



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VODNÍ MIKROELEKTRÁRNY PRO MALÉ SPÁDY A MALÉ PRŮTOKY

DESIGN OF A MICRO WATERPOWER TURBINES FOR LOW HEAD AND LOW DICHARGE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Libor Macek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Libor Macek**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

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

Návrh vodní mikroelektřárny pro malé spády a malé průtoky

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V současné době je aktuální využívat zdroje s nízkým hydroenergetickým potenciálem, na které nelze navrhnout klasické vodní turbíny s dobrou účinností. Jedná se o zdroje s malým spádem okolo 1-2 m a malými průtoky. Takovýchto zdrojů je velké množství. Tento zdroj elektrické energie by pracoval v ostrovním provozu. Může sloužit k osvětlení zahrad dobíjení akumulátorů a podobně. Mělo by se jednat o návrh kompaktního, případně i mobilního zařízení.

Cíle diplomové práce:

Cílem je provést rešerši ohledně volby typu takovéto malé vodní elektrárny. Navrhnout její hydraulickou a mechanickou část. Řídit výrobu prototypu a navrhnout a provést experimentální ověření parametrů navržené vodní turbíny.

Seznam literatury:

Munson, B.,R., Young, D.,F., Okiishi, T.,H., Fundamentals of Fluid Mechanics (2006):John Wiley & Sons, Inc., United States of America

Internet.

Podklady předané vedoucím diplomové práce.

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

V Brně, dne

L. S.

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

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

Abstrakt

Cílem diplomové práce je nalezení typu vodní stroje, vhodného pro velmi nízké spády a malé průtoky, který by mohl být realizován jako mobilní mikrozdvoj elektrické energie, pracující v ostrovním režimu. Práce se zabývá přehledem vhodných možností typů vodních strojů pro potřeby mikroelektrárny. Podstatná část diplomové práce se věnuje návrhu optimalizovaného vodního kola, jakožto nejvhodnějšího řešení. Vodní kolo bylo vybráno z důvodu, že komerční rychloběžné turbíny mají na takto nízkých spádech příliš nízkou účinnost. Vodní kolo bylo zkonstruováno v laboratořích Fluidního inženýrství a následně byly proměřeny jeho průtokové a účinnostní charakteristiky. Po výrobě byla zpracována cenová kalkulace.

Klíčová slova

vodní kolo, mikro, turbína, energetika, vodní elektrárna, mikrozdvoj

Abstract

This diploma thesis discusses the issue of finding type of water turbine for very low heads and low discharges, which could be operated as mobile micro hydropower plant in island mode. Thesis deals with summary of appropriate choices of water turbine for needs of micro hydropower plant. Essential part of diploma thesis deals with design of optimized waterwheel. Waterwheel was chosen because commercial high-speed turbines have low efficiency for low heads. Waterwheel was manufactured and measured in laboratories of Fluid engineering. Measurement output was discharge and efficiency characteristic of turbine. The price calculation was made after manufacture.

Keywords

waterwheel, micro, turbine, power engineering, hydropower plant, micro power source

Bibliografická citace

MACEK, L. *Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 27. května 2016

.....
Bc. Libor Macek

Poděkování

Tímto chci poděkovat svému vedoucímu doc. Ing. Jaroslavu Štiglerovi, Ph.D. za odborné vedení a věcné rady při vypracovávání této diplomové práce. Dále chci poděkovat personálu laboratoře Odboru fluidního inženýrství za realizaci vodního stroje.

Obsah

Úvod	15
1 Problematika MVE	16
1.1 Situace vodních elektráren v ČR	16
1.2 Ekologické hledisko využití vodních elektráren	17
1.2.1 Kontaminace vody a ovlivnění hydrologie vodního toku	17
1.2.2 Nebezpečí provozu MVE pro říční faunu a flóru	17
1.3 Legislativa MVE	18
2 Výběr typu vodního stroje	19
2.1 Archimédova spirála	20
2.2 Vodní kolo	21
2.2.1 Horizontální vodní kolo	22
2.2.2 Vertikální vodní kolo se spodním nátokem	23
2.2.3 Vertikální vodní kola se středním nátokem	24
2.2.4 Vertikální vodní kola s horním nátokem	25
2.3 Vírová turbína	27
2.4 Bánkiho turbína	28
2.5 Vodní turbína SETUR	29
3 Konstrukce	31
3.1 Volba materiálu oběžného kola a žlabu	32
3.2 Volba převodu	32
3.3 Výpočet žlabu	34
3.4 Konstrukce žlabu	36
3.5 Výpočet paprsku vody	37
3.6 Výpočet oběžného kola	40
3.6.1 Výpočet teoretického výkonu oběžného kola	42
3.7 Konstrukce oběžného kola	45
3.7.1 Natočení korečků	47
3.8 Výpočet hřídele	48
3.8.1 Výpočet pera	52
3.9 Variabilita dané konstrukce	53
4 Cenová kalkulace	56
5 Měřicí trať	58
5.1 Regulace průtoku	58
5.2 Měření průtoku	59
5.3 Měření spádu	59

5.4	Měření kroutícího momentu	59
5.5	Měření otáček	60
6	Měření	61
6.1	Určení průtokové charakteristiky turbíny	61
6.2	Určení účinnostní charakteristiky turbíny	63
6.3	Ověření správnosti výpočtu dopadové rychlosti	65
	Závěr	67
	Seznam použitých zdrojů	68
	Seznam použitých zkratk a symbolů	71
	Seznam obrázků	75
A	Seznam příloh	76

Úvod

Odvětví vodní energetiky bylo ve 20. století velmi rozšířeno a využití středních a velkých zdrojů je tedy poměrně prozkoumanou oblastí. Využívání těch nejmenších zdrojů je opomíjeno, protože jejich přínos pro celkovou síť není proti větším dílům tak velký.

Diplomová práce se zabývá návrhem mobilní vodní mikroelektřárny pro malé spády a malé průtoky. Ta bude uzpůsobena pro ostrovní provoz a pro využití dosud málo využívaných malých toků. Následně bude zkonstruována a její návrh bude v poslední fázi ověřen měřeními.

Mikroelektřárna je vyráběna v kooperaci s Elektrotechnickou fakultou, jejíž student Tomáš Skurka navrhuje v rámci bakalářské práce generátor.

Diplomová práce je rozdělena na 6 kapitol. V první kapitole je rozebrána současná situace v tématu vodních elektráren v České republice společně s legislativou, vztahující se na odebírání a používání toků a vod. Okrajově jsou zde zmíněny nebezpečí a rizika vodních elektráren pro životní prostředí.

Druhá kapitola práce je věnována výběru typu vodního stroje. Jsou zde zmíněny 4 typy vodních strojů, které byly brány v úvahu pro konstrukci mikroelektřárny. U každého typu stroje je vysvětlen jeho princip a přiblížena jeho historie. Samostatná podkapitola je věnována vodní turbíně SETUR, která sice nepatří do možností výběru stroje, ale je jediná varianta, která je komerčně nabízena pro malé průtoky.

Třetí kapitola je věnována návrhu stroje a jeho následné konstrukci. V této kapitole jsou uvedeny výpočetní vztahy pro návrh příváděcího žlabu a oběžného kola, pak jsou zde uvedeny pevnostní výpočty hřídele a v poslední podkapitole je uveden výpočet stejného oběžného kola při snížení spádu a změně koncepce nátoku.

Čtvrtá kapitola diplomové práce se zabývá cenovou kalkulací a náznakem teoretické návratnosti investice.

Pátá kapitola práce se věnuje měřicí trati, na kterou byla turbína montována a na které probíhaly její zkoušky. Dále se kapitola věnuje popisu a vysvětlení jednotlivých členů, obsažených v měřicí trati.

Šestá a zároveň poslední kapitola je věnována samotnému měření vodní turbíny. Jsou zde rozebrány postupy měření, představeny průtokové a účinnostní charakteristiky zkonstruované turbíny a ověření správnosti výpočtu.

V popisu jednotlivých členů, použitých ve vztazích jsou v rámci kapitoly vysvětleny vždy pouze nově použité členy. Opakující se členy nejsou ve stejné kapitole znovu popisovány.

Součástí práce je kompletní výkresová dokumentace pro výrobu oběžného kola a příváděcího žlabu.

1 Problematika MVE

1.1 Situace vodních elektráren v ČR

Převážná část hydropotenciálu je v malých tocích, na kterých již nejsou příznivé podmínky pro stavbu velkých vodních elektráren (VE). Použití malých vodních elektráren doznalo od roku 1990 velkého pokroku, podle odhadu statistického oddělení společnosti ČEZ a.s. je v dnešní době využito přibližně 70 % potenciálu českých řek. Zbývající potenciál má již výrazně horší hydrologické podmínky, tudíž i vyšší dobu návratnosti, proto je zájem investorů o tyto lokality velmi nízký. Krajiní mezí pro podnikatelské záměry se jeví hranice spádu 2 m, tudíž pod touto hranicí jsou spády využívány jen zřídka. Podle průzkumu lze rozdělit dosud nevyužitý spád do tří skupin:

- spády větší než 5 m – četnost 10 %
- spády od 2 m do 5 m – četnost 55 %
- spády menší než 2 m – četnost 35 %

Pro další využívání vodních toků je tedy zřejmé, že je nutné začít využívat i takto nízké spády, [1]. Výhodou vodních elektráren je na rozdíl od uhelným jejich snadná regulační schopnost, proto pozitivně přispívají ke stabilizaci a rovnoměrnosti zatížení energetické přenosové soustavy.

Celkový instalovaný výkon elektráren v České republice je naznačen v tabulce 1.1.

Druh elektrárny	Instalovaný elektrický výkon [MW_e]	Čistá produkce [GWh/r]
Jaderné	4 290	28 635,7
Parní	10 836,7	40 295,9
Paroplynové	1 363	2 189,7
Plynové a spalovací	833,3	3 264
Vodní	1 080,4	1 892,3
Přečerpávací	1 171,5	1 035,5
Větrné	278,1	4 68,6
Fotovoltaické	2 067,4	2 104,4

Tabulka 1.1: Porovnání zdrojů elektřiny [2]

Malé vodní elektrárny jsou elektrárny s instalovaným výkonem do 10 MW. Dále je lze rozdělit podle na:

První vodní elektrárny pro výrobu stejnosměrné elektřiny byly uvedeny do provozu roku 1881, kdy s výkony do 1 kW napájely osvětlení [4]. První komerční elektrárna, vyrábějící střídavý proud, byla uvedena do provozu roku 1896 na Niagarských vodopádech.

Průmyslové	Veřejné	nad 100 kW
	Závodní	nad 60 kW
Drobné	Minielektrárny	nad 35 kW
	Mikrozdroje	pod 35 kW
	Mobilní zdroje	pod 2 kW

Tabulka 1.2: Rozdělení MVE [3]

Podle knihy "Říše světla: Edison, Tesla, Westinghouse a závod o elektrifikaci světa" byl výkon dvou turbosoustrojí této vodní elektrárny dohromady 10 000 koňských sil¹ [5].

1.2 Ekologické hledisko využití vodních elektráren

Energie z vodních toků je řazena do nevyčerpatelných zdrojů energie a je označována za čistou energii, avšak výstavbou elektrárny člověk ovlivňuje vliv daného toku na faunu a flóru, režim podzemních vod atd. Tyto lokální aspekty jsou neopomenutelné a je nutné se jim při výstavbě věnovat. Za dominantní však považujeme globální aspekty vodních elektráren jako je již zmíněná čistota produkce energie. Výhodami malých vodních elektráren jsou:[1]

- neprodukují kouř, oxidy síry, těžké kovy
- neničí krajinu jako například těžba uhlí
- jsou nezávislé na importu surovin ze zahraničí (například import uranu)
- jsou bezodpadové (neprodukují radioaktivní odpad)
- neznečišťují povrchové a podzemní vody

1.2.1 Kontaminace vody a ovlivnění hydrologie vodního toku

Při výstavbě a konstrukci vodní elektrárny je nutné dbát na správné technické řešení a postupy, aby nedošlo například ke znečištění vody ropnými produkty, které jsou používány k mazání samotného stroje. Dále je při provozu nutné dodržovat sjednané množství odebírané vody, které je určeno příslušným úřadem. Snaha o maximální možnou výrobu energie a nedodržování stanoveného limitu může mít za důsledek škody při vysoušení přelivných hran, úhyn ryb a jiné fauny. Nebo naopak při špatné hladinové regulaci vodní turbíny mohou vzniknout škody zaplavením pozemků apod.[1]

1.2.2 Nebezpečí provozu MVE pro říční faunu a flóru

Nebezpečí provozu MVE pro říční faunu a flóru je způsobeno hlavně úbytkem kyslíku ve vodě, který vzniká jako důsledek při provozu vodního díla. Tento deficit kyslíku v blízkosti vodních děl má vliv:

- odběr vody ze spodních vrstev pod hladinou toku, daleko od hladiny která absorbuje kyslík z atmosféry

¹Podle přepočtu do SI jednotek byl celkový výkon elektrárny 7 457 kW.

- tlak pod hladinou, který svým zvýšením snižuje rozpustnost kyslíku
- teplotu vody
- rychlost proudění vody
- biologické pochody u dna nádrže

Právě biologické pochody u dna a na částech břehů, které se dostaly pod zátopovou úroveň hladiny se projevují u všech nově budovaných vodních děl, proto je nutné s tímto jevem počítat dopředu a již při projektování díla navrhnout nějaký ze způsobů provzdušnění neboli aerace.[1]

1.3 Legislativa MVE

Nakládání a využívání energetického potenciálu vodních toků je upravováno tzv. vodním právem. Problematikou vodního práva se v současné době zabývá Zákon o vodách č.254/2001 Sb. a několik směrnic Evropské unie, především Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2000/60/ES. Státní správu podle zákona o vodách vykonávají krajské a obecní úřady, a ústředním vodoprávním úřadem je Ministerstvo zemědělství a Ministerstvo životního prostředí.

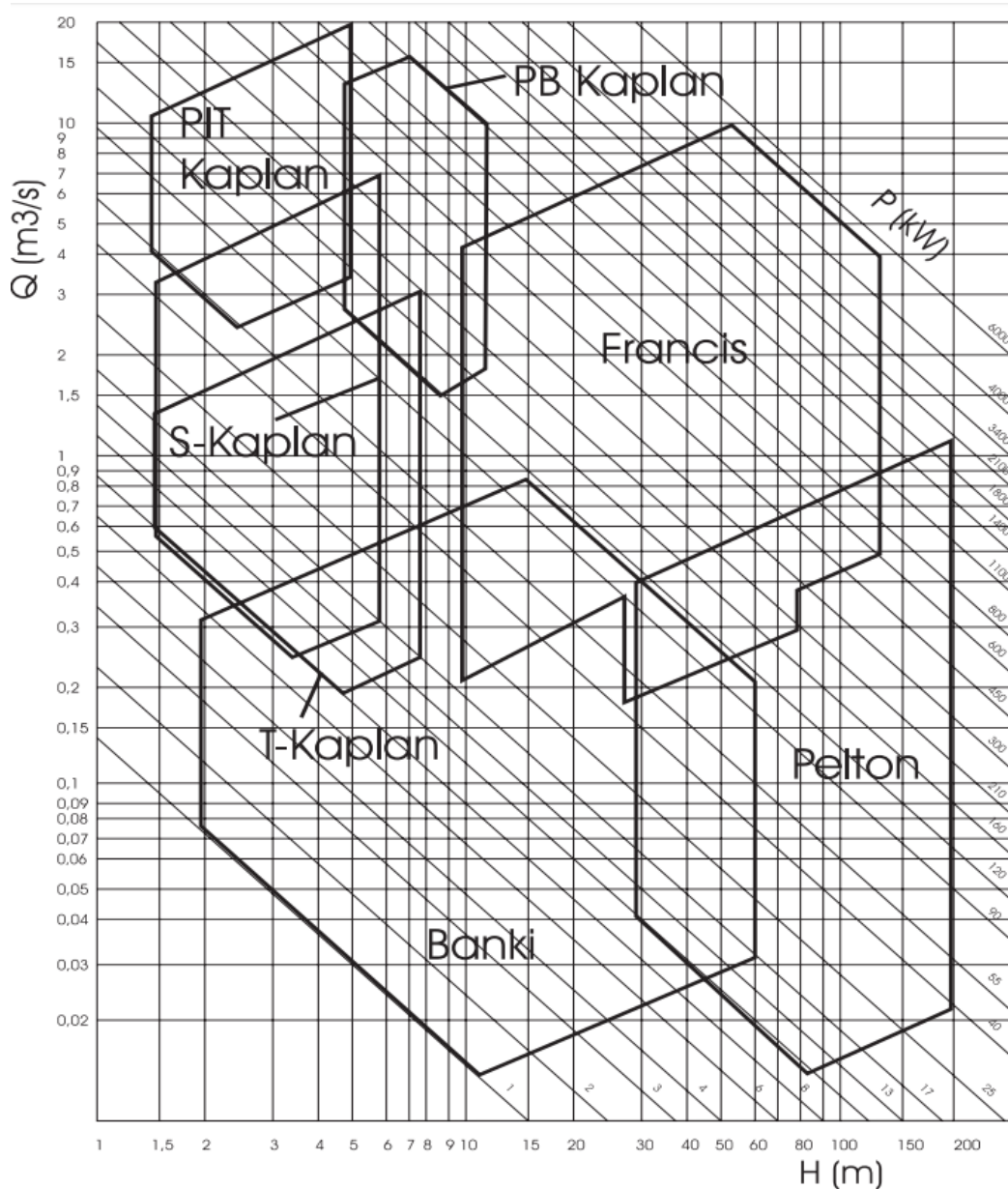
Vodní právo je soubor norem regulujících ochranu vod a vodních ekosystémů. Jedná se o právní normy, určující podmínky hospodářského využívání vod, zajištění bezpečnosti vodních staveb a požadavků na prevenci proti povodním či suchu. Vodní stavbou je každá stavba sloužící k zadržování, jímání nebo jinému nakládání s povrchovou či podzemní vodou. Vodní hospodářství, jehož úkolem je sledovat správné využití vodních zdrojů pro různé účely, je tak spojeno s energetikou. Vzdouvání vody pomocí vodohospodářského díla nebo její odběr k využívání vodní energie k pohonu strojů či k výrobě elektrické energie patří k nakládání s vodami, což znamená, že také vyžaduje povolení vodohospodářského orgánu.

Pokud vodohospodářský orgán nestanoví jinak, přecházejí práva a povinnosti dané povolením, které bylo uděleno pro užívání určitého nemovitého majetku na další nabyvatele za předpokladu, že tento majetek bude nadále sloužit ke stejnému účelu, pro který bylo povolení uděleno.[6]

2 Výběr typu vodního stroje

Vodní stroje jsou stroje, transformující energii daného toku či vodního díla na energii elektrickou či mechanickou. Dříve vodní stroje transformovaly energii vodního toku na energii mechanickou, která se dále využívala, avšak s rozšířením elektrické energie bylo z důvodu lepší distribuce a univerzálnějšího využití lepší, aby byla energie proudu transformována na energii elektrickou.

Pro výběr vodního stroje bylo vycházeno ze zadaných parametrů fiktivní lokality, které činily přibližný průtok $Q = 20 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ a spád daný rozdílem hladin přibližně $H = 1,35 \text{ m}$.



Obr. 2.1: Graf vhodnosti typu turbíny pro určité parametry, převzato z [1]

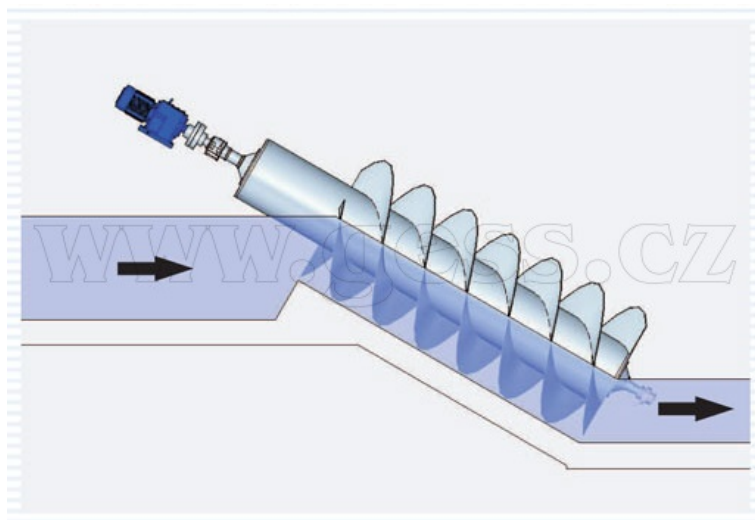
Jak je zřejmé z grafu č. 2.1, takto nízké průtoky a spády nejsou běžně využívány, proto žádný stroj nemá zaručenou vhodnost. Bude tedy nutné použít co možná nejvhodnější stroj, avšak počítat s nižší účinností transformace energie. Pro průzkum v této oblasti byly vzaty v úvahu tyto stroje:

- Archimédova spirála
- vodní kolo
- vírová turbína
- Bánkiho turbína

Kapitola je tedy rozdělena na 5 podkapitol, v nichž jsou představeny příslušné typy vodních strojů, jejich vznik a vhodnost pro účel mikro-zdroje. Dále je v kapitole představena turbína s názvem SETUR, která je v současnosti jediným strojem, který je na trhu přímo nabízen pro takto nízký průtok.

2.1 Archimédova spirála

Archimédova spirála, označovaná také jako šneková turbína byla vynalezena řeckým vynálezcem Archimédem, který žil mezi lety 287 př.n.l. a 212 př.n.l. Spirála byla využívána převážně jako čerpadlo pro zavlažování polí, dopravu vody nebo vyčerpávání prosáklé vody z lodí. V dnešní době je Archimédova spirála nejvíce využívána jako čerpadlo v čistírnách odpadních vod.[7]



Obr. 2.2: Schematické zobrazení Archimédovy spirály, převzato z [8]

Jedná se vodní stroj tvořen dvou až tříchodou šnekovou šroubovicí, uloženou šikmo v betonovém žlabu či trubce pod úhlem 22° až 35° . Volně přitékající voda se vlévá do závitů šroubovice a působí svou potenciální energií po celé délce klesání na šikmou plochu šroubovice, čímž ji roztáčí. Poslední závit se brodí v odpadním kanále. Stroj je uložen na dvou ložiskách, přičemž spodní ložisko je ponořené pod vodou. Otáčky jsou obvykle do 80 min^{-1} u malých strojů a do 20 min^{-1} u velkých strojů. [9]

Délka šroubu závisí na spádu a sklonu. Pro větší spády se používá strmější žlab a méně chodů šneku. Strmější vícechodý šnek má menší hltnost, ale vyšší účinnost. Průměr šroubu je závislý na požadovaném průtoku, jak je zřejmé z tabulky č. 2.1. Tabulka je vztažena ke šroubu se sklonem 26°.

Hltnost Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	Průměr šneku D_s [m]
0,1	0,9
0,25	1,2
0,5	1,5
0,75	1,7
1	1,9
1,5	2,2
2	2,5
3	2,9
4	3,3
5	3,6

Tabulka 2.1: Závislost průměru šneku na hltnosti, převzato z [9]

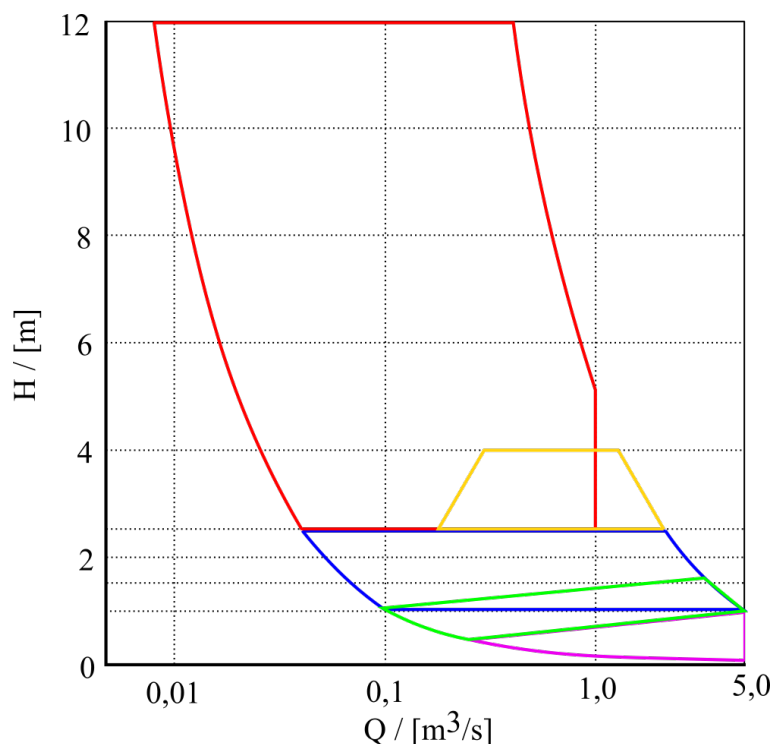
Tento systém nevyžaduje jemné česle, je robustní, spolehlivý i při proměnlivém průtoku a je konstrukčně velmi jednoduchý. Účinnost stroje je 70 až 82 % již od 15 % hltnosti.[9][8]

2.2 Vodní kolo

Vodní kola jsou starobylými zařízeními, schopné transformovat potenciální a kinetickou energii vody na práci, díky lopatkám připevněným k obvodu kola. Síla vody působí na lopatky a pomocí kola roztáčí hřídel, na kterém je kolo upevněno. [10]

První zmínka o vodním kole se datuje kolem roku 4000 př.n.l., kdy bylo zmíněno řeckým básníkem Antipaterem. Ten napsal báseň o ulehčení práce při drcení kukuřice. Vodní kola byla totiž využívána pro drcení obilí, k dopravě pitné vody do vesnic a později jako pohon pil, čerpadel, kovářských měchů, hamrů či tkalcovských stavů. Byla to pravděpodobně první metoda nahrazení lidské a zvířecí síly energií vody. [10]

Vodní kola se dělí do čtyř skupin podle typu jejich zpracování vodní energie. Prvním typem je horizontální vodní kolo, dalšími jsou vertikální vodní kola se spodním, se středním nebo s horním nátokem. Vhodnost výběru vodního kola pro danou lokalitu je znázorněna na obrázku č. 2.3.

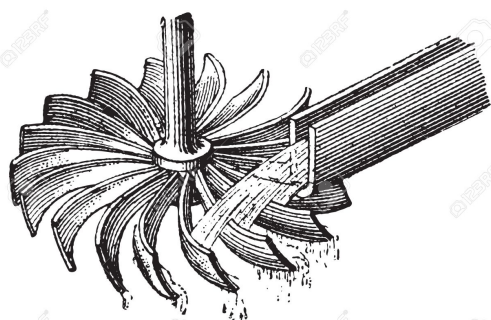


Obr. 2.3: Graf vhodnosti jednotlivých typů vodních kol, překresleno z [11]

kde ● představuje vodní kolo s horním nátokem, ● Zuppingerovo kolo s přepadem, ● Bachovo vodní kolo, ● Zuppingerovo vodní kolo s voletem a ● Ponceletovo vodní kolo.

