



ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Katedra hydrotechniky

Návrh a optimalizace propelerové turbíny s proměnnými otáčkami

Design and optimization of a variable-speed propeller turbine

DISERTAČNÍ PRÁCE

Ing. Eva Bílková

Doktorský studijní program: Stavební inženýrství

Studijní obor: Vodní hospodářství a vodní stavby

Školitel: doc. Ing. Ladislav Satrapa, CSc.

Odborný školitel: Dr. Ing. Petr Nowak

Praha, 2023

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta stavební

Thákurova 7, 166 29 Praha 6



FAKULTA
STAVEBNÍ
ČVUT V PRAZE

PROHLÁŠENÍ

Jméno doktoranda: Ing. Eva Bílková

Název disertační práce: Návrh a optimalizace propelerové turbíny
s proměnnými otáčkami.

Prohlašuji, že jsem uvedenou disertační práci vypracovala samostatně pod vedením školitele doc. Ing. Ladislava Satrapy, CSc. a školitele specialisty Dr. Ing. Pera Nowaka.

Použitou literaturu a další materiály jsou uvedeny v seznamu použité literatury.

V souvislosti s řešením disertační práce byl řešen projekt TA ČR TH04010140 *Inovativní návrh kompaktního soustrojí Kaplanovy mikro-turbíny*; 2019-2021; hlavní řešitel Martin Kantor, UJEP Ústí nad Labem.

V návaznosti na disertační práci byl řešen projekt TA ČR TH04010140 *Tvarová optimalizace vodohospodářských konstrukcí s využitím parametrických modelů a CFD*; 2020-2022; hlavní řešitelka Eva Bílková, ČVUT

V návaznosti na disertační práci je řešen projekt TA ČR TK05020037 *Optimalizace PAT s proměnnými otáčkami*; 2023-2025; hlavní řešitel Petr Nowak, ČVUT

V Praze dne 27.2.2023

.....

podpis

Abstrakt

Vodní mikro-elektrárny představují důležitý obnovitelný zdroj elektrické energie. Jejich nízký instalovaný výkon je vyvážen velkým množstvím dostupných lokalit. Často využívají zbytkového spádu a jejich dopad na životní prostředí je minimální. Přispívají k decentralizace výroby elektrické energie a tím zvyšují bezpečnost jejich dodávek.

Běžně používané technologie turbín však nejsou pro mnoho mikro-elektráren ekonomicky efektivní. Tato práce představuje koncept axiální vrtulové turbíny s proměnnými otáčkami navržené „na míru“ konkrétní lokalitě tak, aby splňovala specifické potřeby dané lokality s ohledem na prostorová a provozní omezení. Dvojitě regulovaná turbína s pevnými lopatkami oběžného kola zjednodušuje strojní konstrukci a současně si zachovává široký regulační rozsah. Pro jeho dosažení je oběžné kolo je speciálně navrženo a optimalizováno pro provoz s proměnnými otáčkami. Optimalizace hydraulického tvaru oběžného kola je provedena pomocí parametrického modelu geometrie a posouzení vlastností jednotlivých návrhů CFD modelem.

Byl navržen a otestován prototyp turbíny na MVE Podhora. Bylo potvrzeno, že vrtulová turbína s proměnnými otáčkami má vynikající regulaci průtoku při zachování jednoduché mechanické konstrukce. Návrh navržený na míru lokalitě využívá stávajících konstrukcí a tím minimalizuje náklady na výstavbu. V práci jsou prezentovány poznatky o návrhu axiálních turbín s proměnlivými otáčkami, ale k jejich zobecnění je zapotřebí dalších studií.

Klíčová slova: vrtulová axiální turbína, proměnné otáčky, optimalizace, řešení na míru, CFD, CAESSES

Abstract

Hydro micro-power plants are an important renewable source of energy. A large number of available sites balances their low installed capacity. They often use the residual head, and their environmental impact is minimal. They contribute to the decentralization of electricity production and thus increase the security of supply.

However, commonly used turbine technologies are not suitable for many micro-power plants as they are not cost-effective. This paper presents the concept of a variable speed axial axis turbine designed "tailored" to a specific site. The turbine is designed to meet the site's specific needs, considering space and operational constraints. The double-regulated turbine with fixed runner blades simplifies the mechanical design while maintaining a wide operating range. The runner is specially designed and optimized for variable speed operation to achieve a desired operating range. The parametric geometry model and a CFD-based assessment of the design properties enable hydraulic profile and runner optimization.

The variable-speed propeller turbine was found to have excellent flow control while keeping the mechanical design simple. The tailor-made approach minimizes construction costs using existing structures and is highly suitable for mini-hydropower applications. The findings on the design of axial variable-speed turbines are presented, but further studies are needed to generalize them.

Keywords: axial propeller turbine, variable-speed, optimization, tailor-made design, CFD, CAESES

Poděkování

Ráda bych poděkovala vedoucímu katedry hydrotechniky a svému školiteli doc. Ing. Ladislavu Satrapovi, CSc., za jeho odborné rady, cenné připomínky a poskytnutí zázemí, bez kterého by tato práce nemohla vzniknout.

Velký dík patří Dr. Ing. Petrovi Nowakovi, který byl fantastickým odborným školitelem s nevyčerpatelnou zásobu nápadů a dobré nálady. Děkuji, že jsi mě přivedl k vodním elektrárnám a také za ty litry kávy, které jsme v průběhu mého studia vypili.

Stejně tak děkuji kolegům Jirkovi Součkovi a Martinovi Kantorovi za společné projekty, každodenní spolupráci a vzájemnou podporu. Současně jsem vděčná všem externím kolegům, především pak kolegům ze společností Elzaco a Aquatis. Děkuji za společné projekty, při kterých jsem se toho tolik naučila.

Ráda bych také zmínila kolegy a kamarády, se kterými jsem se potkala v průběhu studia a díky kterým to byla taková zábava, zejména – Honzu Buška, Dana Bođu, Marka Hosnedla a Lucii Langovou.

V neposlední řadě bych chci poděkovat celé své rodině. Moc si vážím toho, že jste tu pro mě vždycky byli a podporovali mne.

Tome, děkuji za celou naši společnou cestu, trpělivost a podporu ve všech oblastech života.

Obsah

Abstrakt	2
Abstract	3
Poděkování	4
Obsah	5
Seznam obrázků	7
Seznam tabulek	9
Seznam používaných symbolů a zkratk	10
Úvod	14
Motivace a kontext práce	14
Turbíny využívané pro mikro-elektrárny – State of the art	17
Cíl práce a její členění	21
1. Posouzení parametrů turbín pomocí CFD	22
1.1. Numerické modelování proudění	22
1.1.1. Numerické metody pro CFD	23
1.1.2. Turbulence a její modelování	25
1.1.3. Proudění v blízkosti stěny	27
1.2. Numerické modelování vodních turbín	29
1.2.1. Vývoj využití CFD pro modelování vodních turbín	29
1.2.2. Matematický model používaný v této práci	30
1.2.3. Modelování turbulence.....	31
1.2.4. Výpočetní síť	32
1.2.5. Okrajové podmínky	33
1.2.6. Počáteční podmínky a konvergence výpočtů.....	34
1.2.7. Vyhodnocení výsledků	35
1.3. Verifikace modelu – Elza 350	36
1.3.1. Elza 350	37
1.3.2. Ověření vlivu nastavení modelu	37

1.3.3. Verifikace modelu	40
2. Návrh axiální propelerové turbíny	42
2.1. Základní parametry a charakteristiky turbín	42
2.2. Návrh axiální turbíny s konstantními otáčkami	45
2.2.1. Silové působení na lopatku	45
2.2.2. Návrh základních parametrů turbíny	46
2.2.3. Návrh lopatek oběžného kola	47
2.2.4. Využití křídlových profilů při návrhu lopatek turbín	48
2.2.5. Vliv lopatkové mříže	49
2.3. Prototyp Bělídlo	50
2.4. Měření průtoku na mikro-elektrárnách	52
3. Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu	54
3.1. Úvod	55
3.2. Metodologie	58
3.2.1. Postup návrhu turbíny „na míru“	58
3.2.2. Technický koncept	59
3.2.3. Provoz s proměnnými otáčkami	60
3.2.4. Návrh oběžného kola	62
3.3. Výsledky	66
3.3.1. Návrh pro maximalizaci přínosu proměnných otáček	66
3.3.2. Proof of the concept – Návrh pro velmi omezené prostory – MVE Podhora	68
3.3.3. Turbínové charakteristiky	70
3.4. Závěr	72
3.5. Doplnující materiál	74
Závěr a shrnutí	77
Literatura	79

Seznam obrázků

1. Provozní rozsah jednotlivých typů turbín	17
2. Provozní rozsah typů pro turbín pro malé vodní elektrárny	18
3. Přímoproudé turbíny s ponořeným generátorem	19
4. Verikální turbína s ponořeným generátorem	19
5. Výpočetní síť 2D.....	25
6. Srovnání popisu fluktuací okamžité rychlosti	26
7. Rychlost proudění v blízkosti stěny	28
8. Strukturovaná síť oběžného kola	33
9. Výpočetní síť statoru, rozváděcího a oběžného kola	34
10. Ověřovací výpočet na kompletní geometrii turbíny včetně spirály	36
11. Strojní model turbíny Elza 350.....	37
12. Rozsah CFD modelu turbíny Elza 350	38
13. Vliv typu výpočetní sítě na přesnost modelu	39
14. Vliv způsobu vyhodnocení na výslednou hodnotu účinnosti.....	40
15. Porovnání jednotkového výkonu	41
16. Provozní rozsah jednotlivých typů turbín	45
17. Rychlostní trojúhelníky, konvence značení veličin	45
18. Rychlostní trojúhelníky	47
19. Definice křídlového profilu NACA.....	48
20. Vliv lopatkové mříže:	49
21. Numerický model prototypu propelerové turbíny Bělídlo	51
22. Konstrukční návrh prototypu a vyrobené oběžné kolo.....	51
23. Diagram postupu návrhu a optimalizace	57
24. Prostorový model MVE Podhora.....	58
25. Porovnání provozního rozsahu	61
26. Parametrická definice lopatky	63
27. Výsekový model pro optimalizaci oběžného kola	64
28. Průběh účinností pro optimální vazbu otáček a polohy rozváděcích lopatek	67
29. Průběh účinností pro optimální vazbu otáček a polohy rozváděcích lopatek – detail	67

30. Návrhy generované v průběhu citlivostní analýzy a optimalizace	69
31. Optimalizace na dvě objektivní funkce	69
32. MVE Podhora	70
33. Model celé turbíny včetně spirály pro výpočet turbínových charakteristik.....	71
34. Universální charakteristika MVE Podhora sestavená z výstupů CFD modelu	72
35. Universální charakteristika MVE Podhora sestavená z měření na lokalitě.....	72
36. Rychlostní trojúhelníky pro turbínu s proměnnými otáčkami.....	74
37. Software connector CAESES	75
38. Workflow při optimalizaci v prostředí CAESES	75
39. Znázornění vlivu návrhových parametrů na vlastnosti turbíny.....	76

Seznam tabulek

Tabulka 1	Výpočetní domény a vlastnosti sítě pro optimalizační výpočty	33
Tabulka 2	Výpočetní domény a vlastnosti sítě	65
Tabulka 3	Vlastnosti návrhu turbín pro testování vlivu T/l na regulační rozsah	67

Seznam používaných symbolů a zkratk

Zkratky

CFD	Computational Fluid Dynamics, matematické modelování proudění
CNC	computer numerical control (obráběcí stroje)
ČSN	česká státní norma
ČVUT	České vysoké učení technické v Praze
DNS	Direct Numerical Simulation, přímá numerická simulace
EN	evropská norma
EMC	electromagnetic compatibility
FDM	Finite Difference Method
FEM	Finite Element Method
FVM	Finite Volume Method
GGI	General Grid Interface
LES	Large Eddy Simulation, large eddy simulace
MIT	Massachusetts Institute of Technology
MOGA	multi-objective genetic algorithm
MVE	malá vodní elektrárna
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NTNU	Norwegian University of Science and Technology
PAT	pump as turbine, čerpadlo v turbínovém režimu
PMG	permanent magnet generator, generátor s permanentním magnetem
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes, středované N.S. rovnice
UJEP	Univerzita Jana Evangelisty Purkyně v Ústí nad Labem
VLES	Very Large Eddy Simulation
VUT	Vysoké učení technické v Brně

Horní index

\bar{x}	středovaná hodnota proměnné pod čarou
-----------	---------------------------------------

Dolní indexy

BEP	best efficiency point, bod nejvyšší účinnosti
i, j	složky vektorů ve směrech kartézských souřadnic
iter	iterační
m	ve směru meridiálním
max	maximální
min	minimální
průměr	průměrný
u	ve směru unášecí rychlosti
1, 2	číslování profilů

Latinská písmena

C_z	vztlakový součinitel pro osamocené křídlo	(-)
C	absolutní rychlost v globálním souřadném systému	($m \cdot s^{-1}$)
D	tenzor deformace	(Pa)
D_i	průměr i -tého cylindrického řezu	(m)
D_k	průměr oběžného kola	(m)
D_m	průměr náboje oběžného kola	(m)
E	potenciální energie	($J \cdot kg^{-1}$)
g_i	tíhové zrychlení	($m \cdot s^{-2}$)
H	spád	(m)
H_{net}	čistý spád	(m)
H_s	měrná sací výška	(m)
k_z	vztlakový součinitel pro křídlo v mříži	(-)
l	délka profilu	(m)
L	vzdálenost maximálního prohnutí střednice	(m)
m	maximální prohnutí střední křivky profilu	(-)
M	součinitel mříže	(-)
M_k	kroucí moment na hřídeli	($N \cdot m^{-1}$)
M_{11}	jednotkový moment	($N \cdot m^{-1}$)

Seznam používaných symbolů a zkratek

n	otáčky	(s^{-1})
n_{11}	jednotkové otáčky	(s^{-1})
n_q	specifické otáčky	(s^{-1})
p	tlak	(Pa)
p_{tot}	tlak (součet statického a dynamické tlaku)	(Pa)
$p_{tot,i,in}$	celkový tlak na vstupu do části i	(Pa)
$p_{tot,i,out}$	celkový tlak na výstupu z části i	(Pa)
$p_{tot,in}$	celkový tlak na vstupu	(Pa)
$p_{tot,out}$	celkový tlak na výstupu	(Pa)
P_{in}	příkon	(W)
P_{out}	výkon	(W)
P_r	vztlak na křídlo v mříži	(Pa)
P_1	vztlak na osamocené křídlo	(Pa)
P_{11}	jednotkový výkon	(W)
Q	průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
Q_{max}	maximální průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
Q_{min}	minimální průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
Q_{11}	jednotkový průtok	$(m^3 \cdot s^{-1})$
$S_{průt}$	průtočná plocha	(m^2)
t	čas	(s)
t	maximální tloušťka profilu	(m)
T	časový interval	(s)
T	rozteč lopatek	(m)
T/l	poměrná rozteč lopatek	$(-)$
u	rychlost	$(m \cdot s^{-1})$
u_i	složka rychlosti ve směru i	$(m \cdot s^{-1})$
u_j	složka rychlosti ve směru j	$(m \cdot s^{-1})$
U	unášecí rychlost	$(m \cdot s^{-1})$
w_m	složka specifické relativní rychlosti v meridiálním směru	$(m \cdot s^{-1})$
W	relativní rychlost v rotujícím souřadném systému	$(m \cdot s^{-1})$
y^+	bezrozměrná vzdálenost od stěny	$(-)$

Seznam používaných symbolů a zkratek

Y	měrná energie	(J.kg ⁻¹)
Y_s	měrná sací energie	(J.kg ⁻¹)
z	počet lopatek	(-)

Řecká písmena

α	součinitel nerovnoměrnosti proudění	(-)
α	úhel mezi absolutní rychl. proudění a unášecí rychlostí	(-)
β	úhel mezi relativní rychl. proudění a unášecí rychlostí	(-)
δ	Kroneckerův symbol	(-)
Γ	cirkulace rychlosti	(-)
Δ	velikost změny veličiny	(-)
η	účinnost	(-)
η_{hydr}	hydraulická účinnost	(-)
η_{celk}	účinnost	(-)
ϱ	hustota	(kg.m ⁻³)
σ	Thomův kavitační součinitel	(-)
τ_{ij}	tenzor napětí	(Pa)
Φ	obecná proměnná	(-)
ω	úhlová rychlost	(s ⁻¹)

Úvod

Motivace a kontext práce

Mikro-elektrárny jsou jedním z rychle se rozvíjejících odvětví využití vodní energie. Přináší nižší ekologickou zátěž spojenou se soustředěním spádu a umožňují využívat dosud nevyužité lokality. Současně jsou cenově dostupnou variantou pro elektrifikaci venkovských oblastí nejen v rozvojových zemích, kde představují efektivní a spolehlivý zdroj elektrické energie [4]. Decentralizace zdrojů navíc přináší vyšší bezpečnost dodávek elektrické energie.

Rozdělení elektráren podle instalovaného výkonu se liší podle kontextu a možností jednotlivých zemí. Jako mikro-elektrárny klasifikujeme elektrárny s instalovaným výkonem do 100 kW, podle některých autorů až do 500 kW [1].

Mikroelektrárny mají obvykle poměrně nízkou celkovou roční výrobu, která je ale vyvážena velkým počtem dostupných lokalit. Rozsáhlé review [2] o stavu malých vodních elektráren v Evropě dokumentuje situaci k roku 2011. Autoři uvádí, že v Evropě jsou tisíce malých vodních elektráren (MVE). V jejich počtu jednoznačně vede Německo s 7 512 MVE, následuje Rakousko s 2 589 MVE. Česká republika je šestá v pořadí s 1 452 MVE. K tomu je třeba připočítat lokality, které byly často využívány po staletí a byly opuštěny v nedávné době. Paish [3] uvádí, že jen ve Velké Británii je okolo 20 000 nepoužívaných mlýnů. Podle Quaranty [4] by mohlo v Evropě být až 350 000 míst vhodných pro instalaci mikro-elektráren (zdroj European Small Hydropower Association).

Rozvoj malých vodních elektráren a souvisejících technologií byl předmětem celé řady výzkumů [1, 5-7] a několika mezinárodních projektů. Jedním z nich je HYPOSO [8] (podpořený z prostředků H2020), který se zaměřil

na zmapování technologií malých vodních elektráren, které jsou vyráběny v Evropě, a jejich využití v rozvojových zemích. Komplexní publikace [9], která je jedním z výstupů toho projektu, popisuje aspekty využití vodní energie malými elektrárnami od koncepčního návrhu, přes výběr turbíny a technologického vybavení, až po financování a administrativní proces spojený s výstavbou a provozem elektrárny.

Právě handbook publikovaný v rámci projektu HYPOSO [9] uvádí oblasti, kde je možné najít skrytý hydroenergetický potenciál. Jedná se především o:

- průmyslové a obecní hydraulické systémy (chlazení, zásobování vodou);
- systémy zavlažování;
- odsolovací stanice;
- zbytkový (ekologický) průtok přes existující přehradu a jezy;
- rybí přechody;
- obtoky plavebních komor;
- zvýšení výkonu neefektivních nebo opuštěných elektráren.

Jedná se tedy obvykle o lokality s již existujícími konstrukcemi, které je možné více či méně využít. Současně je z uvedeného výčtu patrné, že variabilita těchto lokalit je obrovská. Jednotlivé lokality mají často velmi specifické požadavky, co se týče rozsahu spádů a průtoků, ale provozního rozsahu. U lokalit, kde hydroenergetické využití není primárním účelem stavby, je třeba provoz elektrárny podřídít hlavnímu účelu. Hydroenergetické lokality zase bývají do značné míry definovány stávajícími konstrukcemi (výška jezu, průměr přívodního potrubí, umístění stroje) a platnými povoleními pro nakládání s vodou, případně manipulačními řády.

Z toho vychází snaha vyvinout technologii pro nízkospádové lokality, která by měla vysokou účinnost, splňovala specifické potřeby těchto lokalit a současně by byla ekonomicky udržitelná i pro vodní mikro-elektrárny. To vyžaduje poměrně radikální snížení investičních nákladů. K tomuto zadání je možné přistoupit dvěma způsoby.

Prvním z nich typizace řešení, která přináší snížení výrobních nákladů na technologii, projekt a další inženýrské práce. Do této skupiny spadá obecně technologie pump-as-turbine (PAT) a typizované turbíny jako je StreamDiver (Voith, [10]) nebo Hydromatrix (Andritz, [11]). Nevýhodou typizovaných řešení

je jejich malá flexibilita. Je potřeba jim uzpůsobit stavební část a provozní oblast, což vede k větším či menším nákladům podle konkrétní lokality.

Druhým přístupem je naopak minimalizace všech nákladů, které se netýkají přímo technologie turbíny, což směřuje především k omezení stavebních prací. Zde je možných více přístupů. Instalace Archimédova šroubu nevyžaduje stavbu strojovny. Ještě dále jde francouzská turbína VLH (MJ2 technologies, [12]), která sama o sobě tvoří překážku v toku a vzdouvá vodu. Dive-turbine (Dive Turbinen, [13]) naopak využívá stávajících konstrukcí a je proto vhodná například pro rekonstrukce stávajících kašnových elektráren.

Navrhovaná koncepce je výjimečná návrhem na míru i pro lokality s nízkým instalovaným výkonem. To umožňuje přizpůsobit instalované technologie místním podmínkám a maximálně využít stávajících konstrukcí, což vede k omezení rozsahu stavebních prací, v nejlepším případě k jejich úplné eliminaci. Instalace nové technologie do stávajících konstrukcí totiž nejen šetří náklady na stavební práce, ale snižuje počet potřebných povolení. Právě administrativní překážky a s nimi spojené časové průtahy jsou jedním z největších omezení pro rozvoj malých vodních elektráren [1]. Využití stávajících konstrukcí také nepředstavuje žádný dopad na životní prostředí, což usnadňuje povolení stavby. Důraz je naopak kladen na kvalitní technické a výrobní zpracování turbíny, což zvyšuje účinnost a omezuje náklady na údržbu.

Prezentovaný koncept je založen na návrhu turbíny na míru pro každou konkrétní lokalitu. To umožňuje kromě stávajících stavebních konstrukcí a využít i maximum z funkčního strojního a elektrického vybavení. Toto přizpůsobení s sebou obvykle nese nutnost úpravy obvyklého tvaru a umístění turbíny. Oběžné kolo turbíny je potom navrženo a optimalizováno přímo pro tyto atypické hydraulické podmínky.

Axiální propelerová turbína s proměnnými otáčkami zjednodušuje mechanickou koncepci Kaplanovy turbíny při zachování výhod dvojité regulace. Lopatky oběžného kola jsou pevné, bez ovládacího mechanismu. Díky tomu je možné použít i jednodušší válcovou komoru oběžného kola místo kulové. Pohyblivé lopatky rozváděcího kola umožňují regulovat průtok a slouží jako provozní uzávěr. Druhá regulace je zajištěna změnou provozních otáček, takže si turbína zachovává široký provozní rozsah. Díky zjednodušené mechanické konstrukci se výrazně snižují náklady na její výrobu a údržbu.

Proměnné otáčky jsou zajištěny pomocí čtyř-kvadrantního měniče. Složitější uspořádání elektrické části přináší provozní výhody, jako je přesnější regulace výkonu nebo soft-start soustrojí. Po doplnění bateriového úložiště je možný provoz v ostrovním režimu. To dělá ze soustrojí vhodný záložní zdroj energie pro případ výpadku sítě.

Paish [1] ve svém mnohokrát citovaném review z roku 2002 uvádí jedenáct vhodných směrů pro další výzkum v oblasti malých elektráren. V této práci jsme v různé podrobnosti věnovali několika z nich:

- chytré využití stávajících konstrukcí;
- provoz s proměnnými otáčkami u nízko-spádových turbín;
- ponorné generátory (využito u prototypu Bělídlo);
- nové materiály (využito u prototypu Bělídlo);
- počítačová optimalizace pro efektivní instalaci.

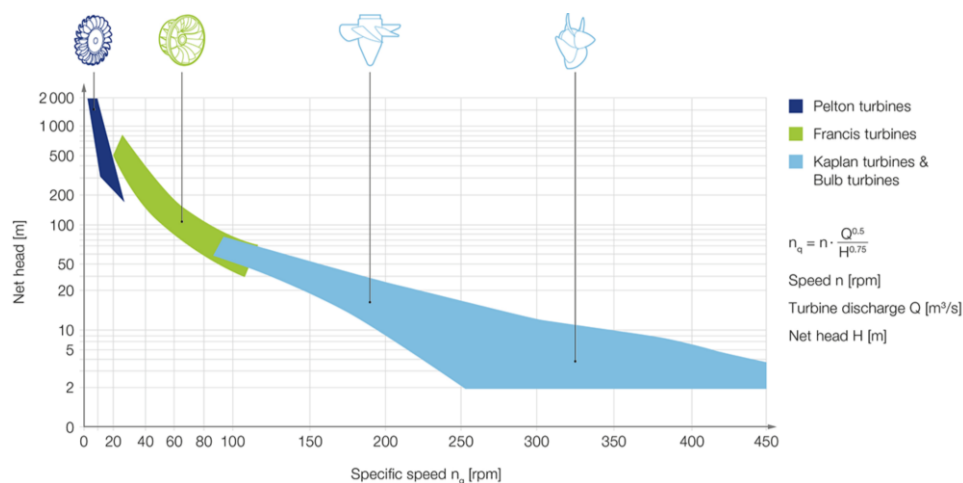
Turbíny využívané pro mikro-elektrárny – State of the art

Vodní turbíny můžeme rozdělit podle způsobu přenosu energie na:

Akční turbíny využívají kinetickou energii volného proudu vody, např. Peltonova, Bánkiho a Turgo turbína, hydro-kinetické turbíny.

Reakční turbíny využívají kinetickou a tlakovou energii vody v uzavřeném, např. potrubí Francisova, Kaplanova a propelerová turbína, PAT.

