



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**OBĚŽNÉ KOLO PŘÍMOPROUDÉ TURBINY PRO MVE
SOBOTÍN**

THE RUNNER FOR THE STRAIGHT-FLOW TURBINE FOR SMALL HYDRO POWER SOBOTÍN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jakub Žižka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2022

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Jakub Žižka**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2021/22

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

Oběžné kolo přímoproudé turbíny pro MVE Sobotín

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přímoproudá třílopatková turbína o průměru oběžného kola 350 mm byla původně navržena pro MVE Vranov se spádem $H = 1,5$ m, otáčky 650 (1/min) a průtok v optimálním bodě provozu $Q = 0,36$ m³/s.

Oběžné kolo je pevné s nenatáčivými lopatkami, tzv. propeler.

Využití tohoto stroje s pevným rozvaděčem (počet rozváděcích lopatek je 10) na nové lokalitě MVE Sobotín požaduje nové hydraulické řešení pro optimální provozní bod (spád $H = 2,2$ m, průtok 0,25 m³/s a otáčky 650 (1/min)).

Cíle diplomové práce:

Návrh oběžného kola (propelerového) pro nové parametry a kontrola savky, která v tomto případě je velmi důležitá, případně návrh i nové savky stroje. Řešení se bude odvíjet od existujícího stroje na lokalitě Vranov, kde bude i výpočetně ověřeno měření.

Rozvaděč zůstane zachován.

Seznam doporučené literatury:

NECHLEBA, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.

FLEISCHNER, P., NECHLEBA, M.: Hydromechanika lopatkových strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.

NECHLEBA, M., DRUCKMULLER, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.

HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje, VUT v Brně, zimní semestr 2021.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2021/22

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Práce se zabývá problémem optimalizace již existující nevyužité turbíny pro použití na odlišně lokalitě nežli návrhové. Cílem je snížení průtoku turbínou za zvýšení spádu změnou geometrie oběžného kola, při co nejmenším poklesu účinnosti. Jednotlivé úpravy hydraulického tvaru vychází ze znalosti základních vztahů pro návrh hydrodynamických strojů. Nástrojem pro validaci efektu jednotlivých úprav je numerická mechanika tekutin. Je proveden hydraulický návrh nového oběžného kola a sací trouby axiální propelerové turbíny s pevným rozvaděčem. Na základě CFD simulace je sestavena univerzální charakteristika turbíny s novým hydraulickým tvarem.

Klíčová slova

Propelerová turbína, oběžné kolo, sací trouba, numerická mechanika tekutin, malá vodní elektrárna

Abstract

The thesis deals with the problem of optimizing an existing unused turbine for use in a different location than the designed. The goal is to reduce the flow through the turbine by changing the runner geometry while increasing the head, with the least possible decrease in efficiency. The individual modifications of the hydraulic shape are based on the knowledge of the basic relations for the designing of hydrodynamic machines. Numerical fluid mechanics is a tool for validating the effect of individual adjustments. The hydraulic design of the new runner and draft tube of the axial propeller turbine with a fixed guide vanes is performed. Based on the CFD simulation, a universal turbine characteristic with a new hydraulic shape is compiled.

Keywords

Propeller turbine, turbine runner, draft tube, computational fluid dynamics, small hydro power

Bibliografická citace

ŽIŽKA, Jakub. *Oběžné kolo přímoproudé turbíny pro MVE Sobotín*. Brno, 2022. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/140631>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato diplomová práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod odborným vedením doc. Ing. Miloslava Haluzy, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu zdrojů.

V Brně dne 20. května 2022

Jakub Žížka

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval vedoucímu diplomové práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc, za jeho cenné rady a odborné vedení. Rád bych také poděkoval Ing. Davidu Štefanovi Ph.D. za rady v oblasti numerické mechaniky tekutin a všem vyučujícím Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana za jejich ochotu a vstřícný přístup během celého magisterského studia.

Dále bych chtěl poděkovat svojí ženě a rodině za trpělivost a podporu, které se mi dostávalo během celého studia.

Obsah

Úvod.....	13
1. Vodní turbíny	14
1.1 Rychlostní trojúhelníky	15
1.2 Eulerova turbínová rovnice	15
1.3 Hydraulická účinnost	16
1.4 Jednotkové veličiny	16
1.5 Specifické otáčky	16
1.6 Univerzální charakteristika	17
2. Sací trouba	18
3. Stávající soustrojí.....	19
3.1 Konstrukce	19
3.2 Měření prototypu.....	21
3.3 Numerický model.....	23
4. Úprava hydraulického tvaru turbíny.....	31
4.1 Úprava náboje	31
4.2 Úprava počtu lopatek	34
4.3 Úprava úhlů lopatek	37
4.4 Úprava sací trouby	41
5. Výsledné hydraulické řešení	44
Závěr.....	48
Seznam použité literatury	50
Seznam zkratk a symbolů	51
Zkratky	51
Symboly	51
Přílohy	53

Úvod

Úkolem diplomové práce je úprava oběžného kola axiální propelerové turbíny na nové provozní parametry. Na lokalitě MVE Sobotín jsou již instalované dvě turbíny zpracovávající většinu průtoku. Při vyšších stavech vody, zejména při jarním tání je přebytečná voda vedena jalovým kanálem a její energie zůstává nevyužita. Tento nadbytečný průtok by měl využít agregát, jež nebyl osazen na původní návrhovou lokalitu. Parametry obou lokalit jsou odlišné, jak z hlediska spádu, tak průtoku. Hlavním cílem při návrhu nového kola je snížení hltnosti turbíny ze současných 350 na 250 [$l \cdot s^{-1}$] při zvýšení spádu z 1,5 na 2,2 [m].

Při návrhu nového agregátu jsme omezeni na prostor oběžného kola a savku. Generátor s planetovou převodovkou musí zůstat zachován, a tak musí být zachovány i jmenovité otáčky turbíny. Rozvaděč je u současného soustrojí řešen jako pevný, nebylo možné jej tedy využít ke změně provozních parametrů turbíny a musí zůstat zachován. Vnější průměr oběžného kola musí zůstat také zachován.

Úprava geometrie oběžného kola probíhá na základě porovnávání základních turbinových veličin a je ověřována pomocí numerické mechaniky tekutin. Pro validaci správného nastavení numerického modelu je vytvořen model současného soustrojí a porovnán s výsledky měření původního agregátu. Následné úpravy jsou prováděny na takto ověřeném modelu.

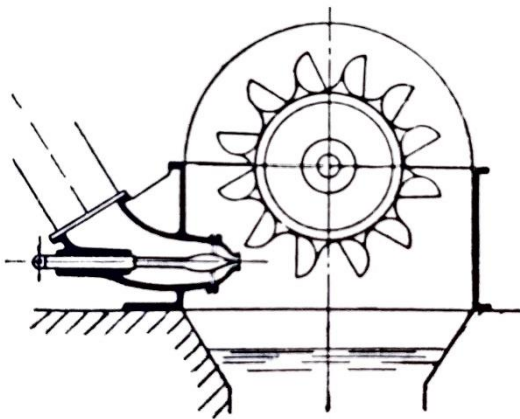
Model turbíny zahrnuje mezeru mezi oběžným kolem a komorou oběžného kola. Z modelu jsou vyjmuty otvory v krycím obalu generátoru, otvory pro šrouby na oběžném kole a zaoblení v místě vetknutí lopatky oběžného kola do náboje. Tato úprava geometrie se projeví pozitivně při tvorbě výpočetní sítě. Takové zjednodušení můžeme považovat za relevantní, pokud budou vždy porovnávány modely s podobnou sítí.

Každá úprava turbíny zahrnuje několik návrhů, přičemž hlavním parametrem při volbě nového řešení je účinnost společně s dosažením požadovaného průtoku.

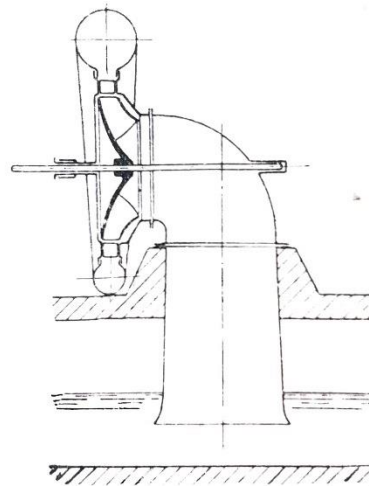
1. Vodní turbíny

Vodní turbíny jsou poháněné pohybovou energií vody. Nejprve voda protéká pevnými rozváděcími kanály, kde se celá tlaková energie vody nebo její část mění na energii kinetickou. Z rozváděcích kanálů voda vtéká do kanálů oběžného kola, které jsou zakřivené v opačném směru než kanály rozváděcí. Následně voda tlakem proudu na lopatky otáčí oběžným kolem. [1]

Podle transformace energie v rozváděcím kanále dělíme turbíny na rovnotlakové nebo přetlakové. U rovnotlakové (též stejnotlakové) se mění celá tlaková energie na energii kinetickou a tlak při průtoku oběžným kolem se tak nemění. U přetlakové se mění pouze část tlakové energie na energii pohybovou a zbytek se spotřebovává v oběžném kole. [1] Mezi rovnotlakové turbíny se řadí například turbína Peltonova nebo Bánkiho, mezi přetlakové potom Kaplanova, Francisova nebo Deriazova.

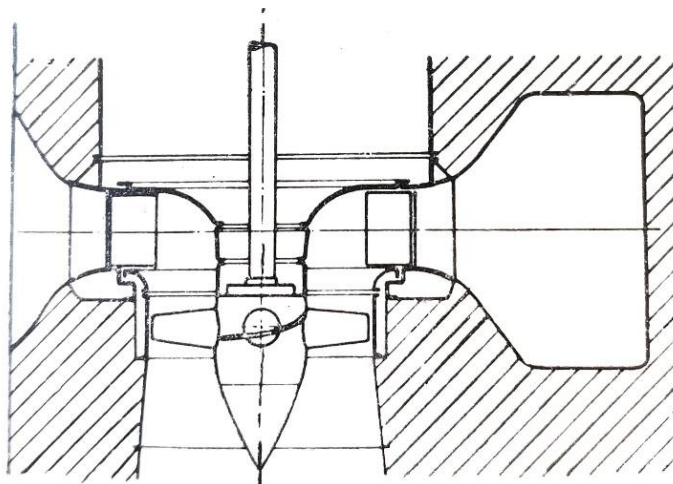


Obrázek 1.1 Peltonova turbína [1]



Obrázek 1.2 Francisova turbína [1]

Turbíny můžeme dělit také podle směru kterým voda natéká a odtéká voda z oběžného kola vzhledem k hřídeli turbíny. Pokud je směr nátoky a výtoku rovnoběžný nazýváme tuto turbínu axiální. [1] Mezi zástupce axiálních turbín patří Kaplanova turbína, propelerová a také vírová turbína.



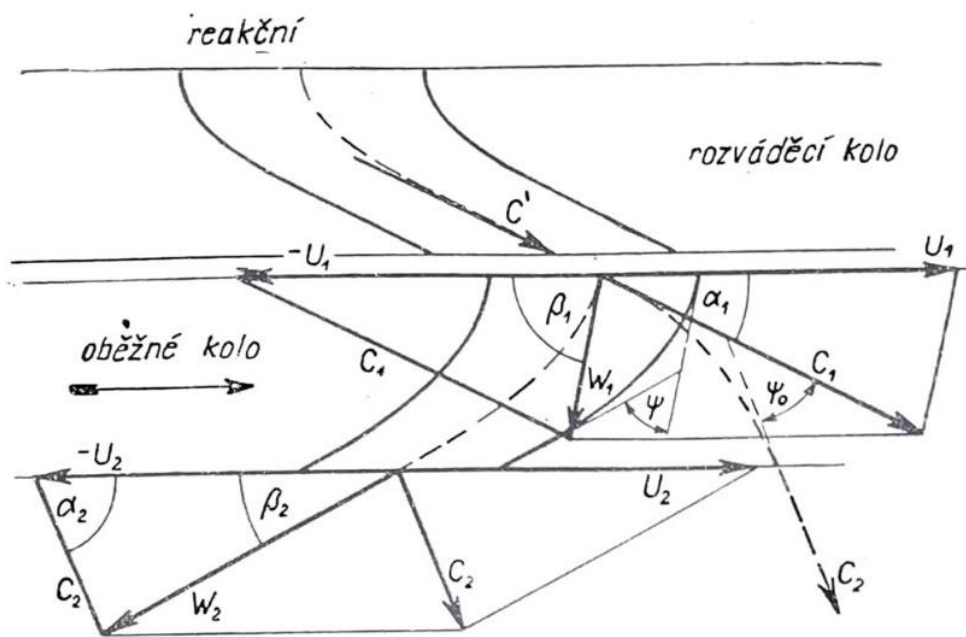
Obrázek 1.3 Kaplanova turbína [1]

Kaplanova turbína je přetlaková axiální turbína s radiálním rozvodným kolem. Vyznačuje se dobrou možností regulace, která je umožněna natočením rozváděcích lopatek i lopatek oběžného kola. Regulace umožňuje využívat turbínu na tocích s nestálým průtokem a spádem s dobrou účinností. Používá se především pro lokality s nízkým spádem a velkým průtokem. Propelerová turbína vychází z Kaplanovy turbíny, přičemž u propelerové turbíny není umožněno natáčení lopatek oběžného kola. Pokud není u turbíny umožněno natáčení rozváděcích lopatek ani lopatek oběžného kola, jde o turbínu neregulovatelnou.

1.1 Rychlostní trojúhelníky

Kinematické poměry v oběžném kole popisujeme pomocí rychlostních trojúhelníků. Popis je zaveden v relativním souřadném systému, v důsledku rotujícího pohybu lopatkového kanálu. Trojúhelník je tvořen součtem obvodové a relativní složky rychlosti. Tento součet nám dává absolutní složku rychlosti.

$$\vec{c} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.1)$$



Obrázek 1.4 Rychlostní trojúhelníky [1]

1.2 Eulerova turbínová rovnice

Rovnice vychází z Bernoulliho rovnice psané pro turbínový směr proudění v prostoru rotujícího kanálu oběžného kola. Indexy 1, 2 označují vstupní, respektive výstupní průřez kanálu oběžného kola.

$$\Delta Y_{id} = \left(\frac{c_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + g \cdot z_1 \right) - \left(\frac{c_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + g \cdot z_2 \right) \quad (1.2)$$

Pro rotující kanál uvažujeme stejné tlaky i výšky v obou souřadných systémech. Můžeme tedy rovnici upravit do tvaru pro měrnou energii turbíny.

$$\Delta Y_{id} = \frac{1}{2} \cdot [(c_1^2 - c_2^2) + (w_1^2 - w_2^2) + (u_1^2 - u_2^2)] \quad (1.3)$$

Eulerova rovnice vznikne odvozením z rovnice pro měrnou energii turbíny díky použití kosinové věty. Tímto se eliminují rozdíly kvadrátů relativních rychlostí.

$$\Delta Y_{id} = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (1.4)$$

1.3 Hydraulická účinnost

Hydraulická účinnost vodní turbíny je vyjádřena poměrem výkonu a příkonu, kdy výkon je součinem kroutícího momentu a úhlové rychlosti na hřídeli. Příkon je dán součinem hmotnostního průtoku a měrné potenciální energie vody.

$$\eta_h = \frac{P}{P_p} = \frac{M_k \cdot \omega}{Q_m \cdot Y} = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q \cdot g \cdot H} \quad (1.5)$$

1.4 Jednotkové veličiny

Pro snadnější porovnání strojů s rozdílnými provozními parametry, jako jsou průtok, spád, otáčky a průměr oběžného kola jsou zavedeny jednotkové veličiny. Tyto veličiny jsou vztaheny na spád odpovídajícímu jednomu metru a na průměr oběžného kola odpovídající také jednomu metru.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (1.6)$$

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (1.7)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot \sqrt{H^3}} \quad (1.8)$$

$$M_{11} = \frac{M_k}{D^3 \cdot H} \quad (1.9)$$

1.5 Specifické otáčky

Hodnoty otáček, průtoků a dalších veličin jsou u geometricky podobných turbín vázány přesnými vztahy. Při přepočtení turbín na společné poměry dostáváme společný znak. Tímto znakem jsou tzv. specifické (měrné) otáčky, které dostáváme přepočteme-li rozměr turbíny tak, aby při spádu 1 m dosahovala výkonu 1 hp (koňská síla). Specifické otáčky turbíny jsou dle literatury [2] definovány následovně:

$$n_s = n_{11} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot Q_{11} \cdot \eta}{75}} \quad (1.10)$$

Kde n_{11} a Q_{11} jsou jednotkové veličiny definované v předcházející kapitole.

Specifické otáčky turbíny můžeme poté definovat následovně:

$$n_s = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot \eta}{75 \cdot D^2 \cdot \sqrt{H}}} \quad (1.11)$$

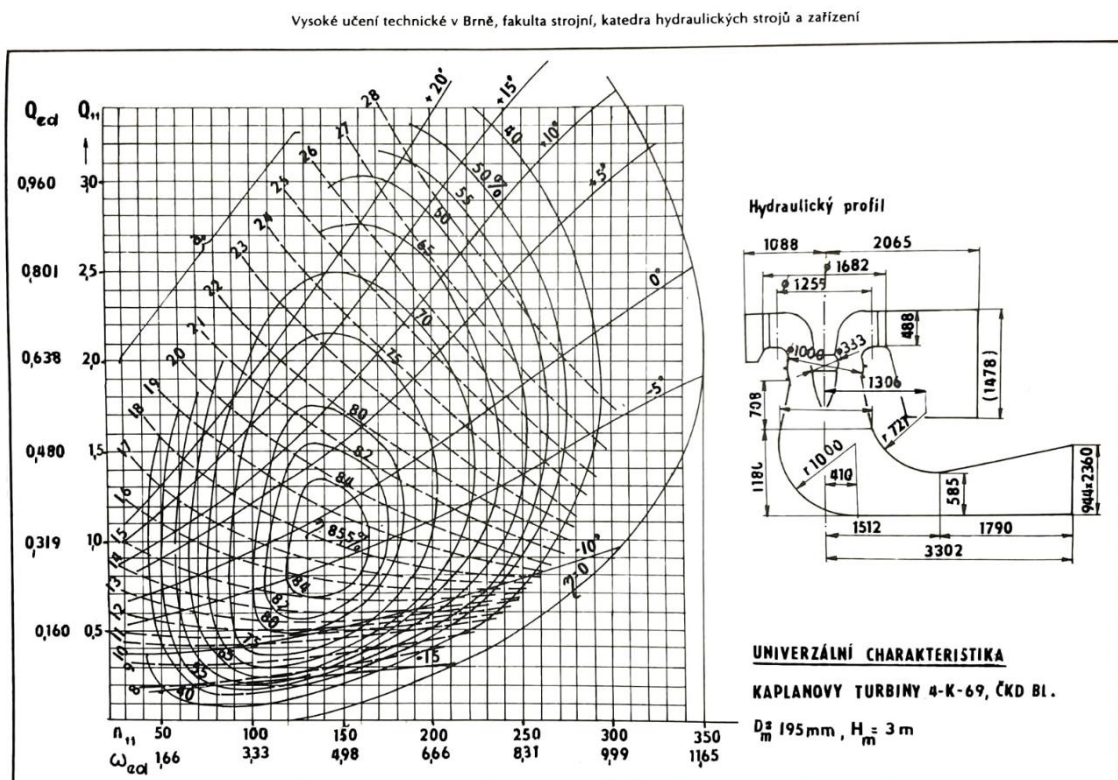
Vztah se následně upraví do podoby:

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot \eta}{\sqrt{H}}} \quad (1.12)$$

1.6 Univerzální charakteristika

Nejčastěji používané pro turbíny jsou univerzální (též normální) charakteristiky. Z hodnot průtoku, spádu a otáček získaných experimentálním měřením nebo pomocí výpočtového modelování se vynášejí univerzální charakteristiky, doplněné o křivky účinnosti. [3] Univerzálními charakteristikami jsou jednotkové veličiny popsány v kapitole 1.4. Charakteristiky jsou tedy vztaženy na jeden metr spádu a na metrový průměr oběžného kola. Z charakteristiky je tedy možné určit, jak se při určitém spádu bude měnit průtok i účinnost turbíny. [3]

Podoba univerzální charakteristiky je různá v závislosti na možnosti regulace turbíny. U neregulovatelných turbín je průběh účinnosti tvořen pouze jednou křivkou zatím co u kaplanových turbín s možností regulace rozváděcích lopatek i lopatek oběžného kola je průběh účinnosti tvořen vrstevnicemi. Součástí charakteristik regulovatelných turbín jsou křivky pro různá natočení lopatek oběžného kola a různé otevření rozváděcích lopatek.