2.2.1 Horizontální vodní kolo

Horizontální kolo se dá přirovnat ke kotouči s lopatkami, usazenému v proudu vody. Tato konstrukce byla sice výrazně neefektivní, ale díky vertikálnímu uložení hřídele nebylo k pohonu mlecích kamenů potřeba žádného ozubeného převodu, který by změnil směr os hřídelů. Kvůli absenci převodového soukolí nebylo možné přizpůsobit otáčky požadovanému účelu. [10]



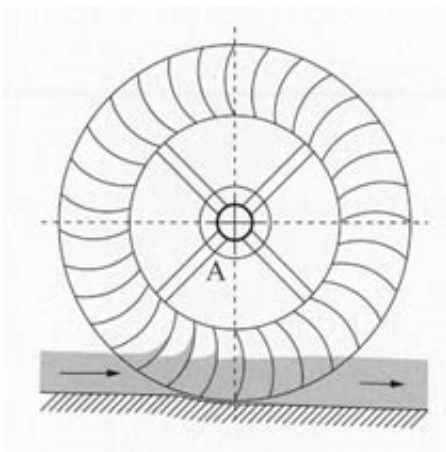
Obr. 2.4: Schematické zobrazení horizontálního vodního kola Norse, převzato z [12]

Mlýny používané pro mletí zrn s tímto typem vodního kola se nazývaly *Norse mills*. V Sýrii byla tato vodní kola používána pro zpracování bavlny. [10]

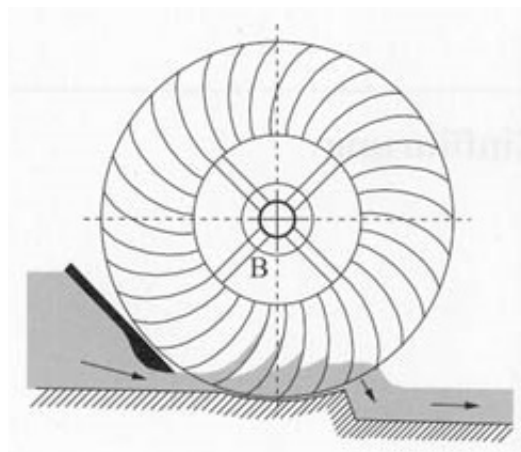
Kvůli své nízké účinnosti (v rozmezí od 15 do 30% [13]) byla již v 1. století nahrazena vertikálním provedením.

2.2.2 Vertikální vodní kolo se spodním nátokem

Dalším typem vodních kol je vertikální vodní kolo, které je svou spodní částí ponořené v proudu řeky, která působí na jeho lopatky a transformuje kinetickou energii na práci. Díky své konstrukci se tato kola nazývají Lopatníky. Představitelem této koncepce kol je například Stříkový hřebenáč, Ponceletovo kolo nebo Zuppingerovo kolo s voletem.



Obr. 2.5: Stříkový hřebenáč, převzato z [10]



Obr. 2.6: Ponceletovo kolo, převzato z [10]

Historickým příkladem praktického využití tohoto typu kola je kolo označované jako *Noria*, které mělo u lopatek umístěné nádoby, do kterých byla při brodění nabírána voda. Tato voda byla rotací kola vynášena do místa jeho nejvyššího bodu, kde byla vylévána do akvaduktu a byla dále dopravována do místa spotřeby. Funkčním exemplářem tohoto provedení je například vodní kolo, které dopravuje vodu do 30m výšky na řece Orontes v Sýrii.[13]



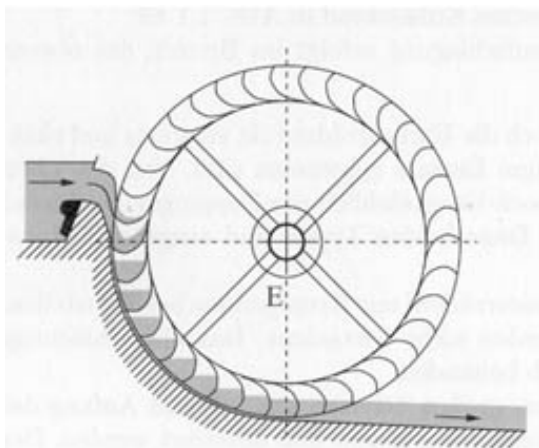
Obr. 2.7: Vodní kolo *Noria* pro dopravu vody, převzato z [14]

Pro potřeby mlýnů mohla být tato kola používána až po vynálezu ozubených kol, která změnila směr osy hřídele z horizontálního na vertikální. Díky převodovému soukolí je možné otáčky za převodovým soukolím přizpůsobit danému účelu. První spolehlivá zmínka o zpřevodovaném vertikálním vodním kole pochází z 1. století př.n.l., které bylo zkonstruováno římským architektem Marcusem Vitruviem Polliem.[15]

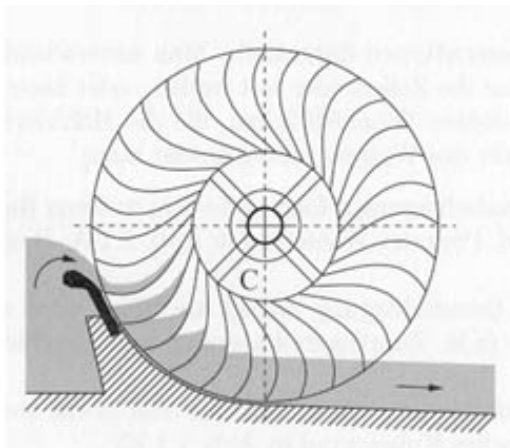
Kola této koncepce jsou vhodná pro nízké spády a velké průtoky. Jednoduchá konstrukce Stríkového hřebenáče pracuje s účinností 20–30 %, kdežto díky složitějšímu tvaru lopatek a vzduť hladiny před kolem, inovované Ponceletovo kolo dosahuje účinnosti 30–65 %.[16]

2.2.3 Vertikální vodní kola se středním nátokem

Třetím typem jsou vertikální vodní kola, na které je voda přiváděna v 1/3 až ve 2/3 jejich průměru. Voda na kolo působí svou kinetickou energií a na rozdíl od předešlých vodních kol částečně i polohovou energií.



Obr. 2.8: Bachovo vodní kolo, převzato z [10]



Obr. 2.9: Zuppingerovo vodní kolo s přepadem, převzato z [10]

Vodní kola se středním nátokem mají při stejném spádu větší průměr než vodní kola s horním nátokem, tudíž na hřídel přenášejí vyšší točivý moment a mají nižší otáčky.

Představitelem této koncepce je například Zuppingerovo kolo s přepadem, které má některé společné znaky s lopatníky. Dále Bachovo kolo, kde lopatky nahrazují korečky, ve kterých voda předává svou polohovou energii.

Zatímco Zuppingerovo kolo s přepadem zpracovává energii vody s účinností okolo 70 %, Bachovo kolo může dosáhnout maximální účinnosti až 85 %.

2.2.4 Vertikální vodní kola s horním nátokem

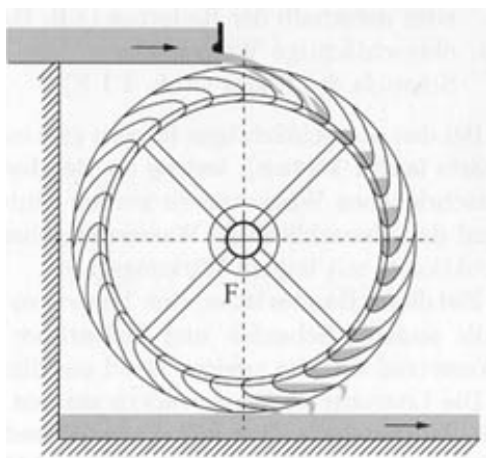
Posledním zástupcem vodních kol jsou vodní kola s horním nátokem, která zpracovávají převážně polohovou energii vody a kinetickou jen minimálně. Jsou umístěna nad spodní hladinou, aby nebyla jejich účinnost ovlivněna broděním.

Tato kola se dále dělí podle smyslu otáčení na kola s normálním chodem a obráceným chodem.

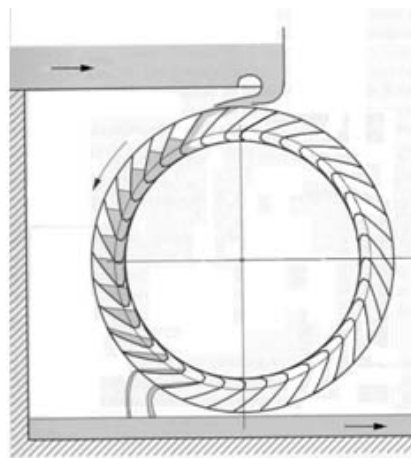
Vodní kolo s obráceným chodem má oproti klasickému tu výhodu, že při zvýšení spodní hladiny neztrácí broděním tolik energie, protože se otáčí ve stejném smyslu, ve kterém proudí spodní hladina.

Vodní kola, na něž dopadá voda shora, mohou využívat vyšší spády než kola předešlá, avšak tato koncepce vodních kol byla stavěna tak, že průměr kola odpovídal spádu, tudíž jsou limitována z hlediska výrobních nákladů. V historii se tato kola vyráběla až do průměru 12 m, avšak v dnešní době je takovýto spád výhodnější zpracovat malou turbínou. Problémem kol s horním nátokem je konstrukce složitého kanálu přivádějící vodu nad vrchol vodního kola.

Kola s horním nátokem jsou kvůli velikosti korečků vhodné spíše pro menší průtoky a v rámci vodních kol pro velké spády.[10]



Obr. 2.10: Vodní kolo s horním nátokem a normálním chodem, převzato z [10]



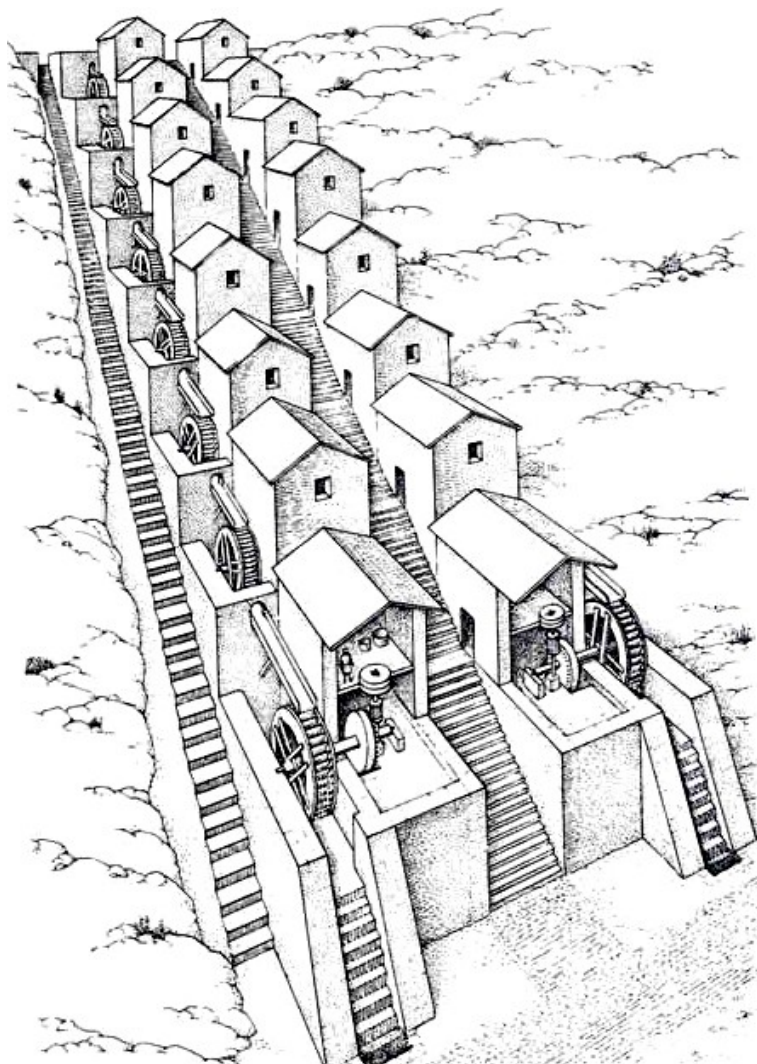
Obr. 2.11: Vodní kolo s horním nátokem a obráceným chodem, převzato z [10]

Tento typ vodního kola se jako první začal používat v Číně, odkud se v 1. či 2. stol. n.l. rozšířil do Říma. I přes velkou přizpůsobivost kola na časově proměnné podmínky průtoku, své masové rozšíření tento typ kola prodělal až v období středověku v západní Evropě. Ve 13. století začala být kola s horním nátokem vody běžnější než Lopatníky.[13][17]

Vodní kola s horním a středním nátokem vody byla z hlediska účinnosti velkým krokem vpřed díky využití polohové energie vody. Účinnost vodního kola s horním nátokem vody je v dnešní době až 86 %.[16]

Zajímavou stavbou využívající tento typ kola byl mlýn ve městě Barbegal ve Francii, kde bylo za sebou kaskádově umístěno 16 vodních kol s horním nátokem, každé o průměru 2 m (viz obr.2.12). [13]

První vodní mlýn na našem území byl v postaven v roce 718, a zároveň to byl první mlýn ve střední Evropě.



Obr. 2.12: Nákres kaskádového použití vodních kol, převzato z [11]

Na konci 19. století se díky industrializaci začala vodní energie používat pro výrobu elektrické energie. Dlouhou dobu se kola držela ustálené koncepce, která vycházela z výsledků praxe. Později byla zdokonalována prací vědeckých pracovníků a inženýrů podle zákonů hydrodynamiky a konstrukčními výpočty. I tak můžeme považovat za konec jejich vývoje přelom 19. a 20. století, kdy byla jejich účinnost až 85 %.[18]

Typickým znakem pro všechna vodní kola je fakt, že průměr, rozměry korečků a tvary lopatek se odvíjí od velikosti spádu, a šířka kola je závislá pouze na průtoku, proto je přepočítání na jiné kolo při změně průtoku mnohem jednodušší než u turbíny.[18]

2.3 Vírová turbína

Potenciál velkých toků je v České Republice víceméně vyčerpán, proto se výzkum zaměřuje na turbíny schopné zpracovat nízký spád. Pro nízké a velmi nízké spády byly dříve používány Kaplanovy turbíny, ty jsou však velice komplikované a při nízkých spádech mají nízkou účinnost. Proto v roce 1999 přišel tým Prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. s novou myšlenkou.

Jedná se o axiální přetlakovou turbínu vycházející z Kaplanovy turbíny. Kaplanova turbína je však navrhována s důrazem na eliminaci nebo minimalizování druhého členu v Eulerově rovnici (2.1) [19] pro maximalizaci hodnoty levé strany rovnice, tudíž na oběžné kolo vstupuje rozrotovaný proud vody, který po průchodu oběžným kolem již nemá rotaci.

$$\eta_t \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (2.1)$$

kde η_t [-] je účinnost stroje, g [$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$] je gravitační zrychlení, H [m] je spád, u_1 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je unášivá rychlost před oběžným kolem, c_{u1} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je průmět relativní rychlosti do směru unášivé složky před oběžným kolem, u_2 [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je unášivá rychlost za oběžným kolem a c_{u2} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je průmět relativní rychlosti do směru unášivé složky za oběžným kolem.

Pro případ Kaplanovy turbíny vypadá Eulerova rovnice následovně:

$$\eta_t \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} \quad (2.2)$$

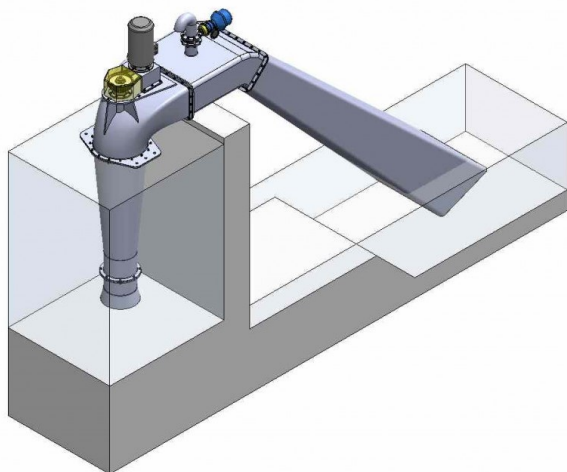
U vírové turbíny bylo přistupováno jinak. Byl minimalizován první člen rovnice, což znamená, že voda vstupuje do turbíny se zanedbatelnou složkou rotace c_{u1} , jak je tomu v rovnici (2.3), a vystupuje s rotací vody proti směru rotace oběžného kola. Díky rotaci kapaliny za oběžným kolem kapalina lépe přiléhá ke stěnám v savce, a není proto tolik citlivá na odtržení mezní vrstvy.

Turbína má vysoké provozní otáčky, takže je možné využít generátor bez převodovky.

$$\eta_t \cdot g \cdot H = -u_2 \cdot c_{u2} \quad (2.3)$$

U Kaplanovy turbíny je před oběžné lopatky turbíny potřeba zařadit rozvaděč, jehož rozváděcí lopatky rozrotují proud vody. Rozvaděč je komplikovaná a nákladná součást turbíny, tudíž jeho absence u vírové turbíny přináší velkou úsporu nákladů.

První prototyp vírové turbíny byl dvoulopatkový, díky čemuž měl velkou hltnost. Byl testován pro spád 2,5 m, přičemž vykazoval účinnost 86 %, což je pro nízký spád více, než mají ostatní turbíny.



Obr. 2.13: Násoskové provedení vírové turbíny, převzato z [20]

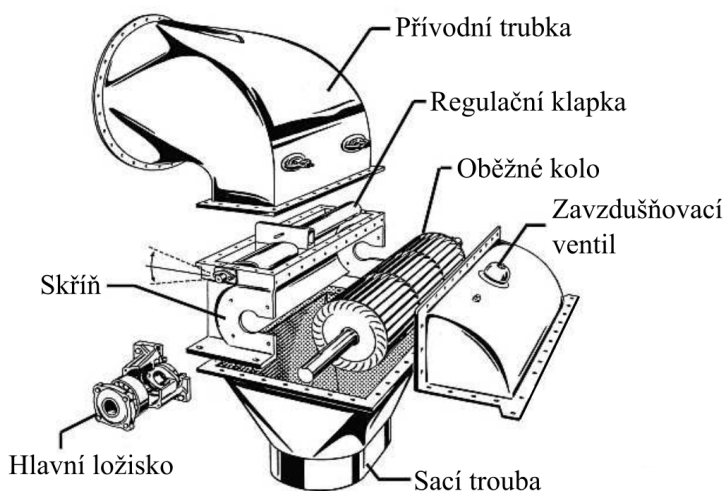


Obr. 2.14: Oběžné kolo vírové turbíny, převzato z [21]

Vírová turbína se konstruuje ve dvou provedeních – v přímoproudém zapojení nebo v násoskovém provedení.

2.4 Bánkiho turbína

Bánkiho turbína byla vynalezena maďarským profesorem Donátem Bánkim roku 1918. Jedná se o specifickou rovnotlakou turbínu. Je to turbína s parciálním vtokem, což znamená, že voda vtéká do oběžného kola jen z části jeho obvodu, stejně jako u vodních kol. Oběžné lopatky jsou tvořeny z desek tvaru oblouku a jsou umístěny mezi kotouči. Zde je zřejmá podobnost s vodním kolem, avšak u Bánkiho turbíny voda oběžnému kolu předává kinetickou energii jak při vstupu, tak při výstupu.



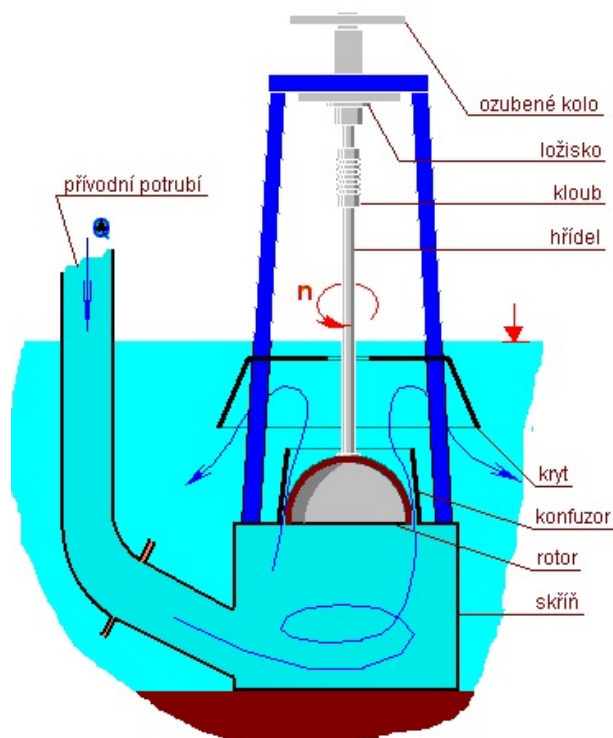
Obr. 2.15: Schematické zobrazení bánkiho turbíny, překresleno z [22]

Bánkiho turbína je konstruována jako horizontální příčně protékající. První průtok lopatkováním oběžného kola turbíny je přetlakový, kdežto druhý průtok lopatkováním je rovnotlaký. Bánkiho turbína je použitelná v rozsahu spádů 2 až 30 metrů a průtoku od $0,02$ do $2 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Účinnost Bánkiho turbíny je 78 až 84 %. Na obrázku č. 2.15 je zakresleno schéma Bánkiho turbíny.

Průtok oběžným kolem reguluje klapka umístěná ve skříni turbíny. Průchodem vody kolem klapky se energie vody transformuje z potenciální na kinetickou. Voda je přiváděna tangenciálně na oběžné kolo, jehož lopatky změni směr proudu tekutiny, čímž projde pod hřídelem a vykoná další práci při druhém průchodu lopatkami. Oběžné kolo je po celém obvodu osazeno 24 až 36 lopatkami. Prvním průtokem oběžného kola voda předá 79 %, a při druhém průtoku 21 % celkového výkonu turbíny. Oběžné kolo je zavzdušněné a není zde nutné použití savky. Pokud se savka využije, má stejný tvar jako potrubí na vstupu k oběžnému kolu. Savka zvyšuje užitečný spád, a tím i výkon turbíny.[23]

2.5 Vodní turbína SETUR

Turbína s názvem SETUR není zmíněna jako možná varianta výroby, ale je jediná varianta, která je komerčně nabízena pro zadané parametry. Jedná se o bezlopatkový vodní stroj pracující na principu hydrodynamického paradoxu, kdy se ve výtokovém konfuzoru odvaluje rotační těleso.



Obr. 2.16: Schematické zobrazení turbíny SETUR, převzato z [24]

Do válcové nádoby je tangenciálně přiváděna voda, která při průchodu mezi rotačním tělesem a stěnou způsobuje lokální snížení tlaku, a tím přitlačení rotačního tělesa ke stěně. Tangenciální přívod podporuje prouděním rotaci tělesa a síla přitlačení tělesa ke stěně se s rychlostí proudění zvětšuje. Díky přitlačné síle a rotaci se těleso odvaluje

a rotační pohyb přenáší pružným hřídelem do generátoru. Pro omezení prokluzu může být těleso a stěna opatřena ozubením, čímž těleso funguje stejně jako satelit v planetové převodovce.

Účinnost je udávána 40 až 75 % podle provedení stroje. Tento typ stroje se používá pro návrhový průtok, avšak je vhodný pro vyšší spád.

Turbína byla vynalezena Ing. Miroslavem Sedláčkem, a systém je patentově chráněn ve většině průmyslových zemích světa.[24]

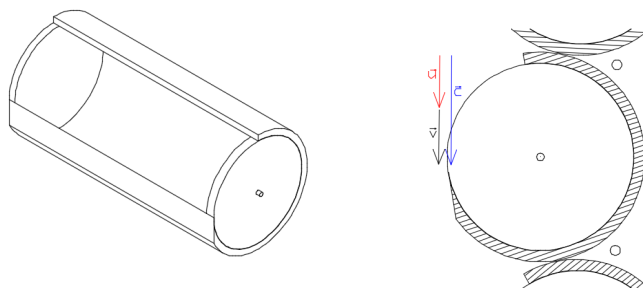
3 Konstrukce

Po průzkumu trhu a možností je zřejmé, že pro zadané parametry se přímo nehodí žádná komerčně vyráběná vodní turbína, proto je nutné jistá optimalizace toho nejvhodnějšího stroje z výběru. Jako nejvhodnější z výběru se jeví vodní kolo s horním nátokem paprsku vody, avšak tyto oběžná kola jsou stavěna s preferencí využití potenciální energie vody, tudíž se jejich průměr odvíjí přímo od spádu. Tato změna průměru není pro námi zadaný mobilní zdroj vhodná, proto je nutné zamyslet se nad konstrukcí oběžného kola, které není tolik závislé na spádu.

Jak již bylo uvedeno v kapitole Vodní kolo, lopatkování vodních kol s horním nátokem bylo uzpůsobeno spíše s ohledem na využití místa, a tím i největší možnou zpracovanou hmotnost vody. Naopak u vodního kola nazývajícím se *stříkový hřebenač*, je lopatkování přizpůsobeno pro využití pouze kinetické energie vody. Je tedy nutné zamyslet se nad konstrukcí korečků, které využijí obě tyto složky energie – při dopadu na koreček i po dobu ulpění v korečku.

Tvar korečku tedy musí vychýlit vodní paprsek nejlépe o 180° , aby byla využita všechna jeho kinetická energie, ale zároveň musí mít takový tvar, aby dokázal uchovat co nejvíce vody po co nejdelší dobu.

Jako vhodný a dostupný tvar se jeví jednoduchý koreček válcového tvaru se seříznutou ostrou vstupní hranou. Koreček je vyroben z trubky, ze které je podélně vyříznuto 90° materiálu a jedna hrana je seříznuta do ostrého úhlu pro zajištění bezrázového vstupu vodního paprsku.

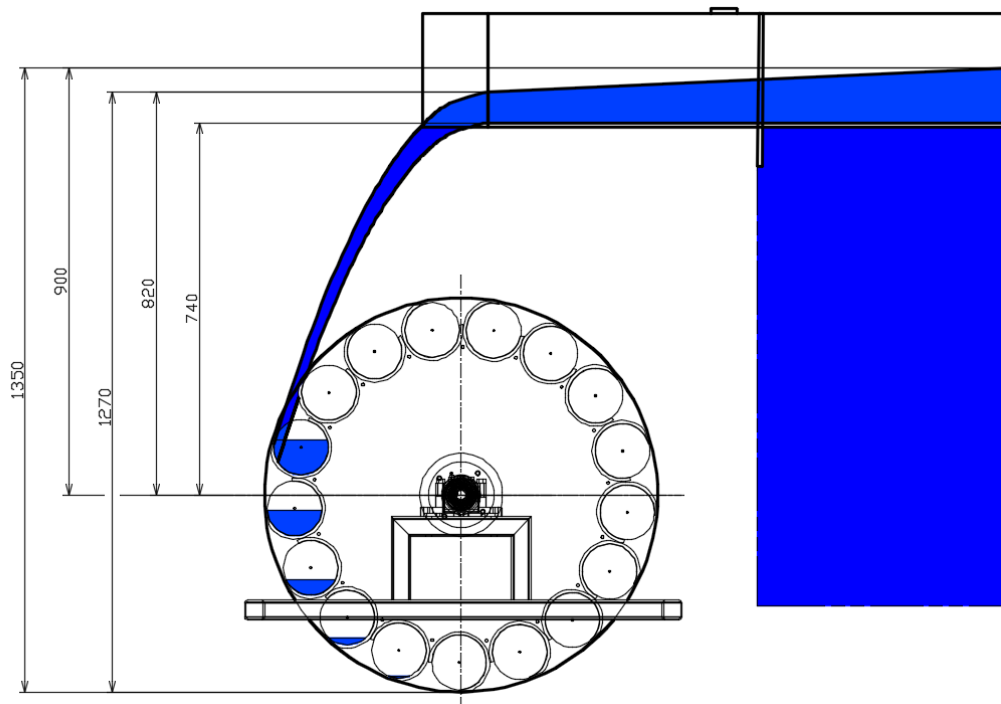


Obr. 3.1: Znázornění tvaru korečku a rychlostního trojúhelníku

kde \vec{c} [$m \cdot s^{-1}$] je absolutní rychlost vodního paprsku, \vec{v} [$m \cdot s^{-1}$] je relativní rychlost vodního paprsku oproti oběžnému kolu a \vec{u} [$m \cdot s^{-1}$] je unášivá rychlost oběžného kola.