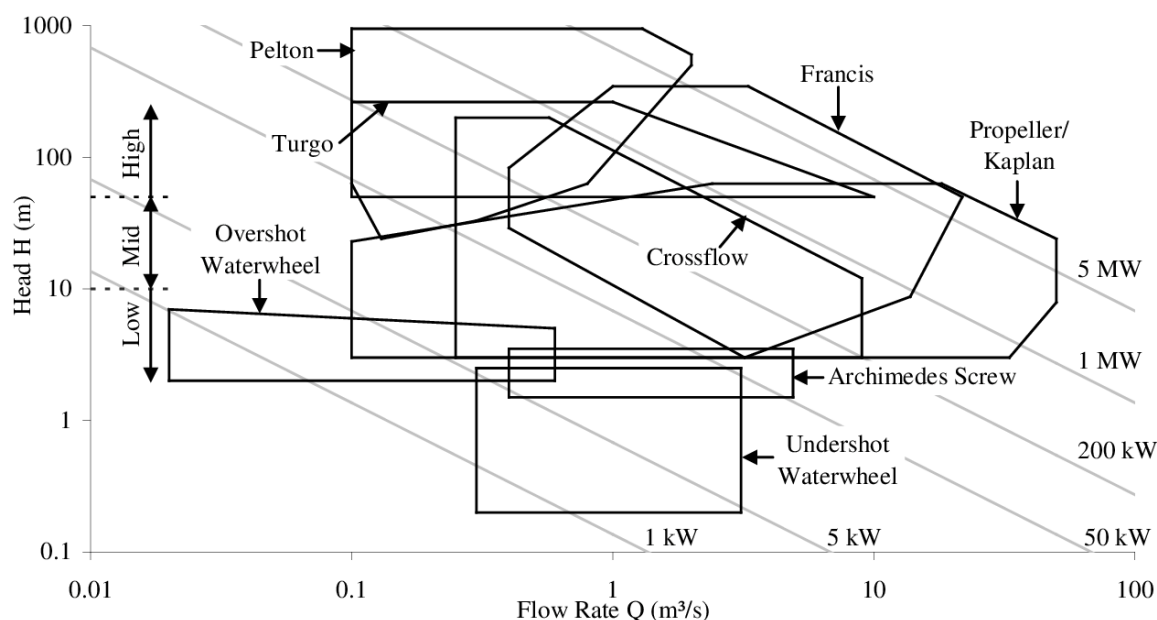
Turbíny využívající hydrostatický tlak např. Archimédův šroub, vodní kolo na horní vodě.



1. Provozní rozsah jednotlivých typů turbín (převzato z [14])

Provozní rozsah nejběžnějších typů turbín podle výrobce Voith je na obrázku 1. Peltonova, Bánkiho a Turgo turbíny jsou vhodné pro vyšší spády [15, 16]. Totéž platí pro Francisovu turbínu, i když před vynálezem Kaplanovy turbíny byla často využívána i pro nižší spády. V následujícím přehledu se budeme věnovat pouze technologiím pro spády nízké.

Provozní rozsah různých turbín pro malé vodní elektrárny je dokumentován na obrázku 2. Je z něj patrné, že technologií použitelných pro malé a mikro-elektrárny je celá řada. Každá má své výhody a nevýhody, které se pokusíme stručně rozebrat v následujících odstavcích.



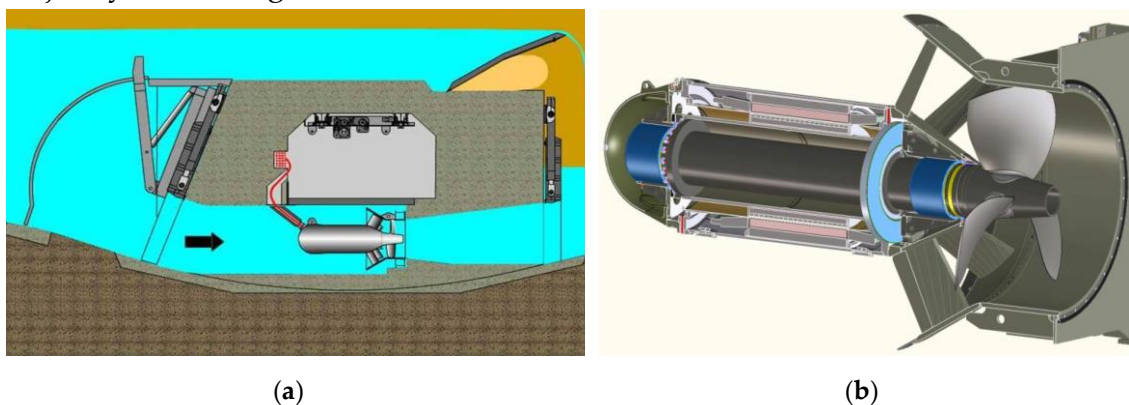
2. Provozní rozsah typů pro turbín pro malé vodní elektrárny (převzato z [14])

Kaplanova turbína byla vyvinuta s cílem získat turbínu s vysokými specifickými otáčkami vhodnou pro nízké spády. Byla patentována v roce 1913 [17], postupně se prosadila po celém světě a instaluje se v celé řadě konstrukčních uspořádání. Nejflexibilnější je klasická dvojitě regulovaná Kaplanova turbína. Díky pohyblivým lopatkám rozváděcího i oběžného kola se dobře přizpůsobuje změnám v průtoku a vyznačuje se dobrou účinností ve velmi širokém regulačním rozsahu. Nevýhodou je především konstrukční složitost ovládacího mechanismu lopatek oběžného kola, který je pro v mikro-elektrárny často příliš nákladný.

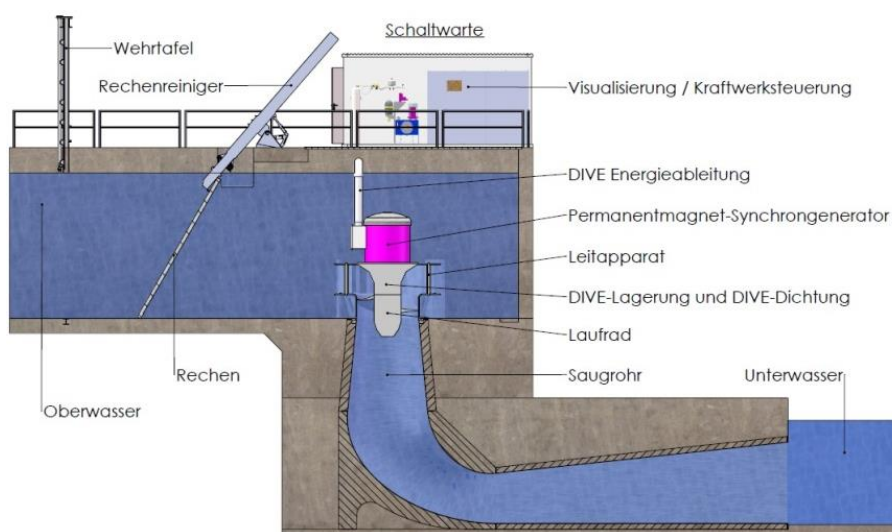
Semi-Kaplanova turbína s pevnými lopatkami rozváděcího kola a nastavitelnými lopatkami oběžného kola zjednodušuje konstrukci

při zachování části regulačního rozsahu a je někdy používána pro malé vodní elektrárny. Nevýhodou je opět ovládací mechanismus lopatek oběžného kola a nemožnost regulovat průtok turbínou rozváděčem. Je nutné před turbínu instalovat provozní uzávěr.

Propelerová turbína je strojně nejjednodušší variantou. Pevné lopatky oběžného kola zjednodušují konstrukci i výrobu. Je možné použít válcovou komoru oběžného kola, lopatky je možné připevnit přímo na náboj, viz. obrázek 33. Její nevýhodou je úzký regulační rozsah. Nejlépe se hodí na lokality s jedním provozním bodem, například pro využití ekologického průtoku. V poslední době se pro malé vodní elektrárny začala prosazovat propelerová soustrojí s ponořeným generátorem. Výhodou je především absence strojovny, chlazení generátoru vodou a omezení hluku a vibrací.



3. Přímoproudé turbíny s ponořeným generátorem: (a) Andritz Hydromatrix (převzato z [11])
(b) Voith StreamDiver (převzato z [10])



4. Verikální turbína s ponořeným generátorem: Dive-turbine (převzato z [18])

PAT (pump as turbine), tedy čerpadla v turbínovém provozu jsou často využívanou technologií pro mikroelektrárny. Binama shrnuje poznatky z jejich využití [19]. Čerpadla jsou sériově vyráběná, což určuje hlavní výhody a nevýhody tohoto technologického řešení. Výhodou *PAT* je především snadná dodávka a instalace soustrojí, a následně také servis a případná dodávka náhradních dílů. Nevýhodou je pak především náročnost výběru vhodného soustrojí a nízká účinnost. Výrobní řada není spojitá. Obvykle tedy neexistuje čerpadlo přesně pro daný provozní bod a je třeba vybírat čerpadlo „blízké“. Výrobci navíc neposkytují data pro turbínový provoz, což výběr vhodné technologie dále komplikuje. Účinnost mimo návrhový bod rychle klesá, protože *PAT* je neregulované soustrojí (pevné oběžné kolo s konstantními otáčkami, bez rozváděče), vyžaduje provozní uzávěr.

Archimedův šroub jako turbíny je populární především z důvodu minimalizace stavebních úprav a jednoduchosti instalace. Simmons [20] ve svém review uvádí, že Archimedovy šrouby jsou využívány pro nízko-spádové lokality do 6 m spádu a střední průtoky do 15 m³/s. Jejich účinnost se obvykle pohybuje mezi 60% a 80 %. Jejich nevýhodou jsou značné rozměry stroje, estetická hlediska a hlukové zatížení okolí. Hltnost turbíny, která vyžaduje provozní uzávěr, je dána polohou horní vody a vyžaduje provozní uzávěr.

Vodní kolo je jeden z nejstarších a dnes již málo používaný způsob využití vodní energie. Quaranta [4] ve svém review podává podrobný přehled o historickém i stávajícím využití vodních kol a ukazuje na aktuální možnosti využití této technologie. Na základě rozsáhlé rešerše literatury ukazuje, že vodní kola dosahují účinnosti 80 % - 85 %. Tato účinnost je téměř konstantní v širokém regulačním rozsahu průtoků od 0.2 Q_{\max} do Q_{\max} . Přes popsání výhod je jejich využití pro výrobu elektrické energie komplikované kvůli velmi malým otáčkám (obvykle méně než 10 ot./min) a velkému rozměru kola, které je obvykle větší než zpracováváný spád.

Cíl práce a její členění

Hlavním cílem této práce bylo vyvinout axiální propelerovou turbínu pro provoz s proměnnými otáčkami pro energetické využití nízko-spádových lokalit. Druhým cílem bylo sestavit návrhový postup, který umožní navrhnout technologii na míru pro libovolnou lokalitu, což bylo dříve z důvodu vysokých nákladů možné jen pro velké turbíny. Záměrem práce bylo sestavit parametrický model geometrie, propojit ho se CFD výpočtem a umožnit tak automatickou optimalizaci tvaru oběžného kola a zpřístupnit návrh na míru i pro malé turbíny.

Práce se skládá ze třech kapitol, které podrobně popisují jednotlivé kroky při návrhu propelerové turbíny s proměnnými otáčkami. Každá z kapitol se věnuje jednomu tematickému celku včetně rešerše odborné literatury a je zakončena praktickou aplikací provedeného výzkumu.

Kapitola 1 se věnuje sestavení **CFD modelu** pro popis proudění ve vodních turbínách a pro zjištění jejich účinnosti. V kapitole jsou stručně popisovány principy numerického modelování proudění tekutin se zaměřením na modely využívané v této práci. Podrobněji se věnujeme poznatkům o modelování turbín na základě rešerše literatury i vlastních verifikačních výpočtů. Kapitola je uzavřena verifikací modelu sestaveného pro turbínu Elza 350 s daty měřenými v laboratoři.

Kapitola 2 popisuje principy a postup **návrhu axiální propelerové turbíny** s konstantními otáčkami a vytištěnými plastovými lopatkami oběžného kola. Vztahy pro návrh Kaplanovy turbíny popsané v literatuře byly modifikovány s ohledem na výrobu pomocí 3D tisku. Vlastnosti upravených lopatek byly posouzeny pomocí ověřeného CFD modelu. Výsledkem je návrh prototypu přímoproudé propelerové turbíny s ponořeným generátorem pro lokalitu Bělídlo.

Kapitola 3 popisuje **návrh axiální turbíny s proměnnými otáčkami**. Současně představuje koncept návrhu turbíny „na míru“ konkrétní lokalitě, jehož základem je parametrický model konstrukce a CFD posouzení. Je zde popsána automatizovaná tvarová optimalizace oběžného kola na základě posouzení vlastností jednotlivých návrhů pomocí CFD. Vhodné návrhové parametry pro axiální turbínu s proměnnými otáčkami zatím nebyly v literatuře popsány. Součástí této kapitoly je proto také zkoumání vztahů tvarem parametry oběžného kola a jeho vhodností pro provoz s proměnnými otáčkami. Výsledkem je finální návrh oběžného kola pro prototyp instalovaný na MVE Podhora.

1. Posouzení parametrů turbín pomocí CFD

1.1. Numerické modelování proudění

Matematické modelování proudění, tedy popis mechaniky tekutin pomocí numerických metod, je v literatuře obvykle nazýváno anglickým originálem *Computational Fluid Dynamic*, zkráceně CFD. Modelování je založeno na řešení parciálních diferenciálních rovnic popisujících zákony zachování hmotnosti, hybnosti a energie. Dva zákony, které jsou základem pro modely užívané v této práci, můžeme popsat následujícími rovnicemi [21]:

Rovnice kontinuity – Zákon zachování hmotnosti – Mass conservation equation

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

kde ρ je hustota tekutiny, t čas, x_i ($i = 1, 2, 3$) nebo (x, y, z) jsou kartézské souřadnice a u_i jsou složky rychlosti \vec{v} v kartézském souřadném systému.

Pohybová rovnice – Zákon zachování hybnosti – Momentum equation

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + \rho g_i \quad (2)$$

kde g_i je složka gravitačního zrychlení ve směru x_i (vycházíme z předpokladu, že gravitační síla je jediná působící objemová síla), a τ_{ij} je tenzor napětí, který je možné pro Newtonské tekutiny vyjádřit jako:

$$T_{ij} = -\left(p + \frac{2}{3}\mu \frac{\partial u_j}{\partial x_j}\right) \delta_{ij} + 2\mu D_{ij} \quad (3)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) \quad (4)$$

kde μ je dynamická viskozita, p hydrostatický tlak, δ_{ij} Kroneckerův symbol ($\delta_{ij} = 1$ pro $i = j$, jinak $\delta_{ij} = 0$), a D tenzor deformace.

Energetická rovnice (Energy equation), není v modelech popsáných v této práci používána. Změna mechanické energie na teplo a zpět je zanedbána, všechny modely jsou pro tekutinu o konstantní teplotě 10° C.

Navier-Stokesovy rovnice a rovnice kontinuity (ve 3D) tvoří soustavu čtyř rovnic o čtyřech proměnných - p, u_x, u_y, u_z . Rovnice mohou být zjednodušeny zanedbáním některých členů. Tím je do matematického modelu vnášena jistá chyba, ale také je významně snížen výpočetní čas nutný pro numerické řešení. Například pro modelování vody zavádíme předpoklad nestlačitelného proudění.

I přes přijatá zjednodušení jsou výše uvedené rovnice analyticky řešitelné pouze pro velmi specifické úlohy. Jsou to nelineární parciálně diferenciální rovnice, jejichž řešení je velmi obtížné. Praktické využití těchto rovnic pro modelování proudění je proto založeno na numerických metodách řešení.

1.1.1. Numerické metody pro CFD

Numerické metody jsou založeny na diskretizaci řídicích rovnic v čase a prostoru, tedy na aproximaci parciálních diferenciálních rovnic soustavou rovnic algebraických.

V oblasti CFD jsou v tuto chvíli nejčastěji používané tyto metody:

Metoda konečných diferencí (Finite Difference Method; FDM);

Výpočetní oblast je pokryta výpočetní sítí a řídicí rovnice jsou aproximovány bodovými hodnotami v každém uzlu sítě. Tato metoda je využívána téměř výhradně na strukturovaných sítích, kde je jednoduchá a efektivní. Potřeba strukturované sítě však limituje její využití pro složité tvary výpočetních domén.

Metoda konečných objemů (Finite Volume Method; FVM);

Výpočetní oblast je rozdělena na kontrolní objemy, pro které jsou následně

vyjádřeny řídicí rovnice. Metoda je vhodná pro strukturovanou i nestrukturovanou síť, díky čemuž je vhodná i pro složité geometrie. Je populární pro řešení inženýrských úloh a je základem programu Ansys CFX, který je používán v předkládané práci.

Metoda konečných elementů (Finite Element Method; FEM)

Výpočetní oblast je rozdělena na konečné elementy. Na rozdíl od předchozích metod umožňuje vyjádřit průběh proměnných nad jednotlivými elementy pomocí lineární nebo vyšší funkce. Je častěji využívána pro úlohy strukturální analýzy než pro simulaci proudění.

Při využití kterékoliv z výše uvedených numerických metod je třeba provést prostorovou diskretizaci výpočetní oblasti (domény), tedy vytvořit výpočetní síť.

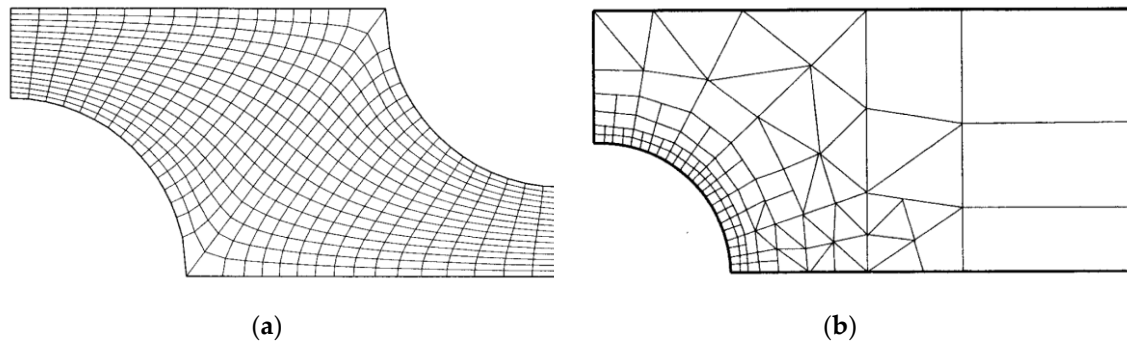
Výpočetní software Ansys CFX, použitý v této práci, předpokládá, že výpočetní doména je celá pokryta výpočetní sítí, elementy se nepřekrývají a se sousedními elementy sdílí celou stěnu, hranu, nebo rohový uzel.

V předkládané práci jsou využívány tři druhy výpočetních sítí:

Strukturované sítě se vyznačují jasnou strukturou – poloha elementů je jednoznačně definována třemi souřadnicemi (i, j, k ; pro 3D model). Díky tomu jsou pro každý element jasně definované sousední elementy, což zjednodušuje tvar výsledné matice a tím i výpočet. Na druhou stranu tato strukturovanost sítě komplikuje její lokální zahuštění, což se negativně projeví při popisu tvarově složitějších domén.

Nestrukturované sítě mohou mít elementy libovolného tvaru. Pro 3D domény se obvykle jedná o čtyřstěny a šestistěny. Nestrukturovaná výpočetní síť umožňuje lokální zahuštění, ale její komplikovaná struktura zvyšuje výpočetní nároky při řešení.

Hybridní sítě vhodně kombinují strukturovanou a nestrukturovanou síť.



5. Výpočetní síť 2D : (a) strukturovaná neortogonální (b) nestrukturovaná síť kombinující trojúhelníkové a čtyřúhelníkové elementy (převzato z [21])

1.1.2. Turbulence a její modelování

Drtivá většina inženýrských CFD úloh spojených s prouděním vody popisuje turbulentní proudění. To je i případ modelování vodních turbín. Turbulentní proudění je silně neustálené, prostorové, s fluktuací okamžité rychlosti ve všech třech směrech. Tři nejčastěji používané přístupy pro popis turbulentního proudění, v pořadí od nejpřesnějšího a výpočetně nejnáročnějšího:

DNS Direct Numerical Simulation

Řeší přímo Navier-Stokesovy rovnice bez dalších aproximací, a proto je nejpřesnější. Vyžaduje však extrémně jemnou výpočetní síť a krátký časový krok. Ze svého principu je „time-dependent“ a popisuje vývoj proudění v čase. Její výpočetní náročnost je překážkou v jejím širším využívání. Je vhodným nástrojem pro zkoumání vlastností turbulentního proudění jako takového.

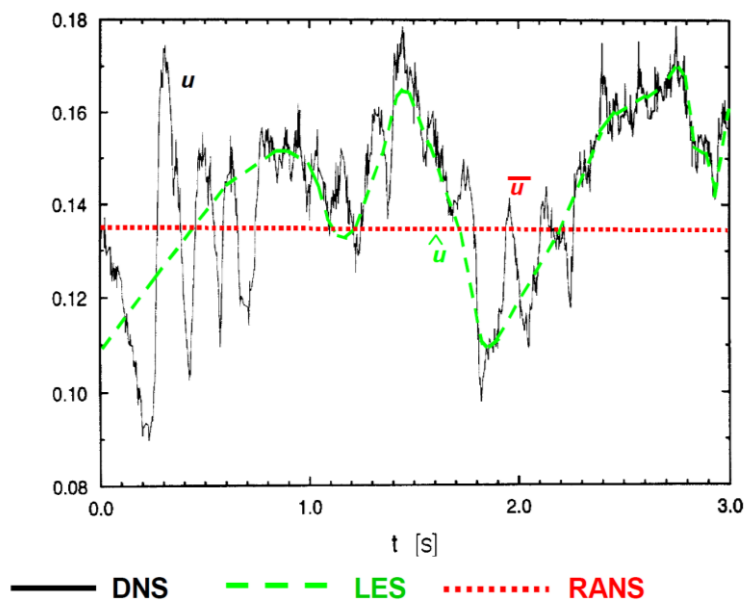
LES Large Eddy Simulation

Je založena na předpokladu, že velké vírové struktury jsou nositeli velké části transportovaných veličin. Proto je jim v modelu věnována větší pozornost a jsou řešeny přímou simulací. Naopak malé vírové struktury jsou řešeny takzvaným subgrid modelem, tedy modelovou aproximací. Stejně jako DNS popisuje vývoj proudění v čase. LES je výpočetně méně náročná než DNS, ale ztrácí část přesnosti. S růstem dostupného výpočetního výkonu začíná být využívána pro specifické inženýrské aplikace, např. proudění v savce.

RANS Reynold-Averaged Navier Stokes

Středované Navier-Stokesovy rovnice poskytují inženýrský náhled na proudění tekutin. Okamžitá rychlost proudu je časově středována, fluktuace rychlosti

způsobené turbulencí jsou zanedbány a vliv turbulence je nahrazen turbulentním modelem (viz. dále). To umožňuje modelovat proudění jako ustálené, tedy nezávislé na čase a přináší významnou úsporu výpočetního času. V tuto chvíli se jedná o nejčastěji využívaný přístup, a proto se jím budeme zabývat podrobněji.



6. Srovnání popisu fluktuací okamžité rychlosti (převzato z [22])

RANS přístup předpokládá, že proudění je ustálené. Každou proměnnou ve statisticky ustáleném proudění je možné vyjádřit jako součet středované hodnoty a fluktuace [21]:

$$\Phi(x_i, t) = \bar{\Phi}(x_i) + \Phi'(x_i, t) \quad (5)$$

$$\bar{\Phi}(x_i) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \Phi(x_i, t) dt \quad (6)$$

kde t je čas, T je interval středování a $\Phi(x_i, t)$ je proměnná.

Dosazení do Navier-Stokesových rovnic potom vede k *Reynolds-averaged Navier-Stokes* (RANS) rovnicím pro nestlačitelné proudění (vyjádřeno bez vlivu objemových sil) [21]:

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (7)$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \bar{u}_i \bar{u}_j + \rho \overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (8)$$

$$\overline{\tau_{ij}} = \mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (9)$$

V těchto rovnicích se opět vyskytují nelineární členy, takzvaná Reynoldsova napětí $\overline{\rho u'_i u'_j}$. Pro uzavření soustavy rovnic je proto potřeba doplnit RANS rovnice další aproximací, která popisuje vlastnosti turbulentního proudění, tzv. modelem turbulence.

Pro doplnění RANS rovnic byl v minulosti obvykle využíván dvou-rovnicový model k- ϵ [23], který je stále oblíbený především pro svou výpočetní stabilitu. V roce 1994 publikoval F. R. Menter [24] nový dvou-rovnicový model turbulence vyvinutý pro inženýrské potřeby – Shear–Stress Transport model (SST). Ten vhodně kombinuje přednosti modelů k- ϵ (pro výpočet volného proudění) a k- ω (pro výpočet v blízkosti stěny). Byl úspěšně validován na několika hydraulických jevech včetně obtékání křídlového profilu NACA. Na rozdíl od modelu k- ϵ dobře popisuje i odtržení proudu od stěny. SST model byl implementován do většiny CFD softwaru a dočkal se řady modifikací. Poskytuje velmi dobré výsledky i při numerických výpočtech proudění ve vodních turbínách.

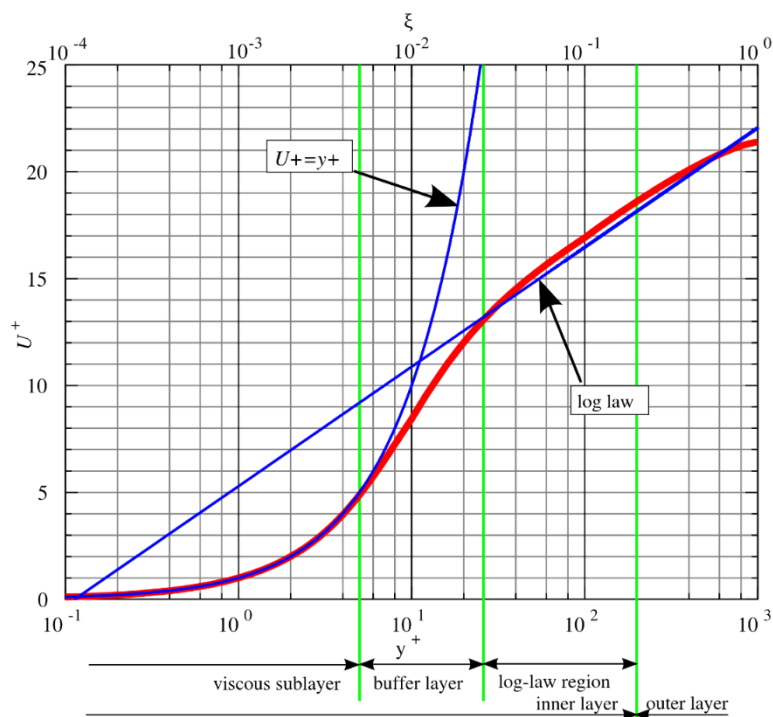
Modelů turbulence byla postupně vyvinuta celá řada, ať už pro obecné použití nebo pro speciální typy proudění. Srovnání modelů turbulence pro potřeby modelování vodních turbín je uvedeno v kapitole 1.2.3.

1.1.3. Proudění v blízkosti stěny

Přesnost popisu proudění u stěny ovlivňuje přesnost celého modelu proudění. Mezní vrstva má oblasti s charakteristickým typem proudění – laminární podvrstvu, přechodovou vrstvu a plně turbulentní vrstvu. Absolutní výška mezní vrstvy se mění v závislosti na vlastnostech tekutiny, rychlosti volného proudu a Reynoldsově čísle. Pro stanovení relativní vzdálenosti od stěny a odpovídající oblasti proudění se používá bezrozměrná vzdálenost y^+ . Obrázek 7 ukazuje rozdělení mezní vrstvy v závislosti na y^+ .