Obrázek 1.5 Univerzální charakteristika Kaplanovy turbíny [2]

2. Sací trouba

Dle předešlé kapitoly lze turbíny dělit na rovnotlakové a přetlakové. Rovnotlakové turbíny musí mít oběžné kolo umístěné v dostatečné výšce nad hladinou spodní vody tak, aby nebrodilo ani při vyšších stavech spodní vody. Takto však dochází ke ztrátě části spádu, jelikož voda za kolem volně padá a nekoná žádnou práci. U turbín s malým spádem, kde by jeho nevyužitá část tvořila nemalý podíl je využíváno turbín přetlakových. [1]

Oběžné kolo přetlakových turbín může být umístěno pod hladinu spodní vody, kde by ovšem bylo těžko dostupné. Přistupuje se tak ke konstrukci se sací troubou, která je vzduchotěsně spojena s komorou oběžného kola a ústí až pod hladinou spodní vody. Takto je turbína velmi dobře přístupná a zároveň nedochází ke ztrátě spádu, jelikož je po dobu provozu trouba vyplněna sloupcem vody a jeho váha snižuje tlak za oběžným kolem. [1]

Další a neméně důležitým úkolem sací trouby je snížení výstupní ztráty z oběžného kola, definovanou dle literatury [1] následovně.

$$\frac{c_2^2}{2 \cdot g} = \alpha \cdot H \quad (2.1)$$

Vztah vyjadřuje energii jednoho kilogramu kapaliny při vteřinovém průtoku, kdy voda opouští kolo s absolutní rychlostí c_2 . Tato energie nemohla být kolem spotřebována, ale částečně lze využít v sací troubě snížením rychlosti. Tohoto je dosaženo pozvolným zvětšováním průměru savky tak, aby po celé délce byla sací trouba plně vyplněna vodou. Rozdíl energií na vstupu do savky a výstupu z ní je poté teoretickým ziskem sací trouby, jelikož výstupní kinetická energie je nižší nežli vstupní. [1]

$$\frac{c_2^2 - c_3^2}{2 \cdot g} = Y \quad (2.2)$$

Při proudění vody sací troubou dochází vlivem tření o stěny a víření k hydraulickým ztrátám. Skutečný zisk bude tedy snížený o tyto ztráty.

Návrh sacích trub vychází z doporučených hodnot, kdy výstupní průřez by měl mít takovou plochu, aby výstupní rychlost ze savky byla přibližně $1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$ a vrcholový úhel se pohyboval mezi 8° až 13° . Poměr rozdílu vstupního a výstupního průřezu ku délce savky je pak dán následujícím vztahem. [1]

$$\frac{\sqrt{S_3} - \sqrt{S_2}}{L} = \frac{1}{5} \text{ až } \frac{1}{8} \quad (2.3)$$

Účinnost sací trouby závisí na jejich provedení, nejúčinnější jsou přímé kuželové trouby, trouby kolenové nebo s obdélníkovým či čtvercovým průřezem jsou méně účinné. Účinnosti se mohou pohybovat přibližně od 50 % až po 95 %. [1]

3. Stávající soustrojí [4]

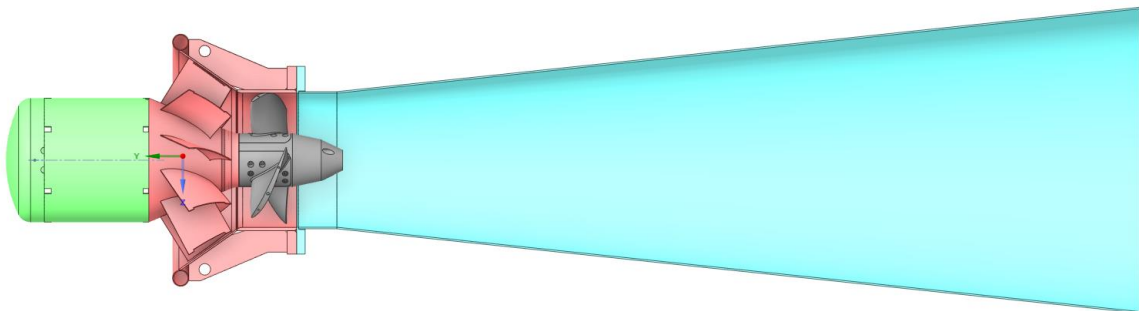
Stávajícím soustrojím je prototyp propelerové axiální turbíny s typovým označením ELZA350PA. Jde o neregulační propelerovou turbínu s obtékaným generátorem, přičemž její návrh vycházel z požadavků navrhnout levný agregát, který bude schopný využít potenciál nízkých spádů s dobrou účinností. Soustrojí se sestává z rozvaděče spojeného s komorou oběžného kola, z planetové převodovky, generátoru a oběžného kola. Hydraulický profil turbíny byl zvolen na základě optimalizace provedené výpočtovým modelováním. Upravený hydraulický návrh vycházel z matematického modelu turbíny ELZA350 a zadaných návrhových parametrů dle tabulky 3.1.

Tabulka 3.1 Návrhové parametry stávajícího soustrojí

Návrhový spád	H	1,5	[m]
Průměr oběžného kola	D	350	[mm]
Průtok	Q	0,43	[m ³ /s]
Výkon turbíny	P _T	5,2	[kW]
Otáčky turbíny	n _T	650	[min ⁻¹]
Výkon generátoru	P _G	4,4	[kW]
Otáčky generátoru	n _G	1535	[min ⁻¹]

3.1 Konstrukce

Samotnou konstrukci soustrojí turbíny je možné rozdělit na čtyři dílčích částí barevně rozlišené v obrázku 3.1. Jsou jimi části tvořící agregát turbíny, a to rozvaděč s komorou oběžného kola (červená), obtékaný generátor s planetovou převodovkou (zelená), a oběžné kolo (šedá). Samostatnou součástí soustrojí turbíny, jež není součástí agregátu, tvoří savka (modrá).



Obrázek 3.1 Dílčí části soustrojí

Rozvaděč s komorou oběžného kola

Rozvaděč s komorou oběžného kola tvoří jeden celek. Rozvaděč je diagonální a sestává se z vnějšího pláště, deseti pevných, rozváděcích lopatek, a vnitřního pláště. Lopatky jsou zhotoveny z výpalku z nerezového plechu a požadovaného tvaru se dosáhlo ohraňováním. Náběžná hrana lopatek je zaoblena. Lopatky zároveň plní funkci spojovacího prvku mezi vnějším a vnitřním pláštěm. Správné pozice lopatek bylo docíleno pomocí drážek, ve vnějším plášti a značek ve vnitřním plášti. Vstupní hrana rozvaděče je opatřena lemem zhotoveným ze svinuté trubky.

Komora oběžného kola navazuje přímo na kuželový plášť rozvaděče a je zhotovena ze svinutého plechu. Na komoru oběžného kola je přímo navařena příruba pro připojení savky.

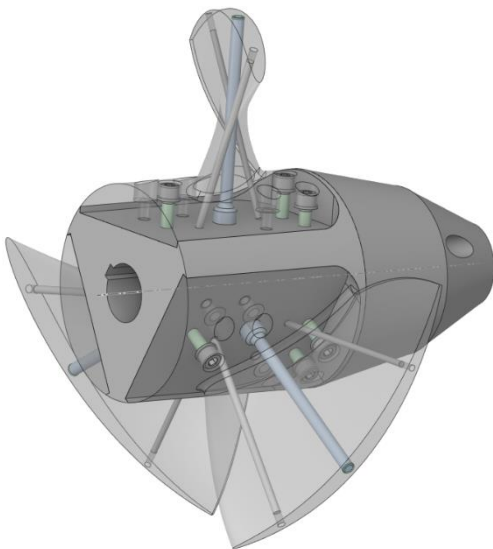
Obtákaný generátor a planetová převodovka

Generátor je sestaven z dílů standartního asynchronního elektromotoru o výkonu 5,5 [kW] a jmenovitých otáčkách 1450 [min^{-1}]. Z původního motoru byl využit statorový svazek, rotor a svorkovnice. Plášť statorového svazku je zhotoven ze silnostěnné trubky. Od prostoru převodovky je rotor oddělen guferem. Hermeticky uzavřené těleso generátoru je uloženo v krycím plášti opatřeném otvory, které umožňují přístup vody k vnějšímu plášti generátoru, čímž je řešeno jeho chlazení.

V závislosti na hydraulickém návrhu a jmenovitých otáčkách generátoru byla navržena planetová převodovka. Převodovka je řešena s převodem do rychla v převodovém poměru 2,36. Převodovka je integrována do prostoru „hrušky“ generátoru.

Oběžné kolo

Kvůli požadavku na rychlou výrobu a možnosti následné snadné optimalizace hydraulického tvaru lopatky bylo rozhodnuto zhotovit lopatky pro prototyp metodou 3D tisku. Náboj kola je navržen pro snadnou výměnu lopatek, které se k náboji upevňují pomocí šestice šroubů. Kvůli nižší pevnosti materiálu oproti standartně používané oceli jsou lopatky vyztuženy dvěma vlepenými výztuhami a jednou výztuhou našroubovanou přímo do těla náboje.



Obrázek 3.2 Model oběžného kola



Obrázek 3.3 Prototyp oběžného kola [4]

Savka

Savka je řešena jako přímá kuželového tvaru a skládá se ze tří částí. Jsou jimi příruba, která je svařena s válcovou komorou navazující na komoru oběžného kola a samotná kuželová savka, která je taktéž spojena svarovým spojem s válcovou komorou. Délka kužele savky je 2100 [mm] a výstupní průměr činí 791 [mm].

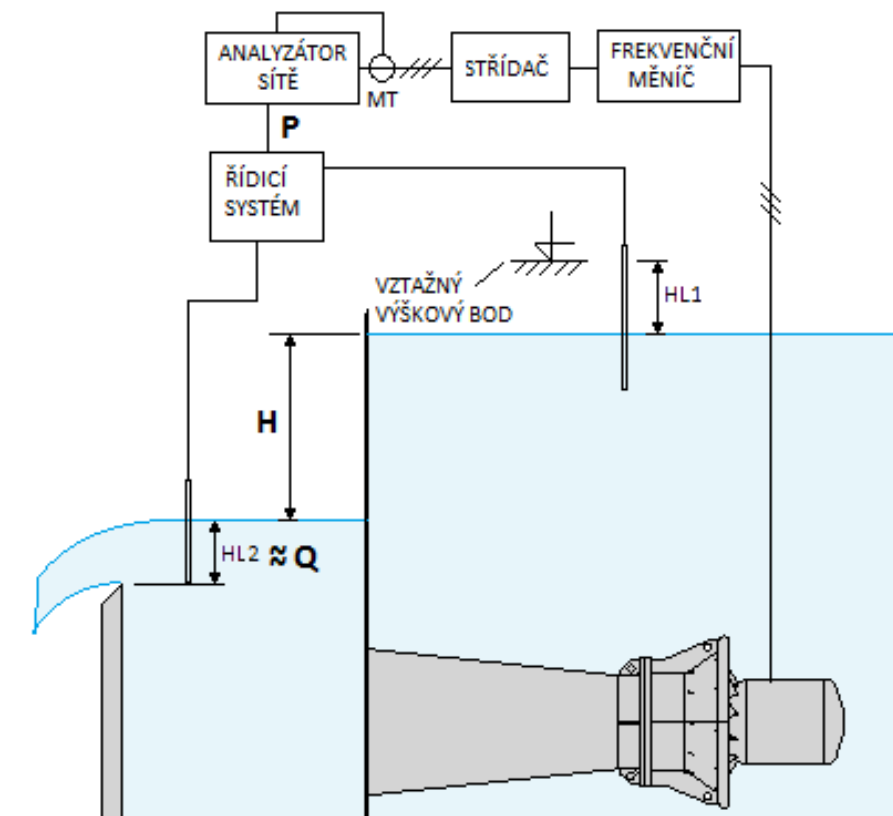
3.2 Měření prototypu

Prototyp turbíny byl poloprovozně vyzkoušen na lokalitě MVE Bělídlo. V rámci výrobního procesu byly provedeny pouze základní zkoušky chodu generátoru a převodovky, kdy chod generátoru byl motorický. Při tomto záběhu bylo využito frekvenčního měniče a střídače, který umožňoval soustrojí provozovat při různých otáčkách.

Po záběhu v laboratoři byla turbína zkompletována a instalována na lokalitu MVE Bělídlo. Pro co nejmenší ovlivnění provozu stávajících turbín byla turbína umístěna před šterkovou hranu objektu MVE a výstup vyveden přes jalové stavidlo. Napojení turbíny k rámu stavidla bylo učiněno pomocí nového dílu umístěného pod stávající stavilo. Tento díl byl pomocí pantu spojen se savkou turbíny a bylo tak docíleno snadného způsobu montáže a demontáže agregátu bez nutnosti vypuštění kanálu. Schéma instalace na lokalitu viz příloha 1.

Do jalového kanálu bylo pro dosažení potřebného spádu instalováno hrazení s výřezem, jež zároveň plnilo funkci Ponceletova měrného přelivu pro měření průtoku. Pro měření výšky přelivné hrany byla do kanálu ve vhodné vzdálenosti instalována hladinová sonda. Výška hladiny na vstupu do turbíny měřila taktéž hladinová sonda umístěná v přívodním kanále před vstupem do turbíny. Výškový rozdíl hladinových sond byl určen nivelací.

Mezi generátor a síť byla vřazena soustava frekvenčního měřiče a střídače. Tímto byla umožněna změna otáček turbíny, a tak proměření její charakteristiky. Výstup střídače byl připojen na silový vývod elektrárny a výkon generátoru byl měřen analyzátozem sítě. Schéma zapojení je znázorněno na obrázku 3.4 Všechna měřená data byla zaznamenána řídicím systémem pro následné vyhodnocení.



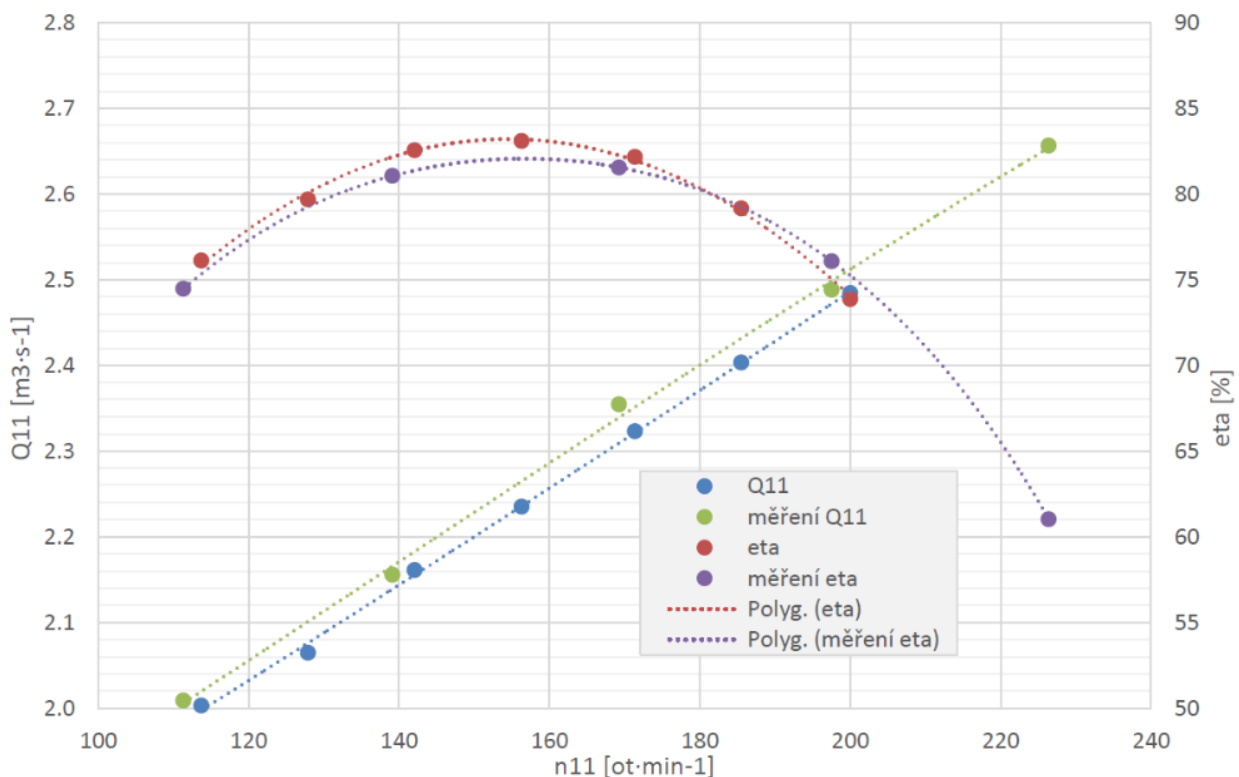
Obrázek 3.4 Schéma měřicího řetězce [4]

Před začátkem zkoušky byla ověřena těsnost izolace generátoru. Agregát byl namontován na savku a plně ponořený byl po dobu dvou hodin ponechán nečinný, následně byla provedena kontrola izolačního stavu.

Postupným otevíráním stavidla byl agregát postupně spuštěn bez připojení na síť až dosáhl přibližně 130 % jmenovitých otáček. Poté proběhla zkouška s malým zatížením, při které byla pootevřením stavidla turbína roztočena na malé otáčky. Generátor byl připojen k síti a pomocí frekvenčního měniče a střídače byly nastaveny otáčky na 30 % jmenovitých otáček. Při těchto podmínkách proběhl záběh agregátu a po třiceti minutách provozu bylo přistoupeno k měření.

Pro jednotlivé měřené body byly nejprve na frekvenčním měniči nastaveny příslušné otáčky a po ustálení průtokových poměrů byly po dobu dvou minut zaznamenávány hodnoty výšek hladin, otáček a výkonu. Hodnoty pro vyhodnocení byly stanoveny z průměrů naměřených hodnot. Tímto způsobem bylo měřeno celkem pět provozních bodů v rozsahu 60 až 120 % jmenovitých otáček.

Z experimentálního měření byla vytvořena univerzální charakteristika turbíny. V optimálním bodě byla naměřena účinnost 82 %, přičemž optimum odpovídá jednotkovým otáčkám $156 \text{ [min}^{-1}]$ a jednotkovému průtoku $2,26 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$. Charakteristika původního soustrojí zjištěna experimentem je znázorněná na obrázku 3.5 a označena jako měření. Další charakteristika je výsledkem CFD výpočtu původního soustrojí vzniklém při jeho návrhu.



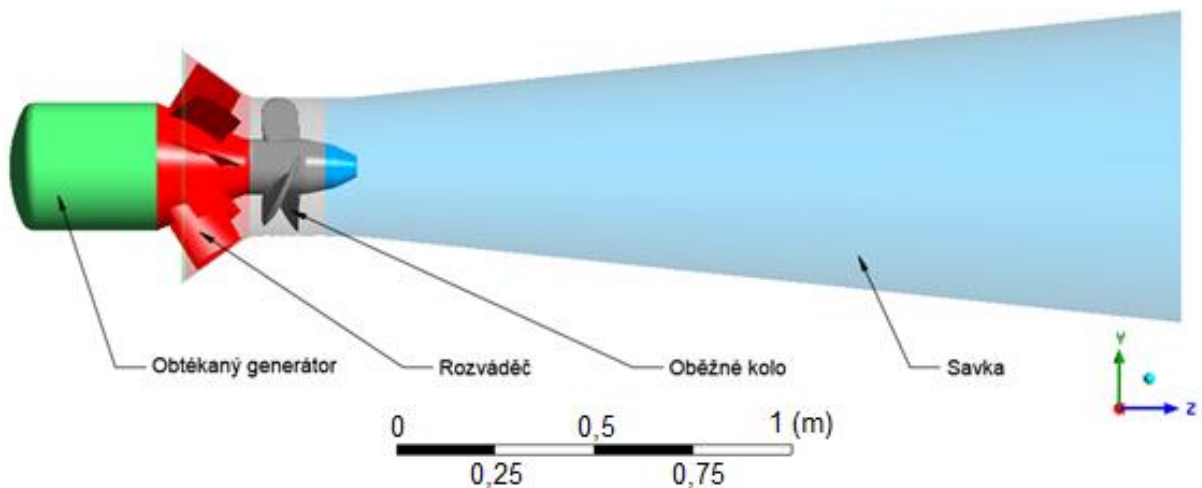
Obrázek 3.5 Univerzální charakteristika původního soustrojí [4]

3.3 Numerický model

V rámci návrhu nového řešení oběžného kola turbíny na nové provozní parametry je sestaven numerický model původního soustrojí. Model je sestaven za účelem verifikace předpokladů použitých v řešení a nastavení výpočtů. Výsledná charakteristika je následně srovnána s charakteristikou sestavenou při měření prototypu na lokalitě MVE bělidlo.

