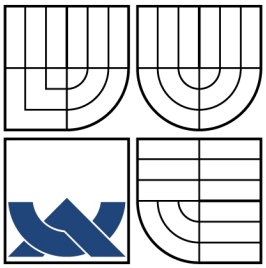
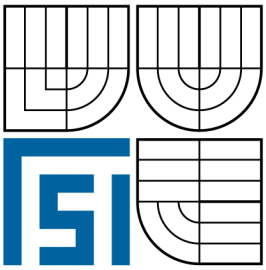


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÍROVÉ TURBÍNY
SWIRL TURBINE DESIGN

DIPLOMOVÁ PRÁCE
DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE — OLDŘICH ŠPERKA
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.
SUPERVISOR

BRNO 2008

ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je navrhnout vírovou turbínu v násoskovém uspořádání, která by využila energetický potenciál řeky Úpy u města Jaroměř. Hydraulický návrh oběžného kola byl založen na výpočtu v CFD programu Fluent. Stanovení rozměrů savky a pevnostní výpočet lopatek turbíny a hřídele se opírají o vztahy ověřené teorií, experimenty a především praxí.

Tento návrh by měl sloužit jako podklad pro vypracování projektu a následnou realizaci stavby malé vodní elektrárny.

Klíčová slova

vírová turbína, násoskové uspořádání, malá vodní elektrárna, Úpa Jaroměř – Čáslavky

ABSTRACT

The purpose of this diploma work is to predict the action of the swirl turbine in a siphonal configuration using the potential energy provided by the river Úpa near the city Jaroměř. The hydraulic predictions of the turbine impellor were based on calculation made using the CFD program Fluent. The measurement of the draft tube and the strength calculations of the turbine blade and spindle are based upon the theories, experiments and finally on the knowledge gained from the test models constructed.

The results of this project can be used when considering the viability of a small hydraulic power plant.

Keywords

swirl turbine, siphon configuration, hydraulic power plant, Úpa Jaroměř – Čáslavky

ŠPERKA, O. *Návrh vírové turbíny.* Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 69 stran. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně pod vedením doc. Ing. Miloslava Haluzy, CSc.
Další informace mi poskytli Ing. Pavel Rudolf, PhD. a Ing. Michaela Flösslerová.
Uvedl jsem všechny literární prameny a publikace, ze kterých jsem čerpal.

.....
Oldřich Šperka
23.5.2008

PODĚKOVÁNÍ

Mé poděkování patří především panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc., který mě po celou dobu odborně vedl a byl vstřícný vůči mým dotazům. Dále bych rád poděkoval panu Ing. Pavlu Rudolfovi, PhD. a slečně Ing. Michaele Flösslerové za pomoc při CFD výpočtu a nakonec panu Pavlu Beranovi za pomoc při tvorbě 3D modelu.

SEZNAM SYMBOLŮ

značka	jednotka	význam značky
a	m	šířka savky
b	m	výška savky
b_i	m	šířka proužku
b_n	m	nadmořská výška
c	$m \cdot s^{-1}$	absolutní rychlost
c_m	$m \cdot s^{-1}$	meridiální složka absolutní rychlosti
c_u	$m \cdot s^{-1}$	unášivá složka absolutní rychlosti
c_v	$m \cdot s^{-1}$	rychlost proudění vzduchu zavzdušňovacím ventilem
D	m	průměr profilu lopatky
d	m	průměr savky
d_H	m	průměr hřídele
d_h	m	hydraulický průměr
d_v	m	průměr zavzdušňovacího ventilu
F_s	N	odstředivá síla
F_u	N	obvodová síla
F_v	N	výsledná síla
F_z	N	síla od hydraulického tahu
g	$m \cdot s^{-2}$	tíhové zrychlení
h	m	hloubka mříže
H_b	m	barometrická výška
H_{BRUTTO}	m	hrubý spád
H_{NETTO}	m	čistý spád
H_s	m	sací výška turbíny
$H_{s,in}$	m	instalovaná sací výška turbíny
H_z	m	ztrátová výška
h_{zv}	m	výška zavzdušňovacího ventilu nad horní hladinou
I_{NO}	$kg \cdot m^2$	neutrální osa
L	m	délka savky
M	Nm	moment
n	min^{-1}	otáčky turbíny
n_{11}	min^{-1}	jednotkové otáčky
n_s	min^{-1}	specifické otáčky
O	m	obvod savky

p	Pa	tlak
P	W	výkon
p_0	Pa	atmosférický tlak
Q	$m^3 \cdot s$	průtok turbínou
Q_{11}	$m^3 \cdot s$	jednotkový průtok
$Q_{ŘEKA}$	$m^3 \cdot s$	průtok vody řekou
Q_v	$m^3 \cdot s$	průtok vzduchu zavzdušňovacím ventilem
R	m	poloměr profilu lopatky
R_m	m	poloměr hmotnostního těžiště lopatky
R_T	m	poloměr plošného těžiště lopatky
S	m^2	plocha savky
S_i	m^2	plocha proužku
S_L	m^2	plocha lopatky
S_P	m^2	plocha profilu lopatky
S_v	m^2	plocha zavzdušňovacího ventilu
u	$m \cdot s^{-1}$	unášivá rychlost
v	$m \cdot s^{-1}$	relativní rychlost
V_L	m^3	objem lopatky
v_u	$m \cdot s^{-1}$	unášivá složka relativní rychlosti
W_O	m^3	modul průřezu v ohybu
x	m	velikost souřadnice v ose x
y	m	velikost souřadnice v ose y
Y_{TUR}	$J \cdot kg^{-1}$	měrná energie turbíny
Y_z	$J \cdot kg^{-1}$	ztrátová měrná energie
Z	m	hloubka zanoření sací trouby

β	°	úhel střední čáry
δ	°	úhel rozevření savky
Δ	m	tloušťka lopatky
Δ_i	m	výška proužku
η	m	souřadnice v konformním zobrazení
η_h	-	hydraulická účinnost
φ	°	úhel natočení profilu lopatky
λ	-	délkový ztrátový součinitel
μ_v	-	průtokový součinitel
ρ	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vody
ρ_{OCEL}	$kg \cdot m^{-3}$	hustota oceli

ρ_v	$kg \cdot m^{-3}$	hustota vzduchu
σ	-	Thomův kavitační součinitel
σ_{OH}	MPa	dovolené napětí v ohybu
σ_t	MPa	dovolené napětí v tahu
τ_{DOV}	MPa	dovolené napětí v krutu
ω	$rad \cdot s^{-1}$	úhlová rychlost
ξ	m	souřadnice v konformním zobrazení
ξ_z	-	místní ztrátový součinitel
ζ_v	-	ztrátový součinitel

OBSAH

1. ÚVOD 12

2. PRINCIP VÍROVÉ TURBÍNY 13

3. PRVOTNÍ NÁVRH PARAMETRŮ TURBÍNY 14

4. TVORBA PROFILU LOPATKY 15

4.1 VÁLCOVÉ ŘEZY 15
4.2 URČENÍ VSTUPNÍHO A VÝSTUPNÍHO ÚHLU β_1 A β_2 15
4.2.1 Nekonečně hustá lopatková mříž 16
4.2.2 Metoda singularit 18
4.2.3 Výpočet pomocí Fluentu 19
4.3 TVORBA STŘEDNÍ ČÁRY PROFILU 20
4.3.1 Lineární změna úhlu β 20
4.3.2 Kvadratická změna úhlu β 23
4.4 VYTVOŘENÍ PROFILU V JEDNOTLIVÝCH VÁLCOVÝCH ŘEZECH 26
4.4.1 Tloušťka profilu 26
4.4.2 Nanesení tloušťky profilu na střední čáru 27
4.5 VÝSLEDNÝ PROFIL 29
4.6 STABILIZACE PROUDĚNÍ PO LOPATCE 35
4.7 TVORBA SOFTWAROVÉHO MODELU 36
4.8 MODELOVÁ TURBÍNA 37

5. KONSTRUKCE SAVKY 39

6. ZTRÁTY 43

6.1 ZTRÁTY OBECNĚ 43
6.2 STANOVENÍ JEDNOTLIVÝCH ZTRÁT 43
6.3 STANOVENÍ ČISTÉHO SPÁDU 50

7. ZAVZDUŠNĚNÍ 51

7.1 VÝZNAM ZAVZDUŠNĚNÍ 51
7.2 STANOVENÍ VELIKOSTI ZAVZDUŠŇOVACÍ TRUBKY 52

8. VZNIK VÍRŮ 54

9. KAVITACE A SACÍ VÝŠKA TURBÍNY 55

9.1 KAVITACE 55
9.2 SACÍ VÝŠKA TURBÍNY 55

10. REGULACE, STANOVENÍ VÝKONU 57

10.1 ZPŮSOB REGULACE 57

10.2 STANOVENÍ VÝKONU 58

11. PEVNOSTNÍ VÝPOČET 61

11.1 KONTROLA LOPATKY 61

11.1.1 Nebezpečný řez a-b 63

11.1.2 Nebezpečný řez a-a 65

11.1.3 Zhodnocení výsledků 65

11.2 VÝPOČET HŘÍDELE 66

ZÁVĚR 67

PŘEHLED POUŽITÉ LETERATURY 68

SEZNAM PŘÍLOH 69

1. ÚVOD

Ekonomika vyspělých zemí je závislá na energiích. Především elektrická energie je nejdůležitější ze všech a to pro svoji univerzálnost a snadnost distribuce i na velké vzdálenosti. Její výroba v dostatečném množství je ovšem velmi složitý proces a v dnešní době je závislá především na fosilních palivech (uhlí, zemní plyn). Tyto primární zdroje jsou však omezené a jejich zásoby se zmenšují. Pak jsou zde ještě jaderné elektrárny, ty však nejsou schopny rychlé regulace. Třetím nejdůležitějším zdrojem elektrické energie je využití energetického potenciálu vody, který lze přeměnit na mechanickou práci a následně elektrickou energii. Kromě velkých vodních elektráren, které slouží k pokrývání energetických špiček v rozvodné síti zde jsou ještě malé vodní elektrárny (MVE).

Význam MVE spočívá v tom, že jsou schopny využívat potenciál i velmi malých vodních toků, případně toků s malým převýšením, čemuž přispívá velká různorodost jejich konstrukcí a modifikací. V České Republice, kde nejsou skutečně mohutné vodní toky, je jejich význam značný, zvlášť v posledních letech, kdy poptávka po ekologických energiích neustále roste. Pro rozvoj těchto malých vodní děl je potřeba případné investory motivovat a zaručit jim rentabilitu provozu. Z technického hlediska je toto zaručeno, jsou-li náklady na projekt a následnou realizaci co nejnižší při zaručené kvalitě.

Těmto požadavkům velmi dobře odpovídá vírová turbína, která je při jednoduché konstrukci schopna dosahovat vysokých účinností na lokalitách, které jsou pro jiné turbíny ne příliš vhodné. Nejedná se však jen o konstrukci oběžného kola jako takového, ale i o konstrukci navazujících části, které jsou pro provoz nezbytné.

2. PRINCIP VÍROVÉ TURBÍNY

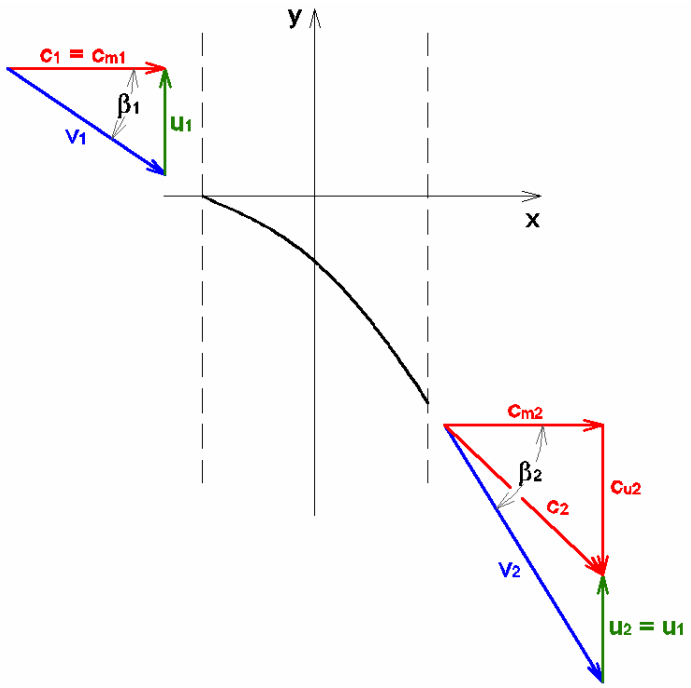
Jedná se o velice jednoduchou turbínu, která postrádá jakoukoli regulaci v podobě natáčení rozváděcích nebo oběžných lopatek. Přeměna energie probíhá v souladu s Eulerovou turbínovou rovnicí:

$$g \cdot H \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}. \qquad 2.1$$

Vzhledem k tomu, že voda před turbínou natéká pouze v osovém směru, je meridiální složka absolutní rychlosti c_{m1} totožná se samotnou absolutní rychlostí c_1 a tudíž unášivá složka absolutní rychlosti c_{u1} je nulová. To znamená, že první člen na pravé straně rovnice je nulový a rovnice 2.1 přejde do tvaru

$$g \cdot H \cdot \eta_h = -u_2 \cdot c_{u2}. \qquad 2.2$$

Z toho je patrno, že odtokový úhel lopatky musí být takový, aby vytvořil unášivou složku rychlosti c_{u2} zápornou, tedy takovou, aby kapalina rotovala v opačném smyslu, než je smysl rotace oběžného kola. To je přesný opak proti klasickým typům turbín, kdy rozváděcí lopatky nasměrují vodu na lopatky oběžného kola tak, aby c_{u1} složka rychlosti byla co největší a tedy aby byl největší celý součin $u_1 \cdot c_{u1}$. Naopak složka rychlosti c_{u2} je nulová, popř. jen velice malá. Celou situaci postihuje obrázek 2-1, kde můžeme vidět rychlostní trojúhelníky na vstupu i výstupu lopatky.



Obr. 2-1. Rychlostní trojúhelníky na vstupu a výstup lopatky – převzato z [2]

3. PRVOTNÍ NÁVRH PARAMETRŮ TURBÍNY

Abychom dosáhli maximálního možného výkonu soustrojí, tedy využili vodní tok v největší možné míře, zvolíme vysoký jednotkový průtok turbínou Q_{11} = 3,1($m^3 \cdot s^{-1}$) a jednotkové otáčky n_{11} = 210(min^{-1}). S použitím přílohy č. 2, kde je naměřená charakteristika dříve vyvinuté násoskové vírové turbíny na VUT v Brně vidíme, že návrhový bod je posunut jak na vyšší jednotkové otáčky n_{11}, tak na vyšší jednotkový průtok Q_{11}. Následující výpočty budeme provádět tak, abychom křivkou účinnosti tento pracovní bod protnuly. Jak je patrno, budeme se snažit tuto hydraulickou účinnost zvýšit. Hodnotu jednotkového průtoku Q_{11} odečteme z přílohy č. 2 a otáčky n volíme s přihlédnutím na typ a velikost generátoru a jeho skluz. Volba průměru kole D je ovlivněna velikostí spádu, celkovou dispozicí zdymadla a volbou generátoru resp. otáček. Vztahy pro výpočet otáček a průtoku jsou

$$n = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D} = \frac{210 \cdot \sqrt{2,5}}{0,65} = 510\,\mathrm{min}^{-1} \qquad 3.1$$

$$Q = Q_{11} \cdot D^2 \cdot \sqrt{H} = 3,1 \cdot 0,65^2 \cdot \sqrt{2,5} = 2,07\,\mathrm{m}^3 \cdot \mathrm{s}^{-1}. \qquad 3.2$$

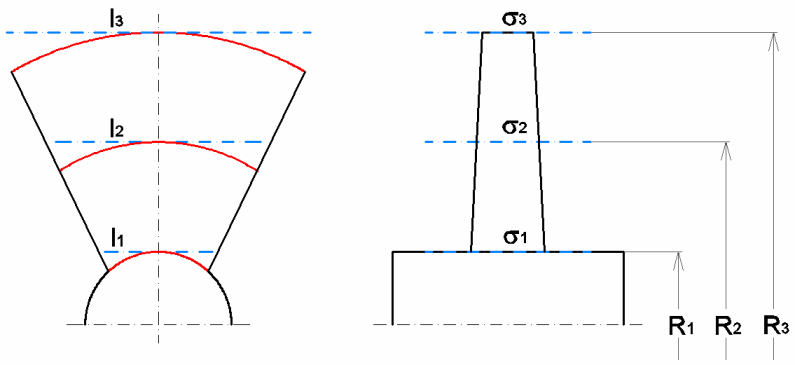
Z rovnic 3.1 a 3.2 je určen návrhový bod turbíny, s předpokladem, že turbína bude mít hydraulickou účinnost η_h = 80%.

Dalším parametrem ovlivňujícím konstrukci turbíny a její výkon je volba počtu lopatek z. Chceme-li dosáhnout vysoké účinnosti i s takto jednoduchou a neregulovatelnou turbínou pracující s malými spády, je potřeba zajistit velkou hltnost turbíny. Toho lze dosáhnout nejen vysokými otáčkami, ale také tím, že lopatková mříž bude velmi řídká, a tedy lopatky nebudou příliš ucpávat průtočný průřez. V našem případě je počet lopatek stejný jako u modelové turbíny, jejíž charakteristiky využíváme k prvotním odhadům, tedy z = 2. Rovněž průměr náboje rovnající se 1/4 průměru turbíny je zachován.

4. TVORBA PROFILU LOPATKY

4.1 Válcové řezy

Je třeba si stanovit jakým způsobem budeme řešit tvorbu profilu lopatky. V ideálním případě by se vytvořil trojrozměrný model, který by se pak tvarově upravoval podle výsledků výpočtu v programu Fluent. Tenhle způsob je sice velmi přesný a je schopný postihnout jak voda proudí v mezilopatkovém prostoru, je ovšem poněkud náročný a zdlouhavý, což by překročilo rámec a náročnost téhle práce. Proto se rozhodneme pro řešení v rovině na třech válcových řezech po výšce lopatky. První bude ležet na poloměru náboje, druhů v polovině výšky lopatky a třetí na konci lopatky. Tímto způsobem jsme schopni modelovat proudění jen v dané rovině řezu, což ne zcela odpovídá realitě, ale je to řešení dostatečně přesné pokud budeme schopni zajistit, aby voda nestékala šikmo po lopatce, ale jen po konstantním poloměru. Volbu jednotlivých řezů postihuje obrázek 4-1.



Obr. 4-1. Válcové řezy

Při pohledu na turbínu z boku představuje souřadnice σ hloubku mříže a při pohledu z čela turbíny představuje souřadnice l délku lopatky. Tyto parametry však nebudeme řešit v prostoru (na válci), ale v rovině. Přenesení rozměrů z válce na rovinu provedeme pomocí konformního zobrazení viz. Kapitola 4.3. Po rozvinu řezů lopatky do roviny, vytvoření profilů a jejich naladění na požadované parametry provedeme zpětnou transformaci na válec.

4.2 Určení vstupního a výstupního úhlu b_1 a b_2

Nejdřív je třeba podotknout, že návrh celé lopatky je prováděn pro optimální provozní podmínky tj. průtok Q = 2,07$m^3 \cdot s^{-1}$ a spád H_{BRUTTO} = 2,5m. Je tedy zřejmé, že pokud bude kolísat stav hladiny a tím i průtok turbínou, hydraulická účinnost se sníží.

Vstupní úhel lopatky β_1 (úhel náběžné hrany) musí splňovat podmínku bezrázového vstupu vody. Kdyby toto nebylo dodrženo, vznikala by na náběžné hraně rázová složka rychlosti, což by mělo za následek snížení hydraulické účinnosti turbíny. Výstupní úhel lopatky β_2 (úhel odtokové hrany) musí být takový, aby vytvořil unášivou složka absolutní rychlosti c_{u2}, která po vyjádření z Eulerovy turbínové rovnice vytvoří návrhový spád.

$$H = -\frac{u_2 \cdot c_{u2}}{g \cdot \eta_h} \qquad 4.1$$

Návrh úhlů provedeme ve třech krocích. V prvním je budeme zjišťovat z teorie nekonečně husté lopatkové mříže s uvažováním ucpání průtočného průřezu lopatkami. V druhém použijeme metodu singularit, která je schopna postihnout i tvorbu vírů v mezilopatkovém prostoru. Ta dosahuje poměrně dobré přesnosti, nejsou-li lopatky od sebe příliš vzdáleny. Tento předpoklad však u vírové turbíny není splněn, protože má pouze dvě lopatky, a tedy mezilopatkový prostor je velký. V třetím a nejpřesnějším kroku použijeme softwarový výpočet v programu Fluent k modelování proudění v jednotlivých válcových řezech.

4.2.1 Nekonečně hustá lopatková mříž

Vycházíme z obrázku 2.1, kde jsou zakresleny rychlostní trojúhelníky jak na vstupu tak na výstupu z lopatky. Nejdřív si uvedeme obecné vztahy, kterými jednotlivé rychlosti budeme řešit, konkrétní hodnoty budou přehledně seřazeny v tabulce 4-1 na konci této kapitoly.

Rychlost c_1 totožnou s meridiální rychlostí c_{m1} vyjádříme z rovnice kontinuity, kdy známe průtok turbínou a průměr potrubí, v kterém je oběžné kolo uloženo. Tato rychlost je pro všechny tři válcové řezy stejná.

$$c_1 = \frac{Q}{S_2} = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi\left(D_3^2 - D_1^2\right)} \qquad 4.2$$

Unášivou rychlost u_1, kterou se pohybuje lopatka, zjistíme z otáček turbíny n = 510min^{-1} a průměru D, na kterém ji řešíme.

$$u_1 = \pi \cdot D \cdot n \qquad 4.3$$

A konečně relativní rychlost v_1 zjistíme z vektorového součtu rovnic 4.2 a 4.3.

$$v_1 = \sqrt{c_1^2 + u_1^2} \qquad 4.4$$

Máme-li takto spočítané všechny rychlosti, které se vyskytují na náběžné hraně lopatky, můžeme vypočítat vstupní úhel β_1.

$$\beta_1 = \operatorname{arctg}\frac{u_1}{c_1} \qquad 4.5$$

Nyní přistoupíme k výpočtu všech rychlostí vyskytujících se na odtokové hraně lopatky. Začneme výpočtem meridiální složky rychlosti c_{m2}, která opět vyplývá z rovnice kontinuity. Zde ovšem musíme ještě uvažovat zmenšení průtočného průřezu lopatkami, a tedy poněkud vyšší rychlostí.

$$c_{m2} = \frac{Q}{S_3} = \frac{Q}{\frac{1}{4}\pi\left(D_3^2 - D_1^2\right) - 2 \cdot \Delta_{max}\left(D_3 - D_1\right)} \qquad 4.6$$

Vzhledem k tomu, že vstupní i výstupní hrany lopatky jsou na stejném poloměru R, je unášivá rychlost na odtokové hraně u_2 totožná s unášivou rychlostí na náběžné hraně u_1. Můžeme tedy psát

$$u_1 = u_2 . \qquad 4.7$$

Unášivou složku absolutní rychlosti c_{u2} vypočítáme z Eulerovy rovnice.

$$c_{u2} = -\frac{H \cdot g \cdot \eta_h}{u_2} \qquad 4.8$$

Absolutní rychlost na výstupu vyplývá z vektorového součtu rovnic 4.6 a 4.8.

$$c_2 = \sqrt{c_{m2}^{\ 2} + c_{u2}^{\ 2}} \qquad 4.9$$

A konečně relativní rychlost na výstupu v_2 spočítáme vektorovým součtem rovnic 4.6, 4.7 a 4.8.

$$v_2 = \sqrt{c_{m2}^{\ 2} + \left(\left|c_{u2}\right| + u_2\right)^2} \qquad 4.10$$

Tím jsme vyjádřili veškeré rychlosti vyskytující se na odtokové hraně lopatky podle obrázku 2.1, a tedy můžeme spočítat výstupní úhel β_2.

$$\beta_2 = \text{arctg}\frac{|c_{u2}| + u_2}{c_{m2}} \qquad 4.11$$

Po dosazení do rovnic 4.2 až 4.11 získáme hodnoty rychlostí vyskytujících se v prostoru turbíny.

