



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

REVERZNÍ VÍROVÁ TURBINA

REVERSIBLE SWIRL TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Palička

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2020

Zadání diplomové práce

Ústav:	Energetický ústav
Student:	Bc. Miroslav Palička
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Fluidní inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
Akademický rok:	2019/20

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:

Reverzní vírová turbína

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Vírová turbína je stroj, který pracuje bez rozvaděče při poměrně malých spádech a velkých průtocích. Klasické řešení reverzní vírové turbíny zahrnuje provoz v turbinovém i v čerpadlovém režimu. Diplomová práce se bude zabývat použitím tohoto typu stroje nejen v režimu turbinovém a čerpadlovém, ale také pro možnost turbíny v přílivové vodní elektrárně, tedy turbíny v obousměrném proudění. Může být provozována i ve vícestupňovém režimu při akumulaci vodní energie v zásobnících vody (důlní čerpadlo – turbína). V diplomové práci bude stanoven návrhový bod pro turbinový režim provozu (Q11, n11).

Cíle diplomové práce:

Návrh lopatkování reverzní vírové turbíny a zjištění možností práce tohoto typu stroje v turbinovém i v čerpadlovém provozu.
Výpočetní stanovení charakteristik obou režimů provozu reverzní vírové turbíny.

Seznam doporučené literatury:

- NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.
- NECHLEBA, M., DRUCKMULLER, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.
- HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Projektování a provoz tekutinových zařízení, akad. rok 2018/2019.
- LENGYEL, J.: Projektovanie vodných elektrární. Skripta SVŠT Bratislava, 1963.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Táto diplomová práca sa zaoberá hydraulickým návrhom Vírovej turbíny pre prílivovú elektrárňu a skúma možnosť prevádzky tohto stroja v turbínovom, reverznom turbínovom, čerpadlovom a reverznom čerpadlovom režime. Z jednotlivých prevádzkových režimov hydraulického návrhu, boli pomocou CFD simulácií vytvorené charakteristiky ktoré boli porovnané a vyhodnotené.

Kľúčové slová

Prílivová elektrárňu, Vírová turbína, hydraulický návrh, CFD (Computational fluid dynamics)

Abstact

This diploma thesis describes hydraulic design of Swirl turbine, dedicated to be used for tidal powerplant and study possibilities of the turbine to work in turbine, reverse turbine, pump and reverse pump regime. From individual regimes, graphical characteristics of created hydraulic design were created and compared, using CFD simulations.

Key words

Tidal powerplant, Swirl turbine, hydraulic design, CFD (Computational fluid dynamics)

Bibliografická citácia

PALIČKA, Miroslav. *Reverzní vírová turbína*. Brno, 2020. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/121664>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

Čestné prehlásenie

Prehlasujem, že som túto diplomovú prácu vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry a zdrojov uvedených na zozname, ktorý tvorí prílohu tejto práce.

V Brne 26.júna 2020

.....
Miroslav Palička

Pod'akovanie

Touto formou by som rád pod'akoval vedúcemu tejto diplomovej práce doc. Ing. Miloslavovi Haluzovi, CSc. za jeho cenné rady, pripomienky a veľmi príjemnú spoluprácu počas posledných rokov, ktorá mi veľmi pomohla k vytvoreniu tejto práce.

Obsah

1. Energetika a energia prílivu a odlivu.....	12
1.1. Energetika a globálne otepľovanie.....	12
1.2. Vodná energia ako udržateľný zdroj energie.....	13
1.3. Energia prílivu a odlivu	14
1.4. Spôsob využitia energie prílivu a odlivu	17
1.5. Výhody a nevýhody prílivových elektrární	19
1.6. Veľký potenciál a nový prístup.....	20
2. Vodné turbíny	21
2.1. Energetické pomery prúdenia	21
2.2. Teoretický a efektívny výkon turbíny	23
2.3. Princíp získavania efektívneho výkonu.....	25
2.4. Rýchlostné trojuholníky	25
2.5. Eulerova turbínová rovnica.....	26
2.6. Rozdelenie vodných turbín	28
2.6.1. Rozdelenie podľa tlakových pomerov.....	28
2.6.2. Rozdelenie podľa smeru prúdenia.....	28
2.7. Hydraulická podobnosť	29
2.7.1. Jednotkové hodnoty.....	29
2.7.2. Špecifické otáčky turbíny	31
2.8. Základné typy turbín.....	32
2.8.1. Peltonova turbína	32
2.8.2. Francisova turbína.....	33
2.8.3. Kaplanova turbína	33
2.8.4. Vírová turbína.....	35
3. Hydraulický návrh Vírovej turbíny.....	38
3.1. Odhad čistého (netto) spádu.....	38

3.2.	Návrhový bod	41
3.3.	Geometria sacej rúry.....	41
3.4.	Účinnosť sacej rúry	43
3.5.	Tvorba geometrie lopatky	45
3.6.	konformná transformácia	47
4.	CFD výpočet.....	52
4.1.	Geometria.....	52
4.2.	Výpočtová sieť	55
4.3.	Nastavenie výpočtu	59
5.	Výpočet turbínového a reverzného turbínového režimu	61
5.1.	Turbínový režim (Záporná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie).....	61
5.2.	Reverzný turbínový režim(Kladná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie)	68
5.3.	Účinnosť sacej rúry	72
6.	Výpočet čerpadlového a reverzného čerpadlového režimu	74
7.	Vyhodnotenie	86
8.	Záver	88
9.	Použitá literatúra:.....	90
10.	Internetové zdroje:	91
11.	Zoznam grafov	92
12.	Zoznam tabuliek:	94
13.	Zoznam obrázkov	95
14.	Zoznam použitých veličín	97

Úvod

Životná úroveň ľudí, žijúcich vo vyspelých štátoch po celom svete, je v roku 2020 vyššia ako kedykoľvek predtým. Za tento blahobyt vo veľkej miere môžeme vdáčiť moderným technológiám, ktoré denne uľahčujú životy každého z nás. Veľká väčšina týchto technológií je závislá od energetickej infraštruktúry, ktorá bola budovaná celé dekády. Akokoľvek prepracovaná a kvalitná, má táto infraštruktúra negatívnu stranu, ktorej vplyvy sú čím ďalej evidentnejšie.

Závislosť energetickej infraštruktúry na fosílnych palivách je problémom, ktorého vyriešenie môže v budúcnosti predstavovať otázku života a smrti. Neustála akcelerácia vypúšťania skleníkových plynov do atmosféry predstavuje globálny problém, ktorého efekty sú z roka na rok vážnejšie. Príspevok skleníkových plynov od energetickej infraštruktúry predstavuje najväčší podiel spomedzi všetkých odvetví priemyslu. Aj z toho dôvodu je nutné fosílna palivá nahradiť alternatívnymi zdrojmi energie čo najskôr. Akokoľvek riešiteľný, nie je tento problém ani zďaleka jednoduchý. Obrovská prekážka pri jeho riešení je ekonomické hľadisko.

Nízko uhlíkové energetické zdroje, sú z ekonomického pohľadu často príliš drahé a nerentabilné. Aj z toho dôvodu je nutné k veci pristupovať s novým, inovatívnym prístupom. Jeden z možných ekologických zdrojov energie predstavuje energia prílivu a odlivu. Jej minimálne využitie je spôsobené finančnou náročnosťou tejto technológie. Ekonomické sprístupnenie tejto technológie by mohlo spočívať v novom prístupe, ktorý predstavuje Vírová turbína vynájdená na Strojnej fakulte Vysokého učenia technického, odborom Fluidného inžinierstva.

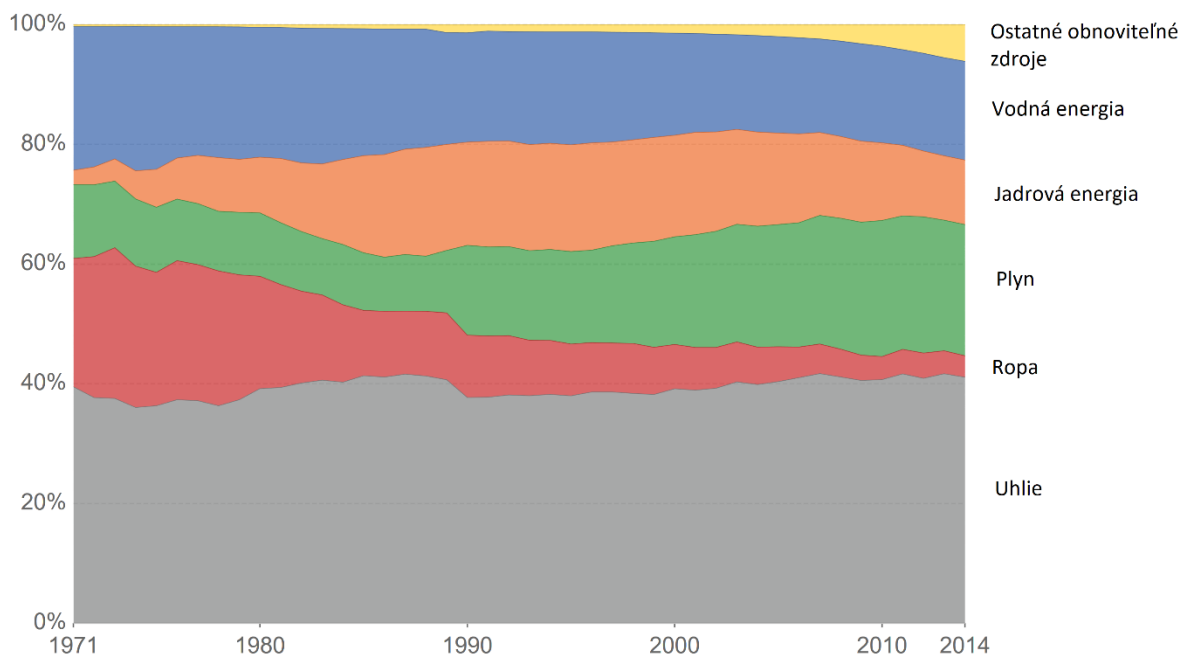
Tento stroj je kandidátom na efektívne a cenovo dostupné riešenie tohto problému. Táto diplomová práca sa venuje hydraulickému návrhu Vírovej turbíny pre prílivovú elektrárňu, skúma možnosť jej využitia v turbínovom, opačnom (reverznom) turbínovom, čerpadlovom, reverznom čerpadlovom režime a spolu s naväzujúcou konštrukčnou diplomovou prácou poskytuje všeobecný prehľad o možnosti využitia tejto relatívne novej technológie.

1. Energetika a energia prílivu a odlivu

1.1. Energetika a globálne otepľovanie

Svetová energetika sa v roku 2020 nachádza v situácii, kedy globálna spotreba elektrickej energie neustále stúpa. Zároveň sa kladie čoraz väčší dôraz na spomalenie a zvrátenie globálneho otepľovania, ktorého vplyvy sú stále evidentnejšie a vážnejšie. Výroba elektrickej energie pritom v roku 2010 predstavovala až 25% celkovej svetovej produkcie skleníkových plynov [6], čo predstavuje najväčšiu časť zo všetkých odvetví. Snaha znížiť emisie skleníkových plynov je preto v energetike veľmi dôležitá.

Hlavným dôvodom, prečo je príspevok emisií skleníkových plynov od energetiky tak vysoký, je závislosť energetickej infraštruktúry na fosílnych palivách. Ako možno vidieť na obrázku č.1, podiel fosílnych palív na výrobu elektrickej energie je dlhodobo vyšší ako 60 %.



Obr.č.1 Podiel zdrojov energie na celkovú svetovú výrobu elektrickej energie [15], upravené

Najvyšší podiel má uhlie, ktoré je spaľované v uhoľných elektrárnach. Spaľovanie uhlia pritom vytvára najväčšiu uhlíkovú stopu na vygenerovanú kWh spomedzi všetkých zdrojov energie, ako je možné vidieť v tabuľke č.1.

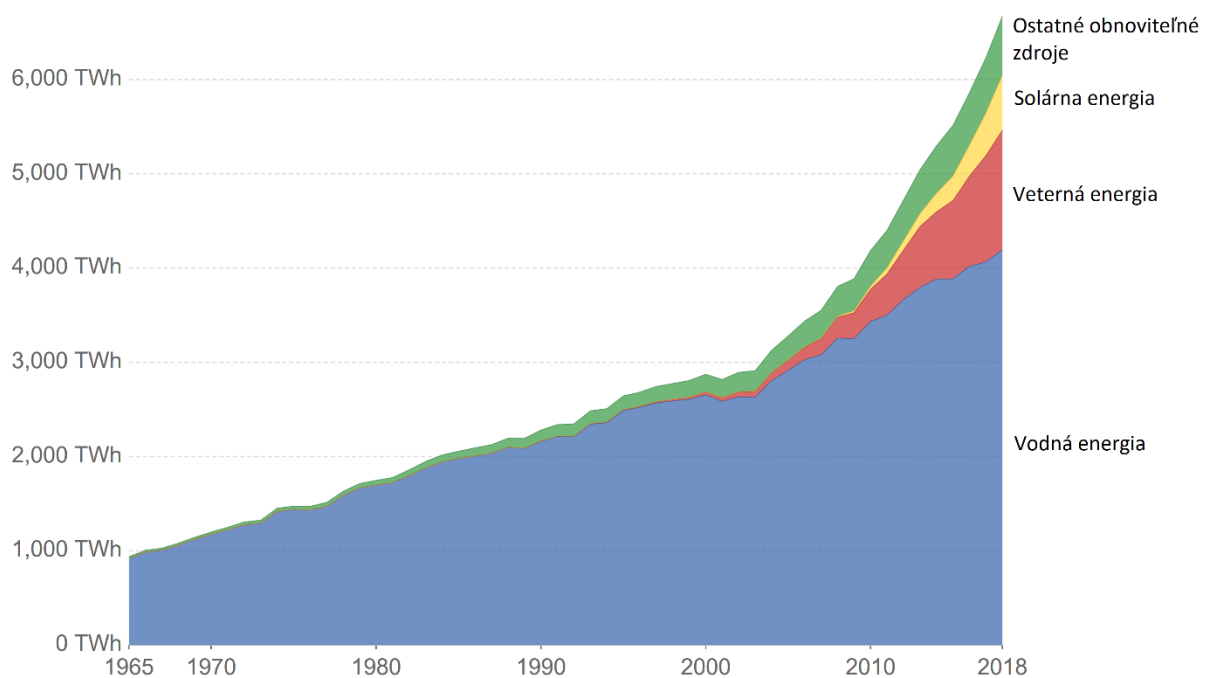
Postupné zníženie emisií skleníkových plynov sa realizuje upúšťaním od zdrojov energie s veľkou uhlíkovou stopou (všeobecne od fosílnych palív) a ich nahrádzaním za udržateľné zdroje energie. Táto diplomová práca je zameraná na vodnú energiu, konkrétne na využitie energie prílivu a odlivu.

Zdroj energie	Ekvivalent uhlíkovej stopy [g CO ₂ /kWh]
Uhlie	820
Plyn	490
Solárna energia	48
Vodná energia	24
Jadrová energia	12
Veterná energia	12

Tabuľka č.1 Ekvivalent uhlíkovej stopy podľa zdroja energie v g CO₂ na kWh[6]

1.2. Vodná energia ako udržateľný zdroj energie

Vodná energia je druh udržateľnej, nízko uhlíkovej energie, ktorý je v energetike využívaný, spomedzi všetkých udržateľných zdrojov najviac.



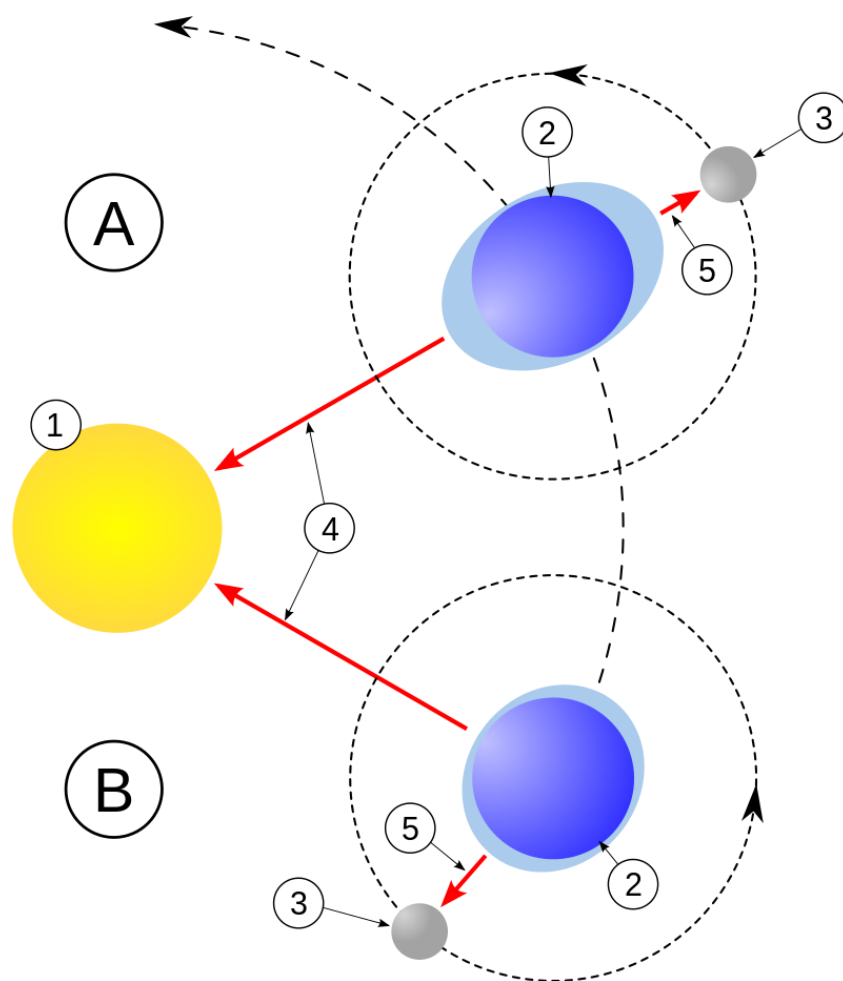
Obr.č.2 Množstvo celosvetovo vyrobenej elektrickej energie z obnoviteľných zdrojov [16] upravené

Ako možno vidieť na obrázku č.2, vodná energia predstavuje v súčasnosti asi 60% celkového príspevku udržateľných energií na výrobu elektrickej energie. Toto percento sa však rok od roku znižuje. Je to spôsobené celosvetovým presadzovaním udržateľných zdrojov a to hlavne veternej a solárnej energie, ktoré donedávna neboli komerčne využívané vo veľkom. Taktiež je vodná energia vo vyspelých štátoch využívaná viac ako storočie a väčšina teoretickej energetickej kapacity vodných tokov je využitá.

1.3. Energia prílivu a odlivu

Na rozdiel od vnútrozemských štátov, prímorské štáty majú okrem vodných tokov k dispozícii prírodný zdroj energie v podobe mora a oceánu. Na prvý pohľad staticky vyzerajúce moria a oceány, sú v skutočnosti zásobárňou neobmedzeného, ekologického zdroja energie. Jedným z možných spôsobov čerpania tejto energie je využiť energiu prílivu a odlivu.

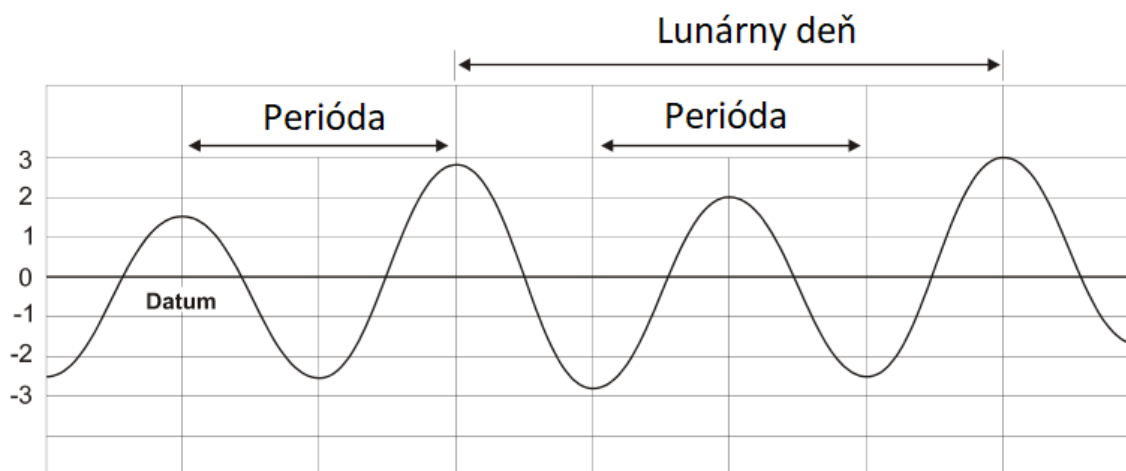
Príliv a odliv je slapový jav, spôsobený vzájomnou gravitačnou interakciou zeme, mesiaca a slnka, pričom vplyv mesiaca predstavuje asi $\frac{2}{3}$ a slnka $\frac{1}{3}$ celkového pôsobenia. Prejavuje sa vzdúvaním morskej hladiny. Všeobecne platí že príliv a odliv nastáva 2krát za lunárny deň (doba rotácie zeme relatívne k mesiacu) a zmena výšky hladiny je závislá na fáze mesiaca. Vplyv fázy mesiaca možno jednoducho ukázať na obr.č.3.



1 Slnko; 2 Zem; 3 Mesiac; 4 Smer gravitačnej sily slnka; 5 Smer gravitačnej sily mesiaca

Obr.č.3 Vplyv fázy mesiaca na výšku prílivu/odlivu [13]

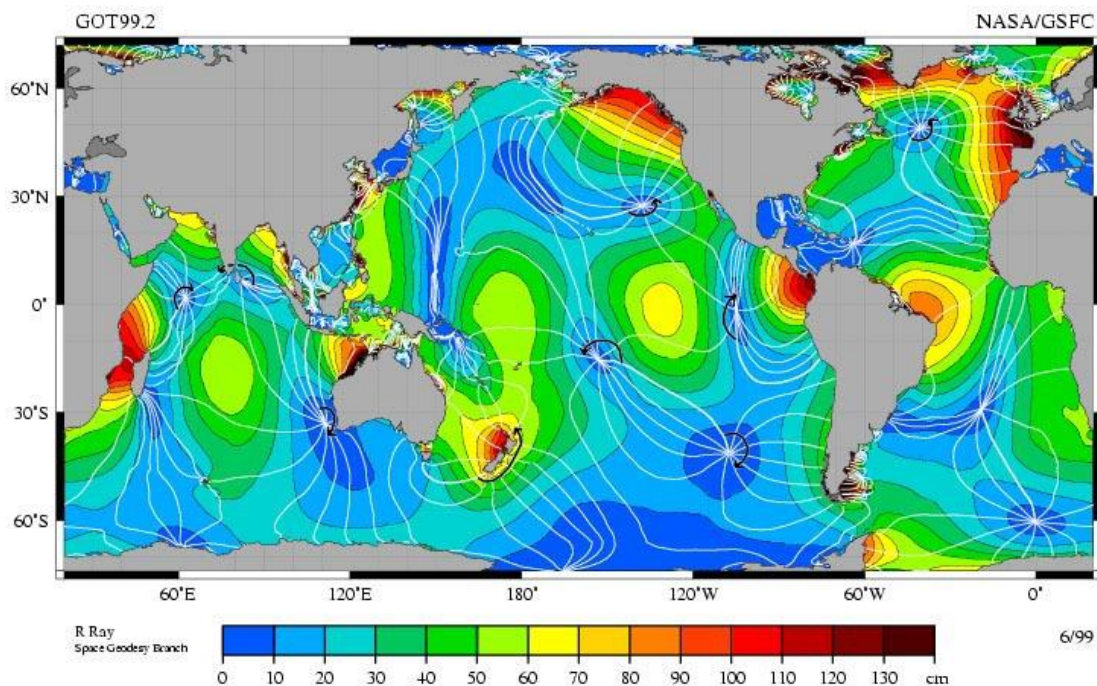
V pozícií A sa mesiac, slnko a zem nachádzajú približne na priamke. Pri tomto rozpoložení je príliv a odliv najsilnejší (takzvaný skočný príliv/odliv).V pozícií B sú pomyselné priamky slnko-zem a zem-mesiac v takmer pravom uhle. Vtedy je sila prílivu a odlivu najslabšia (takzvaný hluchý príliv/odliv). Typický priebeh (existujú aj iné priebehy) zmeny výšky hladiny možno vidieť na obrázku č.4.



Obr.č.4 Typický priebeh výšky hladiny [17], upravené

Menej významný, no nie zanedbateľný globálny vplyv na výšky prílivu a odlivu, majú zmeny vzdialenosti zeme od slnka (v priebehu roka) a mesiaca od zeme (v priebehu mesiaca). Táto fluktuácia je spôsobená eliptickým tvarom obežných dráh.

Okrem astronomických vplyvov, sa na mohutnosť prílivu a odlivu v nemalej miere podieľajú vplyvy lokálne. Tieto lokálne vplyvy ako napríklad konfigurácia pobrežia, lokálna hĺbka vôd alebo topografia oceánskeho dna, ovplyvňujú príliv a odliv natoľko, že sa jeho výška na niektorých miestach na zemi môže pohybovať v rozmedzí až desiatok metrov. Z tohoto dôvodu boli vytvorené prílivové mapy, ktoré graficky znázorňujú priemernú amplitúdu výšky prílivu(obr.č.5). Biele čiary v tejto mape spájajú oblasti s rovnakou amplitúdou prílivu. Miesta kde sa tieto čiary schádzajú do jedného bodu sa nazývajú prílivové uzly. Amplitúda prílivu voči odlivu v prílivovom uzle je nulová. Oblasti s vysokou priemernou amplitúdou prílivu sú vyznačené tmavými farbami. Tieto miesta teda predstavujú lokality, kde sa energia prílivu a odlivu môže efektívne a vo veľkej miere využívať.



Obr.č.5 Prílivová mapa [14]

1.4.Spôsob využitia energie prílivu a odlivu

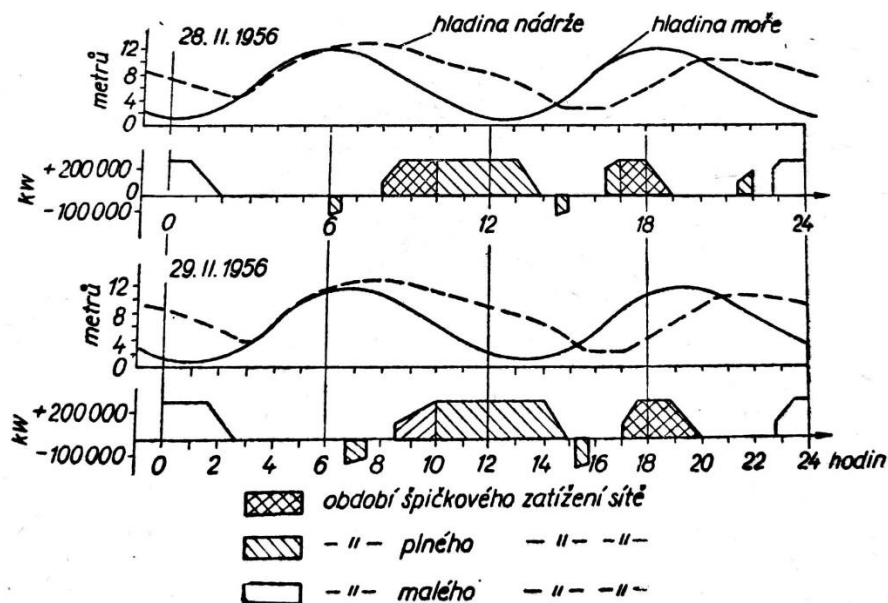
Amplitúda prílivu a odlivu vytvára výškový rozdiel hladín (medzi nádržou a hladinou vodnej plochy) , ktorý je možno využiť, podobne ako na vodných tokoch, v prílivovej vodnej elektrárni. Základnými komponentmi týchto elektrární, sú prílivová hrádza so vstupnými turbínami, regulačné stavidlá a nádrž. Prílivová hrádza, umožňuje vode prúdiť do nádrže počas prílivu a vypúšťa vodu z nádrže v čase odlivu. Pri správnom načasovaní plnenia/vyprázdňovania nádrže, vzniká medzi hladinou mora/oceánu a hladinou nádrže výškový rozdiel, ktorý využívajú vstupné turbíny na produkciu elektrickej energie. Tento proces je uskutočňovaný pomocou stavidiel, ktoré regulujú vypúšťanie a napúšťanie nádrže.

Nádrž prílivovej elektrárne z princípu funkcie musí byť čo najväčšia, aby sa pri plnení/vypúšťaní nádrže, udržal veľký rozdiel výšky hladín čo najdlhšie. Z tohto dôvodu, neprichádzajú do úvahy umelo vytvorené nádrže ale je nutné využiť prírodné rezervoáre ako napríklad zálivy alebo riečne delty. Príkladom prílivovej elektrárne, využívajúcej riečnu deltu je Francúzska elektrárňa na rieke Rance (Obr.č.6). Táto prílivová elektrárňa je v prevádzke od roku 1966 a je prvou elektrárnou svojho druhu. S jej maximálnym výkonom 240MW dodáva približne 600GWh ročne. [21]



Obr.č.6 Prílivová elektrárň na rieke Rance [19]

Jej hrádza je 750 metrov dlhá a 13 metrov vysoká. Je v nej uložených 24 hľuzových turbín. Tento typ turbín je špeciálnym typom axiálnej turbíny, ktorej lopatky je možné natočiť až o 200° , čo umožňuje obojsmerný turbínový režim a taktiež obojsmerný čerpadlový režim. Čerpadlovým režimom turbín v prílivových elektrárňach, je možné zdokonaľiť prevádzku tým, že v dobe, kedy sa odliv mení na príliv a naopak, sa vyčerpá časť vody z nádrže alebo v opačnom prípade, sa prečerpá voda z mora/oceánu do nádrže. To sa deje pri malom rozdiel hladín a teda, s použitím malého množstva energie, sa značne zväčší použiteľný spád na turbíny [2]. Približný priebeh výšky hladín s pričerpávaním na elektrárni Rance je možno vidieť na obrázku č.7.



Obr.č.7 Priebeh hladín a výkonov počas dňa na prílivovej elektrárni na rieke Rance [2]

1.5. Výhody a nevýhody prílivových elektrární

Medzi hlavné výhody prílivových elektrární patrí stálosť a predvídateľnosť tejto energie, vzhľadom na jej zdroj. Využívanie prílivu/odlivu na generovanie elektrickej energie však odoberá z nášho planetárneho systému energiu. To môže spôsobiť spomaľovanie rotácie zeme, podobne ako je to u mesiaca, kde slapové javy spôsobili úplnú synchronizáciu rotácie mesiaca, s dobou obehu okolo zeme (preto je zo zeme vždy viditeľná len privrátená strana mesiaca a „príliv“ na mesiaci je vždy na tej istej pologuli). Hmotnosť mesiaca je však podstatne menšia ako hmotnosť zeme. Aj preto by spomalenie rotácie zeme (ktoré neustále prebieha), bolo badateľné až po miliónoch rokov. Z toho dôvodu je energia prílivu a odlivu považovaná za prakticky nevyčerpatel'ný zdroj.