Po vstupu vodního paprsku do korečku je, za optimálních otáček stroje, paprsek otočen o 180° a voda zde zůstává až do vylití v místě nejnižšího bodu oběžného kola.

Na obrázku č. 3.2 je znázorněno konstrukční řešení oběžného kola společně se žlabem a výškami, které jsou dále použity pro další výpočty.



Obr. 3.2: Znárodnění oběžného kola se žlabem

3.1 Volba materiálu oběžného kola a žlabu

Pro výrobu oběžného kola a žlabu byl zvolen materiál PVC-U (neměkčený polyvinylchlorid), mezi jehož výhody patří dobrá obrobiteľnosť, zdravotní nezávadnosť, jednoduché spojování pomocí lepení a není nutné jej povrchově upravovat pro zabezpečení stálosti. Jeho nižší mez kluzu $\sigma_k=80$ MPa je nutné zohľadnit v návrhu a konstrukci oběžného kola náležitě dimenzovat.

Pro sériovou výrobu by bylo pravděpodobně vhodné využít kovové materiály (např. hliník). Z hlediska materiálu by byla výroba pravděpodobně levnější a konstrukce by byla lehčí, avšak vyžadovala by složitější dílenské práce. Poněvadž se však jedná o model, není cena materiálu jediným aspektem výběru, ale hraje zde roli například možnost dodatečného rozebrání a případné úpravy modelu.

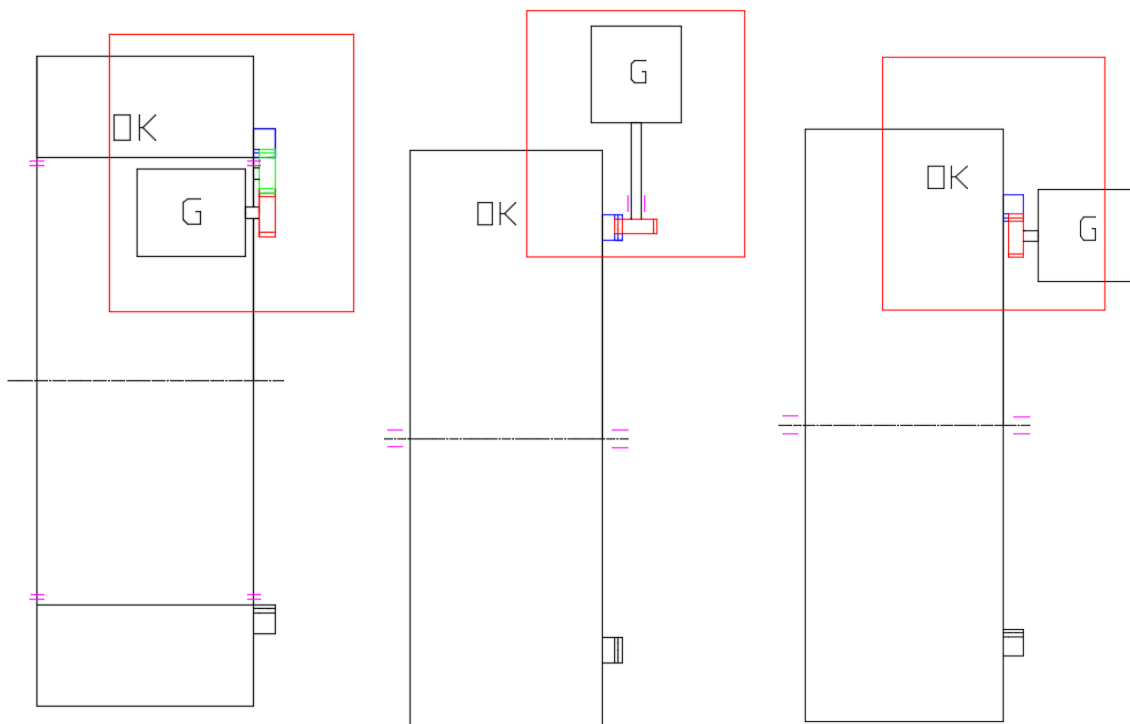
3.2 Volba převodu

Z důvodu velmi nízkých otáček oběžného kola je nutné mezi oběžné kolo a generátor zařadit převod. Navrhovaný generátor má jmenovité otáčky $500 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$. V úvahu připadá realizace převodu ozubeným soukolím, klínovým nebo ozubeným řemenem.

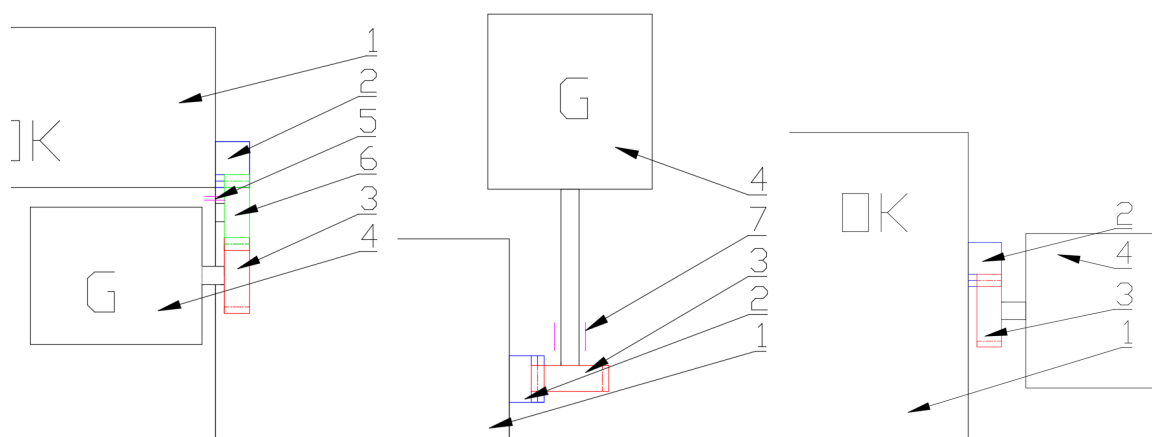
Převod řemenem by se kvůli vysokému převodovému poměru musel realizovat dvěma stupni, čímž by se zvýšily ztráty a pravděpodobně by řemenice měly velkou osovou vzdálenost, což se nehodí pro mobilní zdroj energie.

Převod ozubeným soukolím se nabízí jako optimální řešení i z hlediska mobilního řešení, kdy na oběžné kolo bude připevněn ozubený věnec, který přenáší moment na pastorek generátoru.

Je možné použít věnec s vnitřním nebo bočním ozubením, čímž se změní směr osy hřídele dle schématu 3.3. Ozubené soukolí musí být mazané a chráněné proti vodě, proto je nutné věnec opatřit krytem.



Obr. 3.3: Varianty A, B a C uspořádání oběžného kola a generátoru



Obr. 3.4: Detaily variant ozubení

kde pozice 1 je oběžné kolo, pozice 2 je ozubený věnec, pozice 3 je pastorek generátoru, pozice 4 je generátor, pozice 5 je kluzné ložisko, pozice 6 je ozubené kolo a pozice 7 je ložisko hřídele generátoru.

Varianta A, kde je generátor umístěn v prázdném prostoru uvnitř oběžného kola, nejvíce odpovídá mobilnímu zařízení a ozubení lze schovat celé pod kryt. Bylo by však nutné

zvětšit vzdálenost mezi osou generátoru a korečky oběžného kola, aby se do prostoru uvnitř kola generátor vešel. Dále je nutné oběžné kolo umístit na kluzných ložiskách (pozice 5), aby rotovala pouze část kola s korečky, což by zvýšilo složitost a také náklady.

Varianty *B* a *C* jsou konstrukčně podobné a liší se takřka pouze ve zvoleném ozubeném věnci. U varianty *B* je použit věnec s bočním ozubením, který mění směr os hřídelů oběžného kola a generátoru o 90°, ale generátor je kvůli svému umístění více ohrožen rozstříkující vodou než u varianty *C*. Ložiska, ve kterých je hřídel uložen, je třeba dimenzovat s ohledem na axiální sílu, kterou generuje tento typ soukolí. U varianty *B* je také nutno použít mezihřídel, který zvětší vzdálenost mezi pastorkem a generátorem tak, aby generátor nezasahoval do oběžného kola.

U varianty *C* se směr os hřídelů nemění a celý věnec lze z celé části schovat pod kryt. Při použití vnitřního ozubení s přímými zuby není generována axiální síla.

Pro všechny tři varianty lze použít ozubené soukolí, běžně prodávané jako náhradní díl pro stavební míchačky. Potřebný díl slouží k pohonu bubnu míchačky od motoru a jeho převodový poměr je nabízen v rozmezí 11–13. Otáčky oběžného kola lze tedy určit dle vztahu:

$$n_1 = \frac{n_2}{i} = \frac{500}{60 \cdot 12} = 0,694 \text{ s}^{-1} \doteq 41,67 \text{ min}^{-1} \quad (3.1)$$

kde i [-] je návrhový převodový poměr a n_2 [s^{-1}] je hodnota otáček generátoru.

Z hlediska účinnosti i rozměrů generátoru by bylo vhodné použít generátor s vyššími jmenovitými otáčkami. Navýšením otáček by se však navýšil i převodový poměr, při kterém by vznikaly vyšší ztráty, tudíž by se celková účinnost stroje pravděpodobně nezvýšila. Navíc by převodové soukolí s tak vysokým převodovým poměrem pravděpodobně nebylo běžně k dostání.

3.3 Výpočet žlabu

Pro výpočet žlabu je vycházeno z průtoku Q , na který je navrhováno oběžné kolo. Tento průtok Q je předpokládán jako $201 \cdot \text{s}^{-1}$. v rámci návrhu byla výška hladiny ve žlabu počítána pomocí Chézyho rovnice [25], jejíž předpokladem jsou prizmatická koryta s nekonečnou délkou, avšak vzhledem k malému sklonu žlabu a jeho velké délce by mělo být na jeho konci proudění již plně vyvinuté, proto lze tuto rovnici použít:

$$Q_v = \frac{1}{n_v} \cdot R_v^{\frac{2}{3}} \cdot i_v^{\frac{1}{2}} \cdot S_v \quad (3.2)$$

kde n_v [1] je součinitel drsnosti materiálu žlabu, R_v [m] je poměr průtočného průřezu S_v [m^2] a omočeného obvodu O_v [m] a i_v [1] je sklon žlabu.

Součinitel drsnosti povrchu n_v je volen $n_v=0,01$ pro materiál skla, který je podobný zvolenému PVC-U. Dále je nutné počítat s hodnotou světlé šířky žlabu b_v , ta by měla být

shodná se světlou šířkou korečků oběžného kola, kterou však lze získat až výpočtem (3.27). Je nutné tedy tento vztah počítat přednostně. S ohledem na rezervu pro měření vyšších průtoků v modelovém případě, a také na tloušťku paprsku, bylo určeno $b=b_v = 252$ mm. Následujícím vztahem je tedy možné určit průtočný průřez:

$$S_v = b_v \cdot y_v \quad (3.3)$$

kde b_v [m] je šířka žlabu a y_v je výška hladiny.

Následující vztah určuje omočený obvod žlabu:

$$O_v = 2 \cdot y_v + b_v \quad (3.4)$$

Poměr průtočného průřezu a omočeného obvodu R_v lze vypočítat následujícím vztahem:

$$R_v = \frac{S_v}{O_v} \quad (3.5)$$

Pro nalezení výšky hladiny y_v ve žlabu jsou do vztahu (3.2) dosazeny vztahy pro průtočný průřez (3.3) a omočený obvod (3.4).

$$Q_v = \frac{1}{n_v} \cdot \left(\frac{b_v \cdot y_v}{2 \cdot y_v + b_v} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot i_v^{\frac{1}{2}} \cdot (b_v \cdot y_v) = \frac{1}{n_v} \cdot \left(\frac{b_v \cdot y_v}{2 \cdot y_v + b_v} \right)^{\frac{2}{3}} \cdot i_v^{\frac{1}{2}} \cdot (b_v \cdot y_v) \quad (3.6)$$

Pro zjištění hodnoty výšky hladiny y_v je nejjednodušší použití iteračního řešení. Po několika iteracích se řešení ustálí na hodnotě 0,06516 m. Při známé výšce hladiny ve žlabu pro jmenovitý průtok lze vypočítat výstupní rychlost ze žlabu v_v dle následujícího vztahu:

$$v_v = \frac{Q_v}{S_v} = \frac{Q_v}{b_v \cdot y_v} = \frac{0,02}{0,252 \cdot 0,065} = 1,22 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.7)$$

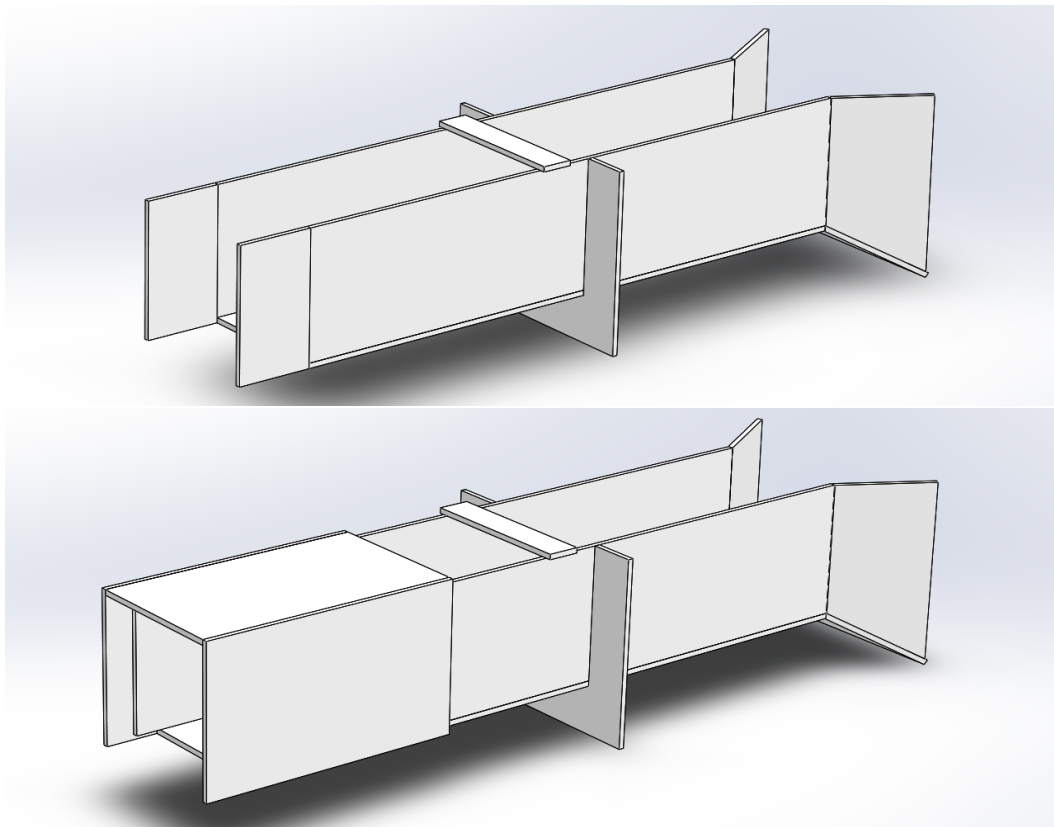
Nakonec lze pomocí Froudeho podobnostního čísla zjistit, zda ve žlabu dochází, z důvodu změny proudění z říčního na bystřinné, k vodnímu skoku. Froudeho číslo je dáno následovně:

$$Fr = \frac{v_v}{\sqrt{g \cdot y_v}} = \frac{1,22}{\sqrt{9,81 \cdot 0,06516}} = 1,526 \quad (3.8)$$

Vzhledem k tomu, že Froudeho číslo na výstupu ze žlabu je vyšší než 1, je na konci žlabu bystřinné proudění, a proto pravděpodobně dojde k vodnímu skoku.[26]

3.4 Konstrukce žlabu

Pro prvotní návrh byl žlab uvažován jako jednoduché koryto obdélníkového průřezu, které má přibližně uprostřed těla kotvící příčku, přes kterou je pomocí šroubů přitlačeno do gumového těsnění na stěně nádrže. Tato varianta by však byla použitelná jen pro případ, kdy je konstantní průtok, protože jak je zřejmé ze vztahu pro instalační vzdálenost (3.14), tato souřadnice závisí na výstupní rychlosti vody ze žlabu (3.7), a tím pádem i na průtoku. Žlab je tedy doplněn o polohovací část na výstupu, díky které lze posouvat počáteční souřadnici x_{ins} tak, aby při různém průtoku byla souřadnice x_{dopad} konstantní.

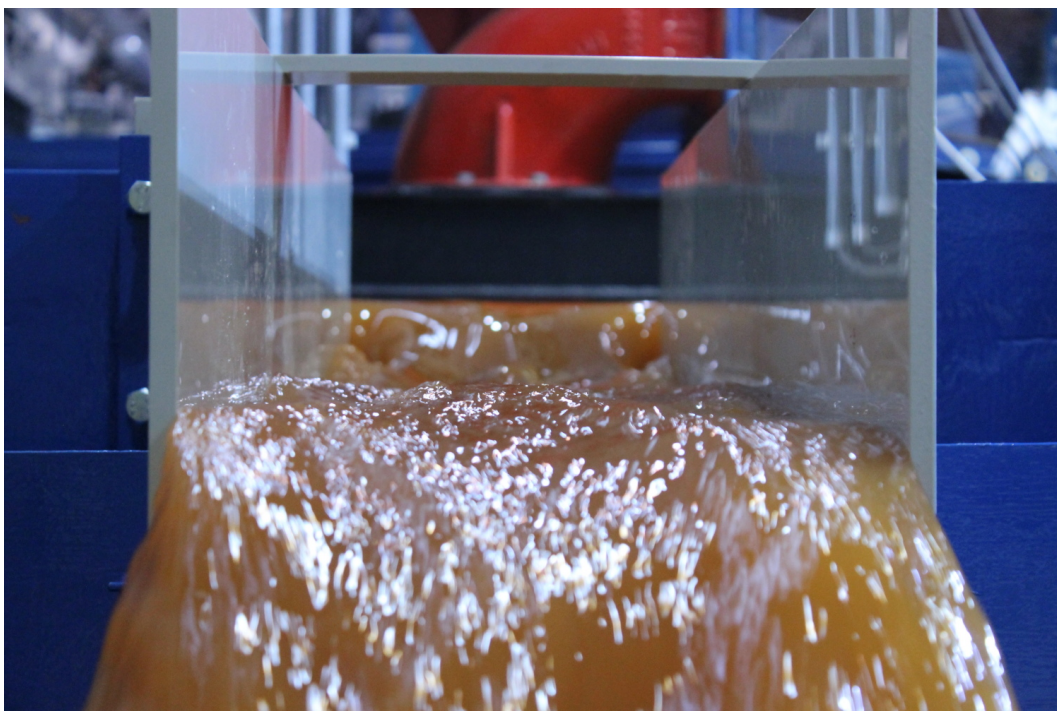


Obr. 3.5: Vizualizace žlabu s polohovací částí

Jinak řečeno, tato polohovací část zajišťuje dopad vodního paprsku tečně na oběžné kolo. Tímto vyvstává problém, kdy pro dosažení ideálního dopadu paprsku na oběžné kolo při proměnném průtoku musí být vysouvací část žlabu ručně posouvána. Tomuto problému lze předejít konstrukcí zařízení, které by touto vysouvací částí posouvalo v závislosti na změně průtoku. Vzhledem k tomu, že průtok je závislý primárně na výšce hladiny v horní nádrži, lze použít k posuvu žlabu právě informaci o této výšce hladiny. Toto zařízení může být elektronicky řízeno, a pracovalo by s informací od snímače výšky hladiny a lineárním motorem posouvat žlabem do požadované souřadnice podle regresní funkce křivky závislosti posuvu žlabu a výšky horní hladiny. Další a jednodušší způsob je mechanismus, který by využíval vztakovou sílu plováku, umístěného na horní hladině. Tuto sílu by přenesl na vysouvací část žlabu a tím by dosáhl správné výchozí souřadnice výstupu žlabu.

Žlab je vyroben svařováním z PVC plátů o tloušťce 14 mm. Na pravém bočním plátu jsou narýsovány přímky pravítka, díky kterým lze vizuálně určit výšku hladinu po délce žlabu.

Po prvním testování žlabu byly zjištěny velké ztráty a zavíření na vtoku do žlabu, které ucpávaly koryto a výrazně snižovaly hladinu na výstupu ze žlabu, a tím pádem i snižovaly průtok (Obr.3.6). Žlab byl na vtoku prodloužen o 15 cm dlouhý konfuzor, který ztrátu snížil.

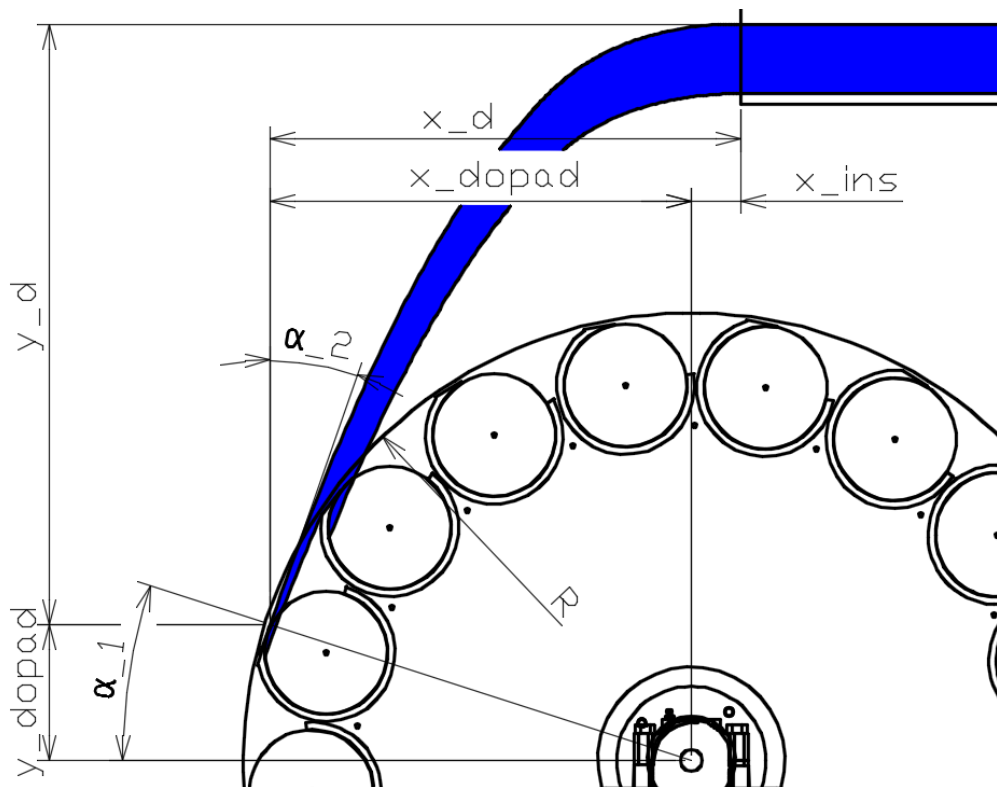


Obr. 3.6: Pokles hladiny kvůli vstupním vírům

3.5 Výpočet paprsku vody

Pro zjednodušení je souřadnice dopadu paprsku vody počítána pomocí vztahu pro vodorovný vrh hmotného bodu, protože sklon žlabu je $0,375^\circ$ a můžeme jej zanedbat. Předpokladem pro užití tohoto vztahu jsou nulové ztráty. Pro výpočet dopadu paprsku vody je možné zvolit dva přístupy.

Prvním přístupem je vykreslení trajektorie vodního paprsku, pomocí rovnic (3.14) a (3.15) pro určitou množinu časů. Za výšku dopadu y_d lze pro výpočet trajektorie dosadit výšku žlabu od osy kola, protože tato hodnota je maximální možnou hodnotou, která může být výškou dopadu. Výška dopadu y_d by se rovnala svislé vzdálenosti žlabu od osy oběžného kola v případě, že by paprsek vody směřoval svisle dolů. Po vykreslení v libovolném grafickém programu lze změřit, jak je nutné žlab posunout, aby vodní paprsek dopadal tečně na oběžné kolo.



Obr. 3.7: Schéma trajektorie vodního paprsku

Druhou variantou je výpočet pomocí goniometrických funkcí, kdy je porovnán vztah pro úhel dopadu vodního paprsku od svislice (3.9) a se vztahem pro úhel místa, dopadu vody na oběžném kole od vodorovné osy (3.10). Tyto dva úhly jsou ekvivalentní, proto je možné je spojit v rovnici (3.11).

$$\alpha_1 = \arctg \left(\frac{v_v}{g \cdot t} \right) \quad (3.9)$$

$$\alpha_2 = \arcsin \left(\frac{H_{osa} \cdot \frac{g \cdot t^2}{2}}{\frac{D}{2}} \right) \quad (3.10)$$

$$\arctg \left(\frac{v_v}{g \cdot t} \right) = \arcsin \left(\frac{H_{osa} \cdot \frac{g \cdot t^2}{2}}{\frac{D}{2}} \right) \quad (3.11)$$

kde v_v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je výstupní rychlost ze žlabu, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je gravitační zrychlení, H_{osa} [m] je svislá vzdálenost hladiny na výstupu ze žlabu a osy oběžného kola, a t [s] je čas dopadu vodního paprsku a D [m] je vnější průměr oběžného kola.

Z rovnice (3.11) je nutné vyjádřit čas dopadu t nebo použít numerický řešitel například v programu MS Excel, který je schopen čas dopadu t vypočítat. Pro tento případ vychází čas dopadu $t=0,373$ s. Pro výpočet dopadového úhlu lze dosadit čas t zpět do rovnice (3.9) nebo (3.10). Dopadový úhel α pak vychází přibližně $18,4^\circ$.