Proudění v mezní vrstvě je charakterizováno velkými gradienty rychlosti a dalších veličin. Přímé řešení RANS s modelem turbulence je možné, ale vyžaduje jemnou výpočetní síť s výškou prvního elementu $y^+ < 1$. To vede k nárůstu počtu výpočetních elementů a výpočetního času.

Pro inženýrské aplikace je proto proudění v mezní vrstvě obvykle řešeno stěnovou funkcí [25]. Ta nahrazuje výpočet proudění v blízkosti stěny funkcí založenou právě na předpokládaném průběhu rychlostí v jednotlivých vrstvách. Pro její správné fungování je třeba dodržet maximální velikost prvního elementu v blízkosti stěny. Doporučované hodnoty y^+ pro výpočet stěnové funkce se pohybují v rozmezí $30 < y^+ < 100$, v některých publikacích je jako limitní hodnota uváděno $y^+ < 300$ [26, 27]. Pro výpočet vhodné velikosti prvního elementu u stěny na základě zvolené hodnoty y^+ využíváme jeden z mnoha online kalkulátorů [28].



7. Rychlost proudění v blízkosti stěny (převzato z [29])

Do procesu modelování jsou vnášeny chyby, kvůli kterým může docházet k odchylce modelu od fyzikální reality [21] [30]:

- chyba vstupních dat (input data error);
- zvolená zjednodušení a idealizace řídicích rovnic (modelling errors);
- nepřesnost okrajových podmínek (boundary condition error);
- diskretizace rovnic (discretization errors);
- míra konvergence numerického řešení rovnic (convergence errors).

Těchto odchylek je třeba si být vědom a minimalizovat je vhodným nastavením modelu. Na druhou stranu CFD poskytuje možnost přesného

a podrobného vyhodnocení výsledků i na místech, kde je měření na fyzikálním modelu nebo prototypu extrémně náročné. Při vhodné volbě diskretizace a nastavení modelu proto může být obdobně přesný jako fyzikální model [31].

1.2. Numerické modelování vodních turbín

1.2.1. Vývoj využití CFD pro modelování vodních turbín

Předkládaná práce je založena na využití numerických modelů proudění pro posouzení vlastností navržených turbín. Základy využití numerických metod pro hydraulický návrh vodních turbín a čerpadel byly položeny v 70. letech 20. století. Zpočátku se jednalo především o řešení potenciálního proudění a quasi-3D Eulerových rovnic. Od roku 1990 byla využívána metoda konečných objemů pro řešení RANS rovnic a započal rychlý rozvoj výpočetních technik, které směřovaly k vytvoření virtuální testovacího stendu. Po roce 2000 jsou modelovány čím dál složitější hydraulické jevy včetně kavitace, vícefázového proudění nebo fluid-structure interaction analýzy [32].

Návrh turbín stále vychází především z poznatků získaných v průběhu historie [33]. Numerické modely však přináší postupné zlepšení vlastností navrhovaných turbín. Výhodou CFD postupů je podrobný popis proudění a nižší cena v porovnání s klasickým testováním na fyzikálních modelech [34]. Relativně rychlé zpracování výpočtu navíc umožňuje posouzení a porovnání několika návrhů v krátkém čase [27].

Limitujícím faktorem vývoje numerických simulací je kapacita výpočetní techniky. Zpočátku byly proto prováděny simulace na velmi zjednodušených modelech, poté byly modelovány jednotlivé části soustrojí odděleně. To však přinášelo zásadní otázky týkající se přenosu okrajových podmínek na dělicích rovinách [34]. Po roce 2000 začalo být možné simulovat celou turbínu. Ještě v roce 2010 tým vědců z univerzit v Göteborgu a Lulee uvádí, že simulaci celé turbíny mohou provádět pouze při paralelním zapojení mnoha počítačů [34]. Simulace celé turbíny v rámci jednoho výpočtu se dnes již stala standardem. Rychlé zlevňování výpočetní kapacity a nástup cloudových výpočetních služeb posouvá limity dále směrem k neustáleným výpočtům [35] a složitějším modelům turbulence (např. LES).

Propojení jednotlivých částí turbíny je základem kvalitní simulace proudění. Pro zjištění charakteristiky turbíny je třeba modelovat celé soustrojí včetně kašny nebo spirály, rozváděče, oběžného kola a savky. Důvodem je provázanost proudění v jednotlivých částech turbíny, především pak v oběžném kole a savce, která má značný vliv na chování nízko-spádových turbín [34]. Náročnost simulace proudění v savce dokumentuje review z roku 2017 [36]. Dalším specifickým Kaplanovy turbíny je pak vzdálenost statoru a rotoru, která způsobuje úplavy za jednotlivými lopatkami, což komplikuje vzájemné působení statoru a rotoru (rotor-stator interaction) [27].

V posledních letech bylo věnováno hodně pozornosti podrobnému výzkumu modelování Francisovy turbíny – „Francis-99“ case [37]. Projekt spočíval v sérii workshopů věnovaných dílčím tématům. Skupině výzkumníků byla poskytnuta data z fyzikálních měření, která sloužila pro validaci sestavovaných numerických modelů.

Experimentální data pro modelování Kaplanových turbín byla do nedávna značně omezená. V roce 2019 byla publikována studie Porjus U9 Kaplan turbine, která porovnává ustálený a transientní výpočet s daty z fyzikálního modelu [27].

1.2.2. Matematický model používaný v této práci

Proudění ve vodní turbíně je řešeno jako jednofázové nestlačitelné proudění vody s vlastnostmi odpovídajícími konstantní teplotě 10°C. Proudění ve vodní turbíně je ze své podstaty neustálené (rotující části, silně turbulentní proudění v savce). U nízko-spádových turbín je navíc klíčovým prvkem právě interakce oběžného kola a savky. Pro přesný popis proudění v savce by bylo vhodné simulovat proudění jako neustálený jev. Neustálené výpočty ale není možné použít pro optimalizaci z důvodu velkých výpočetních nároků (desítky hodin pro 1 pracovní bod). Proto se obvykle uchylujeme ke zjednodušení, tedy k ustálené simulaci. Ta není úplně spolehlivá pro stanovení celkové hodnoty účinnosti [38], ale dobře popisuje průběh účinnostní křivky a poskytuje srovnání jednotlivých návrhů. Je tedy dostatečně pro optimalizační proces.

Pro simulaci proudění byl využit komerční software Ansys CFX, který řeší středované řídicí rovnice proudění – RANS (Reynold-Averaged Navier Stokes), pomocí metody konečných objemů [21]. Soustavu rovnic je třeba doplnit modelem turbulence, jehož volba je podrobněji popsána v kapitole 1.2.3

Pohyb rotoru je modelován pomocí rotační domény s definovanou úhlovou rychlostí. Nedochází k reálnému pohybu lopatek oběžného kola vůči lopatkám rozváděče. Pro modelování přechodu mezi statorem rotorem je používán General Grid Interface (GGI) typu Mixing Plane. Ten byl představen Dentonem a Singhem [39] v roce 1979 a následně implementován do různého CFD softwaru včetně Ansys CFX (zde je používán název Stage). Stator a rotor jsou simulovány každý ve vlastním souřadném systému, statickém a rotujícím. Interface Stage, který je podmínkou na styčné ploše těchto domén, simuluje jejich ustálenou interakci tím, že průměruje rychlostní pole a tlak po cylindrických řezech. To poměrně dobře aproximuje vzájemně se pohybující lopatky statické a rotující domény. Tento přístup navíc umožňuje využít rotační symetrie a modelovat pouze výsek oběžného kola odpovídající jedné lopatce [33, 34]. Výsledky jsou potom extrapolovány na celé oběžné kolo. Významné snížení počtu elementů v doméně, a tím i významné zkrácení výpočetního času, je ideální pro optimalizační výpočty.

Hlavní nevýhodou interface Stage je, že není schopen postihnout lokální útvary v proudění, jako například úplavy za lopatkami rozváděcího kola, které zaniknou při průměrování veličin v cylindrických řezech. Pro postižení lokálních jevů je vhodnější interface typu Frozen rotor [40]. Ten předpokládá statickou polohu statoru a rotoru. Díky tomu jsou veličiny přenášeny mezi doménami přímo, bez průměrování. Výsledky potom mohou být závislé na zvolené poloze statoru a rotoru. Tento přístup předpokládá modelování celého statoru a rotoru, a proto není vhodný pro optimalizační výpočty.

S ohledem na výpočetní náročnost neuvažujeme vliv kavitace na účinnost soustrojí. Vycházíme z předpokladu, že v provozní oblasti, pro kterou turbínu optimalizujeme je kavitace minimální. Pro potvrzení tohoto předpokladu jsou při výpočtech sledovány oblasti s nízkým tlakem a vyšší pravděpodobností výskytu kavitace.

1.2.3. Modelování turbulence

Jošt a kolektiv [38] prováděli testování různých dvou-rovnicových turbulentních modelů pro modelování turbín v různých provozních bodech. Všechny modely podhodnocovaly celkovou účinnost. Míra podhodnocení závisí spíše na poloze provozního bodu vůči optimu (BEP) než na zvoleném turbulentním modelu. U provozní bodů s průtokem nižším než návrhový (95 %

a 64 % $Q_{\text{návrh}}$) se odchylka od měřené účinnosti pohybovala okolo 1 %. Provozní body za účinnostním maximem (131 % $Q_{\text{návrh}}$) už odchylka dosahovala až 5 %. Stejný efekt pozoroval i Drtina, který pro vysoké průtoky uvádí modelovanou účinnost o 3 % nižší, než ukazují fyzikální měření [33]. Řešením je neustálený model proudění, který se kvalitou simulace blíží experimentálním datům. Vykazuje však značnou výpočetní náročnost – je třeba využít jemnou síť a krátký časový krok. Pro získání ustálení proudu je přitom třeba až 20 otáček oběžného kola. Neustálený model je proto vhodný pro ověření vlastností turbíny, nikoliv pro samotnou optimalizaci.

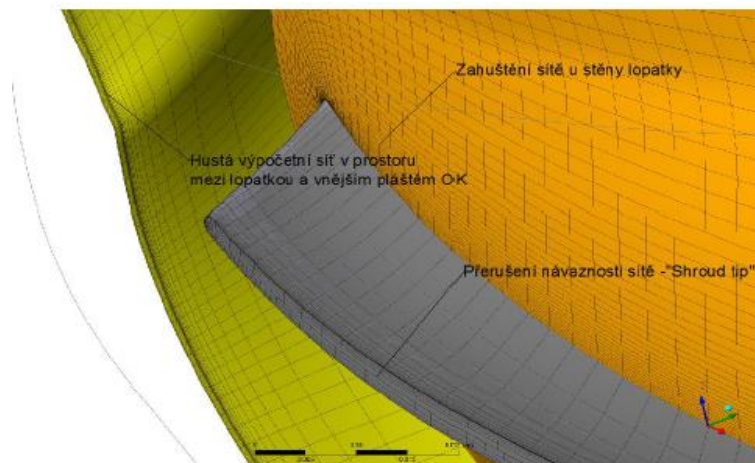
U nízko-spádových turbín je proudění v savce důležité pro celkovou účinnost turbíny, a proto je jeho popis klíčovou součástí modelu. Proudění v savce popisuje SST model s výrazně větší přesností než model $k-\epsilon$. Při výpočtu je však třeba dbát na dostatečnou hustotu výpočetní sítě a doporučené hodnoty y^+ . Výpočty na hrubých sítích nebo s velkým y^+ nadhodnocují hydraulické ztráty v savce. Pro další přiblížení se k experimentálním datům je vhodné použít Large Eddy Simulation (LES) model [38] nebo Very-Large Eddy Simulation (VLES) [41].

Cílem předkládané práce je návrh a optimalizace oběžného kola axiální vrtulové turbíny pro provoz s proměnnými otáčkami. Při optimalizaci je třeba posoudit velký počet tvarových návrhů, a proto se snažíme minimalizovat výpočetní čas pro jeden pracovní bod. Volíme ustálenou simulaci v kombinaci s $k-\omega$ SST turbulentním modelem. Proudění v blízkosti stěny je řešeno pomocí stěnové funkce (viz. kapitola 1.1.3) a tomu je uzpůsobena i výpočetní síť.

1.2.4. Výpočetní síť

Kvalitní výpočetní síť je základem pro získání relevantních výsledků. S počtem elementů ale narůstá také výpočetní náročnost. Je třeba vhodně volit tvar a umístění elementů, aby byl výpočet efektivní. Pro výpočty vodních turbín je proto obvykle využívána kvalitní strukturovaná výpočetní síť.

Pro síťování lopatkových částí turbíny (stator, rozváděč a oběžné kolo) byl použit specializovaný síťovací program Turbogrid [42, 43]. Strukturovaná síť, zobrazená na obrázku 8, je generována pro segment odpovídající jedné lopatce. Styčné plochy jednotlivých segmentů jsou definovány jako periodická okrajová podmínka. Díky tomu je možné využít rotační symetrie a případně vytvořit plný 3D model.



8. Strukturovaná síť oběžného kola

Strukturovaná výpočetní síť v savce byla vytvořena pomocí blokování v programu ICEM CFD [44-46]. Je kladen důraz na vysokou kvalitu sítě a dostatečné zahuštění sítě u stěny. Strukturovaná síť umožňuje plynulý přechod od velmi malých elementů v blízkosti stěny k elementům ve volném proudě.

Při tvorbě výpočetní sítě oběžného kola je zohledněna mezera mezi lopatkami oběžného kola a jeho komorou. Ta způsobuje volumetrické ztráty a ovlivňuje proudění v savce [45, 47, 48].

Tabulka 1 Výpočetní domény a vlastnosti sítě pro optimalizační výpočty

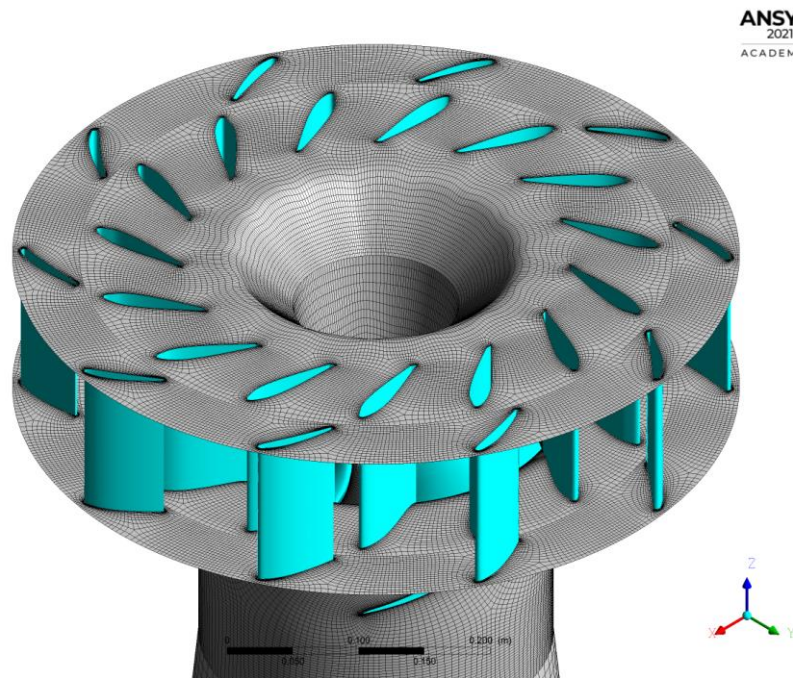
doména	počet elementů ¹	y+ min ¹	y+ průměr ¹	y+ max ¹
Výsek statoru	30 720	131	108	144
Výsek rozváděče ²	54 672	21	110	252
Výsek oběžného kola	72 480	10	46	116
Savka	201 856	33	62	132

¹ Hodnoty se mohou pro jednotlivé návrhy mírně lišit v důsledku rozdílů ve tvaru a průtoku. Uvedené hodnoty platí pro vybraný výsledný návrh.

² Počet výpočetních prvků je vyšší, aby bylo dosaženo uspokojivé kvality sítě pro všechny polohy rozváděcích lopatek.

1.2.5. Okrajové podmínky

Inlet	Total Pressure	celková energie odpovídající spádu
Outlet	Average Static Pressure	průměrný tlak 0 Pa
Rotor	No slip Wall	hydraulicky hladká stěna, otáčky n
Stator	No slip Wall	hydraulicky hladká stěna



9. Výpočetní síť statoru, rozváděcího a oběžného kola

1.2.6. Počáteční podmínky a konvergence výpočtů

Průtok turbínou je silně ovlivněn prouděním v savce. Proto je nutné, aby byl iterační čas (časový krok výpočtu \times počet iterací) dostatečně dlouhý a proudění v savce ovlivněné rotací oběžného kola se mohlo plně rozvinout. Inicializace předchozím výpočtem nevede ke zkrácení výpočetního času. Vycházíme z předpokladu nulových rychlostí v celém modelu.

Na základě studia literatury a doporučení pro modelování rotačních strojů v programu Ansys CFX byl zvolen časový krok svázaný s úhlovou rychlostí rotoru, pro optimalizační výpočty:

$$\Delta t_{iter} = \frac{2}{\omega} \quad (10)$$

a pro ověřovací výpočty:

$$\Delta t_{iter} = \frac{1}{\omega} \quad (11)$$

kde ω je úhlová rychlost otáčení oběžného kola v [rad/s].

Základní přehled o ustálení výpočtu poskytují průměrná residua řešených veličin (u_x, u_y, u_z, p). Jejich pokles pod hodnotu 10^{-4} považujeme za známku ustálení výpočtu. Kromě průměrných residuí bylo sledováno ustálení

tří základních veličin – průtoku, krouticího momentu vyvozeného lopatkami oběžného kola a průměrného „Total Pressure“ (součet hydrostatického tlaku a rychlostní výšky) v koncovém profilu savky.

1.2.7. Vyhodnocení výsledků

Výstupem modelu je průtok Q a krouticí moment M_k na hřídeli oběžného kola. Současně dochází ke korekci spádu na čistý spád mezi dvěma měřenými profily. Zbývající veličiny jsou z těchto hodnot odvozeny podle známých vzorců.

Pro zjištění charakteristiky turbíny je třeba modelovat desítky až stovky provozních bodů – v případě Francisovy turbíny různá otevření rozváděcího kola. Získání dat o 200 provozních bodech zajišťuje dobrou aproximaci účinnostní charakteristiky turbín [33]. V případě Kaplanovy turbíny je situace ještě složitější, protože turbína je dvojitě regulovaná. V první řadě je nutné stanovit vhodnou vazbu mezi rozváděcím a oběžným kolem, tj. simulovat charakteristiky několika propelerů s proměnným otevřením rozváděče [38].

Semi-Kaplanova turbína, prezentovaná v této práci, má pevné lopatky oběžného kola, proto není třeba simulovat jejich různé polohy. Její regulace je zajištěna natáčením lopatek oběžného kola a změnou provozních otáček. Pro stanovení provozního rozsahu turbíny je třeba při výpočtech postihnout co nejširší oblast provozních otáček.

Celková hydraulická účinnost turbíny je definována jako:

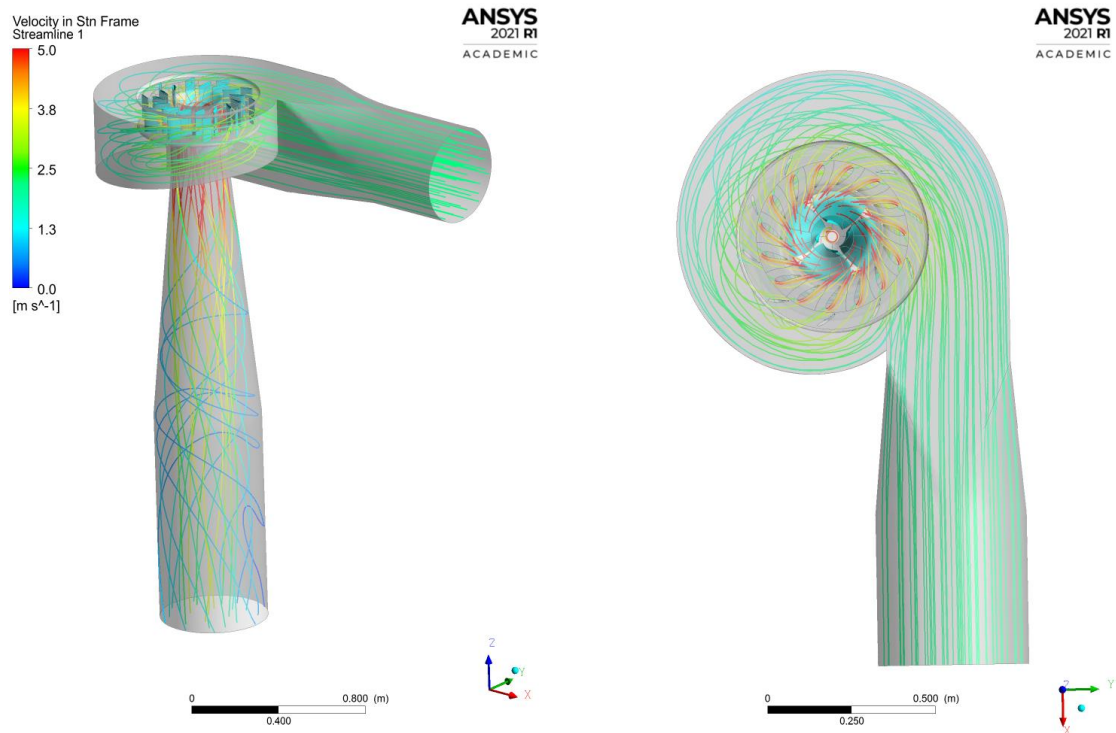
$$\eta_{hydr} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{M_k \omega}{H_{net} \rho g Q} \quad (12)$$

kde M_k je krouticí moment na hřídeli, ω úhlová rychlost, H_{net} čistý spád, ρ hustota vody, g gravitační zrychlení a Q průtok.

Kromě celkové účinnosti turbíny je vhodné zjišťovat také účinnost jednotlivých částí (spirála, stator, rozváděč, oběžné kolo, savka). Drtina [33] navrhuje výpočet účinnosti jednotlivých částí soustrojí, i , následující rovnicí

$$\eta_i = \frac{p_{tot,i,in} - p_{tot,i,out}}{\Delta p_{tot,em}} \quad (13)$$

kde $p_{tot,i,in}$ celkový tlak na vstupu do i -té části, $p_{tot,i,out}$ celkový tlak na jejím výstupu, $\Delta p_{tot,em}$ změna tlaku na celém soustrojí (entire machine).



10. Ověřovací výpočet na kompletní geometrii turbíny včetně spirály

1.3. Verifikace modelu – Elza 350

Když jsem v roce 2014 začala pracovat na návrhu soustrojí pro velmi nízké spády, měla jsme již poměrně rozsáhlé zkušenosti s modelováním jednofázového i vícefázového proudění na vodohospodářských konstrukcích. Matematický model reakční turbíny byl na našem pracovišti ale zpracován pouze jednou a v omezeném rozsahu. Bylo tedy třeba ověřit vliv výpočetních přístupů, výpočetní sítě a jednotlivých parametrů modelu. Cílem bylo získat vypovídající výsledky při respektování dostupného výpočetního výkonu.

Za tímto účelem byl sestaven a následně verifikován kompletní matematický model axiální semi-kaplanovy turbíny Elza 350. Veškerá potřebná data (geometrie soustrojí, provozní rozsah, data z měření na fyzikálním stendu VUT v Brně) poskytla firma Elzaco s.r.o. Pro účely této práce byly vypuštěny informace, které by mohly být považovány za interní (maximální účinnost, výkon apod.). Grafy jsou vyneseny v relativních hodnotách vůči maximální hodnotě.

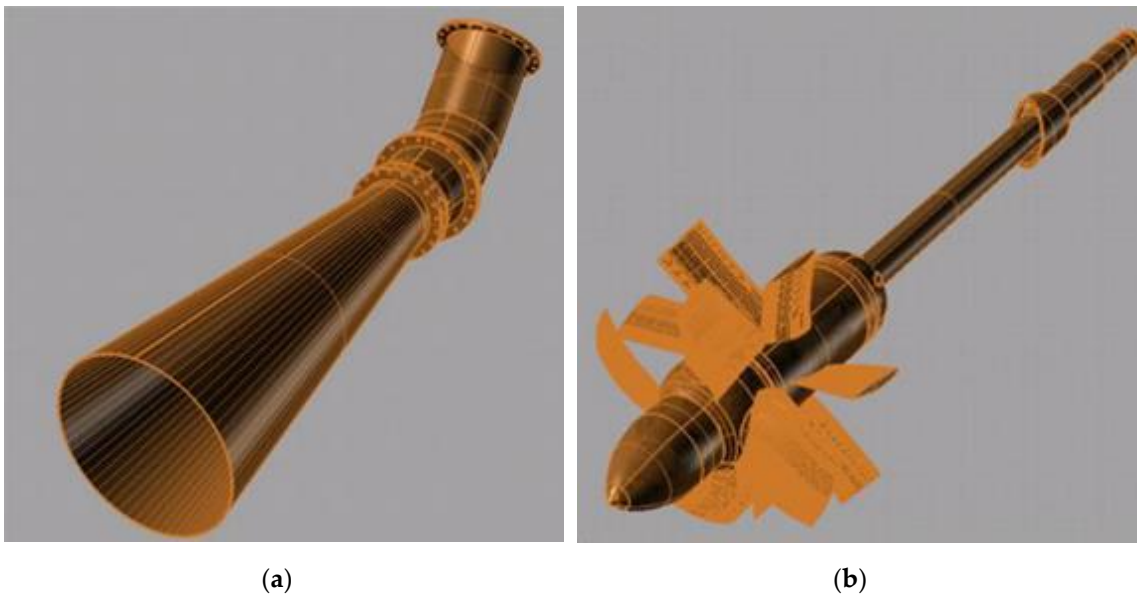
1.3.1. Elza 350

Turbína ELZA je semi-Kaplanova turbína s pevným rozváděčem a nastavitelnými lopatkami oběžného kola. Model turbíny byl poskytnut společností Elzaco ve výrobní podrobnosti včetně strojních detailů v rozsahu

- přívodní potrubí s kolenem
- rozváděcí kolo
- oběžné kolo
- savka.

Poskytnutá geometrie odpovídá modelové turbíně, na které bylo prováděno měření charakteristiky turbíny v laboratořích VUT Brno. Byla provedena zjednodušení pro definici hydraulického obrysu (odstraněny strojní detaily, konstrukční otvory, zkrácena hřídel).

Pro potřeby tvorby výpočetní sítě a nastavení výpočtu byl vytvořený objemový model rozdělen na šest částí. Vstupní a výstupní část je přidána pro oddálení okrajových podmínek.