Malé množstvo prílivových elektrární vo svete je však indikátorom mnohých nevýhod. Jedným z najväčších problémov predstavuje cena konštrukcie. Rozsiahle stavebné práce na vytvorenie hrádze na morskom pobreží, nehovoriac a zložitom turbínovom sústrojí ktoré musí pre efektívnu prevádzku fungovať obojsmerne ako čerpadlo aj turbína v korozívnom prostredí, predstavujú nemalé investičné náklady.

Návratnosť tejto investície je taktiež limitovaná charakterom využívaného zdroja energie. Príliv a odliv je síce stabilný ale jeho synchronizácia s potrebami energetickej siete je bez akumulácie nerealizovateľná. Výroba elektriny mimo dopytovej špičky je finančne nevýhodná a akumulácia predstavuje ďalšie nemalé náklady.

Odhliadnuc od finančného hľadiska, lokálne vplyvy na príliv a odliv obmedzujú realizovateľnosť prílivových elektrární len na lokality s vysokými amplitúdami (Tmavé oblasti na Obr.č.5).

Z pohľadu globálneho otepľovania, je tento typ elektrární veľmi lákavý, pretože jediným zdrojom skleníkových plynov je samotná konštrukcia. Vzhľadom na teoretickú životnosť, ktorá sa pohybuje v rozmedzí mnohých desiatok rokov, je uhlíková stopa v prepočte na GWh vytvorenej elektriny veľmi priaznivá. Avšak z celkového ekologického pohľadu na vec, je nutné prihliadnuť k rozsiahlemu narušeniu ekosystému, obzvlášť v prípade elektrárne využívajúcej ako nádrž deltu rieky, kde obmedzenie toku môže výrazne vplývať na slanosť vody a pohyb živočíchov v ovplyvnenej oblasti.

1.6. Veľký potenciál a nový prístup

Aj napriek mnohým nevýhodám prílivových elektrární, je ich potenciál obrovský. Táto diplomová práca je venovaná možnosti využitia moderných a nových prístupov k riešeniu prílivových elektrární a konkrétne sa venuje preskúmaniu možnosti znížiť investičné náklady pomocou nového typu turbíny, ktorý bol vynájdený na Odbore Fluidného Inžinierstva FSI VUT v Brne. Jedná sa o Vírovú turbínu, ktorej charakter nabáda k využitiu v menšej prílivovej elektrárni, ktorej investičné náklady by mali byť odľahčené o rozvádzač a zložité riešenie pohyblivých lopatiek. Problematike turbín je venovaná celá nasledujúca kapitola.

2. Vodné turbíny

Vodné turbíny sú hydrodynamické stroje, ktoré umožňujú premieňať potenciálnu a polohovú energiu vody, na mechanickú energiu na hriadelí a tým vytvárať užitočný výkon. Predchodcami turbín boli vodné kolesá, ktoré premieňali len polohovú energiu vody na mechanickú energiu. Turbíny sú schopné premieňať aj energiu tlakovú. Táto premena prebieha u turbín nepriamo, sprostredkované pomocou kinetickej energie.

Stroj ktorý funguje na opačnom princípe a z mechanickej energie na hriadelí vytvára kinetickú energiu vody, sa nazýva čerpadlo.

2.1. Energetické pomery prúdenia [5]

Celkovú energetickú rovnováhu (zákon zachovania energie) prúdenia medzi dvoma bodmi na prúdnicí, zjednodušene popisuje Bernoulliho rovnica, odvodená pre stacionárne prúdenie nestlačiteľnej kvapaliny so stratami a zaradenou turbínou a čerpadlom:

$$Y = g * H_1 + \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} = g * H_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + Y_z + Y_T - Y_{\check{c}}, \quad (2.1)$$

kde:	Y	[J/kg]	Merná energia prúdenia
	Y_z	[J/kg]	Stratová merná energia prúdenia
	Y_t	[J/kg]	Merná energia odobraná turbínou
	$Y_{\check{c}}$	[J/kg]	Merná energia pridaná čerpadlom
	g	[m/s ²]	Gravitačné zrýchlenie
	ρ	[kg/m ³]	Hustota média
	H_1, H_2	[m]	Poloha v gravitačnom poli (výška hladiny) v skúmanom bode
	p_1, p_2	[Pa]	Hydrostatický tlak v skúmanom bode
	v_1, v_2	[m/s]	Rýchlosť prúdenia v skúmanom bode

Vo vzťahu (2.1) predstavuje $g * H$ polohovú energiu, $\frac{p}{\rho}$ potenciálnu energiu a $\frac{v^2}{2}$ kinetickú energiu. Kinetická energia prúdenia $E_k = \frac{v^2}{2}$ vo vzťahu (2.1), však vyjadruje len energiu strednej prietokovej rýchlosti.

Pre vyjadrenie skutočnej kinetickej energie prúdenia, je nutné využiť Coriolisovo číslo:

$$\alpha = \frac{\int_S u^2 * u_x * dS}{v^3 * S}, \quad (2.2)$$

kde:	α	[-]	Coriolisovo číslo
	u	[m/s]	Bodová rýchlosť
	u_x	[m/s]	Rýchlosť kolmá na prietokovú plochu
	v	[m/s]	Stredná prietoková rýchlosť prúdenia
	S	[m ²]	Prietoková plocha
	dS	[m ²]	Element prietokovej plochy

S využitím Coriolisového čísla by potom kinetická energia prúdenia mala tvar:

$$E_k = \frac{\alpha * v^2}{2}. \quad (2.3)$$

Stratová merná energia Y_z , sa dá vyjadriť ako súčet dĺžkových a miestnych strát vírením (Weisbachov vzťah):

$$Y_z = \frac{v^2}{2} * \left(\xi_z + \lambda * \frac{l}{d} \right), \quad (2.4)$$

kde:	Y_z	[J/kg]	Stratová merná energia
	v	[m/s]	Stredná prietoková rýchlosť prúdenia
	ξ	[-]	Koeficient miestnych strát
	λ	[-]	Koeficient dĺžkových strát
	l	[m]	Dĺžka potrubia
	d	[m]	Priemer potrubia

2.2. Teoretický a efektívny výkon turbíny [8]

Ak klesne množstvo vody o váhe $m=1\text{kg}$ o výškový rozdiel $H=1\text{m}$, vykoná pritom prácu $U=1\text{J}$. Ak prejde každú sekundu množstvo vody Q , výškovým rozdielom H , v zmysle zemskej gravitácie, koná každú sekundu prácu, teda podáva výkon:

$$P_{th} = Q * \rho * H * g, \quad (2.5)$$

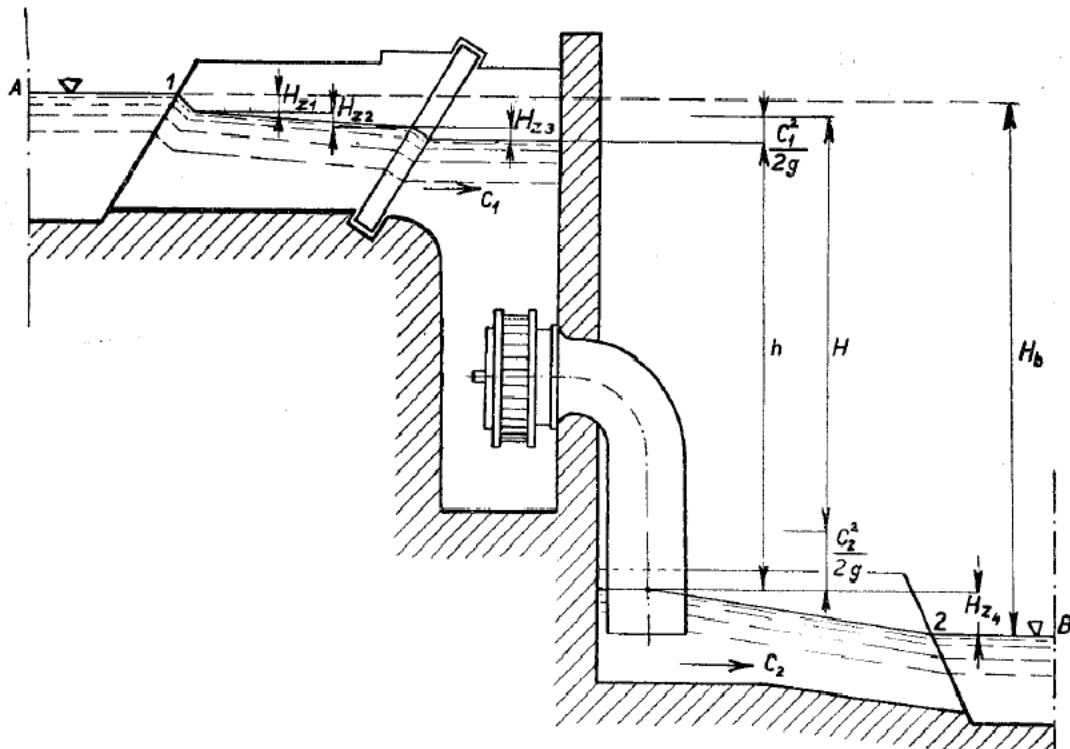
kde:	H	[m]	Výškový rozdiel (spád na turbínu)
	ρ	[kg/m ³]	Hustota
	Q	[m ³ /s]	Objemový prietok
	P_{th}	[W]	Hydraulický príkon prietoku Q a spádu H
	g	[m/s ²]	Gravitačné zrýchlenie

Tento príkon nazývame teoretický výkon turbíny. Spád na turbínu H , uvedený vo výraze (2.5), však nie je celkový výškový rozdiel hladín. Celkový alebo takzvaný „Brutto“ spád H_b , turbína nemôže zužitkovať celý. Jeho časť sa totiž spotrebuje na prekonanie prietokových odporov v prívodnom kanále a časť energie je nenávratne stratená vo forme kinetickej energie výtoku. Takzvaný čistý alebo „Netto“ spád na turbínu H dostaneme, ak od Brutto spádu H_b tieto straty odčítame a pričítame kinetickú energiu vody na vstupe:

$$H = H_b + \frac{\alpha * v_1^2}{2g} - \frac{\alpha * v_2^2}{2g} - \sum H_z, [8] \quad (2.6)$$

kde:	H	[m]	Spád na turbínu (Netto/čistý spád)
	H_b	[m]	Brutto spád
	H_z	[m]	Stratová merná energia v metroch vodného stĺpca
	$\frac{\alpha * v_1^2}{2g}$	[m]	Kinetická energia na vstupe v metroch vodného stĺpca
	$\frac{\alpha * v_2^2}{2g}$	[m]	Kinetická energia na výstupe v metroch vodného stĺpca

Vzťah (2.6) je názorne graficky zobrazený na obrázku č.8.



Obr.č.8 Grafické znázornenie „netto“ spádu H [8]

Vodné motory ako turbíny, teoretický výkon P_{th} nespracovávajú celý, pretože premena hydraulickej na mechanickú energiu je spojená so stratami. Výkon ktorý dostaneme na spojke turbíny, nazývame efektívny výkon:

$$P_{ef} = P_{th} * \eta_o * \eta_h * \eta_m = M_k * \omega, \quad (2.7)$$

kde:	P_{th}	[W]	Hydraulický príkon prietoku Q a spádu H (teoretický výkon)
	P_{ef}	[W]	Efektívny výkon na spojke
	η_o	[-]	Účinnosť objemová
	η_h	[-]	Účinnosť hydraulická
	η_m	[-]	Účinnosť mechanická
	M_k	[N*m]	Krútiaci moment na hriadeli obežného kolesa
	ω	[rad/s]	Uhlová rýchlosť turbíny.

2.3.Princíp získavania efektívneho výkonu [8]

Ako bolo v úvode tejto kapitoly spomenuté, premena potenciálnej energie v turbíne prebieha nepriamo, sprostredkované pomocou kinetickej energie. Ako dôsledok Bernoulliho rovnice(2.1), vzniká kinetická energia $\frac{v^2}{2}$, na úkor energie tlakovej $\frac{p}{\rho}$, v zužujúcom sa (konfúzorovom) prívodnom potrubí, kde sa prúd vody urýchli. Urýchlenie prúdenia v zužujúcom sa kanále vyplýva z rovnice kontinuity pre nestlačiteľné prúdenie:

$$Q = v * S = \text{konš.} \quad (2.8)$$

kde:	Q	[m ³ /s]	Objemový prietok
	v	[m/s]	Stredná prietoková rýchlosť
	S	[m ²]	Prietoková plocha

Takto urýchlené prúdenie, s veľkou zložkou kinetickej energie, vstupuje do rotujúcej lopatkovej mriežky. Tu je jeho smer pozmenený zakrivenými lopatkami turbíny. Zmenou smeru prúdenia, pôsobí voda silou na lopatkový kanál turbíny, roztáča turbínu a tým odovzdáva energiu. Tieto procesy sa dejú v relatívnom valcovom rotujúcom súradnicovom systéme.

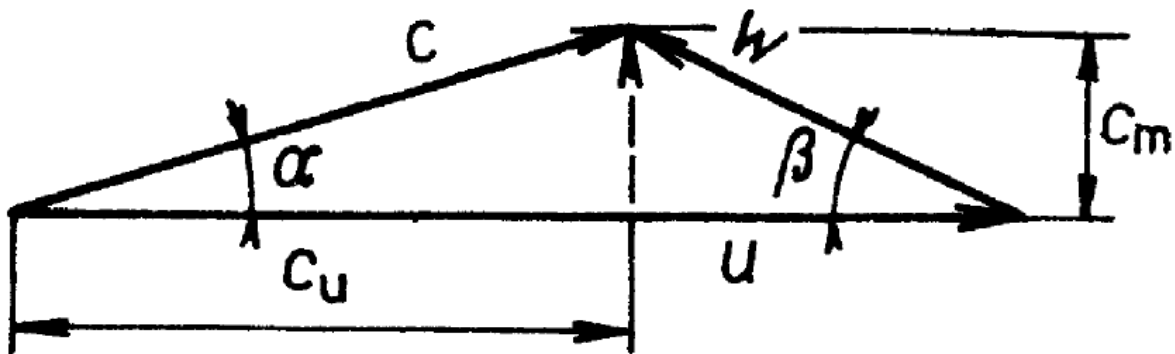
2.4. Rýchlostné trojuholníky [1]

Pre určenie prúdových pomerov v turbíne je nutné najprv urobiť kinematický rozbor. V rotujúcom valcovom súradnicovom systéme platí, že absolútna rýchlosť prúdenia (rýchlosť vzhľadom k pevnému bodu) je daná vektorovým súčtom relatívnej rýchlosti a rýchlosti unášacej:

$$c = w + u, \quad (2.9)$$

kde:	c	[m/s]	Absolútna rýchlosť
	w	[m/s]	Relatívna rýchlosť
	u	[m/s]	unášacia rýchlosť (obvodová rýchlosť)

Grafickým súčtom týchto vektorov rýchlostí, vzniká takzvaný rýchlostný trojuholník hydrodynamického stroja. Príklad takéhoto rýchlostného trojuholníku je zobrazený na obr. č.9.



Obr.č.9 Rýchlostný trojuholník hydrodynamického stroja[1]

Relatívna rýchlosť w , zvierá s unášacou rýchlosťou u (v prípade rotačného stroja unášacia=obvodová rýchlosť) uhol β a absolútna rýchlosť c zvierá s unášacou rýchlosťou u uhol α . Pre rýchlostný trojuholník, popisujúci prúdenie na vstupe/výstupe do lopatkovej mriežky je uhol β , v ideálnom prípade, zároveň uhol nábežnej/odtokovej hrany lopatky turbíny. Na obrázku č.9 sú taktiež zobrazené dôležité doplňujúce zložky absolútnej rýchlosti:

c_m – meridiánová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny (rýchlosť ležiaca v rovine mediálneho rezu obežného kolesa ktorá je kolmá na unášaciu rýchlosť u)

c_u – obvodová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny

Meridiánová rýchlosť c_m súvisí s ustáleným prietokom kvapaliny Q . Obvodová zložka absolútnej rýchlosti c_u súvisí s mernou energiou kvapaliny Y .

2.5. Eulerova turbínová rovnica [2,3]

Kvapalina pretekajúca obežným kolesom mení svoj smer kvôli zakriveniu lopatky. Zmena jej hybnosti, vyvodzuje silu na lopatky obežného kolesa a roztáča turbínu. Pre prenášanie energie na rotujúci hriadeľ obežného kolesa, majú vplyv len zmeny obvodovej zložky absolútnej rýchlosti (zmena radiálnej a axiálnej zložky iba namáha ložiská turbíny).

Zmenu hybnosti pre všetku kvapalinu pretekajúcu obežným kolesom, možno zjednodušene vyjadriť vzťahom:

$$\frac{d}{dt} \int (dm * c_u) = F = Q * \rho * \Delta c_u, \quad (2.10)$$

kde:	dt	[s]	Časová zmena
	dm	[kg]	Element hmotnosti
	Δc_u	[m/s]	Zmena obvodovej zložky absolútnej rýchlosti
	F	[N]	Sila spôsobená zmenou hybnosti
	Q	[m ³ /s]	Objemový prietok
	ρ	[kg/m ³]	Hustota

Po integrácii tejto rovnice cez kontrolný objem, s hranicami na vstupnej a výstupnej ploche lopatkovej mriežky (kde index 1 vyjadruje vstup a index 2 vyjadruje výstup z mriežky), úpravách na výkonový tvar a zahrnutí strát dostávame Eulerovu turbínovú rovnicu:

$$Y_T * \eta_h = u_1 * c_{u1} - u_2 * c_{u2}, \quad (2.11)$$

kde:	Y_T	[J/kg]	Merná energia turbíny
	η_h	[-]	Hydraulická účinnosť
	u_1	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na vstupe
	u_2	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na výstupe
	c_{u1}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na vstupe
	c_{u2}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na výstupe

Unášaciu (obvodovú) rýchlosť turbíny možno vyjadriť vzťahom:

$$u = \pi * d_{ref} * n, \quad (2.12)$$

kde:	u	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť
	π	[-]	Rudolfovo číslo
	d_{ref}	[m]	Referenčný priemer obežného kolesa
	n	[1/s]	Otáčky turbíny

Eulerova turbínová rovnica určuje teoretickú energiu, ktorú je schopný každý kilogram kvapaliny odovzdať turbíne, pri prechode rotujúcim kanálom obežného kolesa. Celé odvodenie tejto rovnice je uvedené napr. v [8].

2.6. Rozdelenie vodných turbín [2,8]

2.6.1. Rozdelenie podľa tlakových pomerov

Podľa toho, ako sa mení tlaková energia na kinetickú energiu pri vstupe do obežného kolesa, môžeme turbíny rozdeliť na:

a) Rovnotlaké

Rovnotlaké turbíny, celý spád premenia na rýchlosť už pred vstupom do obežného kolesa a vodný prúd pôsobí len silou vyvinutou ohybom prúdu na lopatkách obežného kolesa.

b) Pretlakové

V pretlakových turbínach, má prúdenie pri vstupe do obežného kolesa ešte určitý tlak, ktorý sa na rýchlosť premení až v obežnom kolese turbíny. Vodný prúd potom pôsobí na lopatky čiastočne tlakom z ohybu prúdu a čiastočne reakciou na relatívne urýchlenie prúdenia v obežnom kolese.

2.6.2. Rozdelenie podľa smeru prúdenia

a) Axiálne

Ak voda preteká obežným kolesom rovnobežne s osou hriadeľa, nazývame turbínu axiálnou.

b) Radiálne

Ak voda preteká obežným kolesom kolmo k hriadeľu, nazývame turbínu radiálnou. Radiálne turbíny sa ďalej rozdeľujú podľa orientácie prúdu na centrifugálne (smer prúdenia je odstredivý) a centripetálne (smer prúdenia je dostredivý).

c) Radiálno-axiálne

Turbínu nazývame radiálno-axiálnou, ak sa mení smer prúdenia v priestore z radiálneho na axiálne.

d) Diagonálne

Ak je smer prúdenia šikmo k hriadeľu, turbínu nazývame diagonálnou.

e) Tangenciálne

Turbínu nazývame tangenciálnou, ak prúdenie prichádza na obežné koleso v smere dotyčnice.

2.7. Hydraulická podobnosť [8]

O turbínach vravíme, že sú si geometricky podobné, ak je pomer ich rozmerov vo všetkých smeroch rovnaký. Turbíny ktoré sú si geometricky podobne, majú tiež podobnosť hydraulickú. Týchto podobností možno využiť na vzájomné porovnanie geometricky podobných turbín a z toho dôvodu boli zavedené podobnostné vzťahy.

2.7.1. Jednotkové hodnoty[8]

Ak podľa zákonov geometrickej podobnosti prepočítame postupne hodnoty turbíny na $H=1\text{m}$ spádu a na priemer $D=1\text{m}$, dostaneme takzvané jednotkové hodnoty. Tieto hodnoty sa hodia ku grafickému znázorneniu vlastností rôznych turbín. Pri používaní jednotkových hodnôt, je treba myslieť na to, že rovnice nie sú rozmerovo homogénne. Je to spôsobené zamenou spádu H a priemeru D za hodnotu 1. Z praktického a historického hľadiska sa však jednotkové hodnoty používajú v tejto forme.

a) Jednotkové otáčky:

Sú otáčky, ktoré by mala geometricky podobná turbína s priemerom $D=1\text{m}$ a spádom na turbínu $H=1\text{m}$:

$$n_{11} = \frac{n * D}{\sqrt{H}}, \quad (2.13)$$

kde:	D	[m]	Priemer obežného kola
	H	[m]	Spád na turbínu (netto spád)
	n	[1/min]	otáčky turbíny
	n_{11}	[1/min]	jednotkové otáčky

b) Jednotkový prietok:

Je prietok, ktorý by mala geometricky podobná turbína s priemerom $D=1\text{m}$ a spádom na turbínu $H=1\text{m}$:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2\sqrt{H}}, \quad (2.14)$$

kde:	D	[m]	Priemer obežného kola
	H	[m]	Spád na turbínu (netto spád)
	Q	[m ³ /s]	Prietok turbíny
	Q_{11}	[m ³ /s]	Jednotkový prietok

c) Jednotkový výkon:

Je výkon, ktorý by mala geometricky podobná turbína s priemerom $D=1\text{m}$ a spádom na turbínu $H=1\text{m}$:

$$P_{11} = \frac{P}{D^2\sqrt{H^3}}, \quad (2.15)$$

kde:	D	[m]	Priemer obežného kola
	H	[m]	Spád na turbínu (netto spád)
	P	[W]	Výkon turbíny
	P_{11}	[W]	Jednotkový výkon

d) Jednotkový moment:

Je moment, ktorý by mala geometricky podobná turbína s priemerom $D=1\text{m}$ a spádom na turbínu $H=1\text{m}$:

$$M_{11} = \frac{M}{D^3 * H}, \quad (2.16)$$

kde:	D	[m]	Priemer obežného kola
	H	[m]	Spád na turbínu (netto spád)
	M	[N*m]	Moment turbíny
	M_{11}	[N*m]	Jednotkový moment

Pri používaní jednotkových hodnôt, treba brať ohľad na fakt, že pri odvodzovaní týchto vzťahov, bola predpokladaná rovnaká účinnosť podobných strojov, čo v realite neplatí. Podrobné odvodenie týchto vzťahov je napríklad v [8].

2.7.2. Špecifické otáčky turbíny[8]

Tak ako sú hodnoty (n , Q atď.) geometricky podobných turbín spolu vzájomne previazané (podľa vzťahov (2.13-16)), musia mať geometricky podobné turbíny spoločný znak, ktorý ich charakterizuje. Pri navrhovaní jednotlivých typov turbín, je treba zachovávať vzájomný pomer jednotlivých rozmerov, ktorý podľa skúseností dáva najlepšiu účinnosť. Preto bol zavedený pojem „merné turbíny“. Merná turbína je turbína podobná danej, ktorá pri spáde $H=1\text{ m}$, má výkon jednu konskú silu. Jej otáčky nazývame merné alebo špecifické otáčky n_s . Špecifické otáčky, po prepočte na mernú sústavu SI, sú definované vzťahom:

$$n_s = 3.65 * \frac{n}{\sqrt{H}} * \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}}, \quad (2.17)$$

kde:	n_s	[1/min]	Špecifické otáčky
	n	[1/min]	Otáčky turbíny
	H	[m]	Spád na turbínu
	Q	[m/s]	Prietok porovnávanou turbínou

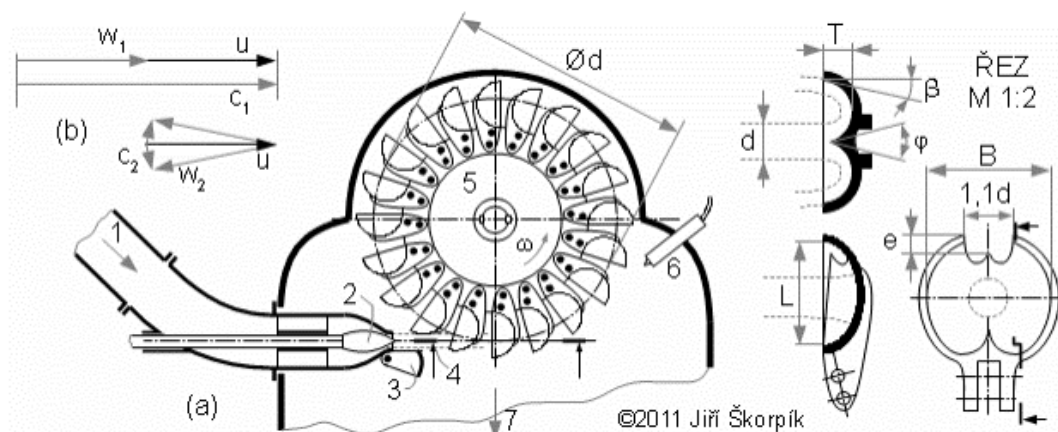
Špecifické otáčky charakterizujú schopnosť stroja, dať s najvyššími možnými otáčkami, najvyšší možný výkon a z podkladových hodnôt n , H a P teda ukazujú, aké špecifické otáčky sú pre dané pomery potrebné.

Pri používaní špecifických otáčok, je treba myslieť na to, že rovnica (2.17) nie je rozmerovo homogénna. Jej fyzikálny rozmer je však v zmysle otáčok za minútu. Podrobné odvodenie vzťahu pre špecifické otáčky možno nájsť napr. v [8]

2.8. Základné typy turbín

2.8.1. Peltonova turbína [1]

Peltonová turbína je dnes prakticky jediný predstaviteľ rovnotlakej, tangenciálnej turbíny. Prvý krát bola vyrobená v roku 1880. Jej hlavné časti sú privádzacie zariadenie, obežné koleso, deflektor a regulačné zariadenie. Na obrázku č.10 je schematicky zobrazené koleso Peltonovej turbíny, s jej základnými rozmermi. Hlavnou časťou jej privádzacieho zariadenia je tryska, z ktorej je voda v kompaktnom lúči privádzaná do voľného priestoru (všetka potenciálna energia je tu premenená na kinetickú energiu lúču) a následne na obežné koleso. Obežné koleso je oceľový kruh, na ktorého obvode sú upevnené lopatky v tvare dvojitej misky. Na tieto misky naráža lúč vody z trysky, kde je odchylený tak, že predá všetku svoju energiu obežnému kolesu. Výkon Peltonovej turbíny je regulovaný zväčšovaním alebo zmenšovaním prierezu trysky a súčasným odchyľovaním vodného lúču deflektorom. Peltonove turbíny sa všeobecne používajú pre vysoké spády od $H=200-2000\text{m}$ a malé prietoky, ich špecifické otáčky sú teda nízke.



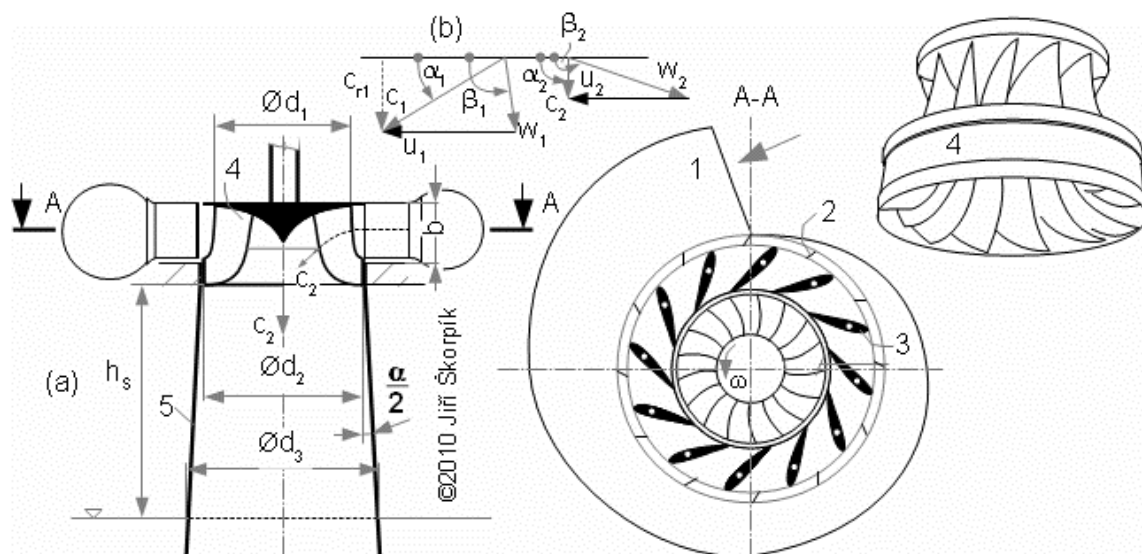
1.798 Hlavní znaky Peltonovy turbíny.

(a) horizontální Peltonova turbína; (b) typický rychlostní trojúhelník P. turbíny podle [3, s. 351]. 1 přívody vody přes kulový uzávěr; 2 regulační jehla; 3 odchylovač (deviátor) vodního paprsku; 4 vodní paprsek; 5 lopatky usazené na disku oběžného kola; 6 brzdící tryska (snižuje čas doběhu turbíny při odstavení); 7 odvod vody šachtou. $\varnothing d$ [m] střední průměr lopatek; ω [$\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$] úhlová rychlost otáčení turbíny.

