



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

NÁVRH PELTONOVY TURBÍNY NA ZADANÉ PARAMETRY

THE DESIGN OF PELTON TURBINE FOR GIVEN PARAMETERS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Tomáš Pavlíček

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

BRNO 2021

Zadání bakalářské práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Tomáš Pavlíček**
Studijní program: Strojírenství
Studijní obor: Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.**
Akademický rok: 2020/21

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 bakalářské práce:

Návrh Peltonovy turbíny na zadané parametry

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V rámci cvičení z hydromechaniky se studenti seznamují s účinkem vodního paprsku na desku. Pro zvýšení možností nově budované tratě v laboratoři OFI V. K. bude zkušební školní úloha doplněna o malou Peltonovu turbínu.

Cíle bakalářské práce:

Rešerše týkající se Peltonových turbín, vlastní návrh hydraulického řešení korečku a dýzy na zadané parametry a zjištění ztrátových součinitelů dýzy.

Seznam doporučené literatury:

BEDNÁŘ, J.: Malé vodní elektrárny 2, SNTL, 1989.

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

BRADA, K., BLÁHA, J: Příručka čerpací techniky ČVUT Praha, 1997.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

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

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

ABSTRAKT

Cílem této bakalářské práce je návrh malé Peltonovy turbíny do laboratoře oboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana, se zaměřením na návrh dýzy a korečku. K navržení těchto dvou částí bylo nutné se zabývat také měřením paprsku, výpočtem ztrát potrubí a hledáním pracovního bodu čerpadla. V první části se tato práce zabývá historií, principem fungování a hlavními částmi Peltonovy turbíny. Další část obsahuje nalezení vhodného tvaru dýzy, následné měření paprsku, díky němuž bylo možné vypočítat ztrátový součinitel a účinnost dýzy. Třetí část je věnována výpočtu ztrát v potrubí a nalezení pracovního bodu. V poslední části je navržen koreček.

Klíčová slova

Peltonova turbína, dýza, paprsek, koreček

ABSTRACT

The aim of this bachelor's thesis is to create a project of a small Pelton's turbine for laboratory use, focusing on the design of nozzle and blade. Designing these two parts included beam measuring, calculating the losses in the piping and finding the working point of the pump. In its first part this thesis reviews the history, the operating principle and the main parts of the Pelton's turbine. The next part includes finding the appropriate shape of nozzle and measuring the beam, followed by the calculation of lossy coefficient and efficiency of the nozzle from the measured values. The third part is dedicated to calculation of losses in the piping and finding the working point of the pump. In the last part, blade is designed.

Key words

Pelton turbine, nozzle, water jet, blade

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PAVLÍČEK, Tomáš. *Návrh Peltonovy turbíny na zadané parametry* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-15]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132847>. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Miloslav Haluza.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma **Návrh Peltonovy turbíny na zadané parametry** vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

.....
Datum

Jméno a příjmení

PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval svému vedoucímu bakalářské práce doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za cenné rady a připomínky při tvorbě této práce. Dále můj dík patří také Bc. Michalu Ryglovi za pomoc při tvorbě 3D modelu korečku. Nakonec bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mi byli v průběhu studia a při tvorbě práce oporou.

OBSAH

ÚVOD.....	10
1 Peltonova turbína.....	11
1.1 Historie – vznik Peltonovy turbíny.....	11
1.2 Princip.....	12
1.3 Hlavní části Peltonovy turbíny.....	13
1.3.1 Dýza.....	13
1.3.2 Regulační prvky.....	13
1.3.3 Oběžné kolo.....	14
1.3.4 Skříň.....	15
1.4 Užití.....	16
2 Návrh dýzy a její paprsek.....	18
2.1 Zadání úlohy.....	18
2.2 Tvar dýzy.....	18
2.3 Měření paprsku.....	20
2.4 Výpočet ztrátového součinitele dýzy.....	23
2.5 Výpočet účinnosti dýzy.....	25
3 Potrubní systém a čerpadlo.....	26
3.1 Výpočet ztrátové energie v potrubí.....	26
3.2 Charakteristika potrubí.....	29
3.3 Charakteristika čerpadla a určení Y_p v závislosti na Q	29
4 Návrh Peltonovy turbíny.....	31
4.1 Roztečný průměr a otáčky.....	31
4.2 Výsledná síla působící na stojící koreček.....	33
4.3 Počet lopatek.....	34
4.4 Rozměr lopatek.....	35
4.5 Skenování, modelování korečku, sestava.....	35
ZÁVĚR.....	43
SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ.....	44
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	45
SEZNAM OBRÁZKŮ.....	47
SEZNAM TABULEK.....	48
SEZNAM PŘÍLOH.....	49

ÚVOD

Vodní energii využívá lidstvo už od nepaměti, ale doba jednoduchých vodních kol je už dávno pryč. Vodní stroje byly dlouho zdokonalovány a dnes dosahují neuvěřitelných účinností. V dnešní době se přikládá velká váha každému procentu účinnosti navíc, proto je stále důležitější přesný tvar všech částí celého soustrojí turbíny, zejména dýzy a korečku.

Cílem této bakalářské práce je navržení malé Peltonovy turbíny do hydraulické laboratoře, kde proběhne renovace staré úlohy měření síly paprsku na desku. Tato úloha bude doplněna právě o tuto Peltonovu turbínu a studenti tak uvidí, jak se síla paprsku využívá v praxi. Navržení celého soustrojí by přesahovalo rámec bakalářské práce, proto se tato práce zaměřuje na navržení dýzy a korečku.

Navržená dýza bude velmi zjednodušená kvůli jednoduchosti výroby. Standardně má dýza složitý tvar, navíc je v dýze umístěna jehla, která řídí průtok. V této práci jsou zkoušeny dýzy jednoduchých tvarů bez jehly, průtok lze řídit regulací čerpadla pomocí otáček. Experimentální metodou bude zvolen tvar dýzy, který bude vytvářet nejkompaktnější paprsek, následně bude vypočítán ztrátový součinitel této dýzy a její účinnost.

V praxi návrh turbíny vychází z předem známého průtoku a spádu, který lze na vodním toku vytvořit. Zde bude nutné přibližnými odhady určit čerpadlo, které bude mít průtok a spád takový, aby následné parametry turbíny odpovídali maximálním zadaným hodnotám. Následně pak bude nutné najít vyhovující pracovní bod čerpadla.

V závěru budou vypočítány parametry oběžného kola, počet a rozměr lopatek. Opět zde budou použity zjednodušené výpočty, popřípadě koeficienty, jejichž hodnoty vyplývají z roků praktických zkušeností.

1 Peltonova turbína

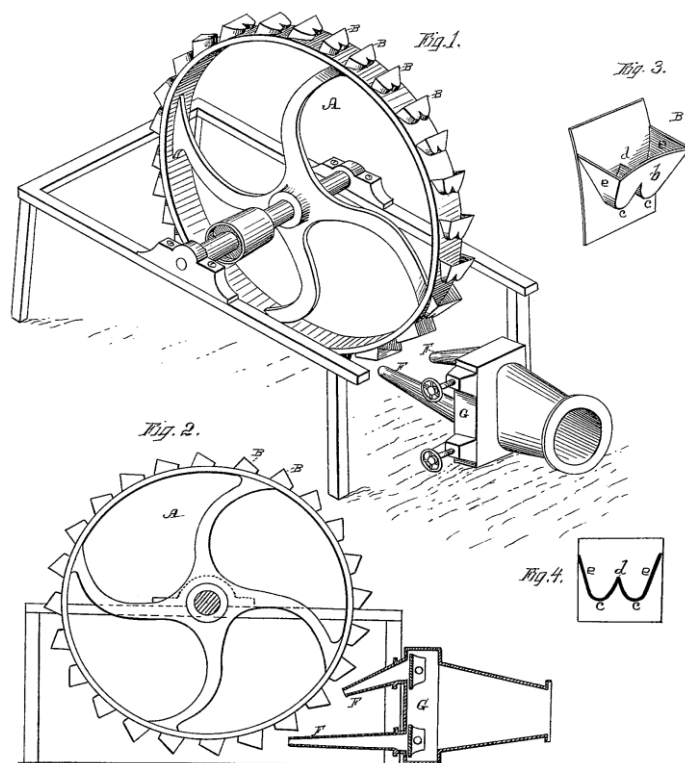
1.1 Historie – vznik Peltonovy turbíny

Získávání energie z vody provází lidstvo už po celá staletí a vždy se najde někdo, kdo se bude snažit využít vodní energii lépe. Stejně tak jako Lester Allan Pelton.

V roce 1850 přicestoval do Kalifornie, aby se zúčastnil zlaté horečky. Když poté zjistil, že těžba je obtížnější, než si představoval, začal se věnovat jiným pracem v okolí „zlatých táborů“, jako např. těžbě dřeva, tesařství a prodeji ryb. V roce 1860 se usadil v Camptonville u řeky Yuba, což bylo centrum těžařské činnosti. Zde si našel práci jako tesař. Často cestoval do těžařských provozů a studoval zařízení, která se zde používala. K pohánění těžebních operací se používaly parní stroje, které ke svému provozu spotřebovávaly obrovské množství dřeva. Pelton si všiml, jak moc zbytečného času a energie zabírá těžba a doprava proto hledal jiná řešení [1].

V té době se vodní kola používala pouze na větších řekách. V potocích s nižším průtokem, které se nacházely v okolí horských dolů, byla neúčinná a proto nepoužitelná. Pelton začal experimentovat s návrhem lepšího vodního kola, které by pracovalo s relativně malým průtokem. Běžné kolo mělo po obvodu řadu šálků nebo kyblíčků, paprsek narážel do jejich středu a kolo pracovalo spíš s tlakem vody narážejícím na kyblíček. Místo toho Pelton navrhl duální kyblíčky (viz obrázek 1.1), které paprsek rozdělily na dvě části a otočily téměř zpět, čímž využil energii kinetickou a původní účinnost tak z 30 % - 40 % zdvojnásobil. Tímto se mu podařilo navrhnout kolo, které dokázalo pracovat s nízkým průtokem a vysokou rychlostí. Díky tomu bylo možné ho využít v horských oblastech v okolí dolů s malými, rychle tekoucími potoky.

Na konci 70. let 18. století se Peltonovi úspěšně povedlo vymodelovat, otestovat a vyrobit jeho první turbínové kolo. Jeho první funkční kolo bylo instalováno v roce 1878 v dole Mayflower v Nevadě. O Peltonovo kolo byl velký zájem a levná vodní energie začala postupně nahrazovat drahé a objemné parní stroje [1].

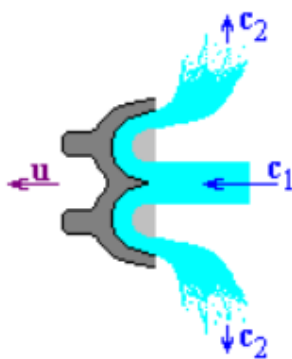


Obrázek 1.1 Patent Peltonova kola [11]

1.2 Princip

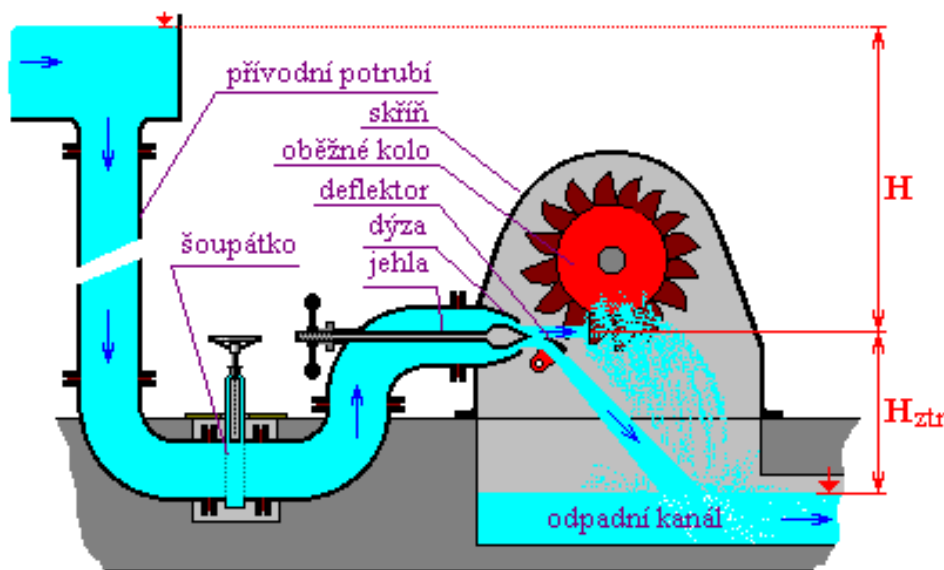
Peltonova turbína je turbína rovnotlaká akční. Rovnotlaká – před oběžným kolem je stejný tlak vody, jako za ním. Akční – voda působí nárazem, využívá pouze kinetickou energii. Z horní nádrže je voda přiváděna potrubím kruhového průřezu do rozváděcího ústrojí, které rozvádí vodu, podle velikosti zařízení, do jedné nebo více trysek (dýz) [2] [3].