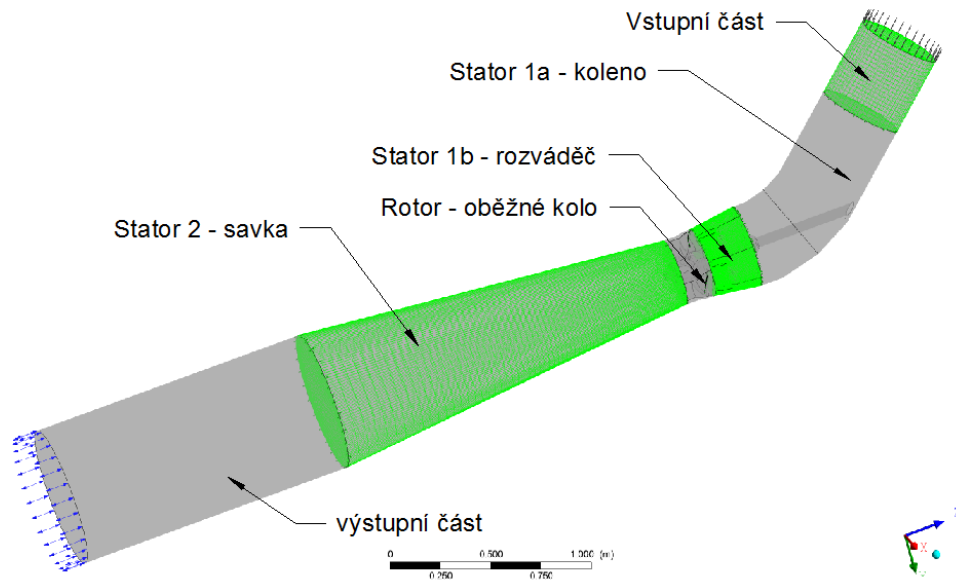


11. Strojní model turbíny Elza 350 : (a) vnější plášť (b) náboj včetně pevného axiálního rozváděče a hřídele

1.3.2. Ověření vlivu nastavení modelu

Modelované pracovní body byly vybrány s ohledem na požadavek porovnání výstupů z matematického modelu s výstupy z měření, které bylo provedeno v laboratoři VUT Brno. Měření bylo provedeno pro 6 různých otevření

lopatek oběžného kola od $-11,27^\circ$ do $+18,13^\circ$ a pro jednotkové otáčky v rozsahu cca 70–370 ot/min, což odpovídá provozním otáčkám v rozsahu 500–1600 ot/min.



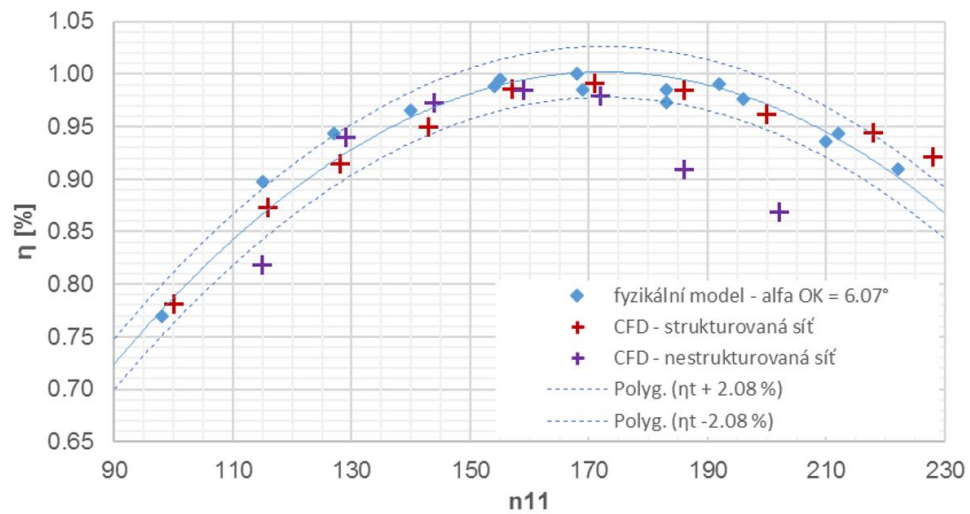
12. Rozsah CFD modelu turbíny Elza 350 včetně dělení na jednotlivé domény

Byla využita možnost porovnání s výsledky z fyzikálního modelu a testování různých typů výpočetních sítí, nastavení rozhraní mezi rotujícími a stacionárními částmi a přístupu k vyhodnocení výsledků. Hodnoty z měření na fyzikálním stendu jsou proloženy polynomem 2. řádu (plná čára). Technická zpráva z měření uvádí odhad chyby měření $\pm 2.08\%$. Tento rozsah je vyznačen čárkovanou čarou.

Při verifikaci modelu byly testovány dva typy výpočetní sítě:

- Nestruturovaná (ICEM CFD – čtyřstěny generované algoritmem Delaunay s prismatickými elementy u stěn);
- Struturovaná (Turbogrid pro lopatkové části, ICEM CFD pro savku).

Při použití nestruturované sítě byla zjištěna značná odchylka od fyzikálního měření, a to především při vyšších otáčkách – v provozní oblasti, kde se zvyšuje výskyt nestacionarit. Z porovnání na obrázku 13 je patrné, že nestruturovaná výpočetní síť je pro výpočty nevhodná.



13. Vliv typu výpočetní sítě na přesnost modelu

Ověření vlivu zvoleného typu interface bylo provedeno ve třech pracovních bodech nepřilíživě vzdálených od optima. V obou případech (Frozen Rotor, Stage) byla zjištěna velmi dobrá shoda s daty měřenými na fyzikálním modelu. Rozdíly způsobené změnou typu přechodu mezi rotující a nerotující částí byly v porovnání s dalšími vlivy zanedbatelné.

Vyhodnocovací měrné profily před a za turbínou byly zvoleny tak, aby co nejlépe odpovídaly profilům použitým v laboratoři. Obecně platí, že:

$$\Delta H = \frac{1}{\rho g} (\overline{p_{tot in}} - \overline{p_{tot out}}), \quad (14)$$

Matematický model však nabízí větší spektrum možností, jak spád určit. Byly testovány dva způsoby vyhodnocení:

a) odpovídající vyhodnocení v laboratoři (dle ČSN EN 60041 [49])

- vyhodnocení výpočtem – tlak určen jako průměrná hodnota hydrostatického tlaku na plášti potrubí v daném měrném profilu;
- rychlostní výška určena výpočtem z celkového průtoku a plochy daného průtočného profilu, potom platí:

$$p_{tot} = \bar{p} + \frac{\bar{v}^2}{2g} = \bar{p} + \frac{\alpha \bar{Q}^2}{2g S^2}, \quad (15)$$

$$\alpha = 1$$

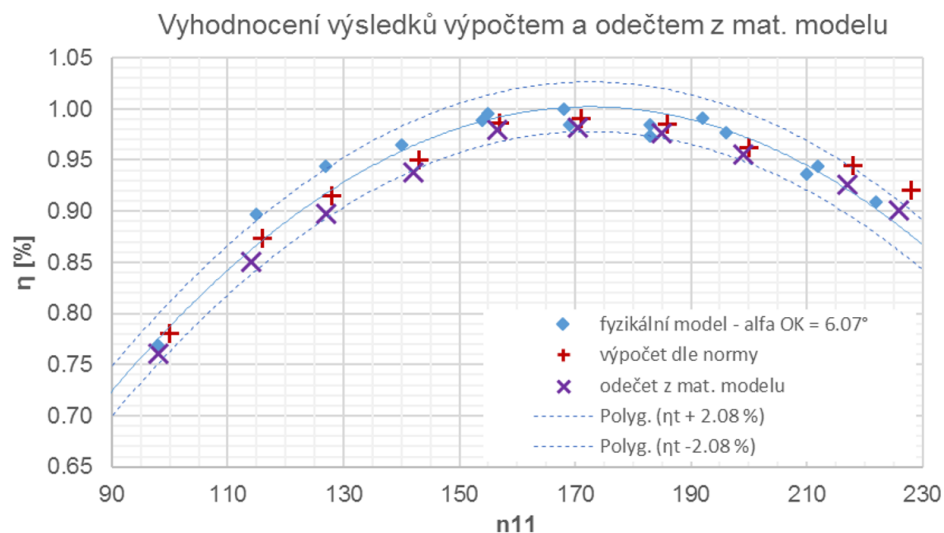
b) odpovídající matematickému modelu

- vyhodnocení přímo z numerického modelu jako rozdíl průměrných absolutních tlaků v daných referenčních průtočných profilech;
- zohledňuje nerovnoměrnost proudění v savce.

Stanovení účinnosti výpočtem z tlaku na měřeném na plášti savky ve výstupním průřezu a průtoku je do značné míry zatíženo nepřesností při stanovení koeficientu nerovnoměrnosti proudu α . To se projeví především při vysokých průtocích, kdy je nerovnoměrnost proudění v savce značná a těžko odhadnutelná, viz. obrázek 14. Celková energie, označovaná *Total Pressure*, zahrnuje i nerovnoměrnost proudění a je pro vyhodnocení vhodnější.

1.3.3. Verifikace modelu

Pro verifikaci výsledného modelu byly vybrány čtyři otevření oběžného kola (-6.00° , 1.97° , 6.07° , 12.00°), která vykazovala nejvyšší účinnosti. Volba modelovaných provozních bodů byla založena na předpokladu, že v okolí účinnostního maxima je proudění stabilní. Byla provedena stacionární analýza a výsledky byly porovnány s měřením na fyzikálním stendu.

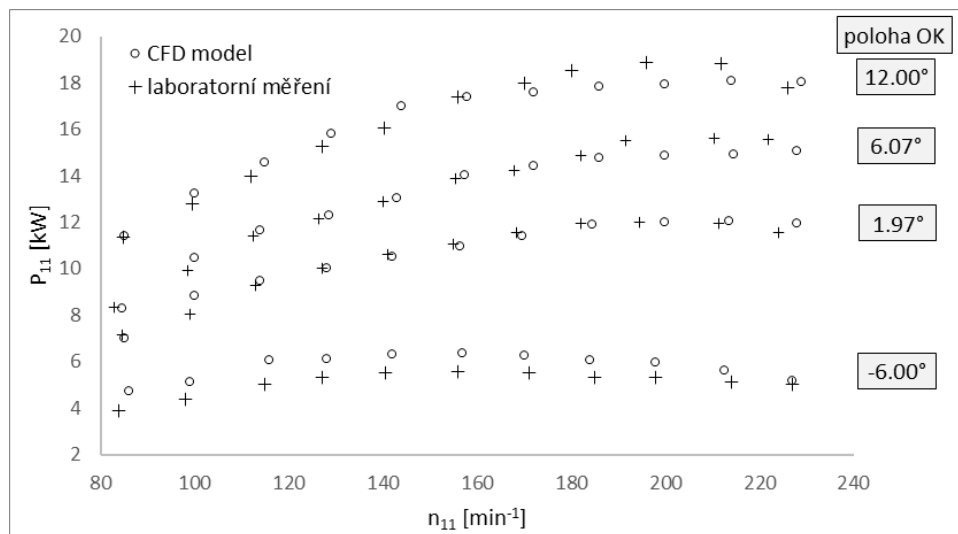


14. Vliv způsobu vyhodnocení na výslednou hodnotu účinnosti

Matematický model vykazuje velmi dobrou shodu s hodnotami naměřenými na fyzikálním modelu, což je patrné z obrázku 15. V bodech blízkých optimu, v tomto případě pro otevření oběžného kola $\alpha = 1,97^\circ$; $6,07^\circ$; $12,00^\circ$,

můžeme matematický model považovat za spolehlivý. Pro krajní polohy otevření lopatek oběžného kola je třeba počítat se zkreslením získaných výsledků.

Pro otevření $\alpha = -6,00^\circ$ (velmi zavřené lopatky oběžného kola) je shoda matematického modelu s fyzikálním měřením neuspokojivá. Vzhledem k velmi dobré shodě pro ostatní polohy lopatek oběžného kola předpokládáme, že došlo k systematické chybě ať už při měření veličin, nebo při předávání dat. Výsledky srovnání nepovažujeme za relevantní.



15. Porovnání jednotkového výkonu zjištěného na standu a pomocí CFD

2. Návrh axiální propelerové turbíny

Po sestavení matematického modelu bylo třeba zvládnout klasický návrh oběžného kola propelerové turbíny. Při návrhu bylo postupováno podle monografií [50-54], které poskytují teoretické i praktické základy pro návrh oběžného kola a rozváděče Kaplanovy turbíny. Plánovaný provoz s proměnnými otáčkami nebyl v prvním návrhu uvažován. Poznatky z další literatury a novější postupy návrhu byly využity při návrhu oběžného kola s proměnnými otáčkami.

Návrh oběžného byl proveden pro kompaktní soustrojí typu Bull s propelerovou turbínou a obtékaným generátorem. Tento koncept byl navržen ve spolupráci s firmou Elzaco, která připravila strojní a elektrickou část. Soustrojí je přímoproudé, s pevnými lopatkami rozváděcího i oběžného kola a přímou kónickou savkou. Dílčí návrhy byly posuzovány a upravovány na základě CFD výpočtů. Výsledkem práce je prototyp, který byl vyroben a úspěšně otestován na lokalitě Bělídlo.

2.1. Základní parametry a charakteristiky turbín

Pro popis hydraulického systému turbíny používáme charakteristických veličin. Uvádíme zde základní přehled veličin, které jsou použity v této práci.

Hlavní parametry turbíny [55], do značné míry určeny lokalitou, jsou:

- Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] objemový průtok, může být použit pro $Q = \text{konstantní}$;
- H [m] spád (někdy uváděno jako měrná energie Y [$\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$]).

Přidružené parametry turbíny, dané typem stroje a jeho umístěním, jsou:

- n [s^{-1}] otáčky oběžného kola
- η [-] účinnost přenosu energie vody na hřídel turbíny;
- H_s [m] měrná sací výška (někdy jako měrná sací energie Y_s [$J \cdot kg^{-1}$]).

Hrubý spád (někdy také celkový spád) je dán rozdílem horní a dolní hladiny na vodním díle. Tento parametr charakterizuje lokalitu. Hydraulické ztráty v přívodním potrubí a na odpadním kanále část této energie spotřebují.

Čistý (užitný) spád je hrubý spád poníženy o tyto ztráty a je podkladem pro návrh turbíny. Může být vyjádřen jako:

$$H_{net} = \left(H_1 + \frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} \right) - \left(H_2 + \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} \right) \quad (16)$$

kde H_{net} je čistý spád, H_i hladina vody (polohová energie), p_i tlak (tlaková energie) a v_i rychlost (kinetická energie).

Hydraulická účinnost turbíny je definována jako poměr mechanického výkonu (pohání generátor prostřednictvím rotace hřídele) a hydraulického příkonu (výkonu vody vstupující do turbíny).

Hydraulický příkon:

$$P_{in} = H_{net} \rho g Q \quad (17)$$

Mechanický výkon:

$$P_{out} = M_k \omega = M_k \frac{2 \pi n}{60} \quad (18)$$

Hydraulická účinnost:

$$\eta_{hydr} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{M_k \omega}{H_{net} \rho g Q} = \frac{M_k \pi n}{30 H_{net} \rho g Q} \quad (19)$$

kde P_{in}, P_{out} je vstupní a výstupní výkon;
 H_{net} čistý spád;
 Q průtok;
 M_k krouticí moment;
 ω úhlová rychlost;
 n provozní otáčky.

Nástrojem pro vzájemné porovnání různých turbín a současně vodítkem pro jejich návrh jsou specifické a jednotkové veličiny.

Jednotkové veličiny slouží k porovnání turbín o různých průměrech pracujících na různých spádech. Získáme je přepočtem na teoretický stroj s oběžným kolem o průměru $D_k = 1$ m, pracujícím na spádu $H = 1$ m.

$$n_{11} = \frac{n D_k}{\sqrt{H}} \quad (20)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D_k^2 \sqrt{H}} \quad (21)$$

$$M_{11} = \frac{M_k}{D_k^3 H} \quad (22)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D_k^2 H^2} \quad (23)$$

kde D_k je průměr oběžného kola;

H spád;

n, n_{11} provozní a jednotkové otáčky;

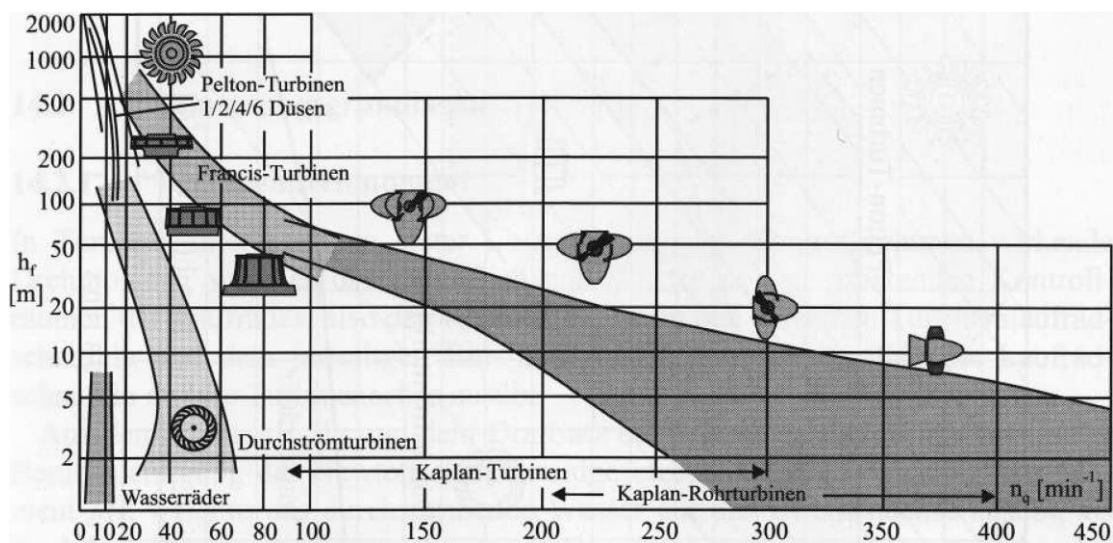
Q, Q_{11} provozní a jednotkový průtok;

M_k, M_{11} provozní a jednotkový moment;

P, P_{11} jednotkový výkon.

Specifické otáčky jsou parametrem, který je pro geometricky podobné stroje shodný a je vodítkem pro návrh turbíny, viz. obrázek 16

$$n_q = n \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} = n_{11} \sqrt{Q_{11}} \quad (24)$$



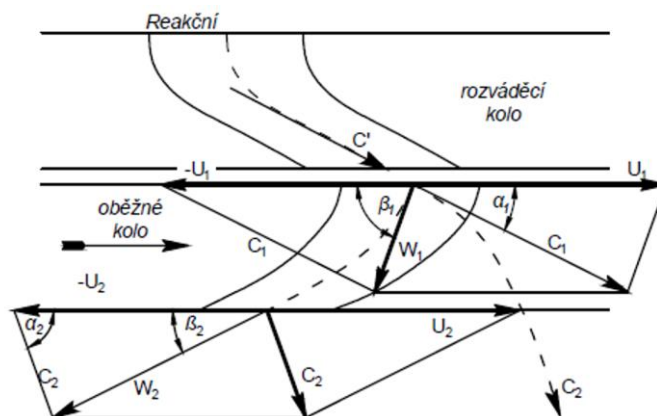
16. Provozní rozsah jednotlivých typů turbín (převzato z [56])
Návrh axiální turbíny s konstantními otáčkami

Propelerová turbína s konstantní polohou lopatek oběžného kola odpovídá jedné provozní poloze lopatek oběžného kola Kaplanovy turbíny. Můžeme proto vycházet ze stejných návrhových diagramů. Postup návrhu uvedený v této práci a použitý pro prototyp Bělídlo vychází především z publikace Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství [50].

2.2.1. Silové působení na lopatku

Návrh lopatky oběžného kola je založen na z teorii silového působení proudu na zakřivený kanál [50]. Přičtením setrvačných sil (odstředivá, Coriolisova) k silovým účinkům proudu na stacionární kanál lze odvodit vztahy pro silové působení na kanál rotující. Vektory rychlosti vzhledem ke stacionárnímu a rotujícímu souřadnému systému jsou vyjádřeny pomocí takzvaných rychlostních trojúhelníků, viz. obrázek 17.

Rozvinuté cylindrické řezy oběžným kolem mají dvě hlavní osy ve směru unášecí rychlosti lopatky U a ve směru meridiální. Složky vektorů v těchto směrech jsou označovány indexy u a m . Veškeré veličiny vztahující se ke vstupu do rotujícího kanálu (nátoková hrana lopatky) jsou značeny indexem 1, veličiny na výstupním profilu (odtoková hrana lopatky) jsou značeny indexem 2.



17. Rychlostní trojúhelníky, konvence značení veličin (převzato z [50])

- kde W je relativní rychlost v rotujícím souřadném systému;
 C absolutní rychlost v globálním souřadném systému;
 U unášecí rychlost, vzájemný pohyb souřadných systémů;

- α úhel mezi absolutní rychlostí proudění a unášecí rychlostí
 β úhel mezi relativní rychlostí proudění a unášecí rychlostí.

Velkými písmeny jsou značeny rychlosti absolutní, malými rychlosti specifické – vztažené k rychlosti výtoku otvorem při daném spádu. Např.

$$w_m = \frac{W_m}{\sqrt{2gH}} \quad (25)$$

- kde w_m je specifická relativní rychlost proudění v meridiálním směru;
 W_m relativní rychlost proudění v meridiálním směru;
 H návrhový spád.

Při návrhu pracujeme s Eulerovou energetickou rovnicí, která přes hydraulickou účinnost propojuje vstupní a výstupní rychlostní trojúhelník. Změnu směru proudění v zakřiveném kanále lze popsat jako:

$$\frac{1}{g}(U_1 C_{u1} - U_2 C_{u2}) = H \eta_h \quad (26)$$

Očekávaná hydraulická účinnost je potom vstupním parametrem návrhu. Současně můžeme definovat cirkulaci kolem lopatky oběžného kola potom jako:

$$\Gamma = T(C_{u1} - C_{u2}) \quad (27)$$

Na základě výše uvedených vzorců je možné odvodit potřebnou změnu směru proudění, které odpovídá potřebnému silovému působení na lopatku oběžného kola a je základem pro návrh tvaru lopatky oběžného kola.

2.2.2. Návrh základních parametrů turbíny

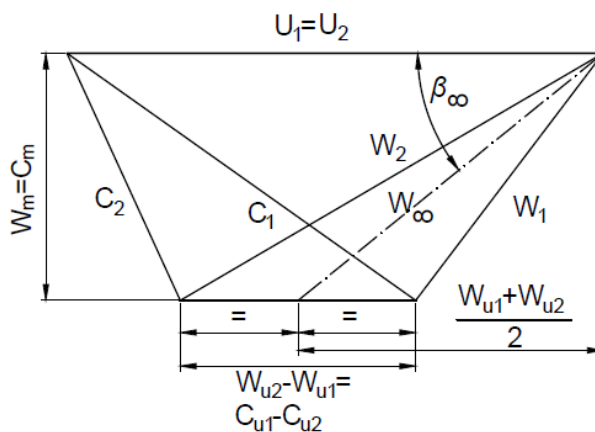
V prvním kroku návrhu jsou na základě dat o lokalitě (čára trvání využitelných průtoků, čára trvání spádů, plánovaný provozní režim) stanoveny základní parametry turbíny. Jedná se především o návrhový spád, průtok a otáčky. Na jejich základě stanovíme specifické otáčky turbíny a můžeme přistoupit k návrhu podle doporučení v odborné literatuře.

Je třeba definovat meridiální profil turbíny, u propelerové turbíny zejména průměr oběžného kola D_k a průměr náboje D_n . Nábojový poměr se (D_n/D_k) se obvykle pohybuje v rozmezí 0.3 do 0.65 pro třílopatkové resp. sedmilopátkové oběžné kolo. Potom můžeme přistoupit k návrhu lopatek.

2.2.3. Návrh lopatek oběžného kola

Proudění oběžným kolem vrtulové turbíny s válcovou komorou oběžného kola je čistě axiální. Radiální složka proudění je zanedbatelná. To nám umožňuje provést návrh tvaru lopatky v několika cylindrických řezech. Rozvinutím válcových řezů do roviny je možné návrh redukovat na dvoudimenzionální úlohu. Návrh potom provedeme po jednotlivých řezech.

Na základně rychloběžnosti turbíny navrhne počet lopatek (čím rychloběžnější, tím méně lopatek) a můžeme přistoupit k návrhu jejich tvaru. Ten vychází z rychlostních trojúhelníků.



18. Rychlostní trojúhelníky

Meridiální složka rychlosti je určena podle rovnice (28) a je dána podílem průtoku a čisté průtočné plochy dle rovnice (29). Zmenšení průtočné plochy lopatkami neuvažujeme, protože při návrhu stanovujeme rychlosti těsně před a za lopatkou. Z podstaty rychlostních trojúhelníků vyplývá, že meridiální složka relativní a absolutní rychlosti je totožná, viz. obrázek 18:

$$C_m = W_m = \frac{Q}{S_{prût}} \quad (28)$$

$$S_{prût} = \frac{\pi}{4} (D_k^2 - D_n^2) \quad (29)$$

kde je C_m a W_m jsou meridiální složky rychlostí a $S_{prût}$ plocha mezikruží mezi náboje a komorou.

Unášečí rychlost je dána rychlostí otáčení oběžného kola v cylindrickém řezu o průměru D_i

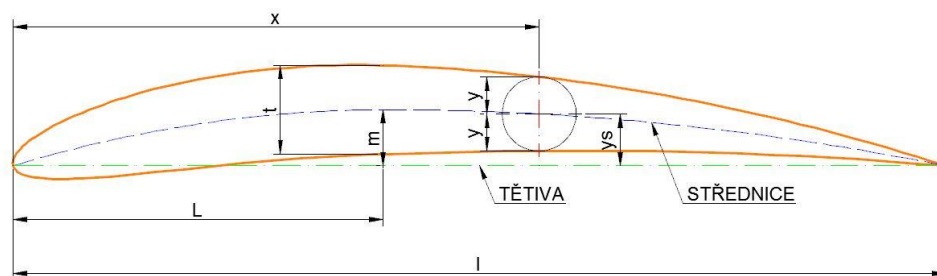
$$U = \pi D_t \frac{n}{60} \quad (30)$$

Při návrhu dále postupujeme od výstupního rychlostního trojúhelníku, který volíme tak, aby byla zajištěna stabilita proudění v savce. Vstupní trojúhelník je potom s výstupním svázán energetickou rovnicí (26). Při tvarování lopatky postupujeme po jednotlivých cylindrických řezech. Využijeme rozvinutých cylindrických řezů a definujeme tvar lopatky tak, bylo dosaženo dostatečného vztlaku na profil podle analogie s leteckým křídlem.