Obr.č.10 Peltonová turbína so základnými rozmermi [10]

2.8.2. Francisova turbína[1]

Francisova turbína je radiálno-axiálna, pretlaková turbína, ktorá sa využíva pre stredné spády. Voda vstupuje po celom obvode rozvádzaču, ktorým je pomocou otáčavých satorových lopatiek usmernená na obežné koleso. Voda na rozvádzač je privádzaná cez špirálu skriňu. Rozvádzač reguluje výkon turbíny zmenšovaním alebo zväčšovaním prietoku vody a súčasným privieraním alebo otváraním všetkých rozvádzacích lopatiek. Taktiež mení časť tlakovej energie vody na energiu kinetickú, svojím znižujúcim sa prierezom smerom k obežnému kolesu. Obežné koleso sa skladá z náboju, lopatiek a vonkajšieho vencu. Tieto časti vytvárajú radu kanálov, ktorých prierez sa postupne od vtoku do výtoku znižuje (premena zvyšnej tlakovej energie na kinetickú). Lopatky obežného kolesa sú zakrivené tak, že voda v nich zmení smer, a pôsobí na ich steny silou, ktorej obežné koleso uhýba. Neoddeliteľnou súčasťou Francisovej turbíny je sacia rúra. Je to potrubie ktoré vytvára na obežnom kolese podtlak, vďaka ktorému môže turbína využiť väčšiu časť brutto spádu. Francisove turbíny sú najrozšírenejší typ vodných turbín, s najširším pásmom využiteľných spádov $H=30-400\text{m}$. Francisova turbína s jej základnými rozmermi je schematicky zobrazená na obrázku č.11.



2.75 Hlavné znaky Francisovy turbíny.

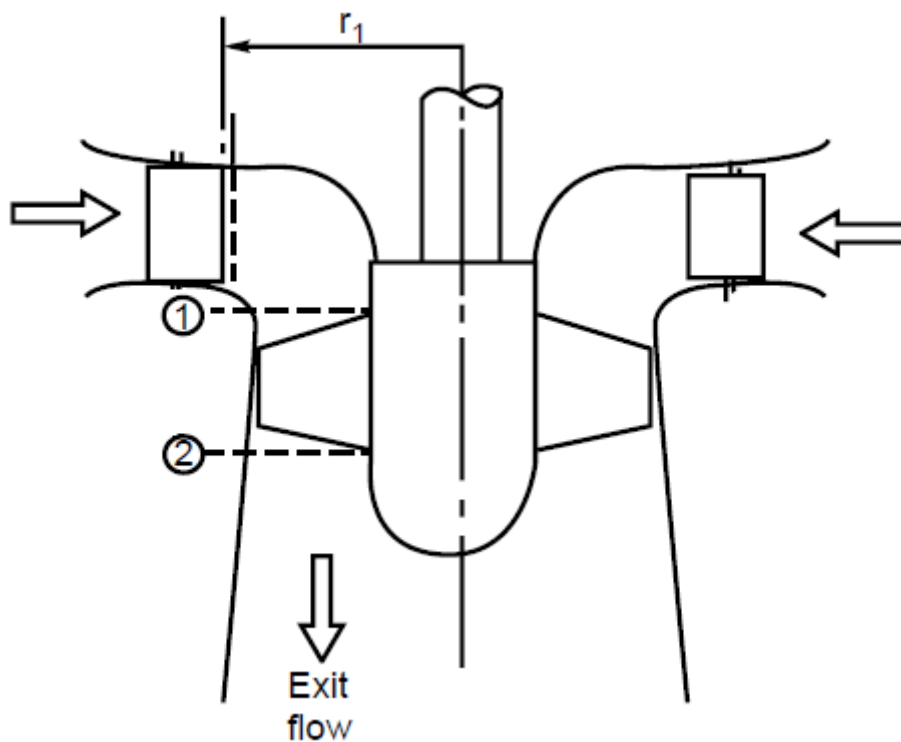
(a) základné rozmery turbíny; (b) rýchlostný trojuholník. 1 vstup vody do spirálnej skrine od kulového ventilu; 2 výztužná mriež spirálnej skrine; 3 natáčivé rozvádzacie lopatky; 4 obežné koleso; 5 sacia trouba. h_s [m] dĺžka savky; b [m] výška rozvádzacích lopatiek; α [°] uhol rozšírenia savky.

Obr.č.11.Francisova turbína so základnými rozmermi [10]

2.8.3. Kaplanova turbína[1]

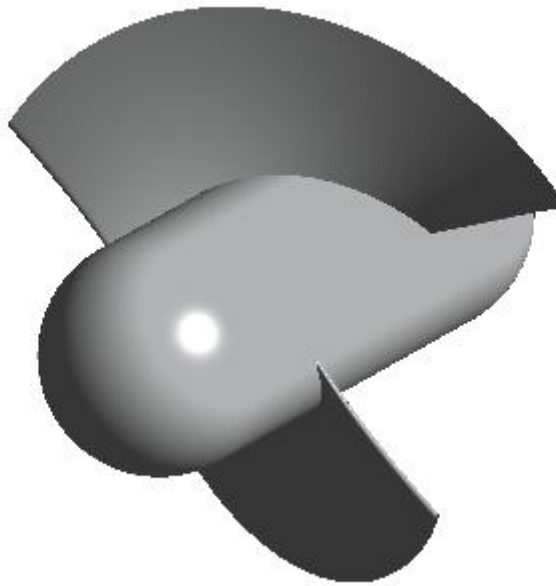
Kaplanova turbína patrí medzi zástupcov pretlakových, axiálnych turbín. Tento typ turbín sa uplatňuje na vodných dielach s malými spádmi (do 50 metrov) a s najväčšími prietokmi (dlná časť toku).

Kaplanova turbína je charakteristická otáčateľnými lopatkami rotoru aj statoru, čo jej umožňuje efektívne pracovať pri širokom rozsahu zaťaženia. Vstup na turbínu je radiálny, realizovaný špirálnou skriňou so statorovými lopatkami, podobne ako to je u turbíny Francisovej. Kaplanova turbína vznikla z vrtuľovej turbíny, ktorá na rozdiel od Kaplanovej turbíny nemá otáčateľné lopatky rotoru. Schopnosť natáčať lopatky rotoru, zabezpečuje ich pohyblivé uloženie na čape v náboji obežného kolesa. Výstup z turbíny je realizovaný pomocou sacej rúry, ktorá je podobne ako u Francisovej turbíny, neoddeliteľnou súčasťou stroja. Sacia rúra, svojím rozširujúcim sa prierezom, zvyšuje spád ktorý má turbína k dispozícii. Schematicky zobrazenú Kaplanovu turbínu možno vidieť na obrázku č.12.



Obr.č.12 Kaplanova turbína [20]

2.8.4. Vírová turbína [4,12]



Obr.č.13 Virtuálny model Vírovej turbíny vytvorený v tejto diplomovej práci

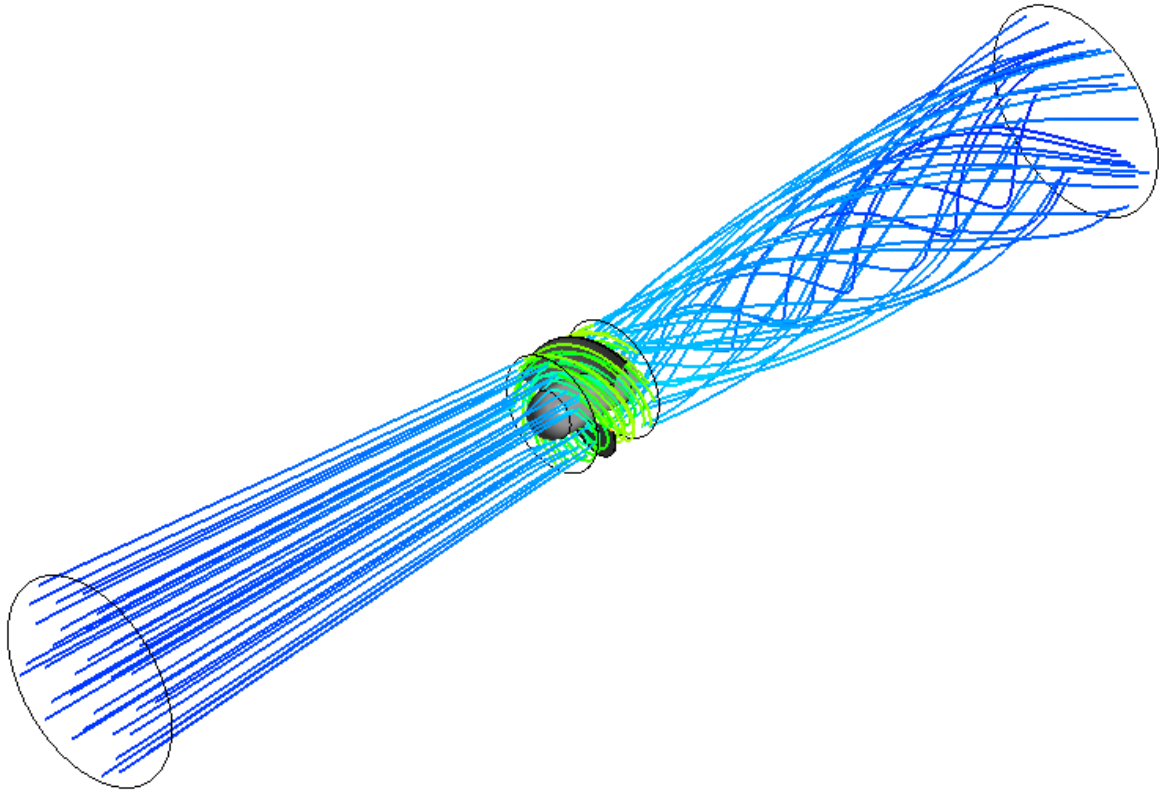
Vírová turbína, spomínaná v prvej kapitole, je pomerne nový typ pretlakovej, axiálnej turbíny, ktorá bola vynájdená na Odbore Fluidného Inžinierstva FSI VUT. Tento typ turbíny pracuje na opačnom princípe ako Kaplanova turbína. Jej základný princíp činnosti možno popísať Eulerovou turbínovou rovnicou (2.11).

U Kaplanovej turbíny je využívaná vstupná obvodová zložka absolútnej rýchlosti c_{u1} . Táto zložka rýchlosti je vytváraná v rozvádzačích lopatkách (rozvádzač pred obežným kolesom prúd rozrotuje). V optimálnom režime, by prúdenie na výstupe z obežného kolesa Kaplanovej turbíny malo mať obvodovú zložku absolútnej rýchlosti nulovú, aby využitá energia prúdenia bola maximálna. Eulerova turbínová rovnica Kaplanovej turbíny má teda tvar

$$c_{u2} = 0 \rightarrow Y_T * \eta_h = u_1 * c_{u1}. \quad (2.18)$$

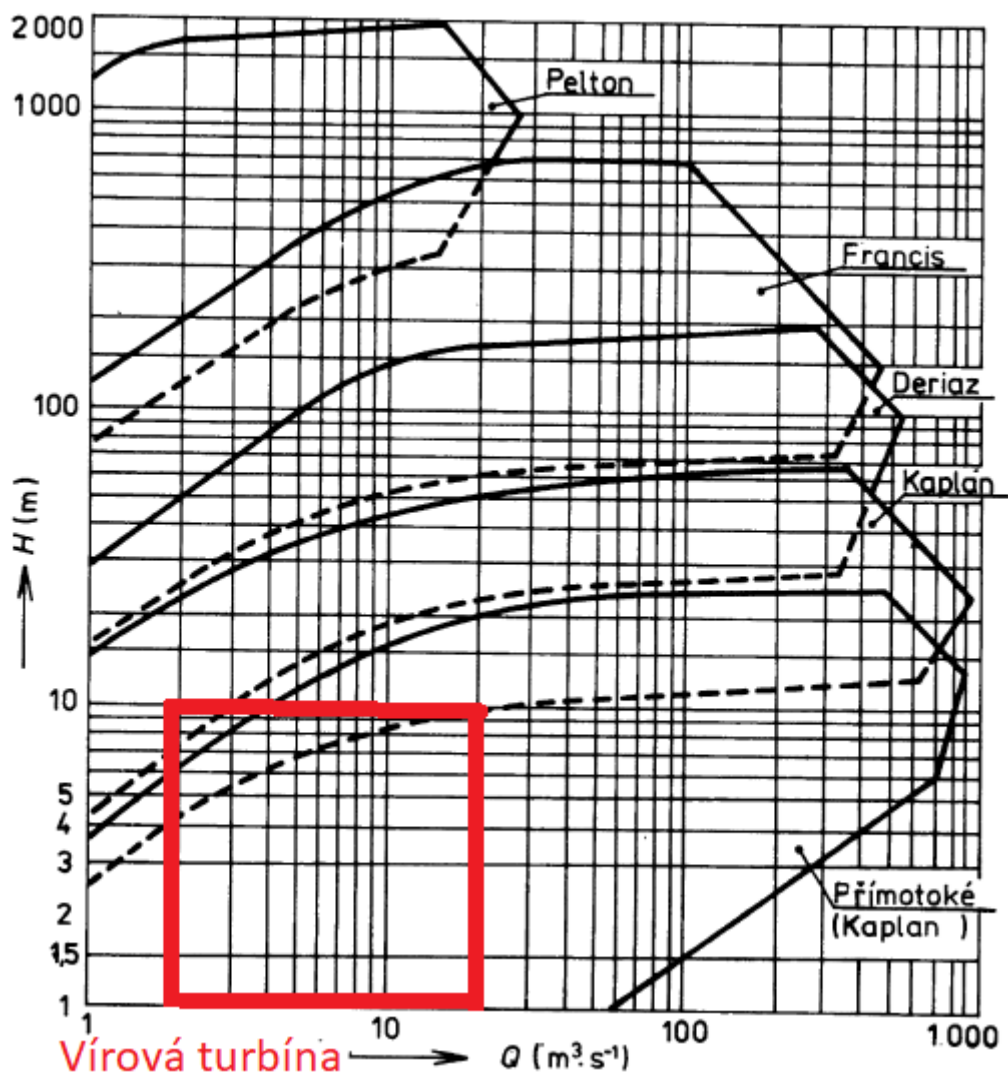
Vírová turbína využíva opačný princíp. Voda vstupuje na turbínu bez rotácie a na výstupe sa vytvára vír, ktorého smer je protibežný oproti rotácii obežného kolesa. V prípade Vírovej turbíny má teda Eulerova turbínová rovnica tvar

$$c_{u1} = 0 \rightarrow Y_T * \eta_h = -u_2 * c_{u2}. \quad (2.19)$$



Obr.č.14 Vizualizácia protibežného víru na výstupe z turbíny pomocou CFD výpočtu v programe CFD post

Vírová turbína je výhodná pre použitie v oblasti malých spádov a relatívne vysokých prietokov. Vzhľadom na fakt, že nevyžaduje na vstupe obvodovú zložku absolútnej rýchlosti, jej konštrukcia nemá žiadny rozvádzač, čo výrazne znižuje výrobné náklady a zjednodušuje konštrukciu. Jej charakter umožňuje využitie v násoskovom aj priamoprúdom usporiadaní. Tieto vlastnosti ju predurčujú na využitie v malých vodných elektrárňach, s minimálnymi obstarávacími nákladmi, pri dobrých účinnostiach.



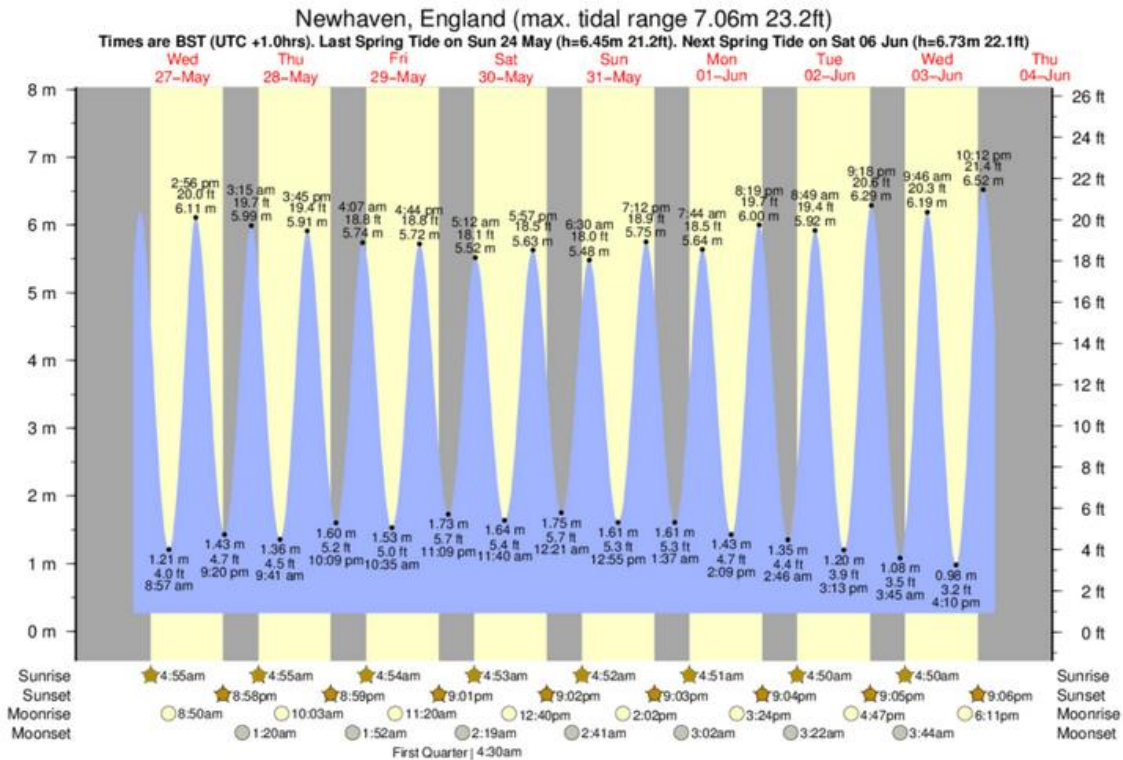
Obr.č.15 Porovnanie oblastí použitia rôznych turbín[1], upravené

Jednou z nevýhod Vírovej turbíny je, že prúdenie na výstupe sa vyznačuje vírivým chovaním a vysokým Coriolisovým číslom. To môže spôsobovať tlakové pulzácie a znižuje spád využiteľný turbínou (Kaplanova turbína by mala vyšší netto spád ako Vírová turbína pri rovnakých podmienkach).

Dôležitou súčasťou Vírovej turbíny, podobne ako pri Kaplanovej turbíne, je sacia rúra, ktorá zvyšuje spád ktorý má turbína k dispozícii. Jedným z možných využití, ako bolo spomenuté v kapitole 1.6, je v menších prílivových elektrárnach, ktoré by pri použití bežných, dnes používaných technológií, neboli rentabilné. Ďalšia kapitola tejto práce sa venuje návrhu Vírovej turbíny pre konkrétnu oblasť.

3. Hydraulický návrh Vírovej turbíny

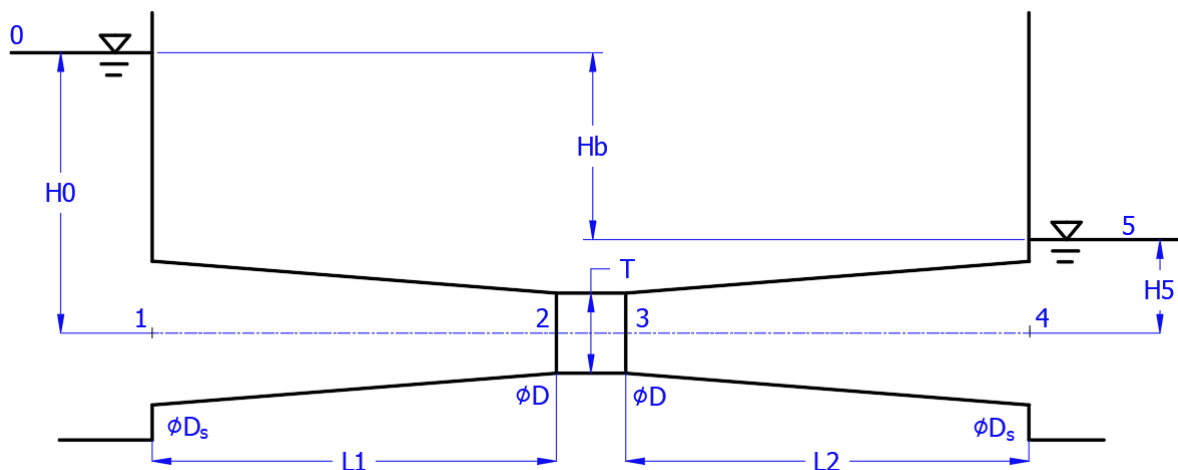
Hydraulický návrh Vírovej turbíny v tejto diplomovej práci bol vytvorený, pre ilustráciu skutočných prílivových podmienok, na konkrétne miesto. Týmto zvoleným miestom je Newhaven, Anglicko. Táto lokalita sa vyznačuje relatívne vysokou prílivovou amplitúdou (maximálna výška skočného prílivu je $H_{max} = 7,06$ m).



Obr.č.16 Prílivová predpoveď pre lokalitu Newhaven, Anglicko [22]

3.1. Odhad čistého (netto) spádu[4]

Prvý krok pri tvorení hydraulického návrhu bol približný odhad čistého spádu na turbínu. Čistý spád na turbínu by bolo možné určiť zo vzťahu (2.6), akokoľvek je tento vzťah až príliš všeobecný a preto je nutné určiť čistý spád pomocou Bernoulliho rovnice (2.1). Pre priamoprúde usporiadanie Vírovej turbíny zobrazenom na obrázku č. 17, možno napísať Bernoulliho rovnicu (2.1) medzi bodmi 0-2, 3-5 a 2-3. Toto usporiadanie bolo zvolené kvôli charakteru prílivových elektrární a nutnosti používať turbínu v reverznom turbínovom režime.



Obr.č.17 Dispozícia návrhu usporiadania vírovej turbíny pre prílivovú elektrárň

Body 0-2

$$g * H_0 + \frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} = g * H_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} + Y_{z\ 0-2} \quad (3.1)$$

Ak platí $v_0 = 0$ (vstupná rýchlosť je zanedbateľná), $p_0 = 0$ (relatívny tlak k atmosférickému tlaku), $H_2 = 0$, $Y_{z\ 0-2} = \frac{v_1^2}{2} * \xi_1$ (vplyv dĺžkových strát je zanedbateľný oproti miestnym stratám vírením na vtoku do turbíny), potom:

$$\frac{p_2}{\rho} = g * H_0 - \frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2} * (\xi_1). \quad (3.2)$$

Body 3-5

$$g * H_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} = g * H_5 + \frac{p_5}{\rho} + \frac{v_5^2}{2} + Y_{z\ 3-5} \quad (3.3)$$

Ak platí $v_5 = 0$ (výstupná rýchlosť je zanedbateľná), $p_5 = 0$ (relatívny tlak k atmosférickému tlaku), $H_3 = 0$, $Y_{z\ 3-5} = \frac{v_4^2}{2} * (\xi_4 + \xi_b)$ (vplyv dĺžkových strát je zanedbateľný oproti miestnym stratám vírením na výtok z turbíny a odpadovej, Bordovej strate $\xi_b = 1$), potom:

$$\frac{p_3}{\rho} = g * H_5 - \frac{v_3^2}{2} + \frac{v_4^2}{2} * (\xi_4 + \xi_b). \quad (3.4)$$

Body 2-3

$$g * H_2 + \frac{p_2}{\rho} + \frac{v_2^2}{2} = g * H_3 + \frac{p_3}{\rho} + \frac{v_3^2}{2} + Y_t \quad (3.5)$$

Ak platí $H_2 = 0$, $H_3 = 0$ potom je merná energia využiteľná turbínou:

$$Y_T = \frac{p_2 - p_3}{\rho} + \frac{v_2^2 - v_3^2}{2} = \frac{H}{g}. \quad (3.6)$$

Z rovnice kontinuity (2.8) pre obr.č.18 vyplýva:

$$\frac{v_1^2}{2} = \frac{Q^2}{2 * S_1^2} = \frac{8 * Q^2}{\pi * D_s^2} = \frac{v_4^2}{2} \quad (3.7)$$

$$\frac{v_2^2}{2} = \frac{Q^2}{2 * S_2^2} = \frac{8 * Q^2}{\pi * D^2} = \frac{v_3^2}{2} \quad (3.8)$$

Po dosadení rovníc (3.2),(3.4),(3.7),(3.8) do (3.6), dostávame konečný tvar:

$$Y_T = g * (H_0 - H_5) - \frac{8 * Q^2}{\pi * D_s^2} * (1 + \xi_1 + \xi_4) = \frac{H}{g}, \quad (3.9)$$

kde $(H_0 - H_5)$ je brutto spád H_B .

Treba pripomenúť, že rovnica (3.9) slúži len pre hrubý odhad čistého (netto) spádu, ktorý má turbína k dispozícii a obsahuje niekoľko zjednodušení. Konečný vzťah odpovedá predpokladanému tvaru z rovnice (2.6).

Pre odhad vtokových a výtokových strát vírením ξ_1 a ξ_4 bola použitá hodnota $\xi_1 = \xi_4 = 0,5$. Pri odhadovaní výtokových strát, bolo uvažované, že dobre fungujúca turbína, by v optime nemala mať prietokovú rýchlosť na výstupe zo sacej rúry väčšiu ako $v_4 = 1,5$ m/s [4]. Odhad brutto spádu H_B , pre lokalitu Newhaven, bol zvolený ako polovičný spád z maximálnej amplitúdy spádu $H_B = \frac{H_{max}}{2} \doteq 3,5$ m.

Dosadením týchto hodnôt do rovnice (3.9), získame čistý spád na turbínu H a je možné pristúpiť k určeniu návrhového bodu turbíny.

3.2.Návrhový bod [4,11]

Návrhový bod Vírovej turbíny bol určený z charakteristík modelových axiálnych turbín pre veľké prietoky a malé spády, ktoré boli merané v laboratóriách odboru Fluidného inžinierstva VUT-FSI. V oblasti s najvyššími účinnosťami, bol zvolený jednotkový prietok Q_{11} (2.14) a následne boli zvolené otáčky turbíny n (otáčky boli volené s ohľadom na synchronne otáčky generátoru) a priemer turbíny D tak, aby jednotkové otáčky n_{11} (2.13) spadali do oblasti s najvyššími účinnosťami. Ako posledná bola odhadnutá približná hydraulická účinnosť turbíny.

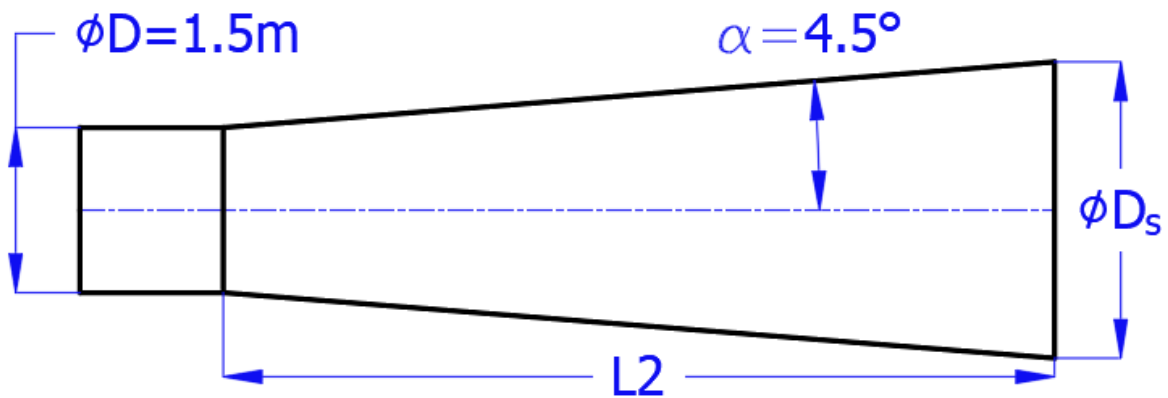
Parametre návrhového bodu	Označenie	Zvolené hodnoty
Jednotkový prietok	Q_{11}	2,2 [m^3/s]
Čistý (netto) spád	H	3,27 [m]
Priemer turbíny	D	1,5 [m]
Otáčky turbíny	n	250[1/ min]
Jednotkové otáčky	n_{11}	207.38 [1/ min]
Hydraulická účinnosť	η_h	80 [%]

Tabuľka č.2 Volené a dopočítané parametre návrhového bodu [4,11]

Pre takto zvolený návrhový bod sú špecifické otáčky $n_s = 1122.7$ 1/ min , čo predstavuje veľmi rýchlobežný stroj.

3.3.Geometria sacej rúry[4]

So znalosťou návrhového bodu turbíny, je možné určiť geometriu sacej rúry. Sacia rúra Vírovej turbíny je neoddeliteľná súčasť stroja. Jej geometria musí spĺňať niekoľko podmienok pre zaistenie správnej funkcie. Prvou je výstupná rýchlosť, ktorá bola odhadnutá v kapitole 3.1 , $v = 1,5$ m/s. Druhá podmienka je stabilita prúdenia. Pre splnenie tejto podmienky všeobecne platí, že vrcholový uhol efektívne pracujúcej sacej rúry, by nemal prekročiť 9°[4]. Na obr.č.18 je zobrazená geometria sacej rúry.



Obr.č.18 Sacia rúra Vírovej turbíny

Z rovnice kontinuity (2.8) vyplýva:

$$v = \frac{Q}{S} = \frac{Q_{11} * D^2 * \sqrt{H}}{\frac{\pi * D_s^2}{4}} \rightarrow D_s = \sqrt{\frac{4 * Q_{11} * D^2 * \sqrt{H}}{\pi * v}}. \quad (3.10)$$

Pre uhol sacej rúry platí:

$$\tan \alpha = \frac{\frac{D_s}{2} - \frac{D}{2}}{L_2}, \quad (3.11)$$

a teda:

$$L_2 = \frac{\frac{D_s}{2} - \frac{D}{2}}{\tan \alpha}. \quad (3.12)$$

S použitím hodnôt návrhového bodu a vzťahov (3.10),(3.11),(3.12) boli dopočítané parametre sacej rúry.

Parameter sacej rúry	Označenie	Hodnoty
Uhol sacej rúry	α	4,5[°]
Výstupná prietoková rýchlosť	v	1,5 [m/s]
Vstupný priemer sacej rúry	D	1,5 [m]
Výstupný priemer sacej rúry	D_s	2,756 [m]
Dĺžka sacej rúry	L_2	7,98[m]

Tab.č.3 Parametre sacej rúry

Vzhľadom na použitie sacej rúry v prílivovej elektrárni, bude táto geometria použitá na vstupe aj výstupe Vírovej turbíny, čo umožní reverzný turbínový režim.