3.3.1 Výpočetní doména

Ke tvorbě výpočetní domény je využit 3D model původního soustrojí, jež byl poskytnut zadavatelskou firmou pro potřeby diplomové práce. Model obsahuje všechny potřebné části geometrie celého soustrojí turbíny. Pro účely numerického řešení bylo nutné geometrii upravit, zbavit ji problematických míst pro tvorbu sítě jako jsou například otvory pro šrouby a šrouby samotné, nespojitosti jednotlivých na sebe navazujících částí a další. Úpravy geometrie probíhaly v prostředí SpaceClaim, který je součástí balíčku Ansys. Pro účely následného využití automatických síťovacích nástrojů je geometrie rozdělena na čtyři dílčí části, a to nátokovou část, rozvaděč, oběžné kolo a savku.



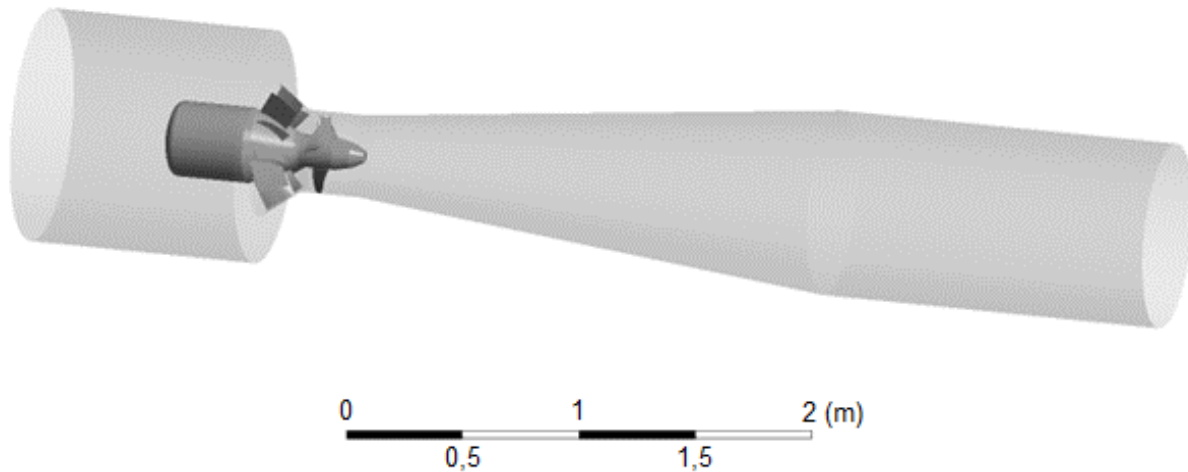
Obrázek 3.6 Rozdělení domény

V nátokové části jsou odstraněny otvory ve vnějším plášti generátoru a zajištěna spojitost jednotlivých částí vnějšího pláště generátoru. Dále je domodelován svar mezi lemem ohraničujícím vtokovou část do rozvaděče. Následně je vytvořena fluidní doména v nátokové oblasti sloužící zejména pro oddálení okrajové podmínky od vtoku do rozvaděče.

V oblasti rozvaděče jsou na věnci i na náboji odstraněny otvory sloužící pro zajištění správné polohy lopatek při montáži. Je odstraněna mezera mezi věncem a lopatkou a náběžná hrana lopatek je zaoblena.

Na oběžném kole jsou odstraněny všechny otvory pro šrouby, otvory v lopatce sloužící pro uložení výztuh a zaoblění mezi lopatkou oběžného kola a nábojem. Dále je celý náboj s lopatkami spojen do jedné součásti, aby byly odstraněny hrany, které jsou pro numerický model nepodstatné, ale mohli by činit problém při tvorbě výpočetní sítě.

Oblast savky zůstala zachována beze změny, byla pouze vymodelována fluidní doména vyplňující savku doplněná o válcovou oblast pro oddálení okrajové podmínky.



Obrázek 3.7 Kompletní geometrie s oddálením okrajových podmínek

3.3.2 Dekompozice domén

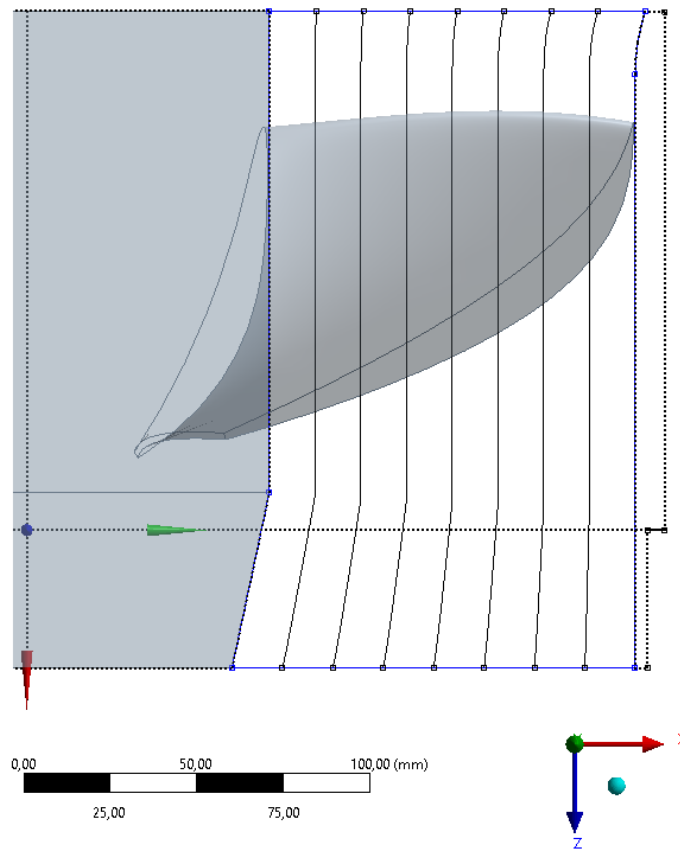
V rámci přípravy domén na tvorbu sítě proběhla dekompozice pouze u domén nátoku a savky. U lopatkových kanálů je pouze exportována geometrie lopatek a meridiánového řezu lopatkového kanálu.

V doménách nátoku a savky je využito rotační symetrie a dekomponována pro následné síťování je pouze čtvrtina modelu. Tímto způsobem se usnadnil a urychlil proces tvorby sítě.

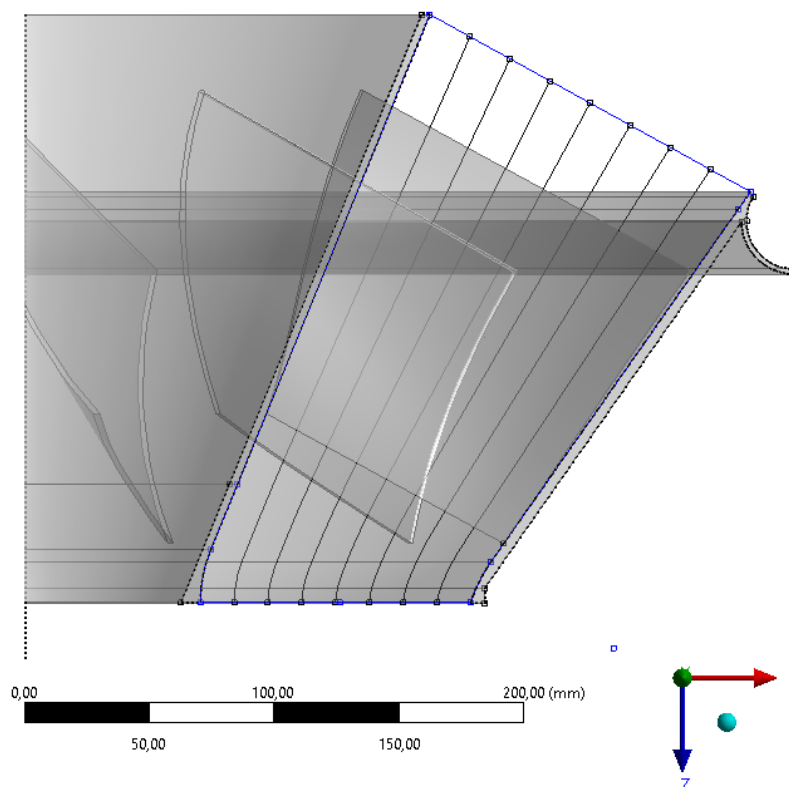
Nátoková část soustrojí byla vložena do prostředí DesignModeler, kde proběhla její následná dekompozice. V rovině rovnoběžné se směrem proudění byl vytvořen náčrt dekompozice a následně pomocí příkazu *Rotate* byla doména po zvolení příslušné osy otáčení rozdělena rotací křivek obsažených v náčrtu do několika částí. Takto rozdělenou doménu bylo nutné spojit do jedné součásti – *Partu* – pro usnadnění následné tvorby sítě. Při spojení jednotlivých částí do jedné předejdeme překrývajícím se křivkám jednotlivých těles domény.

3D geometrie lopatkových kanálů byly jednotlivě vloženy do prostředí DesignModeler. U obou lopatkových kanálů bylo využito příkazu *PathFlow*, ve kterém byly zvoleny kontury meridiánu (náboje, komory oběžného kola a vstupního a výstupního průřezu lopatkového kanálu). Následně pomocí příkazu *ExportPoints* byl vybrán povrch lopatky a exportován v podobě zvoleného počtu řezů do formátu který je vhodný pro specializovaný síťovací nástroj TurboGrid.

Dekompozice domény savky byla provedena v prostředí DesignModeler analogicky jako u domény nátokové části.



Obrázek 3.8 Meridián oběžného kola

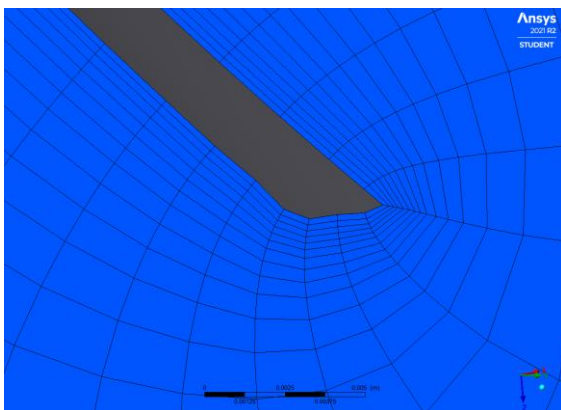


Obrázek 3.9 Meridián rozvaděče

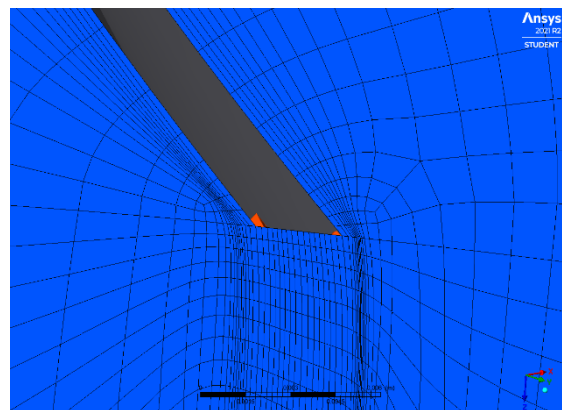
3.3.3 Výpočetní síť

Dekomponovaná doména nátokové části byla vložena do prostředí Ansys meshing, kde probíhala tvorba sítě. Při tvorbě sítě byl zvolen základní způsob síťování pro prostředí CFX a dbalo na docílení sítě s pouze hexagonálními prvky které jsou, co se přesnosti a spolehlivosti výpočtu týče nejvýhodnější. Hexagonálních prvků sítě bylo docíleno za pomoci síťovací metody předepsané na celou doménu a pomocí příkazu *EdgeSizing* předepsaném na každou hranu. Pro podchycení mezní vrstvy a příznivou hodnotu y^+ byl do příkazů *EdgeSizing* předepsán také *Bias*, kterým bylo docíleno potřebné zjemnění sítě směrem ke stěnám domény určujícím povrch generátoru. Výsledná síť je tvořena 97 tisíci elementy při 103 tisících uzlech. Při výpočtech byla na této síti dosahována hodnota y^+ v rozmezí 1,7 až 86, přičemž hodnot menších než 11 bylo dosahováno pouze v nezájmové oblasti.

Tvorba sítě lopatkového kanálu rozvaděče byla provedena ve specializovaném síťovacím programu Ansys TurboGrid. Nástroj slouží pro tvorbu hexagonálních sítí v lopatkových kanálech rotačních strojů. Při tvorbě sítě byla zvolena výška prvního prvku v mezní vrstvě 0,25 [mm], která byla zvolena na základě sady výpočtů. Srovnávacím parametrem při volbě bylo y^+ , které se u konečné sítě pohybuje v rozmezí 1,5 až 127, ale na většině povrchu dosahuje hodnot 20 až 100. V rámci volby topologie nebyla předepsána na výstupní hranu lopatky useknutá odtoková hranu lopatky, která by sice reflektovala přesný tvar lopatky, ale výsledná síť by nebyla tak kvalitní a obsahovala neúměrně více prvků. Porovnání jednotlivých sítí viz obrázek 3.10 a obrázek 3.11. Výsledky výpočtu s nepředepsanou a předepsanou useknutou odtokovou hranou lopatky se téměř nelišily. Výsledná síť obsahuje 72 tisíc prvků při 79 tisících uzlech.

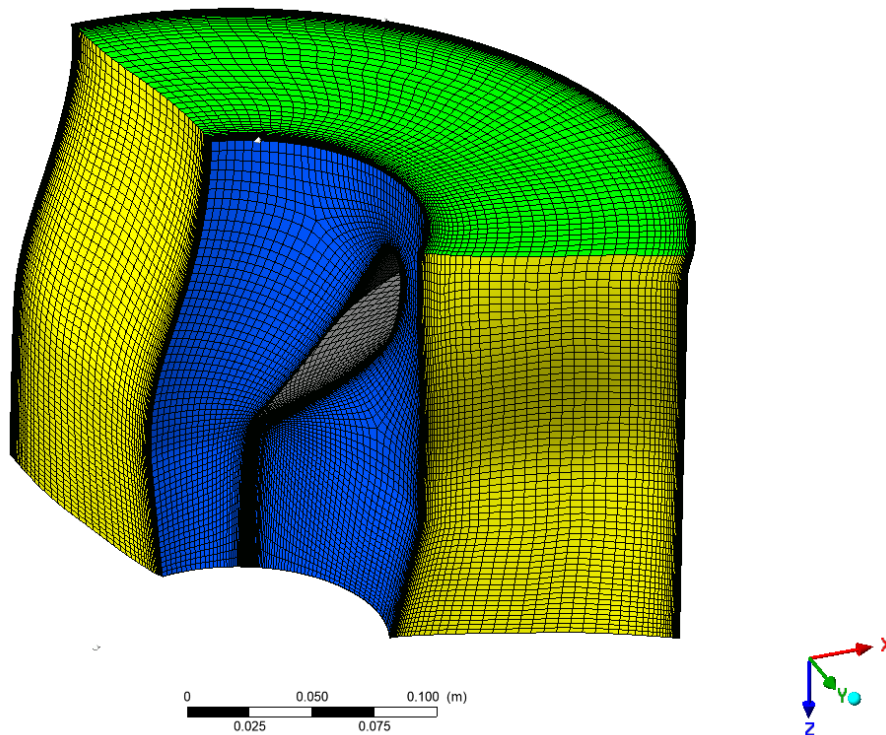


Obrázek 3.10 Nepředepsaná useknutá hrana lopatky



Obrázek 3.11 Předepsaná useknutá hrana lopatky

Kanál oběžného kola byl síťován taktéž v programu Ansys TurboGrid. Výška prvního prvku v mezní vrstvě byla zvolena 0,15 [mm], při dosahovaných hodnotách y^+ v rozmezí 8 až 123. U volby topologie byla předepsána useknutá odtoková hranu lopatky. V případě oběžného kola je to nezbytné, jelikož při následné úpravě lopatky v nástroji BladeGen už není možné topologii na odtokové hraně měnit a nedalo by se tak docílit porovnávání výsledků na stejných výpočetních sítích. Dále byla předepsána vůle mezi komorou a oběžným kolem o hodnotě 0,5 [mm] odečtená z CAD modelu. Výsledná síť obsahuje 360 tisíc elementu při 375 tisících uzlech.



Obrázek 3.12 Síť v kanálu oběžného kola

Síťování domény savky probíhalo analogicky jako síťování nátokové části. Výsledná síť je tvořena 156 tisíci elementy při 168 tisících uzlech. Při výpočtech je na této síti dosahována hodnota y^+ v rozmezí 5,5 až 74.

3.3.4 Nastavení numerického modelu

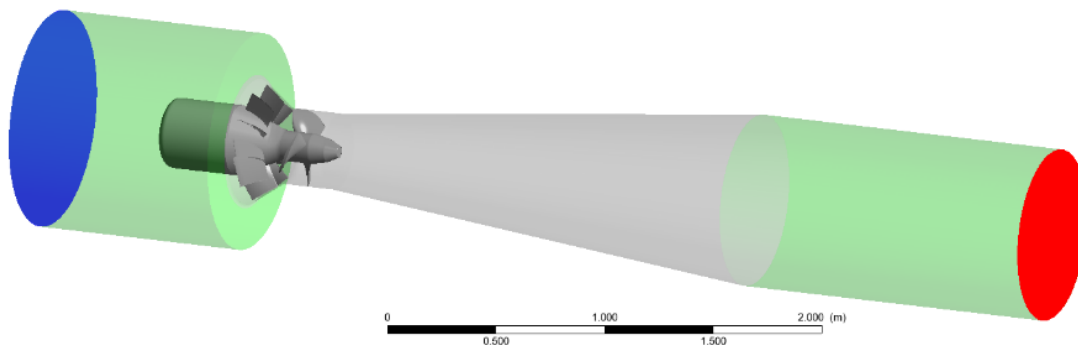
Jako řešič RANS rovnic je zvolen Ansys CFX specializovaný pro řešení hydrodynamických dějů v lopatkových strojích.

V rámci nastavení výpočtu jsou zvoleny dva různé přístupy. Prvním je využití rotační symetrie modelu nátokové části i savky a uvažování pouze jejich čtvrtinového modelu s předpisem rotační periodicity. Druhým přístupem je použití celých domén. Pro vytvoření celých domén ze čtvrtinových výsečí bylo na začátku nastavení výpočtu využito příkazu *Transform Mesh*, čímž byly výseče rotačně kopírovány po 90° . Tyto přístupy jsou voleny za účelem možné redukce výpočetní sítě a tím i zkrácení výpočetního času. Vliv zjednodušení modelu na provozní parametry je vyhodnocen na základě srovnávání jednotlivých variant s výsledky experimentálního měření.

Další nastavení výpočtu je pro oba způsoby stejné. Všechny výpočetní úlohy jsou řešeny jako stacionární za použití dvourovnicového modelu turbulence *standard k-ε*. Proudění v blízkosti stěn je modelováno pomocí funkce *Scalable*. Médium použitým pro výpočty je voda o hustotě $997 \text{ [kg}\cdot\text{m}^{-3}]$.