V dýze se mění energie spádu na energii kinetickou. Paprsek vody vystupující z dýzy tangenciálně ostříkuje oběžné kolo osazené lopatkami lžicovitého tvaru. Uprostřed lopatky, často nazývané koreček, se nachází břit, který rozděluje paprsek na dvě poloviny. Lžicovitý tvar otáčí paprsek téměř do protisměru (viz obrázek 1.2). Tím, že paprsek změnil směr, předá oběžnému kolu svoji kinetickou energii. Díky souběhu rychlosti vody tekoucí po lopatce a současným otáčením oběžného kola, je využita téměř všechna kinetická energie vody. Voda s minimální zbytkovou rychlostí odchází z lopatky na vnější straně a padá do odpadu pod turbínou [2] [3].



Obrázek 1.2 Paprsek dopadající na koreček [3]

Regulace výkonu probíhá změnou velikosti průřezu paprsku. Buď změnou výtokového průřezu dýzy pomocí přímočarého pohybu jehly nebo požitím deflektoru nebo deviátoru, které paprsek odříznou nebo odkloní. Deflektor či deviátor se používá k rychlému snížení výkonu, či úplnému odstavení turbíny z provozu, v případech jako je např. výpadek generátoru ze sítě. Jejich pohyby jsou kombinované s jehlou [2] [3].



Obrázek 1.3 Schéma Peltonovy turbíny [3]

$H = \text{spád}$

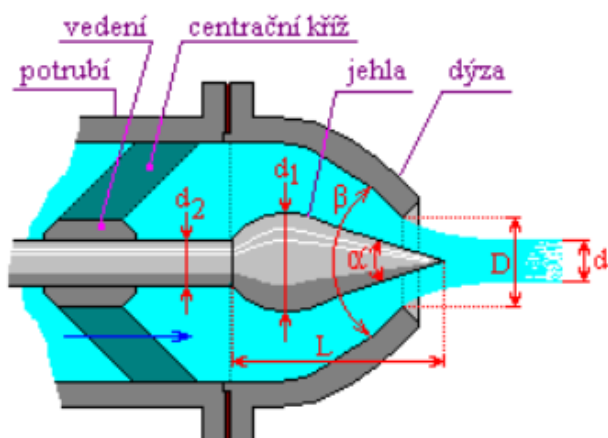
$H_{ztr.} = \text{nevyužitý spád}$

1.3 Hlavní části Peltonovy turbíny

1.3.1 Dýza

Dýza tvoří rozváděcí ústrojí Peltonovy turbíny a tlaková energie vody se v ní přeměňuje na energii kinetickou. Paprsek, který se v ní tvoří, musí být kompaktní a co nejméně rozčeřen vzduchem. Nejvhodnější tvar byl nalezen experimentálně. První, kdo se návrhem tvaru systematicky zabýval byl Freeman. Při pokusech bylo zjištěno, že průměr paprsku má na rozpadání větší vliv než rychlost. Aby byl paprsek kompaktní, je nutné zajistit, aby voda vystupovala z dýzy bez krouživého pohybu. Do trysky se proto montuje usměrňovač, který však zvýší ztráty trysky [2].

Zvýšit výkon a měrné otáčky turbíny lze dosáhnout přidáním dalších dýz. V horizontálním uspořádání lze použít až dvě dýzy, při vertikálním čtyři až šest dýz. Při vyšším počtu dýz se musí dbát na to, aby lopatka vstupovala do dalšího paprsku až po tom, co z ní všechna voda z předešlého paprsku odteče [2].



Obrázek 1.4 Dýza s jehlou [3]

1.3.2 Regulační prvky

Jak už bylo zmíněno, regulace probíhá pomocí jehly a deflektoru nebo deviátoru.

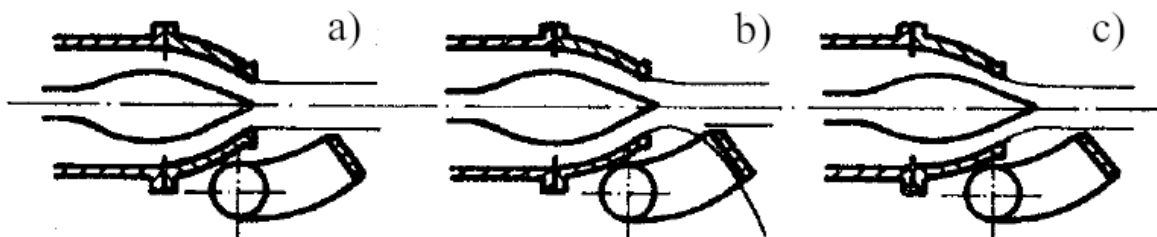
Jehla

Jehla dokáže plynule regulovat průtok vody osovým posuvem v dýze, mění tak výtokový průřez dýzy (viz obrázek 1.4). Posuv jehly může být řízen buď mechanicky nebo hydraulicky pomocí servomotoru, toto řešení je voleno u turbín s vyšším výkonem.

Jehla také napomáhá k vytvoření kompaktního paprsku. Zkouškami v provozu se ukázalo, že nejlepší tvar je kuželový, u kterého špička nepodléhá tolik korozi, jako u dříve používaného tvaru s dvojitým zakřivením [2].

Deflektor a deviátor

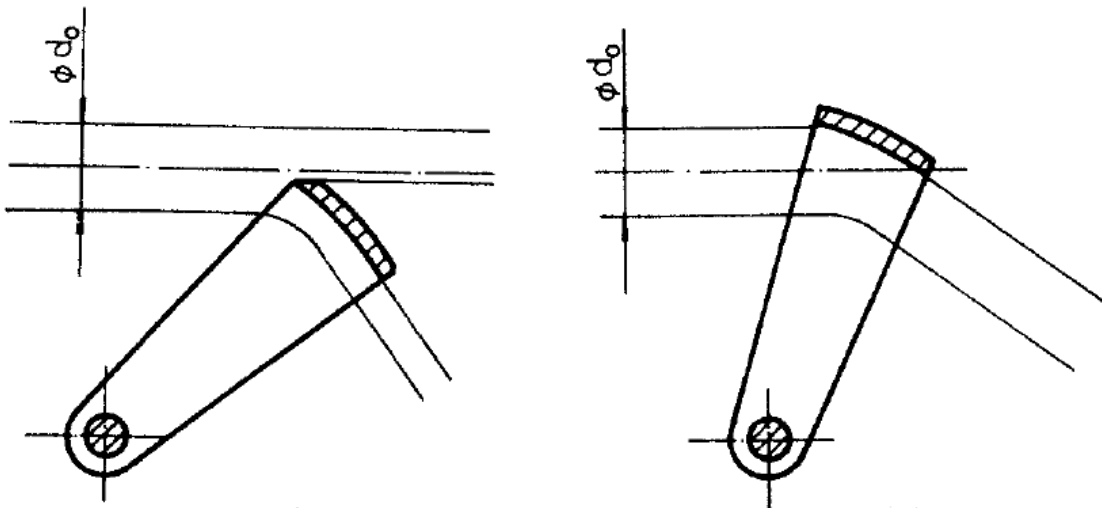
Změna průřezu dýzy pomocí jehly může být pouze pozvolná, aby nedošlo k hydraulickému rázu a tím k velkému nárůstu tlaku v potrubí. Pomocí jehly proto nejde rychle reagovat na změny výkonu nebo na potřebu rychlého odstavení turbíny. Řešením rychlé regulace paprsku je systém dvojité regulace, kdy je pohyb jehly kombinován s pohybem deflektoru nebo deviátoru, jak je vidět na obrázku 1.5. Jeden z nich je umístěn za ústím dýzy, v případě potřeby rychle zasáhne do paprsku, odkloní jej z dráhy a odvede do odpadu. [2] [4].



Obrázek 1.5 Činnost deflektoru [4]

a) ustálený provoz, b) zásah deflektoru, c) omezení průměru paprsku pohybem jehly

Deflektor (obrázek 1.6 vlevo) umožňuje jemnější regulaci, avšak při odklonu celého paprsku musí vykonat pohyb velikosti celého průměru paprsku. Deviátor (obrázek 1.6 vpravo) je oproti tomu méně náročný z hlediska zdvihu, stačí mu poloviční pohyb, protože polovinu odkloněného paprsku strhne zbytek s sebou. Jeho nevýhodou je, že neumožňuje odklonění pouze části paprsku [2] [4].



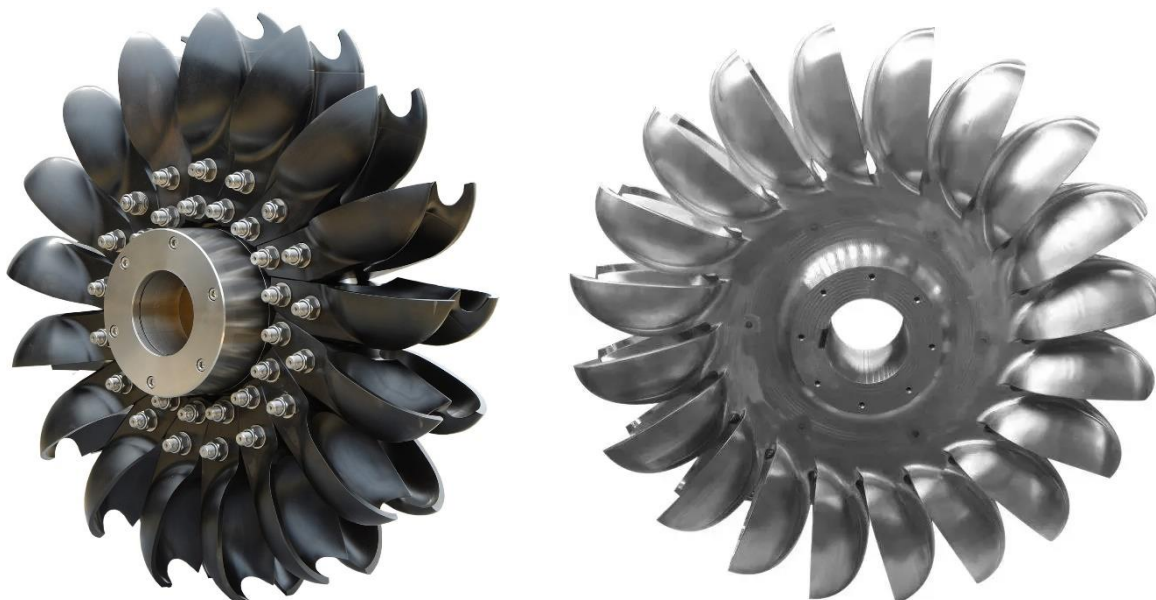
Obrázek 1.6 deflektor (vlevo), deviátor (vpravo) [4]

1.3.3 Oběžné kolo

Oběžné kolo Peltonovy turbíny se skládá z náboje a lopatek, které jsou rozmístěné po jeho obvodu. S hřídelí je oběžné kolo spojeno perem, klínem nebo přírubou, pokud je použito letmé uspořádání. Vyrábí se z litiny nebo ocelolitině podle velikosti obvodové rychlosti, při vysokých spádech se na lopatky použije legovaná ocelolitina [2].