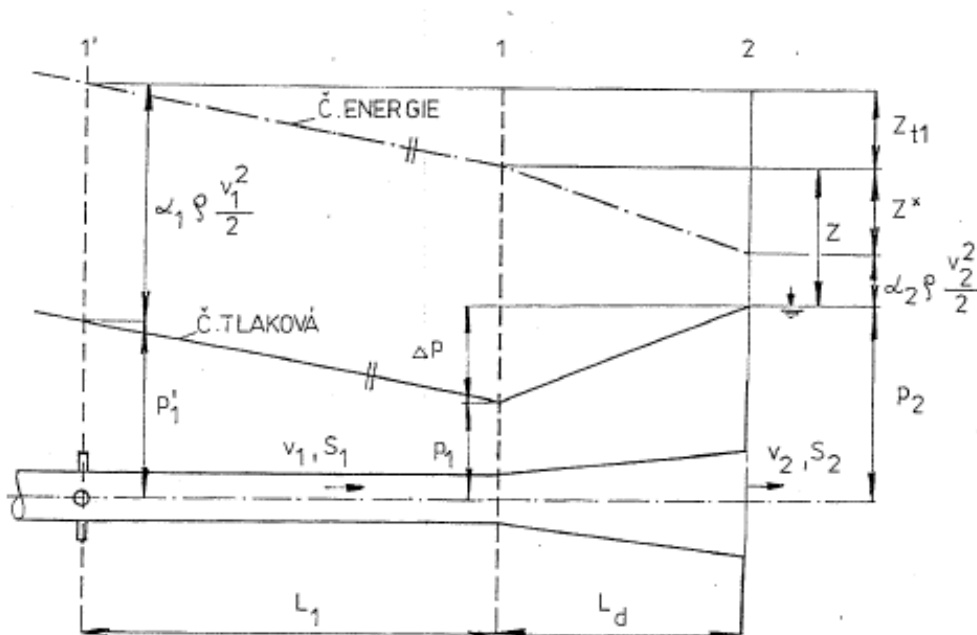
3.4. Účinnosť sacej rúry [5]

Účinnosť sacej rúry sa dá vyjadriť pomocou takzvaného koeficientu tlakovej regenerácie:

$$\eta_s = \frac{c_p}{c_{p id}}, \quad (3.13)$$

kde:	η_s	[-]	Účinnosť sacej rúry
	c_p	[-]	Koeficient tlakovej regenerácie sacej rúry so stratami
	$c_{p id}$	[-]	Koeficient tlakovej regenerácie ideálnej sacej rúry

Pre určenie jednotlivých koeficientov je nutné použiť Bernoulliho rovnicu (2.1).



Obr.č.19 Dispozícia pre určenie účinnosti sacej rúry [5]

Na obrázku č.19, možno vidieť dispozíciu, z ktorej sa dá účinnosť sacej rúry vyjadriť. Z energetickej rovnováhy medzi bodmi 1'-2 vo forme tlakov, možno vyjadriť pomocou Weisbachovho vzťahu (2.4) celkový stratový súčiniteľ sacej rúry aj so zahrnutím Coriolisovho čísla.

Body 1'-2

$$p_1' + \alpha_1 * \rho * \frac{v_1^2}{2} = p_2 + \alpha_2 * \rho * \frac{v_2^2}{2} + z_{t1} + z^* \quad (3.14)$$

Ak pre stratový tlak vírením v sacej rúre z^* platí:

$$z^* = p_1' - p_2 + \alpha_1 * \rho * \frac{v_1^2}{2} - \alpha_2 * \rho * \frac{v_2^2}{2} - z_{t1} = \xi^* * \rho * \frac{v_1^2}{2} \quad (3.15)$$

a do celkovej tlakovej straty je zahrnutá aj strata výtoková:

$$p_z = z^* + \alpha_2 * \rho * \frac{v_2^2}{2} = \xi * \rho * \frac{v_1^2}{2}, \quad (3.16)$$

potom po dosadení (3.15) do (3.16), je celkový stratový súčiniteľ sacej rúry:

$$\xi = \frac{p_1' - p_2 + \alpha_1 * \rho * \frac{v_1^2}{2} - z_{t1}}{\rho * \frac{v_1^2}{2}}, \quad (3.17)$$

kde z_{t1} je tlaková strata trením na dĺžke potrubia L_1 . Podľa obrázku č.19 platí pre zisk statického tlaku v difúzore:

$$\Delta p = p_2 - p_1' + z_{t1}. \quad (3.18)$$

Koeficient tlakovej regenerácie je definovaný ako pomer obdržaného statického tlaku ku dynamickému tlaku na vstupe do sacej rúry:

$$c_p = \frac{\Delta p}{\rho * \frac{v_1^2}{2}}. \quad (3.19)$$

Dosadením rozdielu statického tlaku (3.18) do rovnice (3.17) a použitím (3.19) dostávame:

$$\xi = \frac{\alpha_1 * \rho * \frac{v_1^2}{2} - \Delta p}{\rho * \frac{v_1^2}{2}} = \alpha_1 - c_p. \quad (3.20)$$

Vzťah pre výpočet ideálneho koeficientu tlakovej regenerácie $c_{p id}$ je možné odvodiť z Bernoulliho rovnice (2.1) bez uvažovania strát a po dosadení rovnice kontinuity dostávame:

$$c_{p id} = \alpha_1 - \alpha_2 * \frac{S_1^2}{S_2^2}. \quad (3.21)$$

Po dosadení (3.20) a (3.21) do všeobecného vzťahu pre výpočet účinnosti sacej rúry (3.13), dostávame konečný vzťah:

$$\eta_s = \frac{\alpha_1 - \xi}{\alpha_1 - \alpha_2 * \frac{S_1^2}{S_2^2}} \quad (3.22)$$

Takto definovaná účinnosť sacej rúry je pre Vírovú turbínu veľmi presná, čo je docielené uvážením Coriolisových čísiel pri odvodení.

3.5. Tvorba geometrie lopatky

Geometriu lopatky obežného kola Vírovej turbíny, možno vytvoriť pomocou rýchlostných trojuholníkov, ktoré spomenuté v kapitole 2.4. Pre tvorbu vstupného a výstupného rýchlostného trojuholníku, bolo nutné zvoliť priemer náboju Vírovej turbíny. Ten bol zvolený ako:

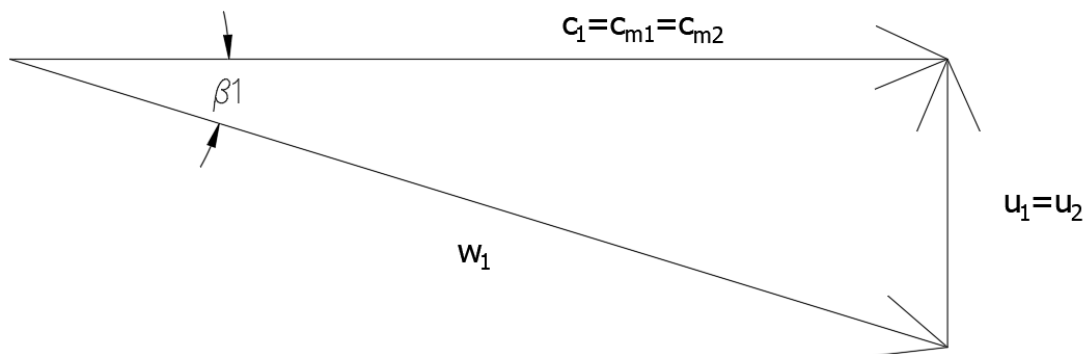
$$d_s = 0,4 * D = 0,6 \text{ m}, [4] \quad (3.23)$$

kde: d_s [m] Priemer náboju turbíny

D [m] Priemer turbíny

S týmto poznatkom je možné vytvoriť rýchlostné trojuholníky.

Vstupný rýchlostný trojuholník



Obr.č.20 Vstupný rýchlostný trojuholník

Na obrázku č.20 možno vidieť vstupný rýchlostný trojuholník vírovej turbíny, kde:

$$c_1 = c_{m1} = \frac{Q}{S_1} = \frac{Q_{11} * D^2 \sqrt{H}}{\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)}, \quad (3.24)$$

$$u_1 = \pi * d_{ref} * n \quad (3.25)$$

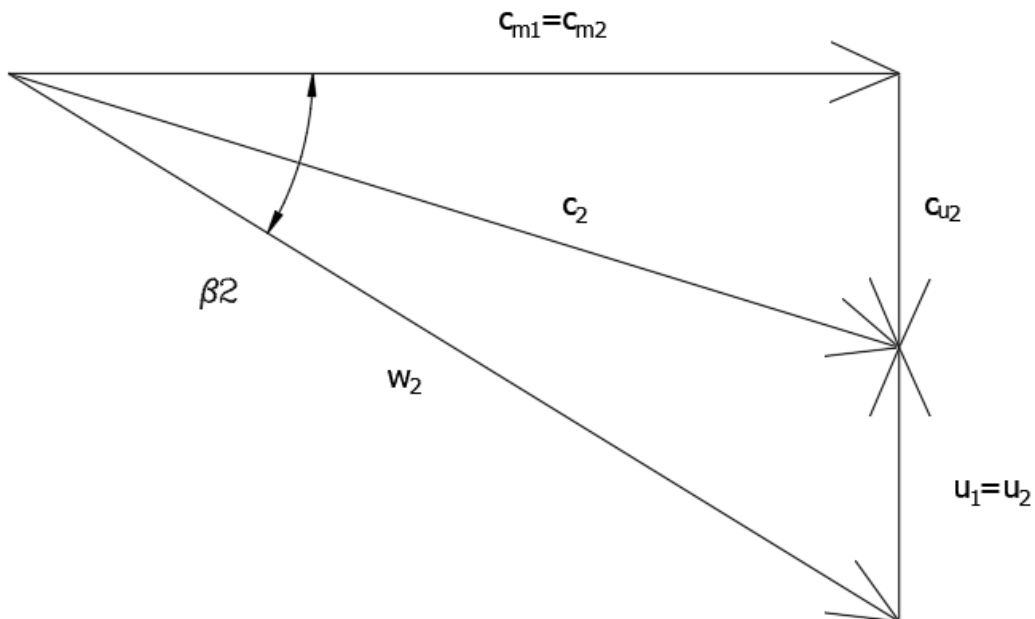
a uhol lopatky na vstupe je:

$$\beta_1 = \tan \frac{u_1}{c_1}. \quad (3.26)$$

Vstupný rýchlostný trojuholník spĺňa podmienku vyplývajúcu z Eulerovej turbínovej rovnice pre Vírovú turbínu:

$$c_{u1} = 0 \rightarrow Y_T * \eta_h = -u_2 * c_{u2}. \quad (3.27)$$

Výstupný rýchlostný trojuholník



Obr.č.21 Výstupný rýchlostný trojuholník

Na obrázku č.21 možno vidieť výstupný rýchlostný trojuholník Vírovej turbíny, kde:

$$c_{2m} = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q_{11} * D^2 \sqrt{H}}{\frac{\pi}{4} * (D^2 - d^2)}, \quad (3.28)$$

$$u_2 = \pi * d_{ref} * n, \quad (3.29)$$

$$c_{u2} = -\frac{Y_T * \eta_h}{u_2} \quad (3.30)$$

a uhol lopatky na výstupe je:

$$\beta_2 = \tan \frac{u_2 + |c_{u2}|}{c_{2m}}. \quad (3.31)$$

S takto nadefinovanými vzťahmi, je možné vypočítať uhly nábežnej a odtokovej hrany lopatky obežného kola pre niekoľko referenčných priemerov. Tieto uhly možno ďalej použiť na tvorbu geometrie priestorovo zakrivenej lopatky vďaka konformnej transformácii.

3.6.konformná transformácia [3,5]

Pri znalosti návrhového bodu a obvodových zložiek absolútnej rýchlosti, možno zostrojiť vstupný a výstupný rýchlostný trojuholník (Obr.č.20,21), ktorý určuje aké by malo byť prúdenie na vstupe a výstupe turbíny, pre čo najefektívnejšie využitie dostupného spádu. Dodržanie týchto prúdových pomerov, je v lopatkovej mriežke turbíny zabezpečené tvarom lopatky, pričom uhol β_1 je uhol nábežnej hrany a β_2 je uhol odtokovej hrany. Navrhnutie geometrie správne zakrivenej lopatky je vo valcovom (zakrivenom) priestore zložité. Z toho dôvodu sa zaviedla takzvaná konformná transformácia.

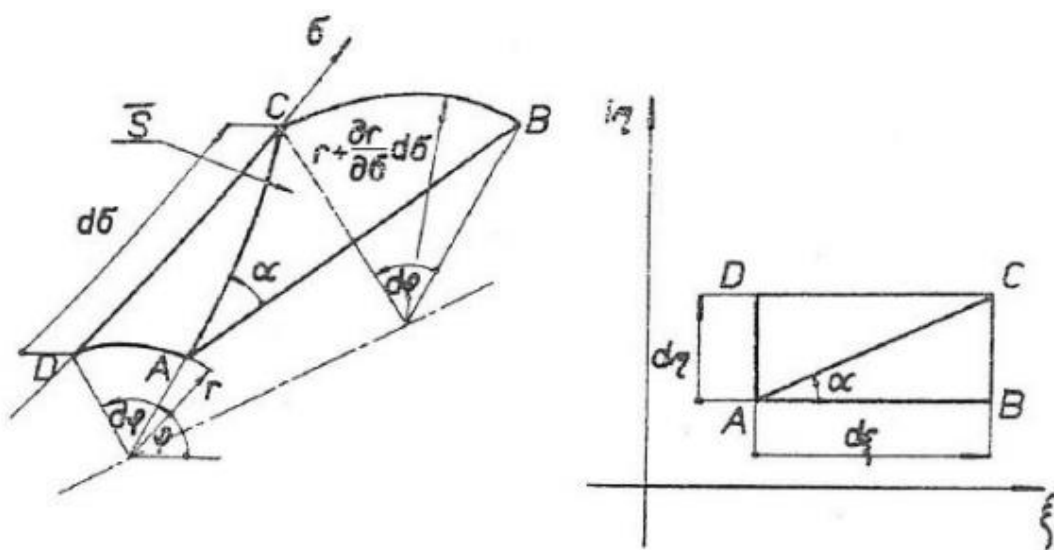
Pokiaľ riešime prúdové pomery v obežnom kolese pre zjednodušenie ako 2D prúdenie, delíme obežné koleso na prvkové (čiastočné) kolesá a predpokladáme, že v každom prvkovom kolese môžeme skutočné prúdenie nahradiť, s dostatočnou presnosťou, prúdením po prúdovej ploche \bar{S} , s meridiánovou súradnicou σ a uhlovou súradnicou φ .

Táto zakrivená (v prípade vírovej turbíny valcová) prúdová plocha sa konformne transformuje do komplexnej roviny ζ pre ktorú platí:

$$\zeta = \xi + i * \eta \quad (3.32)$$

kde:	ζ	[-]	Komplexná transformovaná rovina
	ξ	[m]	Meridiánová transformovaná súradnica
	η	[m]	Uhlová transformovaná súradnica

Na obrázku č.22 je možné vidieť prehľadné grafické znázornenie tejto transformácie.



Obr.č.22 Konformná transformácia [3]

V rovine ζ vyriešime rýchlostné pomery a tie prevedieme spätnou transformáciou do roviny \bar{S} . Základná vlastnosť konformnej transformácie je že zachováva uhly (je uhlojavná). K matematickému vyjadreniu tejto vlastnosti, zvolíme na ploche \bar{S} elementárny obdĺžnik ABCD, ktorému v rovine ζ odpovedá rovnako označený obdĺžnik (Obr.č.22).

Potom platí:

$$tg \alpha = \frac{r(\sigma) * d\varphi}{d\sigma} = \frac{d\eta}{d\xi}, \quad (3.33)$$

kde:	ξ	[m]	Meridiánová transformovaná súradnica
	η	[m]	Uhlová transformovaná súradnica
	σ	[m]	Meridiánová súradnica zakriveného priestoru
	φ	[°]	Uhlová súradnica zakriveného priestoru
	r	[m]	Referenčný polomer

Využitím tejto podmienky boli odvodené vzťahy pre konformnú transformáciu. Pre všeobecnú lopatkovú mriežku platí:

$$\eta = \frac{h}{a} * \varphi \quad (3.34)$$

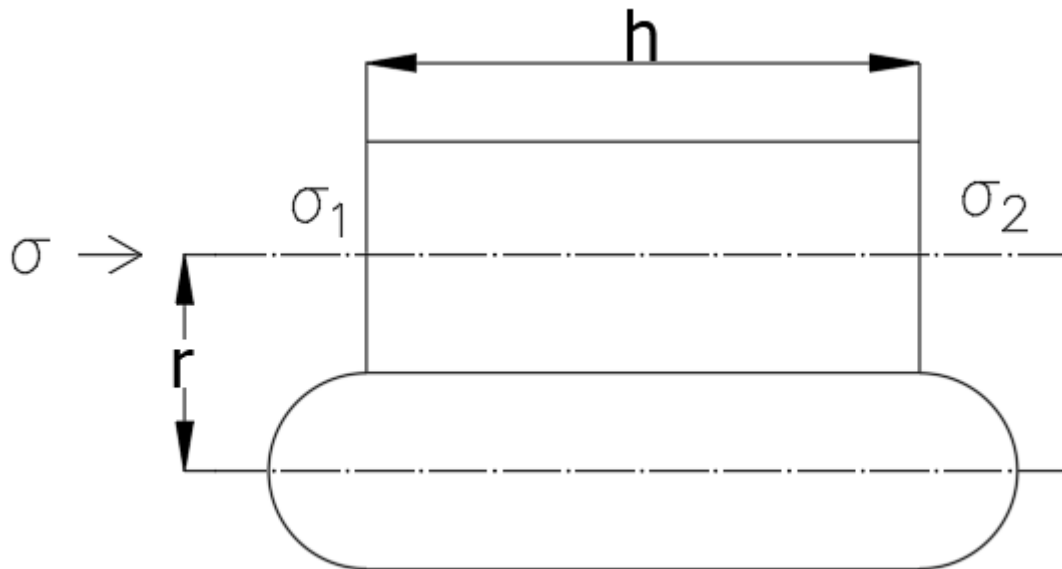
$$\xi = h * \left(\frac{1}{a} * \int_{\sigma_1}^{\sigma} \frac{d\sigma}{r(\sigma)} - \frac{1}{2} \right). \quad (3.35)$$

kde:	ξ	[m]	Meridiánová transformovaná súradnica
	η	[m]	Uhlová transformovaná súradnica
	σ	[m]	Meridiánová súradnica zakriveného priestoru
	φ	[°]	Uhlová súradnica zakriveného priestoru
	r	[m]	Referenčný polomer
	h	[m]	Hĺbka lopatkovej mriežky
	a	[-]	Konštanta lopatkovej mriežky
	σ_1	[m]	Meridiánová súradnica zakriveného priestoru na vstupe

Celé odvodenie konformnej transformácie možno nájsť napríklad v [3]. V prípade čisto axiálnej lopatkovej mriežky vírovej turbíny (Obr.č.23), sa tieto vzťahy výrazne zjednodušia na:

$$\eta = r * \varphi \quad (3.36)$$

$$\xi = \sigma - \frac{h}{2} \quad (3.37)$$



Obr.č.23 Axiálna mriežka vírovej turbíny

Pre väčšinu hydrodynamických strojov sa požadovaný uhol lopatky v lopatkovej mriežke má plynule meniť. Jedným z možných postupov pre tvorbu takto zahnutých lopatiek je využitie teórie lineárnej zmeny tangensu $\bar{\beta}$:

$$d\eta = \text{tg } \bar{\beta} * d\xi = (a * \xi + b) * d\xi. [5] \quad (3.38)$$

Po integrácii:

$$\eta = a * \frac{\xi^2}{2} + b * \xi + c, \quad (3.39)$$

pričom platí že:

$$a = \frac{tg \bar{\beta}_2 - tg \bar{\beta}_1}{h}, \quad (3.40)$$

$$b = \frac{tg \bar{\beta}_1 + tg \bar{\beta}_2}{2} \quad (3.41)$$

$$c = \frac{h * (3 * tg \bar{\beta}_1 + tg \bar{\beta}_2)}{8}, \quad (3.42)$$

kde:	ξ	[m]	Meridiánová transformovaná súradnica
	η	[m]	Uhlová transformovaná súradnica
	a,b,c	[-]	Konštanty teórie lineárnej zmeny tangensu $\bar{\beta}$
	$\bar{\beta}_1$	[°]	Doplňkový uhol k uhlu nábežnej hrany
	$\bar{\beta}_2$	[°]	Doplňkový uhol k uhlu odtokovej hrany
	h	[m]	Hĺbka lopatkovej mriežky

Konformná transformácia bola využitá na piatich referenčných priemeroch, s hodnotami nábežných a odtokových uhlov lopatky, určených pomocou vzťahov z kapitoly 3.5. Hĺbka lopatkovej mriežky bola zvolená ako $h = 0,5 \text{ m}$ [4]. Výstup tejto transformácie sú súradnice bodov vo valcovom priestore, ktoré popisujú lopatku. Tieto súradnice boli využité pre tvorbu virtuálneho modelu (Obr.č.24) v programe Ansys Bladegen. Hydraulické vlastnosti tohto modelu Vírovej turbíny boli testované v CFD programe CFX.

4. CFD výpočet

Pre otestovanie vlastností hydraulického návrhu Vírovej turbíny z kapitoly 3., bol použitý CFD nástroj z balíka Ansys academic - CFX. V postupných krokoch bola vytvorená virtuálna geometria obežného kolesa Vírovej turbíny a sacej rúry. Tá ďalej slúžila na tvorbu hexahedrálnej výpočtovej siete, ktorá bola vstupom do tohto výpočtového softwaru.

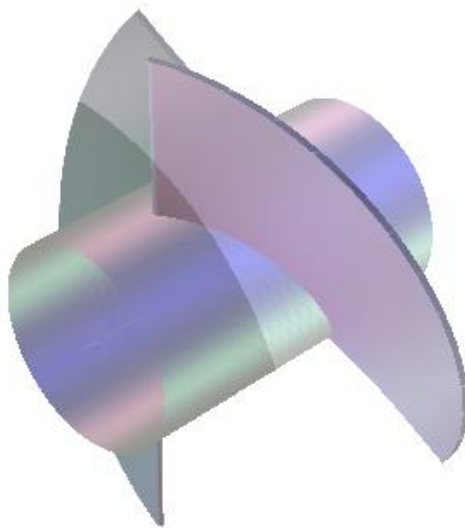
4.1. Geometria

Geometria, použitá v CFD výpočte, zahŕňa obežné koleso (lopatky na náboji) a saciu rúru, umiestnenú pred aj za obežným kolesom. Toto zostavenie je vhodné pre testovanie hydraulických vlastností navrhutej turbíny, akokoľvek neobsahuje prvky, ktoré by boli pre funkčnosť reálnej turbíny v skutočnej prílivovej elektrárni nevyhnutné, ako napríklad rebrá pripievňujúce náboj turbíny k potrubiu. V skutočnej prevádzke, by tieto prvky v istej miere ovplyvnili účinnosť stroja. Táto diplomová práca sa však venuje len hydraulickému návrhu turbíny a preto neboli zahrnuté. Konštrukcií týchto prvkov sa venuje naväzujúca diplomová práca [7].

Geometria obežného kolesa

Ako prvá bola vytvorená geometria obežného kolesa. Pre tento účel bol využitý nástroj balíku Ansys academic-Bladegen. Tento nástroj disponuje interaktívnym užívateľským rozhraním, v ktorom možno meniť mnoho parametrov ako je druh lopatkovej mriežky, stredová čiara lopatky, hrúbka lopatky, počet lopatiek, tvar nábežnej a odtokovej hrany lopatky alebo medzera medzi lopatkou a skriňou turbíny. Ďalšou výhodou Bladegen-u, je možnosť vytvorenú geometriu importovať do naväzujúceho softwaru z rovnakého balíka Ansys academic-Turbogrid, ktorý je schopný automaticky vytvoriť kvalitnú výpočtovú sieť obežného kolesa. V prvom kroku boli do Bladegen-u importované súradnice stredovej čiary lopatky na referenčných polomeroch, ktoré boli získané pomocou konformnej transformácie. Hrúbka lopatky bola zvolená nemenná, $\delta = 20mm$.

V prípade reálnej turbíny by sa muselo prihliadať k pevnostnému výpočtu lopatky [4]. Nábežná a odtoková hrana má tvar elipsy. Tento parameter lopatky bol zvolený, kvôli potrebe prevádzkovať stroj v reverznom turbínovom režime.



Obr.č.24 Model vírovej turbíny vytvorený v programe Bladegen

Medzera medzi lopatkou a skriňou turbíny bola zanedbaná. Toto zjednodušenie bolo zavedené, pretože tvorba výpočtovej siete s geometriou zahŕňajúcou túto medzeru, by výrazne zvýšila počet prvkov, v porovnaní s prípadom bez medzery. Navyše, turbína s priemerom $D = 1,5m$, je oveľa menej ovplyvnená objemovými stratami, ako by to bolo v porovnaní s menšími turbínami[4].

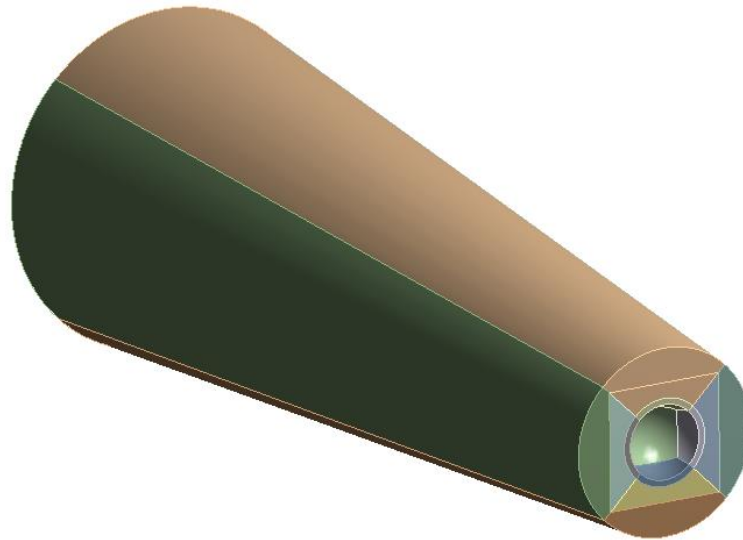
Počet lopatiek Vírovej turbíny bol zvolený 2, pretože 2-lopatkové vírové turbíny vykazujú dobré hydraulické vlastnosti [4].

Vstupná časť geometrie pred lopatkou a výstupná časť za lopatkou je tvorená medzivalcovým priestorom do vzdialenosti 0,25 m od lopatky na obe strany.

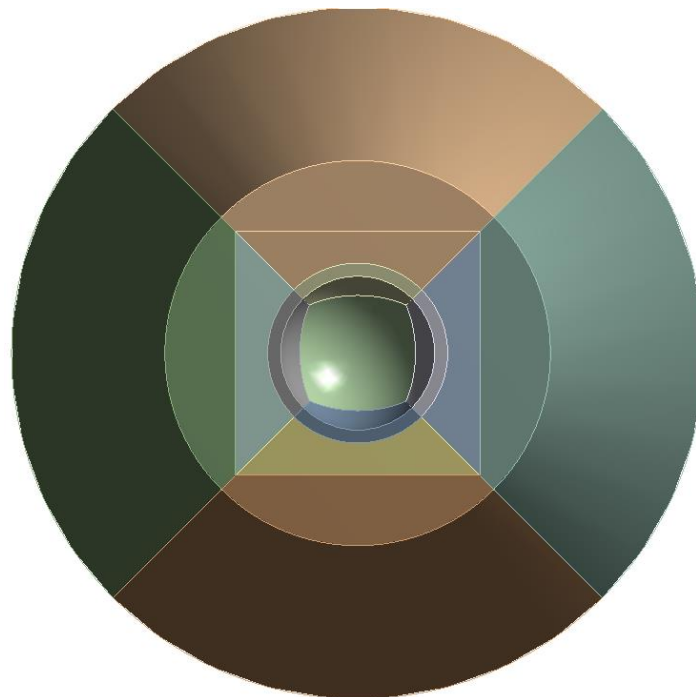
Geometria sacej rúry

Geometria sacej rúry bola tvorená podľa parametrov z kapitoly 3.3. Ako možno vidieť na obr.č.24, geometria obežného kolesa Vírovej turbíny vytvorená v programe Bladegen, nemá uzavretý náboj. Tento prvok obežného kolesa bol modelovaný v rámci geometrie sacej rúry. Pre tento účel bol použitý 3D modelovací program Solidworks. Okrem tvorby samotnej geometrie, sa v tomto kroku muselo pristúpiť k rozdeleniu sacej rúry do jednotlivých častí tak, aby každá časť bola šesťsten a bolo možné v nasledujúcom kroku vytvoriť kvalitnú výpočtovú sieť. Tento, na prvý pohľad jednoduchý krok, sa ukázal byť problematický. Snahu vytvoriť

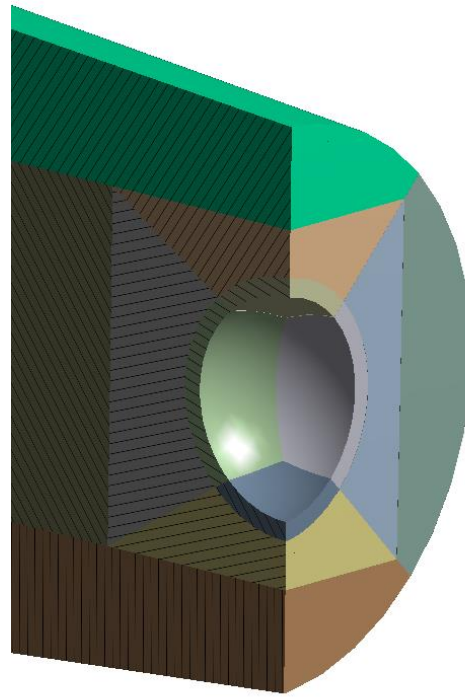
kvalitnú sieť s medznou vrstvou, výrazne komplikovala časť náboju obežného kola, ktorá zasahuje do geometrie sacej rúry.



Obr.č.25 Model sacej rúry rozdelený na časti v tvare šesťstenov



Obr.č.26 Detail sacej rúry v mieste vstupu/výstupu turbíny s geometriou náboju



Obr.č.27 Detail rezu sacej rúry v mieste vstupu/výstupu turbíny s geometriou náboju

Na obr.č.25,26 a 27 možno vidieť konečný tvar geometrie, ktorá bola ďalej využitá. S takto nadefinovanou a rozdelenou geometriou možno v programe Ansys-Meshing vytvoriť kvalitnú sieť, ktorá zachytáva medznú vrstvu kvapaliny a má dostatočnú kvalitu pre CFD výpočet.