Pro řešení numerického modelu je nutné zadat na stěny příslušné okrajové podmínky. V modelu jsou pro neprůtočné stěny použity různé druhy okrajových podmínek. Pro části, jež jsou součástí soustrojí jsou to hladké stěny s podmínkou ulpívání (viz obrázek 3.13, šedá). Části, které slouží pouze k oddálení okrajové podmínky jsou definovány jako hladké stěny bez

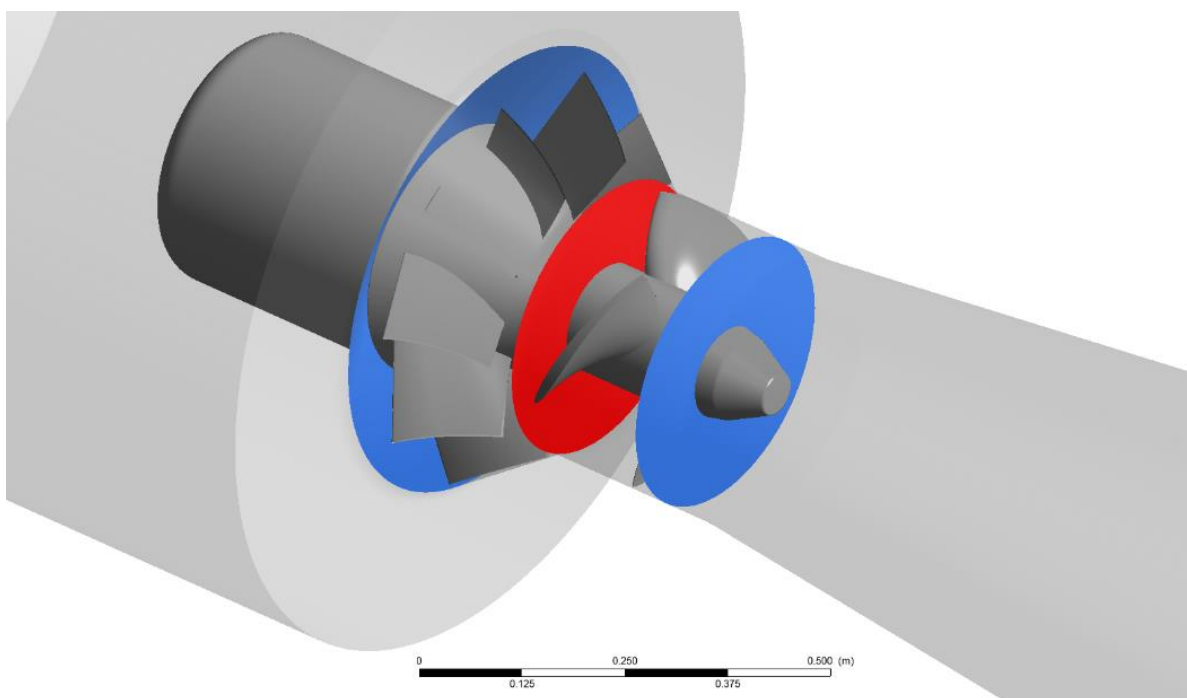
ulpívání (zelená). Na vstupní stěnu (modrá) je předepsána tlaková okrajová podmínka odpovídající návrhovému spádu 1,5 [m]. Okrajová podmínka na vstupu je pomocí zadaných rovnic spjatá s podmínkou na výstupu a zachovává tak konstantní spád. Na výstup (červená) je pak předepsána tlaková okrajová podmínka odpovídající totálnímu tlaku 0 [Pa].



Obrázek 3.13 Okrajové podmínky na stěnách

Doméně lopatkového kanálu oběžného kola je předepsán rotační pohyb odpovídajícím návrhovým otáčkám $650 \text{ [min}^{-1}\text{]}$. U stěny komory oběžného kola je pak předepsána volba stěny rotující proti smyslu rotace oběžného kola, čímž je docíleno relativní stacionarity stěny oproti oběžnému kolu.

Mezi jednotlivé domény jsou na přiléhající plochy předepsány funkce propojující jednotlivé části kontrolního objemu (viz obrázek 3.14). Mezi částí, kde nezávisí na vzájemné poloze sousedních domén je předepsána funkce Frozen Rotor (modrá), která dosahuje lepší konvergence. Mezi domény lopatkových kanálů je předepsána funkce Stage (Mixing-Plane) (červená), která nezohledňuje pouze aktuální vzájemné natočení statoru a rotoru. Mezi jednotlivými doménami musí být definován úhel výsečí navazujících ploch. Pro čtvrtinové domény je to čtvrtina kruhu, tedy 90° , pro jeden lopatkový kanál odpovídající desetinové výseči 36° a pro třílopatkové oběžné kolo 120° .



Obrázek 3.14 Propojení jednotlivých domén

Advekcční schéma řešiče je nastaveno na druhý řád přesnosti (High-Resolution), schéma turbulence je nastaveno na první řád přesnosti (First order).

3.3.5 Parametrizace výpočtu

Pro napočítání více bodů charakteristiky při jednom spuštění výpočtu jsou do prostředí Ansys Workbench zadány parametry. Pro napočítání charakteristiky původního soustrojí jsou vstupní parametry definovány v nastavení výpočtu. Vstupním parametrem jsou otáčky, které jsou jedinou proměnnou pro získání celé charakteristiky. V rámci nastavení výpočtu jsou také definovány parametry pro ukončení výpočtu jednotlivých provozních bodů. Jsou jimi hodnoty residuí $1e^{-6}$ a maximální počet iterací 2000, výpočet se ukončí ve chvíli, kdy je dosaženo jedné z těchto podmínek. Výstupní parametry jsou definovány v prostředí CFD-Post a jsou jimi průtok, účinnost, moment a spád. Před spuštěním výpočtu je výhodnější vybrat pro inicializační hodnoty volbu *Cached solution data*, čímž je zajištěno použití vlastních inicializačních hodnot pro každý bod zvlášť. Pro jednotlivé body tak výpočet začíná z nulových hodnot a při dalších úpravách v jednotlivých bodech výpočet navazuje na předešlý výpočet.

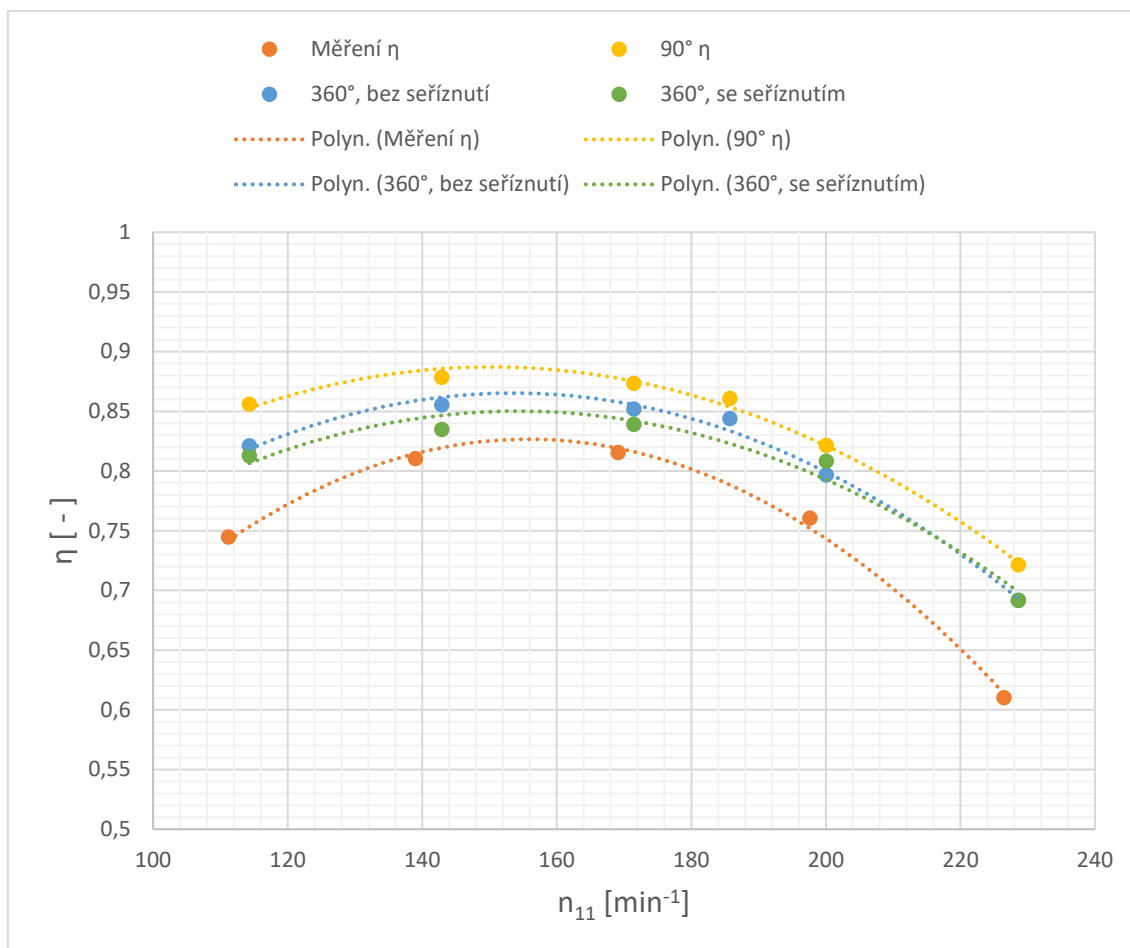
3.3.6 Vyhodnocení

V rámci porovnání numerického řešení s experimentálním měřením je vyhodnoceno několik variant nastavení výpočetního modelu. Srovnávány jsou modely s plným a čtvrtinovým nátokem a s předepsanou a nepředepsanou seříznutou výstupní hranou lopatky oběžného kola.

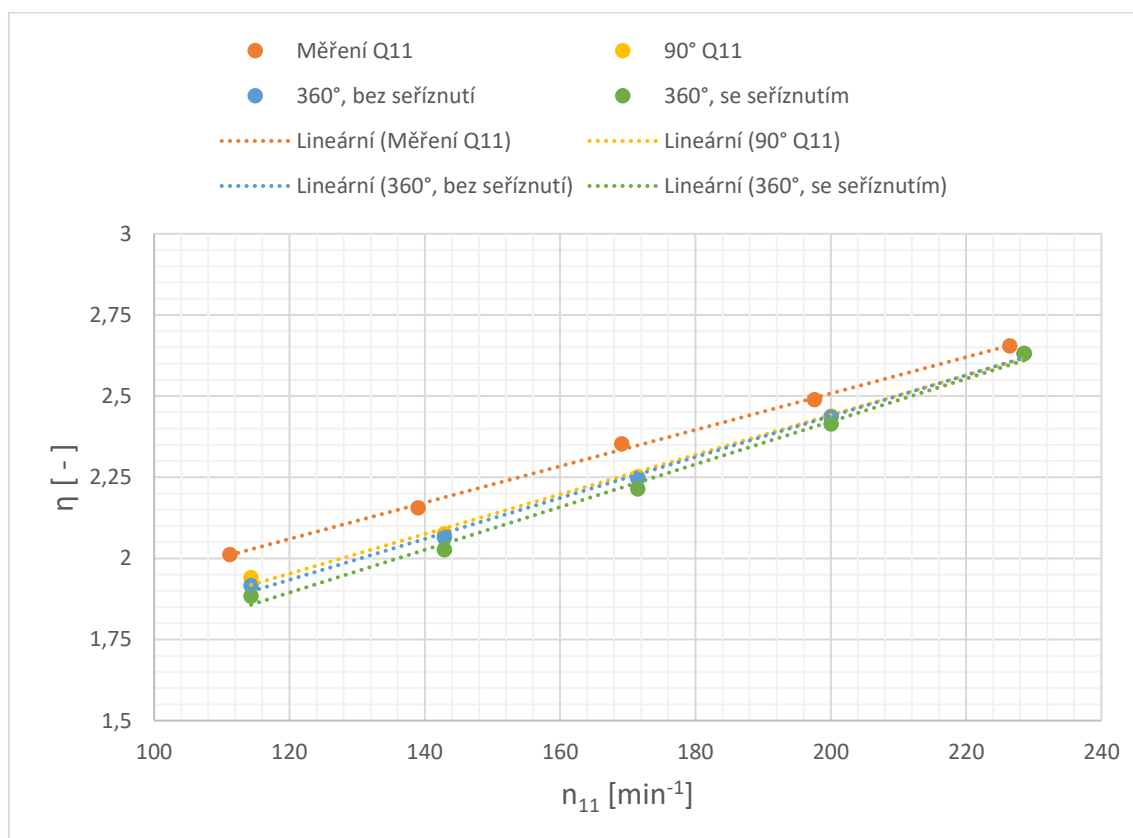
Tabulka 3.2 Srovnání výpočetních modelů s měřením

Model	n [min ⁻¹]	H [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/4, Seříznutá odtoková hrana	600	1,5	0,338	0,873
Plný model, Seříznutá odtoková hrana	600	1,5	0,332	0,839
Plný model, Neseříznutá odtoková hrana	600	1,5	0,337	0,852
Experiment	602	1,552	0,359	0,816

Z výsledků vyplývá, že nejbližší ke skutečnému modelu má nastavení výpočtu s plnou geometrií nátoku a savky s předepsanou seříznutou odtokovou hranou lopatky oběžného kola. Tato varianta je zároveň nejnáročnější na výpočetní kapacitu, což má negativní dopad na dobu výpočtu. Pro srovnání výpočtu s experimentálním měřením jsou data z numerického řešení vynesena do univerzální charakteristiky turbíny. Lze vidět dobrou shodu průběhu průtokové i účinnostní charakteristiky, přičemž odsazení odpovídá chybě přibližně 2 %.



Obrázek 3.15 Srovnání účinnostních charakteristik jednotlivých modelů s měřením



Obrázek 3.16 Srovnání průtokových charakteristik jednotlivých modelů s měřením

Vzhledem k dobré shodě numerického řešení s experimentálním řešením je nastavení numerického modelu pokládáno za správné a pro potřeby srovnávacích výpočtů svojí přesností dostatečné. Pro jednotlivé úpravy hydraulického tvaru stroje budou použity pouze výseče domén nátoků a savky. Pro zjištění charakteristiky konečného návrhu stroje, budou z důvodu zajištění co nejpřesnějšího řešení použity plné modely domény nátoků i savky.

4. Úprava hydraulického tvaru turbíny

Změna optimálních provozních parametrů soustrojí je omezena pouze na oběžné kolo turbíny a savku. Rozváděcí lopatky, průměr oběžného kola a otáčky musí zůstat zachovány. Snížení průtoku turbínou lze změnit výstupním úhlem lopatek, počtem lopatek a změnou velikosti průtočné plochy. Jelikož se jedná o znatelné snížení průtoku, za zvýšení spádu, je přistoupeno k řešení problému využitím zmenšení průtočného průřezu a změnou počtu lopatek. Změna úhlů lopatky je následně provedena primárně za účelem zvýšení účinnosti, nikoli za účelem změny průtoku.

4.1 Úprava náboje

První úpravou oběžného kola je zmenšení průtočné plochy turbíny se zachováním počtu lopatek. Zmenšení průtočné plochy je tak realizováno zvětšením náboje oběžného kola.

Průtočná plocha je tvořena mezikružím, kdy v rámci výpočtu nového obsahu mezikružím je zanedbána plocha tvořená lopatkami turbíny. Určení nového průtočného průřezu vychází z přepočtu z jednotkových veličin.

Dle rovnic (1.6), (1.7) jsou vypočítány jednotkové otáčky a průtok pro původní a nové návrhové parametry.

$$n_{11P} = \frac{n_P \cdot D_P}{\sqrt{H_P}} = \frac{650 \cdot 0,35}{\sqrt{1,5}} = 185,75 \text{ min}^{-1} \quad (4.1)$$

$$Q_{11P} = \frac{Q_P}{D_P^2 \cdot \sqrt{H_P}} = \frac{0,36}{0,35^2 \cdot \sqrt{1,5}} = 2,399 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.2)$$

$$n_{11N} = \frac{n_N \cdot D_N}{\sqrt{H_N}} = \frac{650 \cdot 0,35}{\sqrt{2,2}} = 153,38 \text{ min}^{-1} \quad (4.3)$$

$$Q_{11N} = \frac{Q_N}{D_N^2 \cdot \sqrt{H_N}} = \frac{0,25}{0,35^2 \cdot \sqrt{2,2}} = 1,376 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (4.4)$$

Z rovnice (1.7) je následně vyjádřený vztah pro nový průměr oběžného kola při původním jednotkovém průtoku a novém jmenovitém průtoku a spádu.

$$D_N = \sqrt{\frac{Q_N}{Q_{11P} \cdot \sqrt{H_N}}} = \sqrt{\frac{0,25}{2,399 \cdot \sqrt{2,2}}} = 0,265 \text{ m} \quad (4.5)$$

Následná úvaha vychází z předpokladu, že jednotlivé průměry oběžného kola odpovídají daným průtočným průřezům. Poměr těchto průřezů je vyjádřen poměry kvadrátů průměrů oběžných kol.

$$\frac{S_N}{S_P} = \frac{D_N^2}{D_P^2} = \frac{0,265^2}{0,35^2} = 0,573 [-] \quad (4.6)$$

Dále je předpokládána rovnost mezi poměrem obsahů průtočných ploch vycházejících z kvadrátů průměrů oběžných kol pro nové a původní parametry a ploch mezikruží tvořených průměry oběžných kol a nábojů.

$$\frac{S_N}{S_P} = \frac{D_P^2 - d_N^2}{D_P^2 - d_P^2} \quad (4.7)$$

Ze vztahu (4.7) je vyjádřen nový průměr náboje d_N .

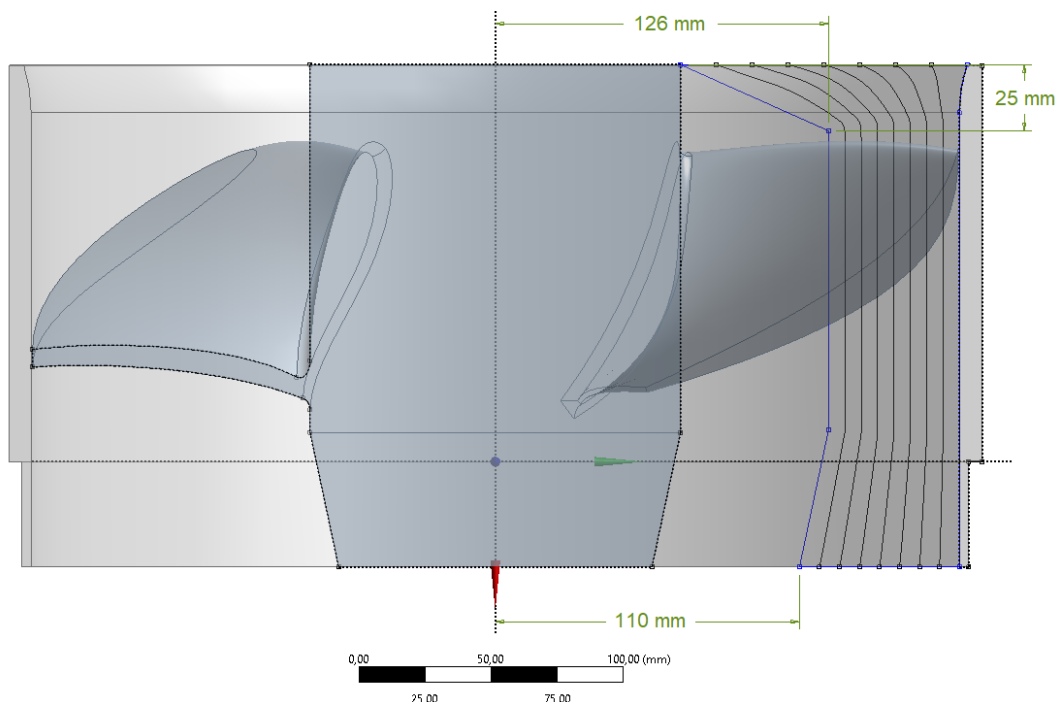
$$d_N = \sqrt{D_P^2 - \frac{S_N}{S_P} \cdot (D_P^2 - d_P^2)} \quad (4.8)$$

$$d_N = \sqrt{0,35^2 - 0,573 \cdot (0,35^2 - 0,14^2)}$$

$$d_N = 0,252 \text{ m}$$

Dle předpokladů by stejná turbína s nábojem zvětšeným na 252 [mm] měla na novém spádu dosahovat průtoku 0,25 [m³·s⁻¹]. tato skutečnost je ověřena numerickým modelováním a uvedena v kapitole 4.1.1.

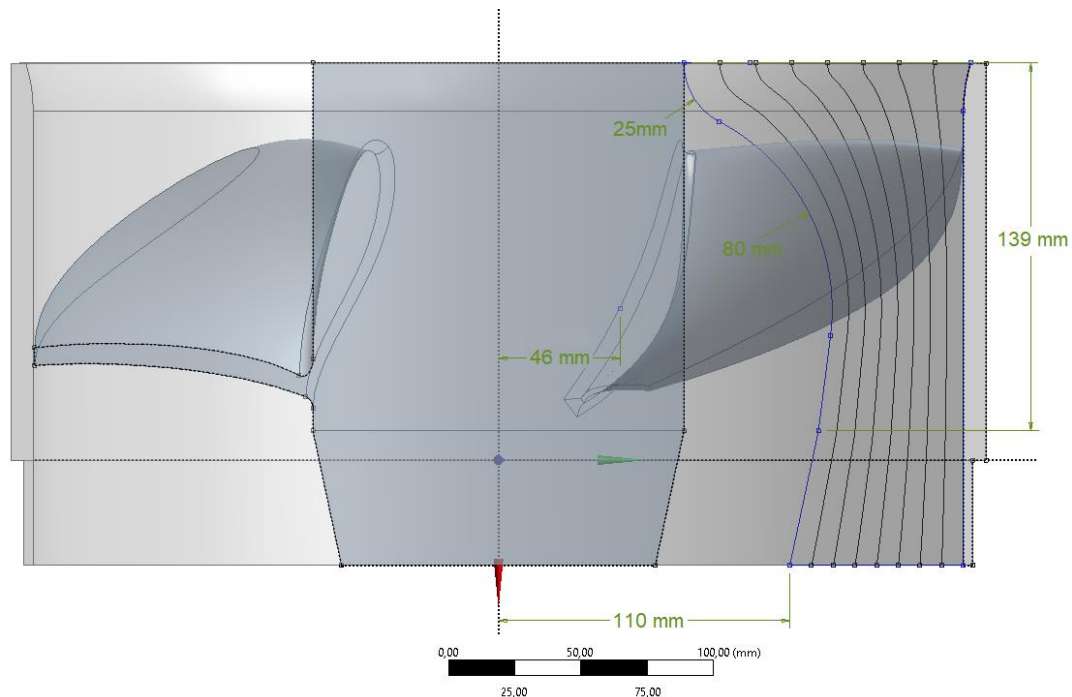
V rámci koncepčních návrhů nového tvaru náboje jsou zpracovány dva návrhy. První návrh vychází z původní geometrie a zachovává válcový tvar náboje v místě vetknutí lopatky. Přechod na větší průměr je poté realizován pomocí zkosení.