Technologicky se vyrábí buď vcelku opracováním odlitku, či výkovku nebo s lopatkami přišroubovanými na disk. Kolo s přišroubovanými lopatkami je sice dražší, ale opracování lopatek zvláště umožňuje přesné, snadnější vybroušení a vyleštění. Další výhodou je vyměnitelnost vadných lopatek. U rychloběžných kol je problém s dimenzováním upevnění

lopatek, v tom případě se na obvod lopatek natáhnou dvě ocelové skruže, které zachytí odstředivou sílu a zároveň obvodovou sílu rozdělí na víc lopatek. Oběžné kolo je před uvedením do provozu nutné vyvážit staticky, pro vyšší otáčky i dynamicky a provést zkoušku na průběžné otáčky [2].



Obrázek 1.7 kolo s přišroubovanými lopatkami (vlevo) [12], kolo odlité v celku (vpravo) [13]

Výroba lopatek musí být pečlivá. Lopatky musí mít přesný tvar, tak aby zachytily co nejvíce kinetické energie paprsku. Jejich povrch musí být přesně broušený a následně leštěný (viz obrázek 1.8). Lopatky jsou namáhány, velkou silou navíc cyklicky, proto nesmí mít žádné trhliny a vnitřní vady [2].



Obrázek 1.8 Koreček Peltonova kola [14]

1.3.4 Skříň

Skříň slouží k zachycení a odvedení vody odpadající z kola. Musí také dokázat zachytit paprsek při proběhnutí kola, popřípadě při odklonění deflektorem nebo deviátorem. Skříň musí být dostatečně široká, aby se voda dobře dostávala do odpadu a nebyla strhávána kolem do horního krytu, čímž by se zvýšily ventilační ztráty, které by snižovaly účinnost turbíny. Aby se snížilo

rozprašování částeczek vody a tím i ventilační ztráty, montuje se za výstupem vody z lopatky stírač, který má tvar podle obrysu lopatky [2].

Na hřídel, u výstupu ze skříně, se přidělávají odstříkovací kroužky, které zamezí úniku vody kolem hřídele. Do skříně lze také namontovat brzdící trysku, která v případě potřeby ostříkuje kolo proti směru jeho otáčení, čímž se řeší přibrzdění nebo úplné zastavení kola. K přibrzdění průběžných otáček kola lze také do skříně do míst, kam dopadá paprsek, namontovat zařízení, které otočí paprsek do protisměru otáčení oběžného kola [2].

1.4 Užití

Peltonova turbína dokáže zpracovat relativně malé průtoky vody (od 0,01 do 3 m³/s), avšak potřebuje velké spády (od 15 do 1800 metrů). Proto největší uplatnění nalezne na menších horských tocích. Turbína má plochou charakteristiku a dobrou účinnost v širokém rozsahu plnění a má spoustu dalších výhod. Je snadno a rychle regulovatelná, má dobrou otěrovou odolnost proti písku, výrazně okysličuje vodu a není náchylná ke kavitaci [3].

K dalším výhodám patří její konstrukce, která je jednoduchá na výpočet. Turbína může pracovat i s pitnou vodou, protože ložiska nejsou přímo ve vodě, a tak nehrozí její znečištění. Hřídel není nutné těsnit, stačí na něj umístit odstříkové kroužky. Turbinu lze jednoduše kombinovat s více turbínami nebo čerpadlem připojeným na jeden generátor. Díky tomu, že turbína není umístěna ve vodě, neklade žádný odpor, když je nečinná. U jiných turbín se musí turbína oddělovat spojkou od generátoru. Přidáním dalších dýz se může snadno zvýšit hltnost turbíny [3].

K nevýhodám patří složitý tvar lopatek a také část ztraceného spádu, který je však při velkých spádech zanedbatelný. Dále turbíně vadí zvýšení spodní hladiny, která by ji brzdila. Při menších spádech má turbína nízký počet otáček, proto je nutné otáčky převádět na vyšší [3].



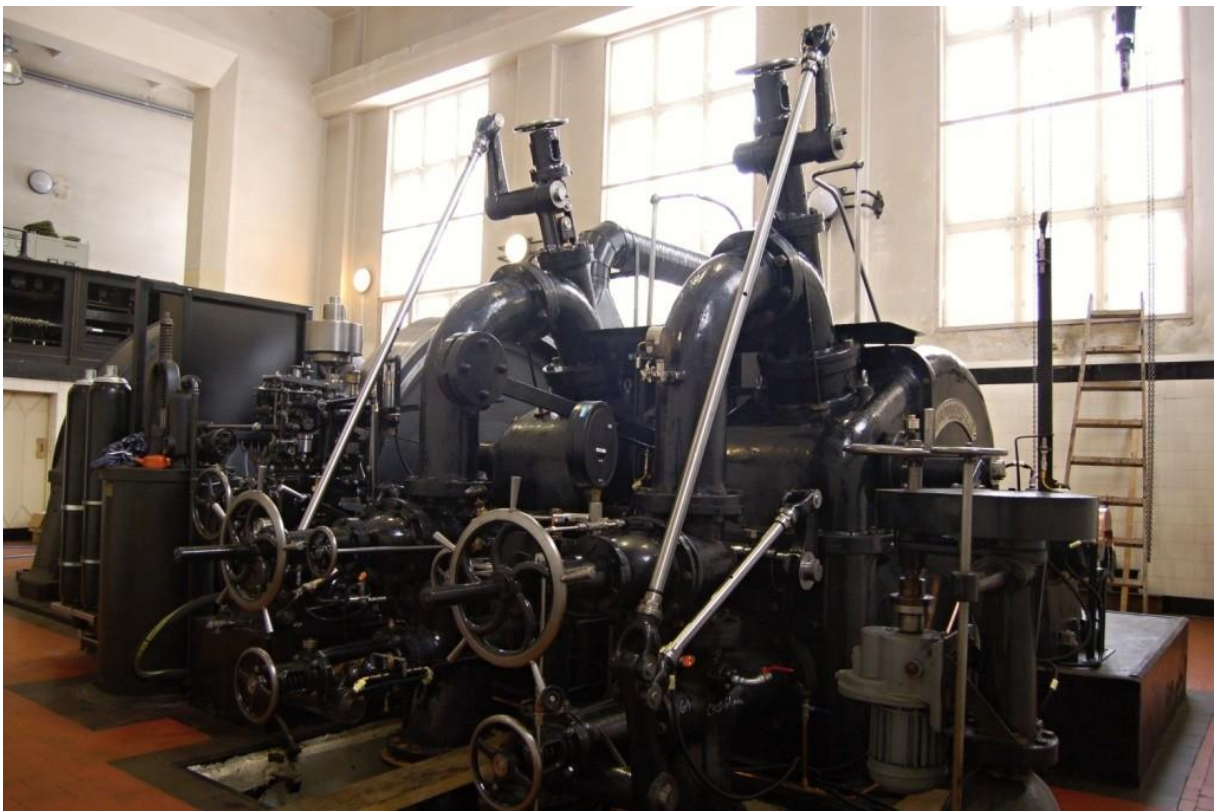
Obrázek 1.9 elektrárna Černé jezero [15]

Příklady užití

V České republice se bohužel Peltonova turbína moc neuplatní, kvůli nedostatku vhodných podmínek. Nejvýkonnější Peltonovu turbínu u nás najdeme v malé vodní elektrárně Černé jezero viz obrázek 1.9, kde je instalována s výkonem 1500 kW, její hltnost je 800 l/s při spádu 247,7 m a otáčkách 750 min^{-1} . Tato turbína byla vyrobena v roce 1930 v závodech Škody v Plzni. Do původní strojovny této elektrárny byl v roce 2005 nainstalován nový turbogenerátor s Peltonovou turbínou o výkonu 370kW.

Další instalovaná Peltonova turbína u nás je v elektrárně Rudolfov u Liberce viz obrázek 1.10 s výkonem 980 kW při spádu 171 m, hltností 650 l/s a otáčkách 500 min^{-1} .

Peltonovy turbíny jsou využívány spíše v hornatějších zemích, jako je například Norsko či Švýcarsko.



Obrázek 1.10 elektrárna Rudolfov [16]

2 Návrh dýzy a její paprsek

Tato kapitola popisuje, jak probíhal návrh tvaru dýzy, její následné měření a jako poslední krok v této kapitole bude uveden výpočet jejího ztrátového součinitele.

2.1 Zadání úlohy

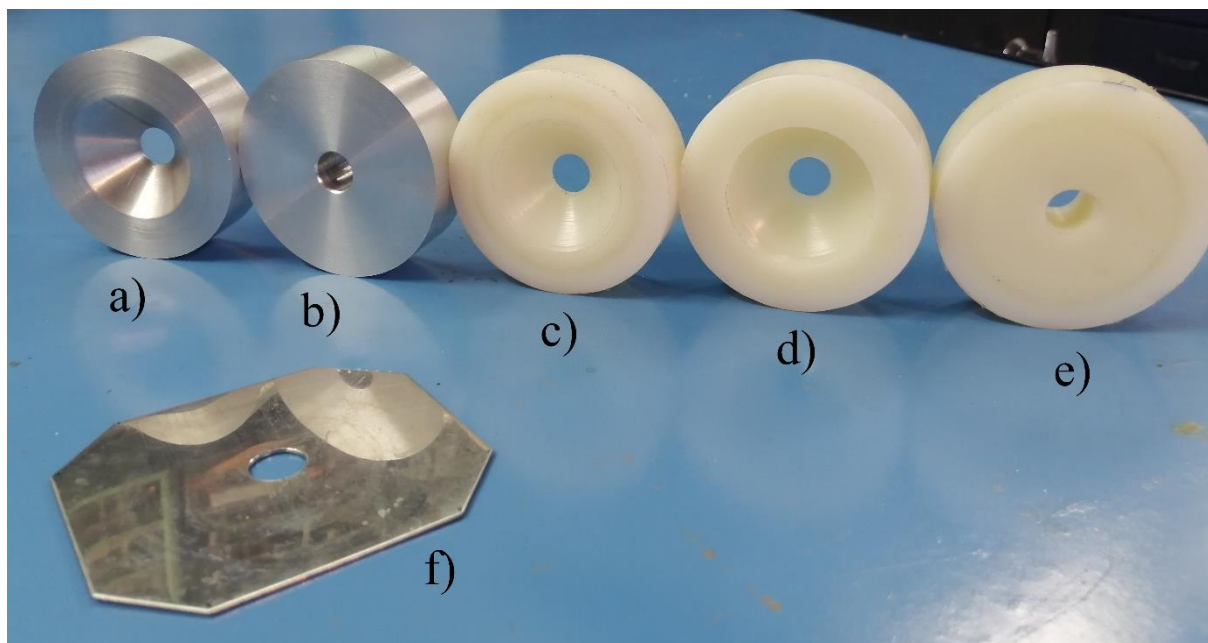
Na obrázku 2.1 je stará laboratorní úloha v hydraulické laboratoři. V této laboratorní úloze se měřila síla paprsku na desku. Laboratorní úloha bude zrekonstruována a spolu s měřením síly paprsku na různé tvary desek zde bude umístěna malá Peltonova turbína, na které studenti hydromechaniky uvidí, jak je v praxi kinetická energie paprsku využívána. Velikost celého soustrojí Peltonovy turbíny je omezena prostorem v laboratoři. Další omezení parametrů turbíny je způsob jejího brzdění. K brzdění bude použit asynchronní motor. Aby měl motor rozumnou velikost a mohl být použit některý z motorů, které jsou již v laboratoři, jsou maximální hodnoty točivého momentu 7,5 Nm a maximální otáčky 3000 ot/min.