	D_1 = 0,1625m	D_2 = 0,40625m	D_3 = 0,65m
vstupní hrana lopatky			
absolutní rychlost c_1 [m×s^{-1}]	6,6569	6,6569	6,6569
unášivá rychlost u_1 [m×s^{-1}]	4,3393	10,8483	17,3573
relativní rychlost v_1 [m×s^{-1}]	7,9463	12,7279	18,5900
vstupní úhel β_1 [°]	**-33,1**	**-58,5**	**-69,0**
výstupní hrana lopatky			
meridiální složka rychlosti c_{m2} [m×s^{-1}]	6,8723	6,8501	6,8281
unášivá složka rychlosti c_{u2} [m×s^{-1}]	-4,5214	-1,8086	-1,1304
absolutní rychlost c_2 [m×s^{-1}]	8,2263	7,0848	6,9210
unášivá rychlost u_2 [m×s^{-1}]	4,3393	10,8483	17,3573
relativní rychlost v_2 [m×s^{-1}]	11,2134	14,3917	19,7083
výstupní úhel β_2 [°]	**-52,2**	**-61,6**	**-69,7**

Tab. 4-1. Rychlosti na vstupu a výstupu z lopatky

4.2.2 Metoda singularit

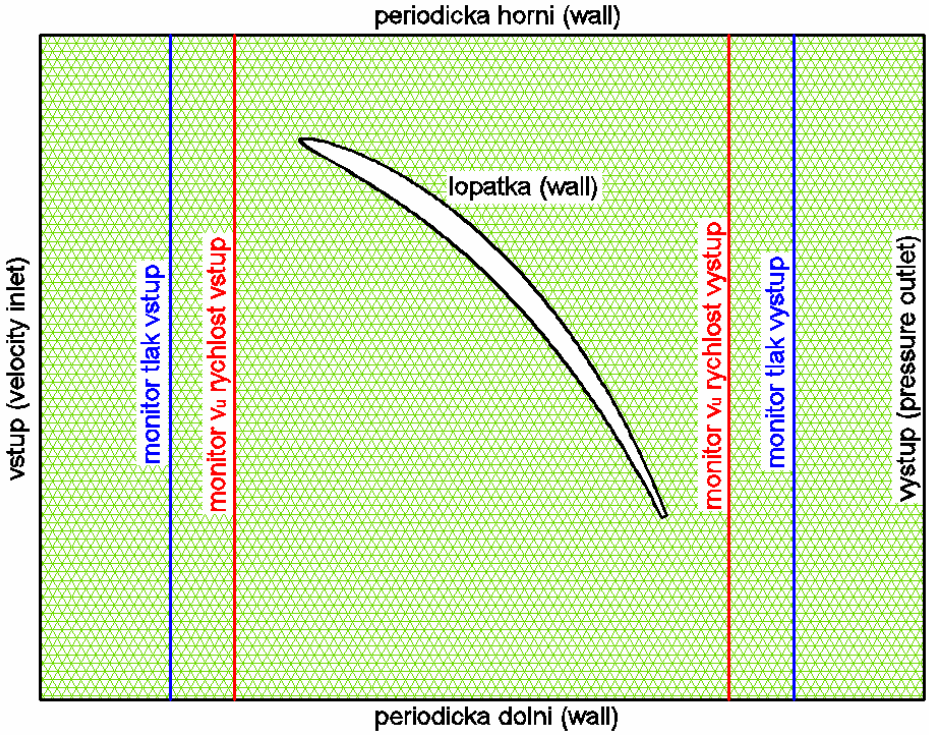
Tato metoda spočívá v tom, že na střední čáru profilu, kterou známe naneseme zdroje a propady v určitých intervalech. Ty mají různou intenzitu a tím vytvoří tvar profilu lopatky. Náběžná hrana je tvořena zdroji s rostoucí intenzitou až do místa největší tloušťky, od tohoto místa jsou na střední čáru kladeny propady. Dále předpokládáme, že profil je umístěn v oblasti s paralelním prouděním, kde rychlost před a za profilem v nekonečnu je totožná. Uvnitř oblasti dle Žukovského platí rovnice kontinuity. Neznámou je zde hustota zdrojů a propadů, které určíme ze dvou kinematických podmínek:

1. kinematická podmínka – relativní rychlost je tečná ke střední čáře profilu a tedy s dostatečnou přesností i k obrysu profilu lopatky
2. kinematická podmínka – profil je uzavřený, to znamená, že vnitřní a vnější proudění kolem profilu se na odtokové hraně spojí.

S výpočtem náběžného a odtokového úhlu pomocí metody singularit lze vstoupit do přesnějších výpočetních metod, které nám poskytuje program Fluent.

4.2.3 Výpočet pomocí Fluentu

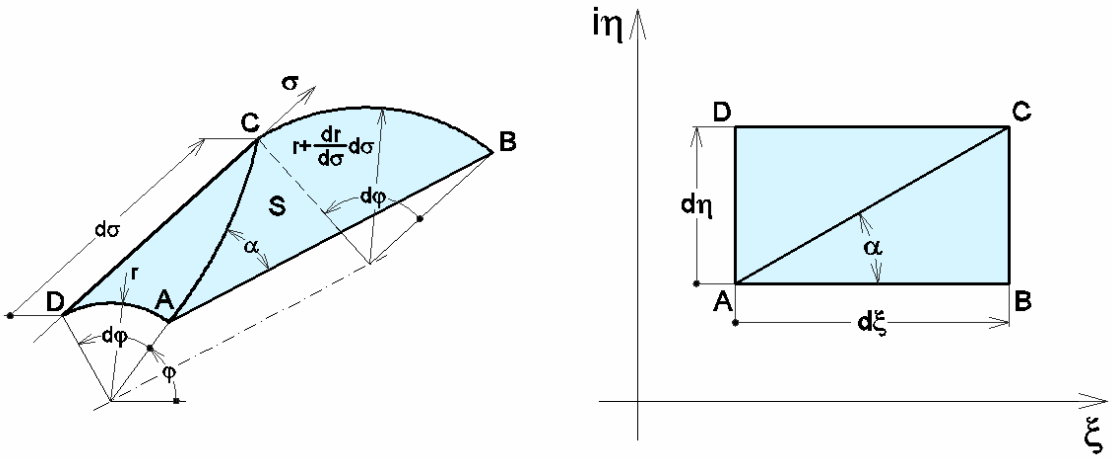
Jedná se o numerický výpočet s využitím rovnic hydromechaniky popisujících proudění kapaliny. Nejdřív je potřeba si vytvořit v prostoru (v našem případě rovině) tvar průřezu lopatky a umístit ho do oblasti, která svou velikostí odpovídá rozteči lopatek. Abychom mohli aplikovat rovnice na tuto oblast, je potřeba si ji rozdělit na malé elementy oddělenými hranicemi. Na těchto hranicích probíhá výměna veličin, které popisují proudící kapalinu. Čím je tedy síť buněk hustší, tím přesnějšího výpočtu dosáhneme. S množstvím buněk je však spojena i časová náročnost výpočtu, je proto vhodné najít kompromis mezi hustotou sítě a dobou výpočtu. V tomto případě se pohyboval počet buněk v rozmezí 100 000 až 400 000 podle velikosti oblasti a doba výpočtu jednoho profilu byla v rozmezí 6 až 18 hodin. V dalším musíme definovat okrajové podmínky, vstupní a výstupní parametry. Přímo v menu softwaru je také potřeba nadefinovat způsob numerického výpočtu a roviny na kterých budeme monitorovat veličiny, které potřebujeme k ladění vstupního a výstupního úhlu lopatky viz obr. 4-2. Jakým způsobem budeme provádět výpočet bude podrobně pojednáno v kapitole 4.5.



Obr. 4-2. Síť připravená pro numerický výpočet ve Fluentu

4.3 Tvorba střední čáry profilu

V předešlé kapitole jsme si ukázali jak provedeme výpočet vstupního a výstupního úhlu lopatky. Nyní musíme oba úhly propojit určitou křivkou, která se stane střední čárou profilu na niž naneseme tloušťku lopatky. Vstup a výstup budeme propojovat dvěma způsoby a to lineární změnou úhlu β a bude-li potřeba, tak kvadratickou změnou úhlu β. Křivka však nebude hladká, ale budeme ji řešit po určitých úsecích. Jak bylo uvedeno v kapitole 4.1 budeme úhly řešit ve válcovém řezu za pomoci konformního zobrazení. To má tu vlastnost, že zachovává úhly mezi přímkami a také zachovává poměr délek přímek. V našem případě máme práci o to jednodušší, že se jedná o čistě válcovou úlohu, tedy každý z průřezů leží na válcové rovině o konstantním poloměru. Princi konformní transformace je na obrázku 4-3.

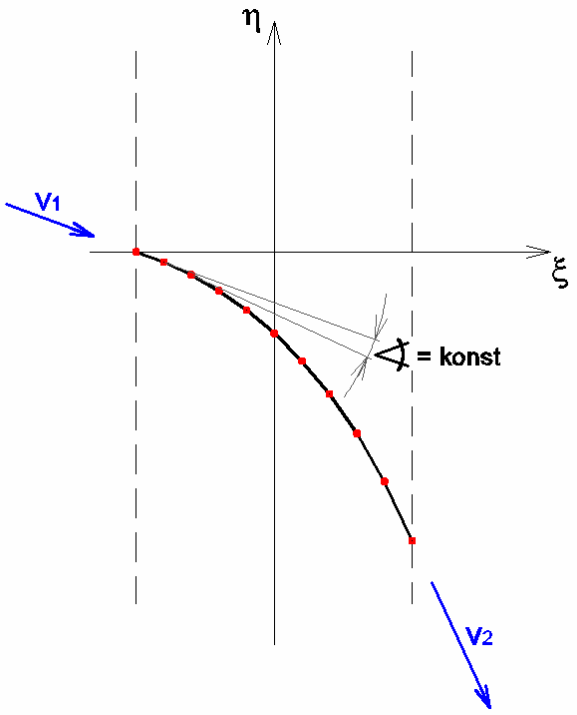


Obr. 4-3. Grafické znázornění konformní transformace – převzato z [2]

Na proudové ploše S zavedeme meridiánovou souřadnici σ a úhlovou souřadnici φ. Po převedení do Gaussovy roviny ζ = ξ+iη ztotožníme meridiánovou souřadnici σ se souřadnicí ξ a úhlovou souřadnici vynásobenou poloměrem, na kterém řešíme řez lopatkou φ·r ztotožníme se souřadnicí η[2].

4.3.1 Lineární změna úhlu β

Princip lineární změny úhlu β spočívá v tom, že souřadnice η se lineárně mění v závislosti na souřadnici ξ, kterou známe. Z toho plyne, že jednotlivé úseky jsou vůči sobě natočeny o konstantní úhel. Toto propojení vstupního a výstupního úhlu lopatky je ideální, protože křivka představující střední čáru profilu má nejmenší možnou vzdálenost, což příznivě ovlivňuje ztrátu třením vody o povrch lopatky.
Na obrázku 4-4 je schematicky znázorněna rovina v konformním zobrazení v níž řešíme průběh střední čáry profilu lineární změnou úhlu β.



Obr. 4-4. Grafické znázornění lineární změny úhlu β

Nyní si uvedeme vztahy, podle kterým budeme počítat souřadnice bodů tvořících střední čáru profilu. Nejdřív si však musíme určit hloubku mříže h, kterou ztotožníme s obecnou souřadnicí σ viz. obrázek 4-1. V tomto případě je u náboje h = 140mm a směrem k vnějšímu průměru kola se lineárně zmenšuje na hodnotu h = 112mm. Kdybychom ponechali konstantní hloubku mříže po celé délce lopatky, narůstala by délka lopatky na vnějších poloměrech na příliš velké hodnoty.

Rozdělíme si hloubku mříže σ na určitý počet stejných dílů n podle rovnice

$$\sigma_n = \frac{h}{n} + \sigma_{n-1}. \qquad 4.12$$

Dále je potřeba stanovit hodnotu integrálu a pro jednotlivé úseky.

$$a_n = \frac{\sigma_n - \sigma_{n-1}}{R} + a_{n-1} \qquad 4.13$$

Teď již můžeme přistoupit ke stanovení hodnot bodů v ose ξ. Po dosazení do rovnice a výpočtu zjistíme, že jednotlivé body jsou od sebe vzdáleny o konstantní hodnotu.

$$\xi_n = h \cdot \frac{a_n}{a_{max}} - \frac{1}{2} \qquad 4.14$$

Nakonec hodnoty bodů v ose η vyjádříme ze vztahu

$$\eta_n = \eta_0 + \frac{1}{B} \cdot \ln\left[\frac{\cos\left(A - B \cdot \frac{h}{2}\right)}{\cos\left(A + B \cdot \xi_n\right)}\right], \qquad 4.15$$

přičemž hodnota souřadnice η_0 je v našem případě nulová, protože lopatka vychází z počátku souřadného systému. Konstanty A a B jsou závislé na vstupním úhlu β_1, výstupním úhlu β_2 a na hloubce mříže h. Spočítáme je ze vztahů 4.16 a 4.17.

$$A = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \qquad 4.16$$

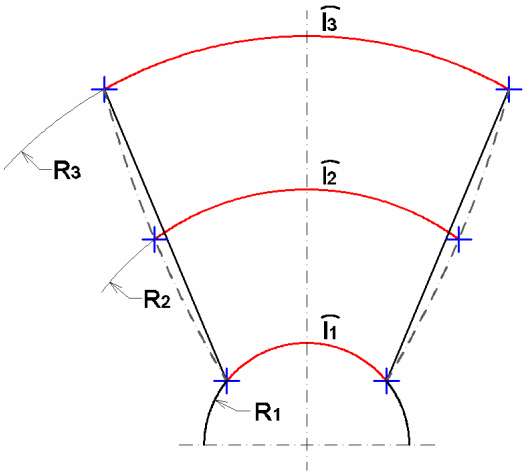
$$B = \frac{\beta_2 - \beta_1}{h} \qquad 4.17$$

V tabulce 4-2, je přehledně seřazeno několik konkrétních hodnot pro profil na poloměru R_1, tedy u náboje.

	s	**a**	x	h
1	0	0	**-70,0**	**0**
2	2,8	0,0345	**-67,2**	**-1,0336**
3	5,6	0,0689	**-64,4**	**-2,1185**
4	8,4	0,1034	**-61,6**	**-3,2555**
5	11,2	0,1378	**-58,8**	**-4,4452**
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
50	137,2	1,6886	**67,2**	**138,7822**
51	140	1,7231	**70,0**	**144,8818**

Tab. 4-2. Souřadnice profilu na poloměru R_1

Tento postup aplikujeme na všechny tři řezy a provedeme přepočet souřadnice η na válcovou plochu, čímž získáme délky lopatky l při pohledu z čela turbíny. Graficky je tato situace znázorněna na obrázku 4-5.

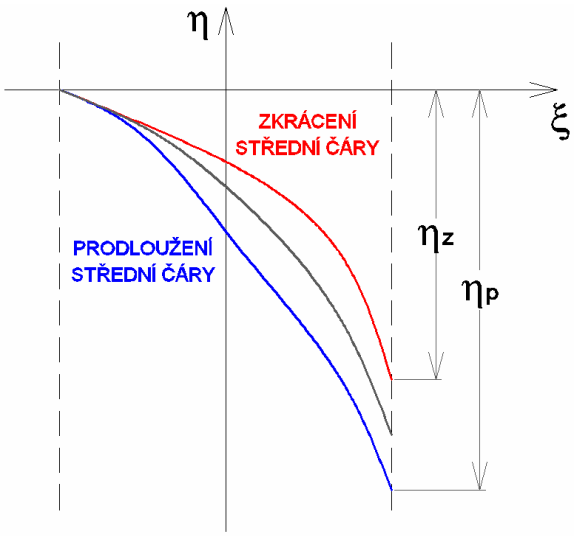


Obr. 4-5. Délky lopatek přenesené na válcovou plochu

Z obrázku je vidět, že propojíme-li koncové body 1. a 3. řezu přímkou tvořící vstupní a výstupní hranu lopatky, tak koncové body 2. řezu na tuto přímku nepadnou – řez 2 je delší. Je to důsledek použité metody lineární změny úhlu, kdy právě souřadnici η, tedy délku lopatky l nelze ovlivnit. Abychom dosáhli zkrácení délky řezu 2 a přitom zachovali vstupní a výstupní úhly lopatky musíme použít jinou metodu na tvorbu střední čáry profilu. Tou je kvadratická změna úhlu.

4.3.2 Kvadratická změna úhlu β

Parametry vstupující do výpočtu u této metody nejsou jen vstupní a výstupní úhel, ale také délka lopatky v radiálním směru, tedy souřadnice η. Zde už není úhel mezi dvěma úseky konstantní, ale mění se. Kvadratickou změnou úhlu lze střední čáru prodlužovat i zkracovat jak můžeme vidět na obrázku 4-6.



Obr. 4-6. Zkrácení resp. prodloužení střední čáry

Musíme však mít na zřeteli, že zde existují jistá omezení. Pokud bychom střední čáru chtěli prodloužit resp. zkrátit o velkou hodnotu, byla by příliš zakřivená a z hlediska hydraulického by tento profil byl prakticky nepoužitelný. V našem případě potřebujeme řez 2 zkrátit zhruba o 7mm, což jsou 3% z celkové délky, proto můžeme metodu kvadratické změny úhlu dobře použít.

Úhel β určíme dle rovnice

$$\beta = \beta_1 + k_1 \cdot \left(x + \frac{h}{2} \right) + k_2 \cdot \left(x + \frac{h}{2} \right)^2, \qquad 4.18$$

kde k_1 a k_2 jsou neznámé konstanty, které musíme vyřešit.

Vezmeme-li v úvahu, že vstupní a výstupní úhel známe a střední čára leží symetricky vůči ose η, tedy x = h/2 a –h/2 můžeme rovnici 4.18 přepsat do tvaru

$$\beta_2 = \beta_1 + k_1 \cdot h + k_2 \cdot h^2 . \qquad 4.19$$

Nyní si konstantu k_1 vyjádříme z rovnice 4.19 jako závislou veličinu na konstantě k_2.

$$k_1 = \frac{\beta_2 - \beta_1}{h} - k_2 \cdot h \qquad 4.20$$

Z definice derivace vyplývá, že tangenta úhlu β se rovná podílu dy/dx. Po vyjádření dy a integraci lze psát, že

$$y_2 = \int \mathrm{tg}\beta_2 \cdot dx . \qquad 4.21$$

Po dosazení rovnice 4.18 a 4.20 do 4.21 a úpravách dospějeme ke vztahu

$$y_2 = \int_{-h/2}^{h/2} \frac{\sin\left[\beta_1 + \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{h} - k_2 \cdot h \right) \cdot \left(x + \frac{h}{2} \right) + k_2 \left(x + \frac{h}{2} \right)^2 \right]}{\cos\left[\beta_1 + \left(\frac{\beta_2 - \beta_1}{h} - k_2 \cdot h \right) \cdot \left(x + \frac{h}{2} \right) + k_2 \left(x + \frac{h}{2} \right)^2 \right]} dx . \qquad 4.22$$

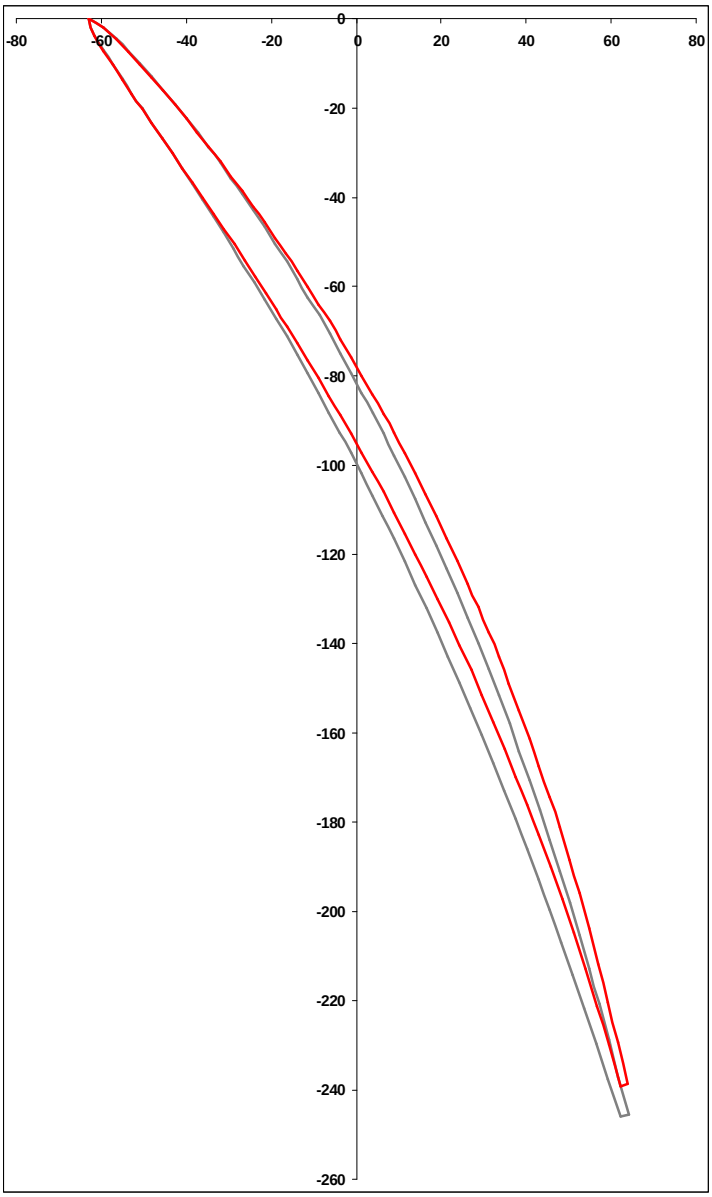
Řešení tohoto integrálu analyticky je velmi obtížné, ne-li nemožné, proto zde musíme použít numerickou integraci a hledat řešení konstanty k_2 tak, aby vyhovovala našim znám veličinám tj. β_1, β_1, h, y_2. Výsledek může být vyjádřen s libovolnou přesností.

Máme-li tedy nalezenu konstantu k_2, můžeme ji dosadit do rovnice 4.20, čímž získáme konstantu k_1. Po dosazení obou těchto konstant do rovnice 4.18 lze v libovolném x resp. ξ vypočítat souřadnici y resp. η. Tím tedy získáváme průběh střední čáry pomocí kvadratické změny úhlu.

Pro turbínovou lopatkovou mříž platí:

- $k_2 = 0$, střední čára profilu je tvořena pomocí teorie lineární změny úhlu
- $k_2 < 0$, střední čára se zkracuje
- $k_2 > 0$, střední čára se prodlužuje.

Jak vypadá rozdíl mezi profilem vytvořeným lineární změnou úhlu a profilem upraveným pomocí kvadratické změny úhlu můžeme vidět na obrázku 4-7.



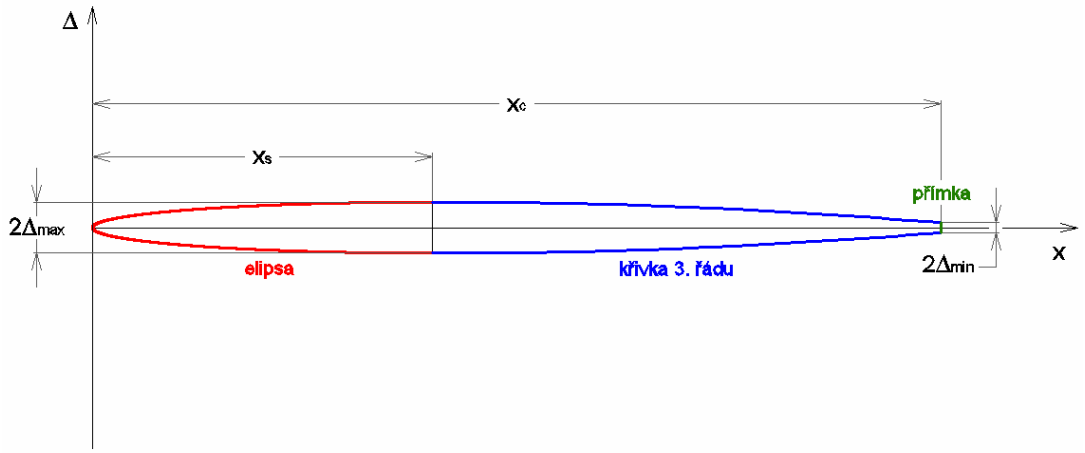
Obr. 4-7. Zkrácení profilu

4.4 Vytvoření profilu v jednotlivých válcových řezech

Pokud již máme určené průběhy středních čar jednotlivých řezů, je potřeba tyto čáry obalit reálnou tloušťkou. Snažíme se, aby lopatka byla co nejtenčí kvůli minimalizování ztrát, hmotnosti a spotřeby materiálu s přihlédnutím k namáhání lopatky. Nejtlustší je u náboje a směrem k vnějšímu průměru kola se tloušťka konstantně zmenšuje. Postup tvorby profilu lopatky lze rozdělit do dvou kroků. Nejprve je potřeba vytvořit vlastní geometrii a tu pak v druhém kroku nanést na střední čáru profilu viz. kapitoly 4.4.1 a 4.4.2.

4.4.1 Tloušťka profilu

Geometrie profilu je tvořen křivkami, které na sebe hladce navazují. Náběžná hrana lopatky je tvořen polovinou elipsy, která je ukončena ve 40% vzdálenosti od počátku. V tomto místě je lopatka nejtlustší a také v něm navazuje zadní část profilu, která je tvořena křivkou třetího řádu. Na tuto křivku pak navazuje přímka, která tvoří odtokovou hranu. V ideálním případě by bylo vhodné, kdyby odtoková hrana byla ostrá, to však z pevnostních důvodů nelze dodržet, proto musí mít určitou tloušťku. Jak vypadá přímý profil vidíme na obrázku 4.8.



Obr. 4.8. Přímý profil průřezu lopatky

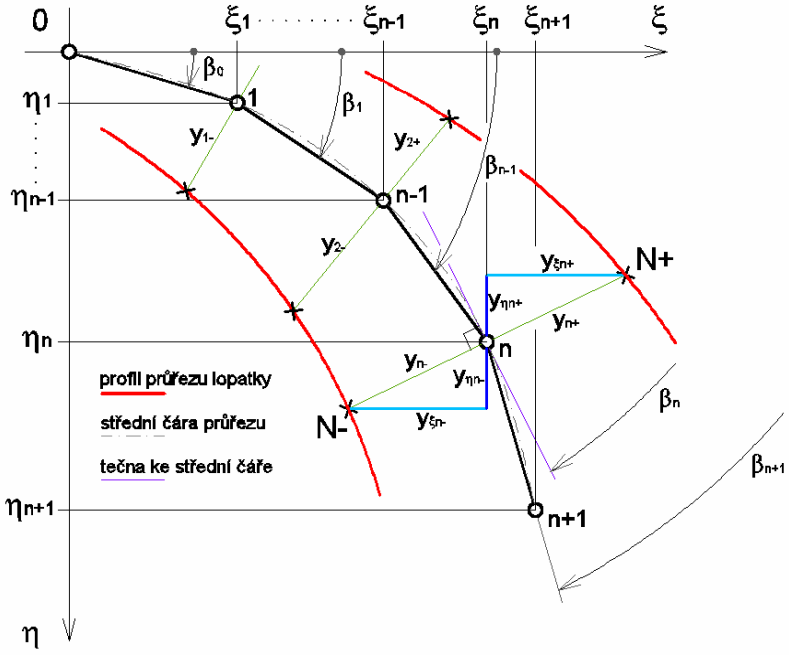
Hladkým navázáním křivek je dosaženo proudnicového profilu, který v proudu vody klade minimální odpor a zároveň má dostatečnou pevnost, aby byl schopen přenášet veškerá zatížení, která při provozu turbíny vzniknou. Maximální a minimální tloušťku lopatky $2\Delta_{max}$ a $2\Delta_{min}$ na daném řezu si volíme, souřadnice x_s a x_c jsou také dány. Tím si tedy definujeme tvar a rozměry náběžné hrany a odtokovou hranu. Nyní musíme vyřešit hladké navázání zadní části lopatky na přední. Rovnice 4.23 je obecným vyjádřením křivky 3. řádu.

$$ax^3 + bx^2 + cx + d = 0 \qquad 4.23$$

Abychom tuto rovnici vyřešili, je nutné určit konstanty a, b, c, d. Toho dosáhneme tak, že si definujeme okrajové podmínky. To znamená, že předepíšeme určité veličiny pro počátek a konec křivky. Tím se z obecné rovnice stává řešení konkrétní úlohy.
První okrajovou podmínkou je, že na souřadnici x_s, tedy v místě, kde křivka třetího řádu navazuje na půlelipsu, je souřadnice y rovna Δ_{max}, což je zároveň velikost vedlejší poloosy elipsy. Druhou okrajovou podmínkou, rovněž na souřadnici x_s, je hladké navázání obou křivek. Vzhledem k tomu, že půlelipsa zde má derivaci nulovou, tedy tečna k ní je v místě x_s rovnoběžná s osou x, musí i křivka třetího řádu mít v tomto místě derivaci nulovou. Tím jsme si definovali podmínky pro počátek křivky a nyní si definujeme okrajové podmínky pro konec křivky. Třetí okrajovou podmínkou je, že v místě x_c je souřadnice y rovna Δ_{min}, tedy rovná se polovině tloušťky odtokové hrany. Čtvrtou a poslední okrajovou podmínkou si definujeme to, aby křivka třetího řádu měla inflexní bod právě v místě x_c. To znamená, že druhá derivace funkce podle souřadnice x je rovna nule. To, že se inflexní bod nachází až na odtokové hraně lopatky také příznivě působí na proudění vody kolem lopatky.
Dosadíme-li všechny výše uvedené okrajové podmínky do rovnice 4.23 získáme čtyři rovnice o čtyřech neznámých. Jejich řešením dostaneme konstanty a, b, c, d.