Obrázek 4.1 Tvar zvětšeného náboje s válcovou plochou

Druhý návrh vychází z tvaru meridiánu Kaplanovy turbíny, kdy v místě vetknutí lopatky do náboje je kulová plocha umožňující natáčení lopatek oběžného kola. Z důvodu úspory materiálu a přihlédnutí k hydraulicky výhodnějšímu tvaru byl vybrán koncepční návrh s kulovým tvarem v místě vetknutí lopatek do náboje. Takto tvarovaný náboj je dále označován jako clona, pro svou funkci škrcení průtoku.

Tvar clony je definován poloměrem zaoblení v místě vydutí a vzdáleností středu vydutí od osy oběžného kola. Dále poloměrem zaoblení mezi nábojem a vydutím a vzdáleností bodu určujícího navázání náboje v doméně oběžného kola a doméně savky. Jednotlivé rozměry jsou kótovány v obrázku 4.2.



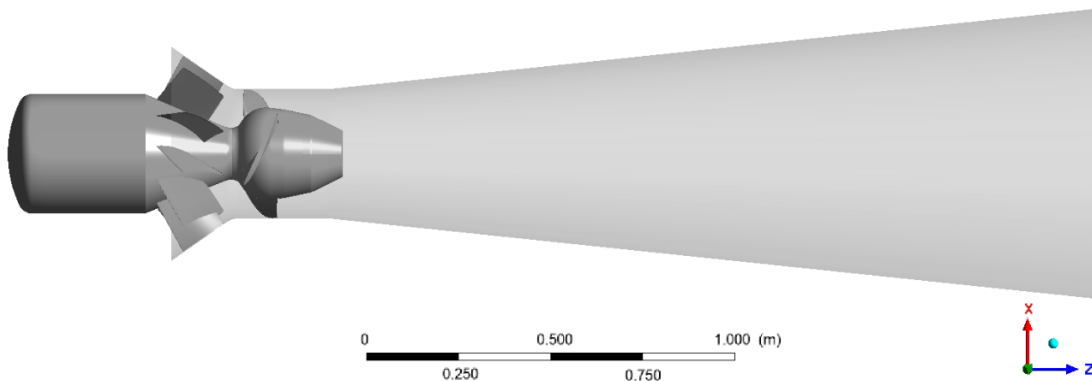
Obrázek 4.2 Tvar zvětšeného náboje s kulovou plochou

4.1.1 Ověření pomocí CFD

Pro ověření předpokladu snížení průtoku zvětšením náboje byl použit numerický model se čtvrtinovou výsečí původní savky a čtvrtinovou výsečí domény nátoky. Změny geometrie náboje bylo docíleno vytvořením nového náčrtu tvořícím jeho meridiánový řez (viz obrázek 4.2). Tento náčrt byl následně vybrán jako obrys náboje v nástroji *PathFlow*. Při tvorbě náčrtu byly rozměry určující geometrii clony označeny jako vstupní parametry, pro snadnou změnu geometrie a její optimalizaci. Na základě předpokladu uvedeném ve vztahu (4.8) byl vytvořen náboj s průměrem 250 [mm] v nejširším místě. Tvar náboje je dán kótovanými rozměry na obrázku 4.2. Optimální tvar byl určen na základě sady výpočtů a jako výsledný byl zvolen ten s nejvyšší účinností.

Rozměry náboje se musely změnit také v doméně savky, kam náboj zasahuje. Pro správné navázání náboje mezi jednotlivými doménami je úhel kuželové části náboje v obou doménách totožný a vzdálenost od osy v bodě, kde na sebe doména oběžného kola a savky navazují je označen v obou doménách jako vstupní parametr. Takto je dosaženo spojitosti a hladkosti přechodu náboje mezi jednotlivými doménami.

Nastavení v nástroji TurboGrid pro automatické síťování je stejné jako při výpočtu původního soustrojí, aby zůstala zachována podobnost jednotlivých sítí a bylo možné mezi sebou jednotlivé návrhy porovnat.



Obrázek 4.3 Výsledný tvar náboje třílopatkového kola

V nastavení okrajových podmínek byl upraven tlak na vstupní stěně odpovídající požadovanému spádu 2,2 [m]

Tabulka 4.1 Výsledky CFD simulace třílopatkového kola s clonou a původní savkou

Lopatky [-]	n [min ⁻¹]	H [m]	Q [m ³ /s]	d [m]	η [-]
3	650	2,2	0,248	0,25	0,782

Z výsledku výpočtu vyplívá, že předpokládaná velikost náboje je téměř optimální, kdy průtok byl dle výpočtu 0,248 [m³·s⁻¹], což je velmi blízko předpokládané hodnotě 0,25 [m³·s⁻¹]. Rozdíl může být způsoben zanedbáním lopatek při určování obsahu průtočného průřezu. Soustrojí dosahuje dle numerické simulace účinnosti 78,2 %, což je pokles přibližně o 10 % v porovnání s numerickým výpočtem původního soustrojí. Tento pokles účinnosti je očekávaný a je způsoben několika faktory. Nejpodstatnější nedostatky nové geometrie jsou nevhodný počet lopatek oběžného kola vzhledem k průměru náboje, nevhodný úhel náběžné hrany lopatky oběžného kola a také nevyhovující sací trouba, která je navržena na zpracování mnohem většího průtoku.

4.2 Úprava počtu lopatek

Změnou rozměru náboje a návrhového bodu stroje měníme také jeho specifické otáčky. S rychloběžností stroje souvisí volba jeho základních parametrů, přičemž jedním z nich je i počet lopatek oběžného kola. Dle literatury [1] je při běžném návrhu počet lopatek stroje a poměr náboje volen na základě spádu a měrných otáček, jak je uvedeno v obrázku 4.4. Předpokládaná účinnost soustrojí je uvažována 82 % stejně jako u původního soustrojí. Specifické (měrné) otáčky stroje jsou dle vztahu (1.11):

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q \cdot \eta}{\sqrt{H}}} \quad (4.9)$$

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{650}{\sqrt{2,2}} \cdot \sqrt{\frac{0,25 \cdot 0,82}{\sqrt{2,2}}} = 595 \text{ min}^{-1}$$

Spád H metrů	5	20	40	50	60	70
Počet lopatek	3	4	5	6	8	10
d/D	0,3	0,4	0,5	0,55	0,60	0,70
Měrné otáčky	1000	800	600	400	350	300

Obrázek 4.4 Volba počtu lopatek [1]

Dle specifických otáček stroje, by na dané parametry podle obrázku 4.4, měla být volena turbína se pěti nebo šesti lopatkami a poměrem náboje ku oběžnému kolu 0,5 respektive 0,55. Těchto parametrů je možné docílit, zmenšením průměru oběžného kola turbíny, kdy by nové oběžné kolo o menším průměru dosahovalo potřebného průtoku i při takovémto poměru náboje ku kolu. Tato změna však vzhledem k zadání není možná. Určení počtu lopatek na základě specifických otáček tedy není relevantní, jelikož geometrie nového oběžného kola turbíny neodpovídá konvenčním řešením vodních turbín a neplatí pro ni podmínka geometrické podobnosti.

Počet lopatek lze alespoň přibližně určit podle poměru d/D tedy průměru náboje ku oběžnému kolu. Do vztahu je dosazen průměr oběžného kola a nově navrženého průměru náboje z kapitoly 4.1.

$$\frac{d}{D} = \frac{0,25}{0,35} = 0,71 \quad (4.10)$$

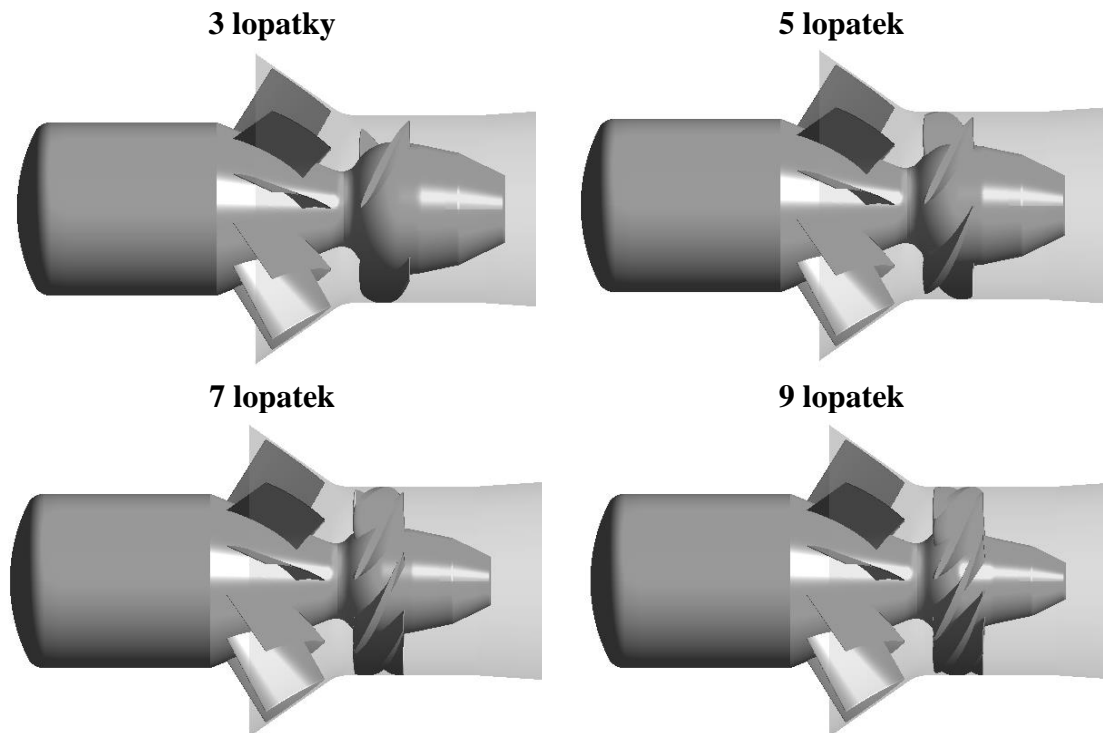
Poměr náboje vůči kolu tedy dle obrázku 4.4 odpovídá desetilopátkovému oběžnému kolu. Pro vypočítaný poměr by tedy mělo kolo být tvořeno deseti lopatkami.

Zvyšováním počtu lopatek oběžného kola, ale dochází ke zmenšení průtočné plochy, což má za následek snížení průtoku. Přidáním sedmi lopatek na oběžné kolo by byl průtok snížen pod požadovanou hodnotu $0,25 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$. Se zvyšujícím se počtem lopatek, musí být odpovídajícím způsobem snižován průměr náboje. Jde tedy o nalezení optimálního počtu lopat a průměru náboje pro dosažení požadovaného průtoku.

Pro snadnou změnu počtu lopat a náboje je použit již parametrizovaný výpočet z předešlé úpravy pro velikost a tvar náboje. Při exportu geometrie lopátkového kanálu z prostředí DesignModeler se zadává počet lopatek, toto zadání je také označeno jako vstupní parametr. V prostředí nastavení řešiče CFX je definován tzv. „*Expression*“ pro počet lopatek a označen jako vstupní parametr. Počet lopatek ve formě parametru je zadán do rovnice, ze které je počítán moment působící na povrch lopatek a náboje, jelikož je moment počítán pouze v jednom lopátkovém kanále. Na počtu lopatek je závislá také změna úhlových poměrů mezi jednotlivými doménami. Úhlová hodnota na vstupu a výstupu do domény oběžného kola je zde definována jako 360° ku počtu lopat, což umožňuje změnu úhlu v závislosti na počtu lopatek oběžného kola.

V prostředí Workbench byly následně vytvořeny jednotlivé návrhové body pro tři, pět, sedm a devět lopatek oběžného kola. Sudé počty lopatek jsou zanedbány, z důvodu

dynamických účinků na soustavu, jelikož rozvaděč se sestává z lopatek deseti. Jednotlivá oběžná kola viz obrázek 4.5.



Obrázek 4.5 Oběžná kola s různým počtem lopatek

Nastavení síťovacího nástroje TurboGrid je stejné, pro všechny počty lopatek oběžného kola. Při síťování docházelo k problémům s tvorbou elementů s negativními objemy, zejména díky složitému tvaru náboje. Tomuto jevu bylo zabráněno snížením počtu buněk sítě. Po této úpravě není relevantní srovnávat účinnosti nových oběžných kol vůči původnímu modelu, kvůli rozdílným parametrům sítě. Kola s různým počtem lopatek je tak možné srovnávat pouze navzájem.

Ke každému počtu lopatek byl následně iteračním postupem vytvořen náboj o odpovídajícím průměru, aby byl splněn přibližně návrhový průtok.

Výsledkem je porovnání účinností jednotlivých řešení, kde z výsledků vyplývá, že nejúčinnější konfigurace je se sedmi lopatkami oběžného kola a průměrem náboje 210 [mm], která dosahuje účinnosti 78,4 %. Výpočet probíhal na modelu se čtvrtinovými výsečemi domén nátoky a savky. Kvůli změně sítě byl znovu napočítán i model se třemi lopatkami oběžného kola a clonou, aby bylo možné nové návrhy relevantně porovnat.

Tabulka 4.2 Počet lopatek oběžného kola

Lopatky [-]	n [min ⁻¹]	H [m]	Q [m ³ /s]	d [m]	η [-]
3	650	2,2	0,244	0,25	0,744
5	650	2,2	0,237	0,23	0,756
7	650	2,2	0,246	0,21	0,784
9	650	2,2	0,257	0,19	0,732

Z výsledků lze vidět vliv jemnosti sítě na účinnost soustrojí, jelikož na původní jemné síti bylo se třílopatkovým oběžným kolem dosahováno účinnosti 77 %. Nyní s hrubou sítí v kanále oběžného kola je to 74,4 %. Při srovnání třílopatkového a sedmilopatkového kola dochází k nárůstu účinnosti o přibližně 4 %.

4.3 Úprava úhlů lopatek

Dalším bodem optimalizace hydraulického tvaru turbíny je změna úhlu náběžné a odtokové hrany lopatky. Úprava tvaru lopatky je provedena na základě dvou principů, nejprve na základě velikosti c_u složky rychlosti a následně dle průběhu vektorového pole v doméně oběžného kola.

Změna probíhá na sedmilopatkovém oběžném kole s průměrem náboje 210 [mm], jež je dle kapitoly 4.2 nejefektivnější konfigurací. Savka zůstává původní a je použit model se čtvrtinovou doménou nátoky a savky.

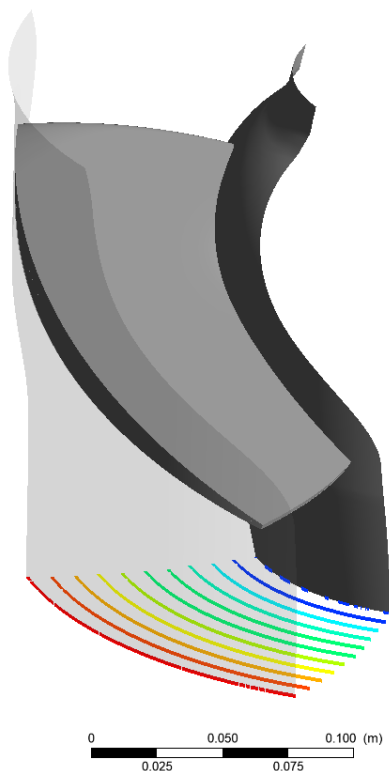
4.3.1 c_u složka rychlosti na výstupní straně oběžného kola

Při posuzování vlivu úhlu lopatek na účinnost turbíny je nejprve použit přístup na základě Eulerovy turbínové rovnice (viz (1.4)). Z této rovnice vyplývá, že měrná energie spotřebovaná oběžným kolem klesá s rostoucí hodnotou c_u složky rychlosti na výstupu z oběžného kola. U turbíny může dojít také k záporné velikosti c_{u2} , na tomto principu pracuje vírová turbína. Energie vody je získávána v oblastech kola, kde je hodnota c_{u2} kladná a nulová. V oblastech, kde je hodnota záporná dochází k předání části energie vodě zpět. Na výstupu z oběžného kola tak jsou kladné i záporné velikosti c_u složky rychlosti, a celkově může být průměrná hodnota záporná. Pokud je velikost c_{u2} nulová, spotřebováváme tak všechnu pohybovou energii vody získanou v rozvaděči.

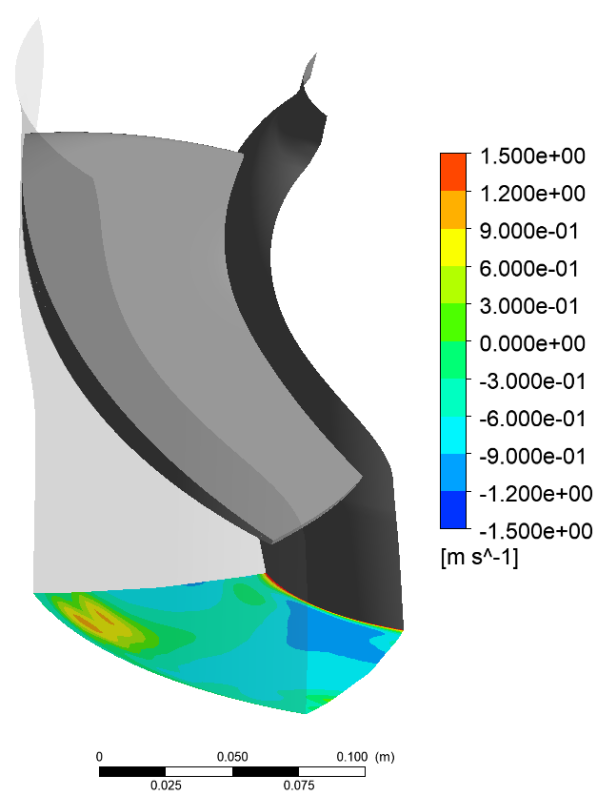
Velikost c_u složky rychlosti je vyhodnocována na rozhraní domén oběžného kola a savky. Vyhodnocení je provedeno na jednotlivých poloměrech, od náboje ke komoře oběžného kola viz obrázek 4.6. Jednotlivé poloměry pro vyhodnocování c_{u2} jsou rozlišeny barevnou škálou. Průběh je vyhodnocován pouze v úplavu jednoho lopatkového kanálu, jelikož se periodicky opakuje.

Průběh velikostí c_{u2} složek rychlostí na jednotlivých průměrech je součástí přílohy 2. Z průběhů vyplývá, že velikost c_{u2} je v blízkosti náboje záporná a v blízkosti komory oběžného kola kmitá kolem nulové hodnoty. Zejména v oblasti u náboje je tak potřebné zvýšit úhel β_2 aby kolo nedodávalo energii vodě zpět a neroztáčelo ji proti směru rotace udělené rozvaděčem.

Vykreslená kontura c_{u2} na obrázku 4.7 potvrzuje, že na většině plochy výstupního průřezu z oběžného kola je hodnota c_{u2} záporná.



