce (vpravo) [45].	47
Obr. 42 – Schématické zobrazení a zjednodušení Teslovy turbíny pro analytický model [27].	48
Obr. 43 – Schématické zobrazení proudění pracovní látky mezi dvojicí disků rotoru Teslovy turbíny [27].	48
Obr. 44 – Variace rychlostních profilů v závislosti na indexu toku [29].	51
Obr. 45 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na Reynoldsově čísle [30].	53
Obr. 46 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na Reynoldsově čísle [31].	53
Obr. 47 – Graf závislosti Poiseuilleova čísla na relativní drsnosti povrchu [31].	54
Obr. 48 – Graf závislosti účinnosti rotoru na bezrozměrných proměnných veličinách [36].	59
Obr. 49 – Graf závislost isoentropické účinnosti turbíny na bezrozměrných proměnných veličinách [36].	59

Obr. 50 – Znázornění trajektorií pracovní látky v mezeře mezi rotorovými disky [36].....	60
Obr. 51 – Rozměry navržené konvergentní trysky pomocí vztahu pro výpočet Vitošinského konfuzoru	67
Obr. 52 – Navržený stator - vnitřní oblast a konvergentní trysky (vlevo), vstupní otvory do trysek (vpravo)	67
Obr. 53 – Navržená hřídel rotoru s vyznačeným funkčními plochami	69
Obr. 54 – Definování podpor (červeně - umístění ložisek) pro výpočet hřídele rotoru v programu MITCalc.....	69
Obr. 55 – Definování zápichu (zeleně) a vrubů (modře) pro výpočet hřídele rotoru v programu MITCalc	70
Obr. 56 – Definování zatížení silou (červeně) a kroutícím momentem (fialově) pro výpočet hřídele rotoru	70
Obr. 57 – Graf průběhu napětí v krutu a úhlu zkroucení po délce hřídele	71
Obr. 58 – Graf průběhu napětí v ohybu a úhlu natočení po délce hřídele	71
Obr. 59 – Graf průběhu redukovaného napětí průhybu po délce hřídele	71
Obr. 60 – Rotorový disk (vlevo) a spojovací obruč rotorových disků (vpravo).....	72
Obr. 61 – Navržený distanční prvek (vlevo) a umístění prvku na rotorovém disku (vpravo).....	73
Obr. 62 – Trajektorie pracovní látky se dvěma tryskami (vlevo) a čtyřmi vstupními tryskami (vpravo)	73
Obr. 63 – Rozložení obvodového napětí (vlevo) a radiálního napětí (vpravo) v rotujícím disku [47].....	74
Obr. 64 – Graf rozložení obvodového, radiálního a ekvivalentního napětí na poloměru disku	75
Obr. 65 – Neprůchozí odtokový díl (vlevo) a řez průchozím odtokovým dílem (vpravo)	76
Obr. 66 – Uložení ložiskového páru 6000-2RSH jako axiálně vodícího ložiska	77
Obr. 67 – Rozložený pohled sestavy navržené Teslovy bezlopatkové turbíny	78
Obr. 68 – Zbavování ořepů a ostrin rotorových disků a distančních prvků po vypálení CNC laserem	79
Obr. 69 – Vyvažování oběžného kola na vyvažovacím přístroji (vlevo) a odevírání materiálu z krycích disků (vpravo).....	79
Obr. 70 – Frézování vnitřní oblasti ve statorové desce (vlevo) a v odtokovém dílu (vpravo) na CNC stroji	80
Obr. 71 – Výsledek lapování vyfrézované poloviny trysky ve statorové desce	80
Obr. 72 – Znázornění uložení rotoru ve statoru turbíny ve čtvrtinovém řezu	81
Obr. 73 – Momentová charakteristika asynchronního motoru [48]	83
Obr. 74 – Zapojení frekvenčního měniče s brzdným rezistorem k asynchronnímu motoru (generátoru) [49]	84
Obr. 75 – Schéma zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření	84
Obr. 76 – Zapojení měřicí aparatury bezlopatkové turbíny při experimentálním měření	85
Obr. 77 – Zapojení rozvaděče média bezlopatkové turbíny při experimentálním měření	85
Obr. 78 – Zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření	86
Obr. 79 – Zapojení bezlopatkové turbíny při experimentálním měření	86
Obr. 80 – Graf průběhu měřených hodnot pracovní látky při experimentálním měření turbíny	88
Obr. 81 – Graf průběhu měřených hodnot ve frekvenčním měniči při experimentálním měření turbíny	88
Obr. 82 – Závislost svorkového výkonu na celkovém hmotnostním toku turbínou s jednou aktivní tryskou	90
Obr. 83 – Závislost svorkového výkonu na celkovém hmotnostním toku turbínou se dvěma aktivními tryskami.....	91
Obr. 84 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou s jednou aktivní tryskou	92
Obr. 85 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou se dvěma aktivními tryskami	92
Obr. 86 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na rychlostním poměru s jednou aktivní tryskou	93
Obr. 87 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na rychlostním poměru se dvěma aktivními tryskami	93
Obr. 88 – Závislost svorkového výkonu turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou při dýzové regulaci.....	94
Obr. 89 – Závislost účinnosti turbosoustrojí na celkovém hmotnostním toku turbínou při dýzové regulaci	94
Obr. 90 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro jednu aktivní trysku	95
Obr. 91 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky	95
Obr. 92 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky při tlakovém spádu $\epsilon = 0,28$	96
Obr. 93 – Porovnání výpočtu účinnosti analytickým modelem vůči výpočtu z experimentu pro dvě aktivní trysky při tlakovém spádu $\epsilon = 0,24$	96