Pro výpočet bodu na oběžném kole, do kterého dopadá vodní paprsek, lze použít goniometrické funkce. Svislá souřadnice y_{dopad} měřená od osy oběžného kola se pak vypočítá vztahem:

$$y_{dopad} = \sin(\alpha_{1,2}) \cdot \frac{D}{2} = \sin(18,4^\circ) \cdot 0,45 = 0,142 \text{ m} \quad (3.12)$$

Vodorovná souřadnice x_{dopad} měřená od osy oběžného kola je dána vztahem:

$$x_{dopad} = \cos(\alpha_{1,2}) \cdot \frac{D}{2} = \cos(18,4^\circ) \cdot 0,45 = 0,427 \text{ m} \quad (3.13)$$

Vzdálenost, kterou voda urazí za čas t je tedy možné vypočítat následovně. Velikost vodorovné souřadnice x_d měřené od výstupní hrany žlabu je dána vztahem:

$$x_d = v_v \cdot t = 1,22 \cdot 0,373 = 0,455 \text{ m} \quad (3.14)$$

Velikost svislé souřadnice y_d , v níž se hmotný bod nachází v čase t od počátku vrhu se určí následujícím vztahem:

$$y_d = \frac{1}{2} \cdot g \cdot t^2 = \frac{1}{2} \cdot 9,81 \cdot 0,373^2 = 0,682 \text{ m} \quad (3.15)$$

Odečtením vodorovné souřadnice dopadu vodního paprsku na oběžném kole (3.13) od vodorovné vzdálenosti dopadu paprsku od výstupní hrany žlabu (3.14) je možné určit instalační souřadnici výstupní hrany žlabu.

$$x_{ins} = x_d - x_{dopad} = 0,455 - 0,427 = 0,028 \text{ m} \quad (3.16)$$

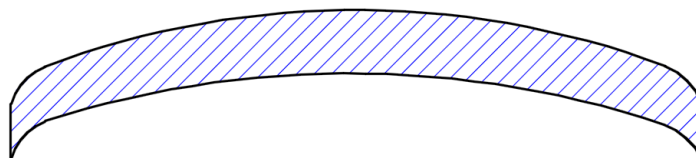
Dále lze z výstupní rychlosti ze žlabu a výšky y_d vypočítat dopadovou rychlost v_d , která je dána následujícím vztahem:

$$v_d = \sqrt{2 \cdot (g \cdot y_d + 0,5 \cdot v_v^2)} = \sqrt{2 \cdot (9,81 \cdot 0,6 + 0,5 \cdot 1,22^2)} = 3,64 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.17)$$

Dopadová rychlost vodního paprsku na oběžné kolo je pro celkovou účinnost důležitou veličinou, proto bude měřením ověřena. Dopadová rychlost paprsku (absolutní rychlost)

se rovná unášivé složce rychlosti oběžného kola v režimu průběžných otáček. V tomto režimu je tedy složka relativní rychlosti dopadu paprsku nulová.

Z praktického měření bylo zjištěno, že při daném průtoku a spádu se paprsek bortí do tvaru zahnutého obdélníku jak je zřejmé z následujícího obrázku. Šířka paprsku se při tomto průtoku mění minimálně, tudíž při zjednodušení dopadajícího paprsku na obdélník je možné pomocí rovnice kontinuity vypočítat jeho tloušťku .



Obr. 3.8: Tvar paprsku

$$h_d = \frac{v_v \cdot y_v}{v_d} = \frac{1,22 \cdot 0,08}{3,64} = 0,0268 \text{ m} = 26,8 \text{ mm} \quad (3.18)$$

3.6 Výpočet oběžného kola

Pro výpočet průměru oběžného kola bylo vycházeno z počáteční podmínky, vypočítané vztahem (3.1) z důvodu, aby otáčky stroje odpovídaly převodovému poměru dostupného převodového soukolí, proto jsou také pro první výpočet voleny otáčky $n_1 = 0,694 \text{ s}^{-1}$, což odpovídá přibližně $41,67 \text{ min}^{-1}$. Průměr oběžného kola lze vypočítat díky známé dopadové rychlosti v_d .

Průměr korečků byl pro tento modelový případ zvolen z dostupných materiálů $d_{k2} = 0,140 \text{ m}$ a vnitřní průměr korečku $d_{k1} = 0,125 \text{ m}$.

Následující vztah určuje velikost obvodové rychlosti u vzhledem k rychlosti dopadající vody v_d dopadající na oběžné kolo:

$$u = \frac{v_d}{2} \quad (3.19)$$

kde v_d [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je rychlost dopadající vody.

Následujícím vztahem je možné z dopadové rychlosti v_d vypočítat otáčky vodního kola:

$$n_1 = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{u}{\frac{D_k}{2}}}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{v_d}{\frac{D_k}{2}}}{2 \cdot \pi} = \frac{v_d}{2 \cdot \pi \cdot D_k} \quad (3.20)$$

kde ω [rad·s⁻¹] je úhlová rychlost vodního kola, u [m·s⁻¹] je unášivá rychlost vodního kola, v_d [m·s⁻¹] je dopadová rychlost vodního paprsku a D_k [m] je roztečná kružnice, na níž leží osa korečků.

Analogicky lze určit hodnotu průběžných otáček pro návrhový průtok, avšak s předpokladem, že unášivá složka dopadové rychlosti u je rovna dopadové rychlosti v_d :

$$n_p = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{u}{\frac{D_k}{2}}}{2 \cdot \pi} = \frac{v_d}{\pi \cdot D_k} = \frac{3,64}{\pi \cdot 0,775} = 1,495 \text{ s}^{-1} = 89,7 \text{ min}^{-1} \quad (3.21)$$

Roztečná kružnice uchycení korečků D_k je dána vztahem:

$$D_k = D - d_{k2} + 2 \cdot \delta_k = D - d_{k2} + (d_{k2} - d_{k1}) = D - d_{k1} \quad (3.22)$$

kde D [m] je průměr bočních disků vodního kola, δ_k [m] je tloušťka stěny korečku, d_{k2} [m] je vnější průměr korečku a d_{k1} [m] je vnitřní průměr korečku.

Vyjádřením velikosti roztečné kružnice korečků D_k ze vztahu (3.20) a spojením se vztahem právě pro velikost roztečné kružnice D_k (3.22), vznikne následující rovnice, ze které lze zjistit průměr oběžného kola D .

$$D - d_{k1} = \frac{v_d}{2 \cdot \pi \cdot n_1} \quad (3.23)$$

$$D = \frac{v_d}{2 \cdot \pi \cdot n_1} + d_{k1} = \frac{3,64}{2 \cdot \pi \cdot 0,694} + 0,125 = 0,960 \text{ m} \quad (3.24)$$

Z důvodu dostupnosti materiálu je voleno $D = 0,9 \text{ m}$, tudíž roztečná kružnice korečků $D_k = 0,775 \text{ m}$, optimální otáčky stroje $n_1 = 0,748 \text{ s}^{-1}$ a optimální převodový poměr, dle vztahu (3.1) $i = 11,1$.

Optimální počet korečků je vypočítán jako podíl obvodu roztečné kružnice korečků a vnějšího průměru korečku. Tento počet korečků n_k je určen tak, aby mezi nimi byla nejmenší možná mezera. Tato mezera se dá úplně eliminovat mírným snížením průměru oběžného kola, avšak aby se vnitřní prostor oběžného kola nezaplňoval vodou a nebrzdil tak jeho rotaci, je nutné nějakou mezera mezi korečky nechat.

$$n_k = \frac{\pi \cdot D_k}{d_{k2}} = 17,39 \approx 17 \quad (3.25)$$

Pro výpočet šířky oběžného kola je možné použít předpokládaný návrhový průtok $Q = 20 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ a předpoklad, že korečky budou naplněny vždy do poloviny. Tento předpoklad může být upřesněn po experimentu.

Teoretické množství vody připadající na jeden koreček, lze vyjádřit podílem požadovaného průtoku a počtu korečků dle následujícího vztahu:

$$V_k = \frac{Q}{n_k} = \frac{0,02}{17} = 0,001176 \text{ m}^3 \quad (3.26)$$

kde $Q [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je návrhový průtok.

Šířka kanálu oběžného kola b je tedy dána vztahem:

$$b = \frac{\pi \cdot d_{k1}^2}{8 \cdot V_k} = \frac{\pi \cdot 0,125^2}{8 \cdot 0,001176} = 0,191 \text{ m} \quad (3.27)$$

Šířka oběžného kola byla u modelu zvětšena na celkových 300 mm, což odpovídá $b = 258 \text{ mm}$, pro vytvoření rezervy pro měření větších průtoků.

Pro srovnání oběžného kola s jinými stroji je vhodné vypočítat specifické otáčky. Ty lze určit dle následujícího vztahu:

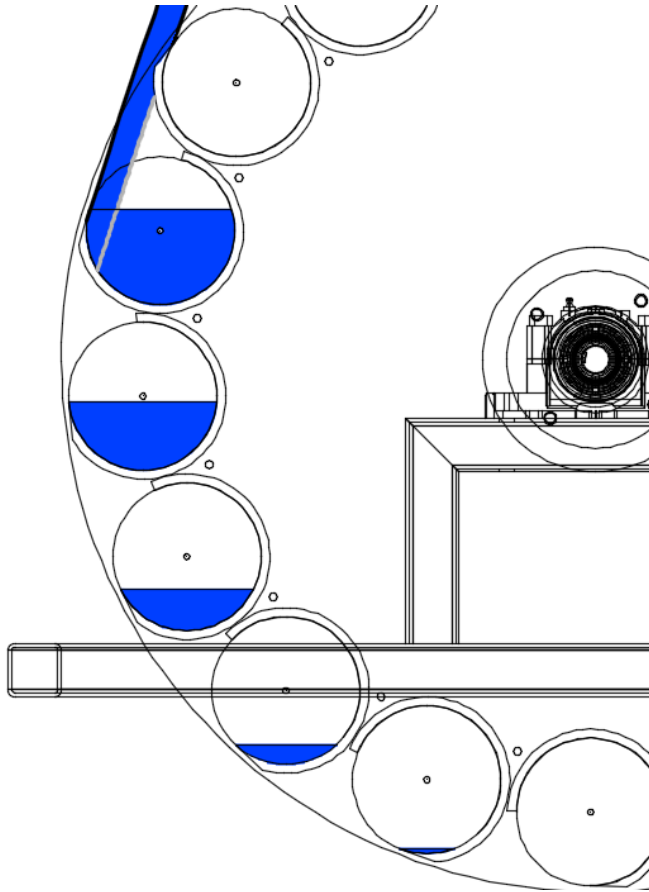
$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n_1}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} = 3,65 \cdot \frac{0,748}{\sqrt{1,35}} \cdot \sqrt{\frac{0,02}{\sqrt{1,35}}} = 18,5 \text{ min}^{-1} \quad (3.28)$$

kde $H [\text{m}]$ je návrhový spád.

3.6.1 Výpočet teoretického výkonu oběžného kola

Za předpokladu, že optimální otáčky stroje odpovídají podmínce, že obvodová rychlost u je polovinou dopadové rychlosti paprsku v_d a zároveň, že v korečku ulpí voda o objemu právě objemu poloviny korečku, pak lze pro výkon stroje využít vztah pro sílu na plochu a gravitační sílu, působící na hmotu vody v korečku. Pro výpočet teoretického výkonu oběžného kola jsou zanedbány mechanické ztráty a elektrické ztráty v generátoru.

Vzhledem k tomu, že voda se během otáčení z korečku kontinuálně vylévá a korečky nemají klidnou hladinu, není možné bez experimentu přesně určit kolik vody v korečcích zůstane. Úloha byla tedy zjednodušena tak, že hmotnost vody, ulpěné v korečcích je počítána za předpokladu, jako by v nich byla vodorovná hladina, jak je zřejmé z obrázku č. 3.9.



Obr. 3.9: Znázornění naplnění korečků

Boční část omočené plochy lze vypočítat odečtením obsahu trojúhelníku od obsahu kruhové výseče dle vztahu:

$$\begin{aligned}
 S_{vk} &= r_k^2 \cdot \arccos\left(\frac{r_k - h}{r_k}\right) - (r_k - h) \cdot \sqrt{r_k^2 - (r_k - h)^2} = \\
 &= 0,0625^2 \cdot \arccos\left(\frac{0,0625 - 0,057}{0,0625}\right) - (0,0625 - 0,057) \cdot \sqrt{0,0625^2 - (0,0625 - 0,057)^2} = \\
 &= 0,0055m \quad (3.29)
 \end{aligned}$$

kde r_k [m] je poloměr korečku a h [m] je výška hladiny v korečku.

Dalším krokem je výpočet momentu, který generují jednotlivé korečky, přičemž délku ramena R_{gk} lze zjistit pomocí goniometrických funkcí nebo přímo z výkresu, stejně jako výšku hladiny h pro předcházející výpočet. Výpočet je uveden pro druhý koreček, a když hladina v korečku sahá pod jeho půlku, pak je výpočet zbývajících korečků analogický. V opačném případě je nutno vypočítat neomočenou plochu boku korečku a odečíst ji od plochy celého boku korečku.

Moment, který generuje gravitační síla vody v korečku je závislá na unášivé rychlosti oběžného kola. Za předpokladu, že kroučící moment se v závislosti na otáčkách oběžného

kola mění lineárně, při nulových otáčkách je maximální a při průběžných otáčkách je nulový, lze vypočítat dle následujícího vztahu:

$$M_{gk} = \sum_{i=1}^{n_{ak}} M_{gki} \quad (3.30)$$

$$\begin{aligned} M_{gk2} &= \frac{n_1}{n_p} \cdot F_{gk2} \cdot R_{gk2} = \frac{n_1}{n_p} \cdot S_{vk2} \cdot b \cdot \rho_v \cdot g \cdot R_{gk2} = \\ &= \frac{0,748}{1,495} \cdot 0,0055 \cdot 0,272 \cdot 998 \cdot 9,81 \cdot 0,381 = 2,64 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (3.31) \end{aligned}$$

kde n_1 [s^{-1}] jsou otáčky oběžného kola, n_p [s^{-1}] jsou otáčky průběžné oběžného kola, n_{ak} [-] je počet aktivních korečků, F_{gki} [N] je gravitační síla pro jednotlivé korečky a R_{gki} [m] je vodorovná vzdálenost od osy oběžného kola nebo-li rameno momentu, b [m] je vnitřní šířka korečku, ρ_v [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota vody, a g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je gravitační zrychlení.

Hodnoty všech aktivních korečků jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Č.korečku	Obsah plochy [m^2]	Rameno síly [m]	Kroutící moment [Nm]
1	0,0083	0,367	3,85
2	0,0055	0,381	2,64
3	0,00284	0,344	1,217
4	0,000982	0,261	0,324
5	0,00014	0,142	0,025
			8,056

Tabulka 3.1: Tabulka vypočtených hodnot momentu od potenciální energie vody

Dalším krokem je odhad výkonu, jenž voda předá oběžnému kolu během dopadu paprsku do korečku. Výkon je počítán z hybnostní rovnice, přičemž je zanedbána gravitační složka výkonu, která představuje rozdíl výšek vstupního a výstupního bodu z korečku. Výstupní absolutní rychlost c_2 se musí rovnat unášivé rychlosti oběžného kola u_2 , aby voda na výstupu nenarážela do sousedních korečků.

$$\begin{aligned} P_c &= \rho_v \cdot Q \cdot \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) = \rho_v \cdot Q \cdot \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right) = \rho_v \cdot Q \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} - \frac{(r_2 \cdot \omega)^2}{2} \right] = \\ &= \rho_v \cdot Q \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} - \frac{(r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1)^2}{2} \right] = 998 \cdot 0,02 \cdot \left[\frac{3,64^2}{2} - \frac{(0,325 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,748)^2}{2} \right] = 108,95 \text{ W} \quad (3.32) \end{aligned}$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je návrhový průtok, c_1 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je vstupní absolutní rychlost, c_2 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je výstupní absolutní rychlost, u_2 [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je unášivá rychlost v místě výstupu z korečku, r_2 [m] je poloměr bodu výstupu z korečku od osy oběžného kola, a ω [$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$] je úhlová rychlost rotace oběžného kola.

Výkon stroje lze vypočítat sečtením výkonů od gravitační síly a od síly od kinetické energie paprsku kapaliny dle následujícího vztahu:

$$P = \sum M_{gk} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 + P_c = 8,056 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,748 + 108,95 = 146,81 \text{ W} \quad (3.33)$$

kde M_{gk} [$\text{N} \cdot \text{m}$] je kroutící moment od potenciální energie vody, P_c [W] je výkon způsobený kinetickou energií vody a n_1 [s^{-1}] jsou otáčky oběžného kola.

Derivací vztahu pro výkon stroje podle otáček lze zjistit, v jakých otáčkách se bude pohybovat maximální účinnost turbíny. Tato hodnota odpovídá přibližně otáčkám $n=0,46 \text{ s}^{-1}$, což je méně než jsou návrhové otáčky, proto bude maximum účinnosti ověřeno měřením. Dále pro výpočet účinnosti je nutné znát celkový výkonový potenciál proudu, ten lze určit z kinetické energie vody na výstupu žlabu a výšky tohoto bodu.

$$P_t = \left(\frac{v_v^2}{2} + g \cdot H_2 \right) \cdot \rho_v \cdot Q = \left(\frac{1,22^2}{2} + 9,81 \cdot 1,24 \right) \cdot 998 \cdot 0,02 = 257,66 \text{ W} \quad (3.34)$$

kde v_v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je střední výstupní rychlost ze žlabu a H_2 [m] je vzdálenost středu výstupního proudu ze žlabu od nejnižšího bodu oběžného kola.

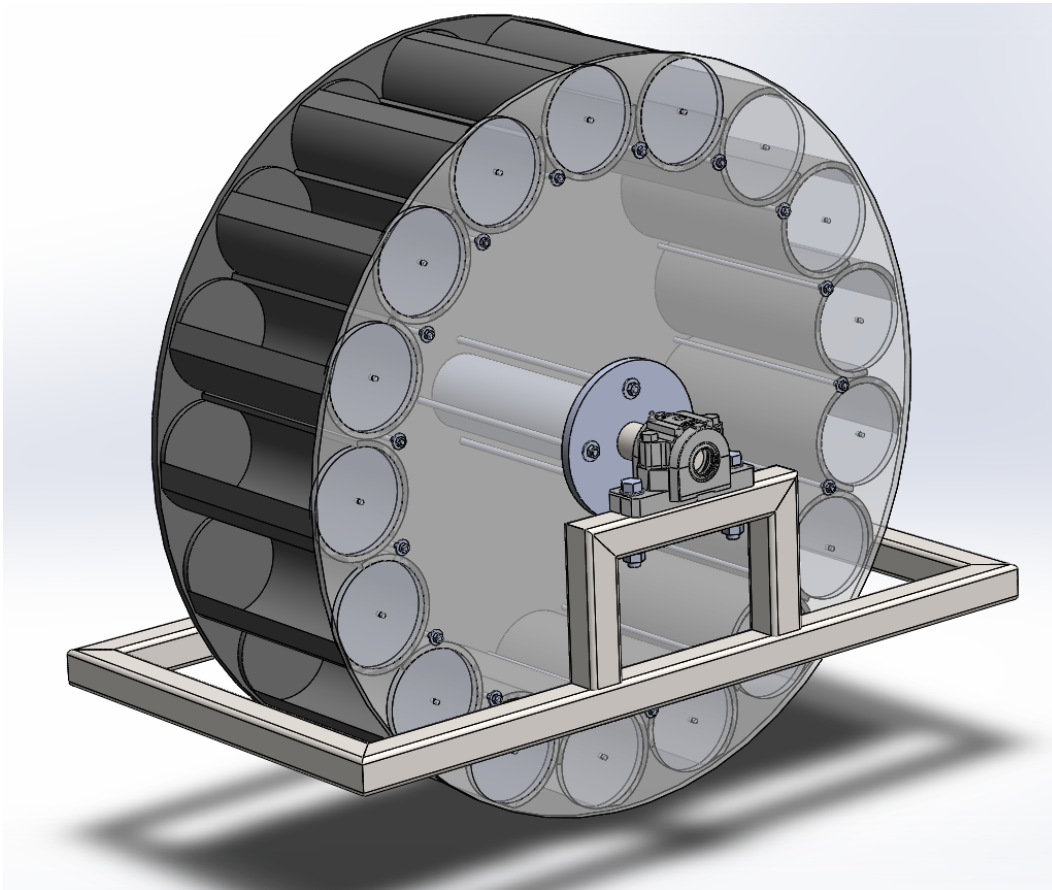
Výsledná teoretická účinnost stroje je zde počítána pro oba případy. Následující vztah určuje hodnotu teoretické účinnosti stroje pro spád rozdílu hladin.

$$\eta_t = \frac{P}{P_t} = \frac{146,81}{257,66} \cdot 100 = 57,98 \% \quad (3.35)$$

kde P [W] je teoretický výkon stroje a P_t [W] je celkový výkonový potenciál proudu.

3.7 Konstrukce oběžného kola

Oběžné kolo je složeno ze dvou disků, mezi které jsou vetknuty korečky. Jedna strana oběžného kola je vyrobena z plexiskla, aby bylo možné sledovat proudění vody v korečkách. Korečky je nutné polohovat, tudíž musí být možné s nimi pohybovat, ale nesmí být samovolně natáčeny od proudu vody.



Obr. 3.10: Vizualizace oběžného kola

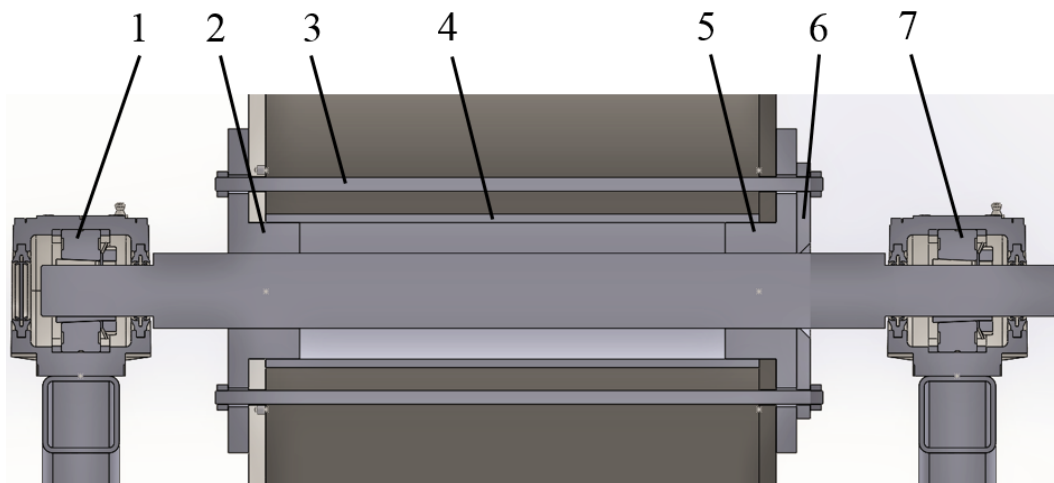
Korečky tedy musí být při provozu zaaretovány. Toto zaaretování je realizováno třením, přičemž normálovou sílu obstarávají závitové tyče, umístěné v prostoru mezi korečky.

První možností, jak uchytit korečky na daném místě, je vyfrézování mezikruží pro každý koreček, o rozměrech odpovídajících rozměrům korečku. Druhou možností je uložení korečku na čepu.

Realizace první možnosti by ušetřila materiál, ale je značně složitější na výrobu. Pro realizaci druhé možnosti je nutné vyrobit zátky kruhového tvaru, které budou vlepěny do okrajů korečku, a v jejich ose bude díra pro čep. Ačkoliv toto řešení je z hlediska množství materiálu dražší na výrobu, je pro menší dílny mnohem jednodušší na výrobu. Je tedy zvoleno řešení druhé – korečky uložené na čepch.

Přenos kroutícího momentu z disků oběžného kola je zajištěn pomocí tření. Disky oběžného kola jsou sevřeny mezi náboj a rozpěrnou trubku, a závitovými tyčemi jsou tyto součásti staženy k sobě. Závitové tyče zároveň zajišťují vyvození dostatečného tření mezi plochou náboje a plochou nákrážku na hřídeli, který je k hřídeli přivařen a je přes něj přenášen kroutící moment. Tento moment je přenášen jen při měření. Při normálním provozu je moment přenášen pomocí ozubení na ploše disku.

Byla použita dvouřadá soudečková naklápěcí ložiska 22207K, která jsou uloženy v ložiskových jednotkách SKF SNL-507-606-30. Použití ložiskových jednotek je pro kusovou výrobu výhodnější, než výroba ložiskového domku s přesným obráběním. V případě



Obr. 3.11: Znáznornění uchycení oběžného kola na hřídel

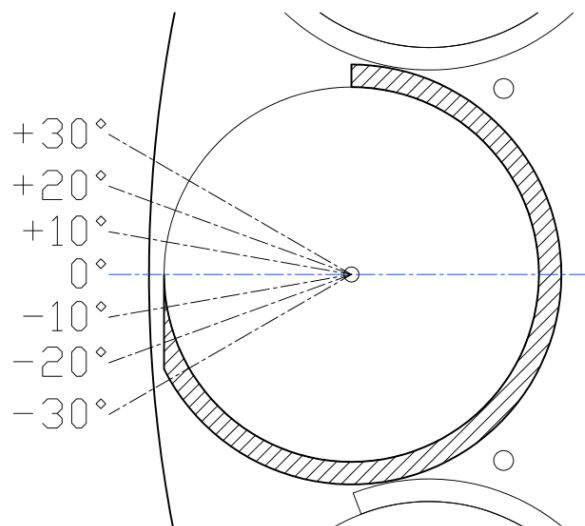
kde pozice 1 a 7 jsou ložiska, pozice 2 a 5 jsou vystředující náboje, pozice 3 je stahovací závitová tyč, pozice 4 je rozpěrná trubka a pozice 6 je nákrůžek, přivařený k hřídeli.

sériové výroby je nutné výrobu ložiskového domku zvážit. Ložiskové jednotky jsou také opatřeny těsněním pro ochranu ložisek proti stříkající vodě. Ložiskové jednotky mají speciálně řešené vymezení vůle mezi ložiskem a hřídelem. Potřebné předpětí je vyvozeno kuželovým pouzdrům, které je maticí tlačeno mezi hřídelem a ložisko. U konvenčního řešení je toto předpětí vyvozováno přesahem mezi hřídelem a ložiskem. Tímto řešením odpadá přesné obrábění ložiskových ploch na hřídeli a následné lisování ložisek.

3.7.1 Natočení korečků

Optimální natočení korečků oběžného kola má kladný vliv na účinnost a správný běh stroje. Hodnotu optimálního natočení lze získat z výpočtu tak, že náběžná hrana korečku bude rovnoběžná s proudem vody. Pro potřeby měření byly na korečcích označeny stupně natočení v rozmezí od -30° do $+30^\circ$ v intervalu 10° . Nulová poloha odpovídá místu, kde je náběžná hrana rovnoběžná s tečnou disku oběžného kola, jak je zřejmé z obrázku č. 3.12.

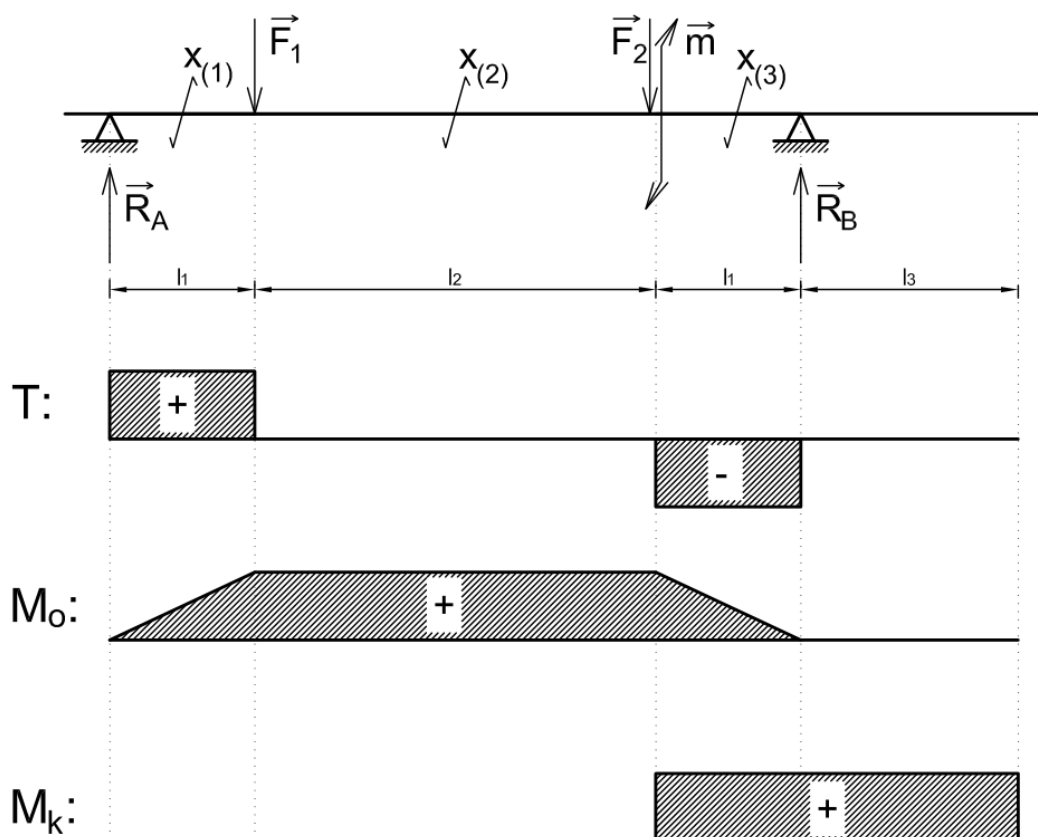
Natočení korečků má vliv nejen na vstup paprsku do korečku, ale také na vylévání vody z korečků. Jsou-li korečky více otevřeny (záporné hodnoty natočení), vylévá se voda z korečků dříve a moment od tíhové síly vody je nižší.