Obrázek 2.1 Stará laboratorní úloha

2.2 Tvar dýzy

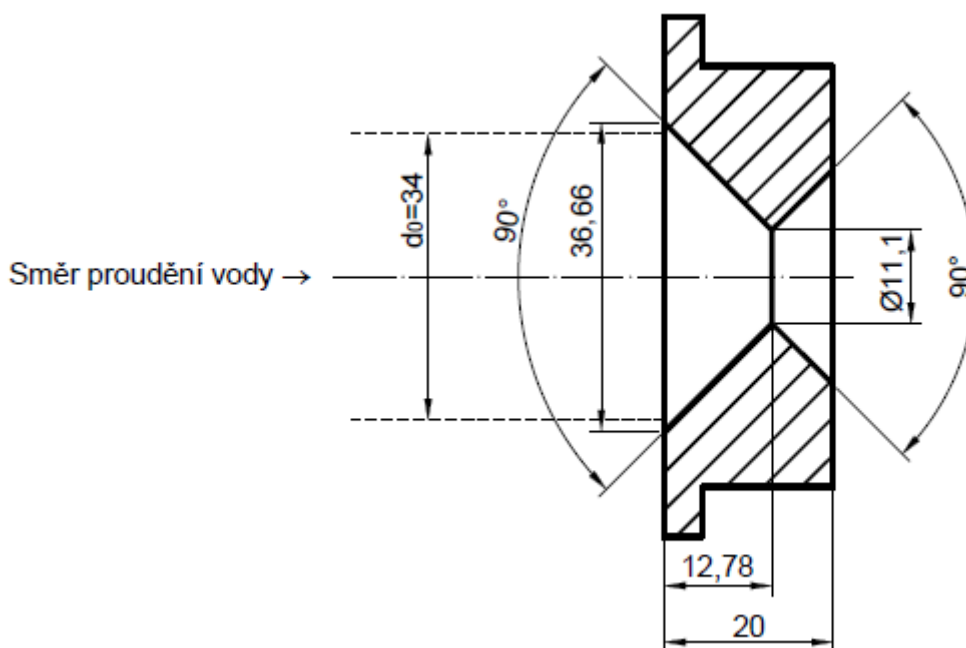
Při návrhu se uvažovala pouze dýza bez jehly, kvůli jednoduchosti. Dalším požadavkem byl jednoduchý tvar dýzy, pro co nejjednodušší vyrobiteľnost. To se ukázalo jako problém, protože paprsek nadržel pohromadě a brzy se rozpadal. Čím více by byl paprsek rozpadlý, tím by se zhoršovala následná účinnost Peltonovy turbíny. Proto byla vyrobena clona a několik tvarů dýzy z různých materiálů a následně se postupně porovnával rozpad paprsku. Jako první byla zkoušena obyčejná clona viz obrázek 2.2 f), která se neosvědčila. Pokud by byla zvolena clona, k výpočtu by byla použita norma [5]. Následně byly vyrobeny tři typy dýzy ze silonu. Pouze s dírou viz obrázek 2.2 e), kužel obrázek 2.2 d), oboustranný kužel obrázek 2.2 c). Jako nejlepší se ukázal tvar s oboustranným kuželem, u kterého se paprsek rozpadal nejméně.



Obrázek 2.2 Zkoušené dýzy

Následně bylo srovnáno a prodlouženo přívodní potrubí, díky tomu se ustálilo proudění a paprsek se stal o to kompaktnější.

Podle nejslibnějšího tvaru ze silikonu byla vyrobena dýza z hliníku viz obrázek 2.2 a), její přesný tvar s rozměry je zobrazen na obrázku 2.3. Lepší materiál umožnil vyrobít přesnější tvar s lepším povrchem a ostrou hranou na přechodu kuželů, díky které se paprsek dobře oddělí od dýzy. Průměr 11 mm byl zvolen předběžnými odhady. Kvůli nepřesnosti výroby je jeho reálný rozměr o desetinu větší $d_1 = 11,1$ mm. Přívodní potrubí k dýze má průměr $d_0 = 34$ mm. Jak je vidět na obrázku 2.3, vnější průměr kužele je větší než průměr potrubí. V tomto místě budou pravděpodobně vznikat turbulence a ztráty na dýze budou proto vyšší.

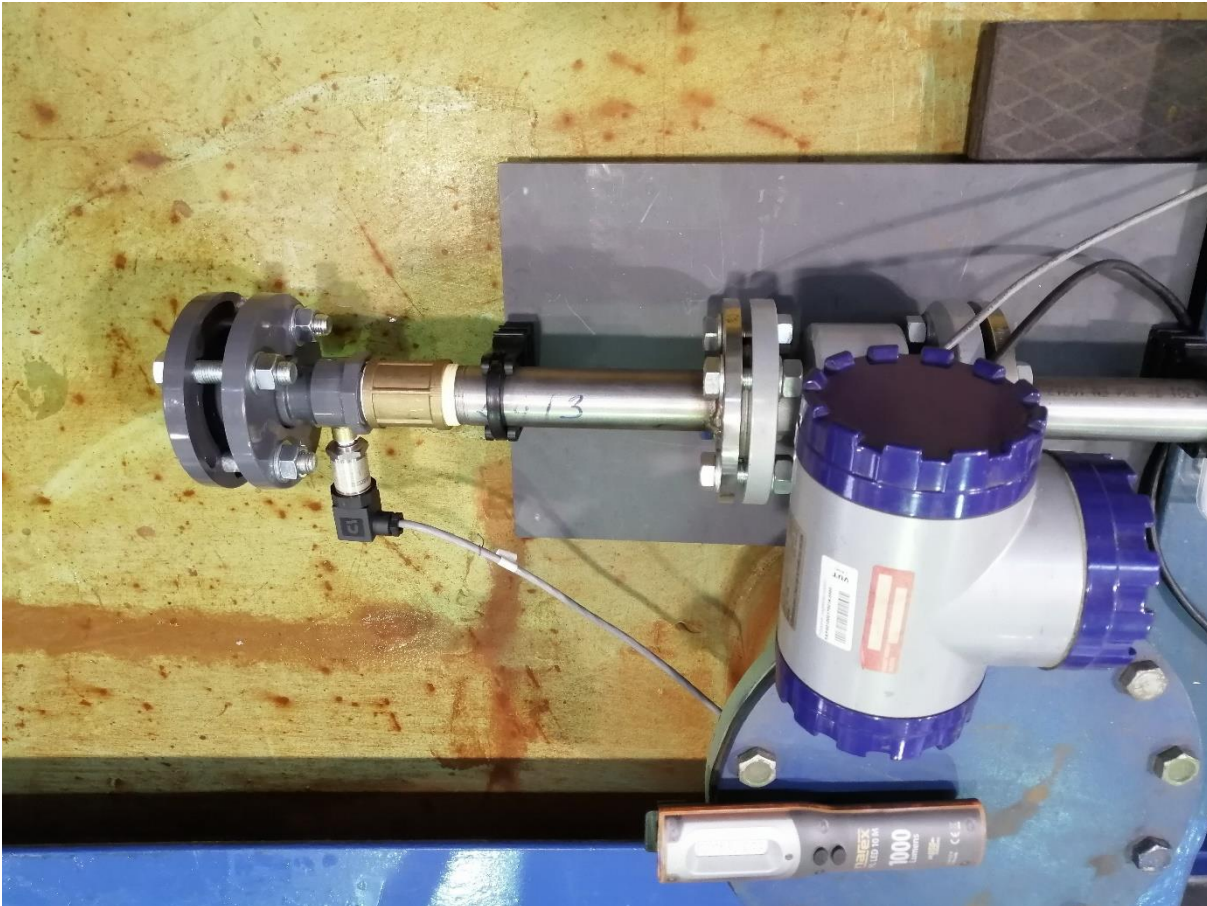


Obrázek 2.3 Použitá dýza

2.3 Měření paprsku

Pro návrh korečku a oběžného kola bylo nutné znát velikost a vlastnosti paprsku. Proto je tato kapitola věnována jeho měření. Měřen byl průtok a velikost tlaku v přívodním potrubí. Následně byl paprsek focen a jeho průměr byl měřen pomocí přepočtů pixelů na milimetry.

Měřicí trať na obrázku 2.4 byla sestavena tak, aby byla v rámci možností co nejdelší a proudící voda měla tak možnost se co nejvíce ustálit. Dále byla snaha o to, aby vnitřek přívodního potrubí byl co nejhladší, s nejmenšími rozdíly vnitřních průměrů jeho částí. V místech změn průřezu potrubí by vznikalo víření, které by mělo negativní vliv na soudržnost paprsku.



Obrázek 2.4 Měřicí trať

Měření průměru paprsku a sledování jeho rozpadu probíhalo pomocí focení viz obrázek 2.5. Na první fotografii byl pořízen snímek známého rozměru ve stejné vzdálenosti jako měřený paprsek. Poté bylo zjištěno kolik pixelů je 1 cm. Následně bylo změřeno z fotografie kolik pixelů je široký paprsek a díky přepočtu známé vzdálenosti bylo umožněno vypočítat reálný rozměr paprsku. Celkem byl paprsek změřen na 15ti fotografiích, kvůli tomu že paprsek není úplně ustálený a v čase se mění. Změřené hodnoty byly následně zprůměrovány.

Před focením paprsku byly odečteny hodnoty ze snímače tlaku a průtokoměru. Tlak byl měřen jako diference mezi změřeným tlakem a atmosférickým tlakem.

Průtok: $Q = 1,903 \text{ l/s}$
Tlak: $p_0 = 305\,000 \text{ Pa}$



Obrázek 2.5 Fotka pro měření paprsku

Z hodnot v tabulce 2.1 je patrné, že průměr těsně za dýzou je menší než průměr dýzy. Toto je způsobeno kontrakcí, které bude věnována následující podkapitola. S rostoucí vzdáleností je paprsek čím dál více zvlněný a následně dochází k jeho rozpadu na jednotlivé kapky.

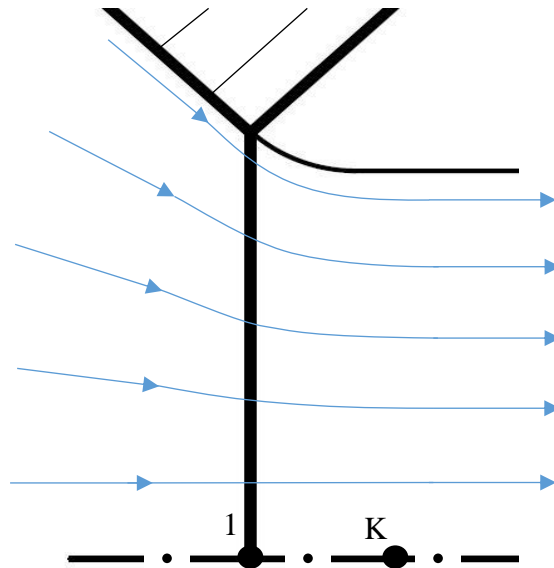
Tento jev způsobuje to, že paprsek je rozstříkovan do vzduchu, který má rozdílnou hustotou a hranice mezi vodou a vzduchem se proto stává nestabilní, tento jev označujeme jako Kelvin-Helmholtzovu nestabilitu [6].

Tabulka 2.1 Průměr paprsku v různé vzdálenosti od dýzy

Číslo fotografie	0 mm [mm]	10 mm [mm]	20 mm [mm]	40 mm [mm]	60 mm [mm]	80 mm [mm]
1	10,23	10,64	11,05	11,76	12,68	14,11
2	10,43	10,74	11,15	11,45	11,66	12,48
3	10,23	10,84	10,94	11,56	13,50	12,78
4	10,43	10,64	10,84	11,35	11,86	12,78
5	10,23	10,53	11,25	11,05	12,68	12,89
6	10,23	10,84	11,05	11,25	11,66	12,99
7	10,33	11,05	10,84	11,76	12,89	14,63
8	10,33	10,84	11,05	11,97	13,19	13,30
9	10,43	11,25	11,35	11,25	13,30	14,32
10	10,23	10,94	11,25	11,76	12,99	13,40
11	10,33	11,25	11,56	11,66	12,48	14,32
12	10,23	10,74	10,94	11,45	12,68	13,81
13	10,43	11,25	11,45	11,76	12,58	13,50
14	10,23	11,05	11,56	11,86	12,38	13,19
15	10,23	11,05	11,56	11,86	12,38	13,19
průměr	10,30	10,91	11,19	11,58	12,59	13,45

Kontrakce paprsku

Kontrakce vzniká důsledkem různého směru proudnic v průřezu dýzy. Proudnice ve středu paprsku mají směr kolmo na otvor, kdyžto proudnice přiléhající ke stěně dýzy mají směr souběžný se stěnou dýzy. Proudnice zachovávají plynulý tvar i za otvorem a následkem toho je průměr paprsku menší než průměr otvoru dýzy viz obrázek 2.6 (jedná se o kruhový otvor, proudnice jsou tedy osově symetrické) [7].