Obrázek 4.6 Poloměry pro vyhodnocování

 c_{u2} Obrázek 4.7 Kontura c_{u2}

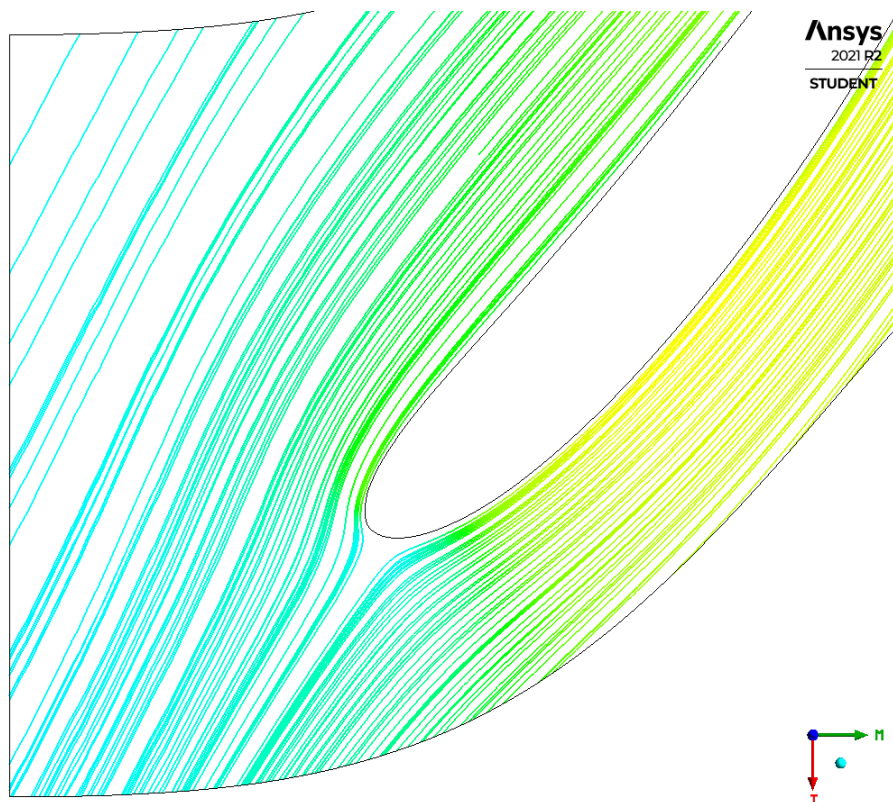
Na základě předchozího vyhodnocení je zpracováno několik variant natočení odtokové hrany lopatky oběžného kola. Změnu výstupního úhlu lopatky umožňuje nástroj BladeGen jež je součástí balíčku ANSYS. Pro import geometrie lopatky z prostředí DesignModeler bylo využito dvou příkazů. Pomocí nástroje CADimport byl vytvořen nový CAD model původní lopatky. Tento model byl nahrán zpět do prostředí DesignModeler. Následně bylo využito – obdobně jako při exportu do nástroje TurboGrid – příkaz ExportPoints a vybrán formát exportovaného souboru s příponou .rtzt. Lopatka v tomto formátu byla následně importována do prostředí BladeGen, kde probíhala její úprava.

Prostředí BladeGen umožňuje měnit úhly lopatek v řezech daných importovaným souborem. Při velkém počtu řezů bylo docíleno velmi dobré shody původní a exportované geometrie, což bylo ověřeno kontrolním výpočtem. Díky velkému počtu řezů, ale docházelo k deformaci lopatky při její úpravě. Tento problém je řešen snížením počtu řezů lopatky na tři, přičemž program následně lopatku lépe vytvaruje díky většímu prostoru pro změnu geometrie lopatky. Lopatka exportovaná pouze třemi řezy také prokázala dobrou shodu s modelem původní lopatky, přičemž odchylka od původní geometrie činila asi 0,4 %.

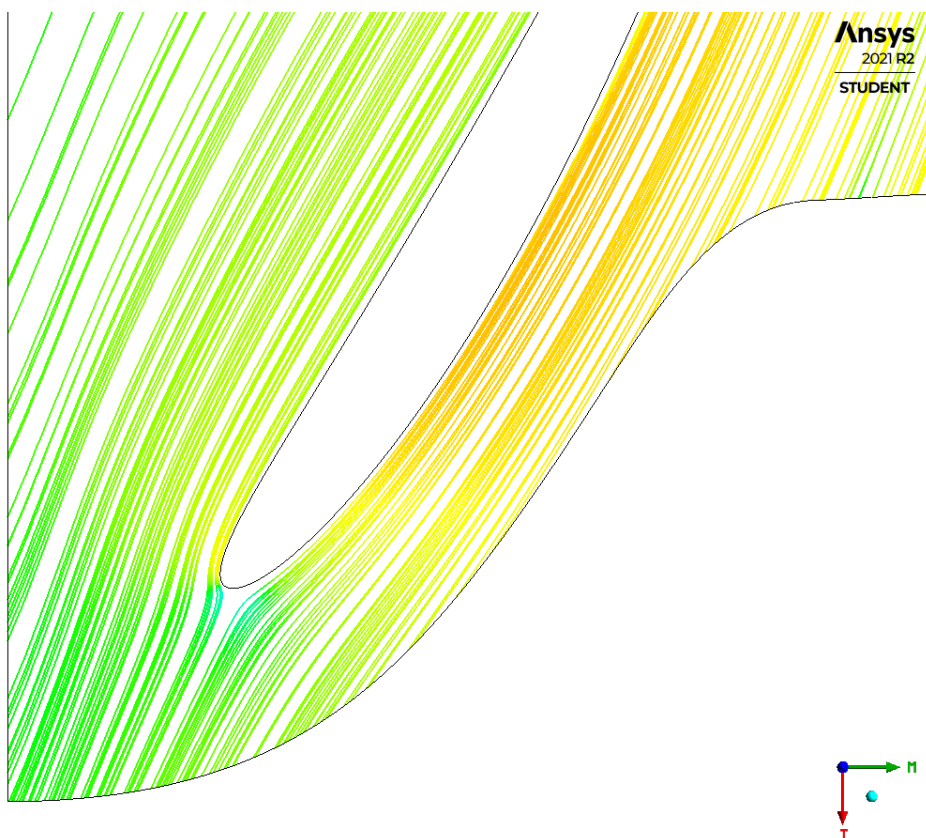
Varianty se liší velikostí výstupního úhlu lopatky v jednotlivých řezech. U náboje je úhel měněn v rozsahu 2 až 10°, ve střední části o 1 až 5° a na vnějším obvodu kola zůstává stejný. Žádná z uvedených variant nevedla ke zvýšení účinnosti, pouze ke zvýšení průtoku. Zvýšení průtoku by znamenalo nutnost opětovného zvětšení náboje pro korekci průtoku na zadanou hodnotu. Další zvětšení náboje však znamená snížení účinnosti turbíny. Zvýšení účinnosti změnou c_{u2} není tedy realizováno.

4.3.2 Úprava na základě rychlostního pole

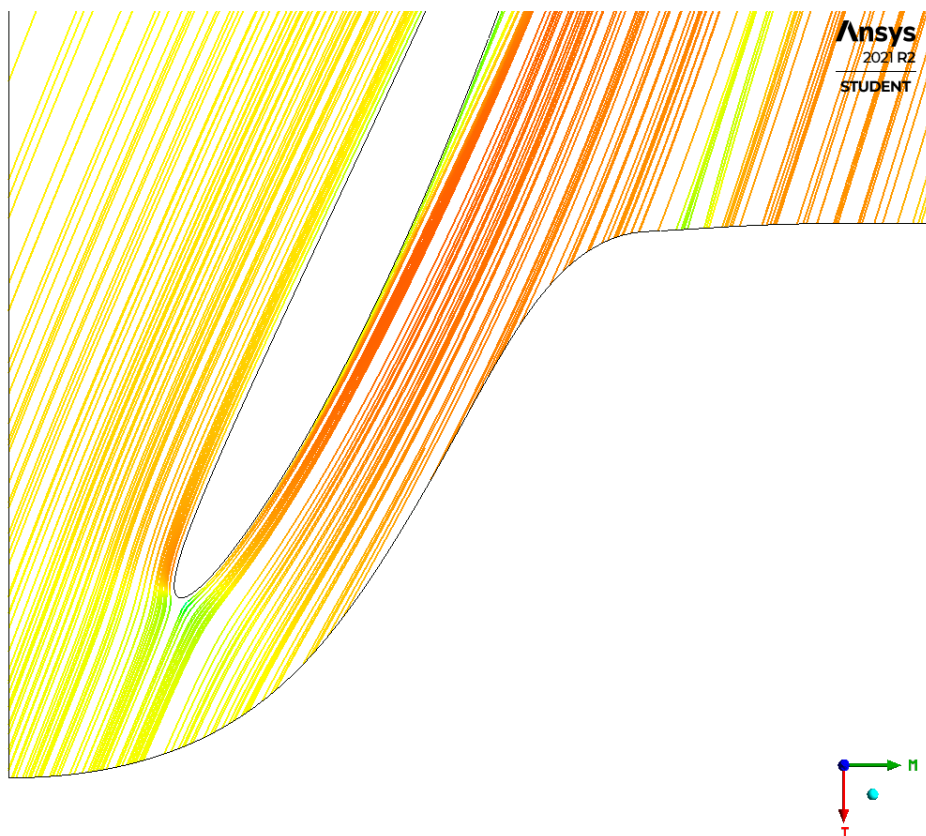
Dalším nástrojem ke zlepšení účinnosti je úprava náběžné hrany lopatky na základě rychlostního pole a ověření bezrázového nátoku na lopatku. Pole je vyhodnocováno pomocí nástroje Turbo v prostředí CFD-Post. Nástroj umožňuje zobrazení lopatkové mříže v konformním zobrazení. V oblasti lopatkové mříže oběžného kola jsou následně v jednotlivých rozpětích vykresleny proudnice.



Obrázek 4.8 Proudové pole na náběžné hraně – rozpětí 0,1



Obrázek 4.9 Proudové pole na náběžné hraně – rozpětí 0,5



Obrázek 4.10 Proudové pole na náběžné hraně - rozpětí 0,9

V proudových polích lze pozorovat, že úhel náběhu v rozpětí 0,1 a 0,5 není optimální a na náběžné hraně lopatky dojde k rázu. V rozpětí 0,9 je již úhel náběhu blíž k optimu. Ke zlepšení účinnosti by mělo vést snížení úhlu náběhu β_1 v oblasti u náboje a ve středu lopatky.

Úprava úhlu náběhu probíhá analogicky jako úprava úhlu odtokové hrany v předcházející kapitole v prostředí BladeGen. Iteračním postupem bylo dosaženo nejvyšší účinnosti při dodržení požadovaného průtoku snížením úhlu náběhu β_1 o 7° a zvýšením úhlu odtokové hrany β_2 o 3° . Porovnání tvaru současných a nových lopatek je součástí přílohy 3 a porovnání proudových polí je zobrazeno v Příloha 4. Při porovnání lze pozorovat zlepšení úhlu náběhu což způsobilo také nárůst účinnosti a také průtoku. Průtok se při změnách úhlu β_1 měnil v řádu několika litrů. Pro udržení průtoku na požadované hodnotě je realizováno dříve avizované zvýšení úhlu β_2 na odtokové hraně o 3° .

Tabulka 4.3 Srovnání účinnosti kola s novými a původními lopatkami

	Q [m ³ /s]	η [-]
Původní lopatky	0,246	0,784
Nové lopatky	0,254	0,804

4.4 Úprava sací trouby

Původní sací trouba je navržena na zpracování průtoku $0,35 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$. Při současné geometrii oběžného kola je savkou zpracováván průtok pouze $0,25 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$. Musí tedy dojít ke snížení výstupního průřezu i délky trouby.

Nový výstupní průřez byl přibližně stanoven na základě doporučení odborné literatury [1], kdy výstupní rychlost by měla být přibližně rovna $1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}]$. Vztah pro výstupní průměr je odvozen ze vztahu pro průtok a rychlost $Q = v \cdot S$. Výsledný průměr je tak maximální přípustný pro dodržení podmínky výstupní rychlosti.

$$D_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,25}{\pi \cdot 1}} = 0,564 \text{ [m]} \quad (4.11)$$

Délka sací trouby je určena pomocí vztahu (2.3), kdy poměr je volen v doporučeném intervalu 1/5 až 1/8.

$$\frac{\sqrt{S_3} - \sqrt{S_2}}{L} = \frac{1}{5} \text{ až } \frac{1}{8} \quad (4.12)$$

Tabulka 4.4 Délka kuželu savky pro jednotlivé poměry a průměr 0,56 [m]

Poměr [-]	L [m]
1/5	0,93
1/6	1,12
1/7	1,30
1/8	1,49

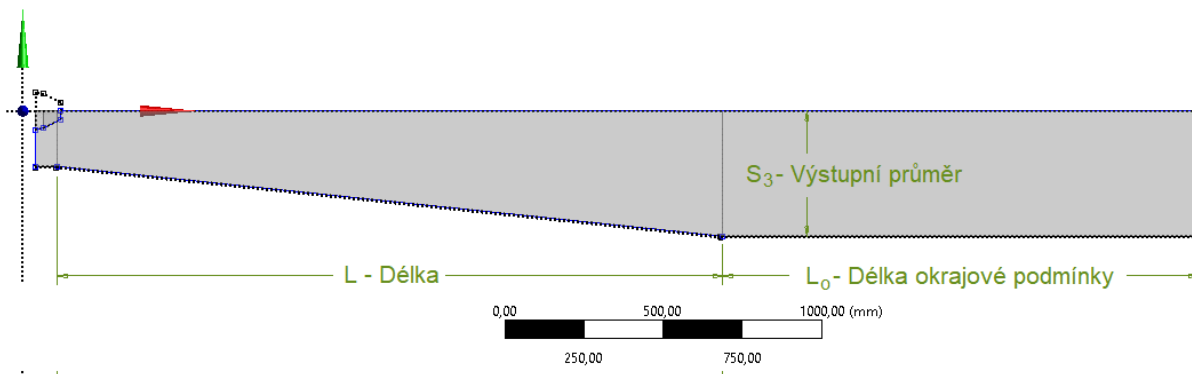
Na základě vypočítaných rozměrů savky, je vytvořena nová doména a návrh je následně ověřen a optimalizován pomocí CFD.

4.4.1 Optimalizace pomocí CFD

V rámci optimalizace tvaru savky je řešena sada výpočtů, kdy jsou měněny výstupní průměry savky v intervalu od 0,44 [m] do 0,56 [m]. Pro každý průměr jsou následně měněny délky savky tak, aby odpovídaly doporučenému intervalu poměrů 1/5 až 1/8. Zadáání jednotlivých rozměrů je umožněno díky označení jednotlivých rozměrů savky jako vstupních parametrů. Rozměry použité jako parametry jsou zobrazeny v obrázku 4.11.

Se zmenšováním domény savky, by při ponechání stejného počtu elementů předepsaných na jednotlivé hrany dekomponované domény docházelo k ponechání počtu prvků sítě. Jednotlivé prvky by tak měnili svoji velikost a síť pro malou savku by byla velmi jemná oproti síti v doméně původní savky. Pro vzájemné porovnání účinnosti savek různých velikostí je důležité, aby velikosti elementů porovnávaných modelů byly co nejpodobnější. Na hrany, které se budou při optimalizaci tvaru razantně měnit, je předepsána velikost elementu nikoli jejich počet.

K výpočtu je použitý model se čtvrtinovou výsečí domény nátoku a plným modelem savky, aby byly dobře podchyceny všechny fyzikální jevy, které by při použití periodického kanálu zanikly. Oběžné kolo turbíny je použito dle výsledku z kapitoly 4.3.2, tedy se sedmi oběžnými lopatkami, průměrem náboje 210 [mm] v nejširším místě a změněnými úhly β_1 a β_2 .



Obrázek 4.11 Parametrizované rozměry savky

Tabulka 4.5 Výstupní průměr savky 0,56 [m]

Poměr [-]	L [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/5	0,93	0,254	0,809
1/6	1,12	0,254	0,809
1/7	1,30	0,254	0,811
1/8	1,49	0,254	0,812

Tabulka 4.6 Výstupní průměr savky 0,52 [m]

Poměr [-]	L [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/5	0,75	0,254	0,811
1/6	0,90	0,254	0,813
1/7	1,05	0,254	0,814
1/8	1,20	0,254	0,815

Tabulka 4.7 Výstupní průměr savky 0,48 [m]

Poměr [-]	L [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/5	0,58	0,254	0,815
1/6	0,69	0,254	0,816
1/7	0,81	0,254	0,818
1/8	0,92	0,254	0,818

Tabulka 4.8 Výstupní průměr savky 0,44 [m]

Poměr [-]	L [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/5	0,40	0,254	0,820
1/6	0,48	0,254	0,820
1/7	0,56	0,254	0,822
1/8	0,64	0,254	0,823

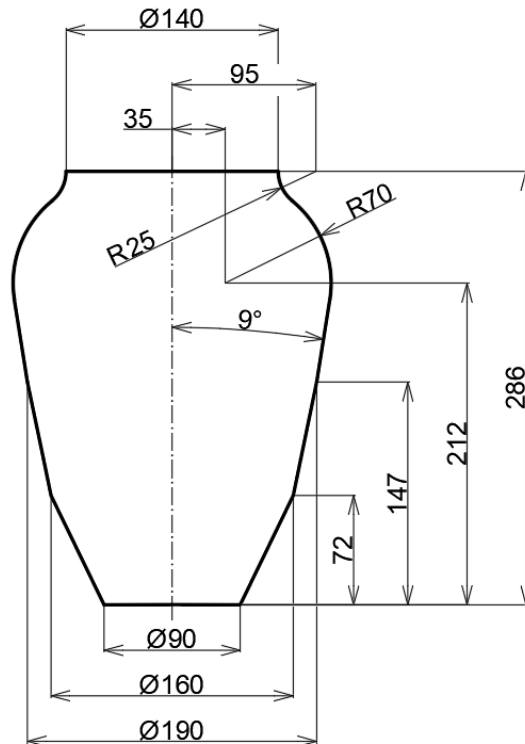
Tabulka 4.9 Výstupní průměr savky 0,4

Poměr [-]	L [m]	Q [m ³ /s]	η [-]
1/5	0,40	0,254	0,802
1/6	0,48	0,254	0,803
1/7	0,56	0,254	0,804
1/8	0,64	0,254	0,804

Z výsledků optimalizace vyplývá, že účinnost soustrojí klesá s rostoucím vrcholovým úhlem, respektive s rostoucím výstupním průměrem sací trouby. Tento fenomén může být způsobený nekonvenční konstrukcí oběžného kola turbíny, kdy oběžné kolo má na návrhové provozní parametry nezvykle velký průměr. K rozšíření průtočného průřezu tak dochází značně i za koncem náboje oběžného kola a není tak nutné savku příliš rozšiřovat. Při použití sací trouby s průřezem 0,4 [m] účinnost, ale opět klesá. Sací trouba s nejvyšší účinností dle numerického výpočtu je s výstupním průměrem 0,44 [m] a délkou 0,64 [m]. Taková konstrukce savky by znamenala vysoké výstupní rychlosti (1,64 [m·s⁻¹]), výsledná ztráta na výstupu ze savky záležela na vlastnostech následujícího kanálu pro odvod vody ze savky. Také drsnost stěny savky by na skutečném díle ovlivnila výslednou účinnost soustrojí, přičemž nižší rychlosti jsou v tomto případě výhodnější. Z těchto důvodů je voleno konzervativní řešení a dodržení doporučených hodnot pro výstupní rychlost 1 [m·s⁻¹]. Zvolená savka má výstupní průměr 0,56 [m] a délku 1,49 [m]. Posouzení použití savky s vyšší výstupní rychlostí by mohlo být předmětem dalšího výzkumu.

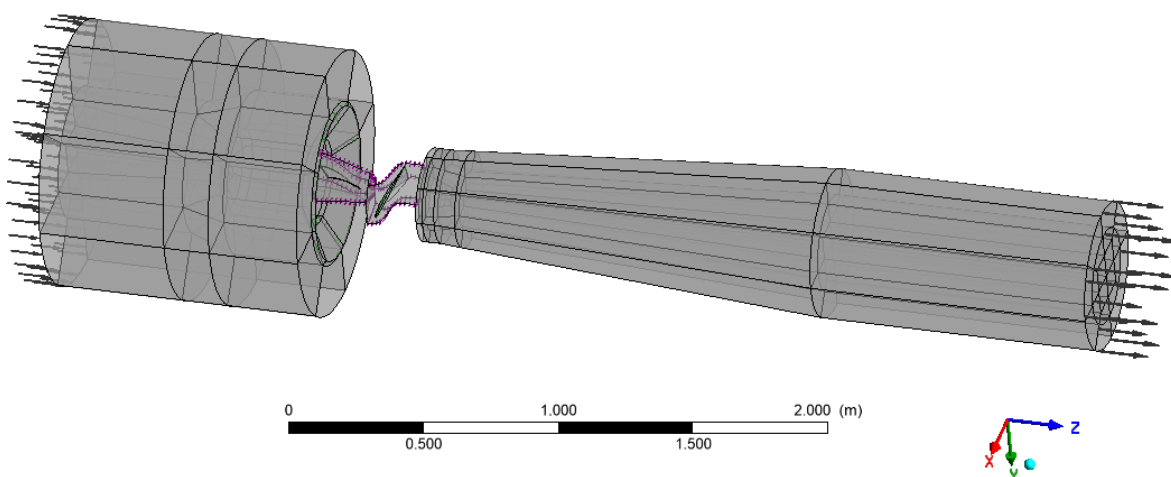
5. Výsledné hydraulické řešení

Výsledným hydraulickým řešením je turbína s novým sedmilopátkovým oběžným kolem, průměrem náboje 210 [mm] a novou savkou o výstupním průměru 560 [mm] s délkou kuželu 1,49 [m].