4.4.2 Nanesení tloušťky profilu na střední čáru

Po tom co jsme vyřešili samotnou geometrii průřezu lopatky v obecných kartézských souřadnicích xy, převedeme jednotlivé tloušťky profilu Δ na střední čáru. Konečným výsledkem bude profil lopatky ve válcových souřadnicích, který využijeme pro numerický výpočet ve Fluentu. Pro dobré pochopení jakým způsobem budeme nanášet geometrii na střední čáru profilu, slouží obrázek 4-9.



Obr. 4-9. Nanesení tloušťky profilu na střední čáru

Jak bylo řečeno v kapitole 4.3, střední čára profilu není hladká, ale je rozdělena na úseky o počtu n. Bodů určujících tyto úseky je n+1 a jejich souřadnice známe. V každém bodě je potřeba vytvořit tečnu ke střední čáře profilu a nanést na ni polovinu tloušťky lopatky y_{n+} resp. y_{n-} v daném místě, přičemž platí, že $\Delta \equiv y_{n+} \equiv y_{n-}$. Vzhledem k tomu, že problém řešíme v kartézských souřadnicích s proměnlivým úhlem, musíme souřadnice y_{n+}, y_{n-} rozložit do jednotlivých složek rovnoběžných s příslušnými osami. To provedeme tak, že si určíme úhel, pod kterým je tečna v daném bodě skloněna k osám souřadného systému a pomocí goniometrických funkcí určíme jejich velikosti viz rovnice 4.26 až 4.29. Jelikož však neznáme funkční předpis skutečné střední čáry, která je hladká, nelze tečnu v bodě určit zcela přesně. Dobrého přiblížení však dosáhneme tím, že úhel tečny definujeme jako střední úhel mezi předešlým a následujícím úsekem podle rovnice 4.25. Průběh úhlu β lze tedy psát

$$\beta_{\mathrm{n}} = \frac{1}{2}\left(\beta_{\mathrm{n+1}} + \beta_{\mathrm{n-1}}\right) \qquad 4.24$$

a po úpravách s využitím známých souřadnic střední čáry profilu

$$\beta_{\mathrm{n}} = \frac{3}{2} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\eta_{\mathrm{n+1}} - \eta_{\mathrm{n}}}{\xi_{\mathrm{n+1}} - \xi_{\mathrm{n}}} - \frac{1}{2} \cdot \operatorname{arctg} \frac{\eta_{\mathrm{n}} - \eta_{\mathrm{n-1}}}{\xi_{\mathrm{n}} - \xi_{\mathrm{n-1}}} . \qquad 4.25$$

Souřadnice y_{n-} rozloženy na jednotlivé složky

$$\mathrm{y}_{\xi \mathrm{n-}} = \xi_{\mathrm{n}} - \sin \beta_{\mathrm{n}} \cdot \mathrm{y}_{\mathrm{n-}} \qquad 4.26$$

$$\mathrm{y}_{\eta \mathrm{n-}} = \eta_{\mathrm{n}} + \cos \beta_{\mathrm{n}} \cdot \mathrm{y}_{\mathrm{n-}} \qquad 4.27$$

a souřadnice y_{n+}

$$\mathrm{y}_{\xi \mathrm{n+}} = \xi_{\mathrm{n}} + \sin \beta_{\mathrm{n}} \cdot \mathrm{y}_{\mathrm{n+}} \qquad 4.28$$

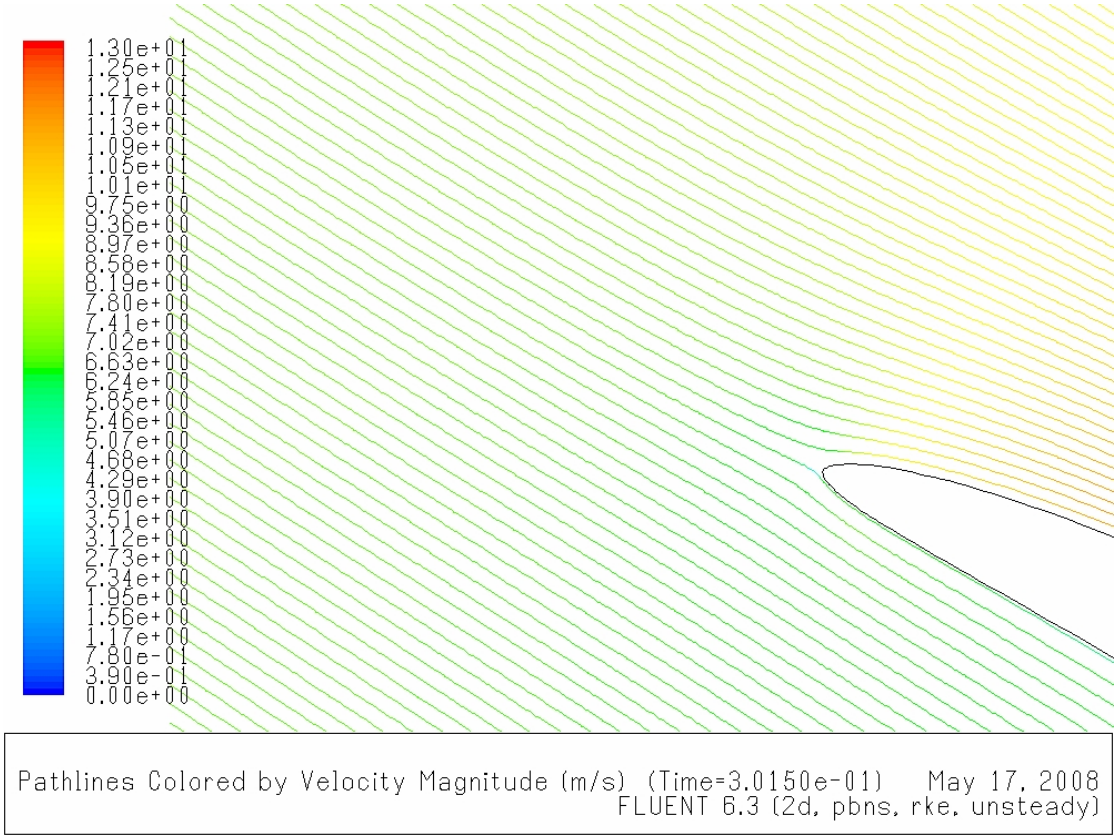
$$\mathrm{y}_{\eta \mathrm{n+}} = \eta_{\mathrm{n}} - \cos \beta_{\mathrm{n}} \cdot \mathrm{y}_{\mathrm{n+}} . \qquad 4.29$$

Pomocí těchto rovnic získáváme body N- a N+, jejichž spojením vznikne profil lopatky v daném řezu. U této metody nezáleží na průběhu střední čáry nebo na tloušťce lopatky, lze ji tedy použít jak pro lineární, tak kvadratickou změnu úhlu β.

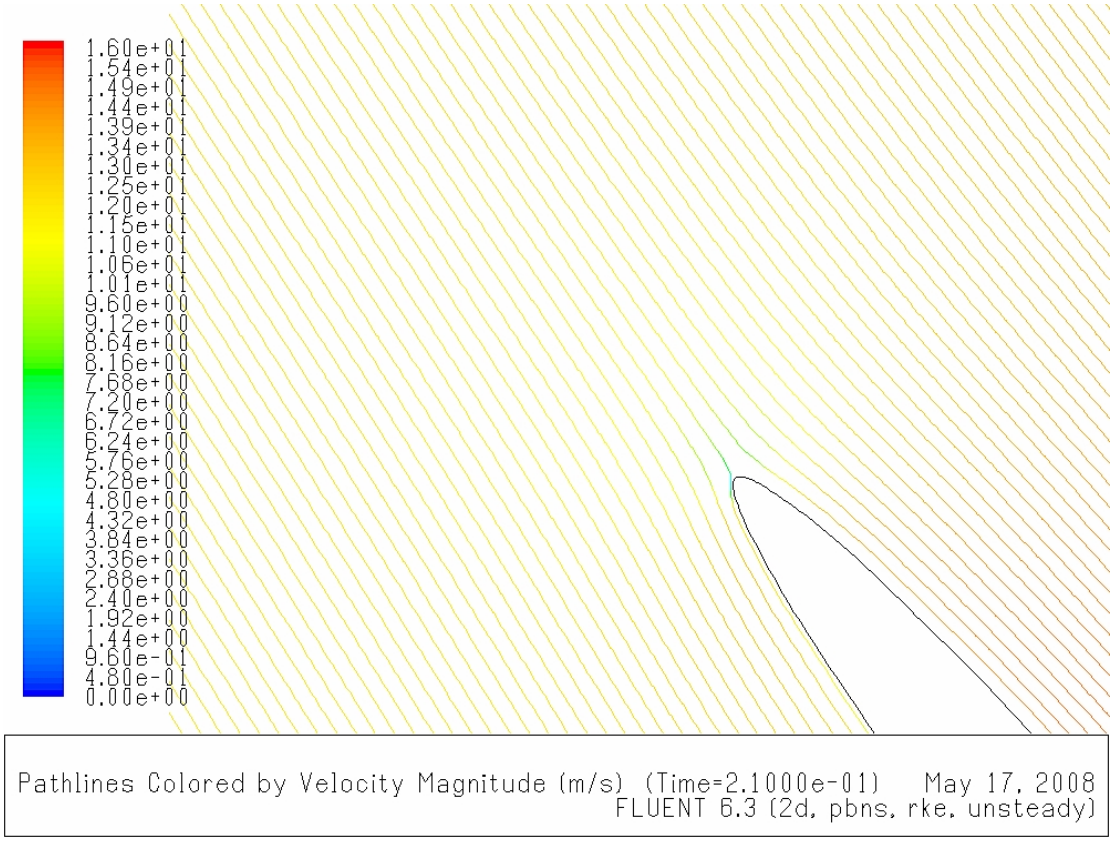
4.5 Výsledný profil

V této kapitole se budeme zabývat vyhodnocováním výsledků z numerického výpočtu v programu Fluent. Je třeba si uvědomit, že od kapitoly 4.2 až po tuto, tedy 4.5 je třeba návrh profilu lopatky chápat jako provázaný a nelze dílčí výpočty oddělit od ostatních. Budeme zde sledovat tři veličiny, přičemž dvě využijeme pro stanovení vstupního a výstupního úhlu lopatky a třetí využijeme ke zjištění ztráty na kole. Návrh provádíme pro optimální provozní bod.

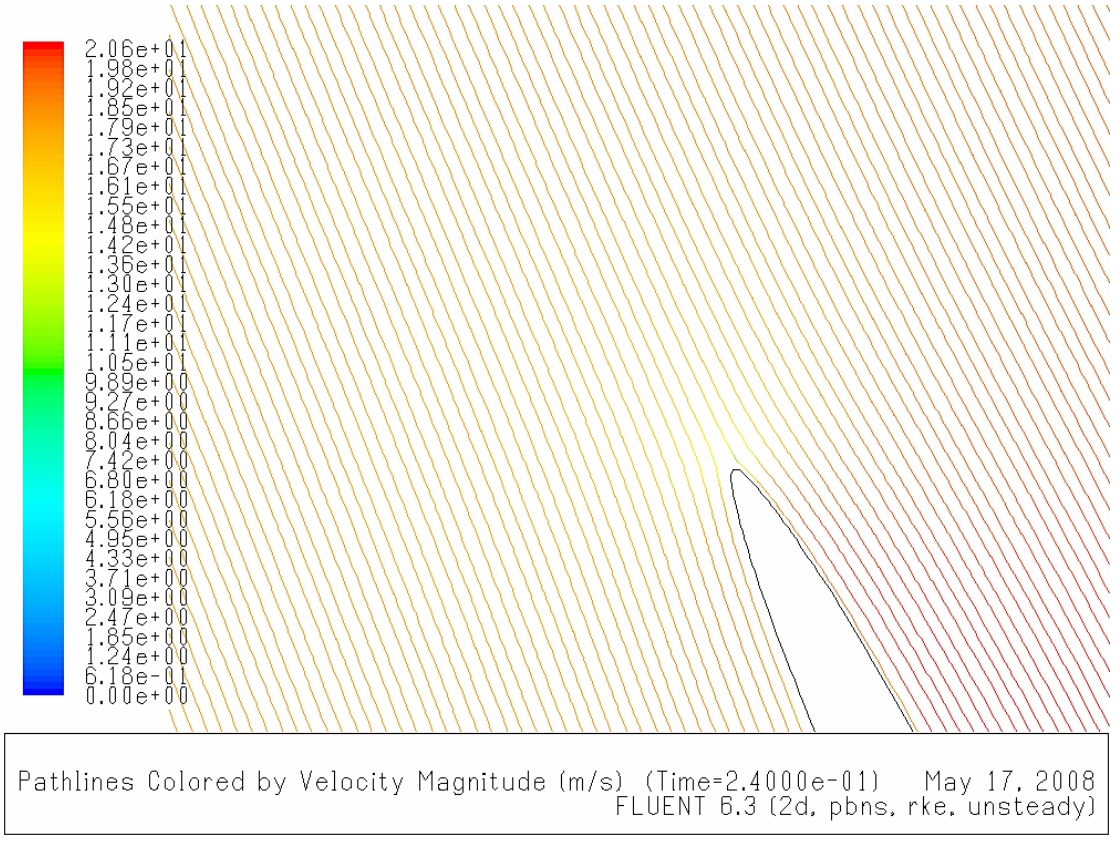
1. vstupní úhel – korekce vstupního úhlu lopatky se prování na základě vizuální kontroly. To znamená, že po ukončení numerického výpočtu si zobrazíme proudění vody ve formě proudnic. Tento postup opakujeme tak dlouho dokud se proudnice nedělí přesně na špičce náběžné hrany. Nebude-li toto splněno, voda by natékala na lopatku s rázovou složkou rychlosti, což by zapříčinilo snížení hydraulické účinnosti oběžného kola. Tomu se ovšem nevyhneme mimo optimální provozní bod, kde dochází ke změně průtoku turbínou. Na obrázcích 4-10 až 4-12 můžeme vidět náběžné hrany jednotlivých profilů s vykreslením proudnic. Je to jeden z výstupů numerického výpočtu programu Fluent.



Obr. 4-10. Proudnice na náběžné hraně lopatky, poloměr R_1



Obr. 4-11. Proudnice na náběžné hraně lopatky, poloměr R_2

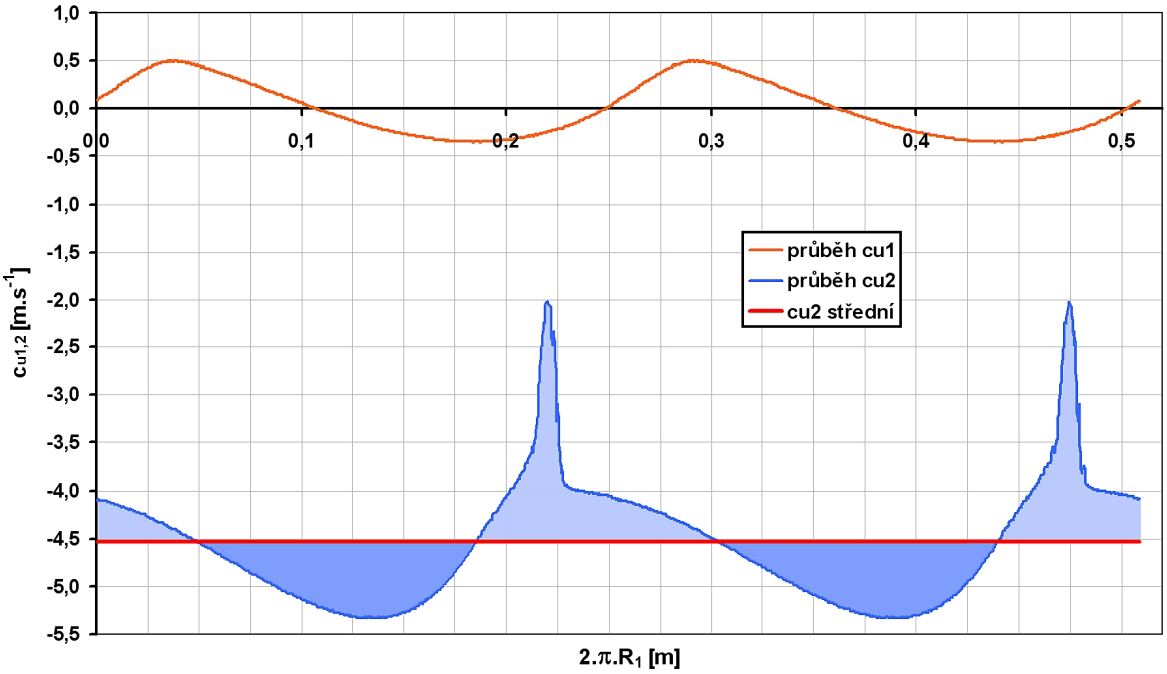


Obr. 4-12. Proudnice na náběžné hraně lopatky, poloměr R_2

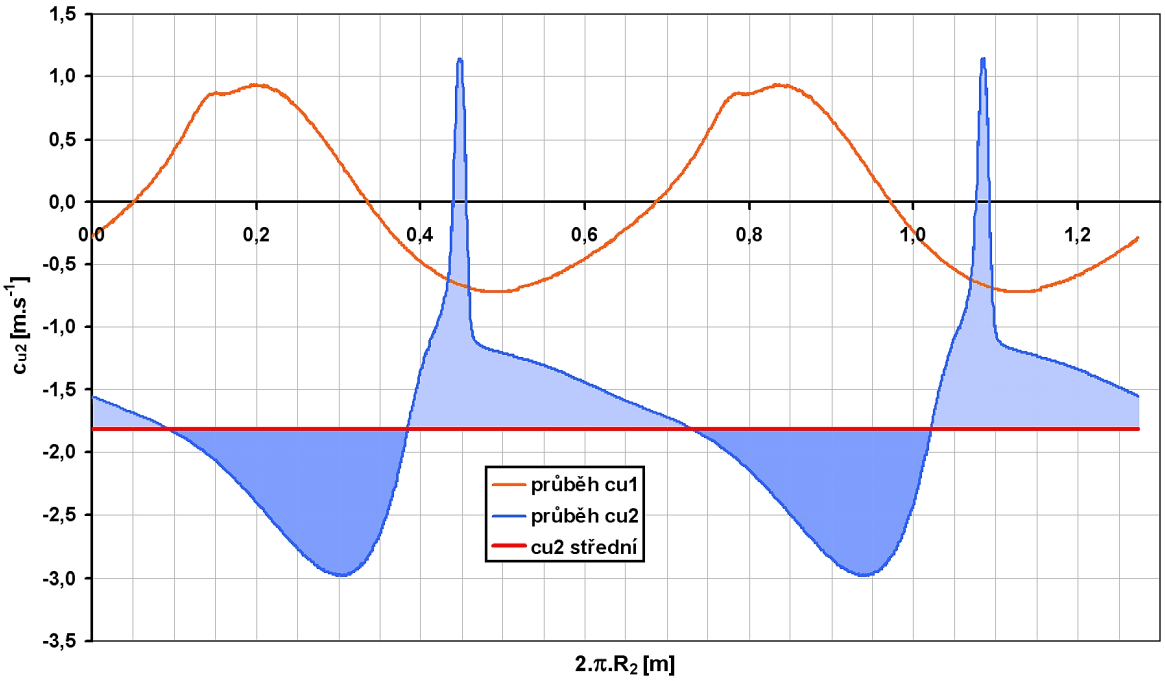
2. výstupní úhel – musí být takový, aby vytvářel unášivou složku absolutní rychlosti c_u, která po dosazení do Eulerovy turbínové rovnice vytvoří spád v optimální provozním době, tedy H = 2,5m. V ideálním případě by byla rychlost c_{u2} konstantní po celém obvodu turbíny. Vírová turbína však má velice řídkou lopatkovou mříž, což má za následek nerovnoměrné rozložení rychlostí. T teorie vyplývá, že unášivá složka absolutní rychlosti c_{u1} je nulová. To však není zcela pravda, proto do určování výstupního úhlu musíme uvažovat i děje na vstupu do oběžného kola. Abychom mohli řešit rychlostní pole nejen za turbínou, ale i před ní, je třeba si vytvořit dvě monitorovací roviny v softwarovém modelu dle obrázku 4-2, na kterých budeme sledovat průmět relativní rychlosti v_u do osy y, tedy unášivého směru. Eulerova turbínová rovnice však neuvažuje unášivé složky relativních rychlostí v_u, ale pouze unášivé složky absolutních rychlostí c_u. Z obrázku 2-1 je však patrno, že můžeme psát

$$v_u = |u| + c_u . \qquad 4.30$$

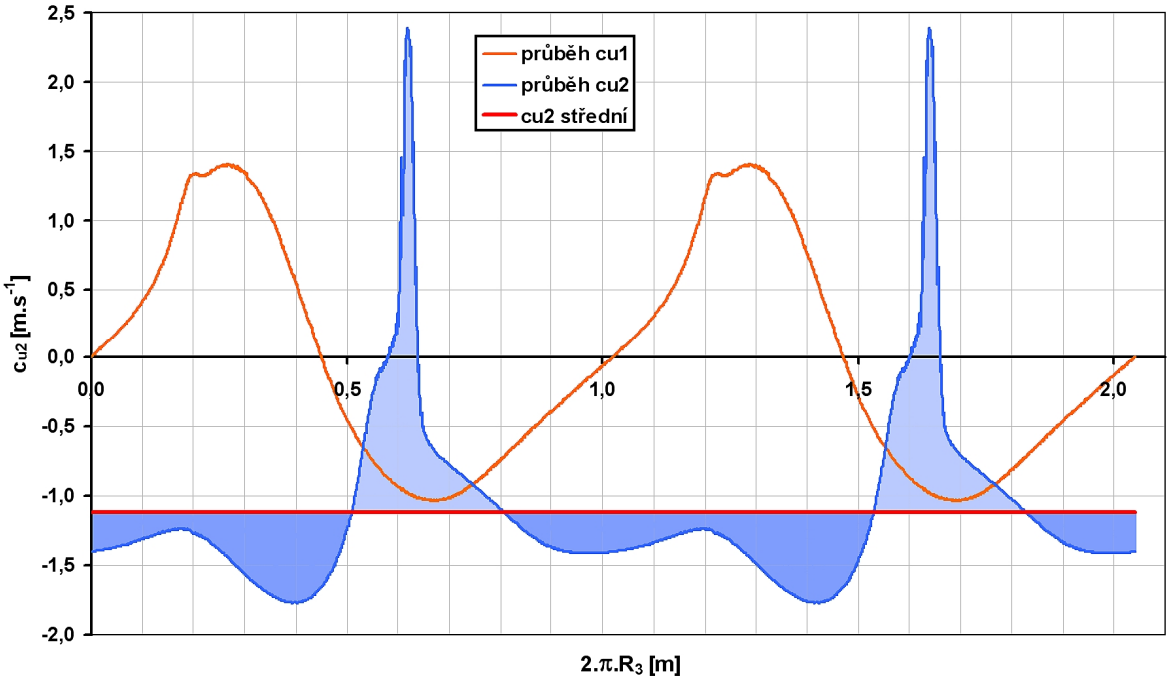
Známe-li tedy z numerického výpočtu průběh v_u po obvodu oběžného kola, můžeme dle vztahu 4.30 odečtením unášivé rychlosti u získat c_u. Průběhy rychlostí na vstupu i výstupu jsou pro všechny tři profilech na obrázcích 4-13 až 4-15.



Obr. 4-13. Průběh c_u rychlosti na vstupu a výstupu lopatky, poloměr R_1



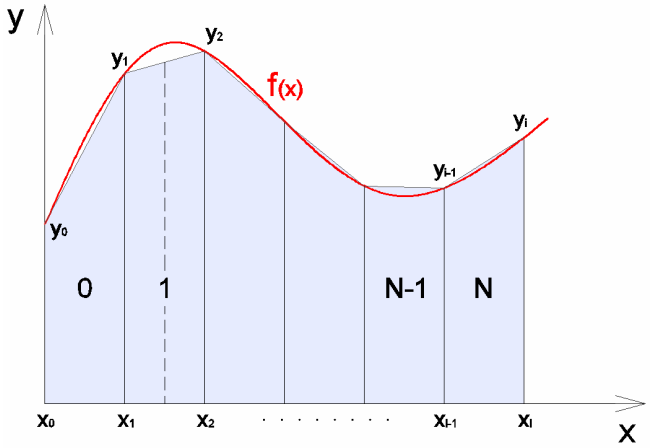
Obr. 4-14. Průběh c_u rychlosti na vstupu a výstupu lopatky, poloměr R_2



Obr. 4-15. Průběh c_u rychlosti na vstupu a výstupu lopatky, poloměr R_3

Jak je vidět, tak rychlost c_u je velice rozkolísaná – její velikost je závislá na místě, ve kterém ji sledujeme. Abychom ji však mohli dosadit do Eulerovy turbínové rovnice, je potřeba znát její střední hodnostu. Tu zjistíme tak, že si vypočítáme plochu vymezenou křivkou průběhu rychlosti c_u a osou x. Když potom tuto plocho podělíme délkou obvodu na daném poloměru,

zjistíme střední hodnotu. Vzhledem k tomu, že neznáme funkci popisující průběh rychlosti c_u, ale máme pouze velké množství bodů tvořících tuto křivku, nelze střední hodnotu spočítat analyticky. Proto použijeme lichoběžníkovou metodu, jejíž princip je vysvětlen na obr. 4-16. Jedná se o numerickou metodu, kdy výsledek není zcela přesný. Jeho odchylka od analytického řešení je však tak malá, že ji lze zanedbat.