Obrázek 2.6 Proudnic v dýze-pouze ilustrační

Součinitel kontrakce bude spočítán pomocí rovnice kontinuity (2.1) mezi průřezem otvoru dýzy o průměru d_1 a průřezem paprsku v místě kontrakce o průměru $d_k = 10,3 \text{ mm}$ viz tabulka 2.1, α je součinitel kontrakce [7]:

$$Q = c_1 \frac{\pi d_1^2}{4} = c_k \frac{\pi d_k^2}{4} \quad (2.1)$$

V rovnici (2.2) byly provedena úprava rovnice:

$$c_1 = \frac{d_k^2}{d_1^2} \cdot c_k \quad (2.2)$$

Výpočet součinitele kontrakce α (2.3):

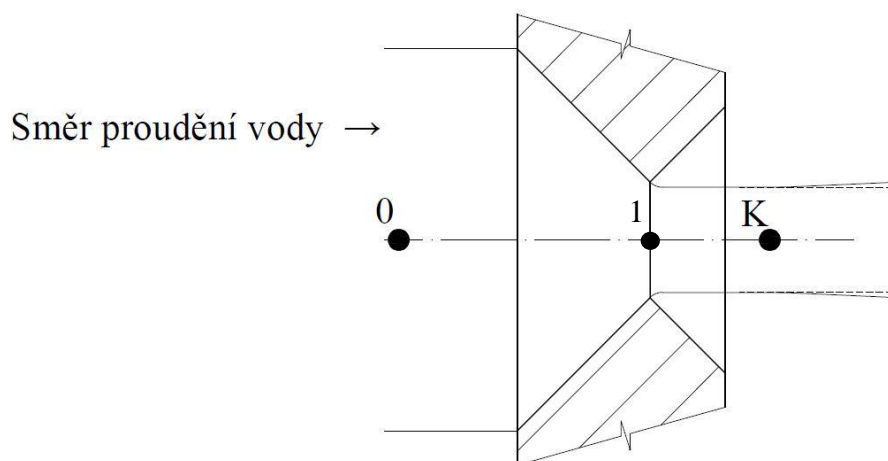
$$\alpha = \frac{d_k^2}{d_1^2} = \frac{c_1}{c_k} = \frac{10,3^2}{11,1^2} = 0,86105 \quad (2.3)$$

2.4 Výpočet ztrátového součinitele dýzy

Výpočet bude proveden pomocí základních prostředků hydromechaniky [8].

Pro výpočet rychlosti paprsku bude třeba znát všechny ztrátové součinitele potrubního systému od čerpadla až po dýzu. K výpočtu ztrátového součinitele dýzy budou použity hodnoty změřené v předchozím měření.

Ztrátový součinitel bude vypočítán pomocí Bernoulliho rovnice mezi bodem 0 umístěným v přívodním potrubí před dýzou a bodem K umístěným v místě kontrakce paprsku viz obrázek 2.7.



Obrázek 2.7 Umístění bodů použitých v Bernoulliově rovnici

Bernoulliho rovnice mezi body 0 a K je zapsána v rovnici (2.4)

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} + gH_0 = \frac{p_k}{\rho} + \frac{c_k^2}{2} + gH_k + Y_{z_0,k} \quad (2.4)$$

Hodnoty výšky H_0 a H_k leží ve stejné rovině, proto jsou nulové. V bodě K je atmosférický tlak a díky tomu, že tlak v potrubí před dýzou p_0 byl měřen diferenčně s atmosférickým tlakem je hodnota tlaku $p_k = 0$. Hustota vody je uvažována jako $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$. Délkové ztráty mohou být zanedbány, díky tomu, že vzdálenost mezi čidlem tlaku a dýzou je malá. Ztráty tedy tvoří pouze místní ztráty v dýze ξ_d .

Díky tomu dostaneme z předchozího tvaru Bernoulliho rovnice (2.4) následující tvar:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} = \frac{c_k^2}{2} + \xi_d \cdot \frac{c_0^2}{2} \quad (2.5)$$

Pro přehlednost bylo z rovnice (2.5) vytknuto $\frac{c_0^2}{2}$:

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} (1 - \xi_d) = \frac{c_k^2}{2} \quad (2.6)$$

Hodnotu rychlosti paprsku v místě kontrakce zjistíme z rovnice kontinuity (2.7), po dosazení výpočtu plochy vztah (2.8):

$$Q = c_0 \cdot s_0 = c_k \cdot s_k \quad (2.7)$$

$$Q = c_0 \frac{\pi \cdot d_0^2}{4} = d_k \frac{\pi \cdot d_k^2}{4} \quad (2.8)$$

Ze vztahu vyjádříme c_k :

$$c_k = c_0 \cdot \frac{d_0^2}{d_k^2} \quad (2.9)$$

Vztah (2.9.) dosadíme do vztahu (2.6):

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{c_0^2}{2} (1 - \xi_d) = c_0^2 \cdot \frac{d_0^4}{d_k^4} \cdot \frac{1}{2} \quad (2.10)$$

Znovu vytkneme $\frac{c_0^2}{2}$:

$$\frac{p_0}{\rho} = \frac{c_0^2}{2} \left(\frac{d_0^4}{d_k^4} + \xi_d - 1 \right) \quad (2.11)$$

Před konečným výpočtem musí být ještě vypočtena hodnota rychlosti paprsku v přívodním potrubí. Opět použijeme rovnici kontinuity (2.12):

$$Q = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot c_0 \quad (2.12)$$

Z rovnice (2.9) byla vyjádřena hodnota rychlosti v přívodním potrubí c_0 a následně vypočtena:

$$c_0 = \frac{4Q}{\pi d_0^2} = \frac{4 \cdot 0,001903}{\pi \cdot 0,034^2} = 2,096 \frac{m}{s} \quad (2.13)$$

Z rovnice (2.9) byla vypočítána rychlost paprsku c_k v místě kontrakce, kde průměr vychází z měření viz tabulka 2.1:

$$c_k = 2,096 \cdot \frac{0,034^2}{0,0103^2} = 22,839 \frac{m}{s} \quad (2.14)$$

Koeficient ztráty na dýze ξ_d , vztažen na rychlost v potrubí c_0 (viz rovnice 2.6) byl určen z experimentálního měření průměru paprsku d_k v místě kontrakce viz tabulka 2.1 a následně vypočítán:

$$\xi_d = \frac{2 \cdot p_0}{\rho c_0^2} - \frac{d_0^4}{d_k^4} + 1 = \frac{2 \cdot 305000}{1000 \cdot 2,096^2} - \frac{0,034^4}{0,0103^4} + 1 = 21,12 \quad (2.15)$$

Důvod, proč je hodnota ztrátového součinitele tak vysoká, může být strmost kužele a také to, že kužel dýzy přesně nenavazuje na vnitřní stranu potrubí, vnější průměr kužele byl zhruba o 2,6 mm větší proti vnitřnímu průměru potrubí.

Nyní může být spočítána ztrátová energie v dýze (2.16):

$$Y_{zd} = \xi_d \frac{c_0^2}{2} = 21,12 \cdot \frac{2,096^2}{2} = 46,392 \frac{J}{kg} \quad (2.16)$$

2.5 Výpočet účinnosti dýzy

V první řadě bude třeba zjistit velikost čistého spádu před dýzou, spočítáme ho pomocí změřeného tlaku p_0 a rychlosti c_0 vypočítané v rovnici (2.13):

$$H = \frac{p_0}{\rho g} + \frac{c_0^2}{2g} = \frac{305000}{1000 \cdot 9,81} + \frac{2,096^2}{2 \cdot 9,81} = 31,32 \text{ m} \quad (2.17)$$

Účinnost dýzy bude spočítána pomocí rovnice (2.18) [2], kde φ je účinnost dýzy:

$$c_k = \varphi \sqrt{2gH} \quad (2.18)$$

Vyjádření a výpočet účinnosti φ z předchozí rovnice:

$$\varphi = \frac{c_k}{\sqrt{2gH}} = \frac{22,839}{\sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 31,32}} = 0,9213 \quad (2.19)$$

3 Potrubní systém a čerpadlo

Při návrhu vodní turbíny na konkrétní vodní dílo je vždy znám spád a maximální průtok. Z toho důvodu, že tato malá Peltonova turbína byla navrhována do laboratoří, bude její okruh poháněn čerpadlem. Kvůli tomu bylo potřeba vypočítat charakteristiku potrubí a nalézt pracovní bod čerpadla. Tento pracovní bod musí být zároveň takový, aby následné parametry turbíny odpovídaly jejím omezením, které byly omezeny způsobem brždění a rozměry určeného místa v laboratoři.

Omezení:

- Maximální točivý moment 7,5 Nm
- Maximální otáčky 3000 ot/min
- Průměrem oběžného kola 150 mm až 230 mm

3.1 Výpočet ztrátové energie v potrubí

Velikost ztrátové energie bude potřebná na následný výpočet charakteristiky potrubí a nalezení pracovního bodu čerpadla. Ztrátovou energii bylo možné obecně získat z Darcyho-Weisbachova vztahu [8]:

$$Y_z = \xi \frac{v^2}{2} \quad (3.1)$$

Jak je patrné ze vzorce, ztrátová energie závisí na ztrátovém koeficientu ξ a rychlosti proudící kapaliny v , tedy kinetické energii. Ztráty můžeme rozdělit na délkové a místní, kde délkové ztráty vznikají třením v potrubí a místní, které způsobuje hlavně víření v armaturách a tvarových částech potrubí.

Délkové ztráty

Velikost těchto ztrát závisí na drsnosti potrubí a režimu proudění. Režim proudění lze odečíst z diagramů, které byly sestaveny pomocí experimentů, v tomto případě byl použit kriterijní diagram viz obrázek 3.1. Na jeho základě vypočteme koeficient délkových ztrát λ .

Ke zjištění, v jakém režimu se proudění nachází, bude potřeba znát hodnotu Reynoldsova čísla. Výpočet je uveden v rovnici (3.2) [8] a po dosazení průtoku za rychlost pomocí rovnice kontinuity (3.3), v je rychlost kapaliny, d_h je hydraulický průměr, v tomto případě, kdy je omočené celé potrubí je stejný jako průměr potrubí, který je $D_{h1} = 25 \text{ mm}$ a $D_{h2} = 34 \text{ mm}$. ν je kinematická viskozita pro vodu $\nu = 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$.

$$\text{Re} = \frac{v d_h}{\nu} \quad (3.2)$$

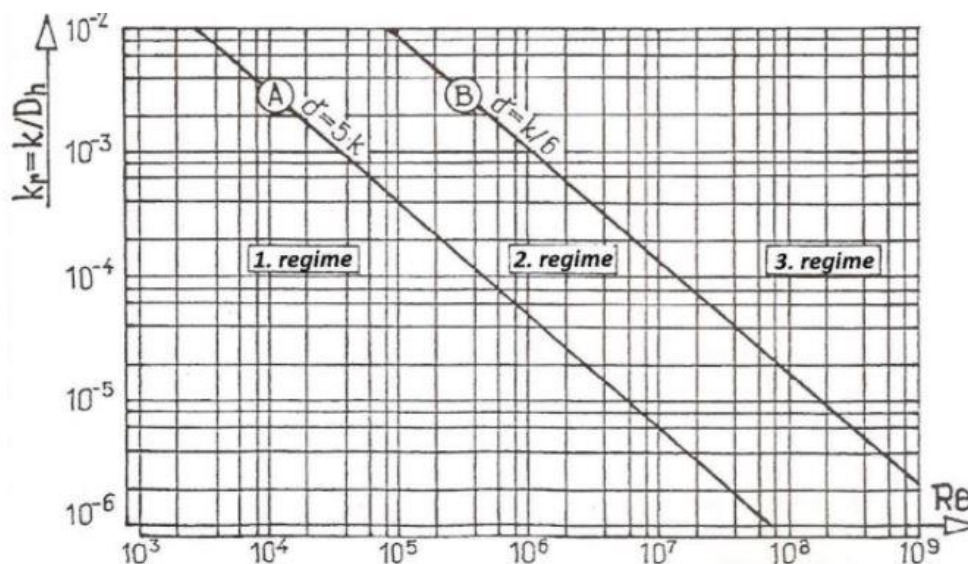
$$\begin{aligned} R_{e1} &= \frac{4Q}{\pi D_{h1} v} = \frac{4 \cdot 1,903 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,025 \cdot 10^{-6}} = 96918 > R_{kr} \\ R_{e2} &= \frac{4Q}{\pi D_{h2} v} = \frac{4 \cdot 1,903 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,043 \cdot 10^{-6}} = 56348 > R_{kr} \end{aligned} \quad (3.3)$$

Ze vztahu (3.3) je vidět, že hodnota R_e je větší než hodnota kritická, která je pro kruhový průřez $R_{kr} = 2320$, proto víme, že se jedná o turbulentní proudění.