Obr. 3.12: Stupňování polohy korečku

3.8 Výpočet hřídele

Hřídel je vyroben z oceli a při normálním provozu je namáhán pouze ohybovým momentem od hmotnosti oběžného kola a v něm obsažené vody. Hřídel je uložen na obou koncích v ložiskách.



Obr. 3.13: Výsledné vnitřní účinky hřídele

Při variantě, kdy by byl pohon generátoru realizován přes převodový řemen, musel by být hřídel navíc kontrolován na namáhání krutem. Avšak při použití ozubeného soukolí bude ozubený věnec připevněn přímo na tělese oběžného kola, takže hřídel žádný kroutící moment přenášet nebude.

Při testování na zkušebně však bude hřídelem přenášén kroutící moment od oběžného kola na motor s přírubou pro měření kroutícího momentu. Hřídel je kontrolován v místě maxima ohybového momentu na ohyb a krut.

Síly F_1 a F_2 představují uložení oběžného kola na hřídeli a síly R_A a R_B reakce v uložení v ložiskách. Vlastní hmotnost hřídele není ve výpočtu zohledněna.

Oběžné kolo se skládá z tvarově jednoduchých součástí, proto je možné spočítat hmotnost jednotlivých součástek a následně je sečíst. Ale pro zjednodušení byla hmotnost zjištěna z 3D modelu z programu Solidworks. Celková hmotnost je dána následujícími vztahy:

$$m = m_{ok} + m_v \quad (3.36)$$

kde m_{ok} [kg] je hmotnost oběžného kola a m_v [kg] je hmotnost vody v korečkách.

Hmotnost oběžného kola byla zjištěna jako $m=60,53$ kg. Hmotnost vody v oběžném kole je pro jistotu počítána za předpokladu, že je z poloviny zaplněna právě 1/4 korečků. Hmotnost vody je dána následujícím vztahem:

$$m_v = \frac{1}{4} \cdot V_k \cdot \rho_v \cdot n_k = \frac{1}{4} \cdot 0,003166 \cdot 998 \cdot 17 = 6,71 \text{ kg} \quad (3.37)$$

kde V_k [m³] je objem vody, sahající právě do poloviny korečku, ρ_v [kg · m⁻³] je hustota vody a n_k [-] je celkový počet korečků.

Velikost síly od poloviny oběžného kola je rovna následujícímu vztahu:

$$F = F_1 = F_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot g = \frac{1}{2} \cdot 67,24 \cdot 9,81 = 329,82 \text{ N} \quad (3.38)$$

kde m [kg] je hmotnost oběžného kola s vodou, g [m·s⁻²] je gravitační zrychlení.

Díky symetrii jsou si reakce R_A a R_B navzájem rovny a jejich hodnotu je možné získat z momentové rovnováhy:

$$\sum M_A = 0 : R_B \cdot (l_2 + 2 \cdot l_1) - F_2 \cdot (l_2 + l_1) - F_1 \cdot l_1 = 0 \quad (3.39)$$

$$\sum M_B = 0 : R_A \cdot (l_2 + 2 \cdot l_1) - F_1 \cdot (l_2 + l_1) - F_2 \cdot l_1 = 0 \quad (3.40)$$

$$R_A = R_B = \frac{F \cdot (l_2 + l_1) + F \cdot l_1}{l} = \frac{329,82 \cdot (0,296 + 0,107) + 329,82 \cdot 0,107}{0,51} = 329,82 \text{ N} \quad (3.41)$$

Maximum ohybového momentu se nachází v oblasti B (mezi silami F_1 a F_2) a je v tomto intervalu konstantní. Maximum posouvající síly se nachází v oblasti A a C, a v tomto intervalu je také konstantní, jak je zřejmé z rozboru výsledných vnitřních účinků na obrázku č. 3.13.

Následující rovnice představují momenty v řezech napříč hřídelem.

$$M_{o(x1)} = R_A \cdot x \quad (3.42)$$

$$M_{o(x2)} = R_A \cdot (l_1 + x) - F_1 \cdot x \quad (3.43)$$

$$M_{o(x3)} = R_A \cdot (l_1 + l_2 + x) - F_1 \cdot (l_2 + x) - F_2 \cdot x \quad (3.44)$$

$$M_{k(x1)} = 0 \quad (3.45)$$

$$M_{k(x2)} = 0 \quad (3.46)$$

$$M_{k(x3)} = M_k \quad (3.47)$$

Kritická místa při provozu jsou v působistích sil F_1 a F_2 , kde je maximum ohybového momentu a maximum posouvající síly. Navíc je v tomto místě koncentrátor napětí v podobě osazení a hřídel je zde zúžen pro ložiska.

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{w_{o1}} = \frac{R_A \cdot l_1}{\frac{J_{y1}}{\frac{d_1}{2}}} = \frac{R_A \cdot l_1}{\frac{\pi \cdot d_1^4}{64} \cdot \frac{1}{2}} = \frac{R_A \cdot l_1}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} = \frac{329,82 \cdot 0,107}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{32}} = 13,31 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

kde M_{o1} [N·m] je ohybový moment v místě prvního uložení, w_{o1} [m³] je průřezový modul v místě prvního uložení, J_{y1} [m⁴] je kvadratický moment ohybu v místě prvního uložení a d_1 [m] je průměr hřídele v místě prvního uložení.

$$\tau_{S1} = \frac{F_1}{S_1} = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 329,82}{\pi \cdot 0,03^2} = 466 \text{ kPa} \quad (3.49)$$

kde S_1 [m²] je obsah průřezu hřídele v místě prvního uložení.

$$\sigma_{red1} = \sqrt{\sigma_{o1}^2 + 4 \cdot \tau_{S1}^2} = \sqrt{(13,31 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (4,66 \cdot 10^5)^2} = 13,34 \text{ MPa} \quad (3.50)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{o2} &= \frac{M_{o2}}{w_{o2}} = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2) - F_1 \cdot l_2}{\frac{J_{y2}}{d_2}} = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2) - F_1 \cdot l_2}{\frac{\pi \cdot d_2^4}{64}} = \frac{R_A \cdot (l_1 + l_2) - F_1 \cdot l_2}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} = \\ &= \frac{329,82 \cdot (0,107 + 0,296) - 329,82 \cdot 0,296}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{32}} = 13,31 \text{ MPa} \quad (3.51) \end{aligned}$$

kde M_{o2} [N·m] je ohybový moment v místě druhého uložení, w_{o2} [m³] je průřezový modul v místě druhého uložení, J_{y2} [m⁴] je kvadratický moment ohybu v místě druhého uložení a d_2 [m] je průměr hřídele v místě druhého uložení.

$$\tau_{S2} = \frac{F_2}{S_2} = \frac{4 \cdot F_2}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 329,82}{\pi \cdot 0,03^2} = 466 \text{ kPa} \quad (3.52)$$

kde S_2 [m²] je obsah průřezu hřídele v místě druhého uložení.

$$\sigma_{red2} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4 \cdot \tau_{S2}^2} = \sqrt{(13,31 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (4,66 \cdot 10^5)^2} = 13,34 \text{ MPa} \quad (3.53)$$

Nosník je zatížen symetricky, proto mají zatížení stejnou hodnotu.

Kritické místo při testování na zkušebně je v působišti síly F_2 , kde je maximální hodnota ohybového momentu, maximální hodnota posouvající síly, maximální hodnota kroutícího momentu, a zároveň je zde hřídel zúžen pro ložiska.

Následující rovnice představuje napětí od kroutícího momentu.

$$\tau_{k2} = \frac{M_{k2}}{w_{k2}} = \frac{M_k}{\frac{J_{p2}}{d_2}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_2^4}{32}} = \frac{M_k}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} = \frac{31,24}{\frac{\pi \cdot 0,03^3}{16}} = 5,89 \text{ MPa} \quad (3.54)$$

kde M_{k2} [N·m] je kroutící moment v místě druhého uložení, w_{k2} [m³] je průřezový modul v místě druhého uložení a J_{p2} [m⁴] je kvadratický moment krutu v místě druhého uložení.

Napětí od ohybového momentu (3.51) a od posouvající síly (3.52) je shodné s případem zátěže hřídele při provozu. Napětí v tomto místě je počítáno podle podmínky maximálního smykového napětí $max \tau$.

$$\tau_2 = \tau_{k2} + \tau_{S2} = 5,89 \cdot 10^6 + 4,66 \cdot 10^5 = 6,356 \text{ MPa} \quad (3.55)$$

$$\sigma_{red21} = \sqrt{\sigma_{o2}^2 + 4 \cdot \tau_2^2} = \sqrt{(13,31 \cdot 10^6)^2 + 4 \cdot (6,356 \cdot 10^6)^2} = 18,41 \text{ MPa} \quad (3.56)$$

3.8.1 Výpočet pera

Na volném konci hřídele je kroutící moment přenášen přes těsné pero na přírubu dynamometru. Rozměry pera jsou k nalezení ve strojírenských tabulkách a vychází z průměru hřídele.

průměr hřídele d_{pero}	24 mm
šířka pera b_{pero}	8 mm
výška pera t_{pero}	7 mm
hloubka drážky v náboji t_{1pero}	2,9 mm
hloubka drážky v hřídeli t_{2pero}	4,1 mm
poloměr drážky R_{1pero}	0,4 mm
délka pera l_{pero}	20 – 90 mm

Tabulka 3.2: Rozměry těsného pera

Pero je počítáno za předpokladu, že kroutící moment je přenášen bočními plochami pera. Maximální dovolený měrný tlak na bocích pera p_{Dpero} je 105 MPa [27]. Síla na bok pera počítaná z kroutícího momentu je dána vztahem:

$$F_{pero} = \frac{2 \cdot M_k}{d_{pero}} = \frac{2 \cdot 31,24}{0,024} = 2603,33 \text{ N} \quad (3.57)$$

kde M_k [N·m] je celkový kroutící moment.

Dovolený tlak na bok pera je definován vztahem (3.58), z něhož je možné vyjádřit vztah pro minimální délku pera l_{pero} (3.59).

$$p_{Dpero} \geq \frac{F_{pero}}{t_{1pero} \cdot (l_{pero} - b_{pero})} \quad (3.58)$$

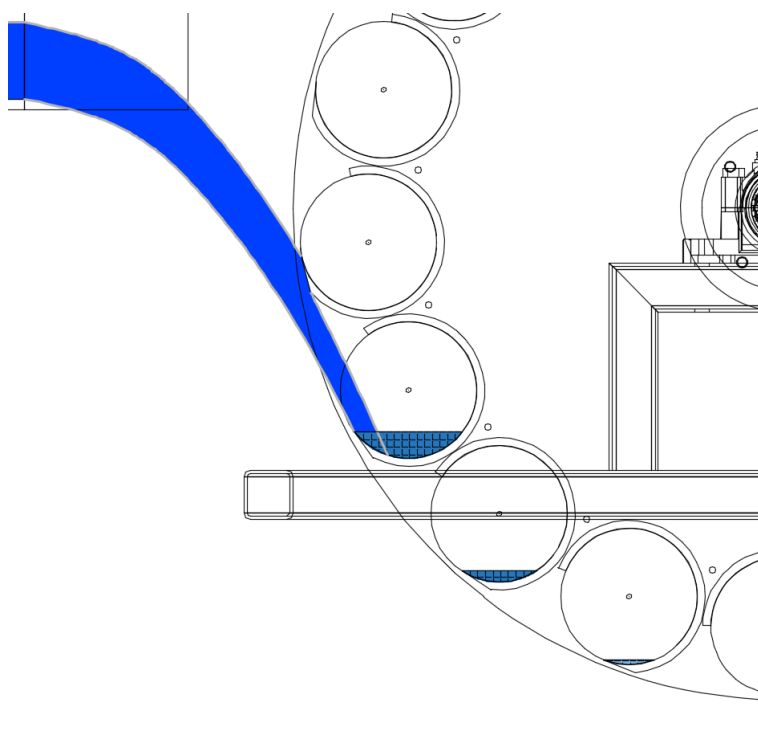
$$l_{min,pero} = \frac{F_{pero}}{t_{1pero} \cdot p_{Dpero}} + b_{pero} = \frac{2603,33}{0,0029 \cdot 105 \cdot 10^6} + 0,008 = 16,55 \text{ mm} \quad (3.59)$$

Realizované pero má kvůli bezpečnosti délku 36 mm. Po dosazení do rovnice pro tlak (3.58) pro tento rozměr vychází tlakové zatížení boku pera p_{pero} na 32,06 MPa.

3.9 Variabilita dané konstrukce

Výhodou koncepce korečků, které mají tvar 3/4 trubky, by měla být jeho variabilita použití. Pro nízké spády je možné kolo použít jako vodní kolo se středním nátokem vody, a naopak u vyšších spádů je možné místo přívodu vody žlabem použít tlakové potrubí, které zabrání rozpadu paprsku před dopadem na lopatky.

Pro demonstraci je v této kapitole uveden výpočet pro stejné oběžné kolo v uspořádání středního nátoku. Žlab modelového případu je umístěn ve výšce 10 cm nad osou kola, tudíž spád počítaný od hladiny v horní nádrži činí $H=68$ cm a spád počítaný od hladiny ve výstupním místě žlabu je přibližně $H_2=60$ cm.



Obr. 3.14: Plnění korečků v uspořádání středního nátoku

Při změně nátoku paprsku na oběžné kolo je nutné změnit vstupní úhel u korečků, aby byl stále rovnoběžný s křivkou dopadajícího paprsku vody. Tento úkon lze provést výpočtem křivky nebo experimentálně, jak je vidět na obrázku č. 3.14. V tomto případě byly korečky pootočený do polohy -10° dle schématu č. 3.12.

Při změně lokality pro turbínu musí být provedena změna převodového soukolí, protože při úpravě spádu H se mění rychlost dopadu paprsku do korečků v_d , tudíž se mění i otáčky oběžného kola n_1 .

Analogicky jako v případě pro horní nátok je nutno vypočítat moment generovaný gravitační silou, která působí na hmotu vody v korečcích. Celý výpočet je možné nalézt v kapitole 3.6.1. Moment, který generuje gravitační síla vody v korečku je počítán v následujícím výpočtu:

$$M_{gk} = \sum_{i=1}^{n_{ak}} M_{gki} = 0,965 N \cdot m \quad (3.60)$$

Rychlost dopadajícího paprsku je vypočítána pomocí vztahu:

$$v_d = \sqrt{2 \cdot (g \cdot H + 0,5v_v^2)} = \sqrt{2 \cdot (9,81 \cdot 0,33 + 0,5 \cdot 1,15^2)} = 2,79 m \cdot s^{-1} \quad (3.61)$$

Otáčky oběžného kola jsou určeny dle vztahu:

$$n_1 = \frac{\omega}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{u}{D_k}}{2 \cdot \pi} = \frac{\frac{v_d}{2}}{2 \cdot \pi} = \frac{v_d}{2 \cdot \pi \cdot D_k} = \frac{2,79}{2 \cdot \pi \cdot 0,775} = 0,59 s^{-1} \doteq 35,5 min^{-1} \quad (3.62)$$

Dalším krokem je odhad výkonu, jenž voda předá oběžnému kolu během dopadu paprsku do korečku. Výkon je počítán z hybnostní rovnice, přičemž je zanedbána gravitační složka výkonu, která představuje rozdíl výšek vstupního a výstupního bodu z korečku. Výstupní absolutní rychlost c_2 se musí rovnat unášivé rychlosti oběžného kola u_2 , aby voda na výstupu nenarážela do sousedních korečků.

$$\begin{aligned} P_c &= \rho_v \cdot Q \cdot \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} \right) = \rho_v \cdot Q \cdot \left(\frac{c_1^2}{2} - \frac{u_2^2}{2} \right) = \rho_v \cdot Q \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} - \frac{(r_2 \cdot \omega)^2}{2} \right] = \\ &= \rho_v \cdot Q \cdot \left[\frac{c_1^2}{2} - \frac{(r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1)^2}{2} \right] = 998 \cdot 0,02 \cdot \left[\frac{2,79^2}{2} - \frac{(0,325 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,59)^2}{2} \right] = 63,2 W \end{aligned} \quad (3.63)$$

kde Q [$m^3 \cdot s^{-1}$] je návrhový průtok, c_1 [$m \cdot s^{-1}$] je vstupní absolutní rychlost, c_2 [$m \cdot s^{-1}$] je výstupní absolutní rychlost, u_2 [$m \cdot s^{-1}$] je unášivá rychlost v místě výstupu z korečku, r_2 [m] je poloměr bodu výstupu z korečku od osy oběžného kola, a ω [$rad \cdot s^{-1}$] je úhlová rychlost rotace oběžného kola.

Výkon stroje lze vypočítat sečtením výkonů od gravitační síly a od síly od kinetické energie paprsku kapaliny dle následujícího vztahu:

$$P = M_{gk} \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 + P_c = 0,965 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,59 + 63,2 = 66,78 W \quad (3.64)$$

kde M_{gk} [N·m] je kroučící moment od potenciální energie vody, P_c [W] je výkon způsobený kinetickou energií vody a n_1 [s^{-1}] jsou otáčky oběžného kola.

$$P_t = \left(\frac{v_v^2}{2} + g \cdot H_2 \right) \cdot \rho_v \cdot Q = \left(\frac{1,22^2}{2} + 9,81 \cdot 0,57 \right) \cdot 998 \cdot 0,02 = 126,46 \text{ W} \quad (3.65)$$

kde v_v [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je střední výstupní rychlost ze žlabu a H_2 [m] je vzdálenost středu výstupního proudu ze žlabu od nejnižšího bodu oběžného kola.

Výsledná teoretická účinnost stroje je zde počítána pro oba případy. Následující vztah určuje hodnotu teoretické účinnosti stroje pro spád rozdílu hladin.

$$\eta_t = \frac{P}{P_t} = \frac{66,78}{126,46} \cdot 100 = 52,8 \% \quad (3.66)$$

kde P [W] je teoretický výkon stroje a P_t [W] je celkový výkonový potenciál proudu.

4 Cenová kalkulace

Náklady na materiál by během procesu výroby zaznamenávány a náklady na práci byly odhadnuty podle času potřebného na výrobu. Na základě těchto nákladů byla vytvořena následující tabulka. Dále je nutné připočítat náklady na instalaci na místě a náklady na generátor.

Druh	Typ materiálu	Cena [Kč]
Materiál	PVC-U tmavý	4 000
	PVC-U světlý	2 000
	Plexi-sklo	7 000
	Nerez	2 000
	Ocel	1 000
Mechanické díly	Ložiskové uložení	4 000
	Spojovací materiál	2 000
Práce		30 000
		52 000

Tabulka 4.1: Tabulka nákladů

Mikroelektrárna není konstruována pro dodávání vyprodukované elektřiny do přenosové soustavy, ale spíše pro ostrovní provoz v lokalitách, kde elektřina není běžně dostupná, tudíž je její návratnost těžko odhadnutelná. Výpočet návratnosti je zde tedy spíše pro představu a srovnání s jinými stroji.

Tento mikrozdroj není konstruován přímo pro dané místo, tudíž chybí hydrologické údaje, ze kterých lze vypočítat roční výrobu elektřiny. Uvažujeme-li tedy návrhový bod turbíny $Q=20\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a otáčky oběžného kola $n_1=44,9\text{ min}^{-1}$, je možné z charakteristiky turbíny určit účinnost a vypočítat celkovou roční výrobu energie turbíny. Dle grafu účinnostní charakteristiky 6.3, je účinnost v návrhovém bodě přibližně 49%. Celková roční produkce energie lze tedy určit dle následujícího vztahu:

$$P_r = P_t \cdot \eta \cdot t_{365} = 257,66 \cdot 0,5798 \cdot (365 \cdot 24) = 1308,67\text{ kWh} \quad (4.1)$$

kde P_t [W] je celkový výkonový potenciál proudu, η [-] je účinnost v návrhovém bodě a t_{365} [hod] je celkový čas produkce.

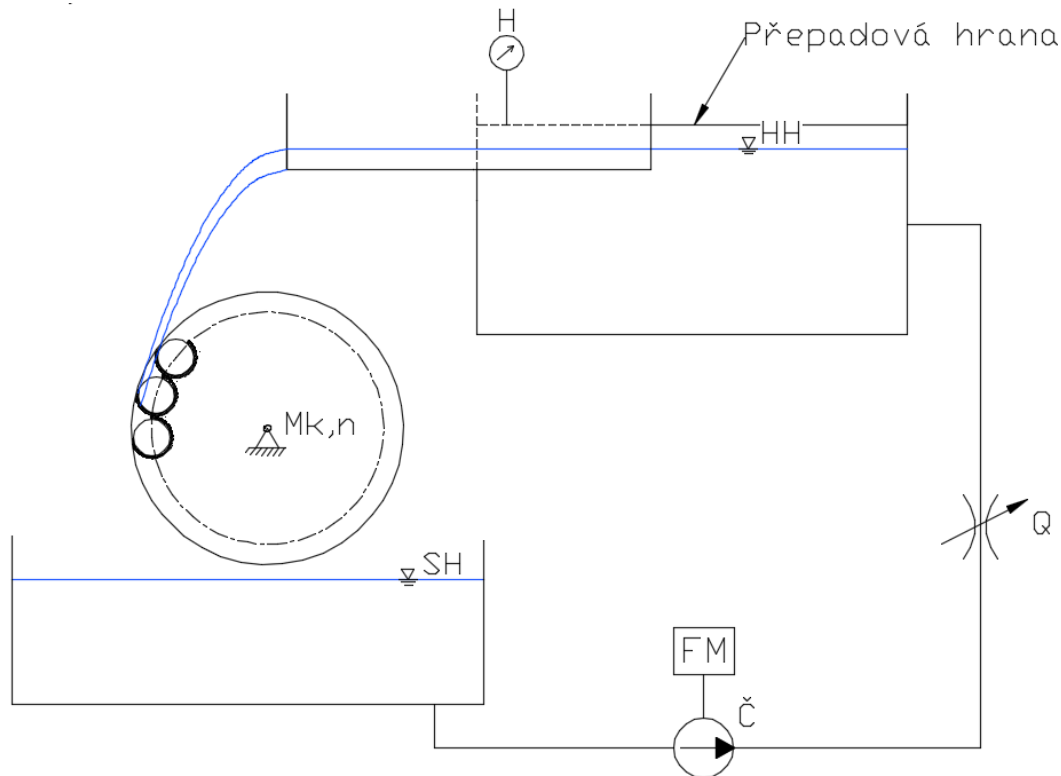
Teoreticky lze předpokládat, že všechna vyrobená elektřina bude prodána do sítě. Na tomto předpokladu je možné vypočítat návratnost investice. Výkupní cena energie pro nově stavěné elektrárny je v současné době podle aktuálního cenového rozhodnutí Energetického regulačního úřadu 3230 Kč.[28]

$$C = \frac{P_r}{10^6} \cdot 3230 = 4\,227 \text{ Kč} \quad (4.2)$$

Celková návratnost investice za tohoto předpokladu tedy činí 12,3 roku.

5 Měřicí trať

Měřicí trať je umístěna v laboratořích Fluidního inženýrství Victora Kaplana v Brně. Měřicí trať je složena z oběžného kola, horní a dolní nádrže, čerpadla, indukčního průtokoměru, ultrazvukového hladinoměru a motoru s přírubou pro měření kroutícího momentu.



Obr. 5.1: Schéma měřicí trati

kde H znázorňuje ultrazvukový hladinoměr, HH značí horní hladinu, Mk a n signalizuje tenzometrický měřič kroutícího momentu a snímač otáček oběžného kola, Q značí indukční průtokoměr, SH znázorňuje spodní hladinu a zkratka FM a $Č$ značí čerpadlo s frekvenčním měničem.

Udržování konstantního průtoku žlabem je zajištěno pomocí konstantní hladiny v horní nádrži. Udržování konstantní hladiny v horní nádrži je zajištěno pomocí radiálního čerpadla, které čerpá vodu ze spodní nádrže.

Elektrické signály snímačů jsou zpracovávány měřicí kartou PCL 812-PG, jejíž frekvence vzorkování je 10 Hz.

5.1 Regulace průtoku

Průtok je při měření regulován pomocí motoru s frekvenčním měničem. Čerpadlo je regulováno tak, aby byla hladina v horní nádrži v čase konstantní. Držení konstantní hladiny je předpokladem pro správné měření průtoku pomocí indukčního průtokoměru. Maximální

možný průtok, kterého je možné na této měřicí trati docílit se rovná hodnotě $Q=26\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Při vyšších průtocích je již horní hladina příliš vysoko a měření průtoku je degradováno přeléváním vody přes přelivovou hranu horní nádrže.

5.2 Měření průtoku

Je použit magneticko-indukční průtokoměr typu MQI 99-SMART od společnosti ELA Brno, o parametrech DN 300, PN 16 a proudovém výstupu 0–20 mA . Jeho rozsah činí $0\text{--}0,5\text{ m}^3\cdot\text{s}^{-1}$ a jeho přesnost v rozsahu rychlostí $0,5\text{--}10\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ činí 0,3 % z měřené hodnoty. Minimální hodnota průtoku pro tuto přesnost je tedy $35\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$, což znamená, že se celé pásmo měření pohybuje mimo tuto garantovanou přesnost.[29]

Indukční snímače průtoku jsou v dnešní době nejrozšířenějším typem rychlostních průtokoměrů. Pro svoji práci využívají Faradayova zákona. Vodivou proudící kapalinu si lze představit jako paralelně řazená vodivá vlákna, která procházejí určitou rychlostí magnetickým polem s určitou indukcí a magnetickým tokem, orientovaným kolmo k vektoru rychlosti. Průtokoměr pracuje tak, že vysílací elektroda vysílá do vodivého média napěťové pulsy, které indukují elektromagnetickou indukci na snímací elektrodě. Velikost této pulsující indukce je uměrná objemovému průtoku. Tyto data jsou pak dále zpracována převodníkem a měřicí kartou počítače.[30]

5.3 Měření spádu

Měření spádu na turbínu je provedeno s pomocí ultrazvukového hladinového snímače, který je umístěn nad horní hladinou. Jedná se o dvousondový snímač typu 2MHU série 99 SMART od společnosti ELA Brno. Jeho rozsah činí 2 m, přesnost v tomto rozsahu je 0,8 % a proudový výstup 0–20 mA.[31]

Snímač měří vzdálenost hladiny ode dna, tudíž je v průběhu měření nutné získat hodnotu výšky hladiny, která odpovídá výšce vstupní hrany žlabu, kterou lze pokládat za nulový bod. Tento nulový bod je umístěn 1200 mm nad nejnižším bodem oběžného kola.