Obr. 4-16. Lichoběžníková metoda – převzato z [12]

V našem případě je osu x délka obvodu a osa y je unášivá složka absolutní rychlosti c_u. S využitím obrázku 4-16 lze tedy psát

$$\bar{y} = \frac{\sum \frac{y_i - y_{i-1}}{2} \cdot (x_i - x_{i-1})}{\sum x_i}. \qquad 4.31$$

Tímto způsobem si vyjádříme c_u rychlosti na všech poloměrech jak na vstupu tak na výstupu z lopatky a dosadíme do rovnice 2.1, kterou si upravíme do tvaru

$$H = \frac{u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2}}{g \cdot \eta_h} = \frac{u(c_{u1} - c_{u2})}{g \cdot \eta_h}. \qquad 4.32$$

V tabulce 4-3 jsou seřazeny rychlosti na vstupu i výstupu a vypočítané spády pro jednotlivé profily lopatky.

	c_{u1} [m×s^{-1}]	c_{u2} [m×s^{-1}]	H [m]
profil na R_1	-0,0007	-4,5394	2,51
profil na R_2	0,0026	-1,8164	2,51
profil na R_3	0,0004	-1,1199	2,48

Tab. 4-3. Střední hodnoty rychlostí c_u a spády

Prostudujeme-li si obrázky 4-13 až 4-15 a výsledky z tabulky 4-3, můžeme dojít k těmto závěrům:

- rychlost c_{u1} na vstupu do turbíny kolísá až o 2,5m·s^{-1}, ale její střední hodnota se na všech třech profilech blíží 0, čímž jsou potvrzeny teoretické předpoklady
- u obou vnějších profilů se projevuje na náběžné hraně lokální minimum rychlosti c_{u1} způsobené dělením proudu vody a pravděpodobně malou rázovou složkou rychlosti
- strmé píky rychlosti c_{u2} na výstupu jsou způsobeny zpomalením proudění vody v úplavech za odtokovou hranou lopatky
- na střední rychlost c_{u2} má vliv především sací strana lopatky (největší propady rychlosti c_{u2})
- především u profilu na poloměru R_3 je patrno, jak rychlost c_{u2} v mezilopatkovém prostoru má snahu snižovat svoji absolutní velikost
- průměrný spád, kterého jsme dosáhli je optimálních 2,5m.

Vstupní i výstupní úhly lopatky jsou spolu provázány, proto je velice obtížné nají správnou kombinaci, aby vyhovovala oběma požadavkům, tedy bezrázovému vstupu vody na lopatku a vytvoření spádu. Každý profil byl několikrát přepočítáván a na základě vyhodnocení popsaného v této kapitole upravován na konečné hodnoty. V příloze č. 3 až 5 je zobrazeno rozložení rychlosti a statického tlaku v rozvinuté lopatkové mříži pro všechny tři profily.

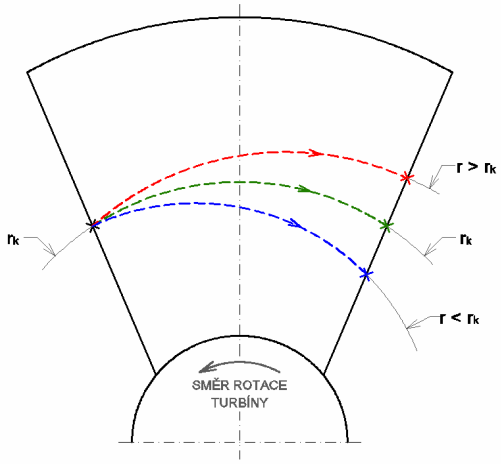
3. tlaková diference – jedná se o rozdíl totálního tlaku před a za oběžným kolem. Třením vody o povrch lopatky dochází k disipaci energie a její velikost lze vyjádřit tlakovou ztrátou. Tuto hodnotu následně využijeme pro výpočet v rovnici 6.9. Velikost tlakové ztráty je závislá na délce lopatky, jejím zakřivení a především na rychlosti jakou voda lopatku obtéká. Je tedy zřejmé, že na vnějším poloměru bude tlaková ztráta větší, protože zde je obvodová složka rychlosti maximální. Na obrázku 4.2 můžeme vidět jakým způsobem definujeme monitorovací roviny pro oba tlaky. Po určitém počtu iterací numerického výpočtu došlo k ustálení hodnot těchto tlaků a jejich rozdílem je právě tlaková ztráta na jednotlivých průřezech. Tabulka 4-4 je shrnutím výsledků.

Δp_{R1} [Pa]	997,7
Δp_{R2} [Pa]	1715,1
Δp_{R3} [Pa]	3385,9
Dp_{kolo} [Pa]	**1900**

Tab. 4-4. Tlaková ztráta na kole

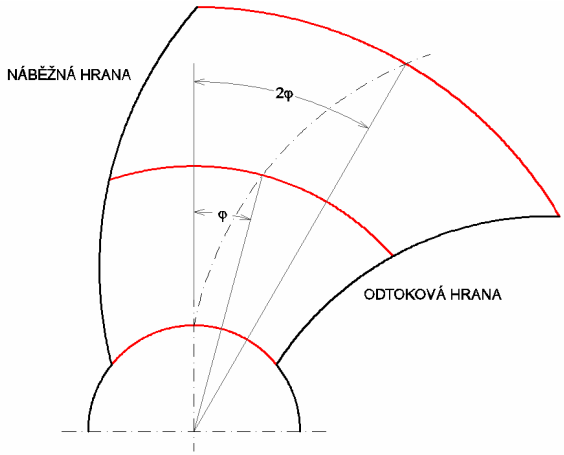
4.6 Stabilizace proudění po lopatce

Při provozu axiální turbíny může dojít k tomu, že po určité době provozu se začne výkon snižovat a ustálí se na nižší hodnotě. Odstavíme-li soustrojí a znovu najedeme na optimální provozní stav, výkon se ustálí, ale po nějaké době opět začne klesat. Příčina tohoto jevu spočívá v tom, že voda, která na lopatku vstupuje na určitém poloměru, začne stékat po lopatce šikmo a odtokovou hranu opouští na jiném poloměru viz. obrázek 4-17.



Obr. 4-17. Stékaní vody po lopatce – převzato z [1]

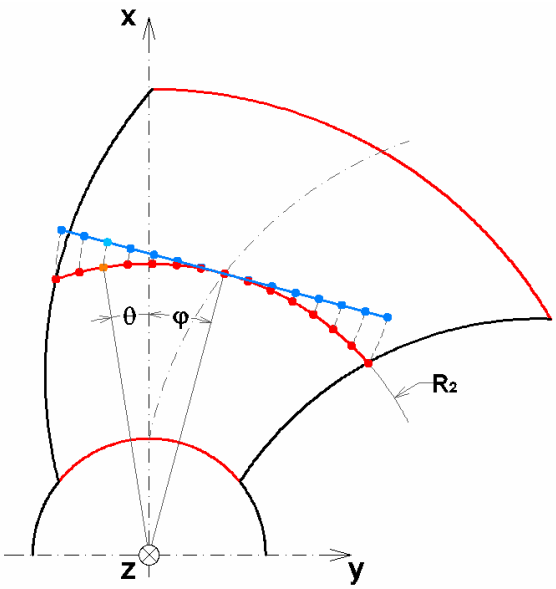
Abychom tomuto jevu zabránili, musíme zajistit, aby deviační úhly lopatky v jiných řezech než na dané proudové ploše, byly větší[1].To lze provést dvěma způsoby. Prvním z nich je, že lopatka nevystupuje z náboje v kolmém směru, ale je skloněna proti proudu vody o určitý úhel, který bývá cca do 10°. Druhým opatřením, které použijeme pro tento návrh je, že jednotlivé průřezy při pohledu z čela turbíny natočíme u určitý úhel a tím vznikne šavlovitý tvar lopatky viz. obrázek 4-18. Výhodou tohoto způsobu stabilizace proudění je i to, že náběžná hrana lopatky není rovná a tím snižujeme riziko zachytávání nečistot.



Obr. 4-18. Stabilizovaná lopatka

4.7 Tvorba softwarového modelu

Abychom mohli vymodelovat lopatky turbíny, je potřeba zpětně převést body tvořící profily z válcových řezů na válcové plochy o daných poloměrech. Jak to provedeme můžeme vidět na obrázku 4-19. Zde osa x představuje výšku lopatky, osa y její šířku při pohledu zepředu a osa z hloubku mříže, která se jako jediná nezkresluje.



Obr. 4-19. Přepočet souřadnic na válcovou plochu

Přepočet souřadnic budeme provádět pomocí goniometrický funkcí. U profilu na poloměru R_2 resp. R_3 ještě musíme brát v úvahu, že jsou vůči svislé ose natočeny o úhel φ resp. 2φ. Můžeme tedy psát

$$x = R \cdot \cos\frac{y_L}{R} - \varphi \cdot \frac{\pi}{180} \qquad 4.33$$

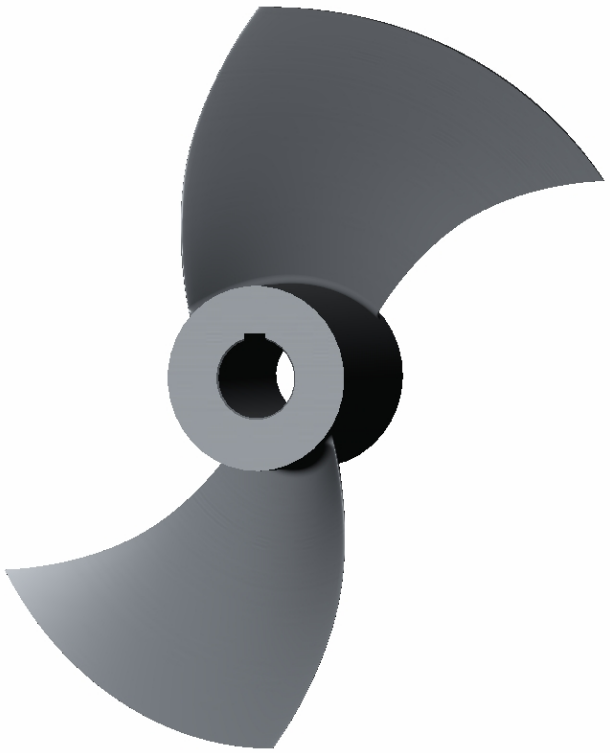
$$y = R \cdot \sin\frac{y_L}{R} - \varphi \cdot \frac{\pi}{180} \qquad 4.34$$

$$z_L = z\,. \qquad 4.35$$

Index L znamená souřadnici ve válcovém řezu a úhel φ se mění (R_1 = 0°, R_2 = 15°, R_3 = 30°).

K samotné tvorbě trojrozměrného modelu použijeme program SolidWorks, do kterého si vložíme přepočítané souřadnice ve formě tabulky viz. příloha č. 6 až 8. Tyto body spojíme křivkou, čímž vzniknou uzavřené oblasti. Jejich tažením ve směru osy x dojde k vytvoření

lopatky, přičemž vodícími křivkami jsou náběžná a odtoková hrana lopatky, tvořené obloukem. Jak vypadá konečná podobě turbíny vidíme na obrázku 4-20.



Obr. 4-20. Softwarový model oběžného kola

4.8 Modelová turbína

Z teorie hydraulické podobnosti vyplývá, že jsou-li si dvě turbíny geometricky podobné, vykazují také podobnost hydraulickou, jež je dána vztahem mezi hodnotami spádu H, průtoku Q a frekvencí otáčení n[3]. Chceme-li tedy ověřit kvalitu návrhu turbíny a zároveň minimalizovat nákladu, je možno vyrobit zmenšený model, na něm provést měření charakteristik a pomocí přepočtových vztahů z nich usuzovat na hydraulické vlastnosti skutečné turbíny (díla). V tomto případě se tedy jedná o různou velikost turbín, přičemž zachováváme geometrii modelu v určitém měřítku a stejný spád. Vztahy popisující tento případ podobnosti jsou

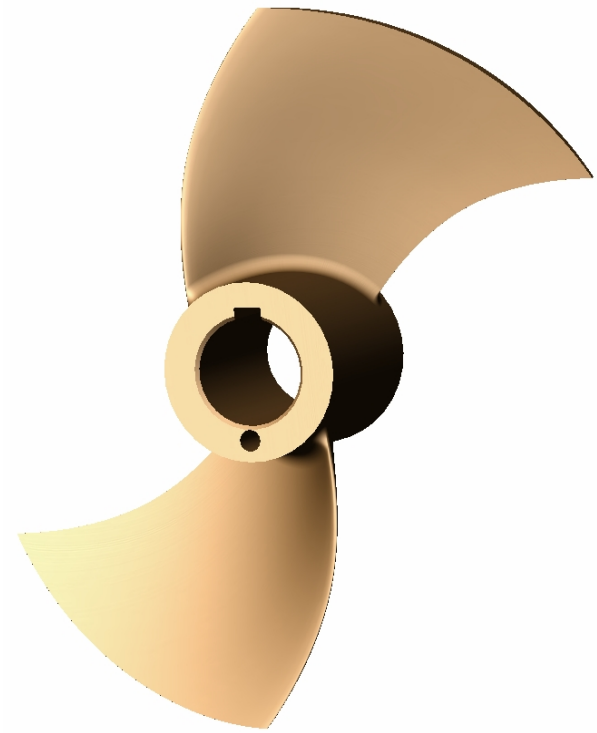
$$\frac{n_D}{n_M} = \frac{D_M}{D_D} \qquad 4.36$$

$$\frac{D_D}{D_M} = \sqrt{\frac{Q_D}{Q_M}} = \frac{n_D}{n_M} \qquad 4.37$$

$$\frac{D_D}{D_M} = \sqrt{\frac{P_D}{P_M}} = \frac{n_D}{n_M}, \qquad 4.38$$

přičemž index D značí dílo a index M značí model.

V našem případě je velikost modelové turbíny přizpůsobena trati v laboratoři Fluidního inženýrství na VUT v Brně, na které budeme provádět měření charakteristik. Přepočetní měřítko je 1:3,25. Tloušťku lopatek jsme však z pevnostních důvodů nemohli v tomto měřítku zmenšit, je proto v poměru 1:2. Jak bude vypadat model turbíny lze vidět na obrázku 4-21.



Obr. 4-21. Modelová turbína

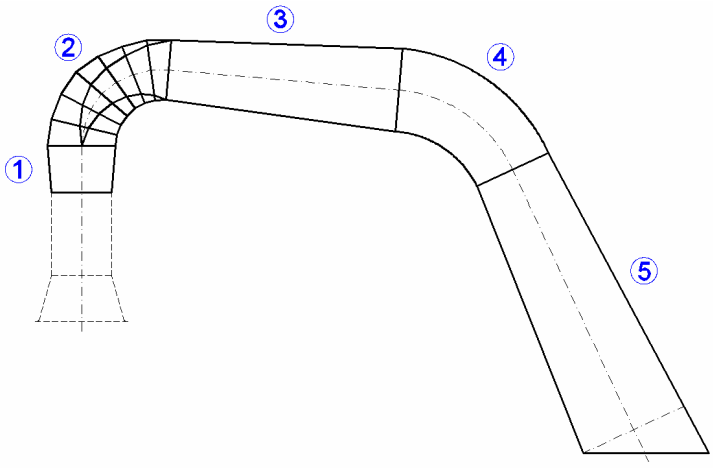
Vzhledem k zdlouhavému navrhování lopatek turbíny a výroby modelu, nebude možno do termínu odevzdání této diplomové práce vložit naměřené charakteristiky, a tedy i rozbor výsledů z nich vyplývající. Bude proto vytvořen dodatek k diplomové práci, viz. seznam příloh. Experimentem zjištěné výsledky budou známy při obhajobě diplomové práce a uvedeny v dodatku.

5. KONSTRUKCE SAVKY

Úkolem savky je přeměňovat kinetickou energii v tlakovou a tím využít energii vody, která vystupuje z kola poměrně velkou rychlostí. U axiálních turbín, je podíl energie zpracované savkou velmi vysoký. Vírová turbína má navíc ještě jedno specifikum a to takové, že voda za oběžným kolem je silně rozrotovaná, tedy má výraznou složku rychlosti c_u. Tahle složka rychlosti se však nepodílí na přeměně energie. Je proto žádoucí, abychom víření vody utlumili a abychom obvodovou rychlost převedli na meridiální rychlost c_m.
Přeměna kinetické energie vody v tlakovou je realizována tím, že průtočný průřez savky se postupně zvětšuje, čímž klesá rychlost proudění a roste tlak. S klesající rychlostí proudění rovněž výrazně klesají ztráty, což je u násoskového provedení obzvláště důležité. Musíme mít na zřeteli, že rozšiřování průtočného průřezu nesmí být příliš velké, protože by došlo k odtržení proudění od stěn savky. Od tohoto místa by byla savka nefunkční a neměla by smysl. Rovnice popisující bezpečné rozšíření průtočného průřezu

$$\frac{\sqrt{S_1}-\sqrt{S_0}}{L}=k, \qquad \text{kde } k=\frac{1}{8}\div\frac{1}{5} \tag{5.1}$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o násoskové uspořádání, je savka poměrně složitá – musí překonat výškový rozdíl vzdouvacího zařízení. Na obr. 5-1 můžeme vidět, že se skládá z pěti úseků. Jednotlivé díly budou svařovány z plechů a vyztuženy žebry. Důvodem svařované konstrukce je snaha zlevnit výrobu na minimum i za cenu větších ztrát.



Obr. 5-1. Úseky savky

1 – komolý kužel kruhového průřezu navazující na turbínový úsek
2 – segmentové koleno, které mění průřez z kruhového na obdélníkový
3, 5 – savky obdélníkového průřezu
4 – koleno obdélníkového průřezu

Úsek 1 – po výstupu vody z prostoru oběžného kola je vhodné, aby savka pokračovala určitou vzdálenost v osovém směru, což nám realizuje právě úsek savky č. 1. Pro tuto část, kde se vyskytuje výrazná obvodová složka rychlosti (za oběžným kolem) si můžeme dovolit větší úhel difuzornosti, protože voda díky rotaci dobře přilne ke stěnám. Počáteční průměr je dán průměrem oběžného kola $D_3 = d_3 = 0{,}65$m, koncový byl zvolen $d_4 = 0{,}74$m. Kontrolu proti odtržení proudu provedeme podle rovnice 7.1.

$$k = \frac{\sqrt{\frac{\pi \cdot d_4^2}{4}} - \sqrt{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}}}{L_3} = \frac{\sqrt{\frac{\pi \cdot 0{,}74^2}{4}} - \sqrt{\frac{\pi \cdot 0{,}65^2}{4}}}{0{,}5} = 0{,}16 \qquad 5.2$$

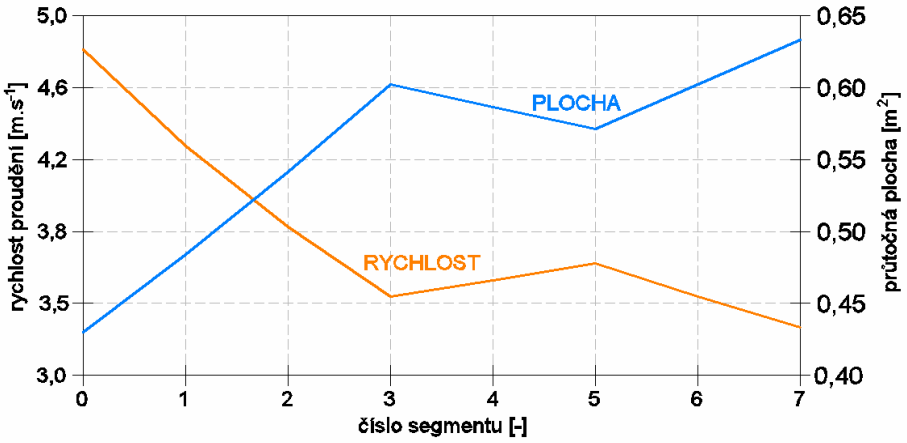
Úsek 2 – jedná se o segmentové koleno, které je konstrukčně náročnější, protože zde dochází k odklonění proudu vody o velký úhel a navíc se zde mění průtočný průřez z kruhového na obdélníkový. K odtržení proudu nemusí dojít pouze vlivem velkého úhlu rozevírání savky, ale především výše uvedeným ohybem proudu. Voda má snahu si zachovávat stále stejný směr proudění, proto na vnitřní straně kolena vzniká úplav, zatímco na vnější straně se proud vody urychlí. Aby k tomuto jevu nedošlo, tak se zhruba v polovině nebo kousek za polovinou vzdálenosti od začátku kolena průtočný průřez zmenší, ke konci se může zase rozšiřovat. Jak se mění tvar a plocha průtočného průřezu vidíme v tabulce 5-1.

č. segmentu	**S [m^2]**	**c [m.s^{-1}]**	**r [m]**	**a [m]**	**b [m]**	**k [-]**
0	0,4301	4,8130	0,370	0	0,000	–
1	0,4841	4,2755	0,317	0,097	0,146	0,2
2	0,5414	3,8233	0,264	0,199	0,298	0,2
3	0,6019	3,4392	0,211	0,305	0,457	0,2
4	0,5865	3,5296	0,159	0,375	0,562	0,05
5	0,5712	3,6237	0,106	0,447	0,671	0,05
6	0,6019	3,4392	0,053	0,547	0,820	0,10
7	0,6333	3,2685	0,000	0,650	0,975	0,10

Tab. 5-1. Parametry určující tvar a plochu průtočného průřezu

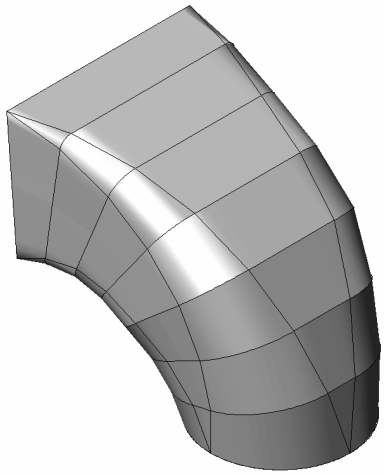
Plochu S jsme si pro každý segment vypočítali podle vztahu 5.1 s tím, že koeficient k, který představuje zvětšení plochy (segmenty 0, 1, 2, 3, 6, 7) nebo zmenšení plochy (segmenty 4, 5), je proměnný v závislosti na segmentu resp. jeho pozici. Rychlost c vyplývá z plochy a optimálního průtoku.

Poloměr r se lineárně mění z hodnoty, která vyplývá z výstupního průměru savky$_1$, přes oválný průřez, až do nulové hodnoty, kdy přejde tvar průřezu v obdélník. Rozměry a, b jsou délky stran oválu a jsou vůči sobě svázány vztahem $b = 1{,}5 \cdot a$. Průběh rychlosti a průtočné plochy můžeme vidět na obr. 5-2.



Obr. 5-2. Plocha a rychlost v jednotlivých úsecích segmentového kolena

Z obrázku jde dobře vidět, že segment 4 a 5 svoji průtočnou plochu zmenšují, aby zabránili odtržení proudu vody. Segmenty 6 a 7 se rozšiřují, ale již ne tak prudce jako první tři. U těch jsme si mohli dovolit úhel otevření větší, protože voda v těchto místech dobře lne na stěny. Na obr. 5-3 vidíme softwarový model segmentového koleno.