4.2. Výpočtová sieť

Pri tvorbe výpočtovej siete, bolo cieľom vytvoriť hexahedrálnu sieť (zloženú z prvkov v tvare šesťstranu-hexahedron), ktorá bude zachytávať medznú vrstvu kvapaliny. Siete zložené z hexahedrónov majú menej uzlov siete ako tetrahedrálne siete (zložené z prvkov v tvare štvorstenu) na rovnaký objem, preto sú preferovanou voľbou [9]. Kvalita siete v oblasti medznej vrstvy bola posudzovaná na základe bezrozmerného parametru [18]:

$$y_+ = \frac{u_* \cdot y}{\nu}, \quad (4.1)$$

kde: y [m] vzdialenosť poslednej bunky od steny

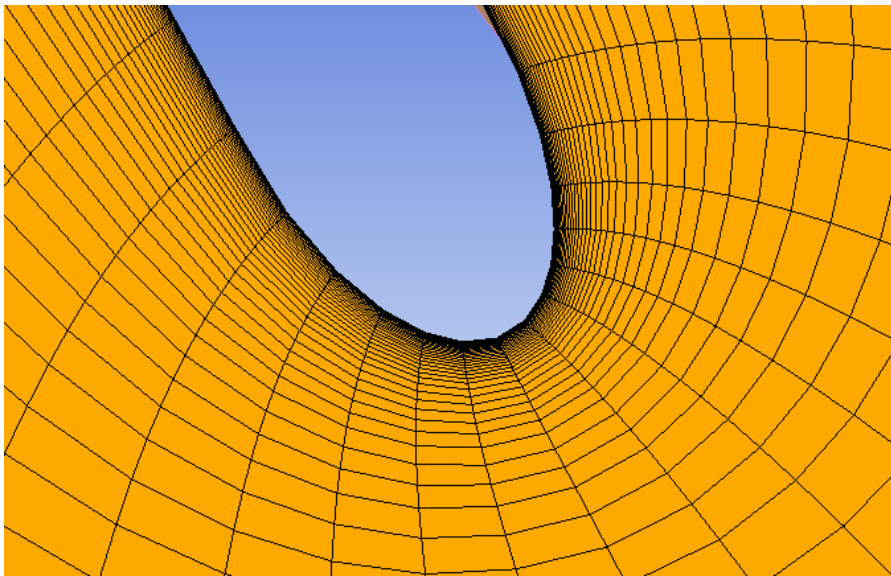
u_* [m/s] trecia rýchlosť

ν [m²/s] kinematická viskozita

Sieť bola prispôbená tak, aby hodnota y_+ odpovedala požadovanej maximálnej hodnote pre zvolený typ modelu turbulencie.

Výpočtová sieť obežného kola

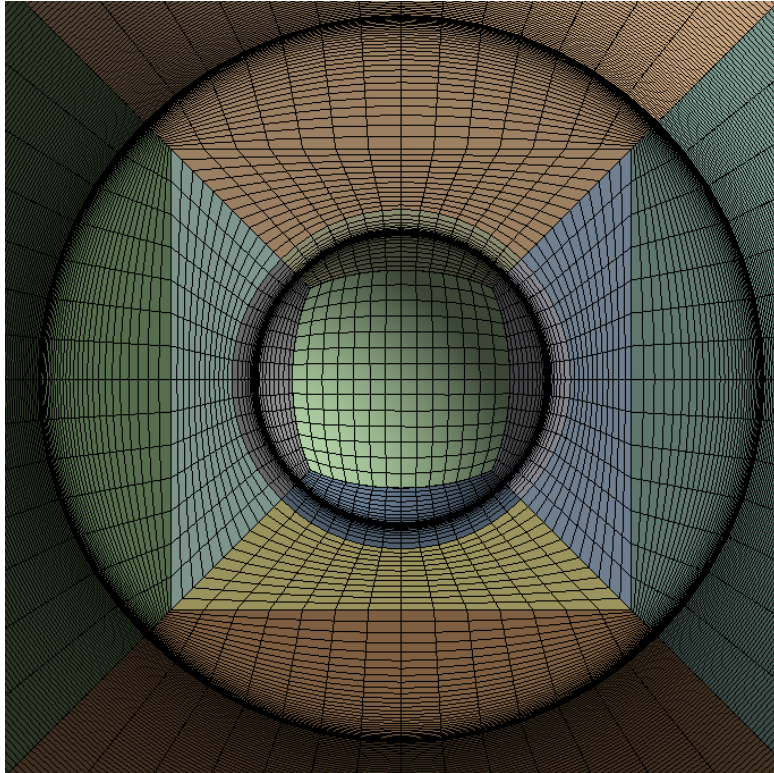
Výpočtová sieť obežného kola bola vytvorená v programe Ansys-Turbogrid. Tento software umožňuje automatické vygenerovanie kvalitnej hexahedrálnej siete obežného kola. Ako vstup do Turbogrid-u, bola použitá geometria obežného kola vytvorená v Bladegen-e. Na obr.č.28 možno vidieť detail výpočtovej siete obežného kola v mieste nábežnej hrany. Na tomto mieste sú typicky najvyššie relatívne rýchlosti a výpočet teda môže byť náchylný k nepresnostiam. Z obrázku možno vidieť, že Turbogrid bol nastavený tak, aby bola sieť v kritických miestach veľmi kvalitná.



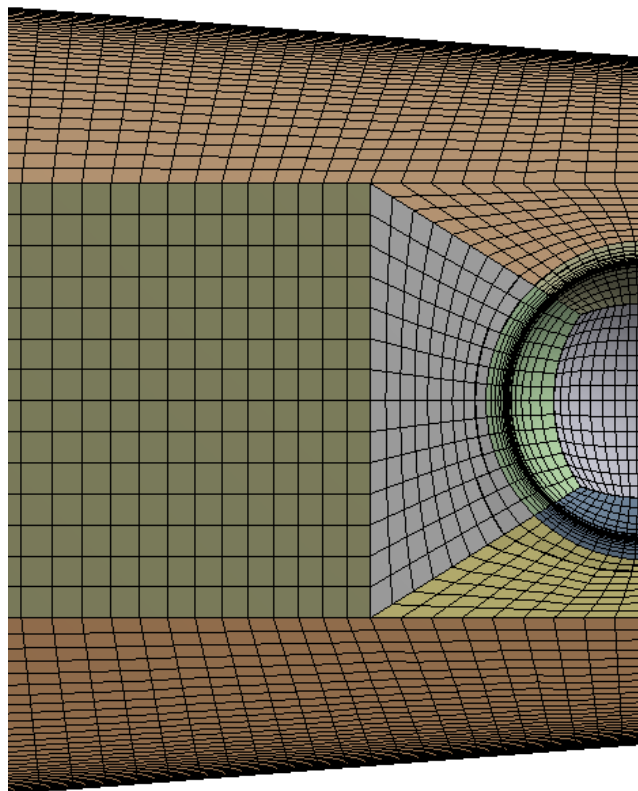
Obr.č.28 Detail výpočtovej siete obežného kola na nábežnej hrane lopatky

Výpočtová sieť sacej rúry

Výpočtová sieť sacej rúry bola vytvorená v programe Ansys-Meshing, z geometrie sacej rúry popisovanej v predchádzajúcej kapitole. Jednotlivé šesťsteny, vzniknuté rozdelením domény pri tvorbe geometrie, boli v Meshing-u samostatne vysieťované tak, aby mal každý prvok siete tvar hexahedronu.



Obr.č.29 Detail výpočtovej siete sacej rúry v mieste náboju



Obr.č.30 Detail rezu výpočtovej siete sacej rúry v mieste náboju

Ako možno vidieť na obr.č.29 a 30, výpočtová sieť sacej rúry nie je na všetkých miestach konformná a prvky nemajú všade plynulý prechod. Tieto ostré prechody sú výsledok snahy zlepšiť sieť na hraniciach domény a lepšie zachytiť medznú vrstvu kvapaliny. Výsledná sieť je kompromisom medzi týmito kritériami. Siete sacej rúry boli vytvorené dve, jedna jemnejšia a druhá hrubšia. Hrubšia sieť bola použitá pre vstup na turbínu (kde je očakávané rovnomerné prúdenie) a jemnejšia na výstup z turbíny (kde je očakávaný protibežný vír a turbulentnejšie chovanie prúdenia).

Takto nadefinované výpočtové siete sacej rúry a obežného kolesa boli vstupom do výpočtového softwaru Ansys-CFX. V tomto programe boli siete zostavené podľa dispozície (Obr.č.17) a spojené do jedného celku. Na miestach spojov sacej rúry a obežného kolesa vznikli oblasti s výrazne nekonformnou sieťou, ktoré však CFX dokáže zjednotiť, bez výrazného ovplyvnenia výsledkov a to vďaka automatickému rozhraniu. Výsledná sieť mala 1088620 prvkov a 1129049 uzlov. Táto podoba bola poslednou iteráciou, ktoré boli použité pre výpočet. Jednotlivé iterácie vznikali na základe výsledkov a boli upravované tak, aby spĺňali požadovanú kvalitu (podľa parametru y^+).



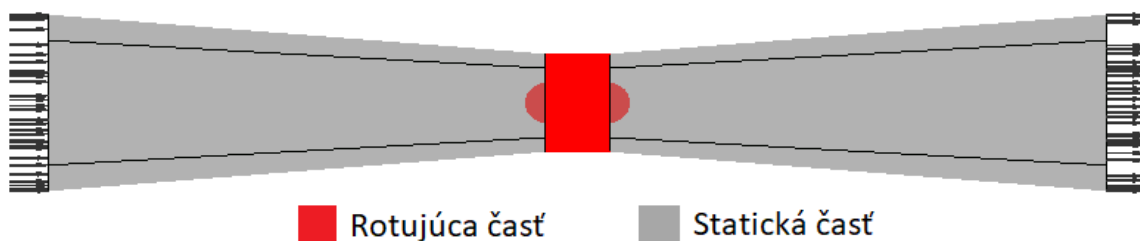
Obr.č.31 Doména vytvorená spojením jednotlivých sietí

4.3. Nastavenie výpočtu [9]

Posledným krokom, pred samotným spustením CFD výpočtu, bola konfigurácia parametrov výpočtového programu CFX. V tomto kroku bola doména, zobrazená na obr.č.31, rozdelená na rotujúce a nerotujúce časti. K chovaniu rozhrania medzi rotujúcimi a nerotujúcimi časťami, bolo v priebehu výpočtov pristupované dvoma spôsobmi.

Ako prvá bola zvolená stacionárna metóda Frozen rotor. Táto metóda modeluje rotujúce súčasti v stacionárnom stave, pre jednu polohu rotoru. Takýto prístup, by nebol presný pre stroje, ktorých výpočtová doména obsahuje rotorové aj statorové časti. Avšak, v prípade Vírovej turbíny, ktorá nemá statorové časti, tento prístup poskytuje pomerne presné výsledky, ktoré sú zároveň časovo efektívne a výpočet sa chová stabilne. Táto metóda by takisto umožňovala výpočet s doménou, ktorá by zahŕňala len jeden symetrický výsek turbíny. V prípade 2-lopatkovej turbíny teda jej polovicu, čo by ďalej zredukovalo výpočtový čas. V tejto práci však bola skúmaná navrhnutá turbína aj pre prípad nestacionárneho výpočtu, ktorý to neumožňuje. Z dôvodu porovnateľnosti výsledkov sa toto zjednodušenie nevyužilo.

Druhým zvoleným prístupom bola nestacionárna metóda Transient rotor. Táto metóda modeluje rotujúce súčasti, ktorých poloha sa mení v čase. Tento prístup je časovo výrazne náročnejší a jeho chovanie je oproti Frozen rotor prístupu menej stabilné. Akokoľvek poskytuje náhľad do javov, ktoré by ináč neboli zachytené. Pre Vírovú turbínu, ktorá je charakteristická turbulentným a vírivým chovaním prúdenia na výstupe, môže byť tento prístup zaujímavý. Časová mierka pri tomto prístupe odpovedala rotácií obežného kolesa o 1° .



Obr.č.32 Rozdelenie domény na rotujúcu a statickú časť, vľavo vstupná okr. podmienka, vpravo výstupná okr. podmienka

Na obr.č.32 je zobrazené rozdelenie domény na statickú a rotujúcu časť.

Pre rotujúce časti domény, bola nastavená nemenná otáčková frekvencia $n = 250 \text{ ot/min}$ v každom bode turbínovej charakteristiky. Pre rotujúce časti domény v čerpadlovom režime, bola nastavená nemenná otáčková frekvencia $n = 500 \text{ ot/min}$ (podrobný popis výpočtu čerpadlového režimu v kapitole 5.4). Pre časti náboju, zasahujúce do geometrie sacej rúry, boli nastavené podmienky rotujúcej steny (rotating wall). Pre skriňu turbíny, ktorá je v realite statická, bola nastavená podmienka opačne rotujúcej steny (counter rotating wall).

V turbínových režimoch bola na vstupe do domény definovaná tlaková okrajová podmienka (Total pressure), ktorá bola dopočítaná z predpokladaného statického tlaku pred turbínou, vyvolaného rozdielom výšok hladín na vstupe a výstupe z potrubia turbíny. Charakteristika turbíny vznikla postupným menením hodnoty tlaku na vstupe pri konštantných otáčkach rotoru ($n = 250 [1/min]$).

V čerpadlových režimoch bola na vstupe do domény definovaná prietoková podmienka (mass flow rate), ktorá bola odhadovaná podľa prietokov v turbínovom režime. Charakteristika čerpadlových režimov vznikla postupným menením tejto podmienky pri konštantných otáčkach rotoru ($n = 500 [1/min]$).

Na výstupe z domény, bola v oboch prípadoch definovaná tlaková okrajová podmienka (Static pressure). Hodnota tlaku, relatívne k atmosfére, bola zvolená 0 Pa. Kombinácia dvoch tlakových okrajových podmienok na vstupe aj výstupe turbíny, nie je ideálna z hľadiska stability riešenia, akokoľvek celkom dôveryhodne simuluje reálne podmienky, pri ktorých by turbína pracovala v turbínovom režime.

Gravitácia bola pri výpočtoch zanedbaná aj napriek horizontálnemu usporiadaniu turbíny. Vplyv gravitácie by sa prejavil na kavitačných vlastnostiach turbíny, vzhľadom na jej nezanedbateľný priemer, akokoľvek kavitácia nebola v tejto práci skúmaná a zaslúžila by si samostatný výskum.

Pre stenovú funkciu bol zvolený model Scalable.

Model turbulencie pre všetky výpočty bol zvolený $k-\epsilon$. Tento model poskytuje relatívne presné výsledky pri dobrej stabilite riešenia a taktiež nie je náročný na kvalitu siete (požadovaná podmienka kvality siete pre $k-\epsilon$ je $y_+ < 300$ [9]). Pri zisťovaní základných charakteristík turbíny je tento model vhodný, pretože nie je nutné sledovať detailne javy, ako sú odtrhávajúce medznej vrstvy.

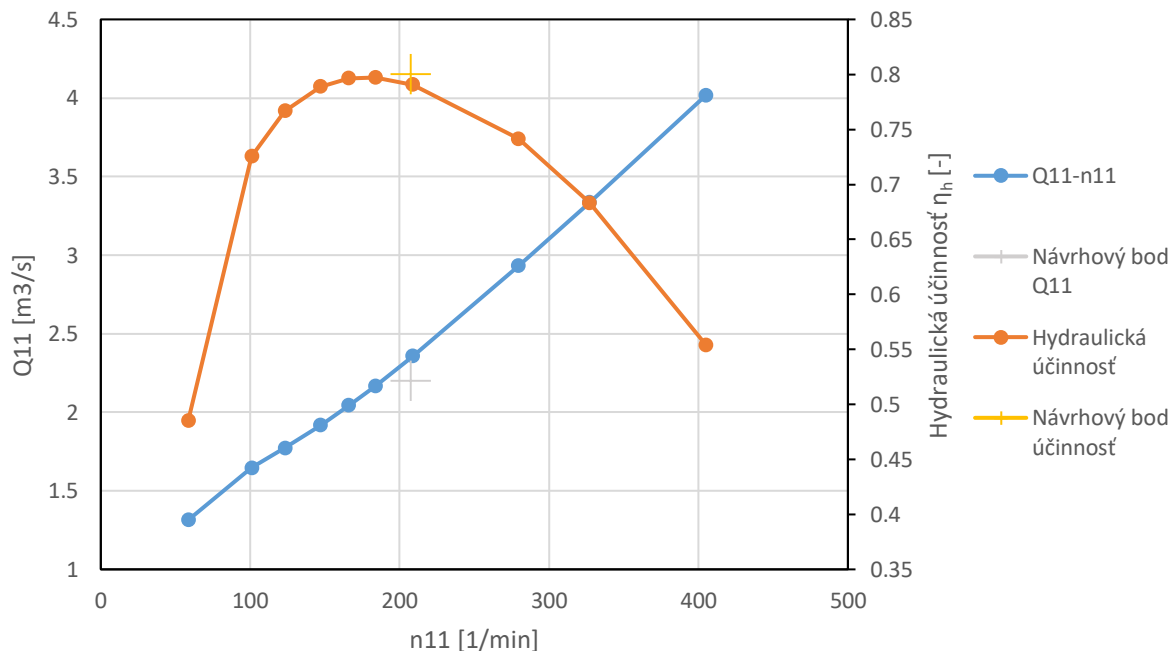
5. Výpočet turbínového a reverzného turbínového režimu

Po zostavení výpočtovej domény do požadovaného usporiadania a nastavení parametrov výpočtového softwaru CFX, sa pristúpilo k samotnej simulácii. Ako bolo spomenuté v kapitole 4.3, postupným menením tlakovej okrajovej podmienky na vstupe, boli určené charakteristiky navrhutej turbíny pri konštantných otáčkach rotoru $n = 250 [1/min]$. Navrhnutá turbína bola skúmaná v turbínovom režime metódou Frozen rotor aj Transient rotor.

5.1. Turbínový režim (Záporná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie)

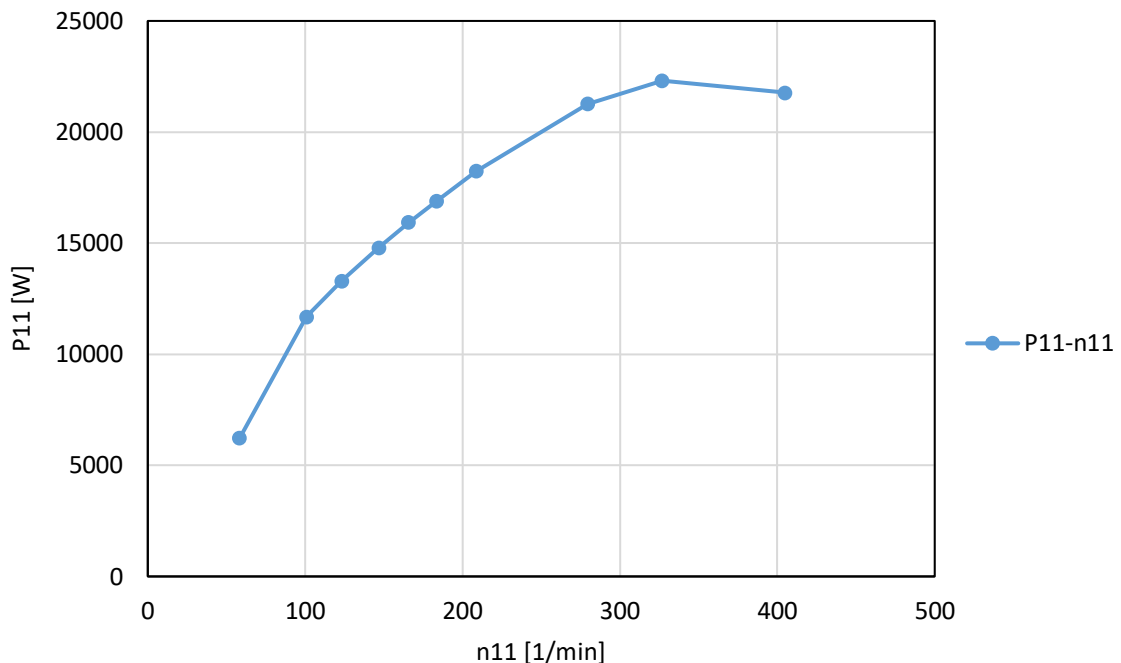
Pri skúmaní vlastností navrhutej geometrie, bola ako prvá použitá metóda Frozen rotor. Tá istá doména bola následne použitá aj pre výpočet s metódou Transient rotor. Sledované parametre turbínových režimov boli čistý spád H (rovnica (2.6)), prietok turbínou Q , efektívny výkon P_{ef} (rovnica (2.7)) a nepriamo hydraulická účinnosť η_h (rovnica (2.5) a (2.7)), objemová a mechanická účinnosť bola zanedbaná), ktoré boli prepočítané na jednotkové hodnoty (rovnice (2.13)-(2.15)). Výsledky týchto výpočtov boli spracované do prehľadných grafov a porovnané.

Frozen rotor



Graf č.1 Charakteristika turbínového režimu, Frozen rotor metóda

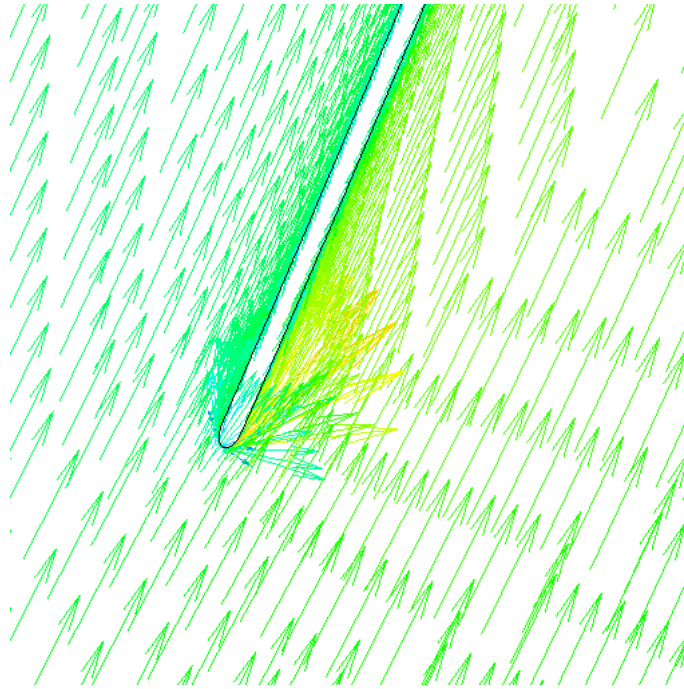
Na grafe č. 1 je znázornená charakteristika navrhutej vírovej turbíny, spočítaná pomocou metódy Frozen rotor. Charakteristika je v oblastiach najvyšších účinností až prekvapivo plochá. Maximum účinnosti vypočítanej charakteristiky tesne minulo návrhový bod.



Graf č.2 Závislosť jednotkového výkonu na jednotkových otáčkach, Frozen rotor metóda

Na grafe č.2 možno vidieť závislosť jednotkového výkonu na jednotkových otáčkach. Z tejto závislosti je vidieť, že maximum jednotkového výkonu je v okolí $n_{11} = 300[1/min]$. Porovnaním s charakteristikou turbíny (graf č.1) možno skonštatovať, že navrhnutá turbína má prevádzkové pásmo medzi $n_{11} = 100 - 300[1/min]$. V oblastiach mimo tohto pásma, by prevádzka nebola výhodná. Pre prípad konkrétnej lokality Newhaven by to znamenalo, že by turbína pracovala od 2 metrov hrubého spádu až po maximálny spád 7 metrov s dobrou účinnosťou.

Na obrázku č.33 možno vidieť vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v návrhovom bode. Z obrázku je evidentné, že na nábežnej hrane je mierny ráz.

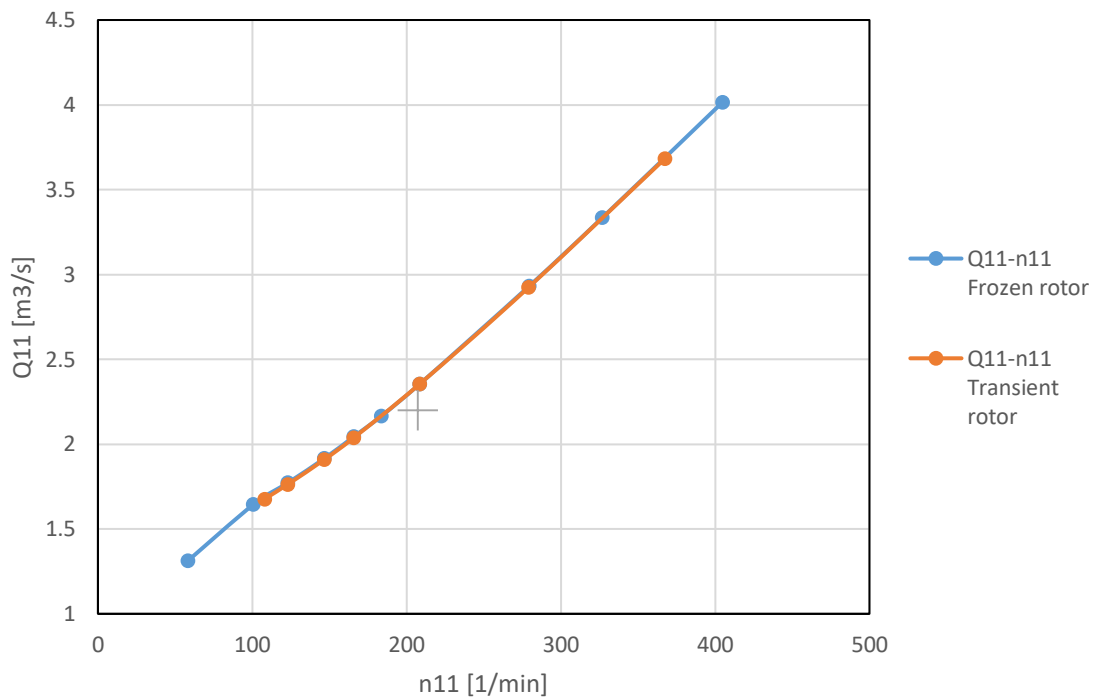


Obr.č.33 Vektory rýchlostí na vstupe do obežného kola, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v návrhovom bode turbínového režimu

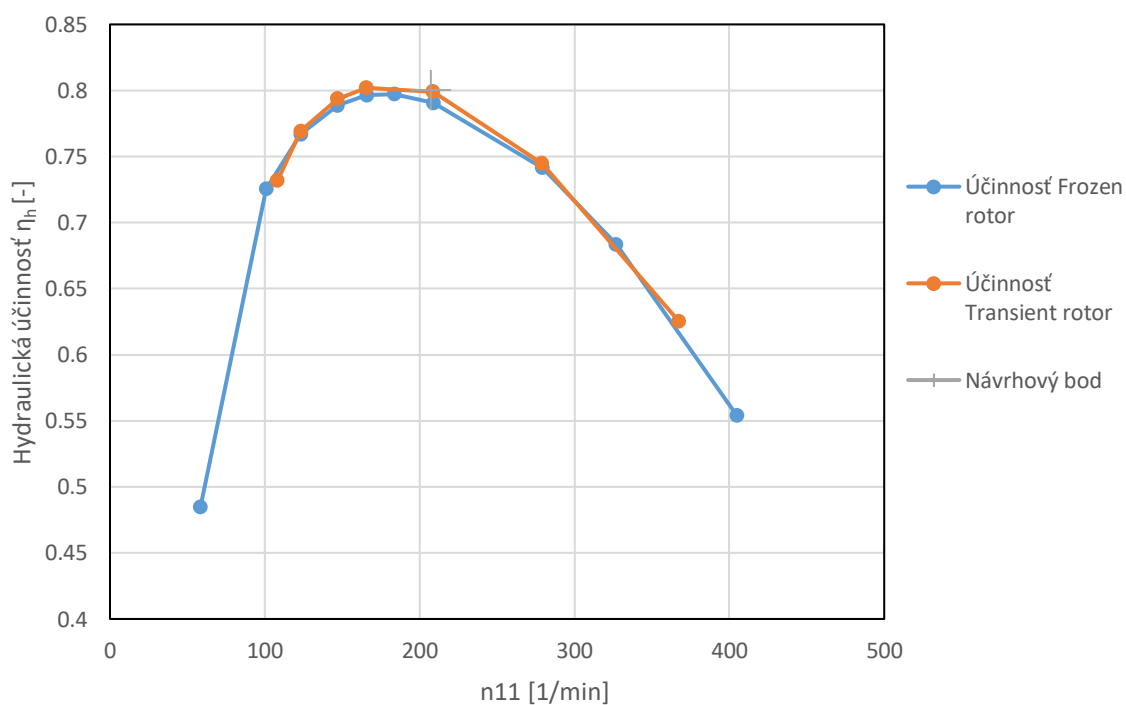
Body charakteristiky, vypočítané pomocou metódy Frozen rotor, ďalej slúžili ako porovnanie pre ostatné výpočty.

Transient rotor a porovnanie s Frozen rotor

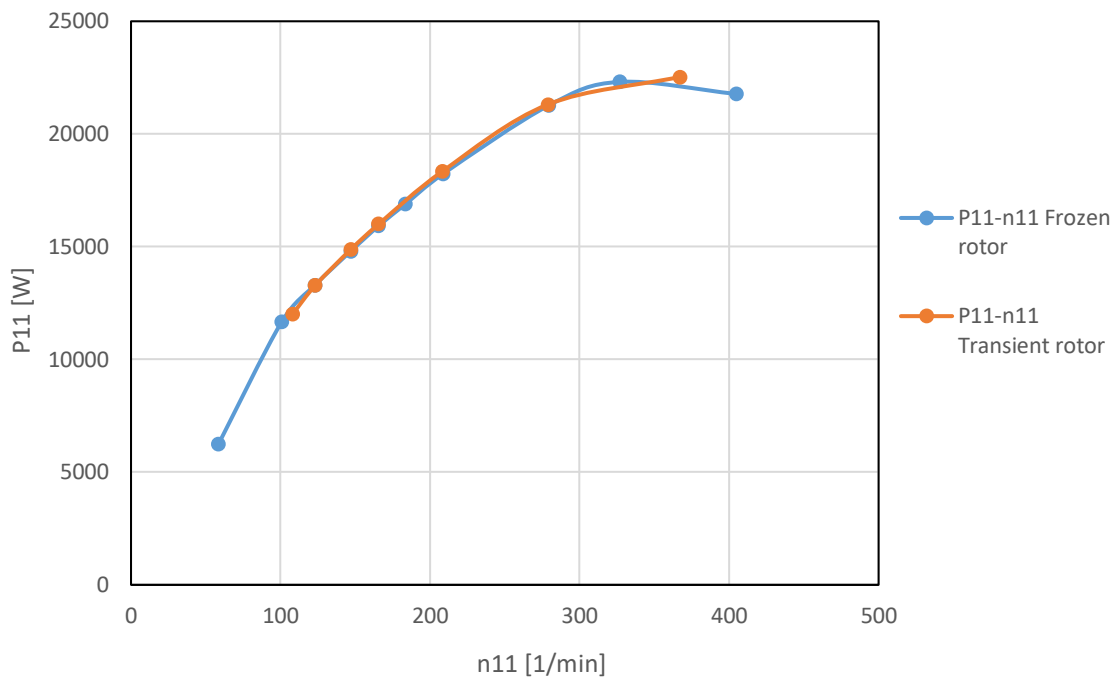
Výpočet pomocou metódy Transient rotor, bol vykonaný na niektorých bodoch charakteristiky, najmä v okolí optima. Podrobný výpočet bol zaujímavý hlavne v bode maximálneho spádu na vybranej lokalite. Výsledky tejto metódy, boli použité v navažujúcej diplomovej práci[7] ako vstup do pevnostného výpočtu tohoto hydraulického návrhu. Výpočty v bodoch charakteristiky mimo optima, sa prejavovali výraznou nestabilitou a taktiež sa značne prejavila časová náročnosť metódy. Aj z toho dôvodu je charakteristika len čiastočná. Podobne ako v prípade výpočtu metódou Frozen rotor, boli výsledky spracované do grafov. Výsledné účinnosti, jednotkový prietok a jednotkový výkon boli následne porovnané s metódou Frozen rotor.