Ultrazvukové hladinoměry se skládají z vysílače ultrazvuku, přijímacího měniče vysokofrekvenčních paprsků a vyhodnocovací elektroniky. Hladinoměry pracují na základě měření časového intervalu mezi vysláním impulsu ultrazvukového vlnění a přijetím tzv. odraženého echa – impulsu po odrazu od hladiny. Z tohoto časového intervalu pak vyhodnocovací elektronika vypočítá uraženou vzdálenost vlny, která se rovná vzdálenosti snímače od hladiny.[30]

5.4 Měření kroutícího momentu

Měření momentu, který generuje oběžné kolo, je zajištěno tenzometrickou měrnou přírubou typu T10F společnosti HBM. Disponuje měřicím rozsahem 50 Nm a její výstupní signál je napěťový o rozsahu $\pm 10\text{ V}$. Třída přesnosti snímače je 0,2 % z rozsahu.[32]

Klíčovým prvkem tenzometrických snímačů je deformační člen, převádějící působení měřené síly na deformaci. Deformace tohoto členu je snímána tenzometry, jejichž výstup je dále přepočten na kroutící moment. Přesnost měření tedy závisí na přesnosti výroby

a vlastnostech deformačního členu.

Materiály pro pružné členy musí mít minimální teplotní roztažnost, minimální teplotní koeficient Youngova modulu pružnosti, malou hysterezi a jemnozrnnou homogenní strukturu. Typickým materiálem pro výrobu pružných členů je nerezová ocel X5CrNiCuNb1744.[30]

5.5 Měření otáček

Měření otáček je zajištěno inkrementálním optickým čidlem, které je součástí tenzometrické příruby. Rozsah měření je 2–15 000 min^{-1} a jeden dílek odpovídá 1° . Signál je zpracováván pomocí programovatelného čítače Orbit Merret typu OM 611 UQC. Celková přesnost je 0,1 % z nastaveného rozsahu $n=5000 \text{ min}^{-1}$. V experimentu je pracováno s velmi nízkými otáčkami (maximálně 80 min^{-1}), tudíž nejistota měření otáček je zanedbatelná a není zahrnuta v celkovém výpočtu nejistoty účinnosti.

6 Měření

6.1 Určení průtokové charakteristiky turbíny

Experiment, který umožní vykreslení jednotkové charakteristiky turbíny postupuje podle následujícího postupu:

1. Kontrola měřících řetězců
2. Nastavení průtoku Q
3. Nastavení otáček n
4. Zápis naměřených dat
5. Zpět do bodu 3

Bod 1 značí spíše preventivní kontrolu zapnutí všech zařízení, programů a při měření tlaku je v tomto kroku dbáno na důkladné odvzdušnění všech tlakových snímačů.

V bodě číslo 2 je nastaven požadovaný průtok. Maximální možný průtok v tomto uspořádání tratě je okolo $26 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$, na této hodnotě je dosažena přelivová hrana a při překročení této hodnoty se průtok dělí mezi žlab a přelivovou hranu, tudíž měření průtoku indukčním průtokoměrem již není přesné. Měří se od maximálního průtoku a snižuje se s krokem $2 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ k průtoku minimálnímu.

V bodě číslo 3 jsou nastaveny otáčky pomocí elektromotoru na požadovanou hodnotu. Měření začíná na průběžných otáčkách, které odpovídají hodnotě, kdy je měřený moment roven nule. Měří se od průběžných otáček až po minimální otáčky o hodnotě 25 min^{-1} , což je minimální hodnota, které lze bezpečně dosáhnout. Krok měření mezi těmito hodnotami je 5 min^{-1} .

V bodě číslo 4 je nutné chvíli nechat ustálit měřené veličiny. Doba, po kterou je hodnota průměrována činí 30 s. Po této době jsou uloženy měřené hodnoty a může se pokračovat dle bodu číslo 5, zpět do bodu nastavení otáček (3). Po kompletním proměření škály otáček lze pokračovat s měřením další hodnoty průtoku, proto je měření vráceno do bodu číslo 2.

Po proměření kompletní charakteristiky turbíny jsou data přepočítána na jednotkové hodnoty, jako jsou jednotkové otáčky n_{11} a jednotkový průtok Q_{11} .

Jednotkové otáčky vyjadřují přepočet otáček měřeného stroje na stroj o jmenovitém průměru oběžného kola $D = 1 \text{ m}$ a o spádu taktéž $H = 1 \text{ m}$. Jednotkové otáčky jsou dány následujícím vztahem:

$$n_{11} = \frac{n_1 \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (6.1)$$

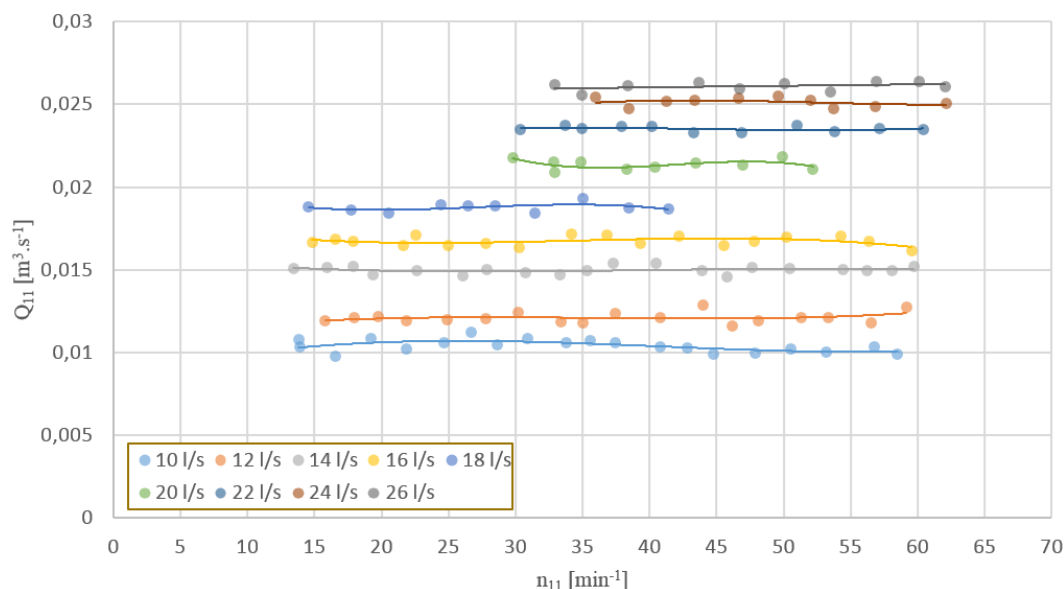
kde n_1 [min^{-1}] jsou otáčky oběžného kola, D [m] je jmenovitý průměr oběžného kola a H [m] je spád.

Jednotkový průtok vyjadřuje přepočtení otáček stroje na stroj o stejných parametrech jako pro předchozí přepočtení jednotkových otáček. Jednotkový průtok je daný následujícím vztahem:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad (6.2)$$

kde Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je návrhový průtok, D [m] je jmenovitý průměr oběžného kola a H [m] je spád.

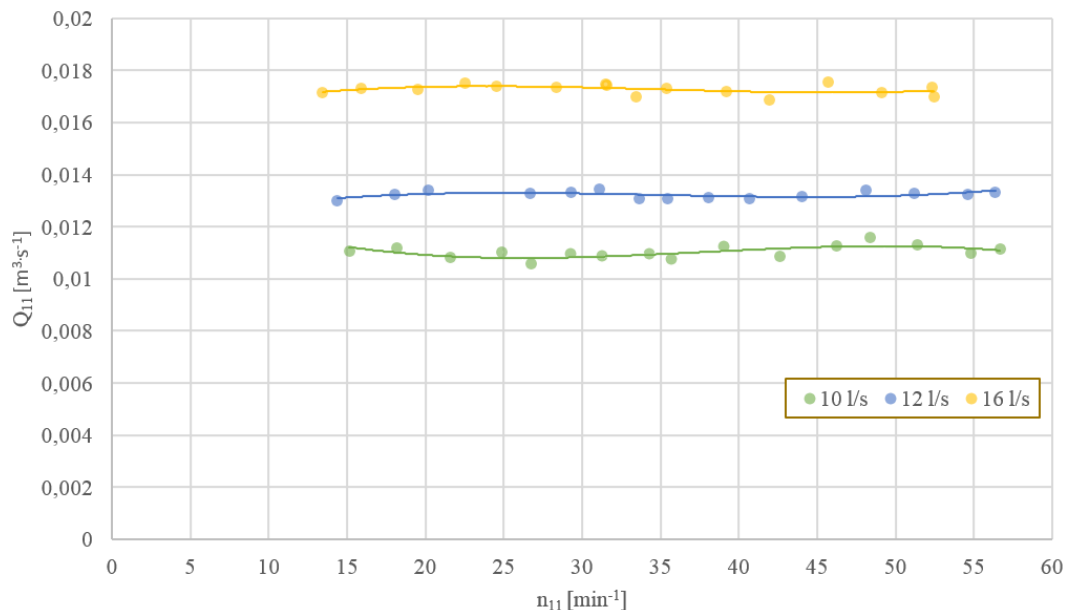
Dále je za pomoci těchto jednotkových hodnot vykreslena průtoková charakteristika turbíny pomocí programu MS Excel. Pro první měření nebyla použita výsuvná část žlabu.



Obr. 6.1: Průtoková charakteristika turbíny bez posuvu žlabu

Při měření se bohužel vyskytla komplikace a kvůli stabilitě PID regulátoru otáček nebylo možné dosáhnout změřených vyšších kroutících momentů než 29 Nm, proto při vyšších průtocích než $20 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$ nebylo možné proměřit celé pásmo otáček.

Pro druhé měření byla použita výsuvná část žlabu, avšak z důvodů stísněných prostor měřicí trati nešla výsuvná část zcela zasunout a bylo ji možné použít jen pro průtoky do $12 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$. Při vyšších průtocích již byl bod dopadu paprsku příliš daleko a na oběžné kolo dopadala jen část vodního paprsku.



Obr. 6.2: Průtoková charakteristika turbíny s posuvem žlabu

6.2 Určení účinnostní charakteristiky turbíny

Pro určení účinnostní charakteristiky turbíny byla využita data naměřená v předchozí kapitole. Jedná se o závislost účinnosti na jednotkových otáčkách, jejichž vztahy jsou dány níže:

$$\eta = \frac{M_k \cdot \omega}{P_t} = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{H \cdot \rho \cdot g \cdot Q} \cdot 100 \quad (6.3)$$

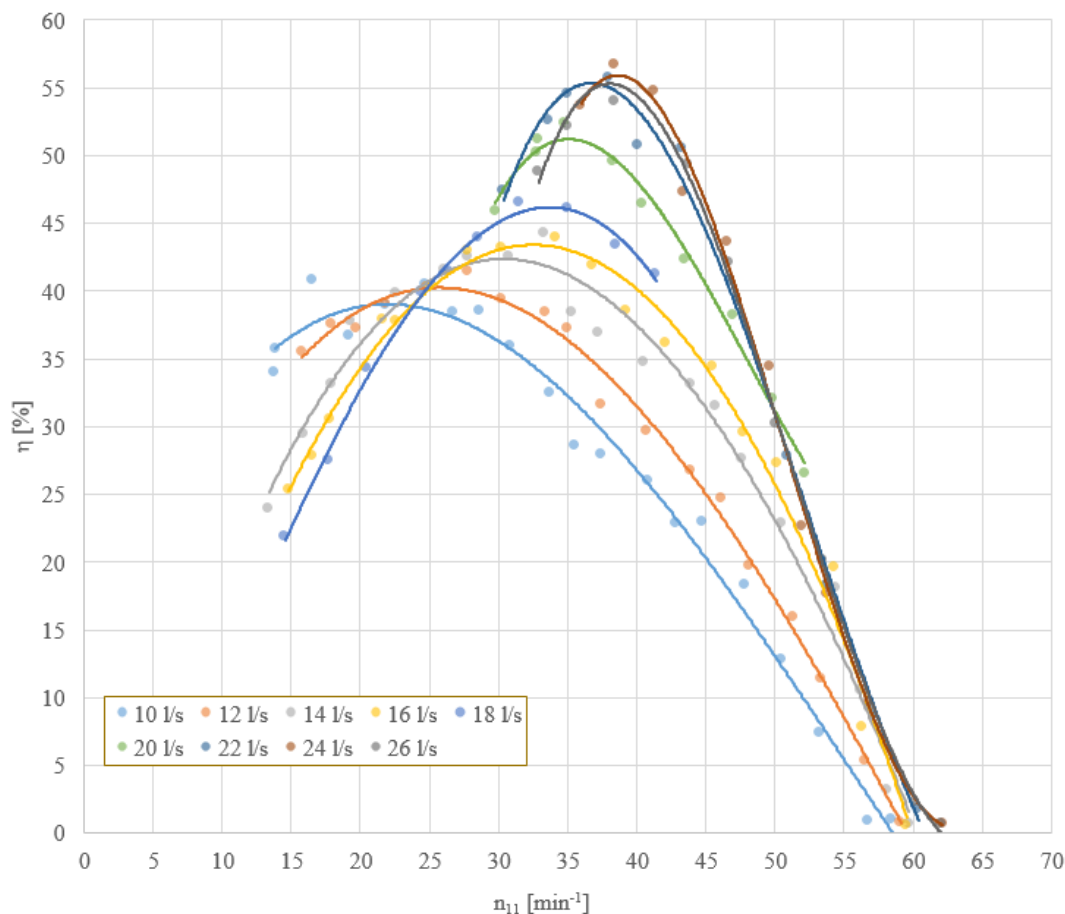
kde M_k [N·m] je kroutící moment, ω [rad·s⁻¹] je úhlová rychlost, P_t [W] je maximální teoretický výkon stroje, n [s⁻¹] jsou otáčky stroje, H [m] je spád a Q [m³·s⁻¹] je průtok strojem.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (6.4)$$

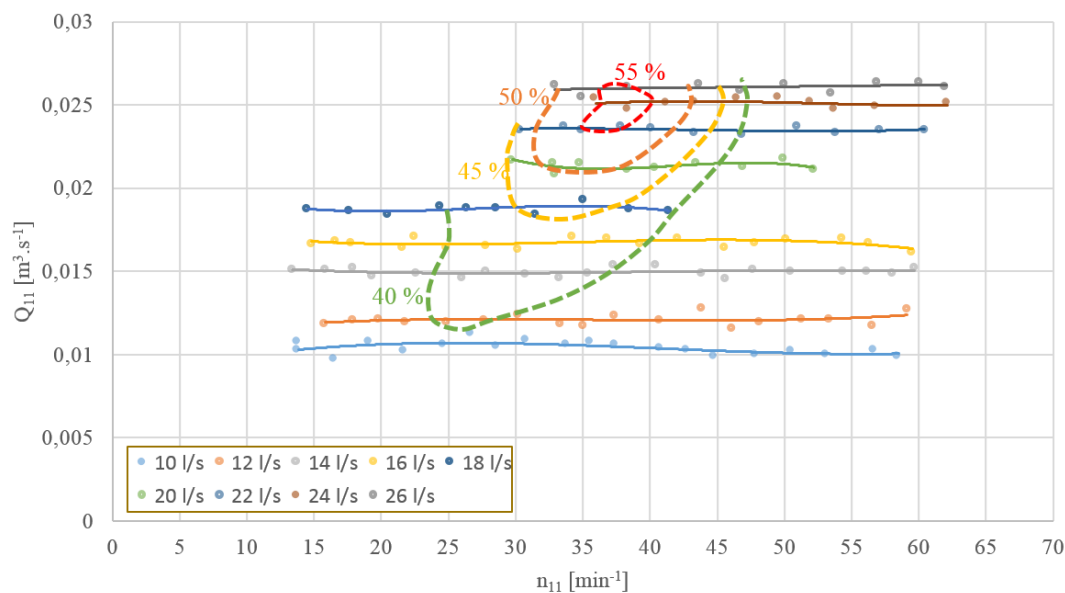
kde n [min⁻¹] jsou otáčky oběžného kola, D [m] je jmenovitý průměr oběžného kola a H [m] je spád na turbínu.

Pro lepší přehlednost je účinnost stroje bez posuvu žlabu přenesena ve formě vrstevnic do průtokové charakteristiky (viz obr. 6.4).

Charakteristika je vykreslena pomocí programu MS Excel. Pro první měření nebyla použita posuvná část žlabu, tudíž voda dopadala na oběžné kolo optimálně jen pro maximální průtok. Tato skutečnost je v grafu charakteristiky vidět jako vrchol účinnosti. Při použití posuvné části žlabu a posuvu výstupní souřadnice tak, aby byl dopad optimální, je předpokládáno, že účinnost v nižších průtocích bude vyšší.

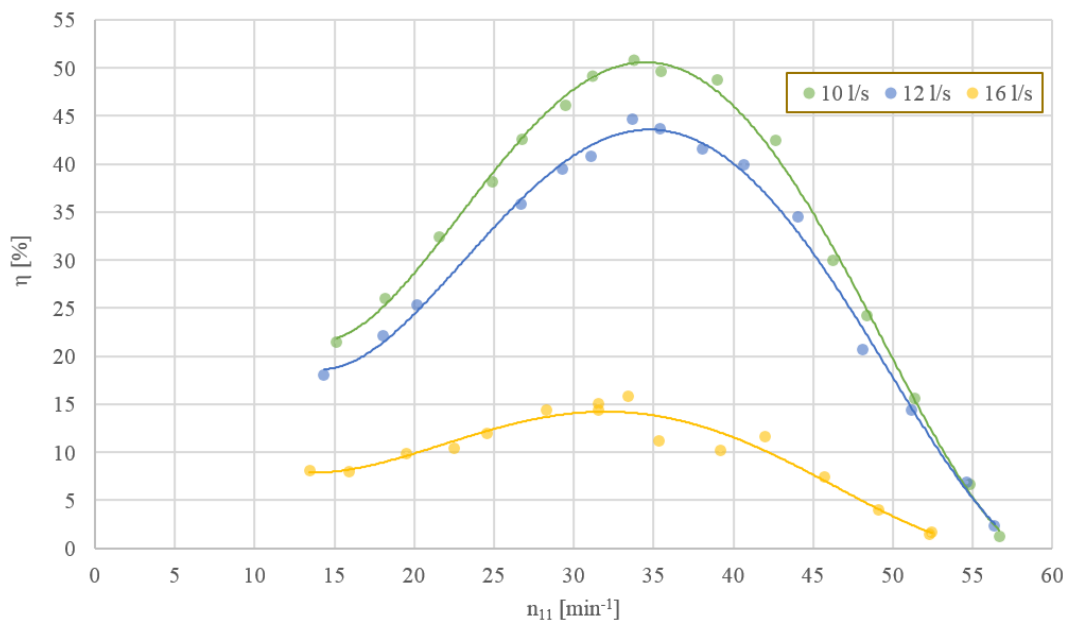


Obr. 6.3: Účinnostní charakteristika turbíny bez posuvu žlabu



Obr. 6.4: Průtoková charakteristika s účinností turbíny

V grafu č. 6.5 je vykreslena účinnostní charakteristika turbíny s použitím posuvné části žlabu. Zde je vidět, jak je důležité použití posuvné části žlabu. Díky posunutí místa dopadu do optimálního bodu se zvýšila účinnost pro $Q=10-12\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ o 5 resp. 10 %. Také otáčky bodu nejvyšší účinnosti byly díky optimálnímu bodu dopadu.



Obr. 6.5: Účinnostní charakteristika turbíny s posuvem žlabu

6.3 Ověření správnosti výpočtu dopadové rychlosti

Jak již bylo zmíněno v kapitole výpočtu paprsku vody 3.5, dopadová rychlost vodního paprsku na oběžné kolo je pro celkovou účinnost důležitou veličinou, proto je v této kapitole ověřena měřením. Dopadová rychlost paprsku (absolutní rychlost) se rovná unášivé složce rychlosti oběžného kola v režimu průběžných otáček. V tomto režimu je tedy složka relativní rychlosti dopadu paprsku nulová.

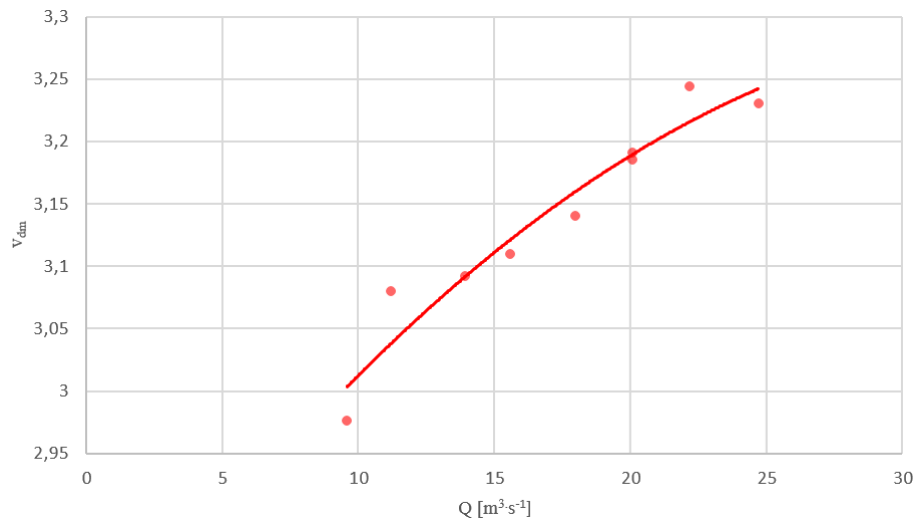
Pro výpočet dopadové rychlosti paprsku v_{dm} lze vyjít z již zmíněného vztahu pro průběžné otáčky (3.21).

$$v_{dm} = \pi \cdot D_k \cdot n_{pm} \quad (6.5)$$

kde D_k [m] je průměr roztečné kružnice uchycení korečků a n_{pm} [s⁻¹] jsou průběžné otáčky turbíny.

Z naměřených dat je zde vykreslena závislost dopadové rychlosti v_{dm} na průtoku Q .

Z vykreslené závislosti je zřejmé, že pro návrhový bod $Q=20 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ je dopadová rychlost přepočtená z průběžných otáček $3,19 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, což je o 12 % méně než je hodnota vypočtená teoretickým výpočtem pro vrh hmotného bodu.



Obr. 6.6: Závislost dopadové rychlosti v_{dm} na průtoku Q

Závěr

Základním úkolem diplomové práce bylo navrhnout hydraulickou a mechanickou část vodní turbíny, sloužící jako mobilní mikrozdroj v ostrovním režimu. Řídit výrobu prototypu a provést experimentální ověření parametrů turbíny.

Z vypočítaných kroutících momentů je zřejmé, že obě složky výkonu u oběžného kola jsou důležité, nejen kroutící moment vyvozený dopadem paprsku do korečku tvořící přibližně 74 % z celkového výkonu stroje, ale i moment od potenciální energie vody v korečkách, dotvářející zbylých 26 %. Na rozdíl od stejného oběžného kola, na které je voda přiváděna do bodu pod jeho osou, kde jasně dominuje kroutící moment od kinetické energie vody a kroutící moment od potenciální energie tvoří pouze zanedbatelných 8 % z celkového výkonu. Odhad teoretické účinnosti vodního kola s horním nátokem činí 57,98 %, kdežto u oběžného kola se středním nátokem je účinnost rovna hodnotě 52,8 %.

Kvůli technickým komplikacím s měřením kroutícího momentu bylo měření bohužel zdrženo a náhradní měřič momentu měl příliš nízkou mez maximálního měřitelného kroutícího momentu, tudíž nebylo možné proměřit kompletní charakteristiku turbíny. Z důvodu zdržení nebyla provedena další měření, pro určení nejvhodnějšího nastavení polohy korečků a posuvná část žlabu nebyla dokončena do stavu, ve kterém by mohla pracovat v celém rozsahu průtoků.

V rámci měření byla vykreslena průtoková a účinnostní charakteristika turbíny, ze které je zřejmé, že v návrhovém bodě $Q=20\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ a při otáčkách přibližně $45\text{ }^{-1}\text{ min}$ má turbína účinnost přibližně 52 %. V tomto bodě je tato hodnota účinnosti zároveň maximem, tudíž předpoklad, že absolutní rychlost paprsku vody při dopadu, musí být dvakrát větší než unášivá rychlost rotace oběžného kola, byl správný.

Při porovnání účinností, pro měření bez posuvné části žlabu a s ní, je zřejmé, že optimální bod nátoku na oběžné kolo kladně ovlivňuje výši účinnosti. Je vidět, že při průtoku $10\text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$ byla díky optimalizaci dopadu vodního paprsku zvýšena účinnost turbíny o přibližně 12 %.

Z měření vyplynulo, že navržený žlab má jisté nedostatky a bylo by vhodné jej optimalizovat. Například vertikální stěny prodloužení žlabu ve výstupní části, které v kombinaci s posuvnou částí žlabu, způsobují rozšíření vodního paprsku.

V plánu měření bylo zahrnuto také určení mechanických ztrát turbíny, které jsou způsobeny převážně ložisky. Měření bylo provedeno, avšak po exportu dat bylo zjištěno, že tenzometrická příruba pravděpodobně nemá dostatečnou citlivost, aby zachytila takto nízké kroutící momenty.

Celková cena prototypu vodní turbíny bez generátoru byla odhadnuta na 52 000 Kč, přičemž se jedná o model, u kterého nebyla cena materiálu prioritou, tudíž při realizaci díla či sériové výrobě lze pravděpodobně náklady snížit.