2.2.4. Využití křídlových profilů při návrhu lopatek turbín

Jako profil lopatky pro prototyp Bělidlo byl zvolen křídlový profil NACA 4 [57]. Křídlové profily NACA byly vyvinuty organizací National Advisory Committee for Aeronautics, která byla založena v roce 1915 ve Spojených státech. Tvar profilu je popsán číselným kódem, ve kterém jsou skryty jeho hlavní geometrické charakteristiky. Na základě tohoto kódu je možné profil vytvořit podle níže uvedených rovnic.

Generátorů křídlových profilů, včetně podrobného popisu jejich definice, je dostupných online [58] nebo v aplikaci od MIT [59]. Nejdůležitější geometrické charakteristiky obvykle udané poměrně k délce profilu tělivity profilu jsou naznačeny na obrázku 19:



19. Definice křídlového profilu NACA

- kde
- m maximální prohnutí střední křivky profilu;
 - L vzdálenost maximálního prohnutí střednice od náběžné hrany;
 - t maximální tloušťka profilu;
 - l délka profilu.

Zpětnou transformaci leteckých profilů z rozvinutých do cylindrických řezů propelerové turbíny popsal ve své práci diplomové Bušek [60]. Unášecí rychlost se po rozpětí lopatky (od náboje po komoru oběžného kola) významně

mění. Lopatky v blízkosti náboje silně odklání proud a současně přenášejí značná zatížení. Navrhujeme zde proto profily s velkou tloušťkou a zakřivením (vzepětím křídlového profilu). Naopak u komory oběžného kola jsou profily tenčí a přímější [8].

Znalost aerodynamických vlastností profilu (součinitele vztlaku a odporu) nám umožňuje správně umístit profily do lopatkové mříže. Potvrzení vlastností křídel a CFD analýze proudění v jejich blízkosti se ve své diplomové práci věnoval Hosnedl [61].

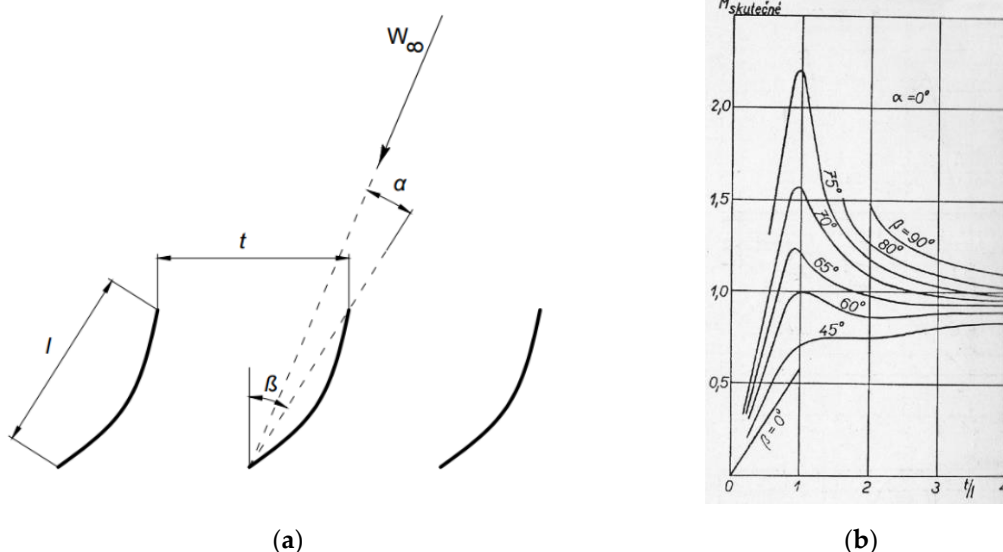
2.2.5. Vliv lopatkové mříže

Rozvineme-li válcový řez vedený lopatkami propelerové turbíny získáme lopatkovou mříž, viz. obrázek 20. Jedná se o nekonečnou řadu křídlových profilů seřazených za sebou. Jednotlivé profily se navzájem ovlivňují a mají společný vliv na proudění. Hodnota vztlakového součinitele pro jedno křídlo v mříži (k_z) je tedy jiná než pro osamocené křídlo (c_z). Platí zde vzorec:

$$\frac{P_r}{P_1} = \frac{k_z}{c_z} = M \quad (31)$$

kde P_r je vztlak na křídlo v mříži a P_1 vztlak na osamocené křídlo.

Pro křídlové profily byly v minulosti odvozeny a experimentálně ověřeny hodnoty M pro různé poměry délky tělivity křídlového profilu l k rozteči lopatek t , při různých úhlech náběhu α a různých úhlech natočení mříže β , viz. obrázek 20.



20. Vliv lopatkové mříže:(a) veličiny popisující lopatkovou mříž (b) koeficient M pro $\alpha=0^\circ$ (převzato z [50])

2.3. Prototyp Bělídlo

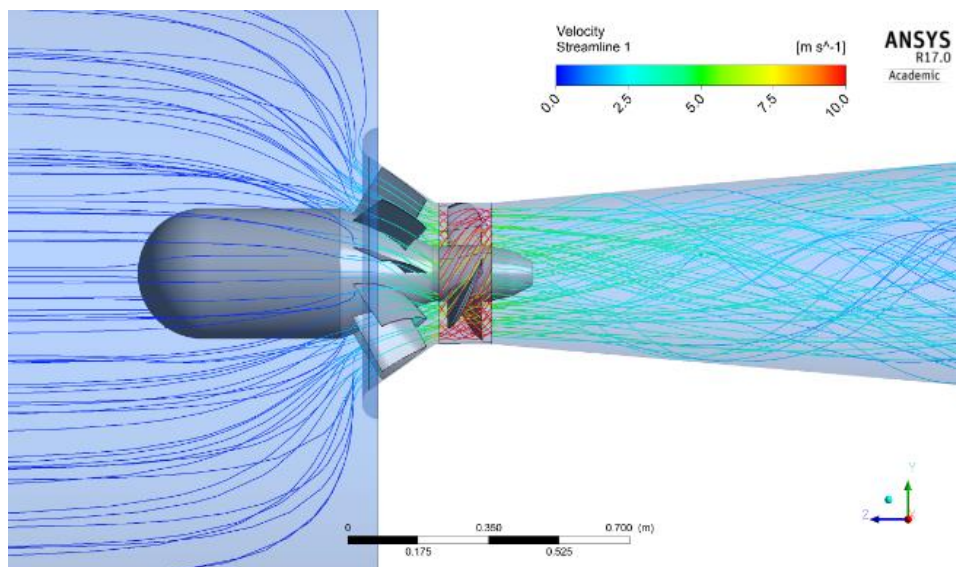
Lokalita Bělídlo se vyznačuje se stálým spádem a průtokem. Provozní otáčky soustrojí byly stanoveny s ohledem na návrh generátoru a podle analogie s obdobnými stroji. Vzhledem k malému návrhovému spádu se jedná o stroj rychloběžný. Při návrhu vycházíme z níže uvedených vstupních hodnot.

Pro lokalitu bylo navrženo přímoproudé soustrojí s ponořeným generátorem. Turbína je propelerová s pevným axiální rozváděčem. Při návrhu bylo zohledněno plánované využití rapid-prototypingu pro výrobu oběžného kola, resp. jeho lopatek. Na základě předběžného výpočtu axiálního tahu na lopatku byly při tvorbě tvaru lopatky voleny profily s větší tloušťkou.

VSTUPNÍ NÁVRHOVÉ PARAMETRY		
návrhový spád	H	1,5 m
návrhový průtok	Q	0,43 m ³ /s
průměr oběžného kola	D _k	350 mm
nábojový poměr	D _n /D _k	40 %
průměr náboje	D _n	140 mm
počet lopatek	z	3 -

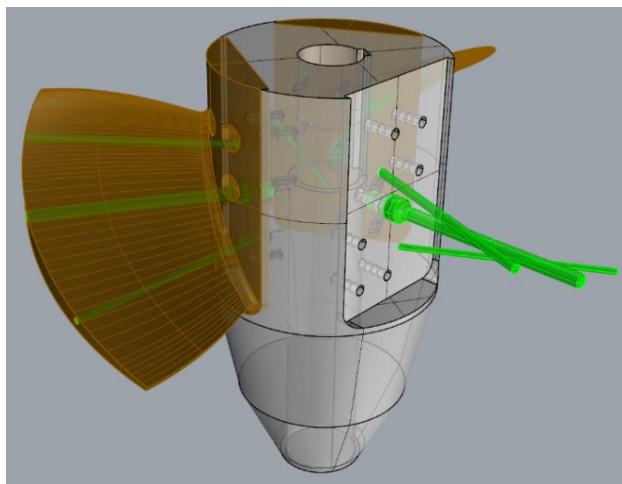
ODVOZENÉ NÁVRHOVÉ PARAMETRY		
rychlost výtoku otvorem pod spádem H	$\sqrt{2gH}$	5,42 m/s
Potenciální energie	E	14,72 J/kg
předpokládaná hydraulická účinnost	η_h	0,89 -
redukováná energie	E _h	13,03 J/kg
výkon	P	5,17 kW
provozní otáčky	n	650 ot/min
specifické otáčky	n _q	314 ot/min
jednotkové otáčky	n ₁₁	185 ot/min
jednotkový průtok	Q ₁₁	2,87 m ³ /s
jednotkový výkon	P ₁₁	22,99 kW

Návrh profilu lopatky byl proveden ve třech válcových řezech – v 0, 60 a 100 procentech rozpětí lopatky. Střední válcový profil dělí průtočnou plochu oběžného kola na dvě stejně velké části.



21. Numerický model prototypu propelerové turbíny Bělídlo

Na základě navrženého tvaru, rozváděče a oběžného kola byl firmou Elzaco zkonstruován a vyroben prototyp. Při výrobě oběžného kola byla využita technologie 3D tisku. Prototyp byl následně úspěšně testován na lokalitě Bělídlo.



(a)



(b)

22. Konstrukční návrh prototypu a vyrobené oběžné kolo (autor návrhu a fotografie Elzaco)

Propelerová turbína s fixními otáčkami má úzký pracovní rozsah. Díky své jednoduché konstrukci a vysoké účinnosti v bodě optima se velmi dobře hodí pro zpracování zbytkových průtoků na vodních dílech. To otevírá otázku kontinuálního monitoringu průtoku vodní mikro-elektrárnou.

2.4. Měření průtoku na mikro-elektrárnách

Poznatky uvedené v této kapitole byly publikovány v článku:

Eva Bilkova, Jiri Soucek, Ketevan Tskhakaia, Petr, Nowak. "Hydraulic structures as flow measuring devices." *Environmental and Climate Technologies* 27 (2023): 16--27. doi:10.2478/rtuect-2023-0002. <https://doi.org/10.2478/rtuect-2023-0002>.

Převod zůstatkového průtoku vodní elektrárnou někdy vyvolává otázky ohledně měření průtoku. tato kapitola se věnuje přesnosti jednoduchého kontinuálního měření průtoku na malé nebo mikro-elektrárně elektrárně.

Průtok turbínou je funkcí [62] měřeného výkonu, čistého spádu a celkové účinnosti přeměny potenciální energie vody na energii elektrickou:

$$P_{out} = \eta_{tot} H_{net} \rho g Q \quad (32)$$

kde P_{out} je elektrický výkon měřený za generátorem, η_{tot} celková účinnost, H_{net} čistý spád.

Křivka účinnosti, která byla ověřena při garančním měření, případně poskytnuta výrobcem, popisuje vztah mezi polohou lopatek turbíny (pokud jsou regulovatelné), otáčkami, spádem a účinností turbíny. Pro optimální provozní vazbu potom můžeme odvodit vztah mezi výkonem a odpovídajícím průtokem pro daný čistý spád.

Metoda *Winter-Kennedy* může být použita u turbín, které mají spirálu. Umožňuje odvození průtoku na základě měření tlakového rozdílu mezi dvěma kohouty umístěnými v radiálním úseku spirální skříně. Vztah mezi tlakovým rozdílem ve spirální skříně a hmotnostním průtokem je obecně dán rovnicí [63]:

$$Q = K_{WK} \Delta p^n \quad (33)$$

kde K_{WK} je Winter-Kennedyho konstanta a n je exponent, jehož hodnota se může pohybovat mezi 0.48 a 0.52.

Stanovení účinnostních charakteristik turbíny, které jsou velmi důležité pro přijímací měření turbín, je závislé na přesnosti stanovení průtoku. V literatuře je popsána řada metod měření průtoku turbínou s různou přesností, ale obecně jsou tyto metody velmi přesné [62].

Při zpětném odvození průtoku z provozních údajů vstupují do výpočtu chyby měření jednotlivých vstupních veličin. Přesto celková chyba měření průtoku činí maximálně 5 %. Kromě toho provozní charakteristiky turbíny umožňují křížovou kontrolu mezi provozními hodnotami, protože:

$$Q_{turb} = f(P_{gen}, H, \text{pozice lopatek}) \quad (34)$$

a současně

$$Q_{turb} = f(n_{11}, Q_{11}, \text{pozice lopatek}) \quad (35)$$

kde Q_{turb} je průtok turbínou, P_{gen} výkon měřený na generátoru, H spád, n_{11} jednotkové otáčky a Q_{11} jednotkový průtok.

Průtok vodní turbínou jsme tedy schopni určit s dostatečnou přesností dostatečnou pro monitoring zůstatkového průtoku v toku. Logovaná data je naopak možné použít pro zpětnou rekonstrukci průtoků [64]. Samotný monitoring není spojen s dodatečnými náklady, protože řídicí systém je součástí dodávky elektrárny.

3. Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu

Překlad publikace:

E. Bílková, J. Souček, M. Kantor, R. Kubíček and P. Nowak, *Variable speed propeller turbine for small hydro power applications*, submitted to *Energies* (2023).

se souhlasem MDPI.

Přínos autorky:

Autorka navrhla a sestavila parametrický model turbíny. Připravila optimalizační smyčku včetně skriptů pro propojení s výpočtním softwarem, nastavení a vyhodnocení CFD výpočtů. Navrhla a provedla ověření vlivu parametru T/l na provozní rozsah turbíny. Provedla optimalizaci oběžného kola a finální ověření návrhu. Je prvním autorem publikace.

Abstrakt: Běžně používaná řešení nejsou pro mnoho malých vodních elektráren ekonomicky efektivní. Účelem této studie je ukázat postup návrhu axiální vrtulové turbíny „na míru“ konkrétní lokalitě. To je možné jen díky výpočetně náročné optimalizační smyčce, která byla navržena v rámci této práce. Díky ní navržená turbína splňuje specifické potřeby dané lokality s ohledem na prostorová omezení a požadovaný provozní rozsah. Oběžné kolo je navrženo pro provoz s proměnnými otáčkami. Přizpůsobení navrženému hydraulickému profilu a provozu při různých otáčkách je možné díky parametrickému modelu

geometrie a optimalizaci na základě CFD. Bylo zjištěno, že vrtulová turbína s proměnnými otáčkami má vynikající regulaci průtoku při zachování jednoduché mechanické konstrukce. Návrh šitý na míru lokalitě využívá stávajících konstrukcí a tím minimalizuje náklady na výstavbu. Je vhodný především pro mini-elektrárny. V práci jsou prezentovány poznatky o návrhu axiálních turbín s proměnlivými otáčkami, ale k jejich zobecnění je zapotřebí dalších studií.

Klíčová slova: vrtulová axiální turbína, proměnné otáčky, optimalizace, řešení na míru, CFD, CAESES

Abstract: The standard technical solutions are not cost-effective for many small hydropower sites. The purpose of this study is to demonstrate the workflow for the tailor-made designed axial propeller turbine and provide proof of this concept. The turbine is designed to meet the site's specific space limitations and operating range needs. The runner shape is adjusted to the variable speed operation and defined hydraulic profile using a para-metric geometry model and CFD-based optimization. The variable-speed propeller turbine was found to have excellent flow control while keeping the mechanical design simple. The tailor-made approach minimizes construction costs using existing structures and is highly suitable for mini-hydropower applications. The findings on the design of axial variable-speed turbines are presented, but further studies are needed to generalize them.

Keywords: propeller axial turbine, variable-speed, optimization, tailor-made design, CFD, CAESES

3.1. Úvod

Vodní energie je důležitým zdrojem elektrické energie již od konce 19. století. Přestože velká část hydroenergetického potenciálu EU byla využita již před polovinou 70. let 20. století, do rozvoje vodní energie jsou investovány další prostředky a celkový instalovaný výkon se neustále zvyšuje [65]. Další příležitostí, jak výrazně zvýšit jejich účinnost a flexibilitu a současně snížit náklady na provoz a údržbu je upgrading, uprating a renovace elektráren [5].

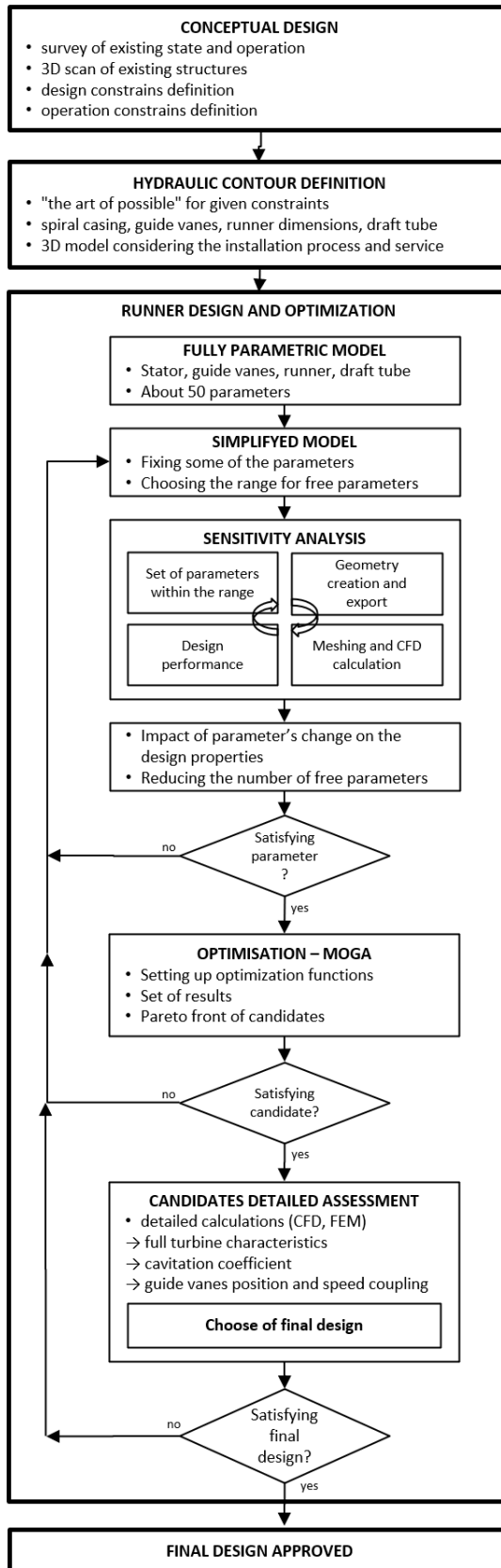
Tento článek se zaměřuje na technologii pro mini- a mikro-elektrárny, jejichž potenciál spočívá ve velkém množství rozdílných lokalit, od sítí pro zásobování pitnou vodou a zavlažování, po využití ekologického průtoku nebo potenciálu původních mlýnů. Využití těchto lokalit nepředstavuje žádný dopad na životní prostředí a může přinést významný ekonomický přínos pro provozovatele.

Stávající technologie však omezují hydroenergetické využití těchto lokalit, a to zejména u lokalit s instalovaným výkonem pod 50 kW. Jejich energetický potenciál není často využíván vůbec nebo jen s nízkou účinností. Standardní technická řešení jsou zde často nerentabilní z důvodu vysokých investičních nákladů (Kaplanova turbína), nízké účinnosti (PAT [19]) nebo nízké specifické rychlosti (vodní kola [4], hydrodynamický šroub [20]). Ačkoli špičková účinnost těchto technologií může přesahovat 80 %, globální účinnost je výrazně nižší (50-70 %) [5]. Výjimkou je vodní kolo s širokým provozním rozsahem, ale extrémně nízkými specifickými otáčkami. Používání standardizovaných řešení (např. výrobní řady PAT) obvykle dále snižuje celkovou výrobu energie, protože při extrémní variabilitě lokalit je obtížné technologii přesně přizpůsobit potřebám dané lokality.

Tento článek představuje pracovní postup, který nám umožňuje navrhnout turbínu na míru téměř pro každou nízko-spádovou lokalitu. Návrh hydraulického profilu je podřízen prostorovým možnostem existující stavby a dalším funkcím vodního díla. Maximální využití stávající konstrukce a technologie minimalizuje investiční náklady a významně zkracuje dobu realizace. To přináší nejen snížení nákladů na samotné stavební práce, ale také na formální stránku projektu, protože je obvykle výrazně zkráceno a zjednodušeno povolenací řízení. Ušetřené peníze a úsilí lze využít k optimalizaci tvaru turbíny a zvýšení její účinnosti.

Pro dosažení požadované účinnosti turbíny, při splnění specifických požadavků na prostor a provozní rozsah, byl použit parametrický model geometrie, CFD modelování proudění a automatická optimalizace tvaru. Tento článek se zaměřuje na axiální vrtulové turbíny s proměnnými otáčkami, které jsou vhodné pro nízko-spádové mini- a mikro-elektrárny, ale lze je zobecnit i pro jiné typy turbín. Pro ilustraci pracovního postupu a CFD modelování jsou využity údaje týkající se MVE Podhora, která sloužila jako „proof-of-concept“.

Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu



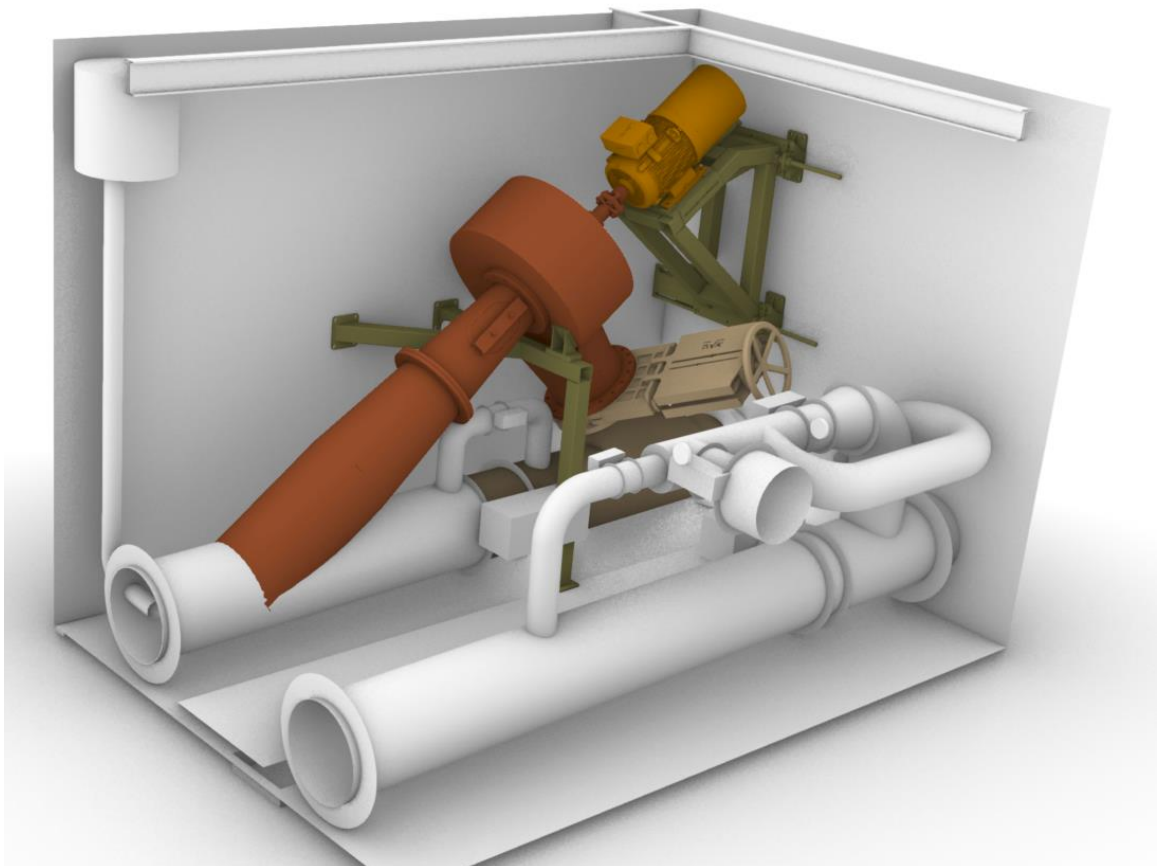
23. Diagram postupu návrhu a optimalizace

3.2. Metodologie

3.2.1. Postup návrhu turbíny „na míru“

Navrhovaný koncept je založen na předpokladu, že hydraulický profil turbíny je třeba podřídit prostorovým a provozním požadavkům. Oběžné kolo je navrženo takovým způsobem, aby kompenzovalo případné kompromisy nutné při návrhu hydraulického profilu. Je optimalizováno přímo pro dané hydraulické podmínky tak, aby bylo dosaženo vysoké účinnosti a požadovaného provozního rozsahu. Na obrázku 23 je znázorněn ucelený přehled pracovního postupu.

Protože návrh na míru využívá maximum stávajících konstrukcí, je třeba v prvním kroku provést podrobný průzkum jejich stavu. Jako ideální se jeví jednoduché 3D skenování pomocí stereo-kamery nebo technologie lidar. Výsledný prostorový model, včetně všech detailů (např. ovládacích mechanismů uzávěrů), doplňuje dokumentaci (pokud je k dispozici) a je podkladem pro prostorový návrh umístění technologie.



24. Prostorový model MVE Podhora – byla definována poloha turbíny a generátoru bez konfliktů při instalaci a provozu, definován hydraulický profil a čeká se na návrh oběžného kola.

V dalším kroku je navržena poloha turbíny a generátoru a definován hydraulický profil. Tvar jednotlivých částí turbíny je přizpůsoben prostorovým omezením a postupu instalace. Podrobný prostorový geometrický model znázorněný na obrázku 24 zabraňuje vzniku prostorových konfliktů během instalace nebo provozu. V prezentované práci byl použit 3D modelář Rhino [6] (komerční software, McNeel Europe).

Následně je možné navrhnout a optimalizovat oběžné kolo turbíny. To je klíčový bod celého procesu a bude podrobně popsán v kapitole 3.2.4. Nakonec je třeba provést důkladné posouzení kandidátů, kteří vzešli z procesu optimalizace. Podrobný model ověřuje zjednodušené výpočty použité pro optimalizaci tvaru. Kromě toho poskytuje základní vstupní údaje pro podrobný návrh, jako je silové a momentové zatížení (pro mechanický a elektrický návrh) nebo optimální vazbu otáček turbíny a polohy rozváděcích lopatek (pro návrh řídicího systému).