Graf č.3 Porovnanie jednotkového prietoku na jednotkových otáčkach jednotlivých metód

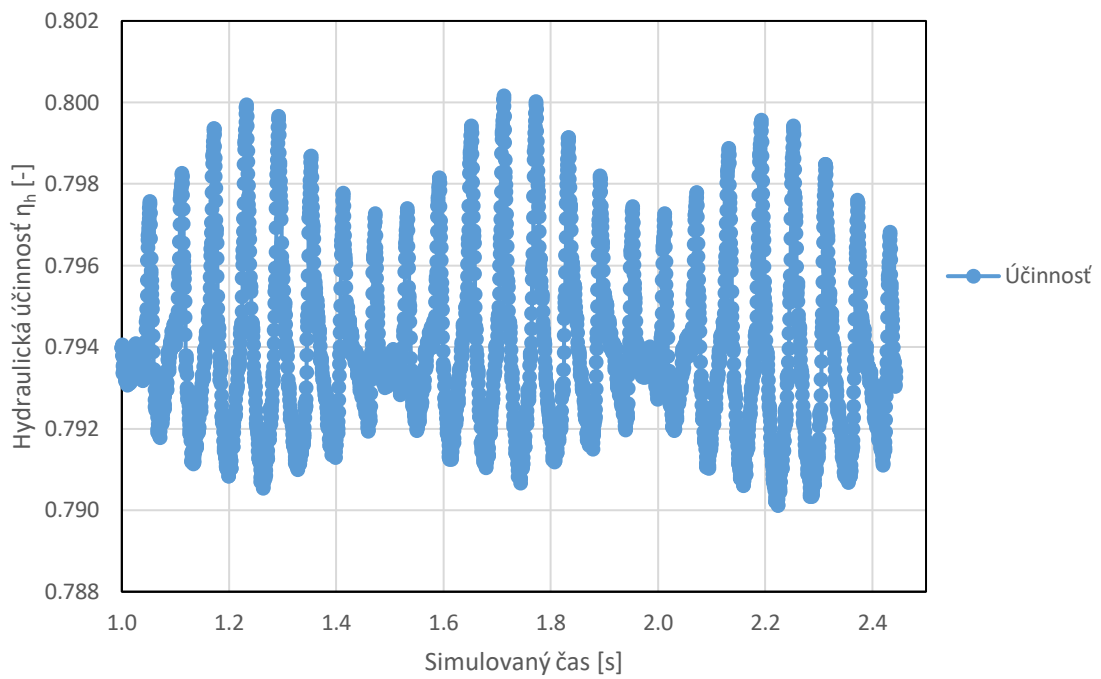


Graf č.4 Porovnanie hydraulických účinností na jednotkových otáčkach jednotlivých metód

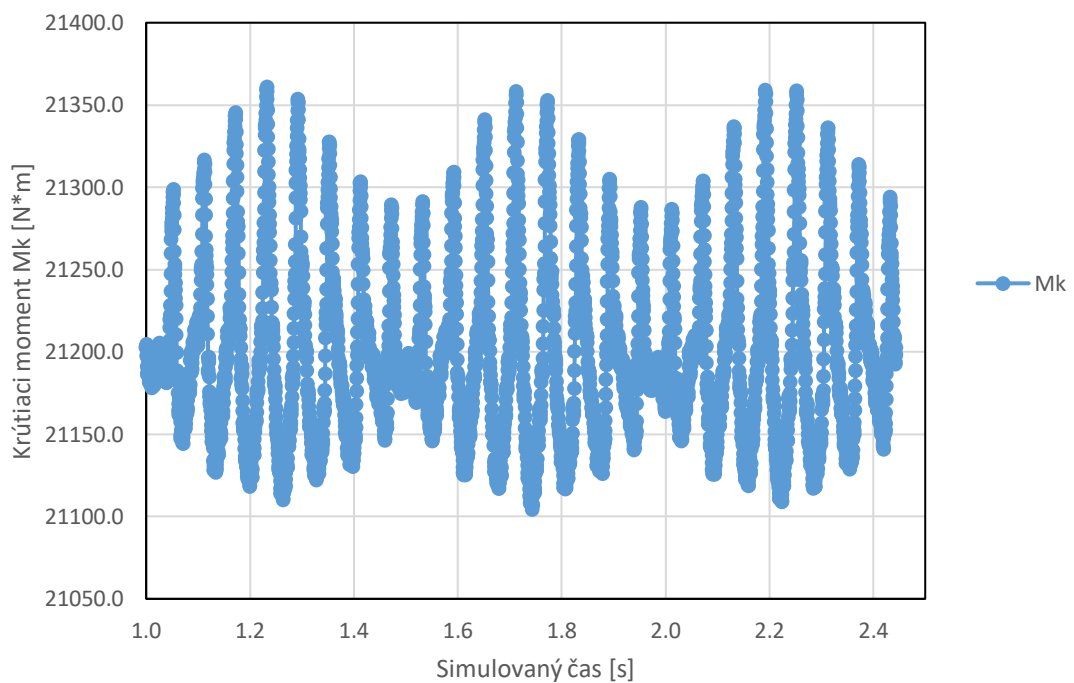


Graf č.5 Porovnanie jednotkového výkonu na jednotkových otáčkach jednotlivých metód

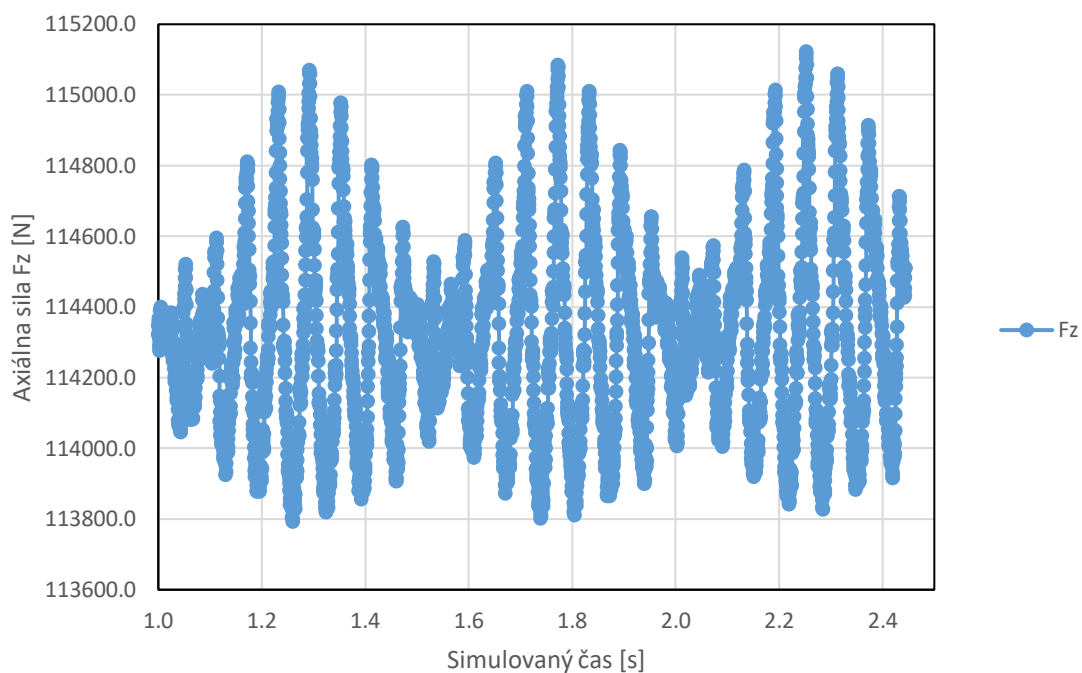
Na grafoch č.3,4 a 5 možno vidieť porovnané jednotlivé parametre turbíny, vypočítané metódami Frozen rotor a Transient Rotor. Charakteristiky sa dokonale prekrývajú takmer na všetkých bodoch. Výsledky korešponujú s teóriou a možno s určitosťou povedať, že použitie metódy Frozen rotor je pre ďalšie výpočty vhodné. Akokoľvek, pri nestacionárnom výpočte metódou Transient rotor, boli odhalené javy, ktoré by metóda Frozen rotor nezachytila. Protibežný vír a silne turbulentné chovanie prúdenia na výstupe, vyplývajúce z podstaty funkcie Vírovej turbíny, spôsobujú tlakové pulzácie, ktoré sa prejavujú na parametroch turbíny. Na grafoch č.6,7 a 8 možno vidieť priebeh účinnosti, krútiaceho momentu a axiálnej sily v čase, pre bod charakteristiky $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$.



Graf č.6 Pulzácie hydraulickéj účinnosti turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$

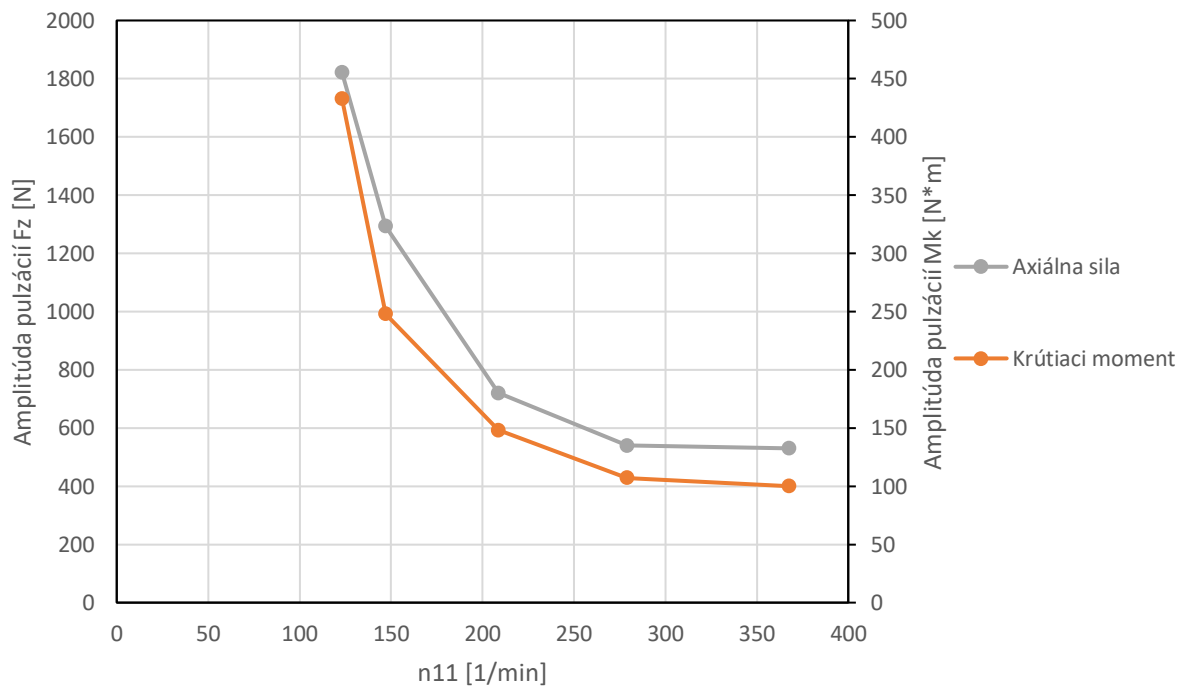


Graf č.7 Pulzácie krútiaceho momentu M_k turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$



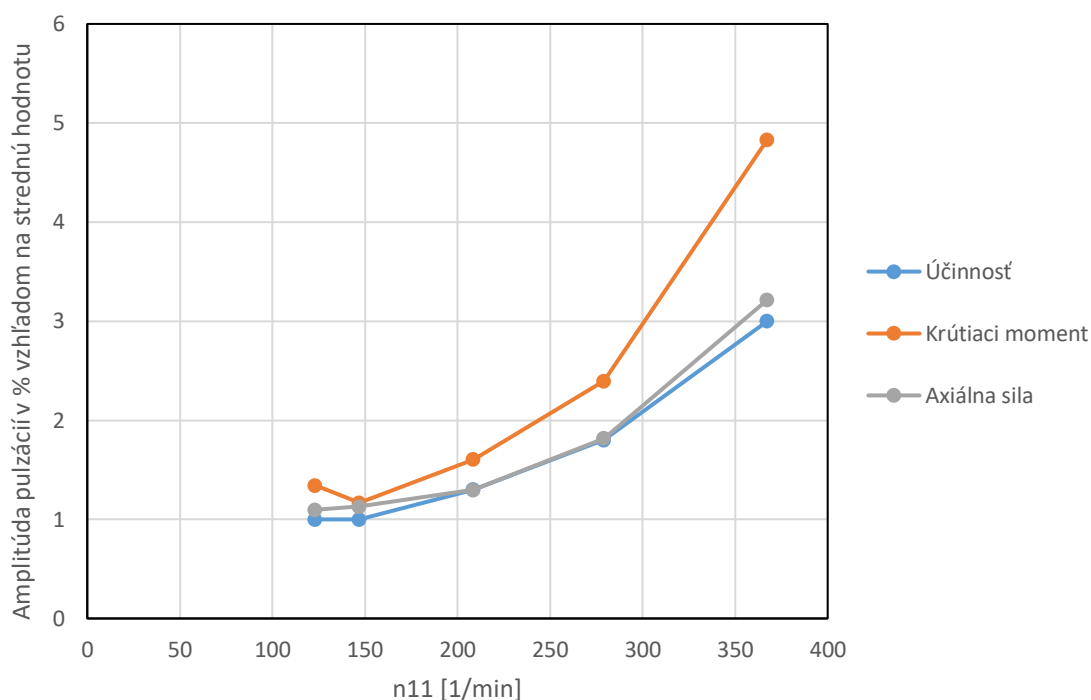
Graf č.8 Pulzácie axiálnej sily F_z turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$

Tieto pulzácie predstavujú nebezpečenstvo pri prevádzke stroja z hľadiska únavovej životnosti a pri pevnostnom návrhu je nutné s nimi rátať.



Graf č.9 Absolútna hodnota amplitúd pulzácií krútiaceho momentu M_k a axiálnej sily F_z

Okrem pevnostného hľadiska, vznikajúce pulzácie neblaho ovplyvňujú účinnosť stroja, najmä v oblasti vyšších jednotkových otáčok.



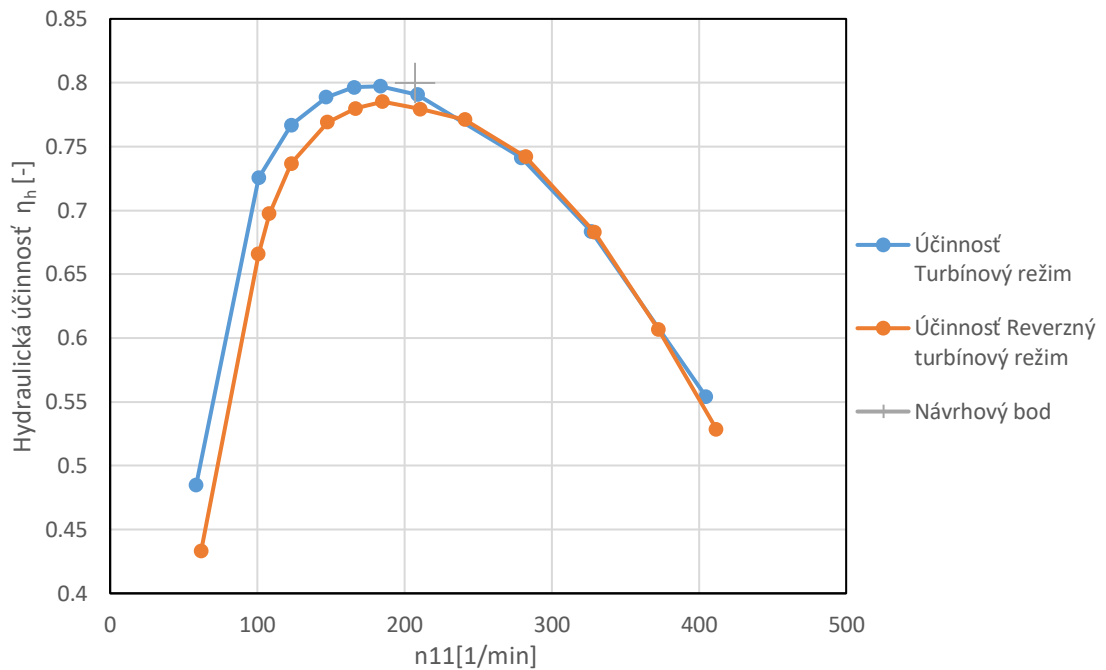
Graf č.10 Relatívna hodnota amplitúd pulzácií, vzhľadom na strednú hodnotu v %

Frekvencia týchto pulzácií má periódu $T = 0.06s$ pre všetky body charakteristiky, čo vypovedá o previazaní tlakových pulzácií s otáčkovou frekvenciou turbíny (perióda otáčkovej frekvencie $T_n = 0.24 s$, perióda lopatkovej frekvencie pre 2-lopatkovú turbínu $T_L = \frac{T_n}{2} = 0.12s$, $T = \frac{T_L}{2}$). Previazanosť týchto pulzácií s otáčkovou a lopatkovou frekvenciou poukazuje na možnosť korigovať tieto javy. Hydraulický návrh obežného kolesa, optimalizovaný pre vyšší počet lopatiek, prípadne s vyššou otáčkovou frekvenciou, by mohol vykazovať lepšie vlastnosti v smere tlakových pulzácií a vykazovať hladšie priebehy parametrov turbíny.

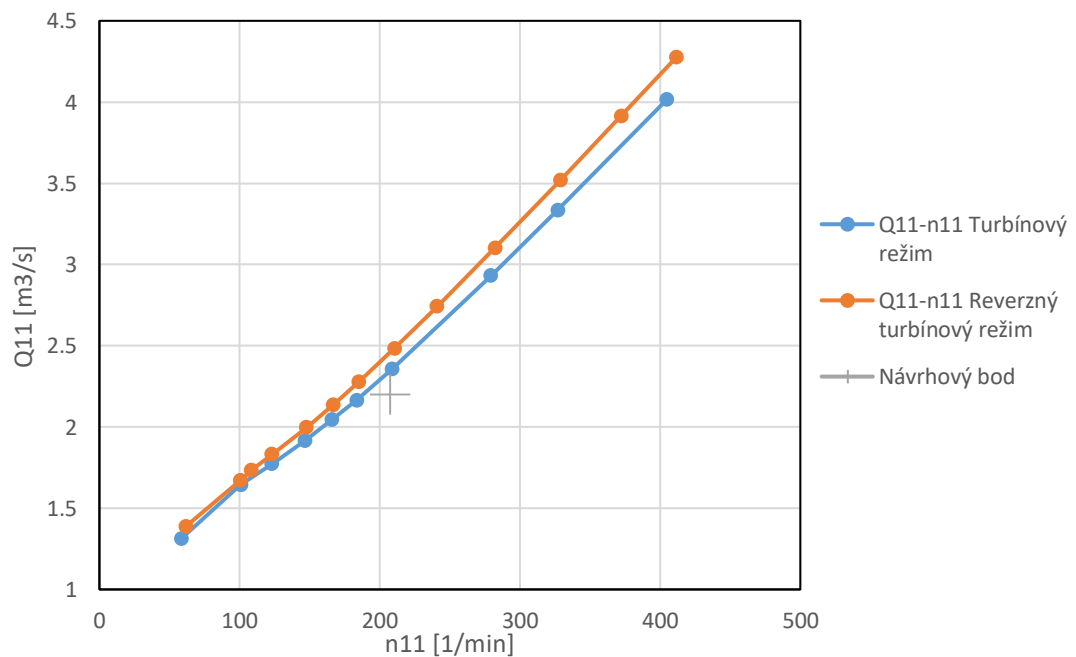
5.2.Reverzný turbínový režim(Kladná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie)

Po určení charakteristík navrhnutej turbíny pomocou metód Frozen rotor a Transient rotor, bola tá istá turbína výpočtovo testovaná v reverznom turbínovom režime metódou Frozen rotor. Úprava použitej výpočtovej domény spočívala v zmene orientácie obežného kolesa o 180° . Toto rozpoloženie simuluje stav, kedy stroj pracuje ako turbína s opačnou (kladnou) orientáciou prietoku a otáčkovej frekvencie oproti návrhu. Postup pri určovaní charakteristiky reverzného

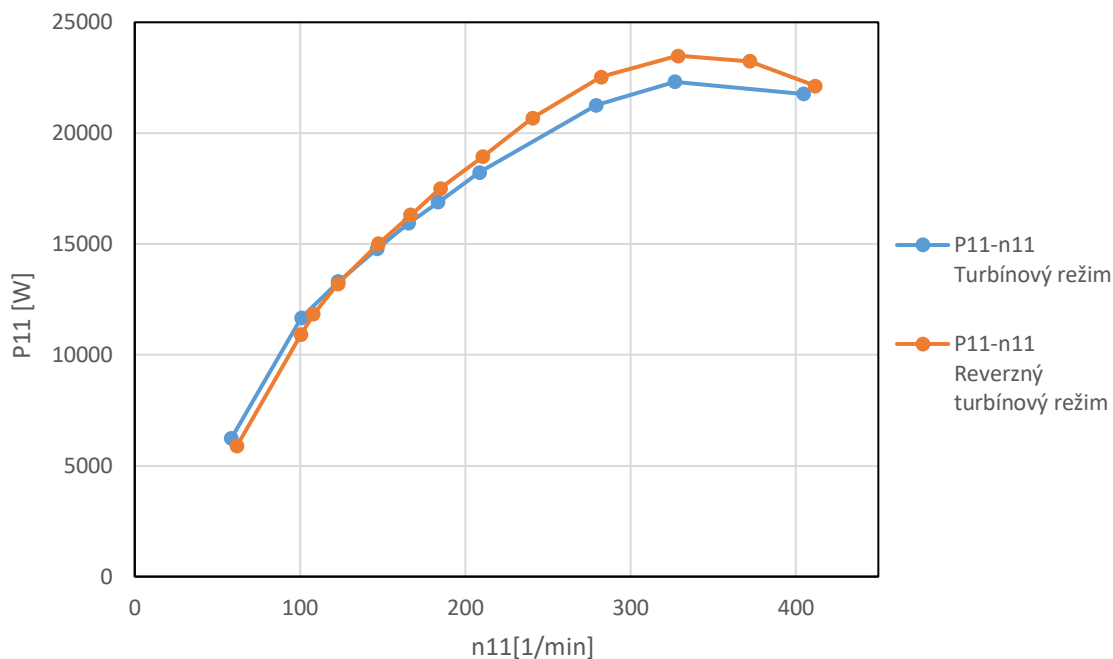
turbínového režimu bol zhodný s normálnym turbínovým režimom. Výsledky takto zostavenej domény boli spracované do grafov a porovnané s turbínovým režimom.



Graf č. 11 Hydraulická účinnosť reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom.



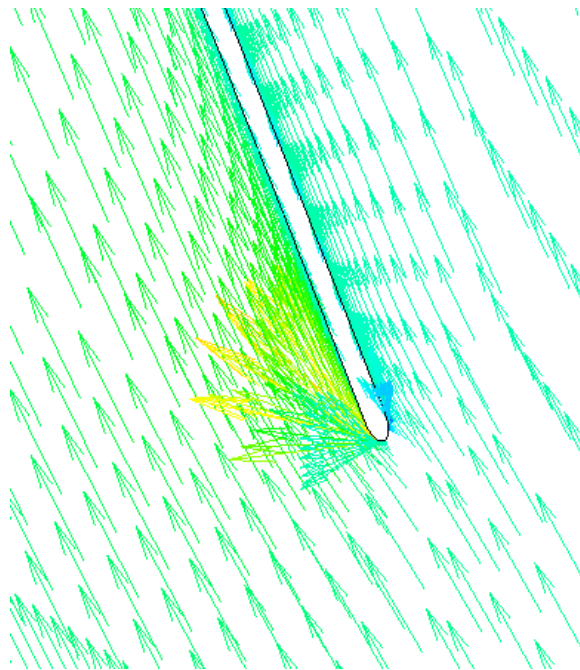
Graf č.12 Jednotkový prietok reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom



Graf č.13 Jednotkový výkon reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom

Na grafoch č.11,12 a 13, možno vidieť porovnanie hydraulických účinností, jednotkového prietoku a jednotkového výkonu stroja v turbínovom a reverznom turbínovom režime. Na grafe č.12 je vidieť, že reverzný turbínový režim, má v oblasti vysokých jednotkových otáčok vyššiu prietoknosť ako normálny turbínový režim. To sa prejavuje aj na jednotkovom výkone stroja. Účinnosť reverzného turbínového usporiadania je až prekvapivo vysoká a v oblasti okolo optima sa líši len o 1,5% oproti normálnemu turbínovému režimu. V oblasti vysokých jednotkových otáčok (nízkych spádov) sa dokonca charakteristiky účinnosti prekrývajú. Vírová turbína teda predstavuje veľmi vhodnú, cenovo dostupnú alternatívu do prílivových elektrární. Vysoká účinnosť stroja v reverznom turbínovom režime je spôsobená tvarom lopatiek, ktoré sú veľmi ploché. Rozdiel medzi uhlom nábežnej a odtokovej hrany lopatky pre tento hydraulický návrh, nepresahuje na žiadnom referenčnom priemere 10° , dokonca $D_{ref} = 1.5 m$ je tento rozdiel len 1° . Tento poznatok nabáda k hydraulickému návrhu, ktorého lopatky majú priamkový charakter a nemenný uhol. Takýto hydraulický návrh, by vykazoval v oboch smeroch prúdenia v turbínovom režime rovnaké hydraulické vlastnosti a predstavuje veľmi zaujímavú možnosť ďalšieho výskumu.

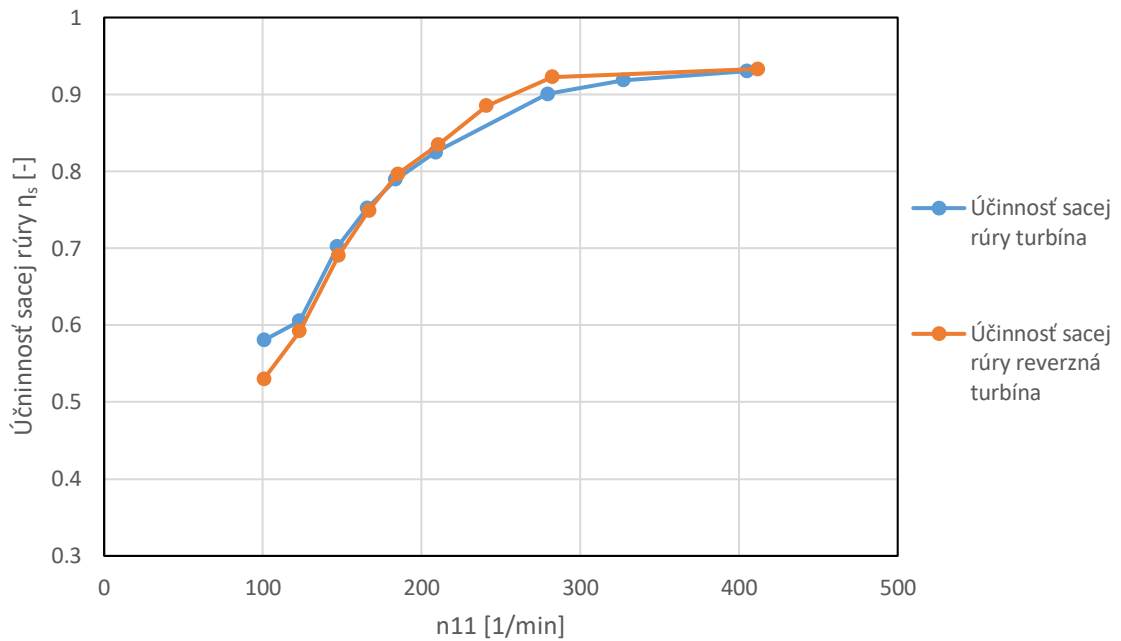
Na obrázku č.34 možno vidieť vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, pri optimálnej účinnosti v reverznom turbínovom režime. Podobne ako v prípade turbínového režimu, je na vstupnej hrane mierny ráz. Pri porovnaní s obrázkom č.33, možno vidieť zmenu orientácie prietoku.



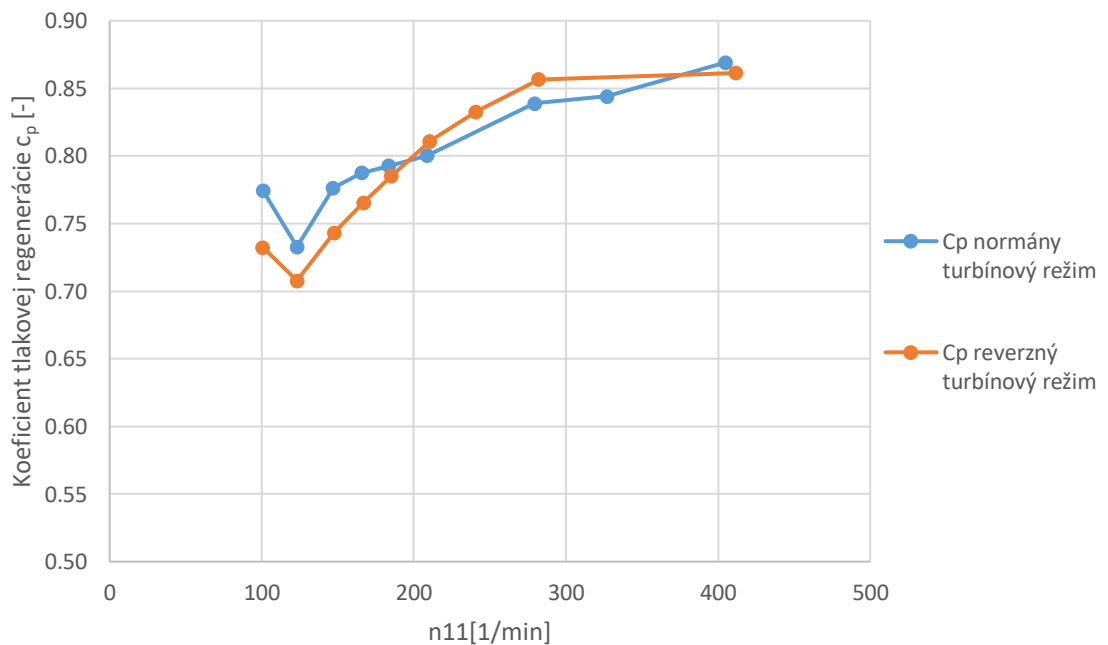
Obr.č.34 Vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5,v optime reverzného turbínového režimu

5.3. Účinnosť sacej rúry

Účinnosť sacej rúry bola vyhodnotená na základe vzťahu (3.22) a zároveň bol vyhodnotený aj koeficient tlakovej regenerácie sacej rúry na základe vzťahu (3.20).