Obrázek 5.1 Nová geometrie náboje oběžného kola

V rámci kompletace návrhu je pomocí parametrizovaného výpočtu sestavená univerzální charakteristika nového soustrojí. Pro konečný výpočet jsou nastavení síťovacích nástrojů stejná jako při počítání charakteristiky původního soustrojí, jehož výsledky jsou ověřeny shodou s experimentálním měřením. Je použit numerický model s kompletní doménou nátoky a sací troubou, odtoková hrana lopatky oběžného kola je zadána jako seříznutá.



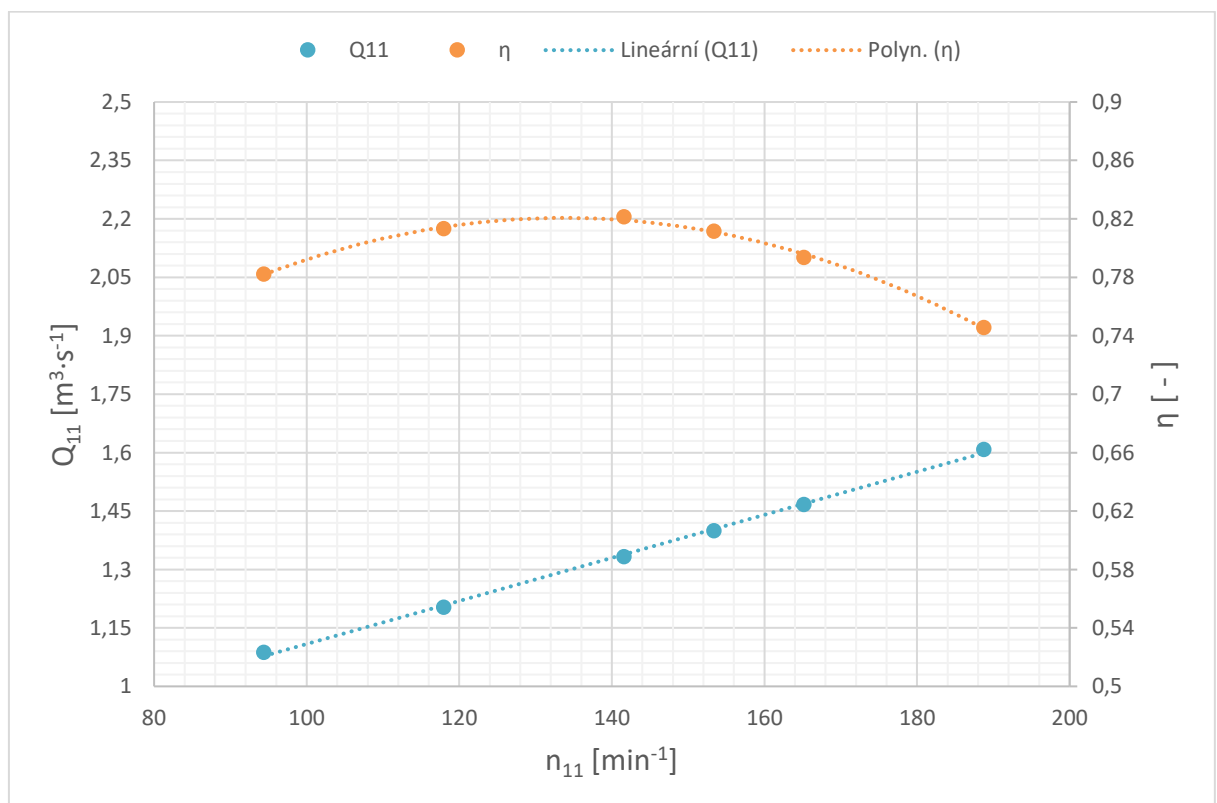
Obrázek 5.2 Fluidní doména s dekompozicí pro výpočet charakteristiky nového soustrojí

Celkový počet uzlů domény je 1,3 mil. při 1 mil. elementů. Výška první buňky u stěn je volena stejná jako u původního numerického modelu, aby byla zajištěna podobnost jednotlivých sítí pro relevantní srovnání. Sítě v nátokové oblasti a v rozvaděči jsou totožné se sítěmi použitých při počítání původního soustrojí. Sítě v kanále oběžného kola a savce mají stejnou velikost elementů jako při CFD výpočtu původního modelu. Proudění v novém soustrojí má nižší rychlosti, což způsobuje pokles hodnoty y^+ , ale i nadále se nachází v doporučeném intervalu.

Jednotlivé body univerzální charakteristiky jsou stejně jako při experimentálním měření, vyhodnocovány pro různé otáčky, při zachování konstantního spádu. Dupočítávanými veličinami jsou průtok a moment působící na oběžné kolo. Požadovaný spád odpovídající 2,2 [m] je zadán tlakovou okrajovou podmínkou a doméně oběžného kola jsou předepsány otáčky jež jsou i vstupním parametrem.

Tabulka 5.1 Vypočítané body charakteristiky nového soustrojí

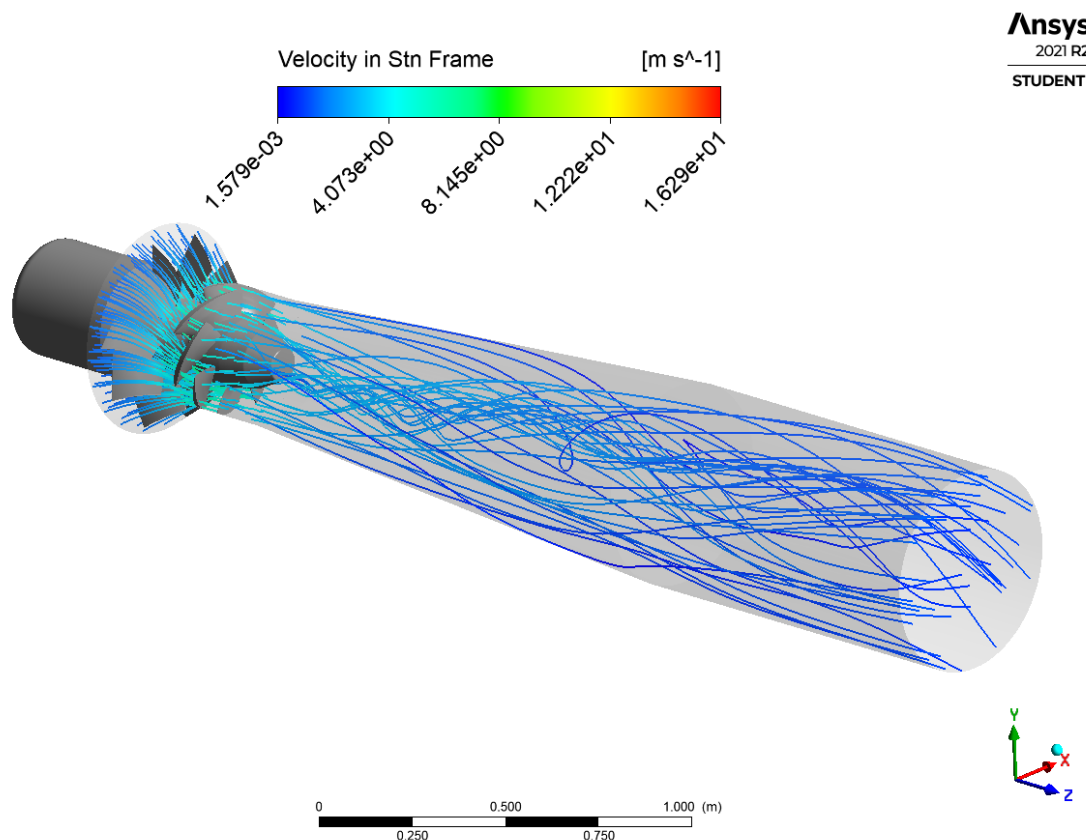
n [min ⁻¹]	Q [m ³ /s]	η [-]	P [W]	n₁₁ [min ⁻¹]	Q₁₁ [m ³ /s]
400	0,198	0,782	3324,14	94,39	1,09
500	0,219	0,813	3822,95	117,98	1,20
600	0,242	0,822	4279,10	141,58	1,33
650	0,254	0,812	4438,78	153,38	1,40
700	0,266	0,794	4550,92	165,18	1,47
800	0,292	0,745	4684,74	188,78	1,61



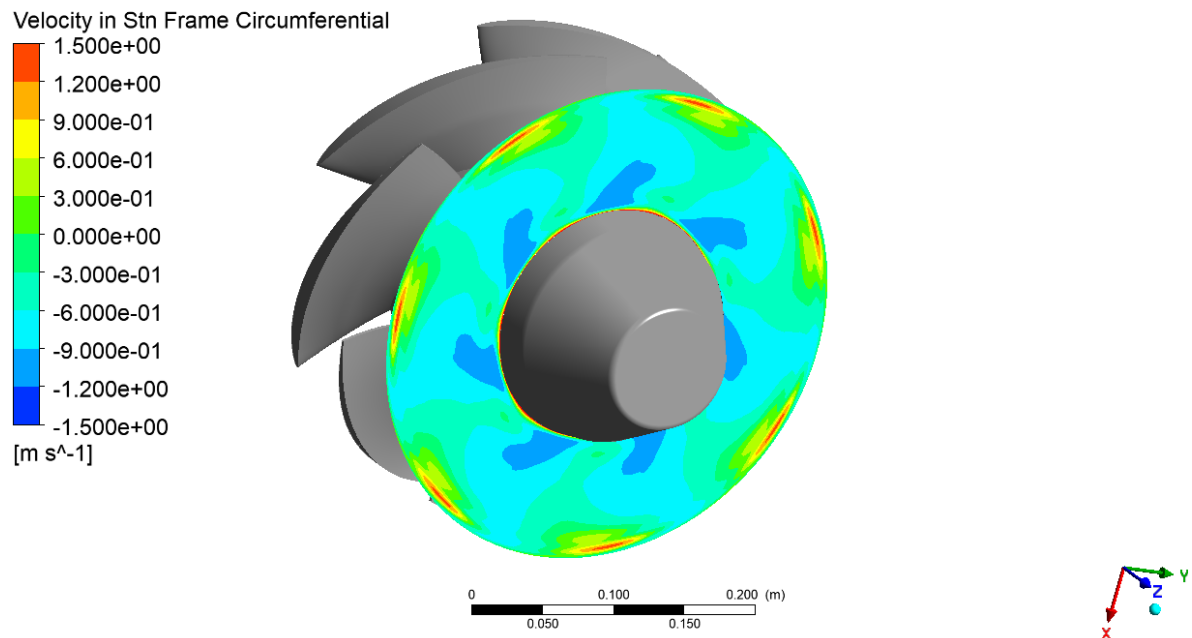
Obrázek 5.3 Univerzální charakteristika nového soustrojí

Soustrojí dosahuje v návrhovém bodě dle numerického řešení účinnosti 81,2 % a průtoku $0,254 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$. Maximum účinnosti 82,3 % určené pomocí derivace polynomu použitého pro proložení turbína dosahuje při jednotkových otáčkách $135 \text{ [min}^{-1}]$ což na spádu 2,2 [m] a průměru oběžného kola 350 [mm] odpovídá otáčkám turbíny $574 \text{ [min}^{-1}]$ a průtoku $0,237 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$.

Z výsledného proudového pole zobrazeném ve stacionárním stavu (viz. obrázek 5.4, obrázek 5.5) je patrná nízká hodnota c_u složky na výstupu z oběžného kola. Tato skutečnost způsobuje nestability proudění v sací troubě, kdy není jednoznačně dán směr rotace proudu. Zároveň se však ukazuje, že kolo zpracovává téměř veškerou rotační energii dodanou kapalině v rozvaděči.



Obrázek 5.4 Proudové pole v návrhovém bodě nového soustrojí



Obrázek 5.5 Kontura cu_2 složky rychlosti na výstupu z oběžného kola

Závěr

V práci jsou použity různé možnosti úpravy oběžného kola a sací trouby, pro změnu provozních parametrů již existující nevyužití turbíny. Změny zahrnují změnu průměru náboje a počtu lopatek, dále změnu úhlu náběžné a odtokové hrany lopatky oběžného kola a úpravu rozměrů sací trouby. Srovnávacím parametrem jednotlivých změn je soustrojím dosažená účinnost. Úpravy jsou prováděny na propelerové axiální turbíně s obtékaným generátorem navržené na spád 1,5 [m], při kterém dosahuje průtoku $0,36 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$.

Nástrojem pro ověřování účinnosti nových řešení oběžného kola a sací trouby je numerická mechanika tekutin. Používaným softwarem je balíček ANSYS a pro řešení diferenciálních RANS rovnic je používán řešič CFX, vhodný pro řešení rotačních tekutinových strojů. Správnost nastavení numerického modelu původního soustrojí je verifikována porovnáním s experimentálním měřením, přičemž odchylka na účinnosti u modelu s kompletními doménami nátoků a sací trouby je přibližně 2 %.

Při omezení úprav stroje na oběžné kolo a sací troubu je přistoupeno k redukci průtoku pomocí zvětšení náboje oběžného kola. Na základě přepočtu z jednotkových veličin je určen jeho nový průměr 250 [mm] místo původních 140 [mm]. Touto úpravou je realizováno snížení hltnosti turbíny na požadovaných $0,25 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$ při spádu 2,2 [m]. Účinnost dosahovaná touto úpravou je 78,2 %, na numerickém modelu se čtvrtinovými doménami nátoků a savky.

Vzhledem k vysokému poměru průměru náboje ku průměru oběžného kola je změněn počet lopatek oběžného kola ze tří na sedm. Úměrně se zvyšováním počtu lopatek je snižován průměr náboje pro zachování požadovaného průtoku. Počet lopatek je určen na základě sady CFD výpočtů, kdy byla vybrána konfigurace s nejvyšší účinností, tedy sedm lopatek oběžného kola s průměrem náboje 210 [mm]. Na numerickém modelu s hrubou sítí a čtvrtinovými doménami nátoků a savky je dosahováno účinnosti 78,4 %.

Po kontrole proudového pole v lopatkové mříži oběžného kola je snížen úhel náběžné hrany lopatky o 7° . Tímto je zlepšen nátok na lopatku, což vede ke zvýšení účinnosti a průtoku. Pro zachování průtoku na požadované hodnotě je místo dalšího zvětšení náboje o 3° zvýšen výstupní úhel lopatky. Touto úpravou je dosaženo účinnosti 80,4 % na modelu s hrubou sítí a čtvrtinovými doménami nátoků a savky.

S ohledem na výstupní rychlost a na nový průtok je navržena nová sací trouba pro odbornou literaturou doporučenou výstupní rychlost $1 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$. Výstupní průměr 0,56 [m] je určen na základě průtoku a požadované výstupní rychlosti. Délka savky je volena na základě doporučení literatury a CFD simulace kdy nejefektivnější délka pro daný výstupní průměr je 1,49 [m]. Během simulace bylo zjištěno zvyšování účinnosti soustrojí při zmenšování výstupního průřezu savky. Tento jev by mohl být dalším předmětem výzkumu, kdy by součástí numerického modelu byl i následný odpadní kanál a byly by zohledněny vyšší ztráty v důsledku vyšších výstupní rychlostí. Úpravou savky je dosaženo účinnosti 81,2 % na numerickém modelu se čtvrtinou domény nátoků a celou doménou savky.

Univerzální charakteristika nového soustrojí turbíny je sestavena pomocí změny otáček za konstantního spádu pomocí CFD simulace. Je použit model s kompletními doménami nátoků a savky, který vykazoval nejlepší shodu s experimentálním měřením. V návrhovém bodě odpovídajícím otáčkám turbíny $650 \text{ [min}^{-1}\text{]}$, dosahuje soustrojí účinnosti 81,2 %, což znamená

pokles o 2,7 % oproti CFD modelu původního soustrojí. S ohledem na odchylku numerického řešení od experimentu je předpokládána účinnost reálného stroje 79,2 %.

Pro převedení hydraulického návrhu do praxe je potřeba určit způsob výroby nového oběžného kola. Původní oběžné kolo prototypu je zhotoveno metodou 3D tisku, pro snížení výrobních nákladů. Problém s pevností lopatek u původního oběžného kola je řešen kovovými výztuhami vedenými uvnitř lopatky. Nové oběžné kolo zpracovává vyšší spád, na lopatky tak působí vyšší tlak. Při konstrukčním návrhu bude nutné brát v potaz větší namáhání a provést kontrolní pevnostní výpočet. Výsledný hydraulický tvar oběžného kola je exportován do univerzálního CAD formátu pro účely následné výroby.

Seznam použité literatury

- [1] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962.
- [2] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny. I*. Vyd. 1. Brno: Ediční středisko VUT, 1990. Učební texty vysokých škol (Vysoké učení technické v Brně). ISBN 80-214-0210-5.
- [3] BLÁHA, Jaroslav. *Hydraulické stroje*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1992.
- [4] KUBÍČEK, Roman a Tomáš ZATLOUKAL. *Prototyp obtékaného propelerového turbosoustrojí PA350*. 2015.

Seznam zkratek a symbolů

Zkratky

MVE	Malá vodní elektrárna
CFD	Computational fluid dynamics (Numerická mechanika tekutin)
RANS	Reynolds-averaged Navier-Stokes (Reynoldsovsky středovaná Navier-Stokesova rovnice)
3D	Třídimensionální
CAD	Computer-aided design (Počítačově podporovaný design)

Symbols

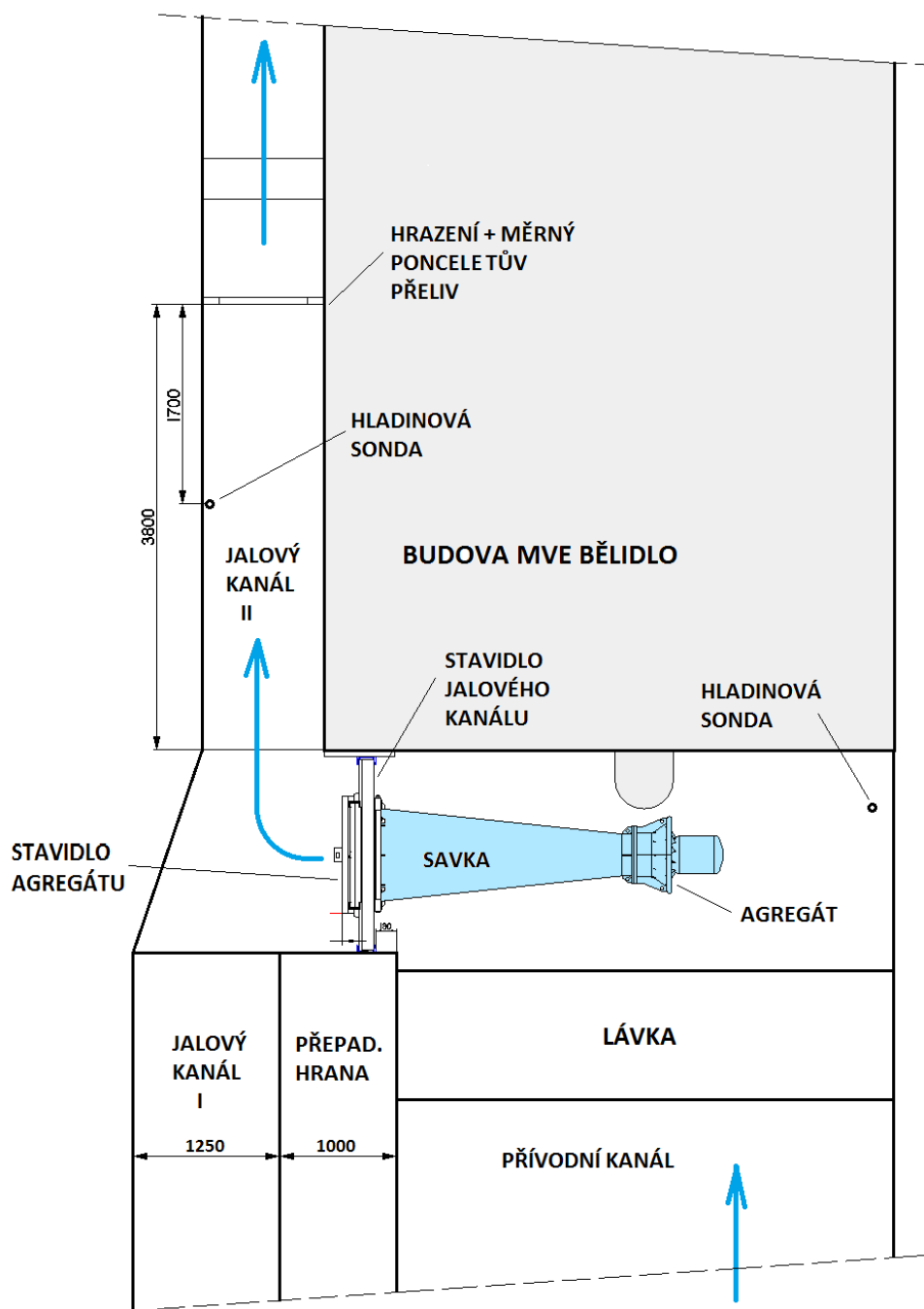
c	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost
c_u	[m·s ⁻¹]	Obvodová složka absolutní rychlosti
\vec{c}	[m·s ⁻¹]	Vektor absolutní rychlosti
d	[m]	Průměr náboje
D	[m]	Průměr oběžného kola
g	[m·s ⁻²]	Gravitační zrychlení
H	[m]	Spád na turbínu
L	[m]	Délka sací trouby
M_k	[N·m]	Kroutící moment
M_{11}	[N·m]	Jednotkový moment
n	[s ⁻¹]	Otáčky
n_s	[s ⁻¹]	Specifické (měrné) otáčky
n_{11}	[min ⁻¹]	Jednotkové otáčky
p	[Pa]	Tlak
P	[W]	Výkon
P_p	[W]	Příkon
P_{11}	[W]	Jednotkový výkon
Q	[m ³ ·s ⁻¹]	Objemový průtok
Q_m	[kg·s ⁻¹]	Hmotnostní průtok
Q_{11}	[m ³ ·s ⁻¹]	Jednotkový průtok
S	[m ²]	Plocha
u	[m·s ⁻¹]	Obvodová rychlost
\vec{u}	[m·s ⁻¹]	Vektor obvodové rychlosti
v	[m·s ⁻¹]	Absolutní rychlost
w	[m·s ⁻¹]	Relativní rychlost
\vec{w}	[m·s ⁻¹]	Vektor relativní rychlosti
y^+	[-]	Délkové měřítko mezní vrstvy
Y	[J·kg ⁻¹]	Měrná energie
ΔY_{id}	[J·kg ⁻¹]	Rozdíl měrných energií bez uvažování ztrát
z	[m]	Vzdálenost od vztážené roviny ve směru osy z
α	[-]	Coriolisovo číslo