Obr. 5-3. Segmentové koleno

Úsek 3 – představuje obdélníkovou přímou savku$_2$, která se pozvolně rozšiřuje s dodržením vztahu 5.1. Zde se již víření vody vycházející z kola uklidnilo a může dobře přecházet k přeměně kinetické energie na tlakovou. V horní části je umístěn zavzdušovací ventil, protože je zde nejnižší tlak. Koeficient k si vyjádříme pomocí hydraulických průměrů.

$$k = \frac{\sqrt{S_6} - \sqrt{S_5}}{L_4} = \frac{\sqrt{1{,}17} - \sqrt{0{,}6338}}{2{,}5} = 0{,}11 \qquad 5.3$$

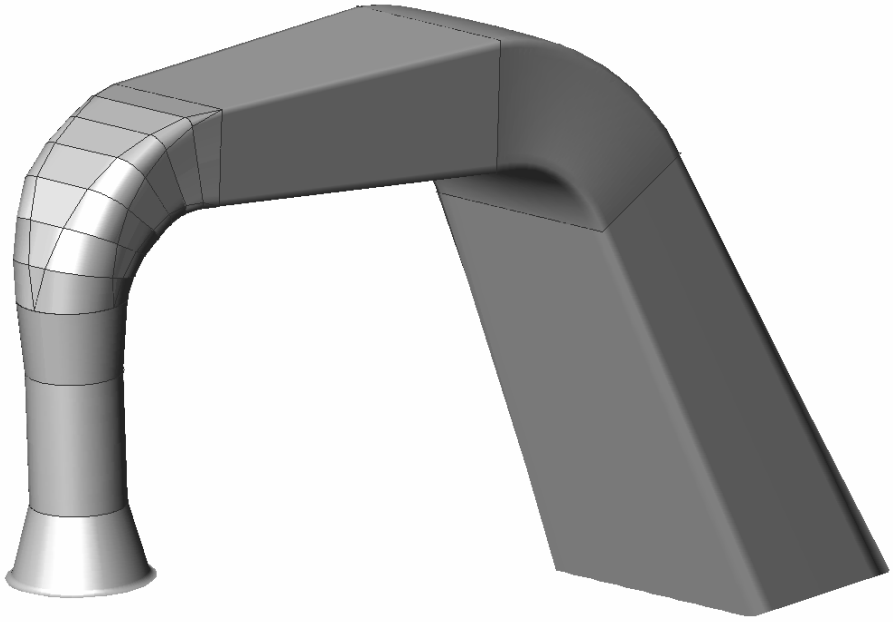
Úsek 4 – koleno$_2$ již není segmentové, protože nedochází k přechodu tvaru průřezu. Principiálně se z hlediska průtočné plochy postupuje stejně jako u segmentového kolena. Je tedy nutné zajisti, aby se na vnitřní straně oblouku neodtrhlo proudění. V těchto místech má voda již malou rychlost cca c = 1,7m·s^{-1} a toto riziko již není tak velké.

$$k = \frac{\sqrt{S_7} - \sqrt{S_6}}{L_4} = \frac{\sqrt{1,275} - \sqrt{1,17}}{1,6} = 0,03 \qquad 5.4$$

Úsek 5 – je to poslední díl savky. Má za úkol spojit zbytek systému s dolní hladinou, přičemž dodržujeme pravidlo, že konec savky je zanořený minimálně 30cm ve vodě. Zde je přeměna kinetické energie s malou ztrátou dokončena.

$$k = \frac{\sqrt{S_8} - \sqrt{S_7}}{L_5} = \frac{\sqrt{2,16} - \sqrt{1,275}}{3,1} = 0,11 \qquad 5.5$$

Koeficient k je ve všech místech savky menší nebo roven maximální povolené hodnotě 0,2, proto můžeme očekávat, že k odtržení proudění nebude docházet. Rozměry savky jsou závislé na rychlostních poměrech v systému, jeho hydraulickém návrhu a geometrických dispozicích zdymadla. Celkový pohled na sací troubu, trubku v níž je umístěna turbína a všechny úseky savky je na obr. 5-4.



Obr. 5-4. Celkový pohled na násosku

6. ZTRÁTY

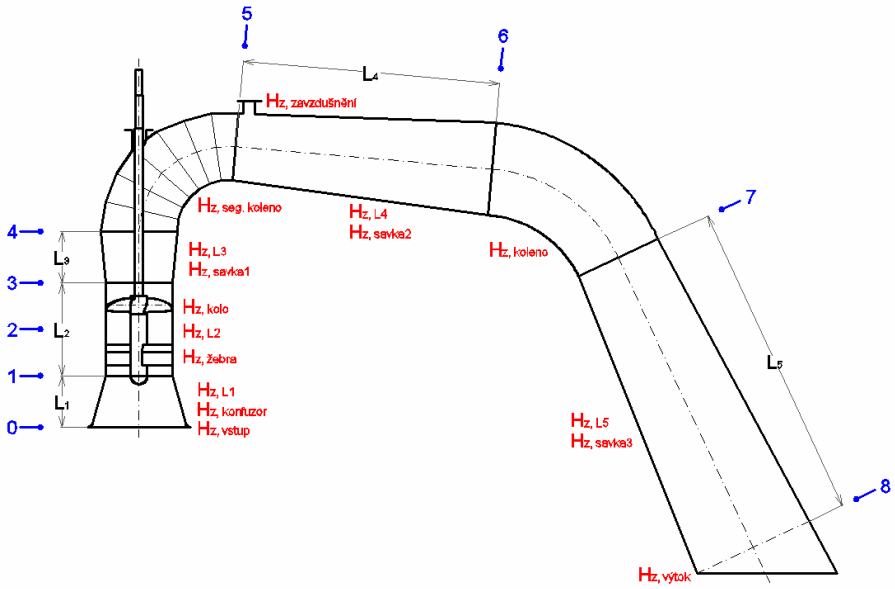
6.1 Ztráty obecně

Při proudění skutečných kapalin vznikají následkem viskozity hydraulické odpory, tj. síly, které působí proti pohybu částic. Práce třecích sil se projevuje tím, že se část energie proudící kapalina mění v teplo, které je odváděno do okolí. Tento jev je nevratný a ztracená energie se projeví jako tlaková ztráta[11].

Ztráty obecně dělíme na délkové a místní. Délkové ztráty jsou přímo úměrné délce potrubí. Určující veličinou pro tyto ztráty je koeficient λ, který lze odečíst z Nikuradseho diagramu, kde λ je funkcí pouze Reynoldsova čísla Re, pouze relativní drsnosti potrubí k_d a nebo funkcí obou těchto veličin. To závisí na tom, jaké proudění se v dané oblasti potrubí nachází. V našem případě uvažujeme plně rozvinuté turbulentní proudění s vysokou hodnotou Reynoldsova čísla. Místními ztrátami rozumíme kolena, odbočky, armatury, změny průřezu potrubí apod. V těchto místech dochází ke změně směru proudění a změně rychlosti proudění kapaliny, což má za následek vznik víření nebo odtržení kapaliny od stěny. Místní ztráty jsou charakterizovány ztrátovým součinitelem ξ, který závisí na geometrii místního odporu, druhu a rychlosti kapaliny a je určován experimentálně.

6.2 Stanovení jednotlivých ztrát

Ztráty jsou počítány pro optimální provozní bod turbíny. Pro jiné stavy se mění v závislosti na hltnosti turbíny a tedy zvýšení resp. snížení rychlostí v systému. Schéma úseků s jednotlivými ztrátovými výškami je na obr. 6-1.



Obr. 6-1. Ztráty v jednotlivých úsecích

Nejprve si uvedeme v tabulce 6-1, jak se mění průtočné průřezy resp. rychlosti v jednotlivých místech sací trouby a savky.

číslo úseku	**f [m] a x b [m, m]**	**vztah pro výpočet plochy**	**ploch S [m²]**	**rychlost c [m x s⁻¹]**
kruhový průřez				
0	$d_0 = 1$	$S_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$	0,7854	2,6367
0 , 1	$d_{0\text{-}1} = 0{,}825$	$S_{0-1} = \frac{\pi \cdot d_{0-1}^2}{4}$	0,5346	3,8740
1	$d_1 = 0{,}65$	$S_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$	0,3318	6,2408
2	$d_2 = 0{,}65$ $d_n = 0{,}1625$	$S_2 = \frac{\pi \cdot (d_2^2 - d_n^2)}{4}$	0,3111	6,6569
3	$d_3 = 0{,}65$ $d_h = 0{,}08$	$S_3 = \frac{\pi \cdot (d_3^2 - d_h^2)}{4}$	0,3268	6,3368
4	$d_4 = 0{,}74$ $d_H = 0{,}08$	$S_4 = \frac{\pi \cdot (d_4^2 - d_h^2)}{4}$	0,4251	4,8720
3 , 4	$d_{3\text{-}4} = 0{,}695$	$S_{3-4} = \frac{\pi \cdot d_{3-4}^2}{4}$	0,3794	5,4588
obdélníkový průřez				
5	$a_5 = 0{,}65$ $b_5 = 0{,}975$	$S_5 = a_5 \cdot b_5$	0,6338	3,2677
6	$a_6 = 0{,}9$ $b_6 = 1{,}3$	$S_6 = a_6 \cdot b_6$	1,1700	1,7700
5 , 6	$a_{5\text{-}6} = 0{,}775$ $b_{5\text{-}6} = 1{,}1375$	$S_{5-6} = a_{5-6} \cdot b_{5-6}$	0,8816	2,3491
7	$a_7 = 0{,}85$ $b_7 = 1{,}5$	$S_7 = a_7 \cdot b_7$	1,2750	1,6242
8	$a_8 = 1{,}2$ $b_8 = 1{,}8$	$S_8 = a_8 \cdot b_8$	2,1600	0,9587
7 , 8	$a_{7\text{-}8} = 1{,}025$ $b_{7\text{-}8} = 1{,}65$	$S_{7-8} = a_{7-8} \cdot b_{7-8}$	1,6913	1,2245

Tab. 6-1. Průtočné průřezy a rychlosti

Jednotlivé ztráty budeme vyjadřovat pomocí ztrátových výšek. Jak u délkových, tak místních platí, že rostou s druhou mocninou rychlosti. Koeficient délkových ztrát λ jsme si odečetli z Nikuradseho diagramu a má pro všechny případy stejnou hodnotu 0,03.

Vstup (0) – ztrátou na vstupu je myšlena situace, kdy je z rozlehlé nádrže voda nasávána sací troubou. Velikost této ztráty je závislá na tvaru vtoku. Z tohoto důvodu je lem trouby zaoblen, což výrazným způsobem snižuje ztrátový součinitel ξ_{vstup} na hodnotu přibližně rovnu 0,1. Pokud bychom troubu nechali s ostrou hranou, ztrátový součinitel by se pohyboval kolem hodnoty 0,5. Také je velmi vhodné, když sací troubu u konce rozšíříme a tím snížíme rychlost proudění vody, protože jak bylo řečeno v úvodu kapitoly, ztráty rostou s druhou mocninou rychlosti. Další z vlivů tohoto opatření je, že konfuzorový tvar trouby příznivě ovlivňuje proudění vody před oběžným kolem. Ztrátovou výšku určíme podle vztahu

$$H_{z,vstup} = \xi_{vstup} \cdot \frac{c_0^2}{2 \cdot g} = 0{,}1 \cdot \frac{2{,}6367^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}035\text{m} . \qquad 6.1$$

Konfuzor (0¸1) – u sací trouby konfuzorového tvaru se uplatňují ztráty dvojího druhu. První z nich je způsobena změnou průtočného průřez z větší plochy na menší, tzn. že se proudnice zhušťují a druhou je ztráta délková, která vznikne třením vody o stěny konfuzoru.

$$H_{z,konfuzor} = \xi_{konfuzor} \cdot \frac{c_{0-1}^2}{2 \cdot g} = 0{,}2344 \cdot \frac{3{,}8740^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}179\text{m} . \qquad 6.2$$

Ztrátový součinitel $\xi_{konfuzor}$ vypočítáme dle vztahu

$$\xi_{konfuzor} = k_k \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 = 0{,}7 \cdot \left(\frac{1}{0{,}6335} - 1 \right)^2 = 0{,}2344 , \qquad 6.3$$

kde k_k je korekční koeficient konfuzoru a ε koeficient kontrakce.

$$k_k = \frac{d_0 - d_1}{L_1} = \frac{1 - 0{,}65}{0{,}5} = 0{,}7 \qquad 6.4$$

$$\varepsilon = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - \frac{S_1}{S_0}} = 0{,}57 + \frac{0{,}043}{1{,}1 - \frac{0{,}3318}{0{,}7854}} = 0{,}6335 \qquad 6.5$$

Délkovou ztrátu vypočítáme z následujícího vztahu, ve kterém L_1 je délka konfuzorové části sací trouby.

$$H_{z,L1} = \frac{c_{0-1}^2}{2 \cdot g} \cdot \lambda \cdot \frac{L_1}{d_{0-1}} = \frac{3{,}8740^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}03 \cdot \frac{0{,}5}{0{,}825} = 0{,}014\text{m} \qquad 6.6$$

Žebra (2) – tato žebra slouží k nesení náboje pro uložení kluzného ložiska, ve kterém se otáčí hřídel turbíny. Jsou tři, rovnoměrně rozmístěna o úhel 120°, jsou velmi štíhlá a mají proudnicový tvar, aby třecí ztráty nebyly příliš velké. Odtokovou hranu je třeba řešit tak, aby úplavy, které za žebry vznikají, byly co nejmenší a neovlivňovali proudění vody na náběžné hrany lopatek turbíny. Přibližnou tlakovou ztrátu na žebrech jsme zjistili numerickým výpočtem ve Fluentu a má hodnotu $\Delta p_{žebra} = 753\text{Pa}$. Pak tedy ztrátová výška na žebrech je

$$H_{z,žebra} = \frac{\Delta p_{žebra}}{\rho \cdot g} = \frac{753}{1000 \cdot 9{,}81} = 0{,}077\text{m}\,. \qquad 6.7$$

Trubka (1 ,3) – v trubce o délce L_2, ve které je umístěno kolo se uplatňuje ztráta třením o její stěnu. Jedná se tedy o ztrátu délkovou. Vzhledem k tomu, že v těchto místech je největší rychlost proudění vody, je ztrátový výška poměrně velká a spočítá se dle vztahu

$$H_{z,L2} = \frac{c_2^2}{2 \cdot g} \cdot \lambda \cdot \frac{L_2}{d_1} = \frac{6{,}6569^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}03 \cdot \frac{0{,}9}{0{,}65} = 0{,}094\text{m}\,. \qquad 6.8$$

Ztráta na kole je způsobena třením kapaliny o lopatky popřípadě vířením kapalinu v úplavu za odtokovými hranami. Tlakovou ztrátu jsme opět zjistili numerickým výpočtem ve Fluentu, kde jsme pro každý ze tří počítaných válcových řezů zjistili konkrétní hodnotu, a z nich pak určili průměr. Hodnota tlakové ztráty na kole je dle tabulky 4-3 $\Delta p_{kolo} = 1900\text{Pa}$.

$$H_{z,kolo} = \frac{\Delta p_{kolo}}{\rho \cdot g} = \frac{1900}{1000 \cdot 9{,}81} = 0{,}194\text{m} \qquad 6.9$$

Savka$_1$ (3 ,4) – od průřez 3 až po výtok vody ze systému dochází k soustavnému zvětšování plochy průřez. Vyskytují se zde ztráty změnou průtočného průřezu z menšího na větší, tedy ztráty v difuzoru. Pak jsou zde ještě ztráty délkové třením vody o stěny.

$$H_{z,savka1} = \xi_{savka1} \cdot \frac{c_{3-4}^2}{2 \cdot g} = 0{,}0113 \cdot \frac{5{,}4588^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}013\text{m} \qquad 6.10$$

Ztrátový součinitel ξ_{savka1} vypočítáme dle vztahu

$$\xi_{savka1} = k_d \cdot \left(1 - \frac{S_3}{S_4}\right)^2 = 0{,}1577 \cdot \left(1 - \frac{0{,}3268}{0{,}4251}\right)^2 = 0{,}0084\,, \qquad 6.11$$

kde k_d je korekční koeficient difuzoru.

$$k_d = 3{,}2 \cdot \left(\frac{d_4 - d_3}{2 \cdot L_3} \right)^{1{,}25} = 3{,}2 \cdot \left(\frac{0{,}74 - 0{,}65}{2 \cdot 0{,}5} \right)^{1{,}25} = 0{,}1577 \qquad 6.12$$

Délková ztráta se vypočítá dle vztahu

$$H_{z,L3} = \frac{c_{3-4}^2}{2 \cdot g} \cdot \lambda \cdot \frac{L_3}{d_{3-4}} = \frac{5{,}4588^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}03 \cdot \frac{0{,}5}{0{,}695} = 0{,}033\text{m}. \qquad 6.13$$

Segmentové koleno (4¸5) – jak vypadá průběh rychlostí a průtočné plochy v jednotlivých segmentech jsme si popsali v kapitole 5. Při výpočtu ztrát nás teď budou zajímat parametry pouze na začátku a na konci kolena. Ztrátový součinitel $\xi_{\text{seg. koleno}}$ je místní ztrátou a ta je zapříčiněna změnou směru proudění. Vzhledem k tomu, že se jedná o koleno sestaveno ze segmentů a že ohýbáme proudění o hodnotu 95° na poměrně malém poloměru, je tento součinitel vysoký. Odečteme jej z diagramu v [6] a má hodnotu 0,22.

$$H_{z,\text{seg.koleno}} = \xi_{\text{seg.koleno}} \cdot \frac{c_5^2}{2 \cdot g} = 0{,}22 \cdot \frac{3{,}2677^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}120\text{m} \qquad 6.14$$

Savka$_2$ (5¸6) – zde se vyskytují ztráty změnou průtočného průřezu z menšího na větší, tedy ztráty v difuzoru. Pak jsou zde ještě ztráty délkové třením vody o stěny a místní ztráta způsobená napojením trubky zavzdušňovacího ventilu.

$$H_{z,\text{savka 2}} = \xi_{\text{savka 2}} \cdot \frac{c_{5-6}^2}{2 \cdot g} = 0{,}0188 \cdot \frac{2{,}3491^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}005\text{m} \qquad 6.15$$

Ztrátový součinitel ξ_{savka2} vypočítáme dle vztahu

$$\xi_{\text{savka 2}} = k_d \cdot \left(1 - \frac{S_5}{S_6} \right)^2 = 0{,}0897 \cdot \left(1 - \frac{0{,}6338}{1{,}1700} \right)^2 = 0{,}0188, \qquad 6.16$$

kde k_d je korekční koeficient difuzoru a úhel δ je úhel rozevření savky a má hodnotu 6,5588°.

$$k_d = 3{,}2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{\delta}{2} \right)^{1{,}25} = 3{,}2 \cdot \left(\operatorname{tg} \frac{6{,}5588}{2} \right)^{1{,}25} = 0{,}0897 \qquad 6.17$$

Délková ztráta se vypočítá dle vztahu

$$H_{z,L4} = \frac{c_{5-6}^2}{2 \cdot g} \cdot \lambda \cdot \frac{L_4}{d_{h,5-6}} = \frac{2{,}3491^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}03 \cdot \frac{2{,}5}{0{,}9219} = 0{,}023\text{m} . \qquad 6.18$$

Průměr $d_{h,5-6}$ je tzv. hydraulický průměr. Jedná se o přepočet čtvercového resp. obdélníkového potrubí na ekvivalentní kruhové.

$$d_{h,5-6} = 4 \cdot \frac{S_{5-6}}{O_{5-6}} = 4 \cdot \frac{S_{5-6}}{2 \cdot (a_{5-6} + b_{5-6})} = 4 \cdot \frac{0{,}8816}{2 \cdot (0{,}775 + 1{,}1375)} = 0{,}9219\text{m} \qquad 6.19$$

Koleno (6¸7) – jeho návrh je podobný jako u segmentového kolena s tím rozdílem, že tady se tvar průřezu nemění – je stále obdélníkový. Vzhledem k nízké rychlosti proudění vody v těchto místech je ztráta malá.

$$H_{z,koleno} = \xi_{koleno} \cdot \frac{c_7^2}{2 \cdot g} = 0{,}1378 \cdot \frac{1{,}6242^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}019\text{m} , \qquad 6.20$$

kde koeficient místní ztráty ξ_{koleno} vyjádříme ze vztahu

$$\xi_{koleno} = f_1(\gamma) \cdot f_2(R/d) \cdot f_3(a/b) = 0{,}78 \cdot 0{,}19 \cdot 0{,}93 = 0{,}1378 . \qquad 6.21$$

Opravné koeficienty jsme získali z [10], kde jsou tabelizovány. Úhle γ je úhel odbočení a má hodnotu 60°, R/d je křivost oblouku a poměr a/b vyjadřuje poměr stran obdélníku.

Ztrátu způsobenou zaústěním trubky zavzdušňovacího ventilu budeme počítat podle [6] jako 5% podíl rychlostní výšky v daném místě.

$$H_{z,zavzdušněaí} = 0{,}05 \cdot \frac{c_5^2}{2 \cdot g} = 0{,}05 \cdot \frac{3{,}2677^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}027\text{m} \qquad 6.22$$

Savka$_3$ (7¸8) – je to poslední díl savky, kde končí přeměna kinetické energie v tlakovou. Výpočtově zde budeme postupovat stejně jako u Savky$_2$ (5÷6).

$$H_{z,savka\,3} = \xi_{savka\,3} \cdot \frac{c_{7-8}^2}{2 \cdot g} = 0{,}0134 \cdot \frac{1{,}2245^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}001\text{m} \qquad 6.23$$

Ztrátový součinitel ξ_{savka3} vypočítáme dle vztahu

$$\xi_{savka\,3} = k_d \cdot \left(1 - \frac{S_7}{S_8}\right)^2 = 0{,}08 \cdot \left(1 - \frac{1{,}2750}{2{,}1600}\right)^2 = 0{,}0134\,, \qquad 6.24$$

kde k_d je korekční koeficient difuzoru a úhel δ je úhel rozevření savky a má hodnotu 5,9846°.

$$k_d = 3{,}2 \cdot \left(\mathrm{tg}\frac{\delta}{2}\right)^{1{,}25} = 3{,}2 \cdot \left(\mathrm{tg}\frac{5{,}9846}{2}\right)^{1{,}25} = 0{,}08 \qquad 6.25$$

Délková ztráta se vypočítá dle vztahu

$$H_{z,L5} = \frac{c_{7-8}^2}{2 \cdot g} \cdot \lambda \cdot \frac{L_5}{d_{h,7-8}} = \frac{1{,}2245^2}{2 \cdot 9{,}81} \cdot 0{,}03 \cdot \frac{3{,}1}{1{,}2645} = 0{,}006\mathrm{m}\,, \qquad 6.26$$

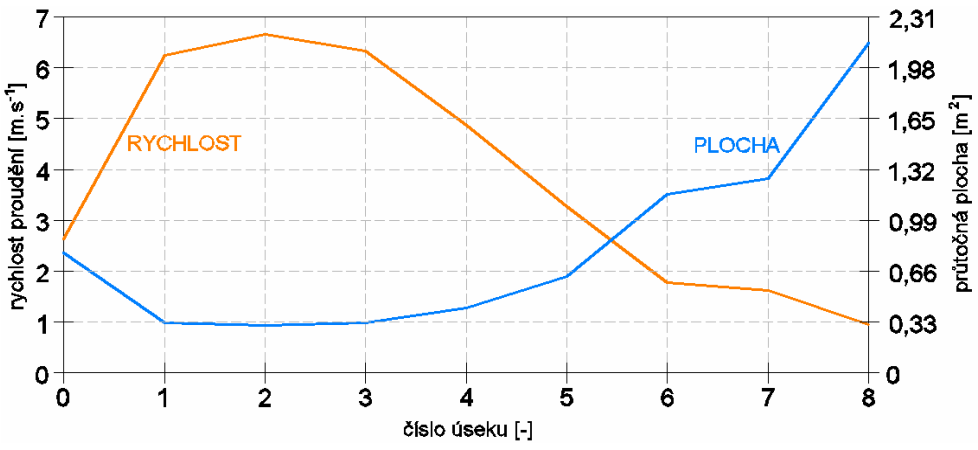
kde hydraulický průměr $d_{h,7-8}$ vypočítáme podle rovnice

$$d_{h,7-8} = 4 \cdot \frac{S_{7-8}}{O_{7-8}} = 4 \cdot \frac{S_{7-8}}{2 \cdot (a_{7-8} + b_{7-8})} = 4 \cdot \frac{1{,}6913}{2 \cdot (1{,}025 + 1{,}65)} = 1{,}2645\mathrm{m} \qquad 6.27$$

Výstup (8) – veškerou kinetickou energii nemůžeme přeměnit na tlakovou, protože voda musí ze systému odtékat. Protože to však představuje poměrně velkou ztrátu, snažíme se výstupní průřez navrhnout tak, aby výstupní rychlost vody ze savky byla maximálně $1\mathrm{m}\cdot\mathrm{s}^{-1}$.

$$H_{výstup} = \frac{c_8^2}{2 \cdot g} = \frac{0{,}9587^2}{2 \cdot 9{,}81} = 0{,}047\mathrm{m} \qquad 6.28$$

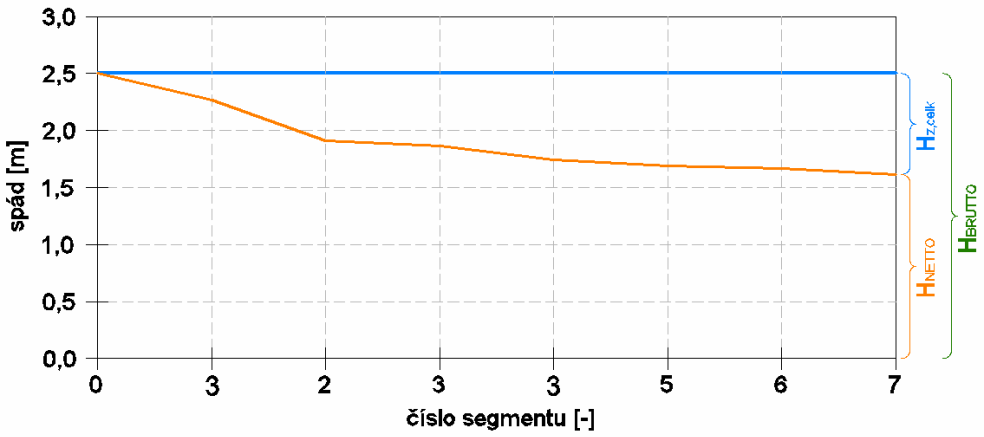
Na obr. 6-2 vidíme grafické znázornění, jak se mění rychlost a plocha podél systému. Nejdřív dochází k nasávání vody sací troubou (úsek 1÷3), ta pak protéká trubkou, v níž je uložena turbína. Od úseku 3 až do úseku 8 je savka.



Obr. 6-2. Průběh rychlostí a průtočné plochy v celé násosce

6.3 Stanovení čistého spádu

Po odečtení všech jednotlivých ztrát, které se vyskytují v celém systému od hrubého spádu H_{BRUTTO}, který máme v reálné situaci k dispozici, získáme spád čistý H_{NETTO}. Ten je nezbytný pro výpočet sací výšky turbíny a hlavně k výpočtu výkonu, kterého je jedno soustrojí schopno dosáhnout. Proto je žádoucí abychom se snažili savku a všechny ostatní části systému navrhnout tak, aby celková ztrátová výška $H_{z,celk}$ byla co nejmenší. Na obr.6-3 je znázorněno, jak v průběhu protékání vody násoskou dochází k nárůstu ztrátové výšky resp. ke snižování čistého spádu.