Graf č.14 Účinnosť sacej rúry η_s pri turbínovom a reverznom turbínovom režime

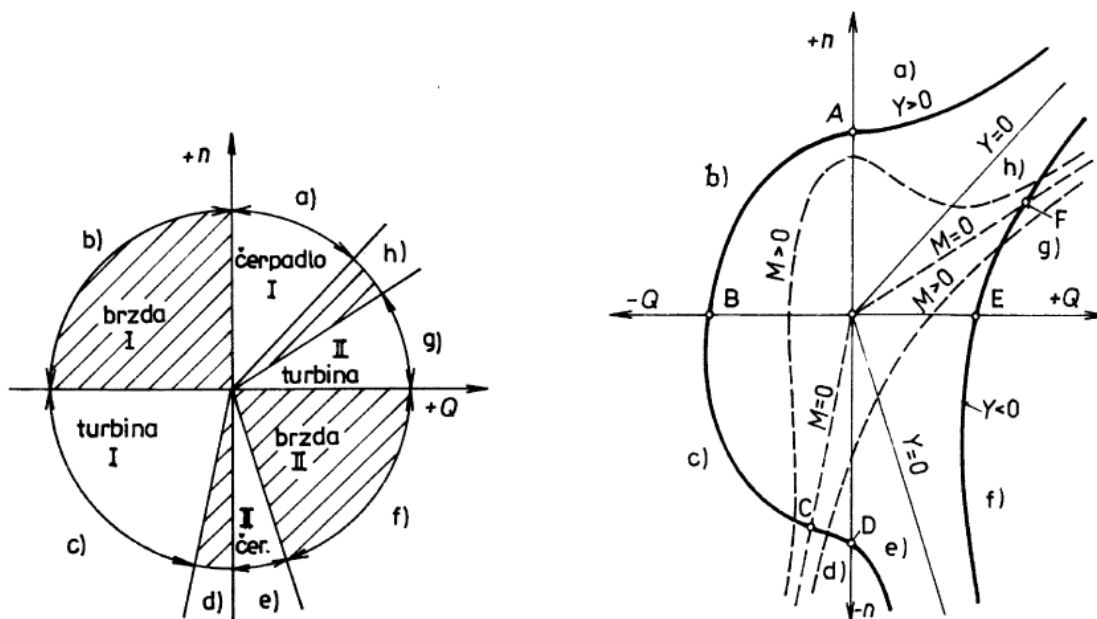


Graf č.15 Koeficient tlakovej regenerácie c_p pri turbínovom a reverznom turbínovom režime

Na grafoch č.14 a 15 je možné vidieť, že sacia rúra vírovej turbíny fungovala pre turbínový aj reverzný turbínový režim veľmi podobne. V oblasti vysokých jednotkových otáčok (nízkych spádov) dokonca s účinnosťou nad 90%. Je teda možné skonštatovať, že návrh sacej rúry bol urobený správne, akokoľvek pri snahe zmaximalizovať účinnosť celého stroja, by existoval priestor pre zlepšenie a ďalší výskum. Takisto konštrukčné prvky, ktoré by boli pri funkcií skutočnej prílivovej elektrárne nevyhnutné, by negatívne ovplyvnili funkciu sacej rúry.

6. Výpočet čerpadlového a reverzného čerpadlového režimu [1,2]

Ako bolo spomenuté v kapitole 1.4, pri prevádzke prílivovej elektrárne, je možné výšit' využiteľný spád na turbíny pomocou tzv. pričerpávania. Tento proces sa uskutočňuje počas minimálneho/maximálneho stavu hladín a zároveň v čase, keď sú hladiny mora/oceánu a nádrže vyrovnané. Počas odlivu (po vyprázdnení nádrže na hladinu mora/oceánu) je možné vyčerpať určité množstvo vody z nádrže a tým znížiť jej hladinu a zväčšiť výškový rozdiel hladín po opätovnom nastúpaní hladiny mora. Počas prílivu (po napustení nádrže na maximálnu možnú hladinu) je zas možné z mora/oceánu, dočerpať určité množstvo vody do nádrže a tým zvýšiť jej hladinu a zväčšiť výškový rozdiel hladín po opätovnom klesnutí hladiny mora/oceánu. Vzhľadom na fakt, že sa pričerpávanie deje pri malých rozdieloch hladín, je tento proces energeticky výhodný. Aj z toho dôvodu je podstatné aby turbína bola schopná pracovať ako čerpadlo, najlepšie v oboch smeroch prietoku.

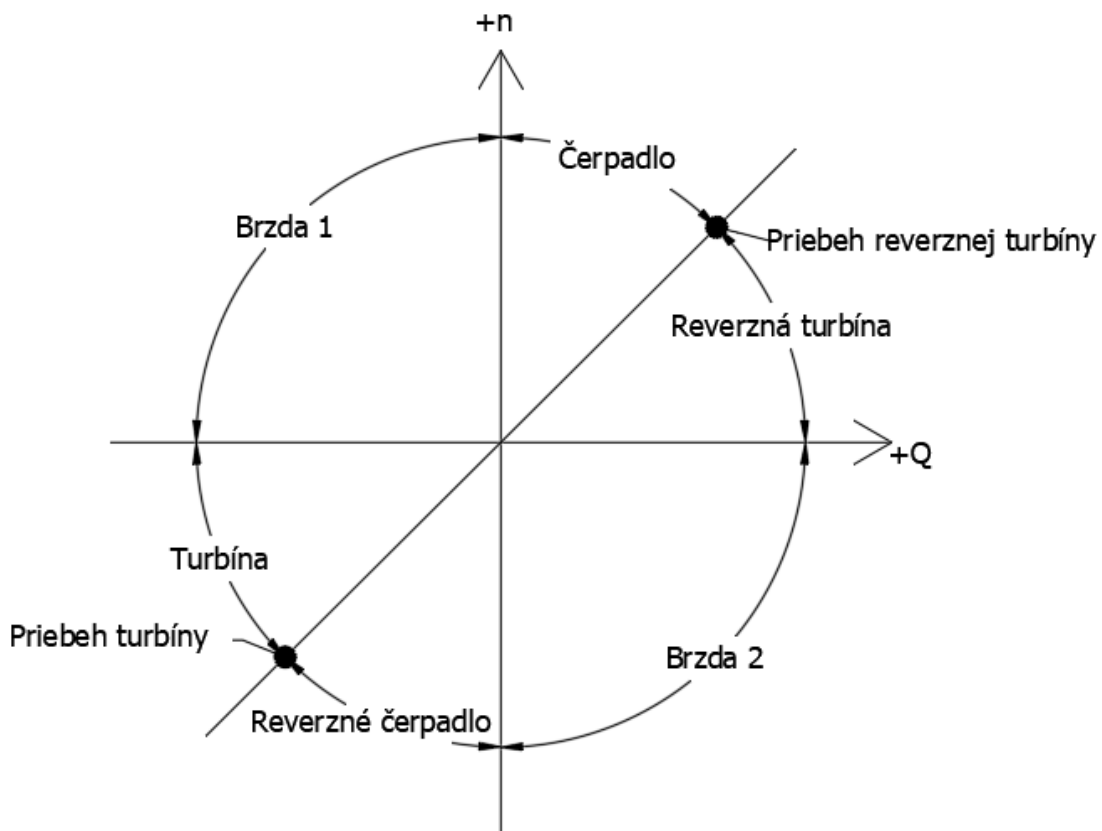


Obr.č.35 Vľavo schéma prevádzkových oblastí radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla, vpravo schéma úplnej charakteristiky radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla. [1]

Pre názorné zobrazenie jednotlivých režimov a princípu ich funkcie, veľmi dobre slúži tzv. Q - n charakteristika. Táto charakteristika graficky zobrazuje jednotlivé režimy v závislosti na smere a veľkosti prietoku a otáčkovej frekvencie. Na obrázku č.35, je zobrazená schéma prevádzkových oblastí radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla a schéma úplnej charakteristiky radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla.

Z týchto schém je možné vidieť, že normálny čerpadlový režim radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla (oblasť a)), prebieha v kladných prietokoch a v kladnom smere otáčkovej frekvencie, od priebežného stavu reverzného turbínového režimu (reverzná turbína nie je schopná nad týmito otáčkami odoberať energiu, reverzná turbína oblasť g)), až po rovnovážny stav na spätnej klapke vo výtlaku čerpadla. Normálny turbínový režim radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla, prebieha v celom 3. kvadrante Q-n charakteristiky (oblasť c)), až po priebežný stav turbíny. Z 3. kvadrantu tejto charakteristiky je vidieť, že v smere záporných prietokov a v zápornom smere otáčkovej frekvencie, radiálno-axiálne odstredivé čerpadlo nedokáže čerpať.

Vďaka princípu jej funkcie a plochým lopatkám, však Vírová turbína dokáže čerpať aj v 3. kvadrante (opačný/záporný prietok aj smer otáčkovej frekvencie), ktorý je takmer symetrický s jej 1.kvadrantom. Zjednodušená schéma režimov Vírovej turbíny, je pre názornosť zobrazená na obrázku č.36 (neobsahuje prechodové oblasti medzi turbínou a čerpadlom, kde čerpadlo len kryje straty obežného kolesa). Čerpadlový režim navrhutej turbíny, bol realizovaný zvýšením otáčkovej frekvencie reverzného turbínového režimu (nad priebežné otáčky) pri zachovaní smeru rotácie a prietoku (kladná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie). Reverzný čerpadlový režim, bol realizovaný zvýšením otáčkovej frekvencie turbínového režimu (nad priebežné otáčky) pri zachovaní smeru rotácie a prietoku (záporná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie).



Obr.č.36 Približná schéma prevádzkových oblastí vírovej turbíny (Q-n charakteristika)

Charakteristika čerpadlových režimov vznikla menením vstupnej prietokovej okrajovej podmienky pri konštantných otáčkach ($n = 500 [1/min]$), tak ako bolo spomenuté v kapitole 4.3. V prípade reálneho čerpadla, sa regulácia realizuje zmenou otáčkovej frekvencie, akokoľvek prístup použitý v tejto diplomovej práci, poskytuje relatívne presný pohľad do hydraulických vlastností turbíny v čerpadlovom režime. Pri testovaní hydraulických vlastností Vírovej turbíny v čerpadlových režimoch, bola použitá tá istá doména, ako pri skúmaní normálneho turbínového režimu a výpočet bol prebehol pomocou metódy Frozen rotor.

Sledovanými parametrami čerpadlových režimov bola výtlačná výška čerpadla:

$$H_{\zeta} = \frac{Y_{\zeta}}{g}, \quad (5.1)$$

(odvodené z rovnice (2.1)), príkon čerpadla:

$$P_{\zeta} = M_k * \omega, \quad (5.2)$$

kde:	P_{ζ}	[W]	Príkon čerpadla
	M_k	[N*m]	Krútiaci moment na hriadeli obežného kolesa
	ω	[rad/s]	Uhlová rýchlosť,

hydraulická účinnosť čerpadla:

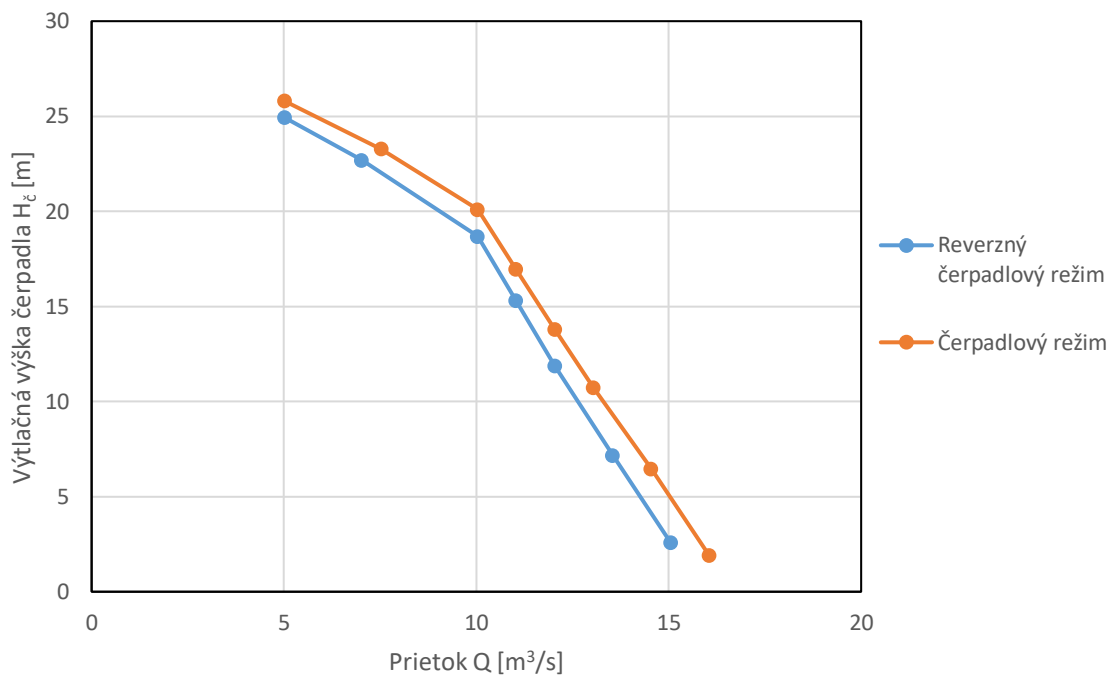
$$\eta_h = \frac{H_{\zeta} * g * Q * \rho}{P_{\zeta}}, \quad (5.3)$$

kde:	η_h	[-]	Hydraulická účinnosť čerpadla
	H_{ζ}	[m]	Výtlačná výška čerpadla
	g	[m/s ²]	Gravitačné zrýchlenie
	Q	[m ³ /s]	Objemový prietok
	ρ	[kg/m ³]	Hustota vody
	P_{ζ}	[W]	Príkon čerpadla

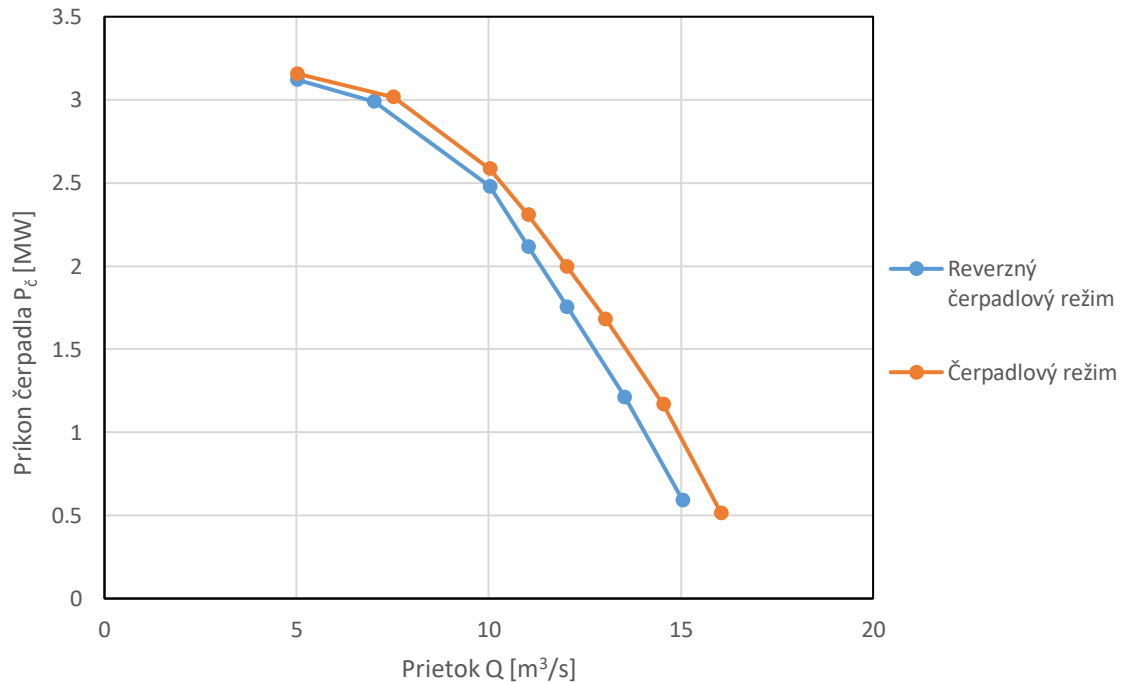
a množstvo disipovanej energie na kilogram média:

$$D = \frac{(1 - \eta_h) * P_{\zeta}}{Q * \rho}, \quad (5.4)$$

kde:	D	[J/kg]	Disipácie energie na kilogram média
	P_{ζ}	[W]	Príkon čerpadla
	Q	[m ³ /s]	Objemový prietok
	η_h	[-]	Hydraulická účinnosť čerpadla
	ρ	[kg/m ³]	Hustota média



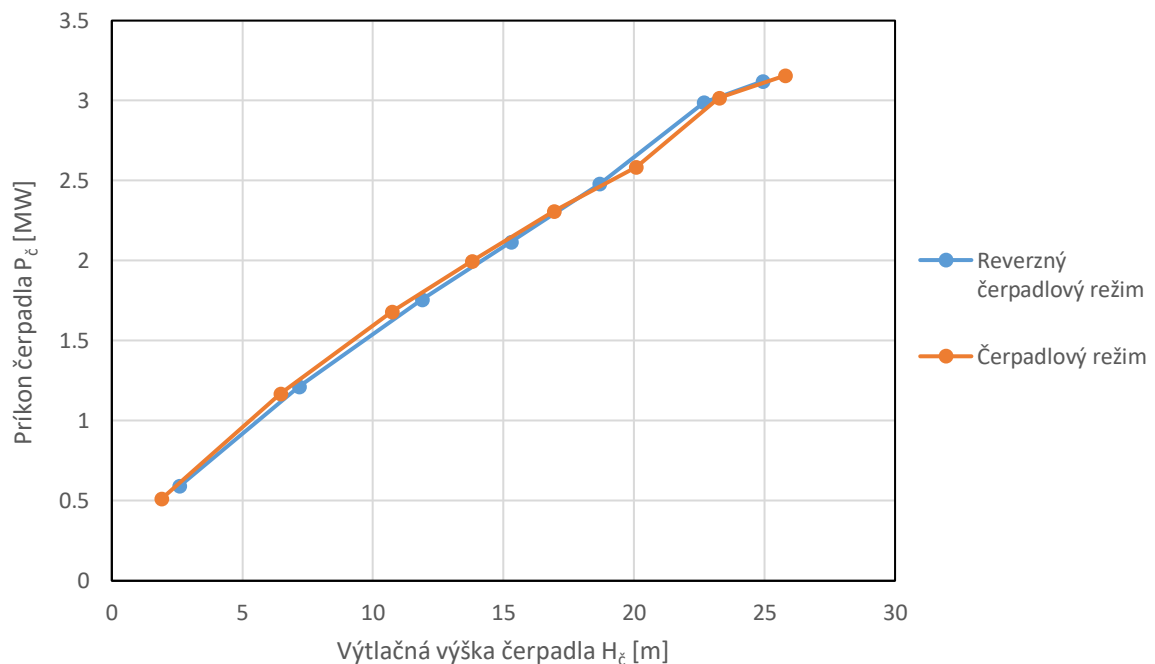
Graf č.16 Q-H charakteristika čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom



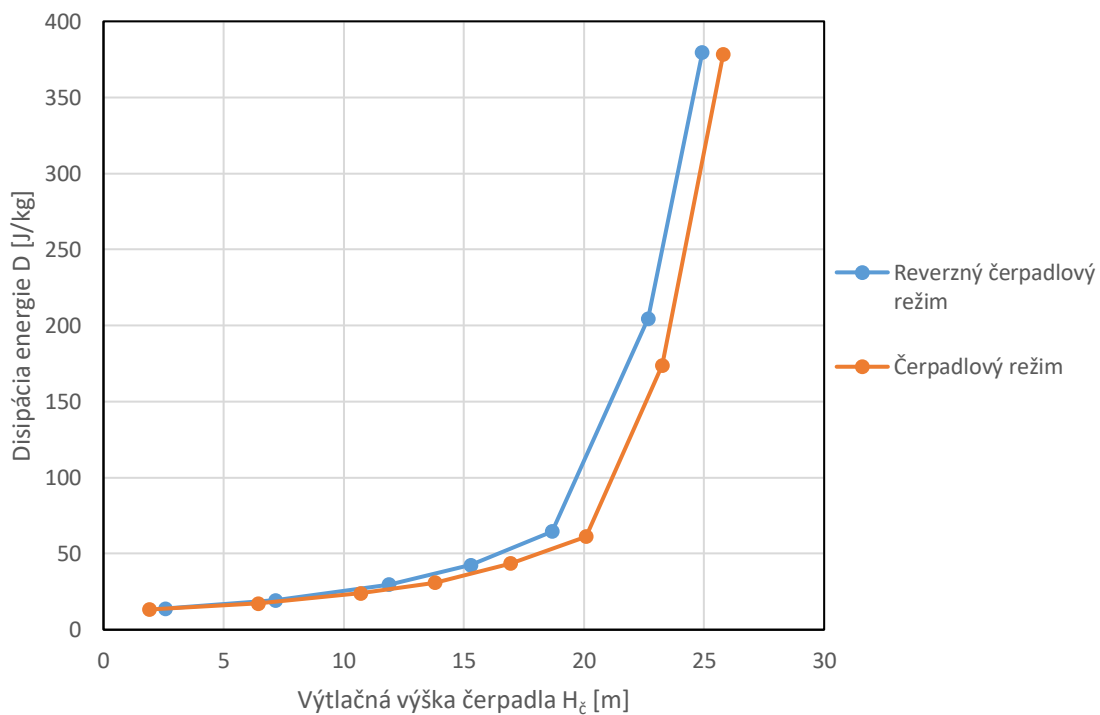
Graf č. 17 Príkon čerpadla v závislosti na prietoku čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom

Na grafe č.16 je zobrazená závislosť výtlačnej výšky na prietoku (Q-H charakteristika) Vírovej turbíny v čerpadlovom a reverznom čerpadlovom režime. Táto charakteristika je veľmi strmá a stabilná na všetkých bodoch, čo je typické pre axiálne čerpadlá.

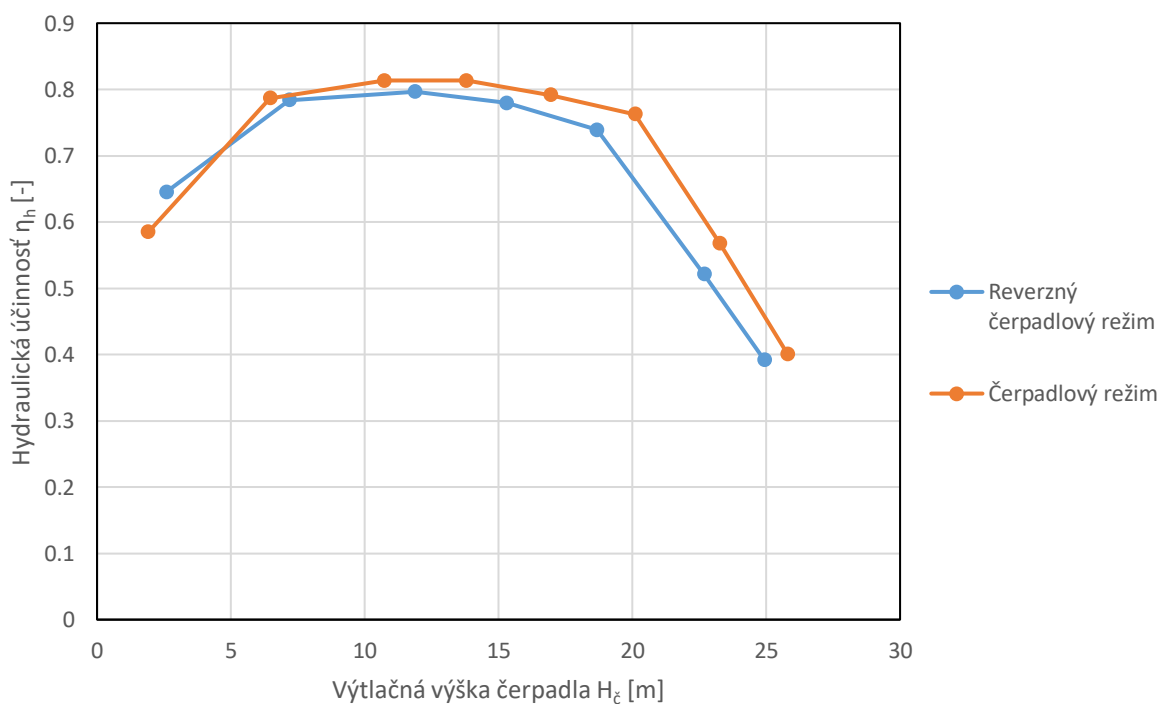
Na grafe č.17 je možné vidieť porovnanie príkonu čerpadla v závislosti na prietoku, pre normálny čerpadlový aj reverzný čerpadlový režim. Z grafu je možné poznať, že normálny čerpadlový režim sa vyznačuje vyššími požiadavkami na príkon, ten však na oplátku realizuje vyššiu výtlačnú výšku ako pri reverznom čerpadlovom režime. Klesajúci trend týchto závislostí je spôsobený nemennou otáčkovou frekvenciou rotoru. So zvyšujúcim sa prietokom zároveň stúpa otáčková frekvencia priebežného stavu turbínového/reverzného turbínového režimu, ktorá sa postupne približuje nemennej otáčkovej frekvencii rotoru reverzného čerpadlového/čerpadlového režimu. Z toho vyplýva, že s rastúcim prietokom, čerpadlové režimy plynule prechádzajú do turbínových režimov, ktoré sa vyznačujú opačným znamienkom krútiaceho momentu a teda aj výkonu. Oblasť s nulovým príkonom čerpadla, je zároveň priebežný stav turbíny. V skutočnej prevádzke je prietok v čerpadlových režimoch regulovaný otáčkovou frekvenciou a je závislý na charakteristike potrubného systému. Aj z toho dôvodu, je pri výpočtovom modelovaní čerpadlových režimov s nemennou otáčkovou frekvenciou, vhodné príkon čerpadla zobrazovať v závislosti na výtlačnej výške. To isté platí aj pre hydraulickú účinnosť a disipáciu energie.



Graf č.18 Príkon čerpadla v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom



Graf č.19 Disipácia energie v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom

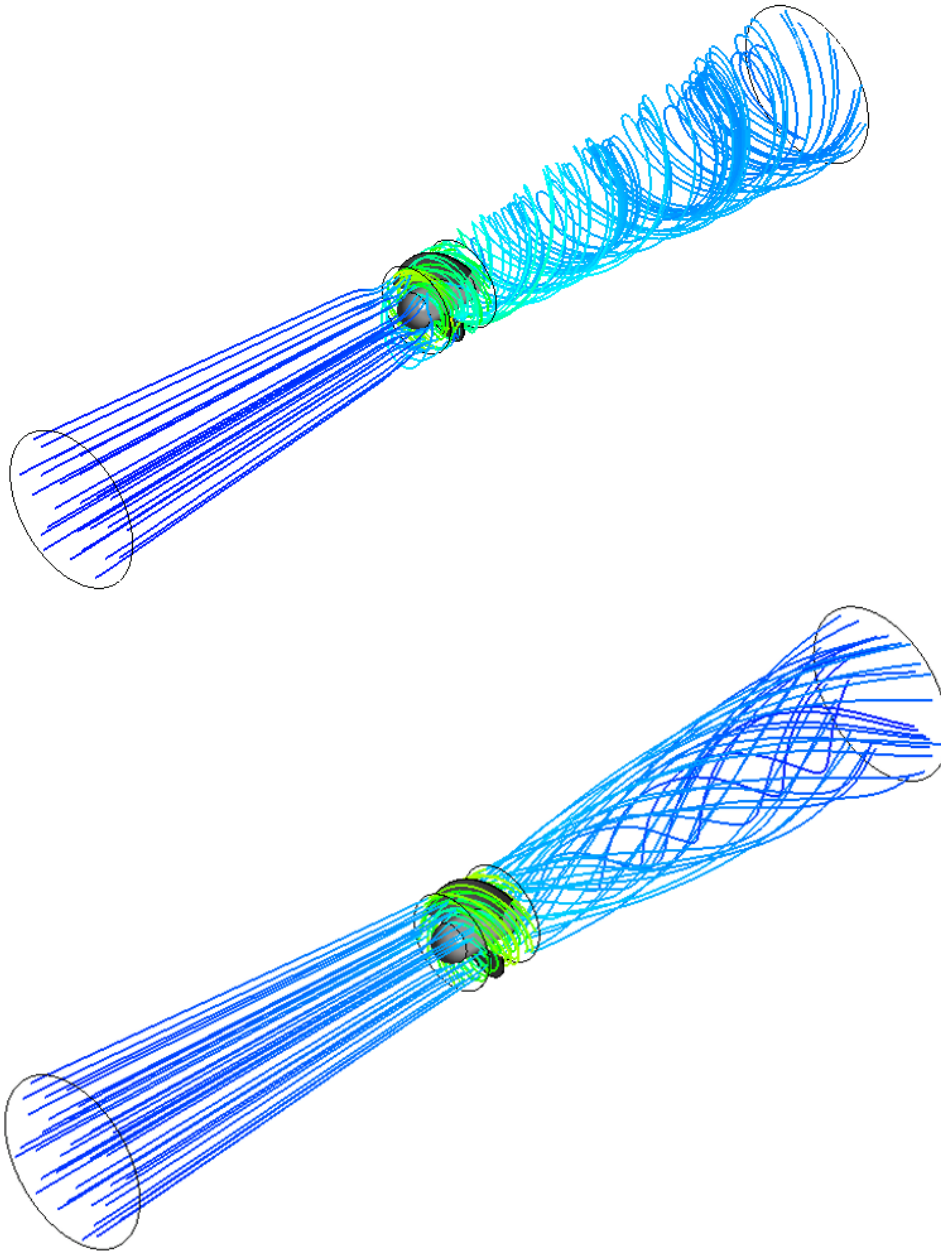


Graf č.20 Hydraulická účinnosť v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom

Na grafe č.18 je možné vidieť, že závislosť príkonu čerpadla na výtlačnej výške je lineárna a pre oba smery čerpania takmer identická.