3.2.2. Technický koncept

Předkládaný koncept axiální vrtulové turbíny s proměnnými otáčkami zjednodušuje strojní konstrukci Kaplanovy turbíny. To vede ke snížení investičních a provozních nákladů při zachování výhod dvojité regulace (rozváděcí kolo, otáčky). Nastavitelné rozváděcí lopatky regulují směr proudění na oběžné kolo a současně slouží jako provozní uzávěr turbíny. Druhá regulace je zajištěna proměnnými otáčkami, které jsou podrobně popsány v kapitole 3.2.3. Tuto koncepci podrobně představil Borkowski [7]. Změna otáček zlepšuje adaptaci turbíny na měnící se spád a průtok a zvyšuje její celkovou účinnost.

Ovládací mechanismus lopatek oběžného kola je jednou z mechanicky nejnáročnější částí Kaplanovy turbíny. Oběžné kolo s pevnými lopatkami zjednodušuje výrobní proces. Navíc otevírá nové možnosti výroby, jako je CNC frézování oběžného kola z jednoho kusu materiálu, což je ekonomicky výhodné zejména pro malé průměry. Místo technicky složité kulové komory oběžného kola lze použít jednoduchou válcovou komoru (silnostěnná trubka).

Elektrická část se skládá z indukčního nebo PMG generátoru a čtyř-kvadrantního frekvenčního měniče. Generátory s permanentními magnety (PMG) jsou vhodné především pro přímo poháněné jednotky s nízkými otáčkami a vysokým krouticím momentem. Naopak standardní indukční generátory mohou být použity pro aplikace s vyššími otáčkami. Je třeba zdůraznit,

že maximální krouticí moment turbíny s proměnnými otáčkami se nenachází v bodě maximálnímu výkonu. CFD studie proto musí dodat také charakteristiku krouticího momentu turbíny v závislosti na otáčkách. Generátor a frekvenční měnič musí být navrženy v souladu s touto charakteristikou tak, aby nebyly překročeny mezní hodnoty napětí, proudu, frekvence, krouticího momentu, otáček a tepelných ztrát.

Složitější koncepce elektrické části přináší některé důležité výhody. Při návrhu není nutné se držet řady synchronních otáček turbíny ani používat převodovku [7]. Frekvenční měnič umožňuje soft start/stop stroje (a tím omezení rozběhových proudů), plynulou regulaci účinníku a vyhnutí se provozu při nestabilních nebo kavitačních podmínkách v turbíně.

3.2.3. Provoz s proměnnými otáčkami

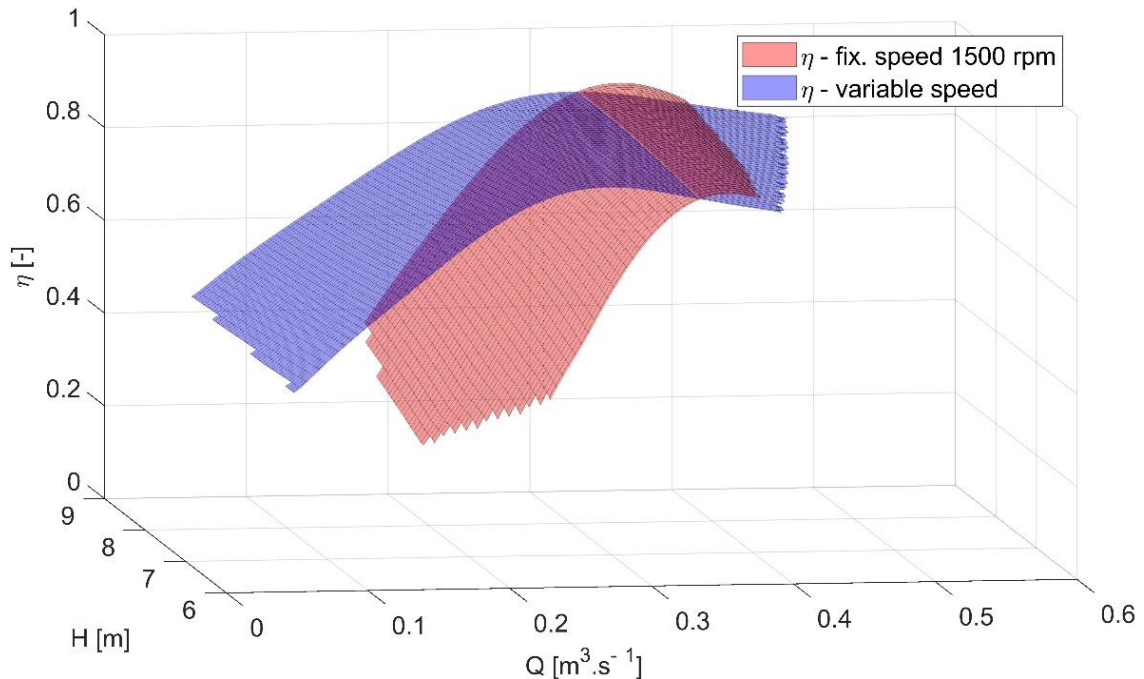
Návrh a optimalizace axiální turbíny s proměnnými otáčkami zatím nejsou v literatuře podrobně popsány. Provoz navrhované semi-Kaplanovy turbíny s pevným oběžným kolem je však analogický k provozu Francisovy turbíny. Některé poznatky lze proto využít.

První turbíny s proměnnými otáčkami byly instalovány v 90. letech minulého století v Japonsku. Hlavním přínosem byla možnost regulace výkonu při čerpadlovém provozu velké reverzibilní turbíny [66]. Současný stav poznání Francisovy turbíny s proměnnými otáčkami je zdokumentován v review z roku 2018 [67] od Valaviho et. al. a v review z roku 2019 [66] od Ilieva et al.

Francisovy turbíny s pevnými otáčkami jsou navrženy pro jeden provozní bod definovaný spádem, rozsahem průtoků a rychlostí otáčení oběžného kola. Pokud se výška hladiny nebo průtok výrazně změní, účinnost stroje klesá a objevují se problémy s kavitací a tlakovými pulzacemi [67]. Při provozu mimo optimum se zbytkový vír v savce otáčí kolem rotační osy stroje ve směru otáčení oběžného kola ($Q < Q_{BEP}$) nebo proti němu ($Q > Q_{BEP}$). To vede ke snížení účinnosti turbíny a dalším nepříznivým jevům. Úpravou rychlosti otáčení oběžného kola je vznik víru do velké míry eliminován [66].

Chování semi-Kaplanovy turbíny s pevným oběžným kolem je analogické. Drtina [33] uvádí, že zbytková rotace vody vystupující z oběžného kola ovlivňuje účinnost savky. A protože v savce je u nízko-spádových turbín realizována velká část ztrát, zbytková rotace významně ovlivňuje celkovou účinnost turbíny. Změna

provozních otáček přináší výrazné rozšíření provozního rozsahu semi-Kaplanovy turbíny, jak je znázorněno na obrázku 25.



25. Porovnání provozního rozsahu – provoz vrtulové turbíny s pevnými a proměnnými otáčkami se zohledněním účinnosti frekvenčního měniče.

Při návrhu turbíny s proměnnými otáčkami je třeba vzít v úvahu následující aspekty [67]:

- netypický hydraulický návrh;
- zvýšené riziko vzniku rezonance v systému s ohledem na rozsah provozních otáček;
- prostorové požadavky na frekvenční měnič a chlazení;
- složitější elektrická část.

Iman-Eini et al. [68] podrobně analyzují dodatečné ztráty způsobené provozem s proměnnými otáčkami. Celkové ztráty se skládají z mechanických ztrát a ze ztrát v generátoru, v měniči a ve filtru. Tyto ztráty snižují výkon jednotky, což vede k vyšším nárokům na chlazení. Při návrhu bodu nejlepší účinnosti v blízkosti synchronních otáček lze turbínu v tomto provozním bodě provozovat přímo připojenou k síti bez regulace otáček v tomto bodě [66].

Turbíny s proměnnými otáčkami pro malé vodní elektrárny byly testovány na několika prototypch s různým technickým uspořádáním [5, 47, 69, 70].

3.2.4. Návrh oběžného kola

Tvar účinnostní charakteristiky silně ovlivňuje přínos provozu s proměnnými otáčkami. Hydraulický tvar turbíny by proto měl být navržen a optimalizován speciálně pro provoz s proměnnými otáčkami. Doporučení pro návrh axiální turbíny s proměnnými otáčkami však dosud nebyla podrobně popsána.

Jedno z prvních posouzení přínosu provozu s proměnnými otáčkami pro axiální vrtulové turbíny provedl Farrel et al. [71]. Uvádí vztahy odvozené z Eulerovy rovnice a dalších analytických vztahů. Farell popisuje souvislost mezi poměrem rozteče lopatek T k délce těhivý profilů (T/l) a možnostmi regulace průtoku změnou rychlosti oběžného kola.

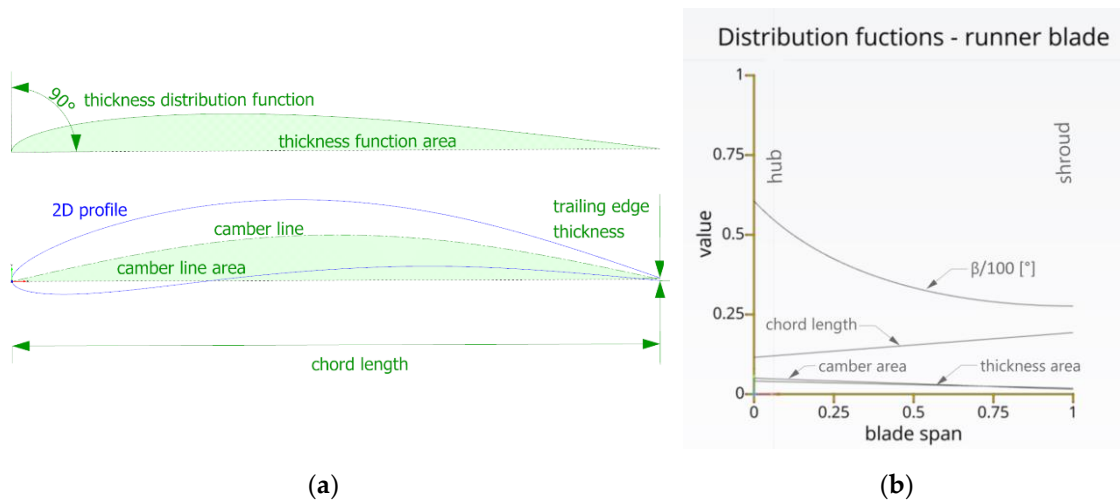
Čím větší je relativní rozteč lopatek T/l , tím plošší je funkce průtoku v závislosti na rychlosti, což je pro provoz s proměnlivou rychlostí nepříznivé. Farell dále uvádí, že schopnost regulace průtoku turbínou se zvyšuje se zvyšujícími se specifickými otáčkami.

4.2.4.1. Parametrický model

Postup návrhu konvenčních turbín popsáný v literatuře [50] musí být pro turbíny s proměnnými otáčkami upraven. Lze jej však efektivně využít pro počáteční návrh, který bude následně optimalizován pro provoz s proměnnými otáčkami [66].

Byla vytvořena plně parametrická geometrie axiální vrtulové turbíny ve velikosti prototypu (průměr oběžného kola 0.27 m) v modeláři CAESES [72] (komerční software, Friendship Systems). CAESES modelář byl původně vyvinut pro optimalizaci tvaru lodí [73, 74] a dobře si proto poradí s hydraulicky vhodnými tvary. Nedávno byl doplněn o širokou škálu funkcí pro návrh lopatkových strojů.

Vstupní návrh vychází z běžných pravidel pro konstrukci vrtulových turbín. Tvar meridiálního hydraulického profilu je dán předchozím návrhem na základě prostorových požadavků. Rozváděcí lopatky mají jednoduchý tvar vytvořený vytažením předem definovaného profilu. Optimalizace jejich tvaru není předmětem této práce.



26. Parametrická definice lopatky : (a) definice 2D profilu (b) distribuční funkce

Rozhodující částí modelu jsou lopatky oběžného kola, které jsou definovány 2D profily v rozvinutých válcových řezech, jak je znázorněno na obrázku 26.(a). Profil určený střednicí se symetrickým rozložením tloušťky je definován dvěma hodnotami – plochou prohnutí a plochou funkce tloušťky. Tento 2D profil je následně zvětšen podle délky tětiny a transformován do správné polohy ve válcovém řezu, která je definována úhlem Beta.

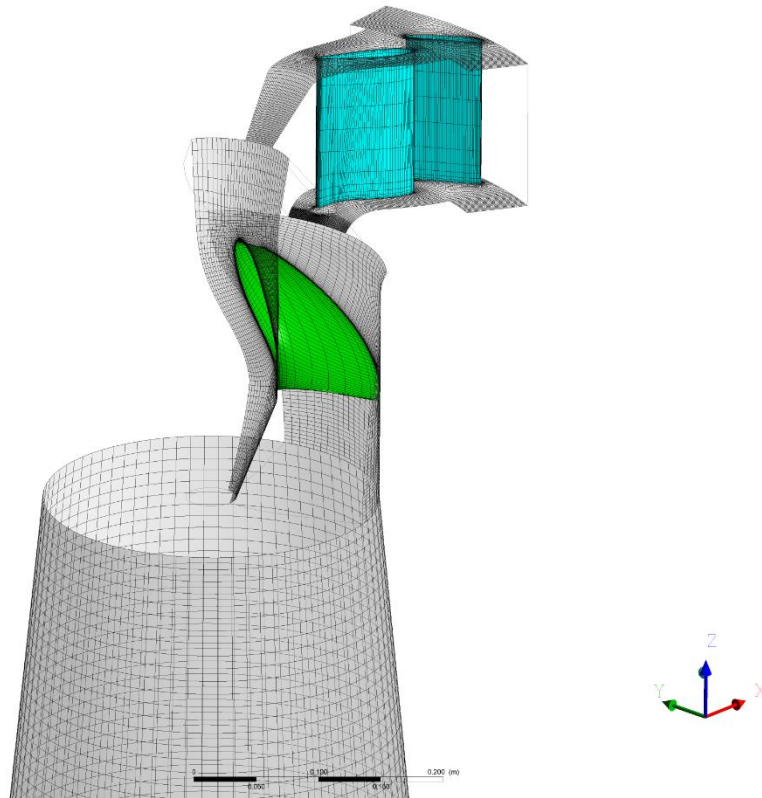
Distribuční funkce zobrazené na obrázku 26.(b) vyjadřují tyto hodnoty jako funkci relativního rozpětí lopatek. K definici distribučních funkcí používáme deset parametrů. Jejich tvar, a tedy i tvar lopatky, je předmětem optimalizace. Popsaný způsob parametrizace má nízký počet parametrů, ale poskytuje jen omezené možnosti pro úpravu tvaru profilů. Složitější parametrizaci lopatek uvádí Kantor [43] pomocí jednotlivých bodů profilu nebo Kyriacou [75] pomocí Beziérových křivek.

Poloha lopatky v prostoru je dána osou sesazení profilů. Ta je definována dvěma parametry. Další parametr řídí polohu rozváděcích lopatek. Prezentovaný model má celkem patnáct volných parametrů. Byla provedena citlivostní analýza pro zjištění jejich vlivu na výsledné parametry turbíny, viz. 3.5.

4.2.4.2. CFD analýza

Parametry navržených turbín jsou posuzovány pomocí analýzy CFD. Byl použit komerční software Ansys CFX 21.1, který používá metodu konečných objemů pro řešení středovaných rovnic Reynolds Averaged Navier Stokes (RANS) doplněných modelem turbulence SST [24].

Pro efektivní optimalizaci je potřeba dosáhnout zkrácení doby výpočtu jednoho provozního bodu. Z tohoto důvodu byla pro posouzení parametrů jednotlivých návrhů zvolena ustálená analýza výsekového modelu s jednou lopatkou rozváděcího kola a jednou lopatkou oběžného kola, jak ukazuje obrázek 27. Pro přechod mezi rotační a stacionární doménou bylo použito rozhraní General Grid Interface typu "Stage" [34]. Do CFD analýzy je zahrnuta celá kuželová savka, idealizovaný vstupní vektor nahrazuje spirálu. Na vstupní okrajové podmínce je definován Total Pressure, na výstupní okrajové podmínce potom Averaged Static Pressure.



27. Výsekový model pro optimalizaci oběžného kola

Strukturovaná výpočetní síť byla vytvořena v programu Ansys Turbogrid pro lopatkové segmenty a v programu ICEM CFD pro geometrii savky. Z tabulky Tabulka 2 vyplývá, že ačkoli je výpočetní síť poměrně hrubá, doporučené hodnoty y^+ pro stěnovou funkci jsou dodrženy. Mezera mezi lopatkou oběžného kola a komorou byla pro počáteční fázi optimalizace zanedbána. V závěrečné fázi optimalizace a výpočtu charakteristik byla mezera zahrnuta do modelu.

Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu

Tabulka 2 Výpočetní domény a vlastnosti sítě

doména	počet elementů ¹	y^+_{min} ¹	y^+_{mean} ¹	y^+_{max} ¹
Výsek statoru	30 720	131	108	144
Výsek rozváděče ²	54 672	21	110	252
Výsek oběžného kola	72 480	10	46	116
Savka	201 856	33	62	132

¹ Hodnoty se mohou pro jednotlivé návrhy mírně lišit v důsledku rozdílů ve tvaru a průtoku. Uvedené hodnoty platí pro vybraný výsledný návrh.

² Počet výpočetních prvků je vyšší, aby bylo dosaženo uspokojivé kvality sítě pro všechny polohy rozváděcích lopatek.

Tento zjednodušený model není zcela spolehlivý pro stanovení celkové hodnoty účinnosti [38], ale je dostatečně spolehlivý pro porovnání různých návrhů, a proto je vhodný pro optimalizaci. Vlastnosti konečného návrhu byly ověřeny podrobnou analýzou celé turbíny včetně spirály na jemné výpočetní síti.

4.2.4.3. Optimalizační proces

Tiwari [26] zpracoval review o využití optimalizace tvaru na základě CFD pro návrh hydraulických turbín. Ta se používá čím dál častěji díky rostoucímu výpočetnímu výkonu a rozvoji numerických metod. Od té doby byly popsány různé optimalizační přístupy pro Francisovu turbínu [76, 77], Kaplanovu turbínu [78] a malé vodní turbíny [43, 79].

Postup optimalizace turbíny s proměnnými otáčkami je podrobně popsán v několika publikacích, například v publikaci z NTNU Trondheim [80]. Článek podrobně popisuje návrh Francisovy turbíny s využitím plně parametrizovaného modelu v prostředí Matlab a Ansys CFX. Propojení a optimalizační proces zajišťuje program optiSlang. Iliev [66] uvádí, že detailní geometrie celé turbíny pro optimalizaci může mít až 100 parametrů. Pro snížení počtu parametrů doporučuje provést citlivostní analýzu.

V předložené práci je optimalizační smyčka řízena přímo z prostředí CAESES pomocí softwarového konektoru, který je součástí softwaru CAESES. Celý proces je řízen pomocí uživatelsky definovaných parametrizovaných skriptů. Ty přenášejí klíčové hodnoty (jako počet elementů, časový krok iterace nebo nastavení řešiče) z prostředí CAESES přímo do programů pro síťování, nastavení výpočtu, řešení a post-processing. Získané výsledky jsou následně opět zpracovávány v prostředí CAESES, což umožňuje odtud řídit citlivostní analýzu a optimalizační proces.

Účelovými funkcemi (objective functions) pro optimalizaci jsou maximalizace účinnosti v pracovním bodě Q_{\max} (odpovídající maximálnímu výkonu) při zachování dobrých kavitačních vlastností (Thomův koeficient σ). Určení kavitačních vlastností turbíny je založeno na statickém vyhodnocení rozložení tlaku na lopatkách na základě CFD [81]. Thomův součinitel σ se následně přepočítá na referenční průtok. Výsledkem je σ_{ref} , díky kterému je možné porovnat různé návrhy, jejichž průtoky se mohou mírně lišit.

Zpočátku jsme uvažovali o optimalizaci na vážený průměr účinnosti ve třech zájmových provozních bodech – Q_{\min} , Q_{BEP} a Q_{\max} . Předběžné výpočty ale ukázaly, že provozní rozsah závisí především na relativní rozteči lopatek T/l , jak je popsáno v kapitole 3.3.1. Proto bylo možné optimalizovat na pouze jeden provozní bod.

Analýza citlivosti ukazuje, jak silný je vliv jednotlivých parametrů na objektivní funkce. Zároveň pomáhá najít vhodný rozsah vstupních parametrů. Ruční nastavení rozsahu parametrů umožňuje dosáhnout vhodného návrhu již v tomto kroku. Následovat může vícekriteriální optimalizace pomocí genetického algoritmu (MOGA). Podrobnosti optimalizačního procesu popisuje Kantor [43]. Ukázal také, že tvarovou optimalizaci lze využít ke splnění specifických výrobních požadavků při zachování hydraulické účinnosti.

3.3. Výsledky

3.3.1. Návrh pro maximalizaci přínosu proměnných otáček

Farell [15] vyslovil předpoklad, že turbíny s nižší relativní roztečí lopatek T/l (více lopatek nebo delší lopatky) budou mít lepší vlastnosti pro provoz s proměnnými otáčkami. Naše předběžné výpočty tento předpoklad potvrdily. Rozhodli jsme se proto ověřit vliv parametru T/l na provozní rozsah turbíny s proměnnými otáčkami.

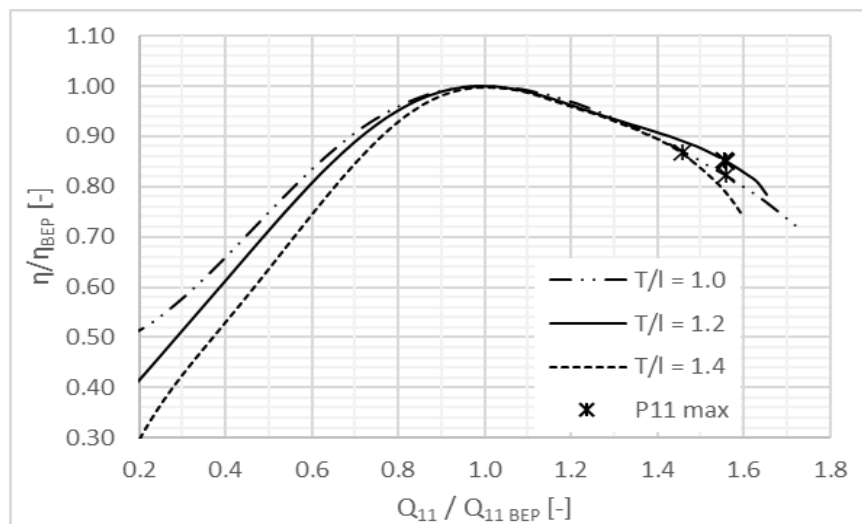
Byly vytvořeny tři návrhy turbín s $Q_{11 \text{ BEP}} = 1.6 \text{ m}^3/\text{s}$ ($\pm 5 \%$), což odpovídá navržené turbíně pro MVE Podhora. Všechny tři návrhy mají hydraulickou účinnost v BEP vyšší než 90 % (zjištěno na základě zjednodušeného výsekového CFD modelu). Podrobnosti jsou uvedeny v tabulce 2. Byly vypočteny úplné charakteristiky turbín (přibližně 200 kombinací otáček a polohy vodicích lopatek) a z nich odvozena vazba nejvyšší účinnosti v závislosti na otáčkách.

Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu

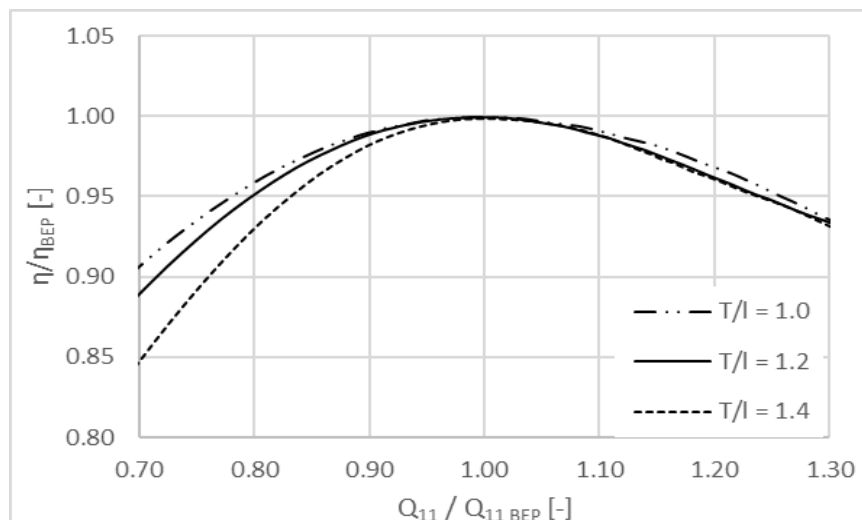
Tabulka 3 Vlastnosti návrhu turbín pro testování vlivu T/l na regulační rozsah při provozu s proměnnými otáčkami

T/l	$Q_{11 \text{ BEP}} [\text{m}^3/\text{s}]$	$\eta_{\text{BEP}} [-]$	$Q_{11 \text{ max}} [\text{m}^3/\text{s}]$	$P_{11 \text{ max}} [\text{kW}]$
1.0	1.64	90.2 %	2.57	18.8
1.2	1.58	90.3 %	2.53	19.1
1.4	1.54	90.7 %	2.24	17.4

Účinnostní charakteristiky pro provoz s proměnnými otáčkami uvedené na obrázku 28 a 29 potvrzují původní předpoklad, a to zejména pro průtoky nižší než Q_{BEP} . Mezi jednotlivými návrhy je patrný rozdíl v účinnosti, který činí více než 5 % pro $0.7 Q_{\text{BEP}}$ a až 20 % pro $0.2 Q_{\text{BEP}}$. U vyšších průtoků není mezi návrhy patrný významný rozdíl.



28. Průběh účinností pro optimální vazbu otáček a polohy rozváděcích lopatek



29. Průběh účinností pro optimální vazbu otáček a polohy rozváděcích lopatek – detail v okolí BEP

Výsledky jsou přesvědčivé. Pro návrh MVE Podhora byla proto zvolena relativní rozteč lopatek $T/l = 1.1$. Pro zobecnění těchto zjištění a vyloučení vlivu konstrukčního postupu je třeba dalšího zkoumání.

3.3.2. Proof of the concept – Návrh pro velmi omezené prostory – MVE Podhora

Použitelnost navrhovaného pracovního postupu byla potvrzena na prototypu navrženém pro atypickou lokalitu, kde je navrhovaný přístup přínosný. Tato kapitola představuje turbínu instalovanou na spodních výpustech přehrady se zemní sypanou hrází a využívá hydroenergetického potenciálu minimálního zůstatkového průtoku.