Seznam použitých zdrojů

- [1] ŠAMÁNEK, L a kolektiv. *Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich uplatnění v ČR* [online]. Praha, 2007 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <https://www.cez.cz/edee/content/file/energie-a-zivotni-prostredi/oze-cr-all-17-01-obalka-in.pdf>
- [2] *Energetický regulační úřad: Roční zpráva o provozu ES ČR* [online]. Praha, 2014 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.eru.cz/documents/10540/462820/Rocni_zprava_provoz_ES_2014.pdf/933fc41a-ad79-4282-8d0f-01eb25a63812
- [3] MELICHAR, Jan. *Hydraulické a pneumatické stroje, část vodní turbíny*. V Praze: České vysoké učení technické, 2013. ISBN 978-80-01-05283-9.
- [4] JÍLEK, František, Josef KUBA a Jaroslava JÍLKOVÁ. *Světové vynálezy v datech: chronologický přehled významných událostí z dějin tvůrčí techn. práce*. 2. vyd. Praha: Mladá fronta, 1980. Malé encyklopedie (Mladá fronta).
- [5] JONNES, Jill. *Říše světla: Edison, Tesla, Westinghouse a závod o elektrifikaci světa*. Praha: Academia, 2009. Galileo. ISBN 978-80-200-1664-5.
- [6] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: (malé vodní elektrárny)*. Českovice: Marcela Bednářová, 2013. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [7] Archimedes Screw: History of Archimedes Screw. *Softschools.com* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.softschools.com/inventions/history/archimedes_screw_history/14/
- [8] Malé vodní elektrárny: ŠNEKOVÉ TURBÍNY. *GESS-CZ, s.r.o* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.gess.cz/cz/male-vodni-elektrarny.html>
- [9] Archimédův šroub. *Malá voda* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/jineturbiny/archimedes.htm>
- [10] Waterwheel. *About.com: Inventors* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://inventors.about.com/library/inventors/blwaterwheel.htm>
- [11] The Roman Flour Mill at Barbegal. *WaterHistory.org* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.waterhistory.org/histories/barbegal/>
- [12] Horizontal water wheel. *123RF* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://www.123rf.com/photo_13766522_horizontal-water-wheel-vintage-engraved-illustration-dictionary-of-words-and-things--larive-and-fleu.html
- [13] Types of Water Wheels. *The Physics of Water Wheel* [online]. 2010 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://ffden-2.phys.uaf.edu/211_fall2010.web.dir/Brooks/types-of-water-wheels.html
- [14] The Giant Norias of Hama. *Kuriositas* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.kuriositas.com/2010/10/giant-norias-of-hama-magnificent.html>

- [15] Engineering: Waterwheel. *Britannica* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.britannica.com/technology/waterwheel-engineering>
- [16] Typy vodních kol. *Vodní kola* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://vodnikola.cz/typy_vodnich_kol.html
- [17] History of Water wheels. *The Physics of Water Wheel* [online]. 2010 [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: http://ffden-2.phys.uaf.edu/211_fall2010.web.dir/Brooks/the-history-of-water-wheels.html
- [18] O vodních kolech.. *Malá voda* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/vodnimotory/kola-obecne.htm>
- [19] HALUZA, M.: Přednášky z předmětu Tekutinové stroje I.a II., akad. rok 2015/2016.
- [20] TRNAVSKÝ, Jiří. Energie21: Projekt unikátní vírové turbíny. *Energie21* [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://energie21.cz/projekt-unikatni-virove-turbiny/>
- [21] VALÍKOVÁ, Zuzana. Světový unikát: Nová turbína lze použít i pro šestimetrové spády. *Brněnský deník* [online]. VLTAVA-LABE-PRESS a.s., 2013 [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: http://brnensky.denik.cz/zpravy_region/novou-turbinu-lze-pouzit-i-pro-sestimetrove-spady-20130621.html
- [22] Hydro Turbine – Crossflow. *Free Flow Hydro: CINK* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://www.freeflowhydro.co.uk/13/24/CINK/CINK.html>
- [23] Bánkiho turbína. *Malá voda* [online]. [cit. 2016-05-25]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/banki.htm>
- [24] Turbína SETUR. *Malá voda* [online]. [cit. 2016-05-19]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/jineturbiny/setur.htm>
- [25] MUNSON, Bruce Roy, T. H. OKIISHI, Wade W. HUEBSCH a Alric P. ROTHMAYER. *Fundamentals of fluid mechanics*. 7th edition. Hoboken, NJ: John Wiley, 2013. ISBN 978-111-8116-135.
- [26] PATOČKA, Cyril a Jiří KUNŠTÁTSKÝ. *Hydraulika pro vodohospodářské stavby: celost. učebnice pro vys. školy*. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1968. Řada stavební literatury.
- [27] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš (ed.). *Konstruování strojních součástí*. Překlad Martin Hartl. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [28] *Energetický regulační věstník: Cenové rozhodnutí Energetického regulačního úřadu*. In: . Jihlava, ročník 2014, číslo 1. Dostupné také z: http://www.eru.cz/documents/10540/613886/ERV_4_2014/4f60ee4b-5bfa-4636-846f-5c7dee3d8683
- [29] *ELA Brno: Katalogový list MQI99-S*. 2010. Dostupné také z: http://www.elabrno.cz/ke-stazeni/katalogove-listy/C_MQI%2099-S_list.pdf
- [30] VOLF, Jaromír a Josef JENČÍK. *Technická měření*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2000. ISBN 80-010-2138-6.

- [31] *ELA Brno: Ultrazvukový Hladinoměř 2MHU99-SMART - uživatelská příručka.* 2006, 28 s. Dostupné také z: http://www.elabrno.cz/ke-stazeni/navody/C_MHU_manual.pdf
- [32] *HBM: Torque flange - data sheet.* 8 s. Dostupné také z: <http://www.hbm.com.pl/pdf/b0121.pdf>

Seznam použitých zkratek a symbolů

b	Vnitřní šířka korečku	m
b_v	Šířka proudu ve žlabu	m
b_{pero}	Šířka pera	m
c	Relativní složka rychlosti paprsku	$m \cdot s^{-1}$
c_1	Relativní rychlost paprsku na vstupu do korečku	$m \cdot s^{-1}$
c_2	Relativní složka rychlosti paprsku na výstupu z korečku	$m \cdot s^{-1}$
C	Celkové příjmy z produkované energie	$K\check{c}$
c_{u1}	Průmět relativní rychlosti do směru unášivé složky	$m \cdot s^{-1}$
c_{u2}	Průmět relativní rychlosti do směru unášivé složky	$m \cdot s^{-1}$
D	Průměr oběžného kola	m
d_1	Průměr hřídele v místě prvního uložení	m
d_2	Průměr hřídele v místě druhého uložení	m
D_k	Roztečná kružnice os korečků	m
d_{k1}	Vnitřní průměr korečku	m
d_{k2}	Vnější průměr korečku	m
d_{pero}	Průměr hřídele v místě pera	m
$D_{\check{s}}$	Průměr šnekové turbíny	m
F	Síla od uložení oběžného kola na hřídeli	N
F_1	Síla od uložení oběžného kola na hřídeli	N
F_2	Síla od uložení oběžného kola na hřídeli	N
F_{gk2}	Gravitační síla, působící na vodu ve druhém korečku	N
F_{pero}	Síla působící na bok pera	N
Fr	Froudeho podobnostní číslo	-
g	Gravitační zrychlení	$m \cdot s^{-2}$
h	Výška hladiny v korečku	m
H	Spád na oběžné kolo	m
H_2	Střední výška proudu ve výstupu žlabu od nejnižšího bodu oběžného kola	m
H_{osa}	Svislá vzdálenost hladiny v místě výstupní hrany žlabu od osy oběžného kola	m
h_d	Tloušťka paprsku v místě dopadu na oběžné kolo	m
i	Převodový poměr	-
i_v	Sklon žlabu	-
J_{p2}	Kvadratický polární moment průřezu ve druhém uložení	m^4

J_{y1}	Kvadratický moment průřezu v prvním uložení	m^4
J_{y2}	Kvadratický moment průřezu ve druhém uložení	m^4
l_1	Vzdálenost ložiska od uložení oběžného kola	m
l_2	Vzájemná vzdálenost uložení oběžného kola	m
l_3	Vzdálenost ložiska od příruby měření momentu	m
$l_{min,pero}$	Minimální možná délka pera	m
l_{pero}	Délka pera	m
m	Celková hmotnost oběžného kola	kg
M_2	Celkový kroutící moment na oběžném kole pro střední dopad	$N \cdot m$
M_A	Ohybový moment v místě A	$N \cdot m$
M_B	Ohybový moment v místě B	$N \cdot m$
M_{gk}	Kroutící moment od všech korečků	$N \cdot m$
M_{gk2}	Kroutící moment od druhého korečku	$N \cdot m$
M_{gki}	Kroutící moment od i-tého korečku	$N \cdot m$
M_k	Celkový kroutící moment na oběžném kole	$N \cdot m$
$M_{k(x1)}$	Kroutící moment na hřídeli v prvním řezu	$N \cdot m$
$M_{k(x2)}$	Kroutící moment na hřídeli ve druhém řezu	$N \cdot m$
$M_{k(x3)}$	Kroutící moment na hřídeli ve třetím řezu	$N \cdot m$
M_{o1}	Ohybový moment na hřídeli v prvním uložení	$N \cdot m$
M_{o2}	Ohybový moment na hřídeli ve druhém uložení	$N \cdot m$
M_{k2}	Kroutící moment na hřídeli ve druhém uložení	$N \cdot m$
$M_{o(x1)}$	Ohybový moment na hřídeli v prvním řezu	$N \cdot m$
$M_{o(x2)}$	Ohybový moment na hřídeli ve druhém řezu	$N \cdot m$
$M_{o(x3)}$	Ohybový moment na hřídeli ve třetím řezu	$N \cdot m$
m_{ok}	Hmotnost oběžného kola	kg
m_v	Hmotnost vody v oběžném kole	kg
n_1	Hodnota otáček oběžného kola	s^{-1}
n_{11}	Jednotkové otáčky stroje	min^{-1}
n_2	Hodnota otáček generátoru	s^{-1}
n_{ak}	Hodnota korečků, v nichž je voda	-
n_k	Hodnota korečků v oběžném kole	-
n_p	Hodnota průběžných otáček oběžného kola	s^{-1}
n_{pm}	Hodnota změřených průběžných otáček oběžného kola	s^{-1}
n_s	Specifické otáčky oběžného kola	min^{-1}
n_v	Součinitel drsnosti povrchu	-
O_v	Omočený obvod proudu ve žlabu	m
P	Výkon turbíny	W
P_c	Výkon turbíny od kinetické energie	W

p_{Dpero}	Dovolený tlak na bok pera	Pa
p_{pero}	Tlak na bok pera	Pa
P_r	Celková roční vyprodukovaná energie	Wh
P_t	Celkový výkonový potenciál proudu	W
Q	Návrhový průtok	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_{11}	Jednotkový průtok stroje	$m^3 \cdot s^{-1}$
Q_v	Průtok žlabem	$m^3 \cdot s^{-1}$
R	Poloměr oběžného kola	m
R_{1pero}	Poloměr drážky	m
r_2	Poloměr výstupního bodu korečku od osy oběžného kola	m
R_A	Silová reakce v ložisku A	N
R_B	Silová reakce v ložisku B	N
R_{gk2}	Rameno kroutícího momentu druhém korečku	m
r_k	Vnitřní poloměr korečku	m
R_v	Podíl průtočného průtočného průřezu a omočeného obvodu	-
S_1	Průřez hřídele v místě prvního uložení	m^2
S_2	Průřez hřídele v místě druhého uložení	m^2
S_v	Průtočný průřez proudu ve žlabu	m^2
S_{vk}	Omočená plocha boční stěny korečku	m^2
t	Čas, za který paprsem urazí požadovanou vzdálenost	s
t_{1pero}	Hloubka drážky pro pero v náboji	m
t_{2pero}	Hloubka drážky pro pero v hřídeli	m
t_{365}	Čas výroby energie	s
t_{pero}	Výška pera	m
u	Unášivá rychlost	$m \cdot s^{-1}$
u_1	Unášivá rychlost na vstupu do korečku/lopatky	$m \cdot s^{-1}$
u_2	Unášivá rychlost na výstupu z korečku/lopatky	$m \cdot s^{-1}$
u_{BH}	Nejistota typu B měření spádu H	m
u_{BM_k}	Nejistota typu B měření kroutícího momentu M_k	$N \cdot m$
u_{BQ}	Nejistota typu B měření průtoku Q	$m^3 \cdot s^{-1}$
$u_{B\eta}$	Nejistota typu B pro výpočet účinnosti	%
v	Relativní rychlost dopadu paprsku na koreček	$m \cdot s^{-1}$
v_d	Dopadová rychlost na oběžné kolo	$m \cdot s^{-1}$
v_{dm}	Změřená dopadová rychlost na oběžné kolo	$m \cdot s^{-1}$
V_k	Objem vody v korečku, zaplněném do poloviny	m^3
v_v	Výstupní rychlost ze žlabu	$m \cdot s^{-1}$
w_{k2}	Pružkový modul v krutu pro druhé uložení	m^3
w_{o1}	Pružkový modul v ohybu pro první uložení	m^3

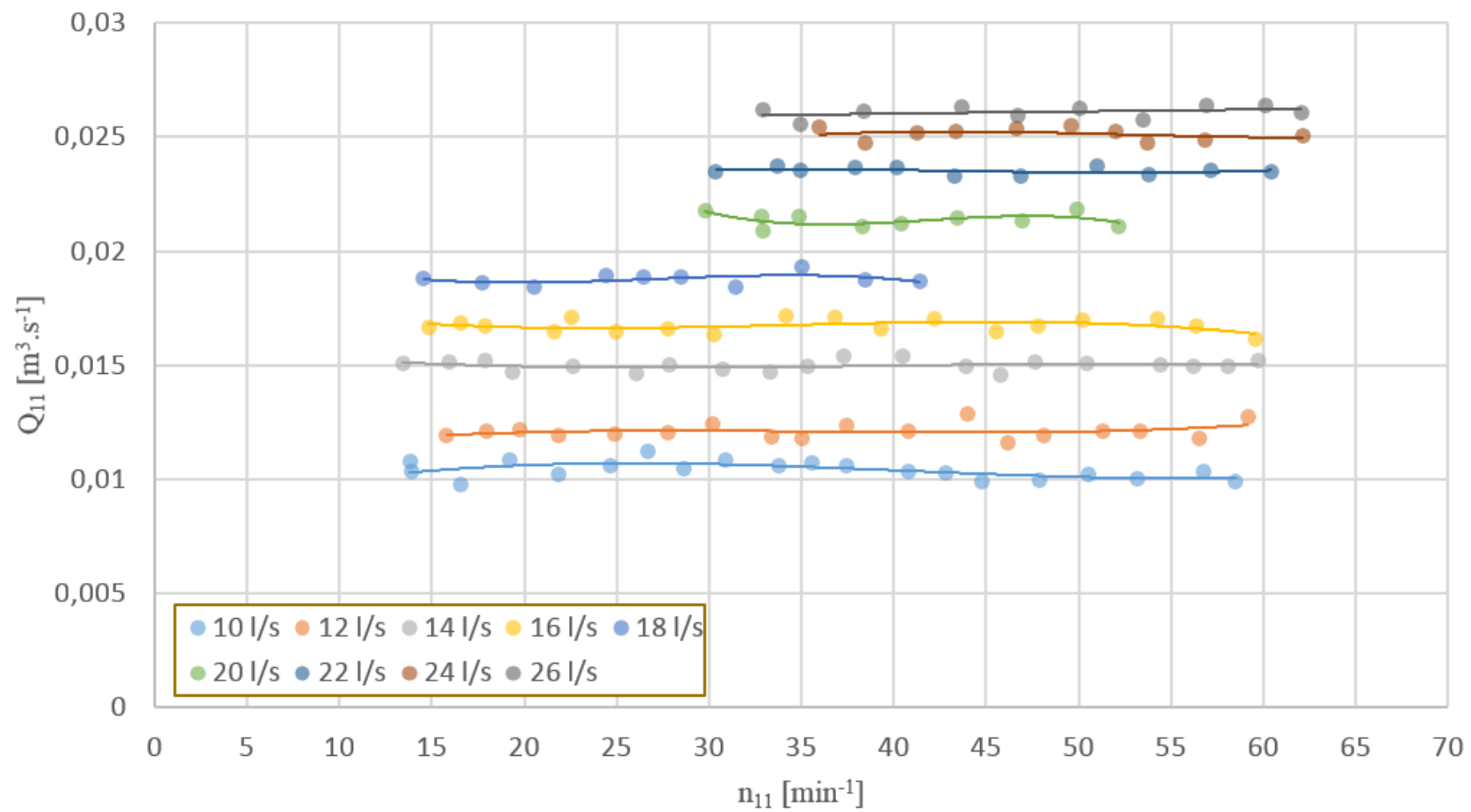
w_{o2}	Pružkový modul v ohybu pro druhé uložení	m^3
$x_{(1)}$	Řez v prvním úseku hřídele	-
$x_{(2)}$	Řez ve druhém úseku hřídele	-
$x_{(3)}$	Řez ve třetím úseku hřídele	-
x_d	Vodorovná vzdálenost dopadu od výstupní hrany žlabu	m
x_{dopad}	Vodorovná vzdálenost dopadu od osy oběžného kola	m
x_{ins}	Vodorovná instalační vzdálenost výstupní hrany žlabu od osy oběžného kola	m
y_d	Svislá vzdálenost dopadu od hladiny v místě výstupní hrany žlabu	m
y_{dopad}	Svislá vzdálenost dopadu od osy oběžného kola	m
y_v	Výška hladiny ve žlabu	m
α_1	Úhel dopadu paprsku ke svislé ose	$^\circ$
α_2	Úhel místa dopadu paprsku na oběžném kole k vodorovné ose	$^\circ$
δ_k	Tloušťka stěny korečku	m
η	Účinnosti vypočítaná z měření	%
η_t	Teoretická účinnost oběžného kola pro spád od horní hladiny	%
η_{t2}	Teoretická účinnost oběžného kola pro spád od hladiny ve žlabu	%
ρ_v	Hustota voda	$kg \cdot m^{-3}$
σ_k	Mez kluzu	Pa
σ_{o1}	Napětí od ohybového momentu v prvním uložení	Pa
σ_{o2}	Napětí od ohybového momentu ve druhém uložení	Pa
σ_{red1}	Redukované napětí v prvním uložení	Pa
σ_{red2}	Redukované napětí ve druhém uložení	Pa
σ_{red21}	Redukované napětí ve druhém uložení společně s krutovým zatížením	Pa
τ_{k2}	Smykové napětí od krutu ve druhém uložení	Pa
τ_{S1}	Smykové napětí v prvním uložení	Pa
τ_{S2}	Smykové napětí ve druhém uložení	Pa
ϕ	Úhel, o který je vychýlen paprsek vody při průchodu korečkem	$^\circ$
ω	Úhlová rychlost rotace oběžného kola	$rad \cdot s^{-1}$

Seznam obrázků

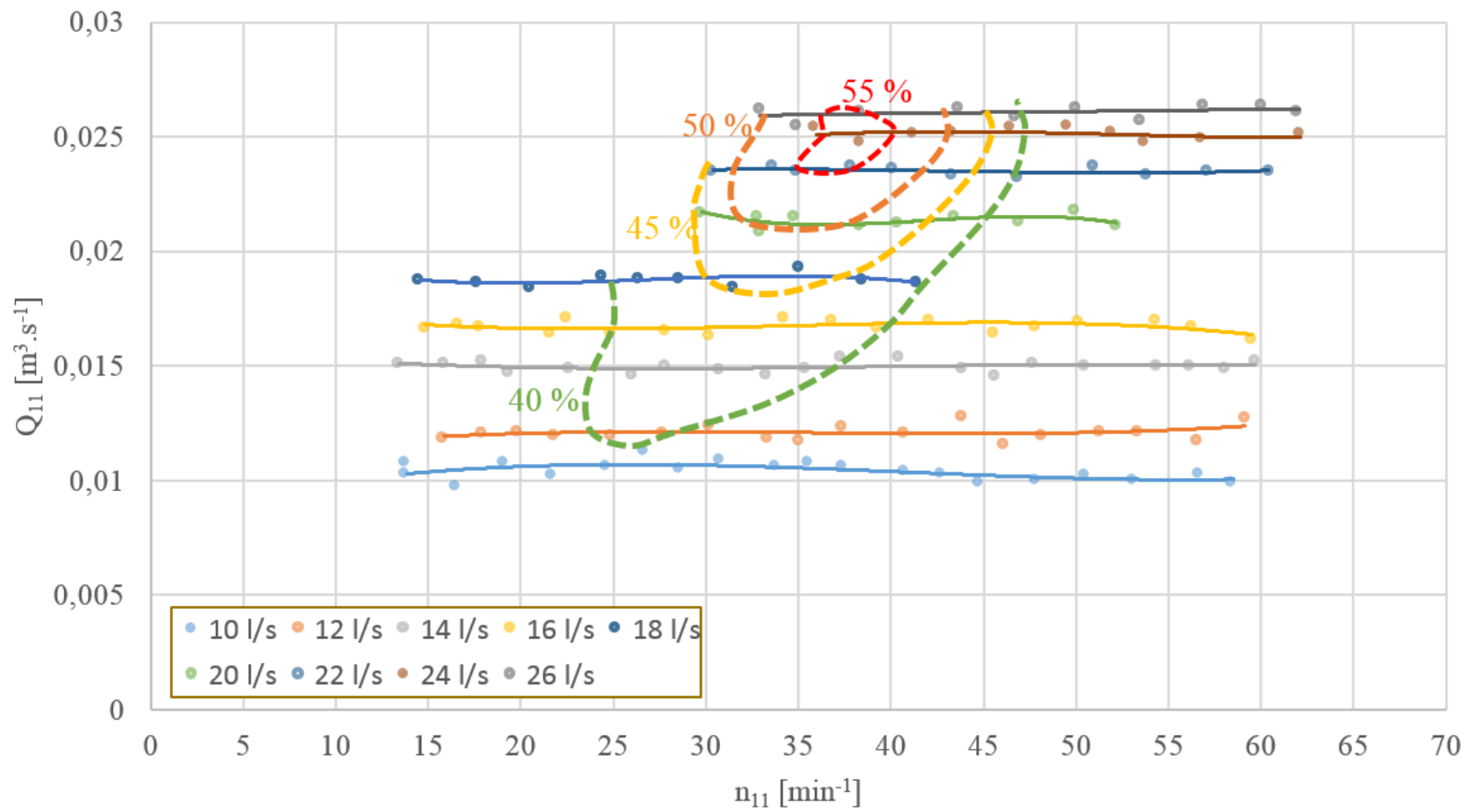
2.1	Graf vhodnosti typu turbíny pro určité parametry, převzato z [1]	19
2.2	Schematické zobrazení Archimédovy spirály, převzato z [8]	20
2.3	Graf vhodnosti jednotlivých typů vodních kol, překresleno z [11]	22
2.4	Schematické zobrazení horizontálního vodního kola <i>Norse</i> , převzato z [12]	22
2.5	Stříkový hřebenáč, převzato z [10]	23
2.6	Ponceletovo kolo, převzato z [10]	23
2.7	Vodní kolo <i>Noria</i> pro dopravu vody, převzato z [14]	23
2.8	Bachovo vodní kolo, převzato z [10]	24
2.9	Zuppingerovo vodní kolo s přepadem, převzato z [10]	24
2.10	Vodní kolo s horním nátokem a normálním chodem, převzato z [10]	25
2.11	Vodní kolo s horním nátokem a obráceným chodem, převzato z [10]	25
2.12	Nákres kaskádového použití vodních kol, převzato z [11]	26
2.13	Násoskové provedení vírové turbíny, převzato z [20]	28
2.14	Oběžné kolo vírové turbíny, převzato z [21]	28
2.15	Schematické zobrazení bankního turbíny, překresleno z [22]	28
2.16	Schematické zobrazení turbíny SETUR, převzato z [24]	29
3.1	Znázornění tvaru korečku a rychlostního trojúhelníku	31
3.2	Znázornění oběžného kola se žlabem	32
3.3	Varianty A, B a C uspořádání oběžného kola a generátoru	33
3.4	Detaily variant ozubení	33
3.5	Vizualizace žlabu s polohovací částí	36
3.6	Pokles hladiny kvůli vstupním vírům	37
3.7	Schéma trajektorie vodního paprsku	38
3.8	Tvar paprsku	40
3.9	Znázornění naplnění korečků	43
3.10	Vizualizace oběžného kola	46
3.11	Znázornění uchycení oběžného kola na hřídel	47
3.12	Stupňování polohy korečku	48
3.13	Výsledné vnitřní účinky hřídele	48
3.14	Plnění korečků v uspořádání středního nátoku	53
5.1	Schéma měřicí trati	58
6.1	Průtoková charakteristika turbíny bez posuvu žlabu	62
6.2	Průtoková charakteristika turbíny s posuvem žlabu	63
6.3	Účinnostní charakteristika turbíny bez posuvu žlabu	64
6.4	Průtoková charakteristika s účinností turbíny	64
6.5	Účinnostní charakteristika turbíny s posuvem žlabu	65
6.6	Závislost dopadové rychlosti v_{dm} na průtoku Q	66

A Seznam příloh

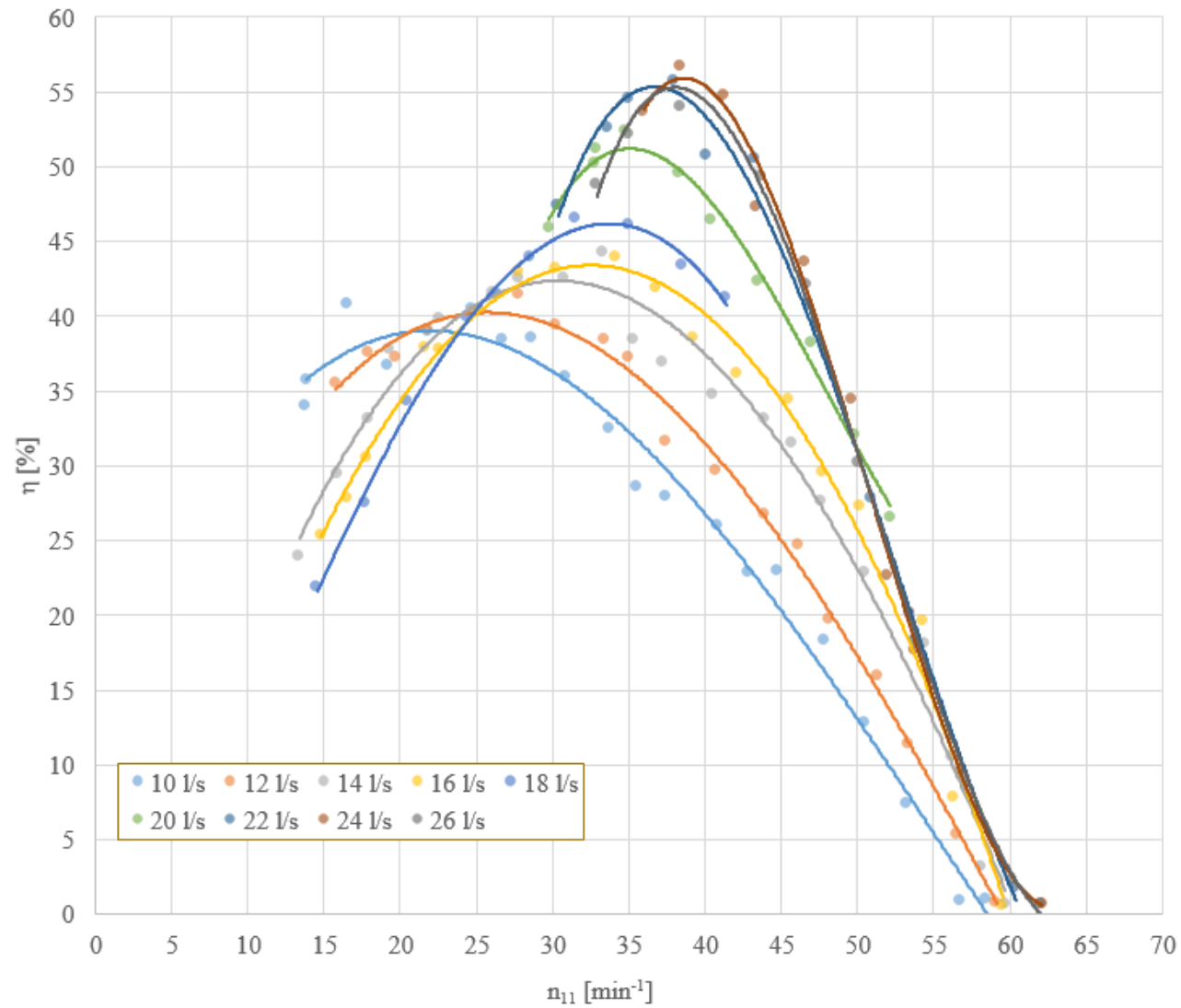
- A.1: Průtoková charakteristika turbíny bez posuvu žlabu
- A.2: Průtoková charakteristika s účinností turbíny
- A.3: Účinnostní charakteristika turbíny bez posuvu žlabu
- A.4: Závislost účinnosti na otáčkách turbíny bez posuvu žlabu
- A.5: Průtoková charakteristika turbíny s posuvem žlabu
- A.6: Účinnostní charakteristika turbíny s posuvem žlabu
- A.7: Závislost účinnosti na otáčkách turbíny s posuvem žlabu
- A.8: Žlab namontovaný na nádrži
- A.9: Oběžné kolo
- A.10: Dynamometr
- A.11: Měřicí trať