Q-H charakteristika, zobrazená na grafe č.16, poukazuje na fakt, že čerpadlový režim (kladná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie), vykazuje lepšie čerpacie vlastnosti ako reverzný čerpadlový režim (záporná orientácia prietoku a otáčkovej frekvencie), čo potvrdzuje aj závislosť účinnosti na výtlačnej výške na grafe č.20. S tým je takisto úzko spojená disipácia energie na grafe č.19, kde je možné vidieť, že pri rovnakom množstve disipovanej energie na kilogram, je výtlačná výška čerpadlového režimu vyššia ako v prípade reverzného čerpadlového režimu. Pri detailnom pohľade na závislosť účinnosti na výtlačnej výške na grafe č.20, je možné si všimnúť, že reverzný čerpadlový režim dosahuje v oblasti optima takmer 80% a čerpadlový režim dokonca 81% účinnosti. Tento výsledok je veľmi prekvapivý, najmä pri porovnaní s účinnosťami v turbínových režimoch na grafe č.11, ktoré nepresahujú 80%. Z fyzikálneho hľadiska je turbínový režim účinnostne výhodnejší, pretože miestne straty vírením aj dĺžkové straty sú závislé na rýchlosti prúdenia, ktorá je pri čerpadlových režimoch z princípu funkcie vyššia [1]. Tento výsledok, akokoľvek zaujímavý, teda treba brať s určitou rezervou. Je možné, že navrhnutá geometria obežného kolesa nie je pre normálny turbínový režim optimálna a bolo by možné ju do istej miery vylepšiť, zatiaľ čo pre čerpadlový režim je táto geometria zhodou náhod veľmi dobrá. Túto teóriu z časti potvrdzujú aj experimentálne výsledky z laboratórií odboru Fluidného inžinierstva na Strojnej fakulte VUT, kde bol otestovaný návrh vírovej turbíny, ktorý v normálnom turbínovom režime dosiahol 85% účinnosti [4]. To však nič nemení na tom, že Vírová turbína dokáže efektívne pracovať v čerpadlovom režime pre oba smery prietoku. Podobne ako v predchádzajúcej kapitole, tieto vlastnosti nabádajú k tvorbe hydraulického návrhu, ktorého lopatky majú priamkový charakter a nemenný uhol. Takýto hydraulický návrh, by vykazoval v oboch smeroch prúdenia v čerpadlovom režime rovnaké hydraulické vlastnosti a predstavuje veľmi zaujímavú možnosť ďalšieho výskumu.

Veľmi zaujímavé je takisto porovnanie prúdenia pri rôznych režimoch. Na obrázku č.37 je zobrazené prúdenie cez obežné koleso v turbínovom(dole) a čerpadlovom (hore) režime pomocou prúdnic.



Obr. č. 37 Porovnanie víru za obežným kolesom Vírovej turbíny pri turbínovom (dole) a čerpadlovom (hore) režime

Na spodnej časti obrázku č.37, je možné vidieť protibežný vír za obežným kolesom, ktorý sa tvorí pri prevádzke stroja v turbínovom režime (záporný smer prietoku a otáčkovej frekvencie). Tento vír sa tvorí zmenou smeru prúdenia na lopatke obežného kolesa, kde prúdenie získa zápornú zložku obvodovej rýchlosti (v respektíve odovzdá kladnú zložku obvodovej rýchlosti

obežnému kolesu). Tento proces matematicky popisuje Eulerova turbínová rovnica Vírovej turbíny (2.19).

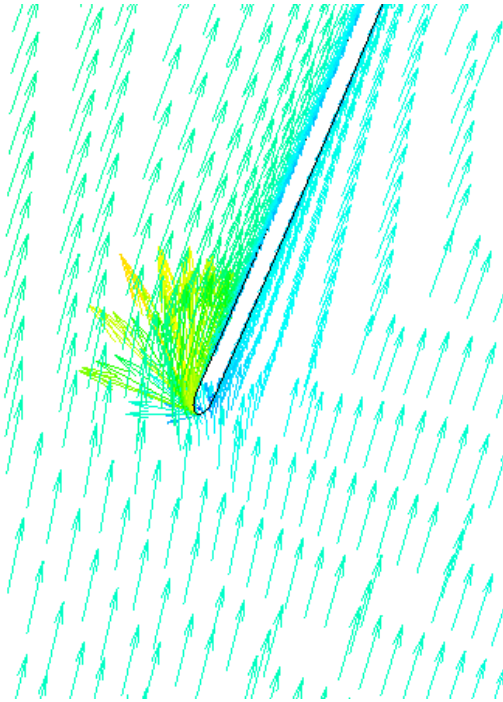
Pri prevádzke stroja v čerpadlovom režime (kladný smer prietoku a otáčkovej frekvencie), sú otáčky rotora vyššie ako priebežné otáčky reverzného turbínového režimu, sacia strana lopatky sa stane tlakovou(a naopak) a prúdenie na obežnom kolese získa kladnú zložku obvodovej rýchlosti. Tento dej je spojený so vznikom súbežného víru za obežným kolesom (ktorý je možné vidieť na hornej časti obrázku č.37) a získaním kinetickej energie. Tento proces matematicky popisuje Eulerova čerpadlová rovnica Vírovej turbíny:

$$\frac{Y_{\zeta}}{\eta_h} = u_2 * c_{u2} - u_1 * c_{u1}; c_{u1} = 0 \rightarrow \frac{Y_{\zeta}}{\eta_h} = u_2 * c_{u2}, [8] \quad (6.1)$$

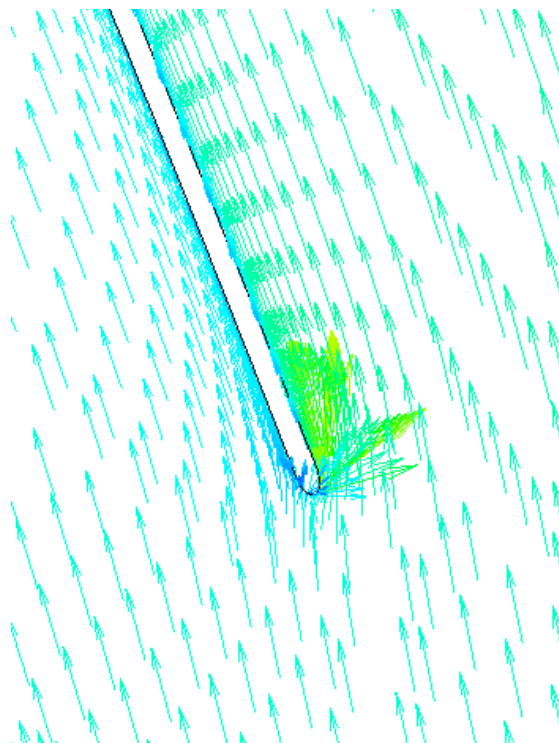
kde:	Y_{ζ}	[J/kg]	Merná energia čerpadla
	η_h	[-]	Hydraulická účinnosť
	u_1	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na vstupe
	u_2	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na výstupe
	c_{u1}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na vstupe
	c_{u2}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na výstupe.

Vďaka týmto poznatkom, je možné prehlásiť, že pri priebežnom stave turbínového režimu (turbína neodoberá prúdeniu energiu), sa za obežným kolesom žiadny vír nevytvára, nezáležiac na smere prietoku.

Na obrázkoch č.38 a 39 sú zobrazené vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime čerpadlového režimu a v optime reverzného čerpadlového režimu. Podobne ako v prípade turbínových režimov, je vidieť že na vstupných hranách lopatiek je mierny ráz, akokoľvek v čerpadlovom režime je o niečo menší, čo by odpovedalo z hľadiska účinnosti. Vektory rýchlosti na vstupnej hrane pre všetky režimy, budú prehľadne porovnané v ďalšej kapitole.



Obr. č.38 Vektory rýchlostí na vstupe do obežného kola, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime reverzného čerpadlového režimu



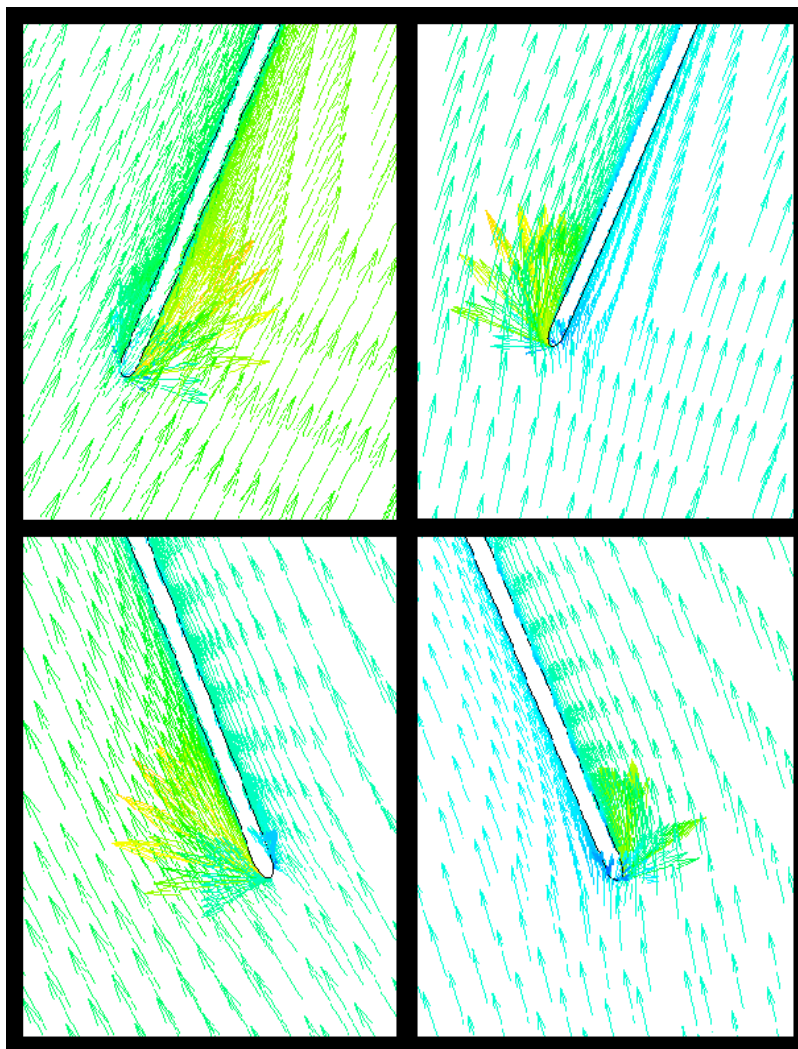
Obr. č.39 Vektory rýchlostí na vstupe do obežného kola, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime čerpadlového režimu

Ako bolo spomenuté v úvode tejto kapitoly, čerpadlové režimy Vírovej turbíny sú realizované zvýšením otáčkovej frekvencie turbínových režimov nad priebežné otáčky, pri zachovaní smeru

rotácie a prietoku. Vzhľadom na fakt, že priebežné otáčky u bežných turbín predstavujú nebezpečný a nežiadúci stav, je nutné pri návrhu prílivovej elektrárne s pričerpávaním, využívajúcej Vírovú turbínu, uvážiť obojsmerný čerpadlový režim, ktorý je v pevnostných výpočtoch nebezpečný.

7. Vyhodnotenie

Po realizovaní CFD výpočtov vo všetkých režimoch v 1. a 3. kvadrante Q-n charakteristiky (Obrázok č.36) možno skonštatovať, že pre kladné aj záporné smery prietokov, Vírová turbína funguje v turbínovom aj čerpadlovom režime veľmi dobre.



Horný rad zľava turbínový režim a reverzný čerpadlový režim, dolný rad zľava reverzný turbínový režim a čerpadlový režim

Obr.č. 40 Porovnanie prúdenia a rázu jednotlivých režimov optime pomocou vektorov rýchlosti

Turbínový (návrhový) režim v optime dosahuje 80%, reverzný turbínový 78,5%, reverzný čerpadlový 80% a čerpadlový režim dosahuje dokonca až 81% hydraulickej účinnosti. Tieto výsledky však majú len orientačný charakter, pretože pri návrhu obežného kolesa boli niektoré prvky zanedbané (medzera medzi skriňou obežného kolesa a lopatkou) a takisto doména neobsahuje konštrukčné prvky, ktoré by v reálnej prílivovej elektrárni boli nevyhnutné.

80% hydraulickej účinnosti v optime pre návrhový turbínový režim nie je maximum, ktoré Vírová turbína môže dosiahnuť (experimentálne boli potvrdené aj vyššie účinnosti). Tento hydraulický návrh, teda má priestor na zlepšenie, akokoľvek je otázne, ako by sa táto úprava prejavila na ostatných prevádzkových režimoch. Taktiež by zároveň bolo možné optimalizovať obežné koleso turbíny tak, aby sa pri činnosti stroja neprejavovali pulzácie, ktoré nepriaznivo vplývajú na životnosť stroja, ktorá je pre aplikáciu v slanej vode veľmi dôležitá.

Vysoká účinnosť čerpadlových režimov je prekvapivá a naznačuje, že Vírová turbína je výbornou alternatívou pre aplikácie kde je jeden stroj nutné používať vo viacerých režimoch.

Rozdielne priebehy parametrov turbínových a čerpadlových režimov, sú spôsobené miernym zahnutím lopatiek. Toto zahnutie bolo do lopatkovej mriežky zahrnuté, pretože pôvodný návrh je primárne určený pre turbínový režim. Aj napriek tomuto zahnutiu, sú nenávrhové režimy z hydraulického hľadiska veľmi priaznivé. Tieto vlastnosti nabádajú k tvorbe hydraulického návrhu, ktorého lopatky majú priamkový charakter a nemenný uhol. Takýto hydraulický návrh by pravdepodobne zlepšil vlastnosti reverzných režim, zatiaľ čo normálne režimy by znevýhodnil. Je otázne či by takto tvarované lopatky zefektívniili prevádzku prílivovej elektrárne. V prípade, že by sa jeden zo smerov prietoku vyznačoval možnosťou získania väčšieho množstva energie ako v druhom smere, by pravdepodobne boli výhodné lopatky zahnuté, v opačnom prípade lopatky priamkové. Tieto výpočty by boli možné pri známom obsahu nádrže prílivovej elektrárne.

V každom prípade je možné s určitosťou konštatovať, že Vírová turbína predstavuje relatívne jednoduchú a mimoriadne efektívnu možnosť, ako cenovo prístupníť získavanie elektrickej energie z prílivu a odlivu.

8. Záver

Prílív a odliv predstavuje neobmedzený zdroj čistej energie, ktorý sa však z rôznych dôvodov vo väčšej miere komerčne nevyužíva. Jedným z hlavných dôvodov je finančná náročnosť stavby prílivových elektrární. Vzhľadom na globálnu snahu redukovať emisie skleníkových plynov je však tento alternatívny zdroj energie veľmi lákavý. Pre sprístupnenie tejto energie je nutné využiť najmodernejšie technológie a úplne nový prístup. Jedným z možných riešení tohto problému, môže byť využitie Vírovej turbíny, ktorá na rozdiel od dnes používaných technológií, predstavuje cenovo dostupnú alternatívu.

Táto diplomová práca sa venuje hydraulickému návrhu Vírovej turbíny, sacej rúry a testovaniu vlastností tohto stroja. Vytvorený hydraulický návrh bol optimalizovaný a skúmaný pomocou CFD výpočtov pre turbínový režim. Ten istý stroj však bol testovaný aj pre ďalšie režimy, konkrétne reverzný turbínový, čerpadlový aj reverzný čerpadlový režim.

CFD výpočtami sa zistilo, že Vírová turbína, dokáže veľmi efektívne pracovať v turbínovom režime pre obidva smery prietoku. Tento fakt je spôsobený veľmi malým zahnutím lopatiek, ktoré vykazujú podobné hydraulické vlastnosti z obidvoch strán. Ďalej sa zistilo, že princíp funkcie tejto turbíny spôsobuje tlakové pulzácie, ktoré neblaho vplyvajú na životnosť stroja a účinnosť.

Pre prílivovú elektrárňu, ktorá využíva maximum dostupnej energie, je nutné využívať tzv. pričerpávanie. Tento proces vyžaduje, aby použitá turbína bola schopná pracovať ako čerpadlo, najlepšie v oboch smeroch prietoku. Navrhnutá turbína bola teda testovaná pre oba smery prietoku v čerpadlovom režime. CFD výpočtami sa zistilo, že tieto režimy sú nie len možné ale dokonca sú veľmi efektívne. Čerpadlové režimy dosiahli vyššie účinnosti ako turbínové režimy. Tento výsledok je pravdepodobne spôsobený nie ideálnou optimalizáciou geometrie obežného kolesa pre turbínový režim, ktorá však zhodou náhod pracuje ako čerpadlo veľmi dobre. Je všeobecne platné že turbínové režimy by mali mať vyššie účinnosti. Navrhnutú geometriu by teda bolo možné pre turbínový režim ďalej optimalizovať.

Výsledky týchto výpočtov slúžia hlavne na porovnanie hydraulických vlastností jednotlivých režimov, pretože ich výpovedná hodnota je ovplyvnená niekoľkými zjednodušeniami, ktoré by v prípade skutočnej elektrárne museli byť zahrnuté. To však nič nemení na fakte, že tento typ turbíny vykazuje vlastnosti, ktoré by pre prílivovú elektrárňu mohli byť viac ako zaujímavé. Takisto sa otvára príležitosť pre ďalší výskum, ktorý by mohol vyriešiť problémy s tlakovými pulzáciami a v neposlednej rade otestovať hydraulické vlastnosti obežného kolesa, ktorého

lopatky sú priamkového charakteru a pravdepodobne by vykazovali rovnaké hydraulické vlastnosti pre čerpadlové aj turbínové režimy v oboch smeroch prietoku. Ďalší výskum by taktiež mohol odpovedať na otázky ohľadom kavitačných vlastností, ktoré by mohli predstavovať problém kvôli horizontálnemu usporiadaniu stroja, ktorého priemer nie je zanedbateľný vzhľadom na dostupný spád na turbínu. Touto prácou sa teda otvárajú dvere k ďalšiemu pokroku ľudstva a snád' k lepším zajtrajškom.

9. Použitá literatura:

- [1] BLÁHA, Jaroslav a Karel BRADA. *Hydraulické stroje*. Praha: SNTL – Nakladatelství technické literatury, 1992, 747 s. : il.
- [2] BŘEZINA, Jan. *Vodní turbíny*. Praha: SNTL, 1963, 162 s.
- [3] FLEISCHNER, Petr a Miroslav NECHLEBA. *Hydromechanika lopatkových strojů*. Brno: VUT, 1976, 254 s.
- [4] HALUZA M., Osobné konzultácie, VUT Brno, 2019
- [5] HALUZA M., Tekutinové stroje I, Prednášky a cvičenia, VUT Brno, 2019
- [6] INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. *Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change*. 2015. DOI: 10.1017/CBO9781107415416. ISBN 9781107058217.
- [7] KOSAR, J. Konstrukční řešení reverzní vírové turbíny. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, 2020. ... s. Diplomová práce.. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc
- [8] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962, 672 s.
- [9] RUDOLF P., Výpočtové modelování proudění, Prednášky a cvičenia, VUT Brno,2019
- [10] ŠKORPÍK, Jiří. Vodní turbíny a hydrodynamická čerpadla, *Transformační technologie*, 2011-06, [last updated 2018-12-12]. Brno: Jiří Škorpík, [on-line] pokračující zdroj, ISSN 1804-8293. Dostupné z <https://www.transformacni-technologie.cz/21.html>.
- [11] Šob,F., Habán,V., Haluza, M. : Charakteristiky modelových turbin VUT-FSI pro velké průtoky a malé spády. VUT-EU-QR-37-00, listopad 2000. Určeno pro VVZ 300004 "Ekologicky a ekonomicky příkatečná moderní energetické technologie".
- [12] VUT VBRNĚ, FSI. Vírová turbína. Původci: Pochylý, F., Haluza, M., Rudolf, P., Šob, F. Česká republika. Užiténý vzor CZ 10767 U1. 22. 01. 2001. Dostupné také z <http://spisy.upv.cz/UtilityModels/FullDocuments/FDUM0010/uv010767.pdf>

10. Internetové zdroje:

- [13] Autor: MesserWoland – own work created in Inkscape, CC BY-SA 3.0, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=1241267>
- [14] By R. Ray, NASA Goddard Space Flight Center, Jet Propulsion Laboratory, Scientific Visualization Studio - TOPEX/Poseidon: Revealing Hidden Tidal Energy, Public Domain, <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=3198519>
- [15] <https://ourworldindata.org/energy>
- [16] <https://ourworldindata.org/renewable-energy>
- [17] https://tidesandcurrents.noaa.gov/publications/tidal_datums_and_their_applications.pdf
- [18] [https://www.cfd-online.com/Wiki/Dimensionless_wall_distance_\(y_plus\)](https://www.cfd-online.com/Wiki/Dimensionless_wall_distance_(y_plus))
- [19] https://www.researchgate.net/figure/A-view-of-La-Rance-Tidal-Barrage-Takenouchi-et-al-2006_fig6_317370107
- [20] https://www.researchgate.net/figure/Section-of-a-Kaplan-turbine6_fig2_258452162
- [21] <https://www.thegreenage.co.uk/cos/rance-tidal-power/>
- [22] <https://www.tide-forecast.com/locations/Newhaven-England>

11. Zoznam grafov

Graf č.1 Charakteristika turbínového režimu, Frozen rotor metóda	61
Graf č.2 Závislosť jednotkového výkonu na jednotkových otáčkach, Frozen rotor metóda.....	62
Graf č.3 Porovnanie jednotkového prietoku na jednotkových otáčkach jednotlivých metód ..	64
Graf č.4 Porovnanie hydraulických účinností na jednotkových otáčkach jednotlivých metód	64
Graf č.5 Porovnanie jednotkového výkonu na jednotkových otáčkach jednotlivých metód.....	65
Graf č.6 Pulzácie hydraulickej účinnosti turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$	66
Graf č.7 Pulzácie krútiaceho momentu M_k turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$	66
Graf č.8 Pulzácie axiálnej sily F_z turbínového režimu v čase, $n_{11} = 146.97 \text{ 1/min}$ a $Q_{11} = 1.91 \text{ m}^3/\text{s}$	67
Graf č.9 Absolútna hodnota amplitúd pulzácií krútiaceho momentu M_k a axiálnej sily F_z	67
Graf č.10 Relatívna hodnota amplitúd pulzácií, vzhľadom na strednú hodnotu v %	68
Graf č. 11 Hydraulická účinnosť reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom.	69
Graf č.12 Jednotkový prietok reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom	69
Graf č.13 Jednotkový výkon reverzného turbínového režimu v porovnaní s turbínovým režimom	70
Graf č.14 Účinnosť sacej rúry η_s pri turbínovom a reverznom turbínovom režime.....	72
Graf č.15 Koeficient tlakovej regenerácie c_p pri turbínovom a reverznom turbínovom režime.....	72
Graf č.16 Q-H charakteristika čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom	78

Graf č. 17 Príkon čerpadla v závislosti na prietoku čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom.....	78
Graf č.18 Príkon čerpadla v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom.....	79
Graf č.19 Disipácia energie v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom.....	80
Graf č.20 Hydraulická účinnosť v závislosti na výtlačnej výške čerpadlového režimu v porovnaní s reverzným čerpadlovým režimom.....	80

12. Zoznam tabuliek:

Tabuľka č.1 Ekvivalent uhlíkovej stopy podľa zdroja energie v g CO ₂ na kWh.....	13
Tabuľka č.2 Volené a dopočítané parametre návrhového bodu.....	41
Tab.č.3 Parametre sacej rúry.....	42

13. Zoznam obrázkov

Obr.č.1 Podiel zdrojov energie na celkovú svetovú výrobu elektrickej energie, upravené.....	12
Obr.č.2 Množstvo celosvetovo vyrobenej elektrickej energie z obnoviteľných zdrojov upravené.....	13
Obr.č.3 Vplyv fázy mesiaca na výšku prílivu/odlivu	15
Obr.č.4 Typický priebeh výšky hladiny, upravené	16
Obr.č.5 Prílivová mapa	17
Obr.č.6 Prílivová elektráreň na rieke Rance	18
Obr.č.7 Priebeh hladín a výkonov počas dňa na prílivovej elektrárni na rieke Rance.....	19
Obr.č.8 Grafické znázornenie „netto“ spádu H.....	24
Obr.č.9 Rýchlostný trojuholník hydrodynamického stroja.....	26
Obr.č.10 Peltonová turbína so základnými rozmermi	32
Obr.č.11.Francisova turbína so základnými rozmermi	33
Obr.č.12 Kaplanova turbína.....	34
Obr.č.13 Virtuálny model Vírovej turbíny vytvorený v tejto diplomovej práci.....	35
Obr.č.14 Vizualizácia protibežného víru na výstupe z turbíny pomocou CFD výpočtu v programe CFD post	36
Obr.č.15 Porovnanie oblastí použitia rôznych turbín, upravené.....	37
Obr.č.16 Prílivová predpoveď pre lokalitu Newhaven, Anglicko	38
Obr.č.17 Dispozícia návrhu usporiadania vírovej turbíny pre prílivovú elektráreň.....	39
Obr.č.18 Sacia rúra Vírovej turbíny	42
Obr.č.19 Dispozícia pre určenie účinnosti sacej rúry	43
Obr.č.20 Vstupný rýchlostný trojuholník	45
Obr.č.21 Výstupný rýchlostný trojuholník	46
Obr.č.22 Konformná transformácia.....	48
Obr.č.23 Axiálna mriežka vírovej turbíny	50
Obr.č.24 Model vírovej turbíny vytvorený v programe Bladegen	53
Obr.č.25 Model sacej rúry rozdelený na časti v tvare šesťstenov	54

Obr.č.26 Detail sacej rúry v mieste vstupu/výstupu turbíny s geometriou náboju	54
Obr.č.27 Detail rezu sacej rúry v mieste vstupu/výstupu turbíny s geometriou náboju.....	55
Obr.č.28 Detail výpočtovej siete obežného kolesa na nábežnej hrane lopatky	56
Obr.č.29 Detail výpočtovej siete sacej rúry v mieste náboju.....	57
Obr.č.30 Detail rezu výpočtovej siete sacej rúry v mieste náboju	57
Obr.č.31 Doména vytvorená spojením jednotlivých sietí	58
Obr.č.32 Rozdelenie domény na rotujúcu a statickú časť, vľavo vstupná okr. podmienka, vpravo výstupná okr. podmienka	59
Obr.č.33 Vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v návrhovom bode turbínového režimu	63
Obr.č.34 Vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime reverzného turbínového režimu	71
Obr.č.35 Vľavo schéma prevádzkových oblastí radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla, vpravo schéma úplnej charakteristiky radiálne-axiálneho odstredivého čerpadla. [1]	74
Obr.č.36 Približná schéma prevádzkových oblastí vírovej turbíny (Q-n charakteristika)	76
Obr. č. 37 Porovnanie víru za obežným kolesom Vírovej turbíny pri turbínovom (dole) a čerpadlovom (hore) režime	82
Obr. č.38 Vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime reverzného čerpadlového režimu	84
Obr. č.39 Vektory rýchlosti na vstupe do obežného kolesa, na radiálnom rozpätí lopatky 0.5, v optime čerpadlového režimu	84
Obr.č. 40 Porovnanie prúdenia a rázu jednotlivých režimov optime pomocou vektorov rýchlosti.....	86

14. Zoznam použitých veličín

$\bar{\beta}_1$	[°]	Doplňkový uhol k uhlu nábežnej hrany
$\bar{\beta}_2$	[°]	Doplňkový uhol k uhlu odtokovej hrany
β_1	[°]	Uhol nábežnej hrany
β_2	[°]	Uhol odtokovej hrany
D_s	[m]	Priemer výstupnej plochy sacej rúry
H_{ξ}	[m]	Výtlačná výška čerpadla
H_{ξ}	[m]	Výtlačná výška čerpadla
L_2	[m]	Dĺžka sacej rúry
M_{11}	[N*m]	Jednotkový moment
P_{11}	[W]	Jednotkový výkon
P_{ξ}	[W]	Príkion čerpadla
Q_{11}	[m ³ /s]	Jednotkový prietok
c_m	[m/s]	Meridiánová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny
$c_{p id}$	[-]	Koeficient tlakovej regenerácie ideálnej sacej rúry
c_p	[-]	Koeficient tlakovej regenerácie sacej rúry so stratami
c_u	[m/s]	obvodová zložka absolútnej rýchlosti
c_{u1}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na vstupe
c_{u2}	[m/s]	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti prúdenia na výstupe
d_n	[m]	Priemer náboju turbíny
d_{ref}	[m]	Referenčný priemer obežného kolesa
n_{11}	[1/min]	Jednotkové otáčky
u_*	[m/s]	Trečia rýchlosť
u_1	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na vstupe

u_2	[m/s]	Unášacia (obvodová) rýchlosť turbíny na výstupe
η_h	[-]	Hydraulická účinnosť
η_s	[-]	Účinnosť sacej rúry
ξ_z	[-]	Koeficient miestnych strát
σ_1	[-]	Meridiánová súradnica zakriveného priestoru na vstupe
Δc_u	[m/s]	Zmena obvodovej zložky absolútnej rýchlosti
a	[-]	Konštanta lopatkovej mriežky
a, b, c	[-]	Konštanty teórie lineárnej zmeny tangensu $\bar{\beta}$
D	[W/kg]	Disipácie energie na kilogram média
dm	[kg]	Element hmotnosti
dS	[m ²]	Element prietokovej plochy
dt	[s]	Časová zmena
F	[N]	Sila spôsobená zmenou hybnosti
g	[m/s ²]	Gravitačné zrýchlenie
h	[m]	Hĺbka lopatkovej mriežky
H	[m]	Spád na turbínu (Netto/čistý spád)
H_1, H_2	[m]	Poloha v gravitačnom poli (výška hladiny) v skúmanom bode
H_b	[m]	Brutto spád
H_z	[m]	Stratová merná energia v metroch vodného stĺpca
n_s	[1/min]	Špecifické otáčky
p_1, p_2	[Pa]	Hydrostatický tlak v skúmanom bode
P_{ef}	[W]	Efektívny výkon na spojke
P_{th}	[W]	Hydraulický príkon prietoku Q a spádu H (teoretický výkon)
Q	[m ³ /s]	Objemový prietok

S	[m ²]	Prietoková plocha
u	[m/s]	Bodová rýchlosť
u_x	[m/s]	Rýchlosť kolmá na prietokovú plochu
v	[m/s]	Stredná prietoková rýchlosť prúdenia
v_1, v_2	[m/s]	Rýchlosť prúdenia v skúmanom bode
Y	[J/kg]	Merná energia prúdenia
Y_{ξ}	[J/kg]	Merná energia pridaná čerpadlom
Y_t	[J/kg]	Merná energia odobraná turbínou
Y_z	[J/kg]	Stratová merná energia prúdenia
α	[-]	Coriolisovo číslo
ζ	[-]	Komplexná transformovaná rovina
η	[m]	Uhlová transformovaná súradnica
η_h	[-]	Účinnosť hydraulická
η_m	[-]	Účinnosť mechanická
η_o	[-]	Účinnosť objemová
ξ	[m]	Meridiánová transformovaná súradnica
ρ	[kg/m ³]	Hustota média
D	[m]	Priemer obežného kolesa
H	[m]	Spád na turbínu (netto spád)
M	[N*m]	Moment turbíny
P	[W]	Výkon turbíny
c	[m/s]	Absolútna rýchlosť
d	[m]	Priemer potrubia
l	[m]	Dĺžka potrubia

n	[1/min]	Otáčky turbíny
r	[m]	Referenčný polomer
u	[m/s]	unášacia rýchlosť (obvodová rýchlosť)
w	[m/s]	Relatívna rýchlosť
y	[m]	vzdialenosť poslednej bunky od steny
λ	[-]	Koeficient dĺžkových strát
ν	[m ² /s]	kinematická viskozita
π	[-]	Rudolfovo číslo
σ	[m]	Meridiánová súradnica zakriveného priestoru
φ	[°]	Uhlová súradnica zakriveného priestoru
ω	[rad/s]	Uhlová rýchlosť