Obr. 6-3. Grafické vyjádření spádu

Celkovou ztrátovou výšku (nevyužitou energii) vyjádříme dle vztahu

$$H_{z,celk} = \sum H_{z,0-8} = H_{z,vstup} + \cdots + H_{z,výsput} = 0{,}035 + \cdots + 0{,}047 = 0{,}886\text{m}\,, \qquad 6.29$$

a tedy čistý spád lze psát

$$H_{NETTO} = H_{BRUTTO} - H_{z,celk} = 2{,}5 - 0{,}886 = 1{,}614\text{m}\,. \qquad 6.30$$

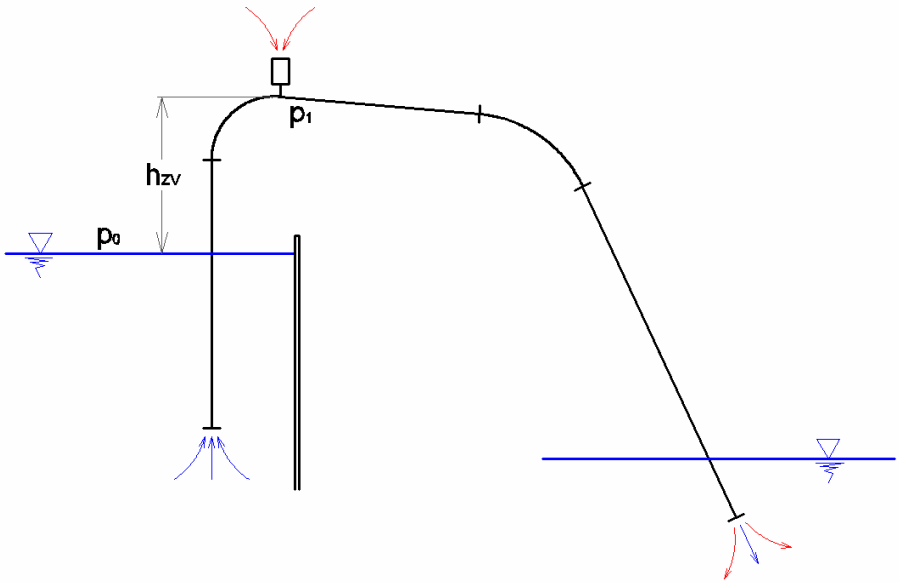
Hodnota 1,614m náleží optimálnímu provoznímu bodu. Mění-li se průtok vody řekou, mění se tím i hrubý spád a nepatrně i celkový ztrátová výška $H_{z,celk}$ v závislosti na průtoku turbínou.

Uvažujeme-li stav, kdy při 2,5m spádu máme k dispozici 100% energie, pak jsme schopni vírovou turbínou v násoskovém uspořádání podle tohoto návrhu přeměnit přibližně 65% z této energie na mechanickou práci. Zbytek, tedy zhruba 35% energie je zmařeno na pokrytí veškerých ztrát.

7. ZAVZDUŠNĚNÍ

7.1 Význam zavzdušnění

Vírová turbína se uvádí do provozu tak, že generátor běží v motorickém režimu, tedy odebírá proud ze sítě a otáčí kolem v opačném smyslu. To se chová jako čerpadlo a vytlačuje vodu do nejvyššího bodu savky. Tímto způsobem se celá savka zavodní, čímž vzniká princip spojených nádob. V tomto okamžiku motorický chod přechází v generátorový a smysl otáčení oběžného kola se změní na turbínový. Tím je spouštění ukončeno, turbína běží ve správném smyslu a generátor dodává proud do sítě.
Je-li však nutno turbínu odstavit, nelze tak učinit zavřením rozváděcích lopatek nebo nějakým uzávěrem, protože ani jedno z toho vírová turbína v násoskovém uspořádání nemá. Musíme tedy zajistit odstavení turbíny jiným způsobem.
K tomuto účelu slouží zavzdušňovací ventil, který se umisťuje do místa nejnižšího tlaku. V tomhle případě je to v nejvyšším bodě savky, kde je tlak nižší než je tlak atmosférický. V momentě, kdy otevřeme ventil, dojde k vyrovnávání tlaků a tudíž k nasávání atmosférického vzduchu do savky. Zavzdušňovací ventil je navržen tak, aby vyhověl dvěma základním podmínkám. První z nich je, že množství nasátého vzduchu musí být větší než je nejvyšší možný průtok vody savkou. Kdybychom toto nedodrželi, došlo by k tomu, že by se sice snížil průtok, ale nedošlo by k přetržení vodního sloupce a turbínu bychom nemohli odstavit. Druhou podmínkou je, že rychlost vzduchu nasávaného do ventilu nesmí přesáhnout kritickou rychlost proudění, proto je třeba navrhnout průtočnou plochu ventilu dostatečně velkou. Situaci postihuje obrázek č. 7-1, na kterém je znázorněno umístění zavzdušňovacího ventilu vůči horní hladině.



Obr. 7-1. Pozice zavzdušňovacího ventilu

7.2 Stanovení velikosti zavzdušňovací trubky

Abychom mohli spočítat jaký podtlak se vyskytuje v místě zavzdušňovacího ventilu, je třeba si pomocí Bernoulliovy rovnice s odběrem energie mezi body 0 a 1 vyjádřit tlak p_1.

$$\frac{p_0}{\rho}+\frac{c_0^2}{2}+g\cdot h=\frac{p_1}{\rho}+\frac{c_1^2}{2}+g\cdot h_{ZV}+Y_{TUR}+Y_{Z,0-3} \qquad 7.1$$

Tlak p_0 je roven tlaku atmosférickému v dané nadmořské výšce, rychlost c_0, což je rychlost jakou klesá horní hladina, považujeme jako nulovou a výška h je rovněž nulová. Rovnice se nám tedy zjednoduší na tvar

$$\frac{p_0}{\rho}=\frac{p_1}{\rho}+\frac{c_1^2}{2}+g\cdot h_{ZV}+Y_{TUR}+Y_{Z,0-3} \qquad 7.2$$

a po vyjádření hledaného tlaku p_1 získáme konečnou hodnotu podtlaku vůči tlaku atmosférickému p_0.

$$p_1=p_0-\rho\left(\frac{c_1^2}{2}+g\cdot h_{ZV}+Y_{TUR}+Y_{Z,0-3}\right). \qquad 7.3$$

V dalším kroku je třeba určit jaký podíl měrné energie odebírá vodě samotné oběžné kolo a celkovou ztrátovou měrnou energii od vstupu do savky po místo zavzdušňovacího ventilu.

$$Y_{TUR}=g\cdot H_{BRUTTO}=9{,}81\cdot 2{,}5=24{,}525\,J\cdot kg^{-1} \qquad 7.4$$

$$Y_{Z,0-3}=g\cdot\sum H_z=9{,}81\cdot 0{,}5819=7{,}4377\,J\cdot kg^{-1} \qquad 7.5$$

kde

$$\sum H_z=H_{z,vstup}+H_{z,konfuzor}+H_{z,L1}+H_{z,žebra}+H_{z,kolo}+H_{z,L2}+H_{z,savka1}+H_{z,L3}+H_{z,seg.koleno}$$

Po dosazení rovnic 7.4 a 7.5 do rovnice 7.3 a jejím vyčíslení získáváme tlak v místě zavzdušňovacího ventilu p_1 = 50157,9Pa.

Dále je potřeba si zvolit průměr trubky, kterou bude nasáván vzduch d_V = 0,124m. Z něho vyplývající průtočná plocha ventilem tedy je

$$S_V = \frac{\pi \cdot d_V^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0{,}124^2}{4} = 0{,}0121 m^2 . \quad 7.6$$

Pak je možno vypočítat ztrátový součinitel ζ_V při proudění nasávaného vzduchu ventilem s využitím rovnice 7.6

$$\zeta_V = \left(1 - \frac{S_V}{S_5}\right)^2 = \left(1 - \frac{0{,}0121}{0{,}6338}\right)^2 = 0{,}9623 \quad 7.7$$

a zněj pak vyjádřit průtokový součinitel μ_V

$$\mu_V = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta_V}} = \frac{1}{\sqrt{1+0{,}9623}} = 0{,}7139 . \quad 7.8$$

Rychlost proudění vzduchu ventilem c_V vypočítáme dle vztahu

$$c_V = \sqrt{\frac{2\left(\frac{p_0}{r_V} - \frac{p_1}{r}\right)}{1+z_V}} = \sqrt{\frac{2\left(\frac{97760}{1{,}23} - \frac{50157{,}9}{1000}\right)}{1+0{,}9623}} = 284{,}5303 m \cdot s^{-1} . \quad 7.9$$

A konečně množství nasátého vzduchu za jednu sekundu vypočítáme dle vztahu 7.10, do kterého dosadíme výsledky z rovnic 7.6, 7.8 a 7.9.

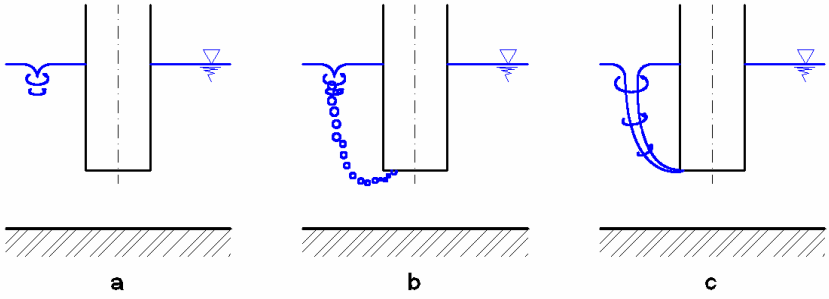
$$Q_V = m_V \cdot S_V \cdot c_V = 0{,}7139 \cdot 0{,}0121 \cdot 284{,}5303 = 2{,}45 m^3 \cdot s^{-1} \quad 7.10$$

Tím jsme splnili podmínku průtoku, protože množství nasátého vzduchu je o $0{,}2 m^3 \cdot s^{-1}$ větší, než je maximální průtok turbínou.

8. VZNIK VÍRŮ

Při provozu turbíny, kdy je vtokovou troubou do systému nasávána voda, může dojít k tomu, že se na volné hladině vytvoří vír. Zvyšuje-li se rychlost proudění, jádro tohoto víru je strženo do trouby, což je jev nežádoucí, protože snižuje dosahované parametry turbíny a může způsobovat vibraci zařízení. Obzvlášť u turbín s vysokou hltností jako je vírová, je toto riziko poměrně velké.

Tvorba víru se dá rozdělit do tří stádií. První stádium je na obr. 8-1a, kde je vír pouze hladinový. Tento vír ještě neohrožuje provoz turbíny. V dalším stádiu, kdy poněkud vzroste rychlost v sací troubě, dochází k nasávání bublinek atmosférického vzduchu. Toto nazýváme kuželový vír a je znázorněn na obr. 8-1b. V poslední fázi při vysoké rychlosti proudění vody do trouby přejde kuželový vír v nálevkový obr. 8-1c.

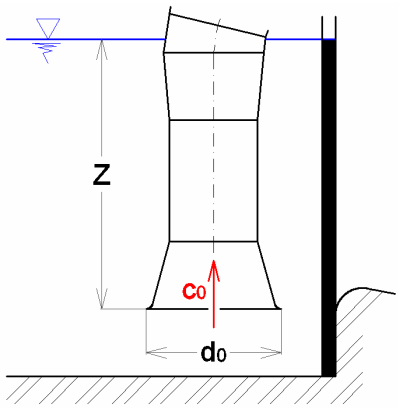


Obr. 8-1. Vývoj víru – převzato z [8]

Rovnice, podle kterého lze zjistit minimální hloubku zanoření sací trouby aniž by došlo ke vzniku vírů je

$$Z = 0{,}725 \cdot c_0 \cdot \sqrt{d_0} = 0{,}725 \cdot 2{,}6367 \cdot \sqrt{1} = 1{,}91\text{m} \rightarrow 2\text{m}\,. \qquad 8.1$$

Ze vztahu je patrno, že hloubka zanoření je závislá na rychlosti jakou voda vstupuje do sací trouby. Tato rychlost je dána maximálním možným průtokem turbínou a průměrem trouby. Nemáme-li z jakéhokoliv důvodu možnost zanořit sací troubu příliš hluboko, rozšíříme ji a vytvoříme tím konfuzorový tvar jak je vidět na obr. 8-2. Toto rozšíření má také příznivý vliv na vtokovou ztrátu jak bylo pojednáno v kapitole 6.



Obr. 8-2. Parametry ovlivňující vznik víru

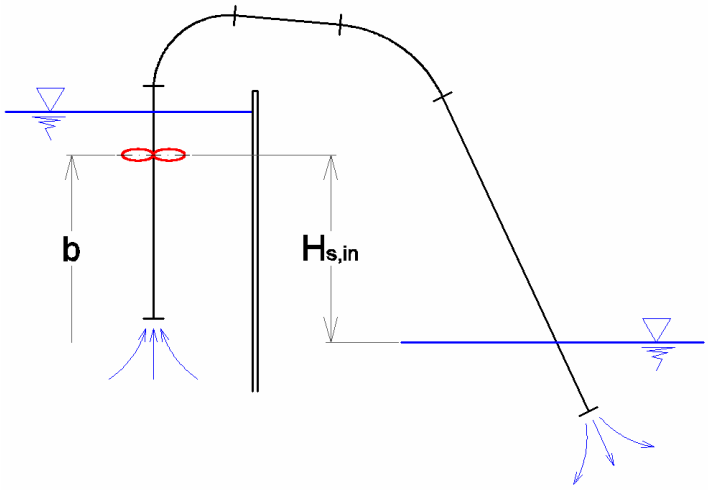
9. KAVITACE A SACÍ VÝŠKA TURBÍNY

9.1 Kavitace

Na sací straně lopatky turbíny může dojít k tomu, že tlak klesne pod tlak nasycených par. V těchto místech pak dochází k odpařování vody ve formě bublinek, které jsou následně proudem vody unášeny podél lopatky do míst, kde je tlak vyšší než tlak nasycených par. V těchto místech dojde ke kondenzaci a bubliny zanikají implozí. Důsledkem je narušování povrchu materiálu a jeho následný úbytek, který je přímo úměrný intenzitě zanikání bublin. Tento jev nazýváme kavitační koroze a má klasickou houbovitou strukturu. Druhým nebezpečným místem u axiálních turbíny je kavitace v mezeře mezi koncem lopatky a trubkou, v niž je turbína uložena, kde voda protéká velkou rychlostí, a tedy dochází k výraznému poklesu tlaku. Tomuto jevu říkáme spárová kavitace. Krom jiného se zvětšuje vůle mezi lopatkou a trubkou, čímž roste spárový průtok což je děj ztrátový, protože voda nepředává svou energii lopatkám, pouze kolem nich protéká.
Dalším negativní důsledkem kavitace je, že způsobuje zvýšení hlučnosti soustrojí, může snižovat výkon turbíny ucpáváním průtočného kanálu mezi lopatkami polštářem tvořeným vodní párou, a způsobuje vibrace o určité frekvenci, které mají vliv na únavové chování lopatek i jiných dílů[3].

9.2 Sací výška turbíny

Abychom zabránili tomu, že tlak klesne pod hodnotu tlaku nasycených par a nevznikla tak kavitace, která by měla za následek postupnou destrukci lopatek turbíny popřípadě jiného příslušenství, je třeba oběžné kolo umístit ve správné výšce nad spodní hladinu vody. Tomu říkáme sací výška turbíny a je to maximální vzdálenost oběžného kola od spodní hladiny, ve které ještě nevzniká kavitace viz. obr. 9-1.



Obr. 9-1. Instalovaná sací výška

Sací výšku si určíme dle vztahu

$$H_s = H_b - \sigma \cdot H_{NETTO,max} = 9{,}71 - 2{,}65 \cdot 2{,}064 = 4{,}24\text{m}, \quad 9.1$$

kde H_b je barometrický tlak v nadmořské výšce, ve které je oběžné kolo instalováno vyjádřený jako výška vodního sloupce. Zdymadlo Jaroměř – Čáslavky je zhruba 260m n.m.

$$H_b = 10 - \frac{b_n}{900} = 10 - \frac{260}{900} = 9{,}71\text{m} \quad 9.2$$

σ je tzv. Thomův kavitační součinitel. Jeho hodnota se odvíjí od rychloběžnosti turbíny. Čím je rychloběžnost větší, tím je větší i součinitel σ, a tedy přípustná sací výška turbíny se snižuje. Vírová turbína je extrémně rychloběžná, proto je pro ni Thomův kavitační součinitel velký a má hodnotu $\sigma = 2{,}65$.

Maximální čistý spád $H_{NETTO,max}$ je určen vztahem

$$H_{NETTO.max} = H_{max} - H_{z,celk} = 2{,}95 - 0{,}886 = 2{,}064\text{m} \quad 9.3$$

V praxi se však vypočítaná hodnota sací výšky H_s ještě snižuje o 0,5 ÷ 2m, proto minimální instalovaná sací výška je

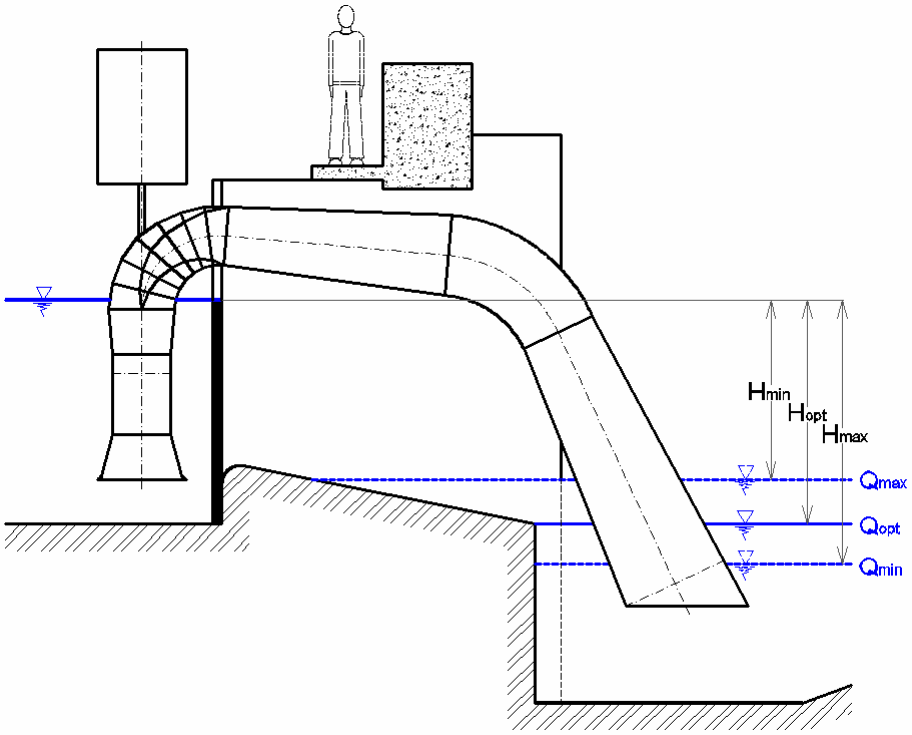
$$H_{s,in} = H_s - 1{,}5 = 4{,}24 - 1{,}5 = 2{,}74\text{m}. \quad 9.4$$

V reálném návrhu je kolo umístěno 2,14m v nejnepříznivější situaci, tedy když je průtok řekou malý a spodní hladina klesá na minimum. To znamená, že by kavitace neměla vzniknou za žádných okolností.

10. REGULACE, STANOVENÍ VÝKONU

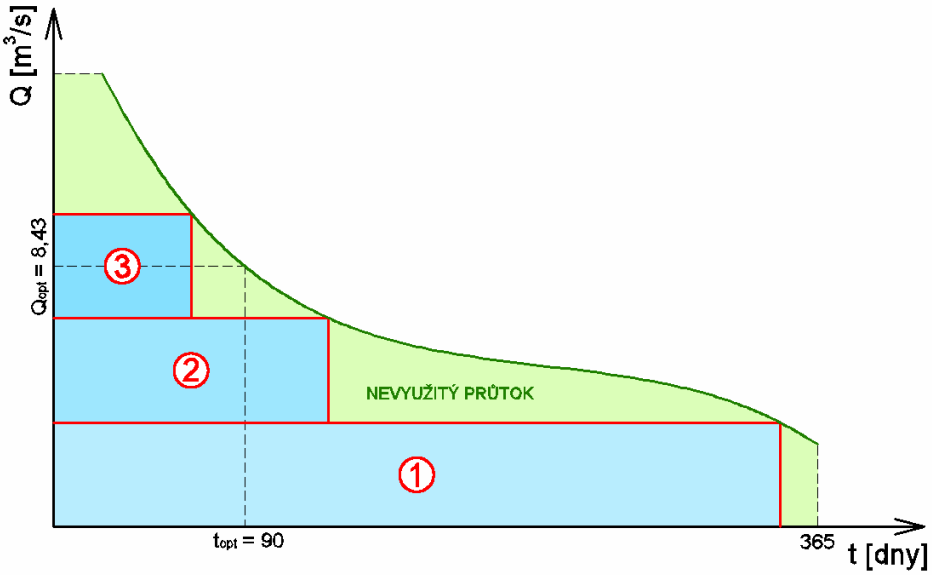
10.1 Způsob regulace

Výkon, který je jedno soustrojí schopno dodat není hodnota konstantní, ale přímo závislá na jiných veličinách. Celkový výkon budeme určovat ve třech provozních bodech. Prvním a nejdůležitějším z nich je optimální bod, na který je turbína navrhována a dle zadání se předpokládá, že v tomto stavu bude turbína provozována 90 dní v roce (průměrně vodnatý rok). Druhým bodem je stav, při kterém řekou protéká maximální zpracovatelné množství vody, což má za následek vzdutí spodní hladiny a tím pádem i zmenšení čistého spádu. Třetím a poledním návrhovým bodem je stav, kdy naopak řekou protéká minimální zpracovatelné množství vody a čistý spád je maximální. Celkovou situaci znázorňuje obrázek 10-1, kde jsou patrny nejen rozměry zdymadla a velikost celého zařízení, ale především vidíme kolísání spodní hladiny v závislosti na průtoku.



Obr. 10-1. Kolísání spodní hladiny v závislosti na průtoku

Je zřejmé, že ne v každém okamžiku budou v provozu všechna tři soustrojí. V závislosti na množství vody protékající řekou se bude provádět regulace a to tak, že budeme zapínat resp. vypínat jednotlivá soustrojí. Regulaci lze vyjádřit schematicky za využití křivky trvání průtoku viz. obr. 10-2.



Obr. 10-2. Regulace vypínáním (zapínáním) soustrojí

Z obrázku je patrno, že oblast vymezenou počtem pracovních dnů a křivkou trvání průtoku, lze rozdělit do čtyř oblastí. Oblast 1 představuje situaci, kdy řekou protéká malé množství vody a v provozu je pouze jedno soustrojí. Je vidět, že tato situace je větší část roku. Při zvýšení průtoku na určitou hodnotu je možno spustit i druhý stroj, což je znázorněno oblastí 2 a současně oblastí 1. Je li průtok kolem optimálního a vyšší, lze uvést do provozu i třetí soustrojí a využít tak potenciál vodního toku maximálně, v obrázku oblast číslo 3, 2 i 1. Oblast mimo tyto tři úseky představuje průtok, který nejsme schopni z těchto důvodů využít:

- průtok je tak malý, že nelze provozovat ani jedno soustrojí
- průtok je tak velký, že ani uvedením všech tří soustrojí do provozu nejsme schopni zpracovat veškerý průtok
- nemožností regulace turbíny nejsme schopni využít průtoky o velikosti cca 1,5 a 2,5 násobku hltnosti jednoho soustrojí

10.2 Stanovení výkonu

Výkon budeme stanovovat na základě výše uvedené teorie. Nejprve si uvedeme všechny vztahy použité při výpočtu a výsledky pak souhrnně uvedeme v tabulce 10-1.

Velikosti čistých spádů H_{min}, H_{opt} a H_{max} odečteme z obr. 10-1, který je vypracován na základě křivky trvání spádu (v tomto případě odhadem v terénu). Průtok jedním soustrojím Q je vyjádřen ze vztahu pro jednotkový průtok a je dán průměrem turbíny D, čistým spádem H a jednotkovým průtokem Q_{11}.

$$Q = Q_{11} \cdot D \cdot \sqrt{H} \qquad 10.1$$

Jednotkové otáčky vyplývají ze vztahu 11.2, kde vstupuje do výpočtu kromě průměru turbíny D a čistého spádu H také otáčky turbíny n.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \qquad 10.2$$

Další veličinou vstupující do výpočtu je průtok řekou Q_{min}, Q_{opt} a Q_{max} při spádech H_{min}, H_{opt} a H_{max}. Tyto průtoky určujeme z křivky trvání průtoku (v tomto případě odhadem v terénu).

Výkon, který je schopno dodat jedno soustrojí pak určíme ze vztahu

$$P = \rho \cdot g \cdot H_{NETTO} \cdot Q \cdot \eta_h . \qquad 10.3$$

Hustotu vody ρ a tíhové zrychlení g jsou veličiny neovlivnitelné a jsou konstantami. Průtok Q se odvíjí od zvolené konstrukce turbíny, a tedy jednotkového průtoku Q_{11}, velikosti turbíny a spádu, který máme k dispozici. V jednom provozním bodě je však i průtok konstantní, a proto neměnný. Co však lze výrazně ovlivnit konstrukcí je čistý spád H_{NETTO}, který se vypočítá dle vztahu

$$H_{NETTO} = H_{BRUTTO} - H_{z,celk} . \qquad 10.4$$

Hrubý spád je dán dispozicemi zdymadla a kolísáním spodní hladiny v závislosti na průtoku vody řekou. Celkovou ztrátovou výšku jsme si vyjádřili v kapitole 6 a má hodnotu dle rovnice 6.29 $H_{z,celk}$ = 0,886m.