Seznam tabulek

Tab. 1 – Parametry pracovní látky testované turbíny zkonstruované N. Teslou v roce 1913 [33].....	26
Tab. 2 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované N. Teslou v roce 1913 [33]	26
Tab. 3 – Parametry pracovní látky testované turbíny zkonstruované A. B. Leamanem v roce 1950 [34]	27
Tab. 4 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované A. B. Leamanem v roce 1950 [34]	27
Tab. 5 – Parametry pracovní látky při testování turbíny zkonstruované E. W. Beansem roku 1961 [33]	29
Tab. 6 – Rozměry a parametry testované turbíny zkonstruované E. W. Beansem roku 1961 [33].....	30
Tab. 7 – Parametry pracovní látky při testování turbíny zkonstruované W. Ricem roku 1965 [40].....	31
Tab. 8 – Rozměry a parametry turbíny zkonstruované W. Ricem roku 1965 [40]	31
Tab. 9 – Rozměry a parametry modelu Teslovy turbíny MK2 společnosti Brightfusion Ltd. [39]	32
Tab. 10 – Výpočet tloušťky mezní vrstvy v závislosti na druhu mezní vrstvy [13].....	43
Tab. 11 – Ideální hodnoty bezrozměrných součinitelů pro dosažení optimální účinnosti bezlopatkové turbíny [26], [46]	62
Tab. 12 – Výsledky výpočtu předběžného návrhu konstrukce bezlopatkové turbíny	63
Tab. 13 – Souhrn vybraných materiálů a jejich vlastností pro konstrukci bezlopatkové turbíny	64
Tab. 14 – Parametry pracovní látky na vstupu do navrhované trysky	65
Tab. 15 – Parametry pracovní látky v kritickém průřezu navržené trysky.....	66
Tab. 16 – Parametry pracovní látky v kritickém průřezu navržené trysky.....	70
Tab. 17 – Vstupní hodnoty pro výpočet napětí a deformace rotorového disku.....	75
Tab. 18 - Naměřená data ze všech kroků experimentálního měření	89

Seznam použitých veličin a symbolů

Veličina	Symbol	Jednotka
Příčný průřez	A	m ² , mm ²
Mezera mezi rotorovými disky	b	m, mm
Celková rychlost	c	m.s ⁻¹
Měrná tepelná kapacita	c _p	kJ.kg ⁻¹ . K ⁻¹
Síla	F	N
Entalpie	h	kJ.kg ⁻¹
Hybnost	H	kg.m.s ⁻¹
Proud asynchronního motoru	I _{AM}	A
Moment hybnosti	K	kg.m ² .s ⁻¹
Charakteristický rozměr	L	m
Hmotnostní tok	\dot{m}	kg.s ⁻¹
Moment	M	Nm
Machovo číslo	Ma	-
Index toku	n	-
Otáčky	n _t	min ⁻¹
Výkon	P	W
Tlak	p	Pa
Poiseuilleovo číslo	Po	-
Objemový tok	Q	m ³ .s ⁻¹
Radiální souřadnice, poloměr	r	m
Molární plynová konstanta	R	J.kmol ⁻¹ K ⁻¹
Elektrický odpor brzdného rezistoru	R _b	Ω
Reynoldsovo číslo	Re	-
Modifikované Reynoldsovo číslo	Re _m [*]	-
Entropie	s	kJ.kg ⁻¹ . K ⁻¹
Bezrozměrný poměr výšky průtočného kanálu	s _c	-
Čas	t	s
Teplota	T	°C
Obvodová složka rychlosti disku rotoru	U	m.s ⁻¹
Napětí asynchronního motoru	U _{AM}	V
Obvodová složka rychlosti pracovní látky	v _θ	m.s ⁻¹

Veličina	Symbol	Jednotka
Radiální složka rychlosti	v_r	m.s^{-1}
Bezrozměrná radiální rychlost	V_{ro}	-
Bezrozměrný rychlostní rozdíl	\widehat{W}	-
Bezrozměrná radiální souřadnice	ξ	-
Rychlostní profil	φ	-
Darcyho koeficientu tření	f	-
Dynamická viskozita	μ	Pa.s
Kinematická viskozita	ν	$\text{m}^2.\text{s}^{-1}$
Bezrozměrný tlak	\hat{p}	-
Tečné smykové napětí	τ	Pa
Napětí	σ	Pa
Hustota	ρ	kg.m^{-3}
Poissonova konstanta	κ	-
Tloušťka mezní vrstvy	δ	m
Výkonový součinitel	λ	-
Účinnost	η	-

Seznam příloh

Příloha PI	Výkres sestavy turbíny	(4 strany)
Příloha PII	Výkres sestavy rotoru	(2 strany)
Příloha PIII	Výkres součástí turbíny	(10 stran)