Dříve navržená konvenční technologie zahrnovala dvě PAT turbíny. Tato koncepce nebyla rentabilní především kvůli vysokým nákladům na výstavbu strojovny elektrárny. Abychom nezasahovali do stávajících konstrukcí, navrhli jsme atypické umístění technologie. Turbína, generátor, elektrická část a všechna další související zařízení se vešla do malé podzemní komory spodních výpustí přehrady.

Návrhové parametry vycházejí z popsanych omezení:

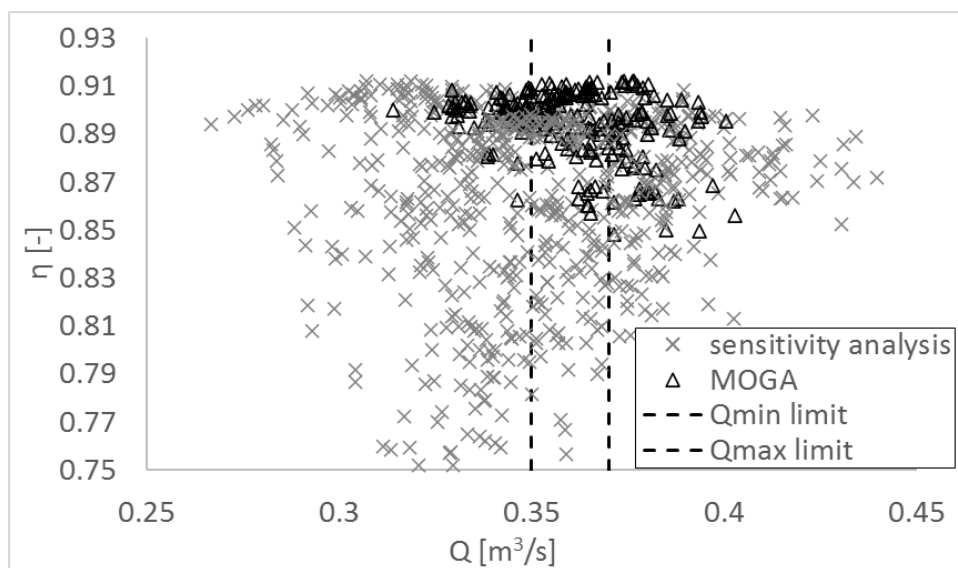
- návrhový spád 7.5 m;
- regulační rozsah průtoků 0.70 – 0.35 m³/s;
- průměr oběžného kola 0.27 m;
- maximální hydraulický výkon 20 kW;
- maximální krouticí moment na hřídeli 160 Nm;
- návrhové otáčky 1500 ot/min;
- provozní rozsah otáček 600-1800 ot/min;
- čtyřpólový indukční generátor.

Konstrukční omezení v podobě omezeného prostoru a malého vstupu do komory (750x950 mm) limitovala průměr oběžného kola a silně ovlivnila návrh spirály. Oběžné kolo navržené a optimalizované na míru přímo této lokalitě kompenzuje negativní vliv omezeného hydraulického profilu.

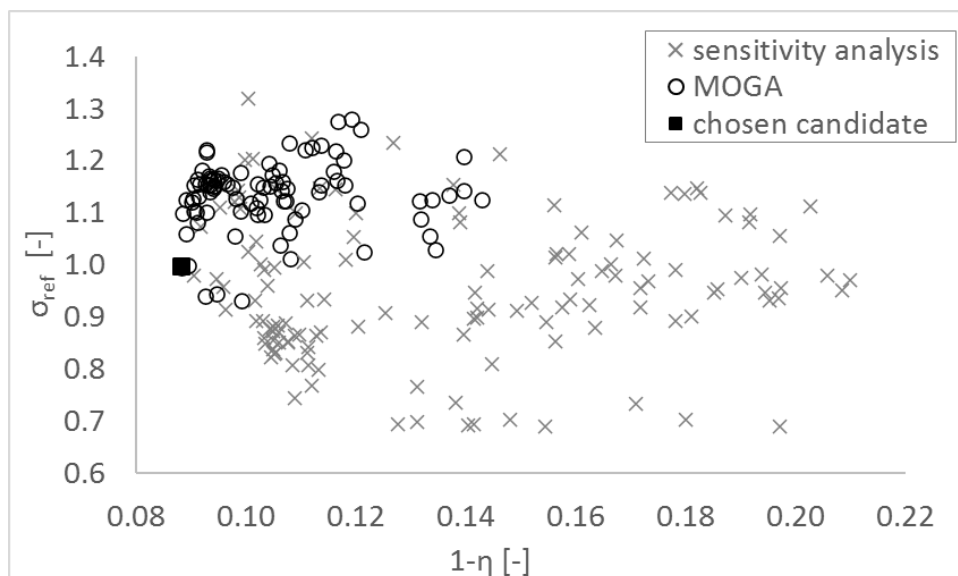
Rozsáhlá citlivostní analýza nám umožnila snížit počet optimalizačních parametrů. Obrázek 30 ukazuje návrhy vytvořené během analýzy citlivosti a optimalizace. Uvažovány byly pouze návrhy v rozsahu průtoku přijatelném pro tento pracovní bod.

Multikriteriální optimalizace na základě dvou objektivních funkcí byla provedena pomocí optimalizačního balíku Dakota a přinesla zlepšení účinnosti turbíny při zachování přijatelné hodnoty kavitačního koeficientu σ . Vlastnosti vybraného kandidáta, který je zvýrazněn na obrázku 31, byly dále posuzovány za účelem ověření očekávaného provozního rozsahu a dalších charakteristik.

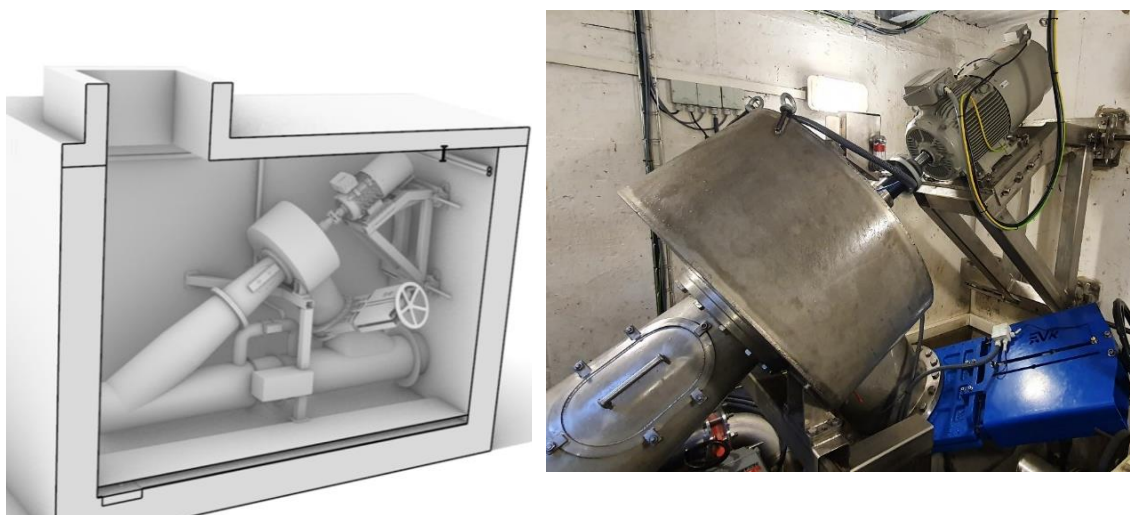
Obrázek 32 ukazuje srovnání mechanického konstrukčního modelu a konečné realizace na místě.



30. Návrhy generované v průběhu citlivostní analýzy a optimalizace ; vyznačen akceptovatelný rozsah průtoku pro daný provozní bod



31. Optimalizace na dvě objektivní funkce , jsou uvažovány pouze návrhy s odpovídajícím průtokem; graf ukazuje pareto front optimalizace



(a)

(b)

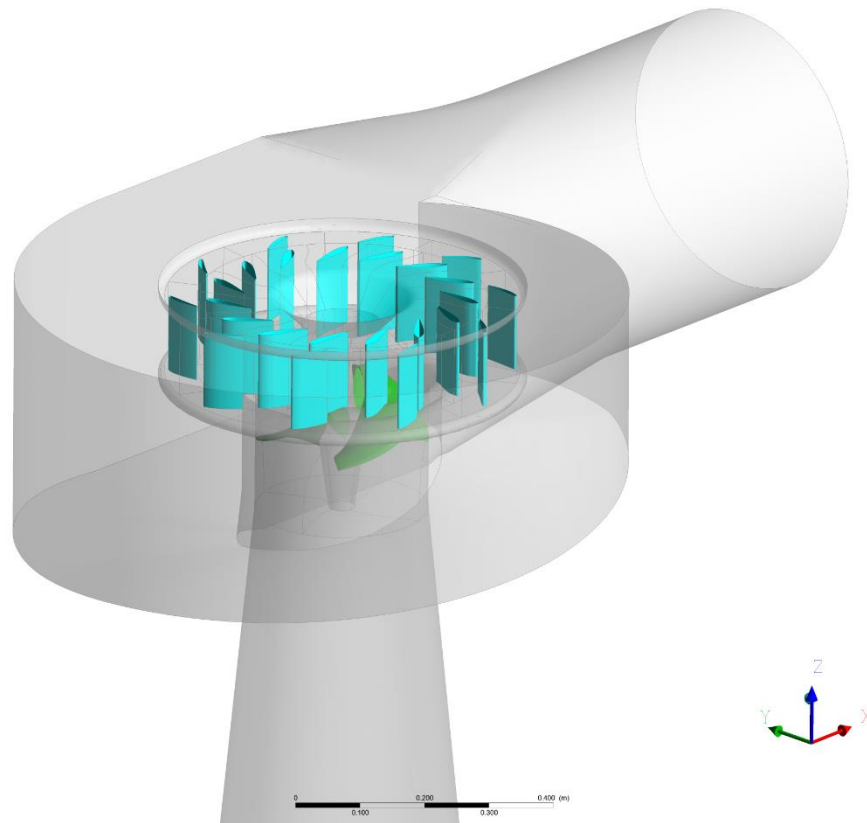
32. MVE Podhora : (a) Návrh turbíny na míru pro armaturní komoru spodních výpustí.
(b) Výsledná realizace na místě

3.3.3. Turbínové charakteristiky

4.3.3.1 Charakteristika turbíny podle CFD

Po výběru vhodného kandidáta je třeba ověřit předchozí zjednodušené výpočty a posoudit chování turbíny v celém provozním rozsahu. Komplexní model ustáleného stavu zahrnoval spirálu a celou geometrii rozváděcího a oběžného kola, jak je znázorněno na obrázku 33. Byla použita jemná výpočetní síť a krátký časový krok. Proces je řízen z prostředí CAESES změnou polohy rozváděcích lopatek a rychlosti otáčení při zachování zvolené konstrukce oběžného kola.

Výsledná charakteristika turbíny je sestavena přibližně ze 100 provozních bodů (kombinace polohy rozváděcí lopatky a otáček) pomocí skriptu [82, 83] připraveného v prostředí MatLab®. V prvním kroku se data přepočítají na jednotkové parametry a zpracují se do univerzálních charakteristik, jak je znázorněno na obrázku 34. Na toto zpracování navazují další skripty, které sestojí provozní charakteristiky pro varianty s proměnnými i pevnými otáčkami, jak je znázorněno na obrázku 25.



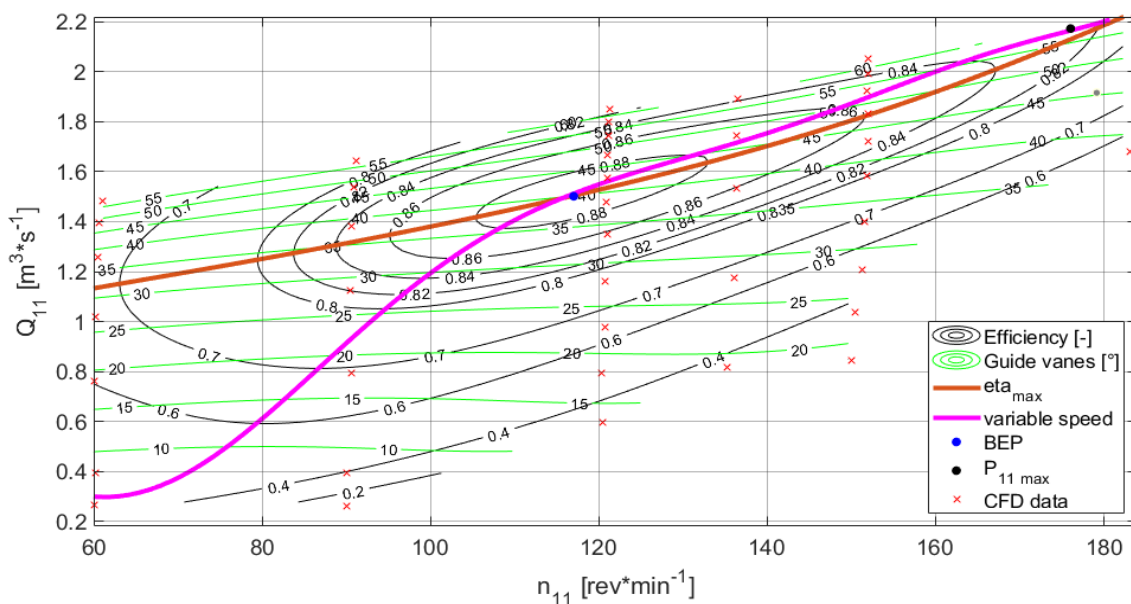
33. Model celé turbíny včetně spirály pro výpočet turbínových charakteristik

4.3.3.2 Charakteristika turbíny podle dat měřených na místě

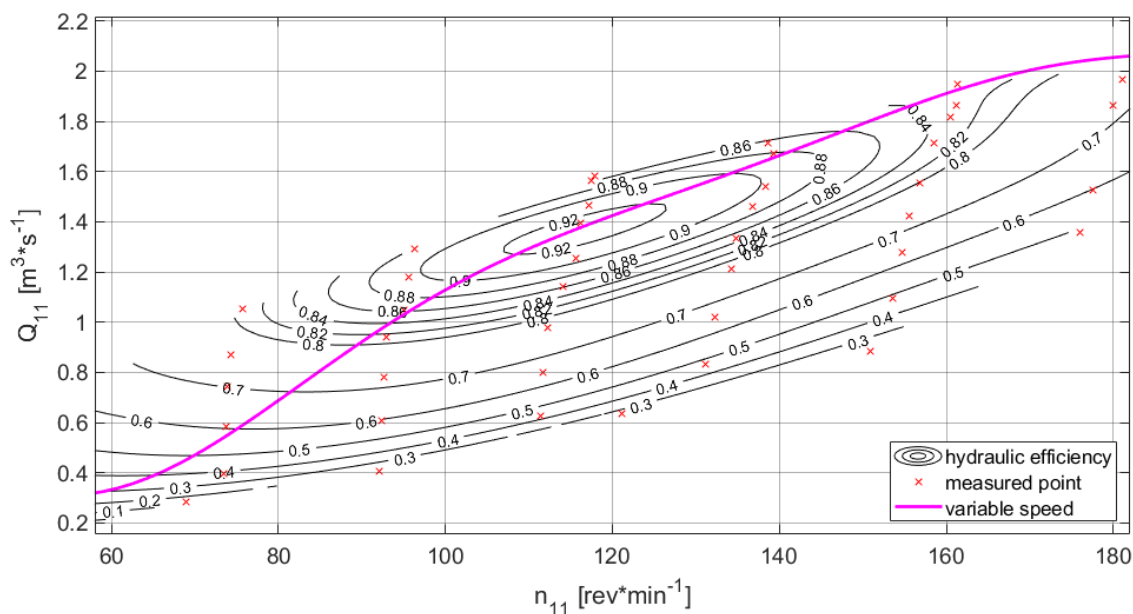
Vlastnosti turbíny byly po instalaci ověřeny měřeními na místě. Výkon, spád a průtok byly měřeny podle normy IEC 62006 [84]. Spád byl měřen dvěma relativními tlakoměry – první byl umístěn v části vstupního profilu a druhý v blízkosti koncového profilu savky. Průtok byl vypočítán z Ponceletova přepadu na konci vývaru. Výška přepadu byla měřena ponorným tlakovým snímačem. Výkon byl měřen pouze na elektroměru, nikoliv přímo na hřídeli.

Bohužel za stávajících podmínek nebylo možné provést lepší měření, které by poskytlo přesnější měření průtoku a účinnosti generátoru s měničem. Proto je přepočtení hydraulické účinnosti (obrázek 35) ovlivněno chybou při použití účinnosti udávané výrobcem pro generátor, frekvenční měnič a filtr EMC. Navzdory výše uvedenému jsou naměřené hodnoty velmi konzistentní s výstupy z modelu CFD.

Návrh a optimalizace turbíny pro konkrétní lokalitu



34. Universální charakteristika MVE Podhora sestavená z výstupů CFD modelu



35. Universální charakteristika MVE Podhora sestavená z měření na lokalitě

3.4. Závěr

Pomocí rozsáhlých CFD výpočtů byla ověřena nové koncepce axiální turbíny navrhované „na míru“ se regulovatelnými rozváděcími lopatkami a regulací otáček. Změna rychlosti otáčení umožňuje přizpůsobení měnícímu se spádu a průtoku a zvyšuje celkovou účinnost. Díky zjednodušené mechanické konstrukci a snadnému přizpůsobení široké škále staveb je tato koncepce ideální pro

rekonstrukci stávajících elektráren. Kompromisy týkající se hydraulického profilu jsou kompenzovány optimalizací oběžného kola pro konkrétní lokalitu. Koncept umožňuje realizaci elektrárny na místech, kde je konvenční řešení ekonomicky neúnosné.

Výsledkem prezentované metody jsou návrhy s vyšší účinností, širším regulačním rozsahem, sníženou kavitací a nižšími náklady na stavební část. Připravený parametrický model a optimalizační smyčku lze použít opakovaně. Tím se čas potřebný pro návrh na míru výrazně zkracuje.

Hlavní závěry týkající se předložené technické koncepce:

- Dvojitě regulovaná vrtulová turbína s proměnnými otáčkami je vhodná pro malé hydroenergetické aplikace. Snižuje investiční i provozní náklady při zachování výhod dvojitě regulace.
- Provedené výpočty potvrzují předpoklad, který Farell et al. [71] učinil v roce 1987 na základě odvození z analytických rovnic a dosud nebyl ověřen. Potvrdilo se, čím menší je relativní rozteč lopatkové mříže T/l , tím větší je změna průtoku při změně provozních otáček, a tím i větší přínos soustrojí s proměnnými otáčkami. K vyloučení vlivu konkrétní použité konstrukce lopatek a je třeba tyto poznatky zobecnit.

Hlavní závěry týkající se předložené koncepce řešení na míru:

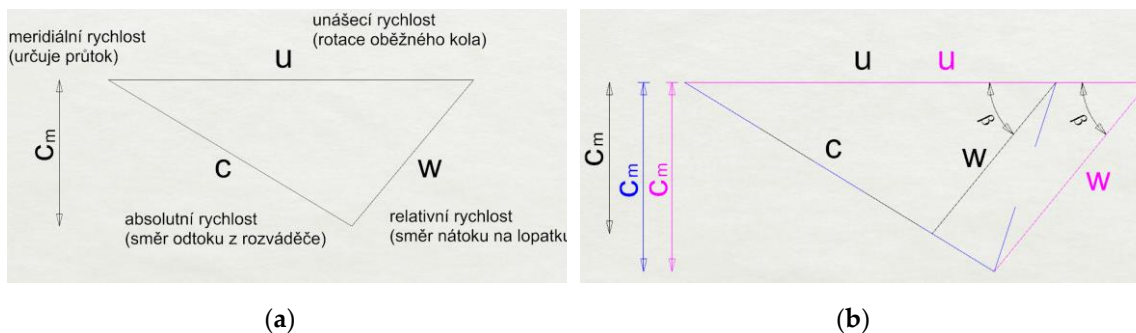
- Konstrukce na míru výrazně snižuje nebo dokonce eliminuje náklady na stavební část.
- Konstrukce na míru umožňuje dosáhnout vysoké účinnosti i u malých a velmi atypických turbín.
- Jakmile je připravena optimalizační smyčka a propojení modeláře s výpočetním softwarem, čas potřebný pro řešení na míru se výrazně zkracuje.
- Optimalizace tvaru je stále výpočetně náročná. Měla by být prozkoumána možnost použití náhradních modelů.

3.5. Doplnující materiál

V této kapitole uvádíme doplňující obrázky, které nebyly součástí publikovaného článku. Rozšiřují popis řešené problematiky.

Rychlostní trojúhelníky pro provoz s proměnnými otáčkami

Princip regulace turbíny pomocí změny otáček je znázorněn na obrázku 36. U Kaplanovy turbíny bychom při zvýšení průtoku upravili natočení lopatky tak, aby korespondovala s novým směrem relativní rychlosti (modře). To u propelerové turbíny není možné. Upravíme proto rychlost otáčení, a tím i směr vektoru relativní rychlosti (v obrázku červeně).

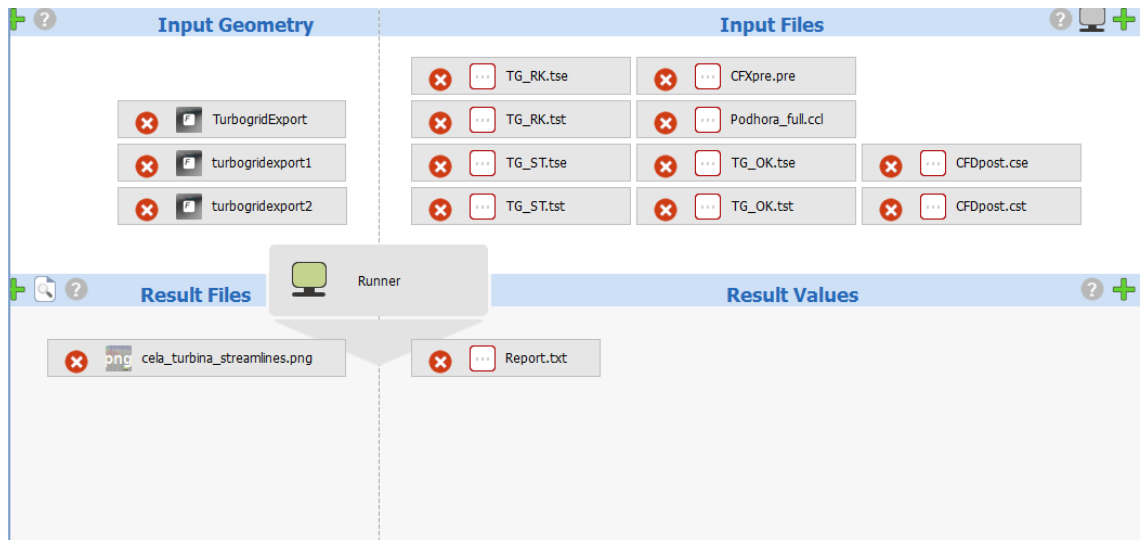


36. Rychlostní trojúhelníky pro turbínu s proměnnými otáčkami - černě původní stav, modře stiuace při zvýšení průtoku, při provozu s proměnnými otáčkami je změna průtoku kompenzována změnou otáček (červeně)

Řízení výpočtů z prostředí CASES

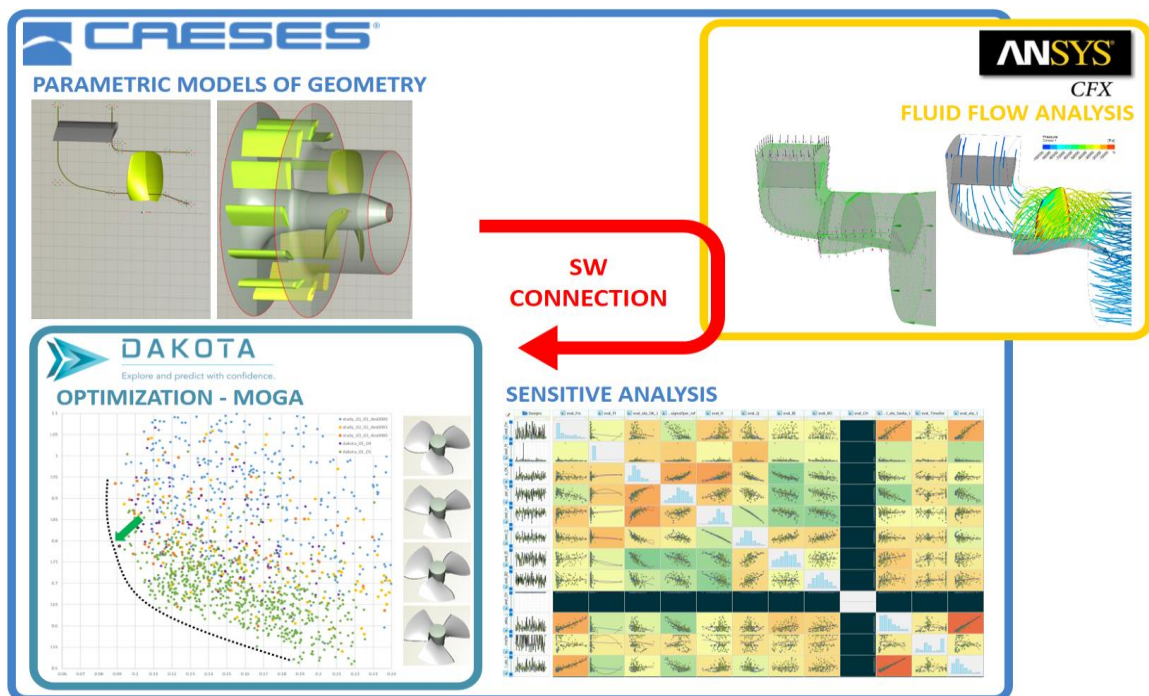
Při návrhu a optimalizaci tvaru oběžného kola pro turbínu s proměnnými otáčkami jsme využili parametrický modelář CAESES. Parametrická geometrie turbíny nám umožňuje rychle vytvořit a upravovat tvar turbíny změnou vstupních parametrů. Parametrizace modelu je podrobněji popsána v kapitole 3.2.

Parametrický modelář je možné propojit se CFD softwarem pomocí série skriptů. Byly vytvořeny skripty, které řídí všechny kroky výpočtu – export do Turbogridu a ICEMu, síťování, nastavení výpočtu, jeho spuštění v solveru, vyhodnocení a export výsledků zpět do prostředí CASEES. V software connectoru je následně potřeba skripty propojit s prostředím CAESES a parametrizovat potřebné veličiny. Software connector s připravenými exportními soubor, řídicími skripty a výsledkovými soubory je zobrazen na obrázku 37.