β_1	[°]	Úhel náběžné hrany
β_2	[°]	Úhel odtokové hrany
η	[-]	Účinnost
η_h	[-]	Hydraulická účinnost
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ	[kg·m ⁻³]	Hustota
ω	[rad·s ⁻¹]	Úhlová rychlost

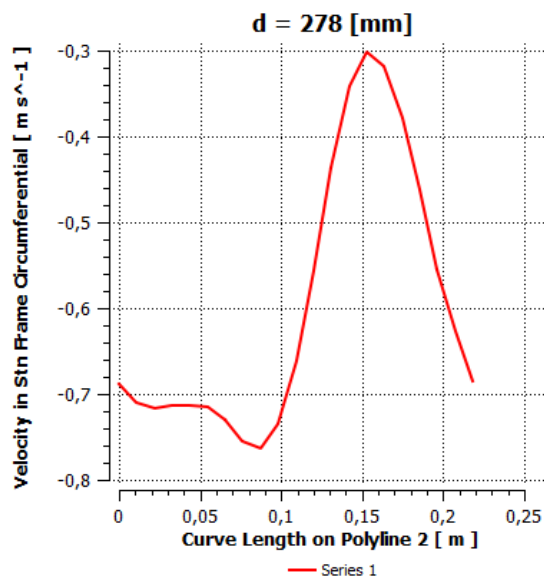
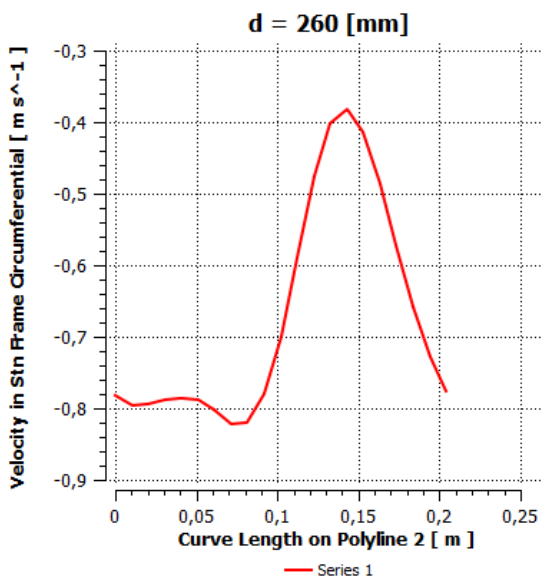
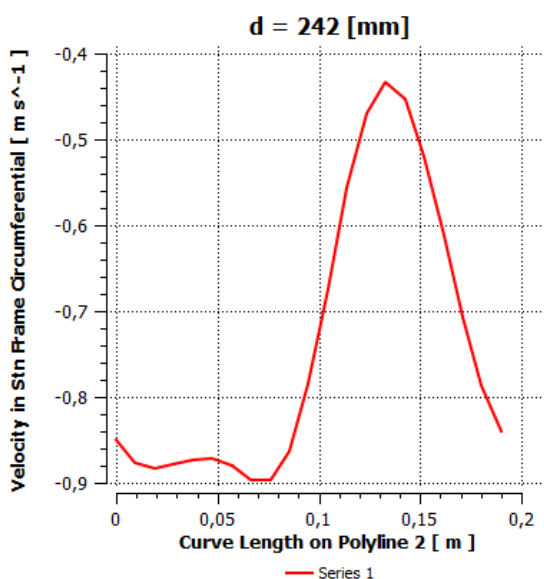
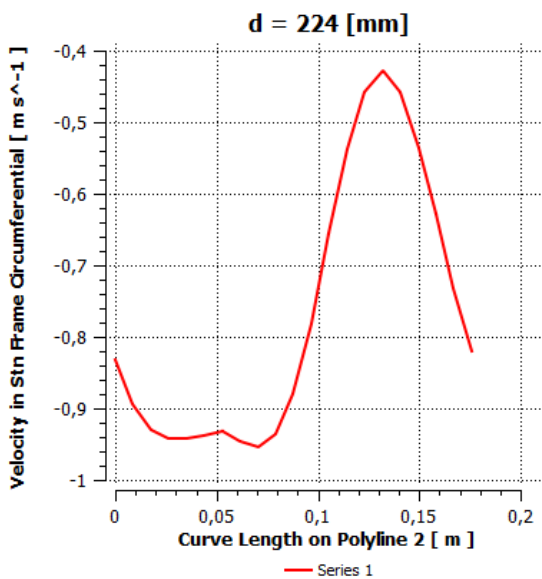
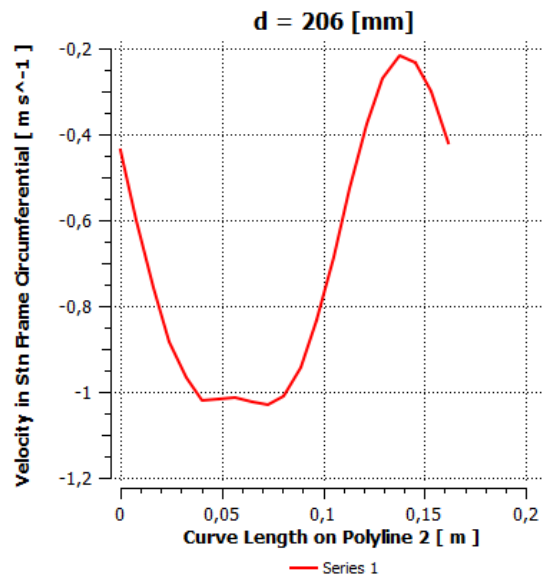
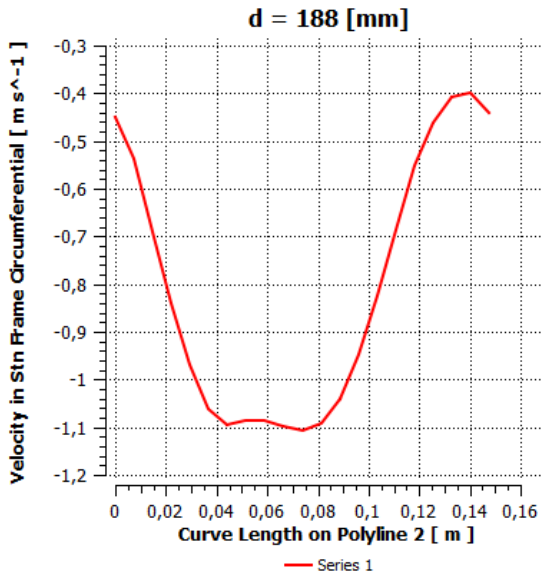
Indexy

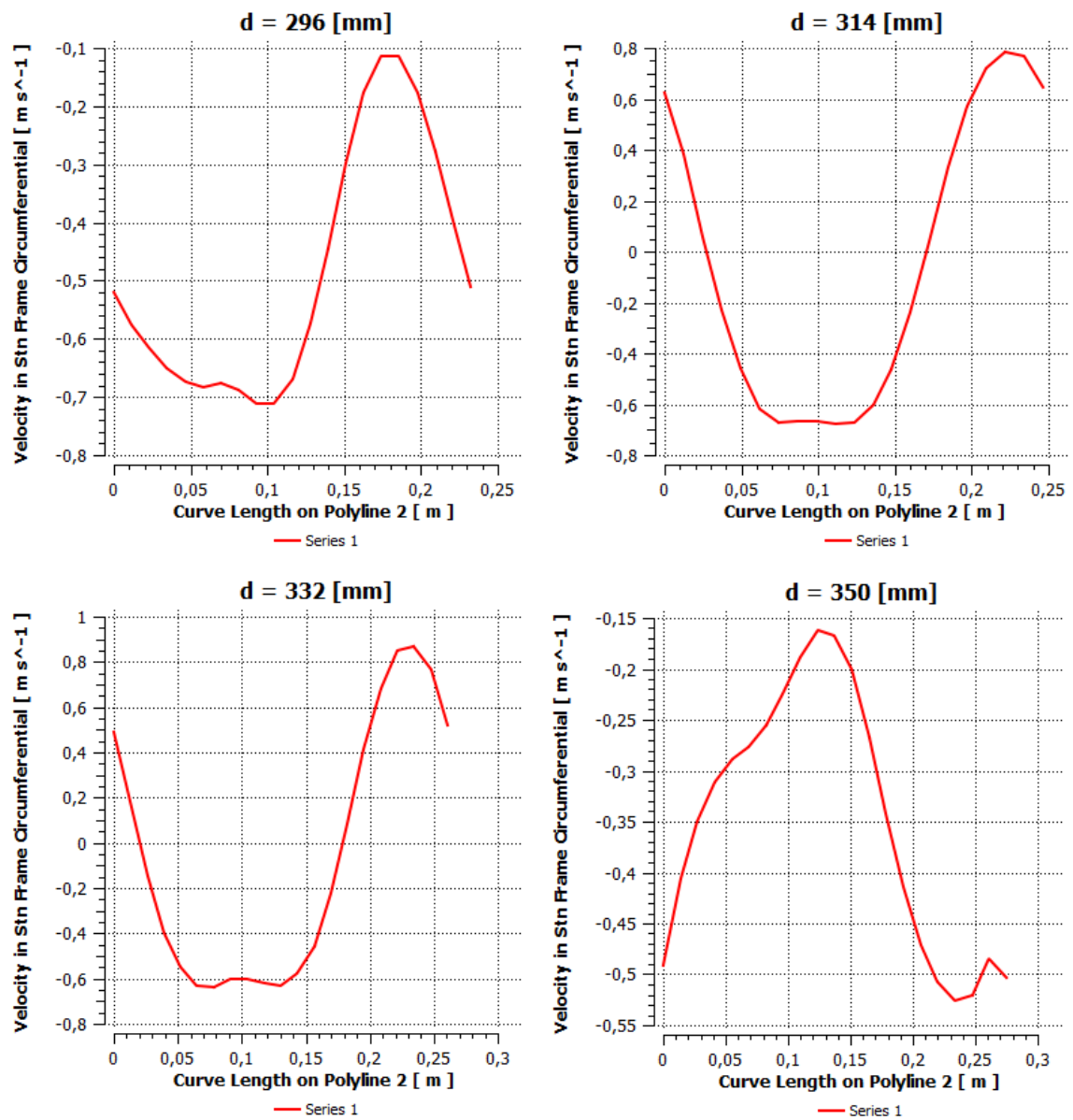
1	Vstup do oběžného kola
2	Výstup z oběžného kola
3	Výstup ze sací trouby
G	Generátor
N	Nové
P	Původní
T	Turbína

Přílohy

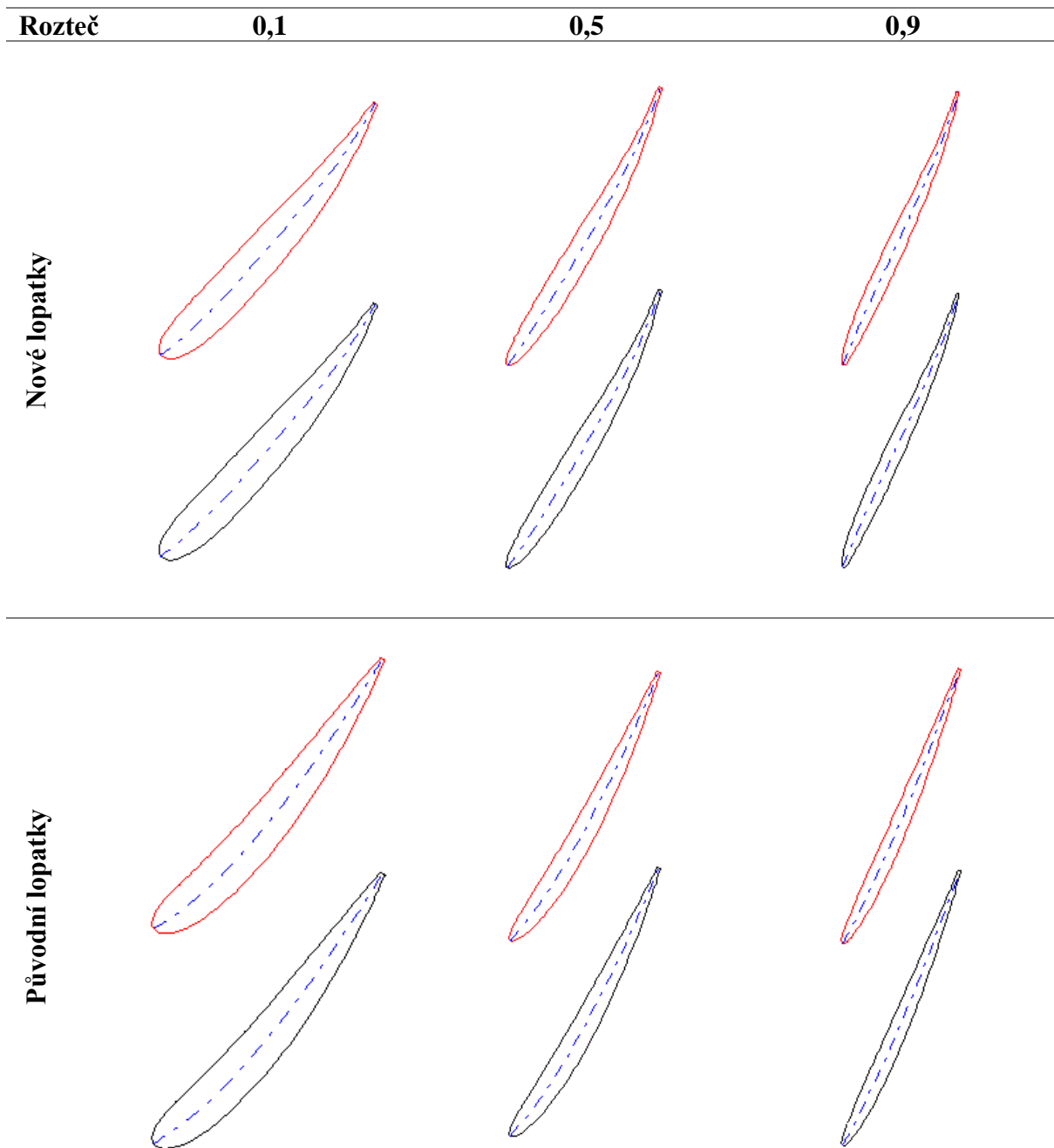


Příloha 1 Schéma instalace turbíny na lokalitu MVE Bělidlo [4]

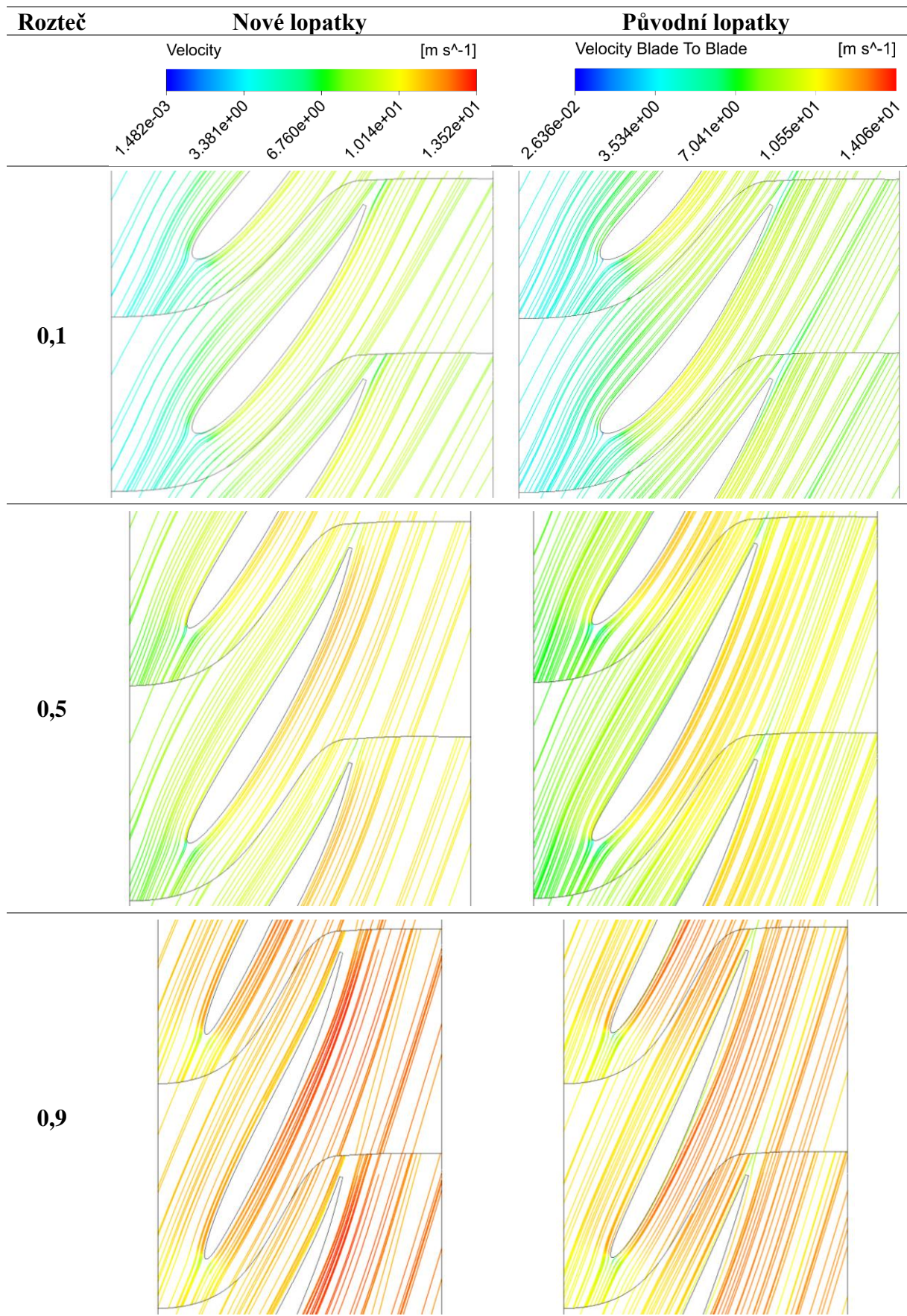




Příloha 2 Průběh c_{u2} složky rychlosti na jednotlivých průměrech



Příloha 3 Srovnání tvarů původní a nové lopatky v jednotlivých roztečích



Příloha 4 Porovnání proudových polí u nových a původních lopatek