Posledním parametrem, kterým můžeme ovlivnit celkový výkon turbíny je její hydraulická účinnost. Tu jsme si s ohledem na typ a uspořádání celého soustrojí zvolili jako konstantu a její hodnota je η_h = 0,8. Maximální účinnosti dosahujeme v optimu, tj. při spádu H_{opt} = 2,5m. Dojde-li ke změněně tohoto spádu ať na vyšší nebo nižší hodnotu, změní se poměry proudění vody kolem lopatek oběžného kola (voda natéká pod jiným úhlem, než je úhel náběžné hrany lopatky, což má za následek vznik rázové složky rychlosti; změna úhlu výstupu vody z odtokové hrany lopatky). Tím se hydraulická účinnost sníží. V tomto případě budeme uvažovat zhoršení účinnosti o 10%, tedy η_h = 0,7.
Nakonec určíme celkový výkon, který je závislí na aktuálním průtoku řekou, a tedy na počtu soustrojí i, které jsou v provozu. Při tomto výpočtu zanedbáváme situace, kdy je třeba turbínu odstavit např. z důvodu poruchy, nebo plánované odstávky.

$$P_{celk} = i \cdot P \qquad 10.5$$

	min	opt	max
H [m]	2	2,5	2,95
Q [$m^3.s^{-1}$]	1,85	2,07	2,25
n_{11} [min^{-1}]	234,4	209,7	193,0
$Q_{ŘEKA}$ [$m^3.s^{-1}$]	16	8,5	3
i [-]	3	3	1
P [kW]	14,2	26,2	31,9
P_{celk} [kW]	**42,6**	**78,6**	**31,9**

Tab. 10-1. Určení celkového výkonu

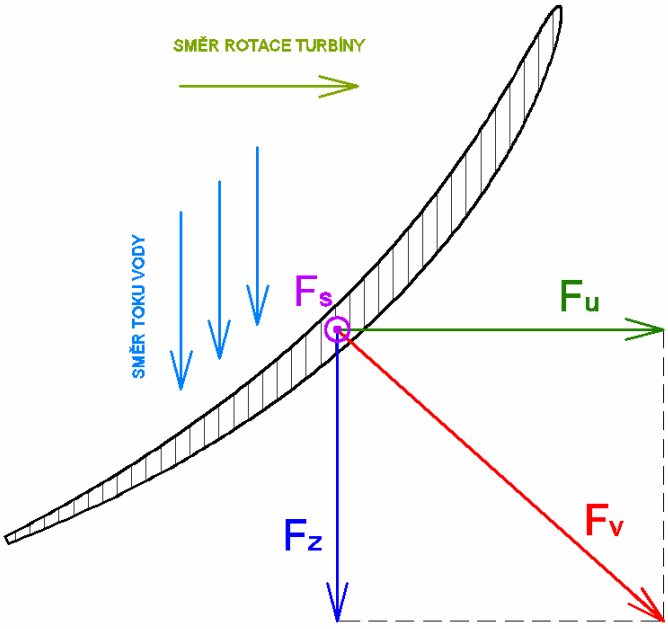
Z babulky je dobře patrno, že při optimálních hodnotách dosahujeme největšího celkového výkonu a to i přesto, že protéká-li řekou málo vody, čímž získáváme větší spád, výkon jednoho soustrojí je zhruba o 6kW větší a to i v situaci, kdy turbína pracuje s hydraulickou účinností o 10% nižší. Musíme si však uvědomit, že je v provozu pouze jedno soustrojí a celkový výkon se rovná výkonu jedné turbíny. Naopak protéká-li řekou vody hodně, čímž se nám spád sníží, klesne výkon jednoho soustrojí dokonce o 12kW.

11. PEVNOSTNÍ VÝPOČET

Nejedná se zde o kompletní stanovení všech nebezpečných míst v celém soustrojí a jejich návrh, ale o výpočet dvou základních prvků. Prvním a nejdůležitějším z nich je pevnostní kontrola lopatek turbíny a druhým je návrh průměre hřídele přenášejícího kroutící moment od oběžného kola ke spojce a generátoru. Turbína bude vyrobena z chrom-molybdenové nerezové oceli, která také dobře odolává kavitaci a má dobré mechanické vlastností (vysokou mez kluzu a pevnosti).

11.1 Kontrola lopatky

Lopatka vírové turbíny je namáhána ohybovým napětím vyvolaným výslednou silou F_v, která je vektorovým součtem hydraulického tahu F_z způsobeného proudící vodou a sily obvodové F_u vyvolané rotací turbíny. Také je namáhána odstředivou silou F_s. Situace je znázorněna na obr. 11-1. Dále je ještě lopatka namáhána cyklicky, tedy únavově. Frekvence jakou se mění velikost napětí se rovná otáčkám turbíny vynásobené počtem lopatek. Nejohroženější místo na únavový lom se nachází u kořene lopatky na odtokové hraně, kde je lopatka nejtenčí. Nebezpečné řezy a-a, a-b jsou znázorněny na obr. 11-2.



Obr. 11-1. Síly působící na lopatku turbíny – převzato z [1]

Abychom mohli provést výpočet, je třeba si nejdřív zjistit plochu lopatky, plochu profilu lopatky u kořene a její objem. K tomuto účelu využijeme softwarový model lopatky vytvořené v programu SolidWorks.

- plocha lopatky $S_L = 58297\text{mm}^2$
- plocha profilu lopatky $S_P = 1548\text{mm}^2$
- objem lopatky $V_L = 447816\text{mm}^3$

Hydraulický tah vyjádříme ze vztahu

$$F_z = H_z \cdot \rho \cdot g \cdot S_L = 3{,}54 \cdot 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 0{,}058297 = 2024{,}5\text{N}, \qquad 11.1$$

kde H_z je maximální rozdíl hladin vynásobený koeficientem, který představuje tlakový nárůst způsobený rázem, vyjádřený jako zvětšení čistého spádu.

$$H_z = 1{,}2 \cdot H_{max} = 1{,}2 \cdot 2{,}95 = 3{,}54\text{m} \qquad 11.2$$

Obvodovou sílu vyjádříme ze vztahu

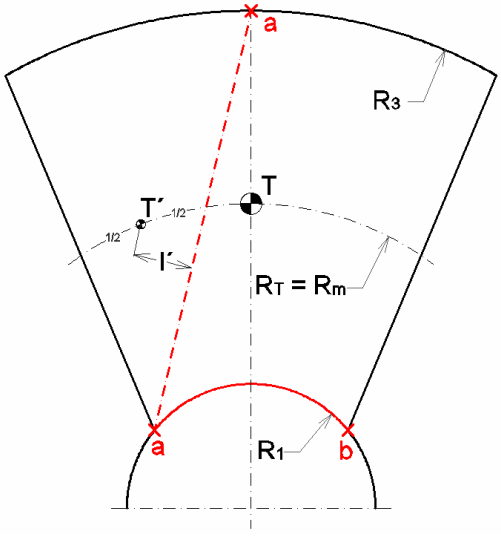
$$F_u = \frac{P_{max}}{R_T \cdot z \cdot 2\pi \cdot n} = \frac{52091{,}1}{0{,}199 \cdot 2 \cdot 2\pi \cdot \frac{510}{60}} = 2450{,}9\text{N}, \qquad 11.3$$

kde P_{max} je nejvyšší provozní výkon turbíny a R_T je poloměr, na němž leží těžiště plochy lopatky podle obr. 12-2.

$$P_{max} = \rho \cdot g \cdot H_{max} \cdot \eta_h \cdot Q_{max} = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 2{,}95 \cdot 0{,}8 \cdot 2{,}25 = 52091{,}1\text{W} \qquad 11.4$$

Výsledná síla má velikost vektorového součtu sil F_z a F_u.

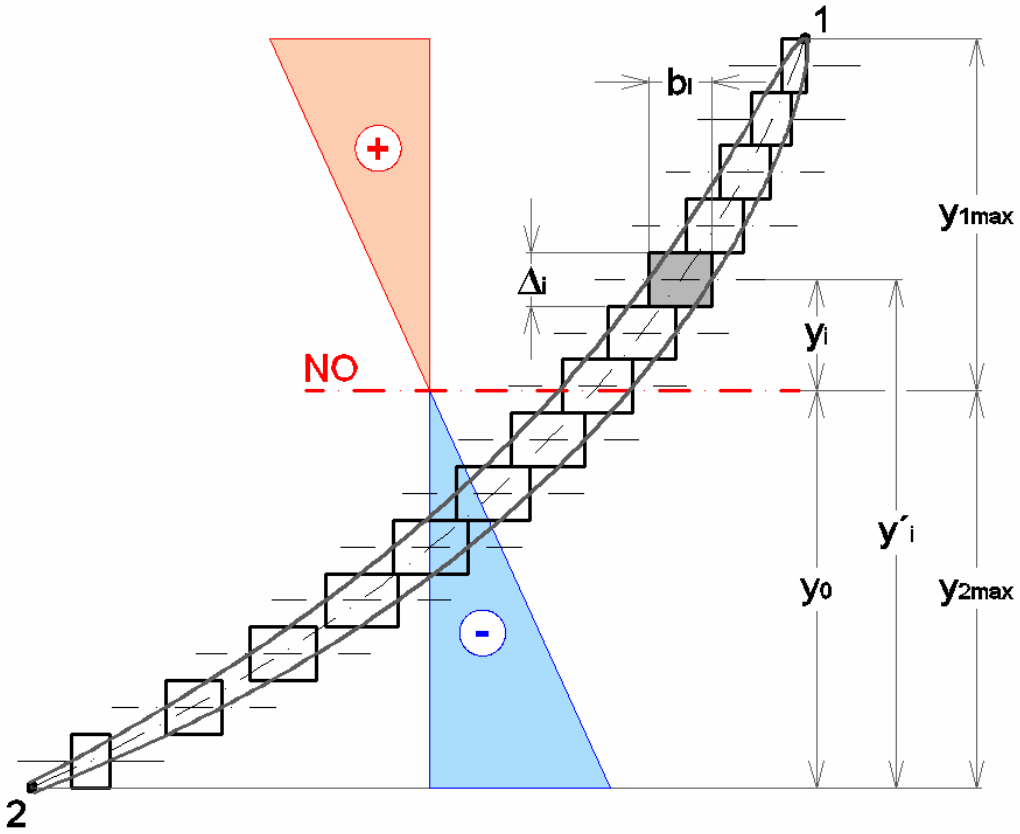
$$F_v = \sqrt{F_z^2 + F_u^2} = \sqrt{2024{,}5^2 + 2450{,}9^2} = 3178{,}9\text{N} \qquad 11.5$$



Obr. 11-2. Těžiště lopatky, nebezpečné řezy – převzato z [1]

11.1.1 Nebezpečný řez a-b

Než přistoupíme k výpočtu ohybového napětí namáhajícího kořen lopatky, je potřeba si stanovit modul průřezu v ohybu W_O. To ovšem není při tak složitém tvaru jako je profil lopatky triviální. Proto použijeme proužkovou metodu, kterou jsme schopni najít modul průřez prakticky pro jakýkoliv tvar. Jak to provedeme vidíme na obr. 11-3.



Obr. 11-3. Proužková metoda

Profil průřezu lopatky jsme si rozdělili na 14 proužků o stejné výšce Δ_i. Jejich šířka b_i je dána délkou osy, protínající hranici lopatky. Nyní budeme hledat neutrální osu NO, ke které spočítáme moment setrvačnosti průřezu. Od neutrální osy, kde je napětí nulové, směrem k bodům 1 a 2 se napětí zvětšuje s tím, že k bodu 1 je toto napětí tahové a k bodu 2 je tlakové. Pro přehlednost uvedeme hodnoty do tabulky 11-1, z kterých dále budeme vycházet pro další výpočet.

i	D_i [mm]	b_i [mm]	y'_i [mm]	S_i [mm^2]	y_i [mm]	$b_i \times y'_i$	$S_i \times y_i^2$
1	10	4,47	5	44,72	-70	22,36	219147,6
2	10	7,51	15	75,07	-60	112,60	270234,0
3	10	9,44	25	94,37	-50	235,91	235912,5
4	10	10,85	35	108,47	-40	379,65	173553,6
5	10	11,90	45	119,02	-30	535,57	107113,5
6	10	12,65	55	126,54	-20	695,95	50614,4
7	10	13,21	65	132,12	-10	858,75	13211,5
8	10	13,66	75	136,63	0	1024,69	0,0
9	10	13,94	85	139,38	10	1184,76	13938,4
10	10	13,94	95	139,37	20	1324,02	55748,0
11	10	13,52	105	135,20	30	1419,57	121677,3
12	10	12,49	115	124,91	40	1436,48	199857,6
13	10	10,56	125	105,63	50	1320,33	264065,0
14	10	7,28	135	72,82	60	983,07	262152,0

Tab. 11-1. Hodnoty potřebné k výpočtu napětí v lopatce

Polohu neutrální osy y_0 od bodu 2, který považujeme jako počátek souřadnic vyjádříme ze vztahu

$$y_0 = \frac{\sum b_i \cdot y'_i}{\sum b_i} = \frac{11533,69}{155,42} = 74,21\text{mm}. \qquad 11.6$$

A tedy výsledný moment setrvačnosti průřezu k neutrální ose vypočítáme ze vztahu

$$I_{NO} = \sum I_i + \sum S_i \cdot y_i^2 = \sum S_i \cdot y_i^2 = 1987225,4\text{kg} \cdot \text{mm}^2. \qquad 11.7$$

Součet momentů setrvačnosti $\sum I_i$ jednotlivých proužků k vlastní těžišťové ose je velmi malý, proto jej lze zanedbat.

Dle obr. 11-3 je vidět, že souřadnice y_0 a y_{2max} jsou totožné. Druhou souřadnici získáme tak, že y_{2max} odečteme od celkové hloubky lopatky, která je 140mm.

$$y_{1max} = h - y_{2max} = 140 - 74,21 = 65,79\text{mm} \qquad 11.8$$

Ke konečnému výpočtu napětí využijeme rovnice 11.1, 11.6, 11.7 a 11.8. Napětí σ_2 budeme uvažovat jako záporné, čímž vyjadřujeme skutečnost, že se jedná o tlakové napětí.

$$\sigma_{OH,1} = \frac{M_{a-b}}{W_1} = \frac{F_z \cdot (R_T - R_1)}{I_{NO} / y_{1max}} = \frac{2024,5 \cdot (0,199 - 0,08125)}{1,9872254 / 0,06579} = 7,89\text{MPa} \qquad 11.9$$

$$\sigma_{OH,2} = -\frac{M_{a-b}}{W_2} = \frac{F_z \cdot (R_T - R_1)}{I_{NO} / y_{2max}} = \frac{2024,5 \cdot (0,199 - 0,08125)}{1,9872254 / 0,07421} = -8,90\text{MPa} \qquad 11.10$$

Tahové napětí působící v místě řezu a-b vyvolané odstředivou silou vyjádříme ze vztahu

$$\sigma_t = \frac{F_s}{S_p} = \frac{1995,4}{1,548 \cdot 10^{-4}} = 1,29\text{MPa}\,, \qquad 11.11$$

kde F_s zjistíme z otáček, hmotnosti lopatky a poloměru hmoty lopatky, který je v tomto případě totožný s poloměrem plochy lopatky.

$$F_s = \rho_{ocel} \cdot V_L \cdot R_m \cdot 4\pi^2 \cdot \left(\frac{n}{60}\right)^2 = 7850 \cdot 4,47816 \cdot 10^{-4} \cdot 0,199 \cdot 4\pi^2 \cdot \left(\frac{510}{60}\right)^2 = 1995,4\text{N} \qquad 11.12$$

11.1.2 Nebezpečný řez a-a

Řez a-a je namáhán ohybem. Toto ohybové napětí vyvolává poloviční síla od hydraulického tahu F_z, jehož působiště tentokrát umístíme do těžiště T´. Je to těžiště trojúhelníkové části lopatky vymezené bod a, a, vrcholem lopatky na vnějším obvodě a je umístěno od řezu ve vzdálenosti l´ = 26,3mm dle obr.11-2. Pro zjednodušení budeme plochu lopatky v řezu a-a považovat za obdélník o délce l = 281mm a výšce Δ = 9mm. Ohybové napětí tedy bude mít velikost dle vztahu

$$\sigma_{OH,a-a} = \frac{M_{a-a}}{W_a} = \frac{\frac{F_z}{2} \cdot l'}{\frac{l \cdot \Delta^2}{6}} = \frac{\frac{2024,5}{2} \cdot 0,0263}{\frac{0,281 \cdot 0,009^2}{6}} = 7,02\text{MPa} \qquad 11.13$$

11.1.3 Zhodnocení výsledků

Jak bylo řečeno v úvodu kapitoly, oběžné kolo turbíny bude vyrobeno z nerezové chrom-molybdenové oceli, která má dovolené napětí v ohybu $\sigma_{OH,\,DOV}$ = 150 ÷ 195MPa. Jakékoliv ze čtyř napětí, které vznikají na listu turbíny nepřesahuje statickou hodnotu 9MPa, proto se z tohoto hlediska jeví lopatka jako dostatečně bezpečná. Koeficient bezpečnosti k je roven 16 ÷ 22, můžeme tedy předpokládat, že i pro únavové namáhání je návrh bezpečný.

11.2 Výpočet hřídele

Hřídel turbíny je svislá a je namáhána napětím v krutu. Pro dimenzaci uvažujeme provozní bod, při kterém hřídel přenáší maximální možný výkon, tj. při spádu 2,95m a průtoku 2,25m^3·s^{-1}. Tento výkon jsme si již spočítali v rovnici 11.4 a má hodnotu 52091,1W. Potom tedy můžeme vypočítat kroutící moment namáhající hřídel.

$$M_k = \frac{P_{max}}{\omega} = \frac{P_{max}}{2\pi n} = \frac{52091{,}1}{2\pi \cdot 510/60} = 975{,}4\,\text{Nm} \qquad 11.14$$

Tento moment ještě vynásobíme konstantou C viz. rovnice 11.16, která je funkcí specifických otáček viz. rovnice 11.17 a tím získáme maximální moment $M_{k,max}$, který se při provozu turbíny může vyskytnou.

$$M_{k,max} = C \cdot M_k = 1{,}5867 \cdot 975{,}4 = 1547{,}7\,\text{Nm} \qquad 11.15$$

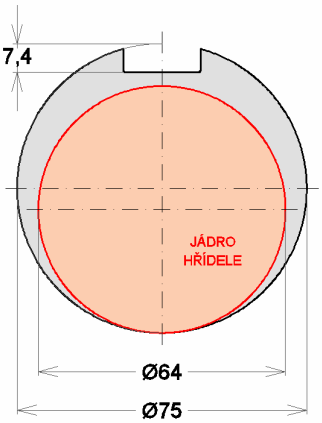
$$C = 3{,}368 \cdot n_s^{-0{,}10734} = 3{,}368 \cdot 1110{,}1^{-0{,}10734} = 1{,}5867 \qquad 11.16$$

$$n_s = 1{,}166 \cdot \frac{n}{H_{max}} \cdot \sqrt{\frac{P[kW]}{\sqrt{H_{max}}}} = 1{,}166 \cdot \frac{510}{2{,}95} \cdot \sqrt{\frac{52{,}0911}{\sqrt{2{,}95}}} = 1110{,}1\,\text{min}^{-1} \qquad 11.17$$

Hřídel je navržen jako plný, to tedy znamená, že poměrná velikost vrtání $\alpha = 0$. Dovolené namáhání hřídele se volí v rozmezí $\tau_{K,DOV} = 20 \div 35$MPa. Průměr se určí dle vztahu

$$d_{hříde} = \sqrt[3]{\frac{Mk\,max}{0{,}2 \cdot \tau_{K,DOV} \cdot (1-\alpha^4)}} = \sqrt[3]{\frac{1547{,}7}{0{,}2 \cdot 30 \cdot 10^6 \cdot 1}} = 0{,}064\,\text{m}\,. \qquad 11.18$$

Minimální průměr hřídele dle rovnice 11.18 je 64mm. Uvažujeme-li oslabení průřezu vyfrézováním drážky pro pero, je třeba průměr zvětšit na 75mm viz. obr. 11-4.



Obr. 11-4. Oslabení hřídele drážkou pro pero

ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout turbínu, která by využila potenciál řeky Úpy u města Jaroměř. Pro parametry, které jsou v dané lokalitě (velký průtok, malý spád), je vírová turbína ideální, protože je velice hltná, na čemž byl postaven celý výpočet. Důraz byl kladen na posun účinnosti η_h na hodnotu 80%.

Zabývali jsme se zde především hydraulickým návrhem oběžného kola, sací trouby a všech segmentů savky. Právě návrh savky nelze podcenit, protože u axiálních turbín s velkou hltností a vysokými otáčkami se větší část energie zpracovává v ní. Dále zde byla provedena pevnostní kontrola lopatek turbíny a návrh nejmenšího průměru hřídele. Ten bude umožňovat přímé připojení na generátor bez převodovky.

Při návrhu turbíny se projevila výrazná citlivost tvaru lopatky resp. vstupního a výstupního úhlu vzhledem k zpracovávanému spádu. To je dáno jednak velkými rychlostmi panujícími v mezilopatkovém prostoru, ale především extrémně řídkou lopatkovou mříží.

Jak úspěšný návrh je, prokáže do jisté míry až hydraulická zkouška na modelové turbíně, jejíž výsledky budou přiloženy ve formě dodatku k diplomové práci. Co však nepostihne hydraulická zkouška modelové turbíny je realizovatelnost tohoto provedení MVE. Od začátku návrhu byl brán zřetel především na snadnost výroby, použitou technologii, dostupnost materiálu a to i za cenu vyšších ztrát, tedy nižší účinnosti a výkonu. Byla zde tedy snaha minimalizovat náklady na výrobu soustrojí, čemuž i odpovídá zvolený typ turbíny. Při ekonomickém rozboru však musíme také uvažovat náklady spojené se stavební částí, pořízením generátorů, vyvedení výkonu apod. Dále musíme brát zřetel na získání všech nutných povolení a dodržení stanovených ekologických limitů.

PŘEHLED POUŽITÉ LETERATURY

[1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha 1962.

[2] Fleischner, P., Nechleba, M.: Hydromechanika hydraulických strojů. Skripta VUT v Brně, 1976.

[3] Nechleba, M., Druckmüller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně 1990.

[4] Šob, F., Habán, V., Haluza, M.: Charakteristiky modelových turbín VUT – FSI pro velké průtoky a malé spády. Číslo zprávy VUT-EU-QR-37-00, VUT v Brně, 2000.

[5] Haluza, M.: Určení hlavních rozměrů vírových turbín v závislosti na výkonu a otáčkách. Číslo zprávy VUT-EU 13303-QR-06-06, VUT v Brně, 2006.

[6] Holata, M.: Malé vodní elektrárny, projektování a provoz. Academia Praha 2002.

[7] Gabriel, P., Čihák, F., Kalandra, P.: Malé vodní elektrárny. Vydavatelství ČVUT Praha 1998.

[8] Bláha, J., Brada, K.: Hydraulické stroje, technický průvodce. SNTL Praha 1992.

[9] Flösslerová, M.: Návrh vírové turbíny s tandemovým oběžným kolem. Číslo diplomové práce VUT-EU-ODDI-13303-4-07, VUT v Brně 2007.

[10] Šob, F.: Hydromechanika. Skripta VUT v Brně, 2002.