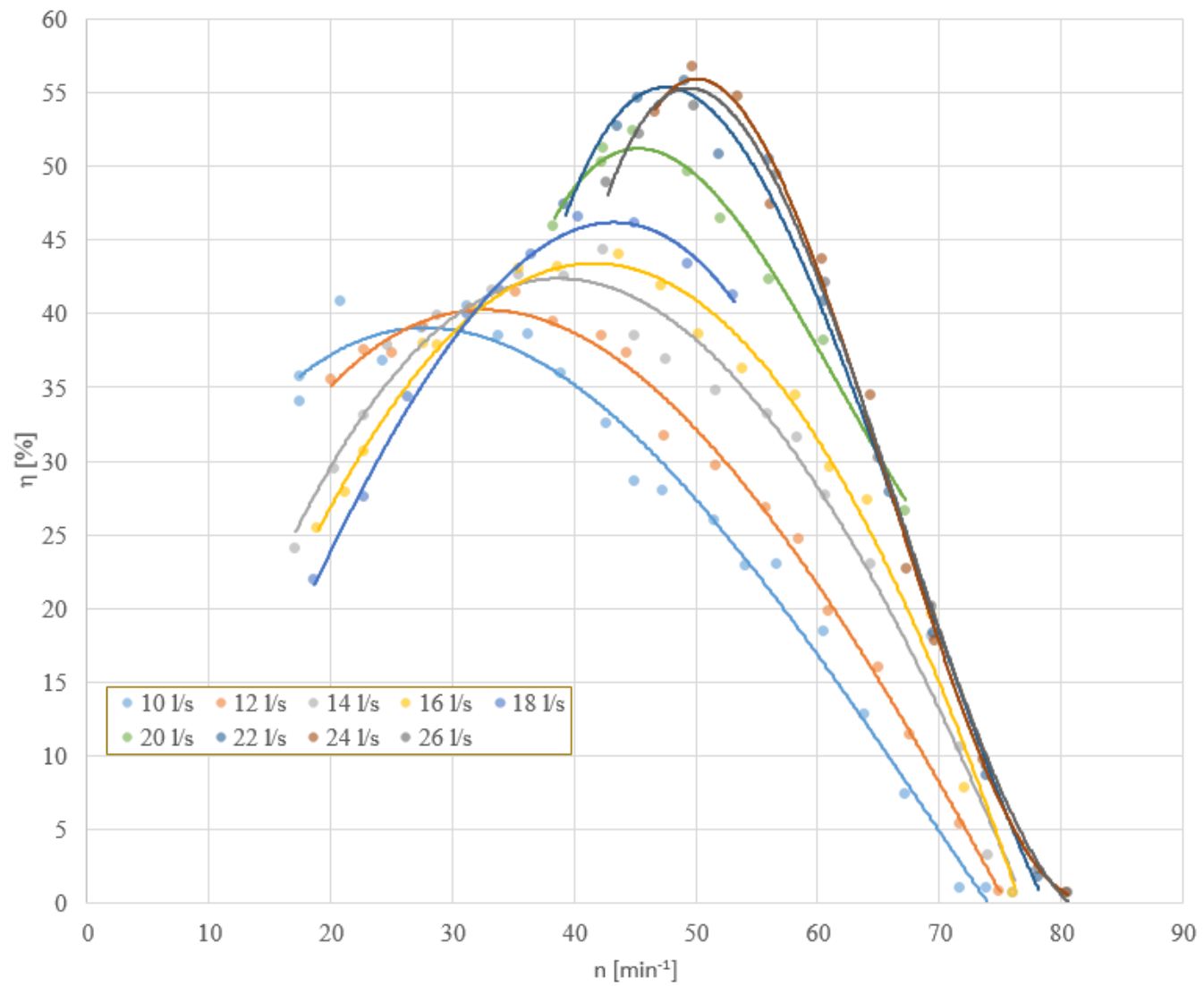
A.1 Průtoková charakteristika turbíny bez posuvu žlabu



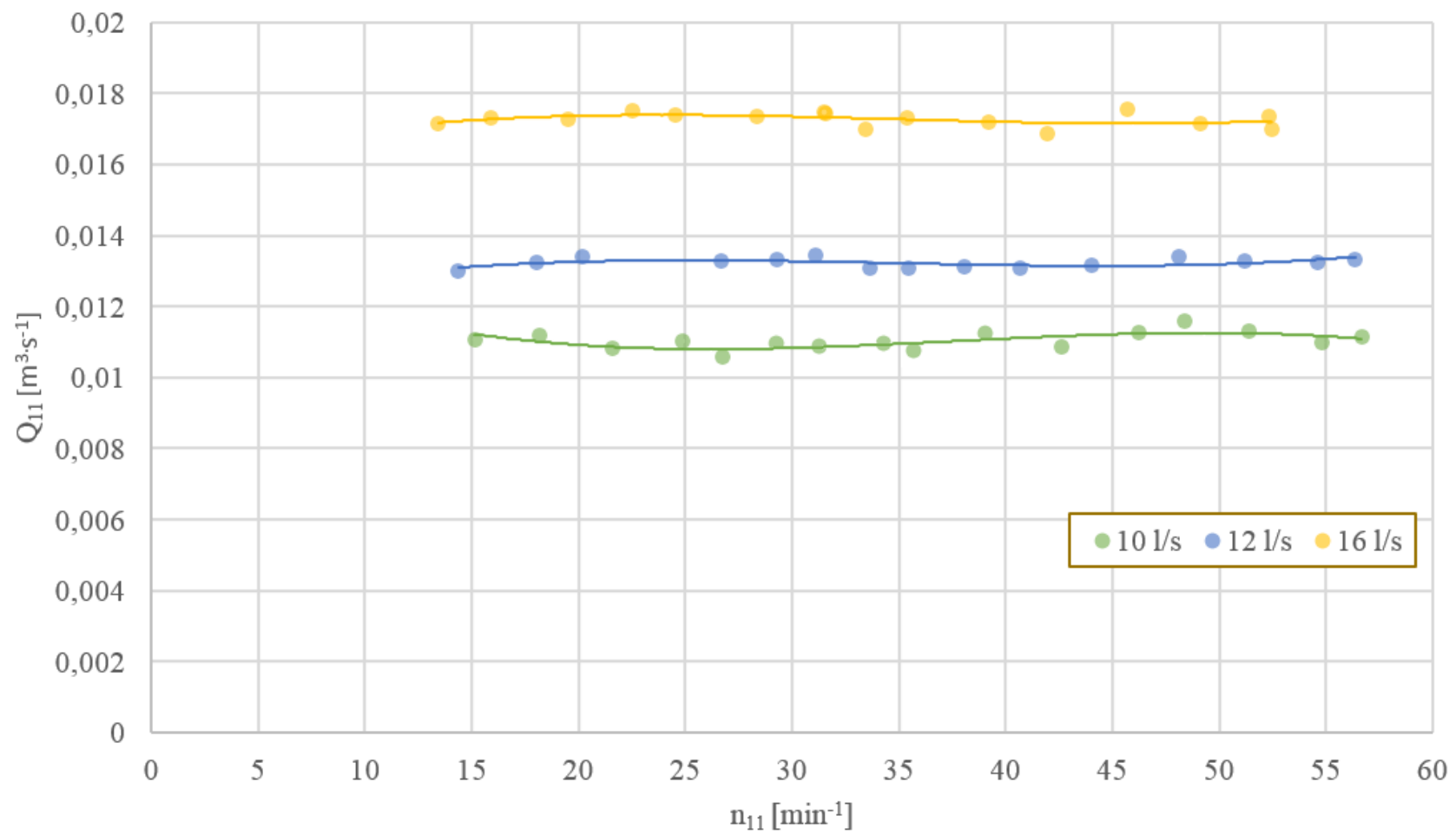
A.2 Průtoková charakteristika s účinností turbíny



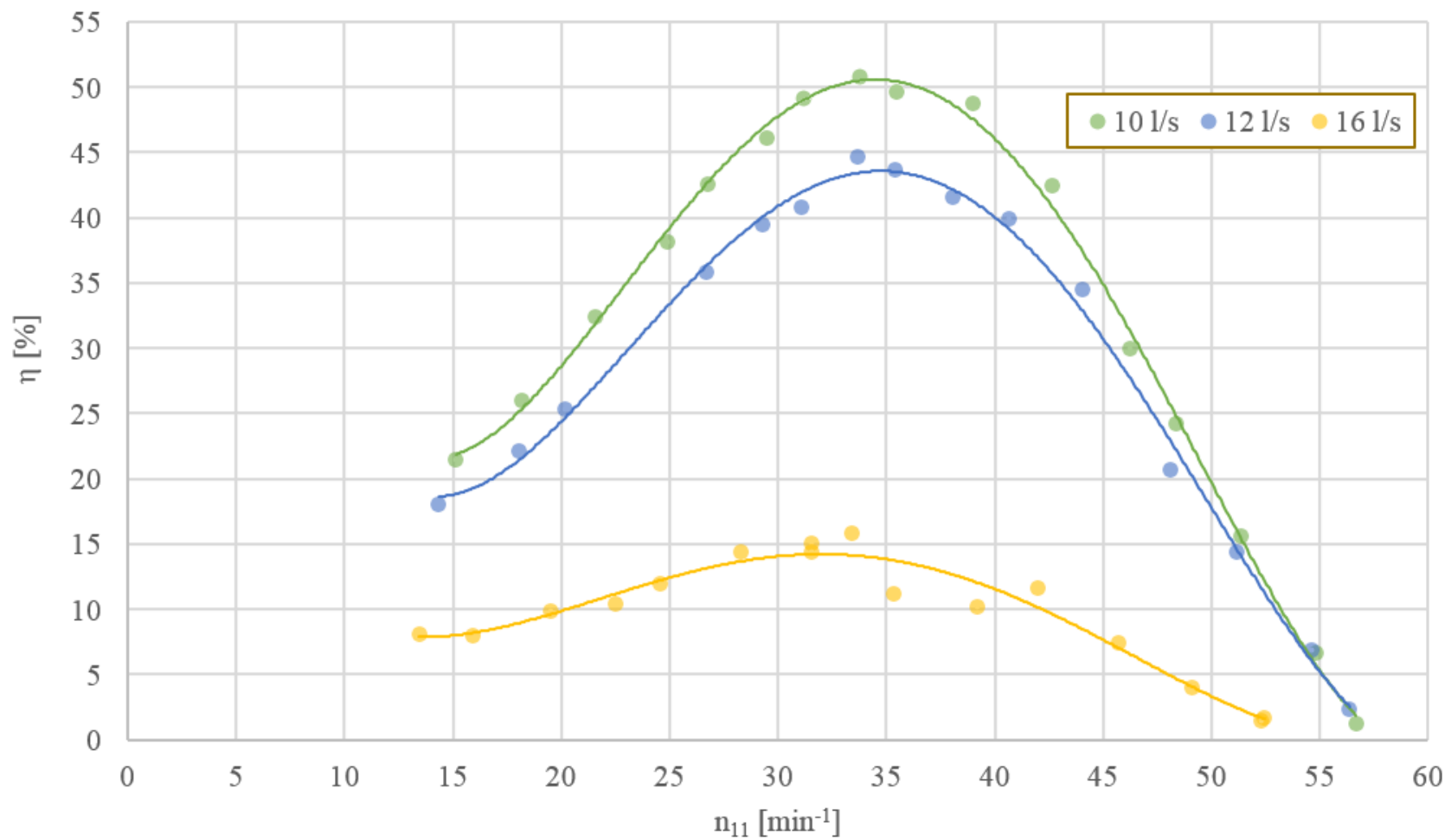
A.3 Účinnostní charakteristika turbíny bez posuvu žlabu



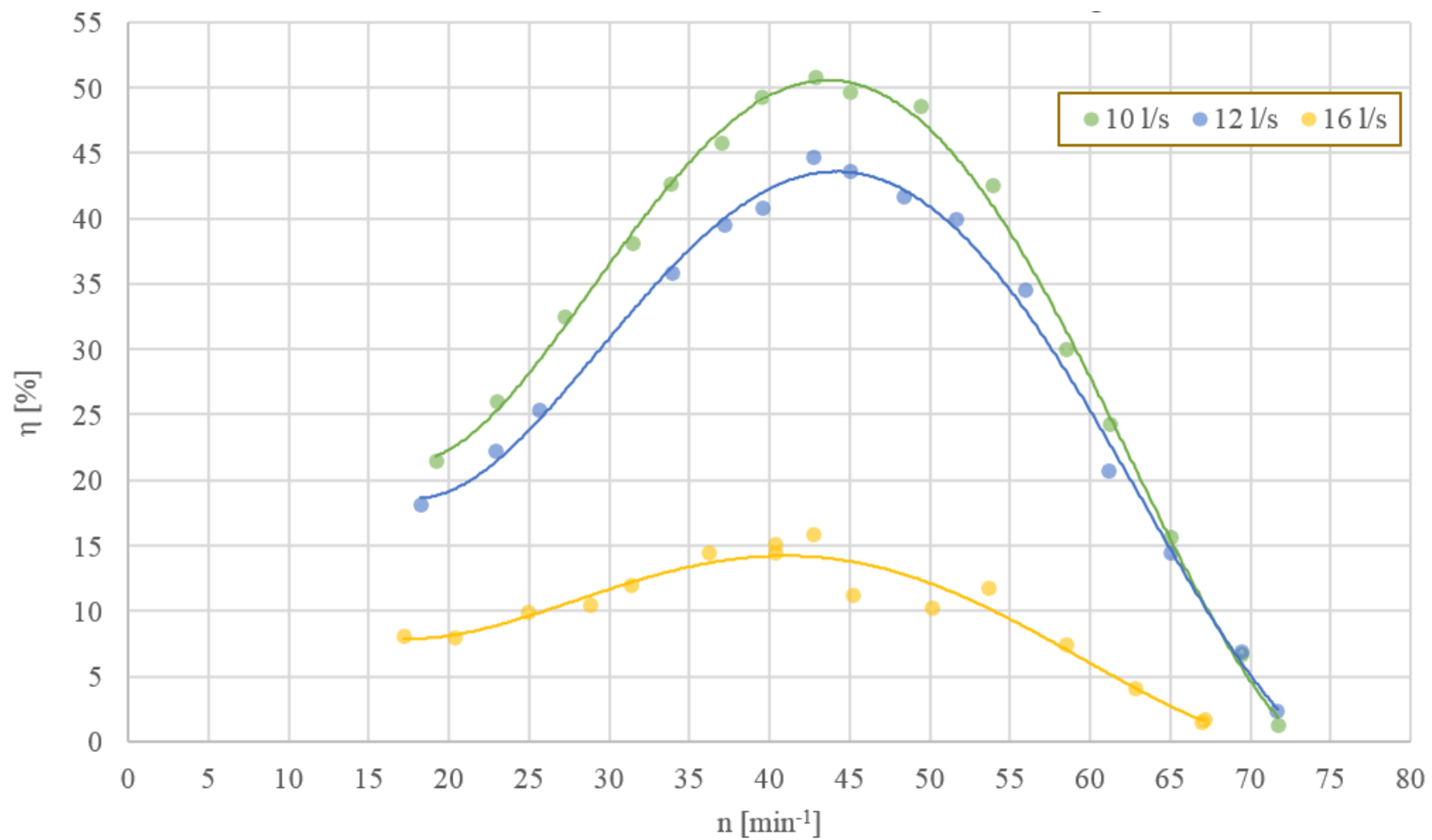
A.4 Závislost účinnosti na otáčkách turbíny bez posuvu žlabu



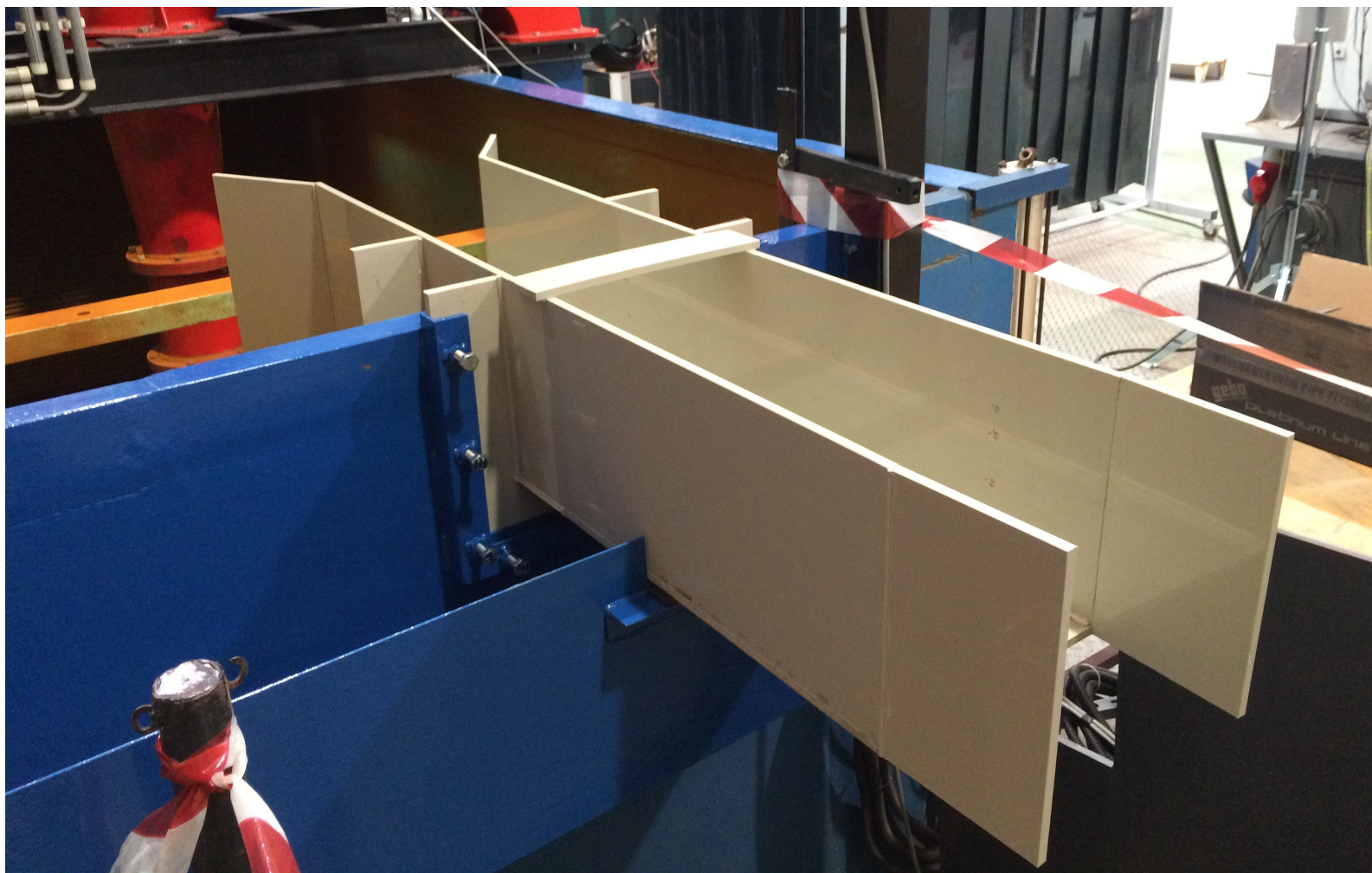
A.5 Průtoková charakteristika turbíny s posuvem žlabu



A.6 Účinnostní charakteristika turbíny s posuvem žlabu



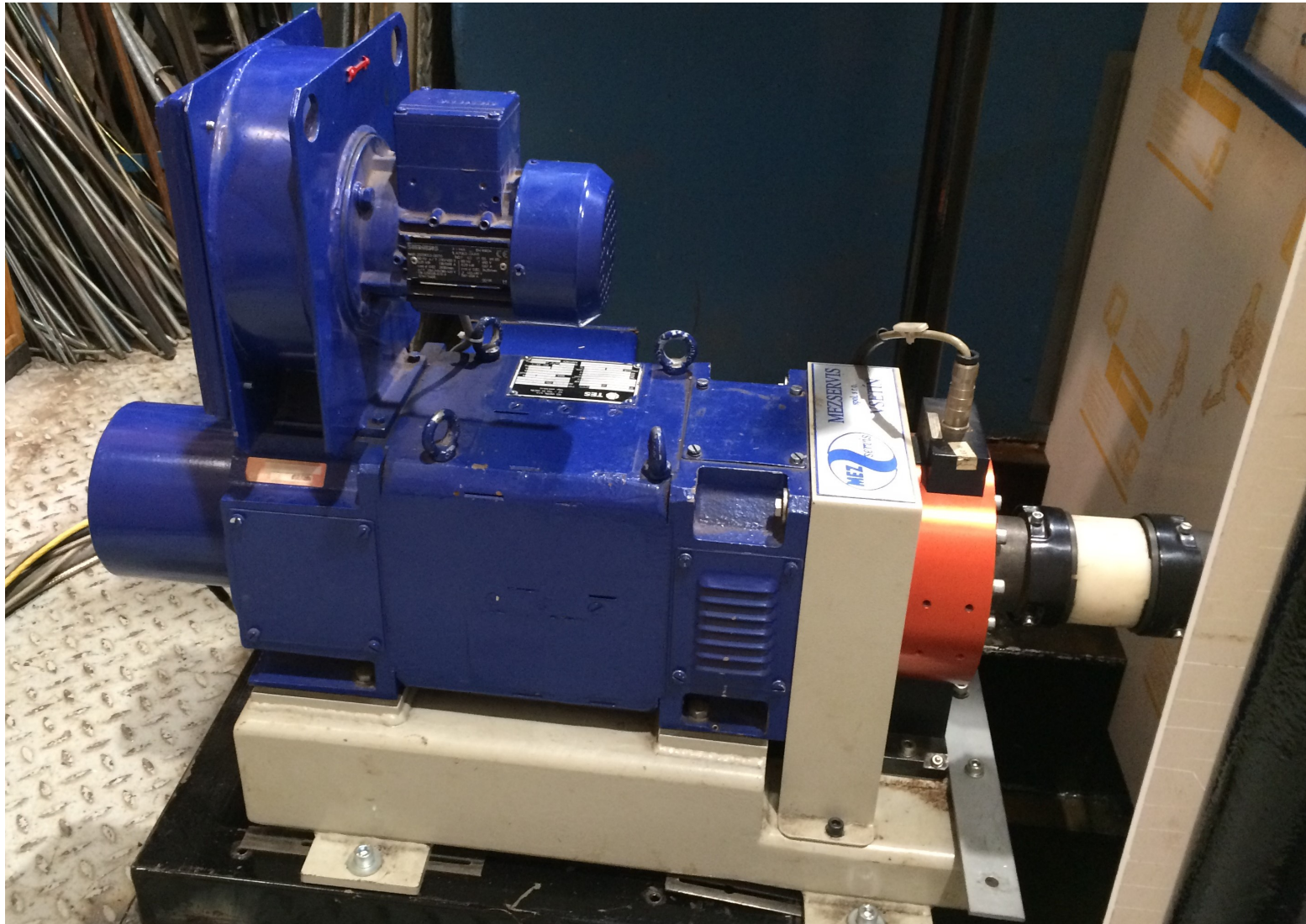
A.7 Závislost účinnosti na otáčkách turbíny s posuvem žlabu



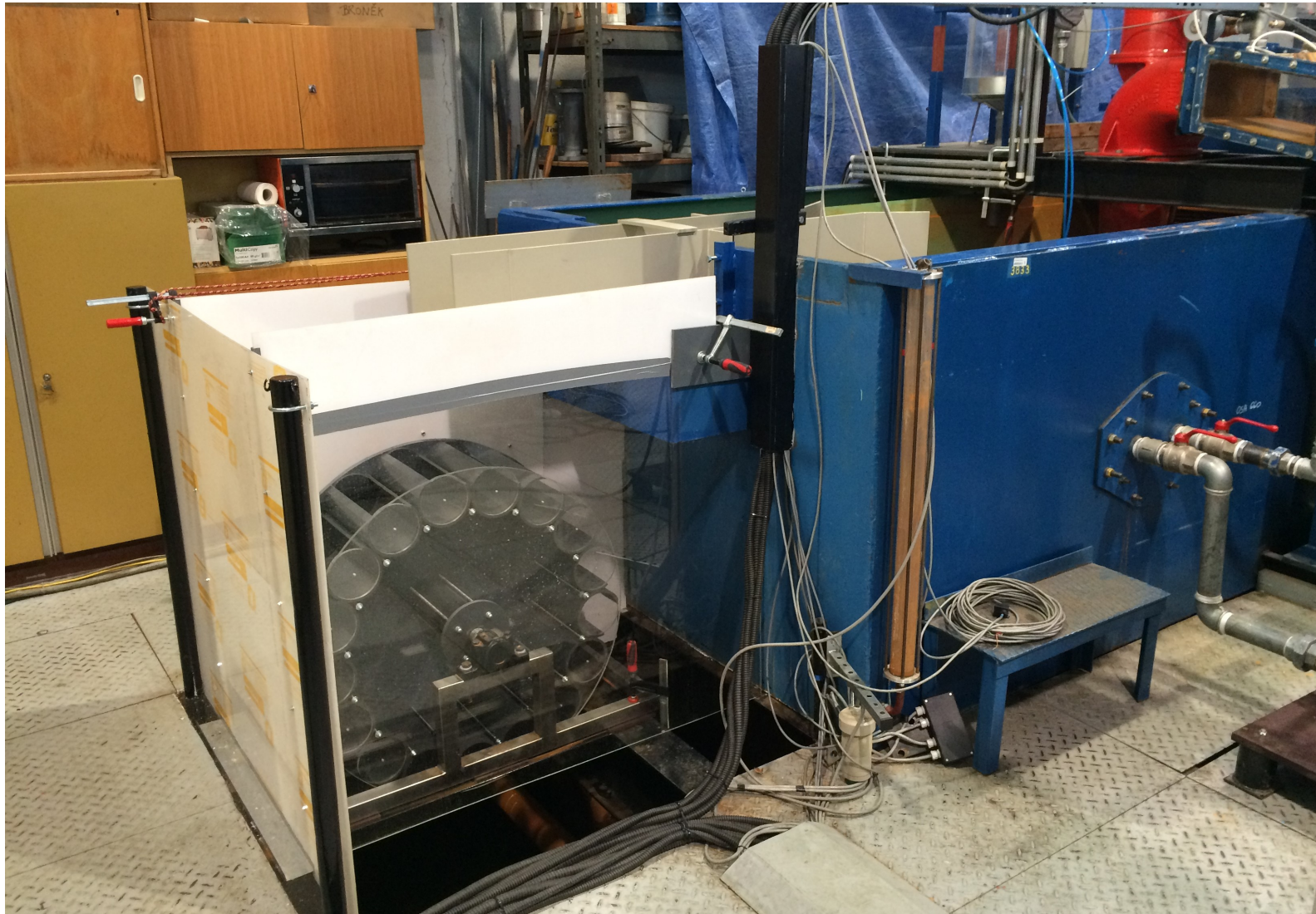
A.8 Žlab namontovaný na nádrži



A.9 Oběžné kolo



A.10 Dynamometr



A.11 Měřicí trať