V následujícím vztahu (3.4) [8] je vypočítána relativní drsnost potrubí k_r . Hodnota drsnosti vnitřní strany potrubí, je pro plastové trubky $k = 0,01 \text{ mm}$.

$$k_r = \frac{k}{D_h} = \frac{0,01 \cdot 10^{-3}}{0,025} = 4 \cdot 10^{-4} \quad (3.4)$$

Poté, co byly zjištěny hodnoty Re a k_r bylo možno vyčíst z kriterijního diagramu viz obrázek 3.1, že se jedná o 1. režim proudění.



Obrázek 3.1 Kriterijní diagram [8]

První režim proudění je pouze funkcí Reynoldsova čísla a spočten byl v rovnici (3.5) [8].

$$\lambda = f(Re) = (1,8 \cdot \log Re - 15)^{-2}$$

$$\lambda_1 = (1,8 \cdot \log(96918) - 15)^{-2} = 0,027553 \quad (3.5)$$

$$\lambda_2 = (1,8 \cdot \log(56348) - 15)^{-2} = 0,024049$$

Vzorec (3.6) je finální výpočet délkových ztrát.

$$Y_{zl} = \lambda_1 \frac{l_1}{D_{h1}} \frac{v_1^2}{2} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_{h2}} \frac{v_2^2}{2} \quad (3.6)$$

Délka potrubí byla změřena v modelu navrhované laboratorní úlohy. Délka potrubí o průměru D_{h1} je $l_1 = 1,117 \text{ m}$, druhá část o průměru D_{h2} je $l_2 = 0,626 \text{ m}$.

Místní ztráty

Tyto ztráty vznikají v místech lokálních změn potrubí (armatury, změny průřezu, kolena, rozdělení potrubí na více částí). Hodnoty místních součinitelů ztrát jsou zjišťovány experimentálně. Hodnoty součinitelů jsou z diagramu náhradních délek v příloze A.

Koleno	3x	$\xi_{m1} = 0,55$
Kulový kohout	1x	$\xi_{m2} = 0,01$ (při plném otevření)
Kříž	1x	$\xi_{m3} = 2,2$ (při průtoku pouze směrem k turbíně)
Difuzor	1x	$\xi_{m4} = 0,24$

Výsledné místní ztráty budou spočítány ze vztahu (3.7) [8]. Kde $\Sigma\xi_m$ je součet všech místních ztrát.

$$Y_{zm} = (\Sigma\xi_m) \frac{c_0^2}{2} \quad (3.7)$$

Celkové ztráty potrubí

Celkové ztráty jsou součtem délkových a místních ztrát (3.8) [8].

$$Y_z = Y_{zl} + Y_{zm} \quad (3.8)$$

Po dosazení vznikne tvar (3.9).

$$Y_z = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{D_{h1}} + 3 \cdot \xi_{m1} + \xi_{m2} + \xi_{m3} + \xi_{m4} \right) \cdot \frac{v_1^2}{2} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_{h2}} \frac{v_2^2}{2} \quad (3.9)$$

Z rovnice kontinuity dosadíme za rychlost (3.10). Protože v návrhu bude počítáno s více variantami průtoku výsledek výpočtu bude uveden v tabulce 3.2.

$$Y_z = \left(\lambda_1 \frac{l_1}{D_{h1}} + 3 \cdot \xi_{m1} + \xi_{m2} + \xi_{m3} + \xi_{m4} \right) \cdot \frac{8Q^2}{\pi^2 D_{h1}^4} + \lambda_2 \frac{l_2}{D_{h2}} \frac{8Q^2}{\pi^2 D_{h2}^4} \quad (3.10)$$

$$Y_z = \left(0,027553 \frac{1,117}{0,025} + 3 \cdot 0,55 + 0,01 + 2,2 + 0,24 \right) \cdot \frac{8Q^2}{\pi^2 0,025^4} + 0,024049 \frac{0,626}{0,034} \frac{8Q^2}{\pi^2 0,034^4}$$

3.2 Charakteristika potrubí

Charakteristika potrubí udává, kolik měrné energie Y_p je potřeba pro dopravu kapaliny určitého průtoku potrubním systémem s určitými výstupními parametry (v tomto případě to je kinetická rychlost paprsku). Tato energie byla vypočítána z energetické rovnice [8]:

$$\frac{p_h}{\rho} + \frac{c_h^2}{2} + gH_h = \frac{p_A}{\rho} + \frac{c_A^2}{2} + gH_A + Y_{z_{h,A}} - Y_p \quad (3.11)$$

V rovnici (3.11) bod H je volná hladina nádrže a bod A je těsně za dýzou, průměr paprsku je uvažován stejný, jako průměr dýzy. Tlak na hladině je stejný, jako v okolí paprsku $p_h = p_A$ tyto členy se z rovnice navzájem odečtou. Rychlost hladiny $c_h = 0$ a výška hladiny $H_h = 0$. Na druhé straně rovnice c_A bude vypočítáno z průtoku dýzou, výška paprsku od hladiny je $H_A = 0,7 \text{ m}$. Y_p je měrná energie dodaná kapalině čerpadlem, z toho plyne tvar rovnice (3.12):

$$Y_p = \frac{c_A^2}{2} + gH_A + Y_{z_{h,A}} \quad (3.12)$$

$Y_{z_{h,A}}$ je ztrátová měrná energie mezi body H a A, proto musí být ke ztrátě v potrubí přičtena i ztrátová energie na dýze, její hodnota může být jiná, než je ve výpočtu (2.16), z důvodu jiné hodnoty průtoku.

$$Y_{z_{h,A}} = Y_z + Y_{zd} \quad (3.13)$$

Po dosazení za rychlost z rovnice kontinuity (3.13):

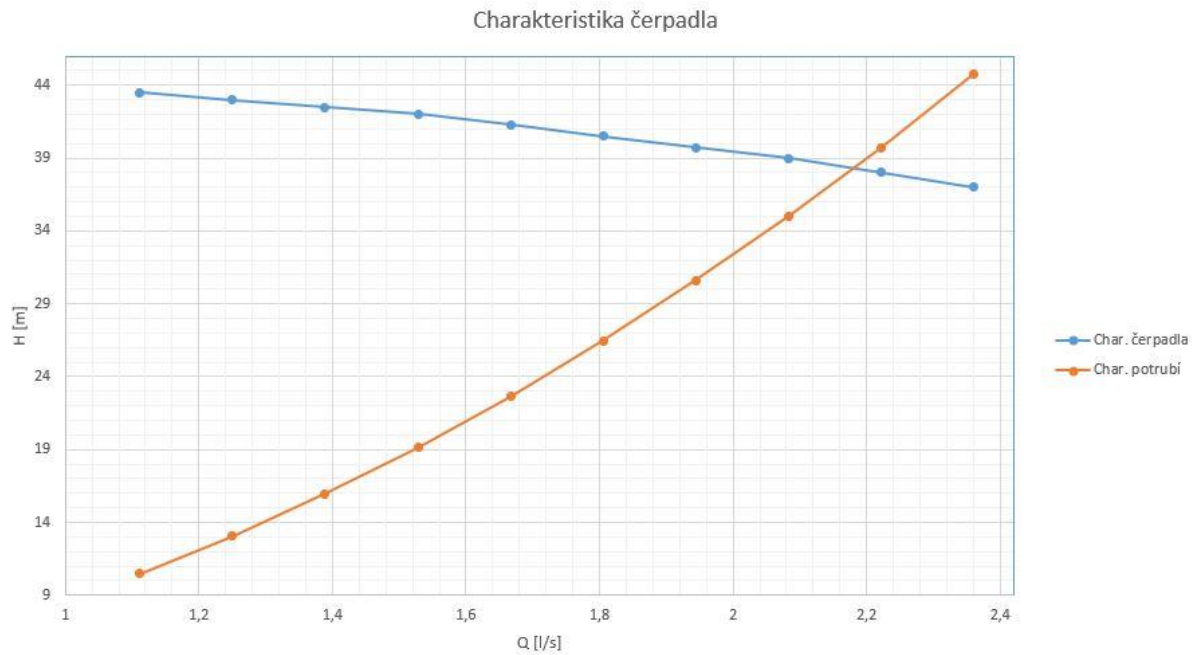
$$Y_p = \frac{8Q^2}{\pi^2 d_A^4} + gH_A + Y_{z_{h,A}} \quad (3.14)$$

$$Y_p = \frac{8Q^2}{\pi^2 0,034^2} + 0,7 \cdot g + Y_{z_{h,A}}$$

3.3 Charakteristika čerpadla a určení Y_p v závislosti na Q

Pro laboratorní úlohu bylo vybráno ponorné čerpadlo E-TECH VN 9/4, jehož parametry jsou výtlačná výška 15-47 m a průtok 1,38-3,88 l/s [10]. V katalogu byla nalezena jeho charakteristika [10] viz graf na obrázku 3.2.

Velikost měrné energie čerpadla musí být identická s energií potřebnou k dopravě potrubím tj. $Y_{\xi} = Y_p$. Pokud je čerpadlem dodávána vyšší energie, kapalina bude urychlována až do bodu rovnováhy. Naopak pokud bude energie dodávána čerpadlem nižší, kapalina bude v potrubí zpomalovat až do bodu rovnováhy [9]. Pracovní bod čerpadla se nalézá na průsečíku charakteristiky čerpadla a charakteristiky potrubí viz graf na obrázku 3.2. Bez regulace by byla výtlačná výška čerpadla 38,3 m při průtoku cca 2,18 l/s.



Obrázek 3.2 Nalezení pracovního bodu

Křivka charakteristiky potrubí viz graf na obrázku 3.2 byla vynesena po vypočtení dopravní výšky $H_d = Y_p/g$, která byla zjištěna z hodnot měrné energie Y_p potřebné na dopravení kapaliny při průtoku Q . Vypočtené hodnoty jsou uvedeny v tabulce 3.1.

Tabulka 3.1 Měrná energie, potřebné dopravní výšky

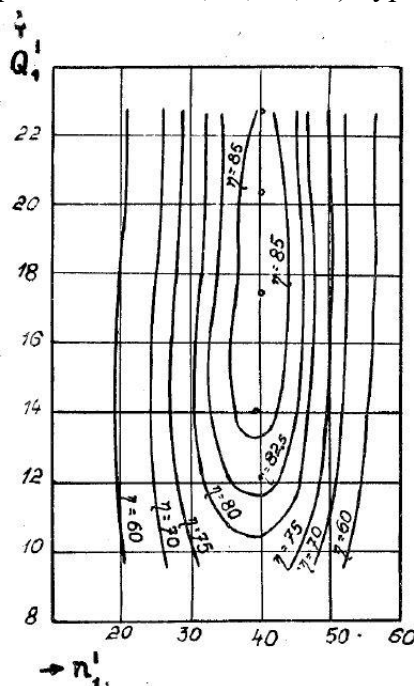
Q [l/s]	Y_p [J/kg]	H_d [m]
1,11	102,607	10,459
1,25	128,017	13,050
1,39	156,435	15,947
1,53	187,845	19,148
1,67	222,245	22,655
1,81	259,637	26,467
1,94	300,021	30,583
2,08	343,396	35,005
2,22	389,762	39,731
2,36	439,119	44,762

4 Návrh Peltonovy turbíny

V této kapitole budou vypočteny parametry oběžného kola, počet lopatek a jejich rozměr podle [2].