37. Software connector CAESES

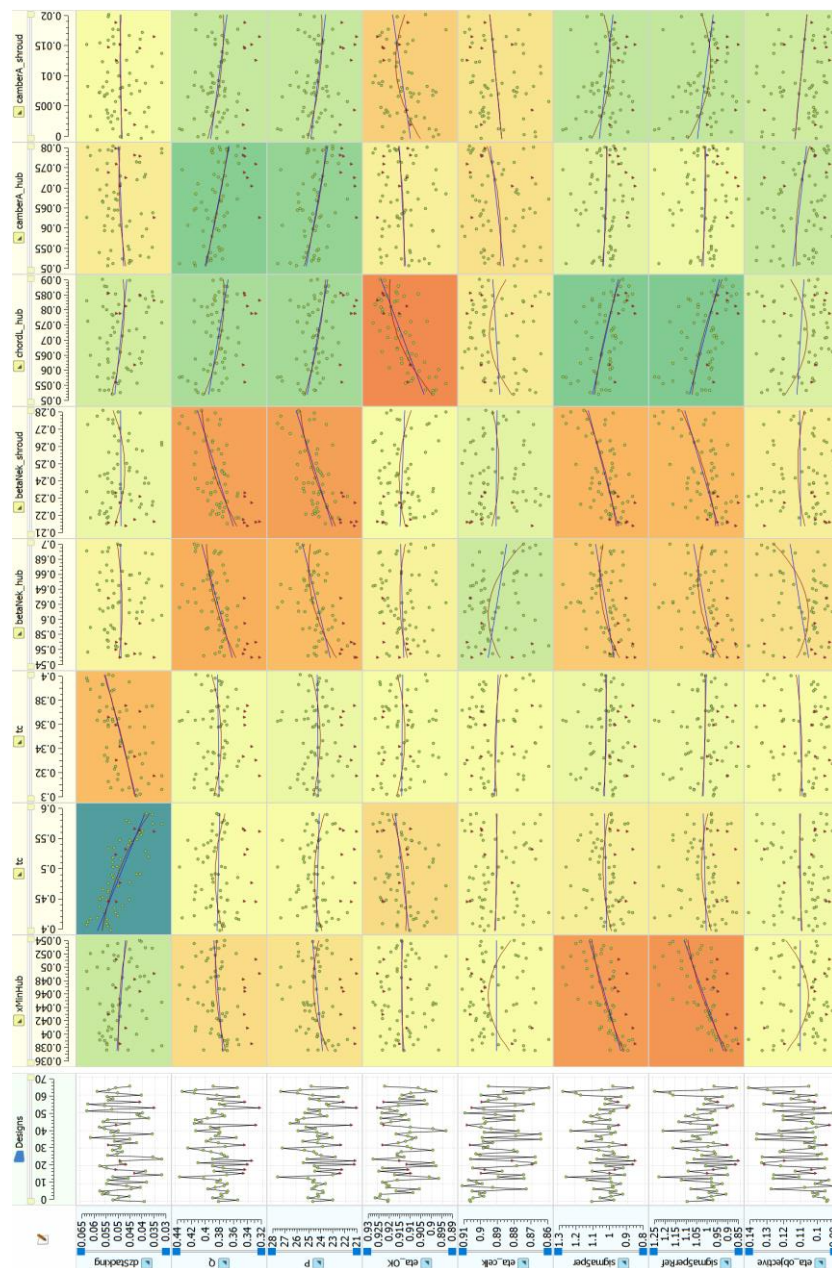
Tyto skripty potom mohou být cyklicky spouštěny pomocí .batch souboru. To umožňuje plnou automatizaci výpočtu a zpracování výsledků, včetně paralelních výpočtů několika designů najednou. Díky tomu je možné vygenerovat a posoudit velké množství návrhu a pracovat s nástroji jako je citlivostní analýza nebo vícekriteriální optimalizace. Data mohou být ze CFD výpočtu přenášena jak ve formě číselných výsledků, tak ve formě vizuálních výstupů. To usnadňuje vizuální kontrolu výsledků výpočtu.



38. Workflow při optimalizaci v prostředí CAESES (převzato z [43])

Citlivostní analýza

Pro zjištění vzájemných vztahů mezi jednotlivými parametry byly provedeny stovky návrhů a simulací. Na obrázku 23 je zobrazen příklad citlivostní analýzy. Parametry modelu jsou měněny v předem nastavených rozmezích. Získané návrhy oběžného kola jsou posouzeny pomocí CFD. To nám umožňuje sledovat vliv parametrů na výsledné vlastnosti turbíny. Díky tomu můžeme parametry s malým vlivem na objektivní funkce zafixovat a snížit tak počet volných parametrů pro následnou optimalizaci.



39. Znárodnění vlivu návrhových parametrů na vlastnosti turbíny

Závěr a shrnutí

Existuje velký počet lokalit pro mikro-elektrárnym, které jsou využity s nízkou účinností, potřebují rekonstrukci nebo nejsou využity vůbec. Pro lokality s malým instalovaným výkonem je však často komplikované najít ekonomicky efektivní technologii. Řešením jsou buď typizovaná řešení, jejichž výrobní náklady jsou sníženy sériovou výrobou, nebo naopak řešení přímo na míru dané lokalitě.

V této práci byl představen koncept axiální propelerové turbíny s proměnnými otáčkami, které je navržena a optimalizována přímo na míru dané lokalitě.

Byl sestaven model axiální semi-Kaplanovy turbíny Elza 350 v programu Ansys CFX. Model byl úspěšně verifikován porovnáním s daty z měření turbíny Elza 350 na fyzikální stendu. Na tomto modelu bylo ověřeno nastavení matematického modelu, který byl dále využíván pro posouzení parametrů navržených turbín. Na základě rešerše literatury a testů prováděných při ověření modelu bylo popsáno vhodné nastavení modelu pro optimalizační výpočty – ustálený RANS modelem v kombinaci s modelem turbulence $k-\omega$ SST, výpočty na strukturované síti generované v programu Turbogrid a ICEM CFD.

Byla navržena axiální propelerové turbína s pevným rozváděcím kolem a konstantními otáčkami. Při návrh byl zohledněn plánovaný postup výroby prototypu pomocí 3D tisku a tvar lopatky tomu byl přizpůsoben. Vlastnosti modifikovaného tvaru byly posouzeny pomocí CFD modelu. Výsledný návrh tvaru hydraulického profilu turbíny a oběžného kola byl použit pro výrobu prototypu Bělídlo.

Byl sestaven pracovní postup pro návrh turbíny na míru konkrétní lokalitě i postup návrhu a optimalizace oběžného kola pro proměnné otáčky. Na prototypu MVE Podhora bylo ukázáno, že při atypickém návrhu turbíny je možné soustrojí umístit do stávajících prostor a tím významně snížit investiční náklady. Díky cílené optimalizaci tvaru oběžného kola na základě parametrického modelu geometrie a CFD výpočtů bylo dosaženo dobré účinnosti i požadovaného širokého pracovního rozsahu. Prototyp instalovaný na MVE Podhora slouží jako „proof of concept“ jak pro samotnou axiální turbínu s proměnnými otáčkami, tak pro koncept návrhu turbíny na míru.

Byly splněny cíle disertační práce. Byl sestaven a otestován parametrický model propojený se CFD softwarem, který umožňuje efektivní návrh atypických turbín. Na základě provedených prací byly popsány směry, kterými by se mohl ubírat další výzkum.

V první řadě je to oblast efektivity tvarové optimalizace a s tím spojených CFD výpočtů. Postup představený v této práci je výpočetně náročný a jeho zkrácení a zlevnění by usnadnilo aplikaci. Výpočetní čas je možné ušetřit na straně CFD modelu např. efektivnější tvorbou výpočetní sítě, ale především na straně optimalizačního procesu. Zde se otevírá velký prostor pro výzkum využití *surrogate modelů*, které výrazně snižují nutný počet CFD výpočtů v průběhu optimalizace.

Druhou oblastí, kterou by bylo možné dále rozpracovat, je vliv návrhových parametrů oběžného kola na jeho chování při proměnných otáčkách. Tato práce přinesla základní poznatky pro návrh oběžného kola, které dosud nebyly v literatuře popsány. Rozsáhlejší výzkum této tematiky by mohl potvrdit obecnou platnost zjištěných vztahů. Znalost zjištěných vztahů vede ke správnému návrhu iniciační geometrie výraznému zkrácení potřebného pro optimalizaci oběžného kola pro danou lokalitu.

Metody rapid-prototypingu pro oběžné kolo, ale i další části turbíny, byl v této práci úspěšně použity pro testování prototypu. Pro výrobu turbín s trvalým provozem je třeba zvýšit kvalitu používaných materiálů. Rozvoj rapid-prototypingu může výrazně rozšířit nabídku řešení na míru, protože přínos optimalizačních metod je podmíněn možností převést navržené tvary do realizace.

Literatura

1. Paish, O. "Small hydro power: Technology and current status." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 6 (2002): 537-56. 10.1016/s1364-0321(02)00006-0. <Go to ISI>://WOS:000179767900003.
2. Francisco Manzano-Agugliaro and Myriam Taher and Antonio Zapata-Sierra and Adel Juaidi and Francisco, G. M. "An overview of research and energy evolution for small hydropower in europe." *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 75 (2017): 476-89. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2016.11.013>.
<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032116307936>.
3. Paish, O. "Micro-hydropower: Status and prospects." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part a-Journal of Power and Energy* 216 (2002): 31-40. 10.1243/095765002760024827. <Go to ISI>://WOS:000175567400005.
4. Quaranta, E. and R. Revelli. "Gravity water wheels as a micro hydropower energy source: A review based on historic data, design methods, efficiencies and modern optimizations." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 97 (2018): 414-27. 10.1016/j.rser.2018.08.033.
5. Kougiyas, I., G. Aggidis, F. Avellan, S. Deniz, U. Lundin, A. Moro, S. Muntean, D. Novara, J. Perez-Diaz, E. Quaranta, *et al.* "Analysis of emerging technologies in the hydropower sector." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 113 (2019): 10.1016/j.rser.2019.109257.
6. Butera, I. and R. Balestra. "Estimation of the hydropower potential of irrigation networks." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 48 (2015): 140-51. 10.1016/j.rser.2015.03.046.
7. Bartle, A. "Hydropower potential and development activities." *Energy Policy* 30 (2002): 1231-39. 10.1016/S0301-4215(02)00084-8.
8. HYPOSO. "Hydropower solutions." <https://www.hyposo.eu/en/about/>. 16.2.2023 2023.
9. Ball, I., L. Berg, M. J. Buiting, C. Dominique, D. Laurent, D. Vincent, D. Manon, H. Adam, J. Waldemar, J. T. Siegfried, *et al.* *Small hydropower technologies - european state-of-the-art innovations*. 1st edition. WIP Renewable Energies, Munich, Germany, 2020,
10. Voith. "Streamdiver." <https://voith.com/corp-en/hydropower-components/streamdiver.html>.
11. Hydro, A. "Hydromatrix - energy from low heads." <https://www.andritz.com/products-en/hydro/products/hydromatrix>. 25.2. 2023.
12. technologies, M. "Vlh product." <https://www.vlh-turbine.com/products/vlh-turbine/vlh-product/>. 25.2. 2023.
13. Turbinen, D. "Dive turbine." <https://www.dive-turbine.de/en>. 25.2. 2023.
14. Williamson, S. J., B. H. Stark and J. D. Booker. "Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis." *Renewable Energy* 61 (2014): 43-50. 10.1016/j.renene.2012.06.020. <Go to ISI>://WOS:000326141000010.
15. Benzon, D. S., G. A. Aggidis and J. S. Anagnostopoulos. "Development of the turgo impulse turbine: Past and present." *Applied Energy* 166 (2016): 1-18. 10.1016/j.apenergy.2015.12.091. <Go to ISI>://WOS:000373756800001.
16. Zidonis, A., D. S. Benzon and G. A. Aggidis. "Development of hydro impulse turbines and new opportunities." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 51 (2015): 1624-35. 10.1016/j.rser.2015.07.007. <Go to ISI>://WOS:000364725700053.
17. Polak, M. "A brief history of the kaplan turbine invention." *Energies* 14 (2021): 10.3390/en14196211. <Go to ISI>://WOS:000708299600001.
18. Turbinen, D. "Dive-turbine." <http://www.dive-turbine.de/pages/de/startseite.php>. 2.1. 2015.
19. Binama, M., W. T. Su, X. B. Li, F. C. Li, X. Z. Shi and S. An. "Investigation on pump as turbine (pat) technical aspects for micro hydropower schemes: A state-of-the-art review."

- Renewable & Sustainable Energy Reviews* 79 (2017): 148-79. 10.1016/j.rser.2017.04.071. <Go to ISI>://WOS:000410011500014.
20. Simmons, S. C. and W. D. Lubitz. "Archimedes screw generators for sustainable micro-hydropower production." *International Journal of Energy Research* 45 (2021): 17480-501. 10.1002/er.6893. <Go to ISI>://WOS:000661299100001.
 21. Ferziger, J. H. a. P. M. *Computational methods for fluid dynamics*. Berlin: Springer-Verlag, 1996,
 22. Kozubková, M. *Modelování proudění tekutin, fluent, cfx*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 153.
 23. Spalding, B. E. L. a. D. B. "The numerical computation of turbulent flows." *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 3 (1974): 269-89. [https://doi.org/10.1016/0045-7825\(74\)90029-2](https://doi.org/10.1016/0045-7825(74)90029-2). <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0045782574900292>.
 24. Menter, F. R. "2-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications." *Aiaa Journal* 32 (1994): 1598-605. 10.2514/3.12149. <Go to ISI>://WOS:A1994NZ34200006.
 25. *Ansys cfx-solver theory guide*. ANSYS, Inc., 2013,
 26. Tiwari, G., J. Kumar, V. Prasad and V. K. Patel. "Utility of cfd in the design and performance analysis of hydraulic turbines - a review." *Energy Reports* 6 (2020): 2410-29. 10.1016/j.egy.2020.09.004. <Go to ISI>://WOS:000602738200019.
 27. Iovanel, R. G., D. M. Bucur and M. J. Cervantes. "Study on the accuracy of rans modelling of the turbulent flow developed in a kaplan turbine operated at bep. Part 1-velocity field." *Journal of Applied Fluid Mechanics* 12 (2019): 1449-61. 10.29252/jafm.12.05.29704. <Go to ISI>://WOS:000482650000009.
 28. Cadence. "Compute grid spacing for a given y+." https://www.cadence.com/en_US/home/tools/system-analysis/computational-fluid-dynamics/y-plus.html. 19.2. 2023.
 29. Wikipedia. "Law of the wall." https://en.wikipedia.org/wiki/Law_of_the_wall. 19.2.2023
 30. Cohen, I. M. a. K. P. K. a. A. P. S. *Computational fluid dynamics*. 4th. United States: Elsevier, 2008,
 31. Yang, J., P. Andreasson, P. H. Teng and Q. C. Xie. "The past and present of discharge capacity modeling for spillways-a swedish perspective." *Fluids* 4 (2019): 10.3390/fluids4010010. <Go to ISI>://WOS:000464468000001.
 32. Keck, H. and M. Sick. "Thirty years of numerical flow simulation in hydraulic turbomachines." *Acta Mechanica* 201 (2008): 211-29. 10.1007/s00707-008-0060-4. <Go to ISI>://WOS:000262281200019.
 33. Drtina, P. and M. Sallaberger. "Hydraulic turbines - basic principles and state-of-the-art computational fluid dynamics applications." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science* 213 (1999): 85-102. 10.1243/0954406991522202. <Go to ISI>://WOS:000079097900008.
 34. Petit, O., B. Mulu, H. Nilsson and M. Cervantes. "Comparison of numerical and experimental results of the flow in the u9 kaplan turbine model." Presented at 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Politehnica Univ Timisoara, Timisoara, ROMANIA, 2010. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2010. 12, 10.1088/1755-1315/12/1/012024.
 35. Mulu, B. G., M. J. Cervantes, C. Devals, T. C. Vu and F. Guibault. "Simulation-based investigation of unsteady flow in near-hub region of a kaplan turbine with experimental comparison." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 9 (2015): 139-56. 10.1080/19942060.2015.1004816. <Go to ISI>://WOS:000361560800010.

36. Abbas, A. and A. Kumar. "Development of draft tube in hydro-turbine: A review." *International Journal of Ambient Energy* 38 (2017): 323-30. 10.1080/01430750.2015.1111845. <Go to ISI>://WOS:000396854700016.
37. Trivedi, C., M. J. Cervantes and O. G. Dahlhaug. "Experimental and numerical studies of a high-head francis turbine: A review of the francis-99 test case." *Energies* 9 (2016): 10.3390/en9020074. <Go to ISI>://WOS:000371831900006.
38. Jost, D., A. Skerlavaj and A. Lipej. "Improvement of efficiency prediction for a kaplan turbine with advanced turbulence models." *Strojniski Vestnik-Journal of Mechanical Engineering* 60 (2014): 124-34. 10.5545/sv-jme.2013.1222. <Go to ISI>://WOS:000331507100006.
39. Denton, J. D. and U. K. Singh. "Time marching methods for turbomachinery flow calculation." *In Von Karman Inst. for Fluid Dyn. Appl. of Numerical Methods to Flow Calculations in Turbomachines* 47 p (SEE N80-12365 03-34 (1979): <https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1979anmf.vkif....D>.
40. Tonello, N., Y. Eude, B. D. de Meux and M. Ferrand. "Frozen rotor and sliding mesh models applied to the 3d simulation of the francis-99 tokke turbine with code_saturne." Presented at 2nd Workshop on Transient Operation of Francis Turbines (Francis-99), Lulea, SWEDEN, 2016. Journal of Physics Conference Series. 2017. 782, 10.1088/1742-6596/782/1/012009.
41. Yaseen, Z. M., A. M. S. Ameen, M. S. Aldemy, M. Ali, H. A. Afan, S. L. Zhu, A. M. S. Al-Janabi, N. Al-Ansari, T. Tiyasha and H. Tao. "State-of-the art-powerhouse, dam structure, and turbine operation and vibrations." *Sustainability* 12 (2020): 10.3390/su12041676. <Go to ISI>://WOS:000522460200394.
42. Haghghi, M. H. S., S. M. Mirghavarni, S. F. Chini and A. Riasi. "Developing a method to design and simulation of a very low head axial turbine with adjustable rotor blades." *Renewable Energy* 135 (2019): 266-76. 10.1016/j.renene.2018.12.024. <Go to ISI>://WOS:000459365600024.
43. Kantor, M., M. Chalupa, J. Soucek, E. Bilkova and P. Nowak. "Application of genetic algorithm methods for water turbine blade shape optimization." *Manufacturing Technology* 20 (2020): 453-58. 10.21062/mft.2020.072. <Go to ISI>://WOS:000859944800007.
44. Benigni, H. a. J. H. a. S. J. "Numerical simulation of a vertical axis francis runner and comparison with homologous testrig results." *International Journal on Hydropower and Dams* 18 (2011): 76-80.
45. Wu, H., J. J. Feng, G. K. Wu and X. Q. Luo. "Numerical investigation of hub clearance flow in a kaplan turbine." Presented at 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Tsinghua Univ, Beijing, PEOPLES R CHINA, 2012. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2013. 15, 10.1088/1755-1315/15/7/072026.
46. Yan, J. P., U. Seidel and J. Koutnik. "Numerical simulation of hydrodynamics in a pump-turbine at off-design operating conditions in turbine mode." Presented at 26th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Tsinghua Univ, Beijing, PEOPLES R CHINA, 2012. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2013. 15, 10.1088/1755-1315/15/3/032041.
47. Vagnoni, E., L. Andolfatto, S. Richard, C. Munch-Alligne and F. Avellan. "Hydraulic performance evaluation of a micro-turbine with counter rotating runners by experimental investigation and numerical simulation." *Renewable Energy* 126 (2018): 943-53. 10.1016/j.renene.2018.04.015.
48. Nilsson, H. a. D. L. "A numerical comparison of four operating conditions in a kaplan water turbine, focusing on tip clearance flow." (2000):
49. *Přejímací zkoušky na dle pro určení hydraulických charakteristik vodních turbín, akumulárních čerpadel a čerpadlových turbín.* ČSN EN 60041. 1996,

50. Nechleba, M. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1953, 548.
51. Bednář, J. *Turbíny: Malé vodní elektrárny*. Českovice: Marcela Bednářová, 2013,
52. Vojtěch, B. *Využití vodní energie*. České vysoké učení technické, 1990,
53. Gabriel, P. a. Č. F. a. K. P. *Malé vodní elektrárny*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1998,
54. Melichar, J. a. V. J. a. B. J. *Malé vodní turbíny: Konstrukce a provoz*. 1. vyd. Praha: České vysoké učení technické, 1998,
55. Bláha, J. a. B. K. *Hydraulické stroje*. 1. vyd. Praha: Nakladatelství techn. lit, 1992,
56. Jürgen, G. and M. Emil. *Wasserkraftanlagen*. 5. Springer Berlin, Heidelberg, XXVIII, 892.
57. NASA. "Naca airfoils." <https://www.nasa.gov/image-feature/langley/100/naca-airfoils>.
58. tools, A. "Naca 4 digit airfoil generator." <http://airfoiltools.com/airfoil/naca4digit>.
59. "Xfoil subsonic airfoil development system." Massachusetts Institute of Technology, <http://web.mit.edu/drela/Public/web/xfoil/>.
60. Busek, J. *Návrh hydraulického obvodu axiální turbíny*. Masters. Praha: Czech Technical University, 2016, 60.
61. Hosnedl, M. *Využití cfd metod pro určení charakteristik axiálních turbín*. Masters. Prague: Czech Technical University, 78.
62. Kjolle, A. *Hydropower in norway*. Trondheim, Norway: 2001,
63. Baidar, B., J. Nicolle, B. K. Gandhi and M. J. Cervantes. "Numerical study of the winter-kennedy flow measurement method in transient flows." *Energies* 13 (2020): 10.3390/en13061310. <Go to ISI>://WOS:000528727500015.
64. Sakki, G. K., I. Tsoukalas and A. Efstratiadis. "A reverse engineering approach across small hydropower plants: A hidden treasure of hydrological data?" *Hydrological Sciences Journal-Journal Des Sciences Hydrologiques* 67 (2022): 94-106. 10.1080/02626667.2021.2000992. <Go to ISI>://WOS:000729339500001.
65. Farfan, J. and C. Breyer. "Aging of european power plant infrastructure as an opportunity to evolve towards sustainability." *International Journal of Hydrogen Energy* 42 (2017): 18081-91. 10.1016/j.ijhydene.2016.12.138.
66. Iliev, I., C. Trivedi and O. G. Dahlhaug. "Variable-speed operation of francis turbines: A review of the perspectives and challenges." *Renewable & Sustainable Energy Reviews* 103 (2019): 109-21. 10.1016/j.rser.2018.12.033. <Go to ISI>://WOS:000456745900010.
67. Valavi, M. and A. Nysveen. "Variable-speed operation of hydropower plants." *Ieee Industry Applications Magazine* 24 (2018): 18-27. 10.1109/mias.2017.2740467. <Go to ISI>://WOS:000441789900002.
68. Iman-Eini, H., D. Frey, S. Bacha, C. Boudinet and J. L. Schanen. "Evaluation of loss effect on optimum operation of variable speed micro-hydropower energy conversion systems." *Renewable Energy* 131 (2019): 1022-34. 10.1016/j.renene.2018.07.122. <Go to ISI>://WOS:000449892600091.
69. Biner, D., V. Hasmatuchi, D. Violante, S. Richard, S. Chevailler, L. Andolfatto, F. Avellan and C. Munch. "Engineering & performance of duoturbo: Microturbine with counter-rotating runners." *28th Iahr Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (Iahr2016), Pts 1-12* 49 (2016): 10.1088/1755-1315/49/10/102013.
70. Borkowski, D. and M. Majdak. "Small hydropower plants with variable speed operation-an optimal operation curve determination." *Energies* 13 (2020): 10.3390/en13236230. <Go to ISI>://WOS:000597068500001.
71. Farrell, C. and J. Gulliver. "Hydromechanics of variable speed turbines." *Journal of Energy Engineering-Asce* 113 (1987): 1-13. 10.1061/(asce)0733-9402(1987)113:1(1). <Go to ISI>://WOS:A1987H531800001.
72. "Caeses software." Friendship Systems, <https://www.caeses.com/>. 19.1. 2023.

73. Nikolopoulos, L. and E. Boulougouris. "A novel method for the holistic, simulation driven ship design optimization under uncertainty in the big data era." *Ocean Engineering* 218 (2020): 10.1016/j.oceaneng.2020.107634. <Go to ISI>://WOS:000598977600003.
74. Priftis, A., E. Boulougouris, O. Turan and A. Papanikolaou. "Parametric design and multi-objective optimisation of containerships." *Ocean Engineering* 156 (2018): 347-57. 10.1016/j.oceaneng.2018.02.062. <Go to ISI>://WOS:000433269100027.
75. Kyriacou, S. A., S. Weissenberger, P. Grafenberger and K. C. Giannakoglou. "Optimization of hydraulic machinery by exploiting previous successful designs." Presented at 25th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems, Politehnica Univ Timisoara, Timisoara, ROMANIA, 2010. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2010. 12, 10.1088/1755-1315/12/1/012031.
76. Kawajiri, H., Y. Enomoto and S. Kurosawa. "Design optimization method for francis turbine." Presented at 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR), Montreal, CANADA, 2014. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2014. 22, 10.1088/1755-1315/22/1/012026.
77. Obrovsky, J. and J. Zouhar. "Experiences with the hydraulic design of the high specific speed francis turbine." Presented at 27th IAHR Symposium on Hydraulic Machinery and Systems (IAHR), Montreal, CANADA, 2014. IOP Conference Series-Earth and Environmental Science. 2014. 22, 10.1088/1755-1315/22/1/012027.
78. Abbas, A. I., M. D. Qandil, M. Al-Haddad and R. S. Amano. "Investigation of horizontal micro kaplan hydro turbine performance using multi-disciplinary design optimization." *Journal of Energy Resources Technology-Transactions of the Asme* 142 (2020): 10.1115/1.4045821. <Go to ISI>://WOS:000539399500016.
79. Woldemariam, E. T., H. G. Lemu and G. G. Wang. "Cfd-driven valve shape optimization for performance improvement of a micro cross-flow turbine." *Energies* 11 (2018): 10.3390/en11010248. <Go to ISI>://WOS:000424397600247.
80. Tengs, E., P. T. Storli and M. Holst. "Optimization procedure for variable speed turbine design." *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics* 12 (2018): 652-61. 10.1080/19942060.2018.1507950. <Go to ISI>://WOS:000442285000002.
81. Benigni, H. a. M. B. a. J. H. a. S. J. a. G. A. a. G. F. a. D. R. "Simulation of damages due to cavitation in non- rotating components in a kaplan turbine." 11. 2016.
82. Karbulka, D. *Model and operational characteristics of axial turbine*. Bachelor. Prague: Czech Technical University, 2020, 56.
83. Karbulka, D. *Optimization of axial turbine unit parameters*. Masters. Prague: Czech Technical University, 2021, 55.
84. Commision, I. E. *Hydraulic machines - acceptance tests of small hydroelectric installations*. IEC 62006:2010. 2010, 223.