[11] Hanzlík, J., Šťáva, P.: Mechanika tekutin. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2002.

internetové odkazy:

[12] http://www.wikipedia.org

SEZNAM PŘÍLOH

1. Základní data projektu MVE ZDYMADLO ÚPA Jaroměř – Čáslavky
2. Charakteristika modelové vírové turbíny 2-VT-194
3. Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_1
4. Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_2
5. Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_3
6. Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_1
7. Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_2
8. Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_3
9. Fotografie lokality
10. CD-ROM s diplomovou prací a modelem turbíny ve formátu .IGS
11. Dodatek k diplomové práci

Obnovitelné zdroje energie

HT ENERGO s.r.o.
Husova 112
Jaroměř
551 01

Tel.: +420 602 430 166
Fax: +420 495 421 484
E-mail: jiri.mraz@htenergo.cz
E-mail: elektrarny@htenergo.cz

Doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

VUT Brno
Fakulta strojního inženýrství
Energetický ústav
Odbor fluidního inženýrství Victora Kaplana

Technická 2
Brno
616 69

Váš dopis značky/ze dne	Vyřizuje Mráz / 602 430 166	V Jaroměři 15.10. 2007

Věc: **Základní data projektu MVE ZDYMADLO ÚPA Jaroměř - Čáslavky**

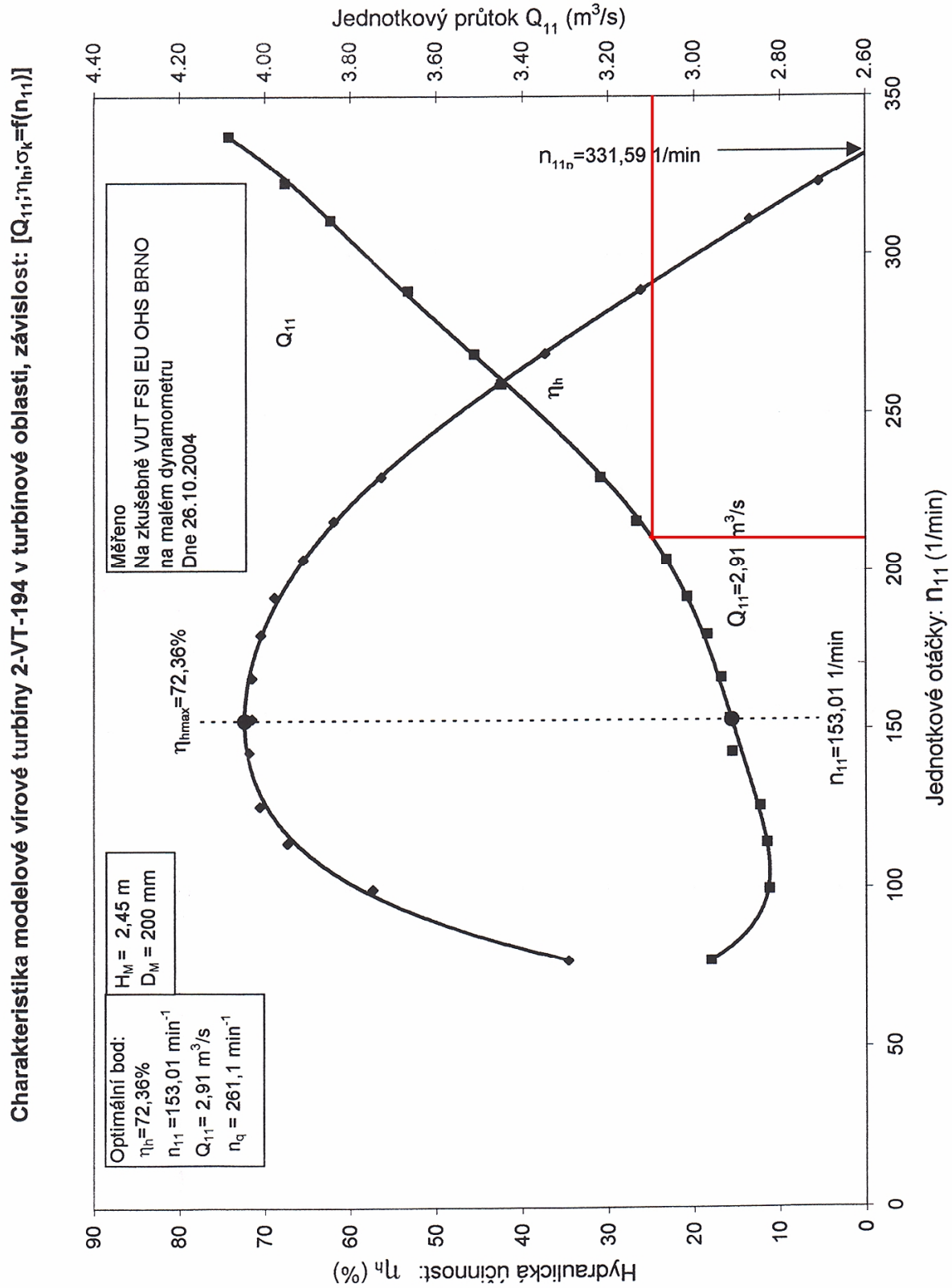
Na základě předběžných jednání Vám zasíláme základní data nutná k návrhu řešení projektu výstavby malé vodní elektrárny na řece Úpa v lokalitě Jaroměř – Čáslavky:

Název projektu:	**MVE ZDYMADLO ÚPA**
Řeka:	**Úpa**
Lokalita:	**Jaroměř – Čáslavky**
Průtok Q90:	**8,43 $m^3.s^{-1}$**
Vodní stav H90:	**67 cm**
Rozdíl hladin na jezu:	**2,5 m**

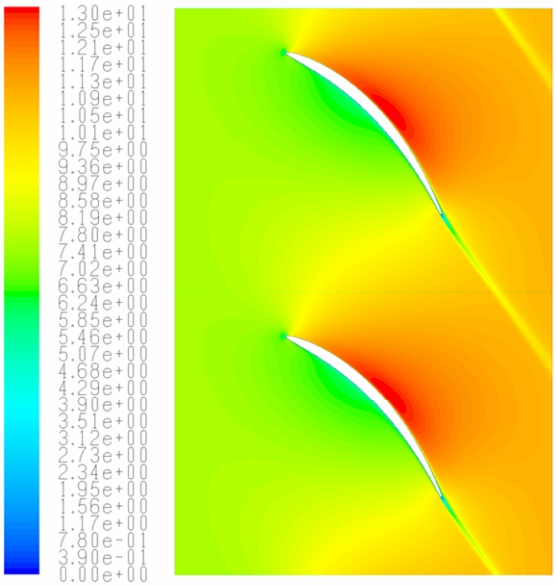
S pozdravem a díky za spolupráci

.....
Jiří Mráz
jednatel společnosti

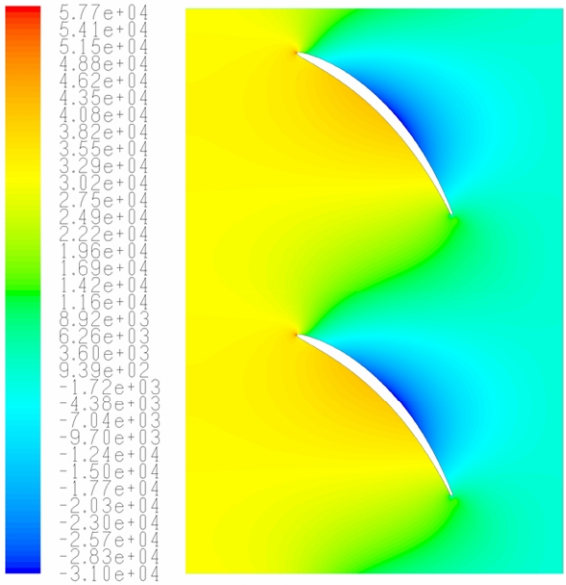
Příloha č. 1: Základní data projektu MVE ZDYMADLO ÚPA Jaroměř – Čáslavky



Příloha č. 2: Charakteristika modelové vírové turbíny 2-VT-194

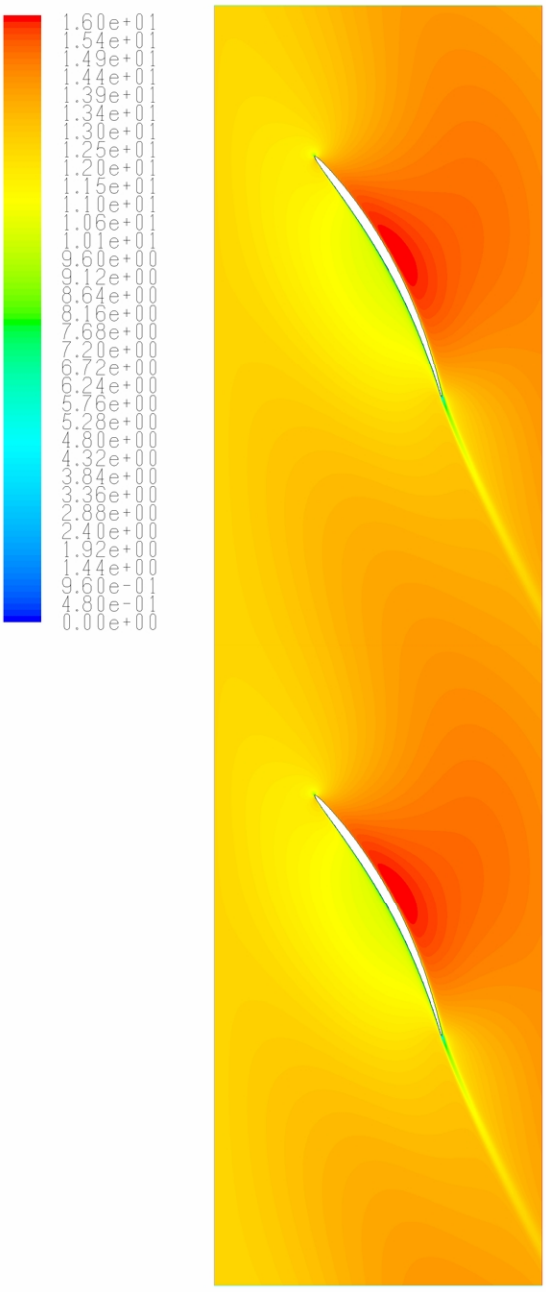


a) rozložení rychlosti

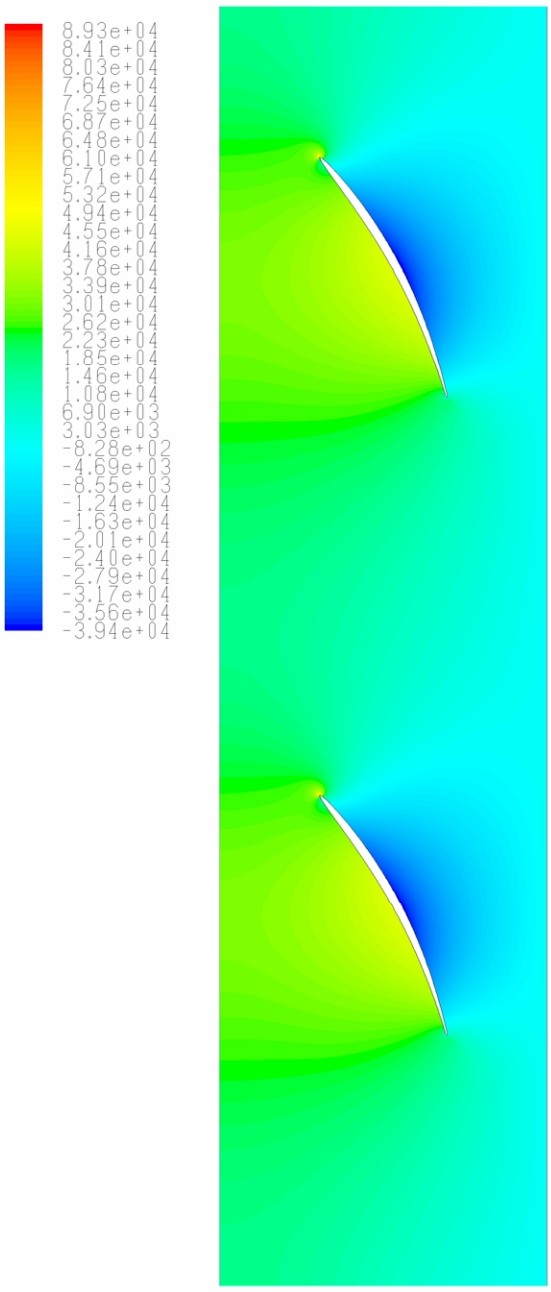


b) rozložení tlaku

Příloha č. 3: Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_1

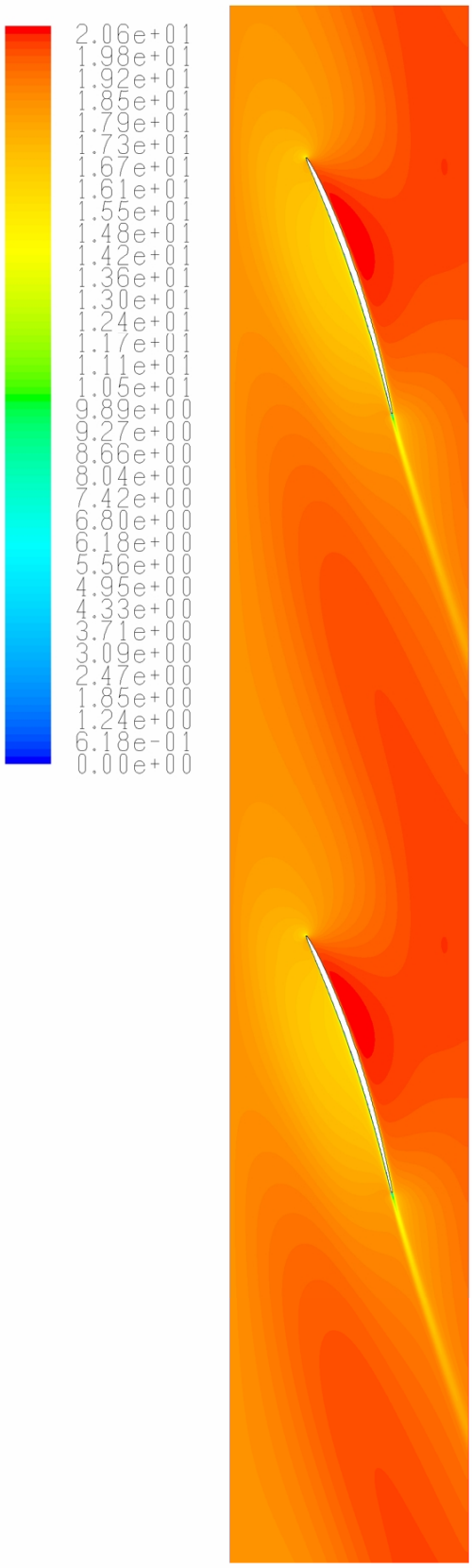


a) rozložení rychlosti

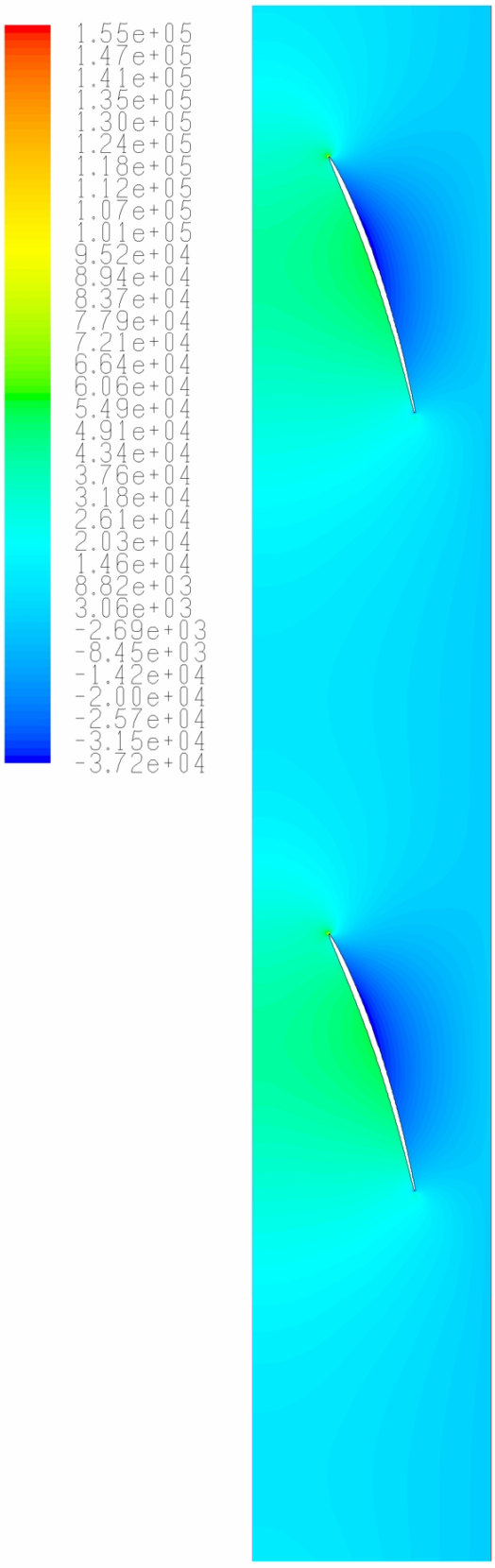


b) rozložení tlaku

Příloha č. 4: Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_2



a) rozložení rychlosti



b) rozložení tlaku

Příloha č. 5: Rozložení rychlosti a statického tlaku ve válcovém řezu na poloměru R_3

x_1 [mm]	y_1 [mm]	z_1 [mm]	x_1 [mm]	y_1 [mm]	z_1 [mm]
50,7203	-63,4745	69,0879	50,7054	63,4864	-66,6535
55,2246	-59,5971	65,9951	51,1120	63,1596	-63,5963
59,2618	-55,5842	62,9235	51,6777	62,6975	-60,5895
62,8600	-51,4799	59,8724	52,3464	62,1403	-57,6047
66,0472	-47,3215	56,8413	53,0944	61,5024	-54,6338
68,8510	-43,1405	53,8295	53,9083	60,7903	-51,6729
71,2982	-38,9631	50,8364	54,7795	60,0064	-48,7200
73,4147	-34,8115	47,8613	55,7016	59,1515	-45,7741
75,2253	-30,7038	44,9036	56,6693	58,2250	-42,8344
76,7533	-26,6552	41,9626	57,6782	57,2258	-39,9007
78,0210	-22,6780	39,0378	58,7239	56,1521	-36,9728
79,0493	-18,7822	36,1283	59,8026	55,0019	-34,0507
79,8580	-14,9756	33,2336	60,9103	53,7727	-31,1346
80,4654	-11,2645	30,3529	62,0429	52,4618	-28,2246
80,8887	-7,6536	27,4857	63,1964	51,0665	-25,3208
81,1441	-4,1464	24,6312	64,3664	49,5836	-22,4237
81,2466	-0,7453	21,7887	65,5484	48,0101	-19,5335
81,2100	2,5480	18,9577	66,7377	46,3427	-16,6505
81,0475	5,7330	16,1375	67,9290	44,5781	-13,7752
80,7710	8,8094	13,3273	69,1170	42,7130	-10,9079
80,3918	11,7777	10,5266	70,2942	40,7466	-8,0465
79,9204	14,6387	7,7348	71,4532	38,6783	-5,1889
79,3664	17,3937	4,9512	72,5878	36,5044	-2,3355
78,7388	20,0441	2,1752	73,6916	34,2214	0,5131
78,0460	22,5917	-0,5938	74,7574	31,8259	3,3564
77,2957	25,0386	-3,3564	75,7774	29,3146	6,1938
76,4953	27,3867	-6,1131	76,7431	26,6845	9,0248
75,6513	29,6385	-8,8645	77,6452	23,9328	11,8488
74,7701	31,7961	-11,6111	78,4740	21,0570	14,6652
73,8574	33,8621	-14,3535	79,2186	18,0549	17,4734
72,9188	35,8388	-17,0921	79,8674	14,9250	20,2727
71,9575	37,7317	-19,8248	80,4081	11,6661	23,0625
70,9762	39,5467	-22,5495	80,8272	8,2779	25,8423
69,9784	41,2867	-25,2665	81,1104	4,7606	28,6113
68,9673	42,9543	-27,9763	81,2423	1,1155	31,3688
67,9457	44,5527	-30,6792	81,2066	-2,6552	34,1143
66,9161	46,0847	-33,3754	80,9857	-6,5480	36,8471
65,8806	47,5532	-36,0654	80,5611	-10,5581	39,5664
64,8410	48,9612	-38,7493	79,9130	-14,6789	42,2717
63,7987	50,3118	-41,4272	79,0207	-18,9023	44,9622
62,7548	51,6082	-44,0993	77,8620	-23,2178	47,6374
61,7096	52,8534	-46,7656	76,4141	-27,6125	50,2964
60,6633	54,0512	-49,4259	74,6527	-32,0709	52,9387
59,6150	55,2052	-52,0800	72,5527	-36,5742	55,5636
58,5630	56,3200	-54,7271	70,0882	-41,1000	58,1705
57,5039	57,4009	-57,3662	67,2325	-45,6219	60,7587
56,4320	58,4550	-59,9953	63,9586	-50,1084	63,3276
55,3368	59,4929	-62,6105	60,2394	-54,5232	65,8765
54,1967	60,5333	-65,2037	56,0479	-58,8235	68,4049
52,9576	61,6203	-67,7465	51,3582	-62,9595	70,9121
51,0399	63,2178	-70,0000			

Příloha č. 6: Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_1

x_2 [mm]	y_2 [mm]	z_2 [mm]	x_2 [mm]	y_2 [mm]	z_2 [mm]
133,8922	-152,7502	62,0327	193,0630	63,1383	-59,4070
140,7117	-146,4922	59,2374	193,8700	60,6150	-56,4553
146,9050	-140,2807	56,4596	194,6798	57,9615	-53,6144
152,5393	-134,1325	53,6988	195,4759	55,2171	-50,8324
157,6705	-128,0616	50,9545	196,2508	52,3966	-48,0891
162,3486	-122,0766	48,2263	196,9995	49,5073	-45,3744
166,6159	-116,1847	45,5135	197,7186	46,5525	-42,6821
170,5108	-110,3895	42,8157	198,4049	43,5344	-40,0085
174,0658	-104,6942	40,1322	199,0559	40,4536	-37,3505
177,3105	-99,0997	37,4626	199,6689	37,3107	-34,7066
180,2707	-93,6068	34,8064	200,2414	34,1050	-32,0750
182,9695	-88,2153	32,1628	200,7707	30,8365	-29,4549
185,4276	-82,9240	29,5315	201,2543	27,5039	-26,8454
187,6634	-77,7318	26,9117	201,6894	24,1068	-24,2461
189,6935	-72,6370	24,3032	202,0733	20,6434	-21,6561
191,5330	-67,6378	21,7050	202,4028	17,1134	-19,0757
193,1954	-62,7321	19,1170	202,6749	13,5147	-16,5042
194,6928	-57,9178	16,5383	202,8862	9,8464	-13,9418
196,0365	-53,1928	13,9686	203,0332	6,1064	-11,3883
197,2364	-48,5548	11,4073	203,1120	2,2942	-8,8440
198,3018	-44,0017	8,8540	203,1188	-1,5911	-6,3054
199,2412	-39,5311	6,3078	203,0492	-5,5481	-3,7702
200,0622	-35,1409	3,7687	202,8990	-9,5799	-1,2384
200,7719	-30,8287	1,2358	202,6633	-13,6877	1,2893
201,3767	-26,5929	-1,2911	202,3370	-17,8746	3,8128
201,8827	-22,4308	-3,8128	201,9146	-22,1414	6,3311
202,2953	-18,3408	-6,3293	201,3901	-26,4917	8,8442
202,6195	-14,3208	-8,8416	200,7569	-30,9263	11,3513
202,8602	-10,3690	-11,3498	200,0080	-35,4483	13,8522
203,0215	-6,4834	-13,8546	199,1358	-40,0585	16,3460
203,1075	-2,6626	-16,3560	198,1320	-44,7604	18,8327
203,1220	1,0978	-18,8517	196,9875	-49,5547	21,3114
203,0682	4,8016	-21,3382	195,6926	-54,4444	23,7817
202,9491	8,4509	-23,8158	194,2366	-59,4299	26,2430
202,7674	12,0477	-26,2843	192,6076	-64,5143	28,6950
202,5255	15,5942	-28,7439	190,7932	-69,6975	31,1368
202,2258	19,0921	-31,1939	188,7787	-74,9824	33,5683
201,8701	22,5437	-33,6346	186,5494	-80,3684	35,9885
201,4605	25,9509	-36,0651	184,0875	-85,8578	38,3972
200,9984	29,3160	-38,4850	181,3749	-91,4490	40,7936
200,4852	32,6411	-40,8934	178,3897	-97,1436	43,1774
199,9222	35,9287	-43,2895	175,1093	-102,9392	45,5478
199,3103	39,1813	-45,6715	171,5077	-108,8341	47,9043
198,6500	42,4021	-48,0379	167,5549	-114,8264	50,2465
197,9417	45,5945	-50,3856	163,2191	-120,9103	52,5737
197,1850	48,7630	-52,7109	158,4615	-127,0815	54,8855
196,3790	51,9139	-55,0076	153,2411	-133,3302	57,1812
195,5212	55,0566	-57,2656	147,5079	-139,6467	59,4604
194,6061	58,2085	-59,4647	141,2075	-146,0144	61,7226
193,6193	61,4112	-61,5530	134,2735	-152,4152	63,9673
192,4107	65,0991	-63,0000			

Příloha č. 7: Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_2

x_3 [mm]	y_3[mm]	z_3 [mm]	x_3 [mm]	y_3 [mm]	z_3 [mm]
164,4601	-280,3174	55,0226	324,9361	-6,4468	-52,6401
173,1573	-275,0301	52,5415	324,8200	-10,8143	-49,9519
181,4866	-269,6064	50,0742	324,6398	-15,2979	-47,3804
189,4609	-264,0636	47,6204	324,3919	-19,8718	-44,8712
197,0925	-258,4174	45,1797	324,0733	-24,5250	-42,4035
204,3936	-252,6822	42,7517	323,6809	-29,2521	-39,9665
211,3756	-246,8711	40,3360	323,2114	-34,0496	-37,5539
218,0500	-240,9962	37,9323	322,6618	-38,9151	-35,1615
224,4278	-235,0684	35,5401	322,0286	-43,8471	-32,7864
230,5194	-229,0978	33,1591	321,3087	-48,8441	-30,4266
236,3352	-223,0934	30,7889	320,4984	-53,9051	-28,0805
241,8850	-217,0637	28,4290	319,5944	-59,0291	-25,7471
247,1782	-211,0164	26,0792	318,5929	-64,2151	-23,4253
252,2242	-204,9584	23,7390	317,4901	-69,4624	-21,1146
257,0318	-198,8961	21,4080	316,2822	-74,7700	-18,8144
261,6094	-192,8355	19,0859	314,9652	-80,1371	-16,5242
265,9654	-186,7818	16,7723	313,5348	-85,5625	-14,2439
270,1075	-180,7400	14,4667	311,9867	-91,0454	-11,9732
274,0435	-174,7145	12,1689	310,3166	-96,5846	-9,7120
277,7807	-168,7095	9,8784	308,5198	-102,1789	-7,4602
281,3261	-162,7286	7,5949	306,5919	-107,8259	-5,2146
284,6867	-156,7753	5,3180	304,5283	-113,5231	-2,9723
287,8688	-150,8527	3,0472	302,3241	-119,2692	-0,7336
290,8789	-144,9637	0,7823	299,9739	-125,0627	1,5011
293,7230	-139,1108	-1,4771	297,4722	-130,9018	3,7315
296,4070	-133,2963	-3,7315	294,8134	-136,7846	5,9571
298,9365	-127,5224	-5,9811	291,9917	-142,7090	8,1777
301,3170	-121,7911	-8,2264	289,0008	-148,6725	10,3928
303,5537	-116,1041	-10,4677	285,8346	-154,6726	12,6020
305,6516	-110,4630	-12,7054	282,4863	-160,7062	14,8051
307,6157	-104,8693	-14,9398	278,9493	-166,7702	17,0016
309,4510	-99,3230	-17,1680	275,2165	-172,8609	19,1911
311,1625	-93,8239	-19,3868	271,2805	-178,9745	21,3733
312,7543	-88,3727	-21,5961	267,1339	-185,1066	23,5477
314,2308	-82,9700	-23,7958	262,7688	-191,2526	25,7141
315,5958	-77,6164	-25,9856	258,1770	-197,4072	27,8720
316,8532	-72,3120	-28,1654	253,3502	-203,5649	30,0210
318,0068	-67,0572	-30,3347	248,2797	-209,7193	32,1608
319,0601	-61,8518	-32,4929	242,9564	-215,8638	34,2910
320,0165	-56,6958	-34,6395	237,3710	-221,9910	36,4111
320,8794	-51,5888	-36,7734	231,5140	-228,0927	38,5209
321,6519	-46,5303	-38,8936	225,3753	-234,1602	40,6199
322,3370	-41,5196	-40,9985	218,9447	-240,1837	42,7077
322,9376	-36,5555	-43,0861	212,2115	-246,1530	44,7840
323,4565	-31,6365	-45,1535	205,1649	-252,0563	46,8483
323,8964	-26,7602	-47,1965	197,7935	-257,8812	48,9003
324,2597	-21,9230	-49,2088	190,0858	-263,6141	50,9396
324,5488	-17,1193	-51,1796	182,0300	-269,2398	52,9658
324,7657	-12,3380	-53,0881	173,6137	-274,7422	54,9785
324,9122	-7,5527	-54,8799	164,8245	-280,1033	56,9774
324,9905	-2,4792	-56,0000			

Příloha č. 8: Souřadnice profilu lopatky na poloměru R_3

Příloha č. 9: Fotografie lokality