4.1 Roztečný průměr a otáčky

Zde bude zjištěn nejvhodnější roztečný průměr oběžného kola D a jeho otáčky n . Při výpočtu těchto veličin bude vycházeno z grafu charakteristiky Peltonovy turbíny viz obrázek 3.3. Graf ukazuje pole, ve kterém je účinnost Peltonovy turbíny nejvyšší, jsou v něm zobrazeny jednotkové otáčky v závislosti na jednotkovém průtoku. Z grafu budou odečteny jejich optimální hodnoty a následně pomocí vzorců (4.1) a (4.3) vypočten roztečný průměr a otáčky.



Obrázek 4.1 Charakteristika Peltonovy turbíny [2]

Vzorec pro jednotkový průtok, z grafu viz obrázek 4.1 zvolena hodnota $Q_{11D} = 14 \text{ l/s}$ u vyšších hodnot jednotkového průtoku by oběžné kolo bylo zbytečně malé.

$$Q_{11D} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (4.1)$$

Vyjádření roztečného průměru z rovnice (4.1):

$$D = \sqrt{\frac{Q}{Q_{11D} \sqrt{H}}} \quad (4.2)$$

Vzorec pro jednotkové otáčky, z grafu viz obrázek 4.1 hodnota pro nejlepší účinnost je $n_{11} = 40$:

$$n_{11} = \frac{nD}{\sqrt{H}} \quad (4.3)$$

Vyjádření otáček z rovnice (4.3):

$$n = \frac{n_{11}\sqrt{H}}{D} \quad (4.4)$$

Vzorec pro jednotkový průtok dýzou:

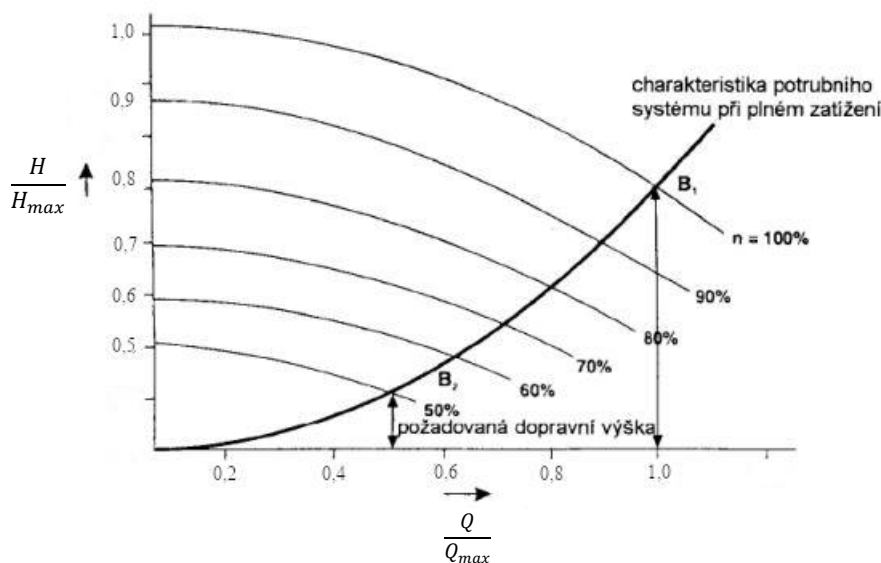
$$Q_{11d} = \frac{Q}{d_1^2\sqrt{H}} \quad (4.5)$$

Nakonec byl vypočítán výkon P (4.6) a točivý moment M_k (4.7) pro porovnání, zda jeho velikost nepřesáhla zadanou maximální hodnotu 7,5 Nm:

$$P = QH\rho g \quad (4.6)$$

$$M_k = \frac{P}{2\pi n} \quad (4.7)$$

Díky tomu že, čerpadlo lze regulovat pomocí změny otáček, může se pracovní bod posouvat po křivce charakteristiky potrubí směrem dolů viz obrázek 4.2.



Obrázek 4.2 Regulace čerpadla otáčkami upraveno z [17]

Další veličinou, kterou potřebujeme znát k výpočtu parametrů oběžného kola je čistý spád H před dýzou, dýza už je součástí Peltonovy turbíny. Ten vypočítáme jako rozdíl dopravní výšky čerpadla H_d odečtené z grafu na obrázku 3.2 a velikosti ztraceného spádu v potrubí H_z vypočítaného ze ztrátové energie potrubí Y_z (3.10), kde $H_z = Y_z/g$. Čistý spád H je pak $H = H_d - H_z$.

Pro nalezení co nejlepších parametrů oběžného kola byla vytvořena tabulka s různými pracovními body čerpadla viz tabulka 4.1.

Tabulka 4.1 Výpočet parametrů oběžného kola při různých průtocích

Q [l/s]	Y_z [l/kg]	H_z [m]	H_d [m]	H [m]	D [m]	n [ot/min]	Q_{1ld} [l/s]	P [W]	M_k [Nm]
2,18	53,65	5,47	38,3	32,83	0,1649	1390,30	3,088	702,12	4,82
2,1	49,79	5,08	35,5	30,42	0,1649	1337,94	3,090	626,78	4,47
20	45,16	4,60	32,2	27,60	0,1649	1274,24	3,090	541,45	4,06
1,9	40,75	4,15	29,2	25,05	0,1647	1215,61	3,081	466,82	3,67
1,8	36,58	3,73	26,3	22,57	0,1645	1155,20	3,075	398,57	3,29
1,7	32,63	3,33	23,5	20,17	0,1644	1092,69	3,072	336,44	2,94
1,6	28,90	2,95	21	18,05	0,1640	1036,32	3,056	283,37	2,61
1,5	25,40	2,59	18,5	15,91	0,1639	973,52	3,052	234,13	2,30
1,4	22,13	2,26	16,2	13,94	0,1636	912,77	3,043	191,51	2,00
1,3	19,08	1,94	14	12,06	0,1635	849,24	3,039	153,74	1,73
1,2	16,26	1,66	12	10,34	0,1633	787,98	3,028	121,76	1,48

Rozměr roztečného průměru oběžného kola vyšel při všech průtocích téměř stejný, otáčky jsou ve všech případech menší než maximální povolené otáčky 3000 ot/min, stejně tak točivý moment nepřesáhl maximální hodnotu 7,5 Nm. Z toho důvodu mohl být zvolen jakýkoliv z výše spočítaných průtoků.

U průtoku 1,9 l/s vychází přibližně střední hodnoty dovolených hodnot, proto byl zvolen. Parametry oběžného kola tedy jsou:

Roztečný průměr:	$D = 164,7 \text{ mm}$
Otáčky:	$n = 1215,61 \text{ ot/min}$
Výkon:	$P = 466,82 \text{ W}$
Točivý moment:	$M_k = 3,67 \text{ Nm}$

4.2 Výsledná síla působící na stojící koreček

Tato síla bude větší než síla působící na rotující koreček, protože pokud se koreček pohybuje, výsledná rychlost paprsku dopadajícího na koreček je rozdíl mezi rychlostí paprsku a obvodovou rychlostí korečku. Proto je nutné zkontrolovat, zda výsledný moment nepřekročí maximální točivý moment motoru, který bude turbínu brzdít, tedy 7,5 Nm.

Síla na koreček F_x se počítá z věty o změně hybnosti [7]. Kde \vec{c}_k je rychlost paprsku a \vec{c}_v je výstupní rychlost z lopatky:

$$F_x = \rho Q (\vec{c}_k - \vec{c}_v) \quad (4.8)$$

Výpočet výstupní rychlosti ve směru x, tedy ve směru paprsku. β_2 je úhel mezi výstupní rychlostí a směrem paprsku viz obrázek 4.3. Hodnota (-1) je ve vzorci, protože rychlost c_v má opačný směr než rychlost paprsku c_k .

$$c_{vx} = c_k \cos(\beta_2) (-1) = 22,83 \cdot \cos(6^\circ) (-1) = -22,705 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (4.9)$$

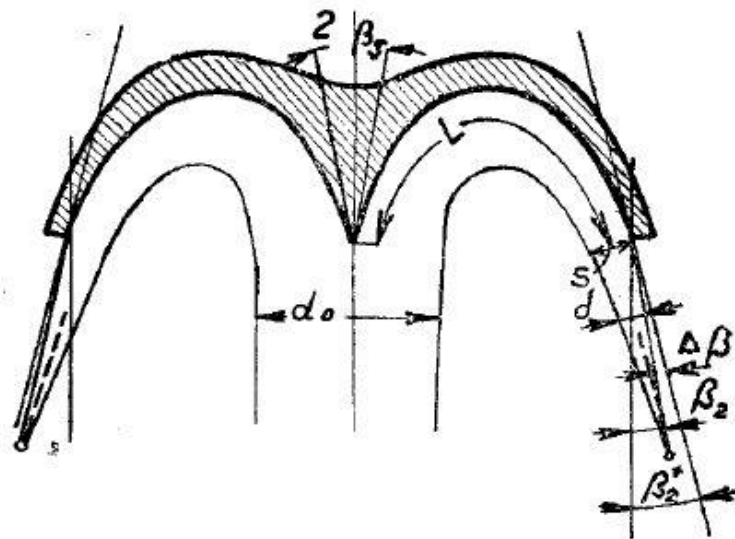
Výpočet síly:

$$F_x = 1000 \cdot 1,9 \cdot 10^{-3} \cdot (22,839 + 22,705) = 86,67 \text{ N} \quad (4.10)$$

Výpočet točivého momentu:

$$M_k = \frac{D}{2} F_x = \frac{164,7}{2} \cdot 86,67 = 7,14 \text{ Nm} \quad (4.11)$$

Výsledný moment nepřesáhl dovolenou hodnotu.



Obrázek 4.3 Rozlití paprsku po lopatce [2]

4.3 Počet lopatek

Počet lopatek bude zvolen podle tabulky 4.2, která udává doporučené počty lopatek v závislosti na poměru průměrů dýzy a roztečného průměru oběžného kola.

$$\frac{d_1}{D} = \frac{11,1}{164,7} = \frac{1}{14,97} \quad (4.12)$$

Z tabulky 4.2 vyplývá, že doporučený počet lopatek z je 22–27.

Byla zvolena hodnota: $z = 22$

Tabulka 4.2 Počet lopatek [2]

Pro $d_0/D =$	1/6	1/8	1/10	1/15	1/20	1/25
Počet lopatek $z =$	17 až 21	18 až 22	19 až 24	22 až 27	24 až 30	26 až 33

4.4 Rozměr lopatek

Navrhnout dobrý tvar vyplachované strany korečku, tak aby paprsek dobře předával svou energii a správně se v korečku rozlil, by bylo obtížné a přesahovalo by to rozsah této bakalářské práce.

Proto byl pro návrh korečku použit již hotový a odzkoušený koreček. Tento koreček bude upraven na rozměry, které budou určeny v závislosti na rozměrech paprsku d_k [2]:

Délka lopatky: $C = 2,5$ až $2,8$ průměru paprsku	tedy	$25,75$ až $28,84$ mm
Šířka lopatky: $A = 2,8$ až $4,0$ průměru paprsku	tedy	$28,84$ až $41,2$ mm

Koreček byl zmenšen na rozměry:

Délka: $C = 26,8$ mm
Šířka: $A = 29,5$ mm

4.5 Skenování, modelování korečku, sestava

Koreček ke skenování zapůjčily Strojírny Brno. Samotné skenování proběhlo ve spolupráci s ústavem konstruování. Byly skenovány dva korečky, pro výsledný model bude použit koreček vlevo na obrázku 4.4. Na tomto obrázku jsou vidět nalepené body, které software používá pro sestavení jednotlivých skenů.



Obrázek 4.4 Skenované korečky

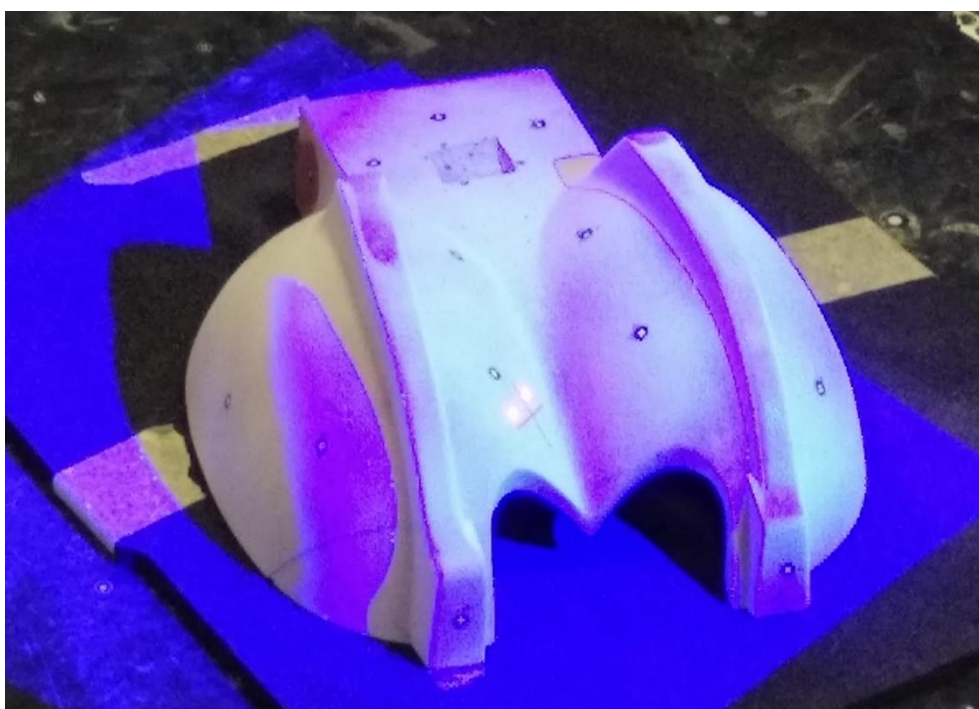
Na dalších obrázcích je vidět průběh skenování, použit bude druhý koreček, ale postup skenování byl totožný.

Na koreček byla sprejem nanese křídová barva obrázek 4.5, která zajistí matný povrch, jež se nebude lesknout a výsledný sken bude mít lepší kvalitu.



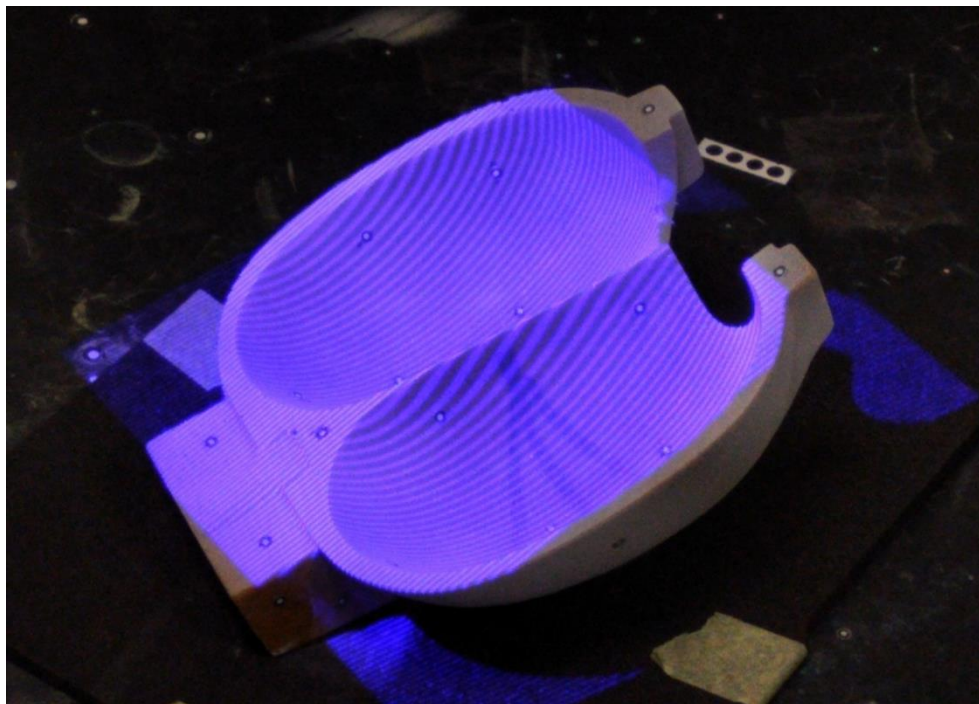
Obrázek 4.5 Příprava na skenování

Na obrázku 4.6 je průběh skenování. Koreček musí být skenován z více stran, vždy musí být vidět alespoň tři body z předchozího pohledu, aby mohl software pohledy složit dohromady.



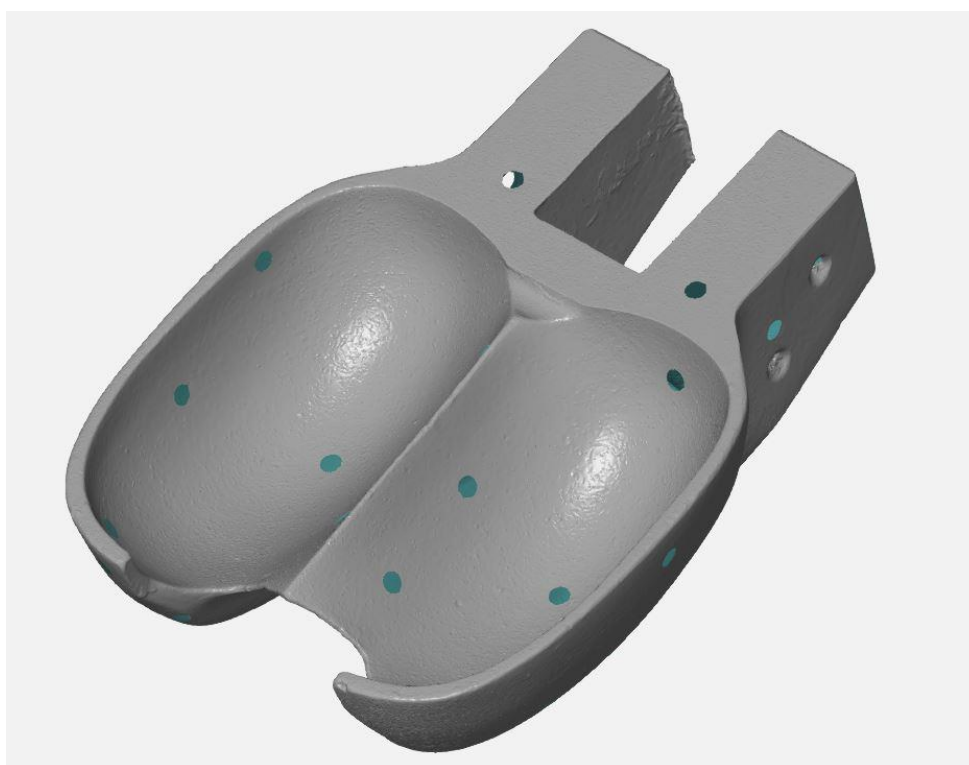
Obrázek 4.6 Skenování zadní části korečku

Skenování přední strany korečku obrázek 4.7.



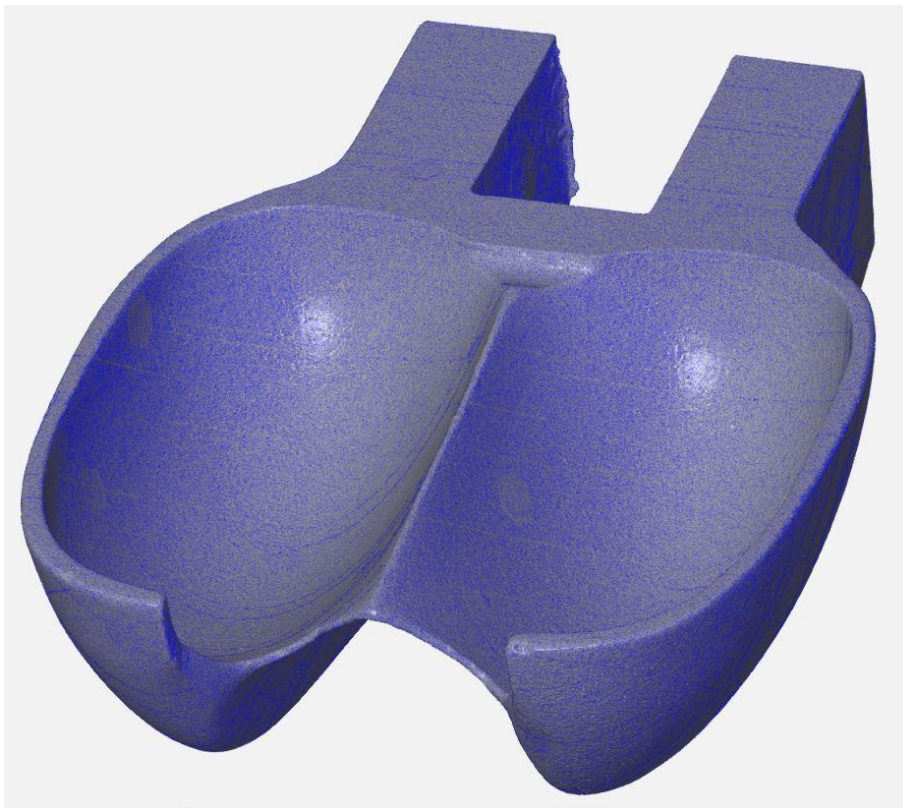
Obrázek 4.7 Skenování přední části korečku

Po skenování zbyly v místech nalepených bodů díry viz obrázek 4.8, ty byly zaceleny v softwaru GOM Inspect.



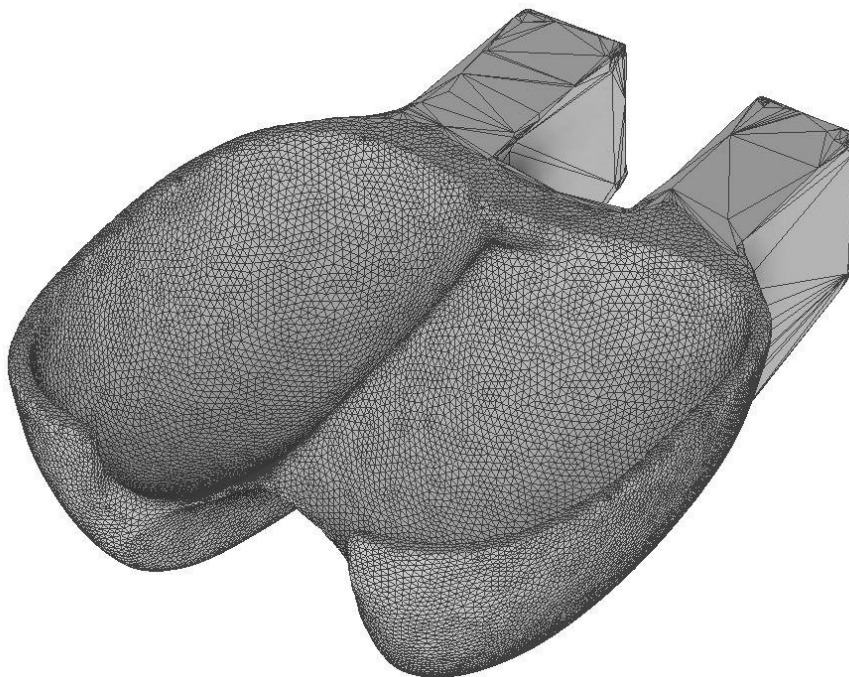
Obrázek 4.8 Výsledný sken

Výsledná mesh síť je velmi jemná obrázek 4.9.



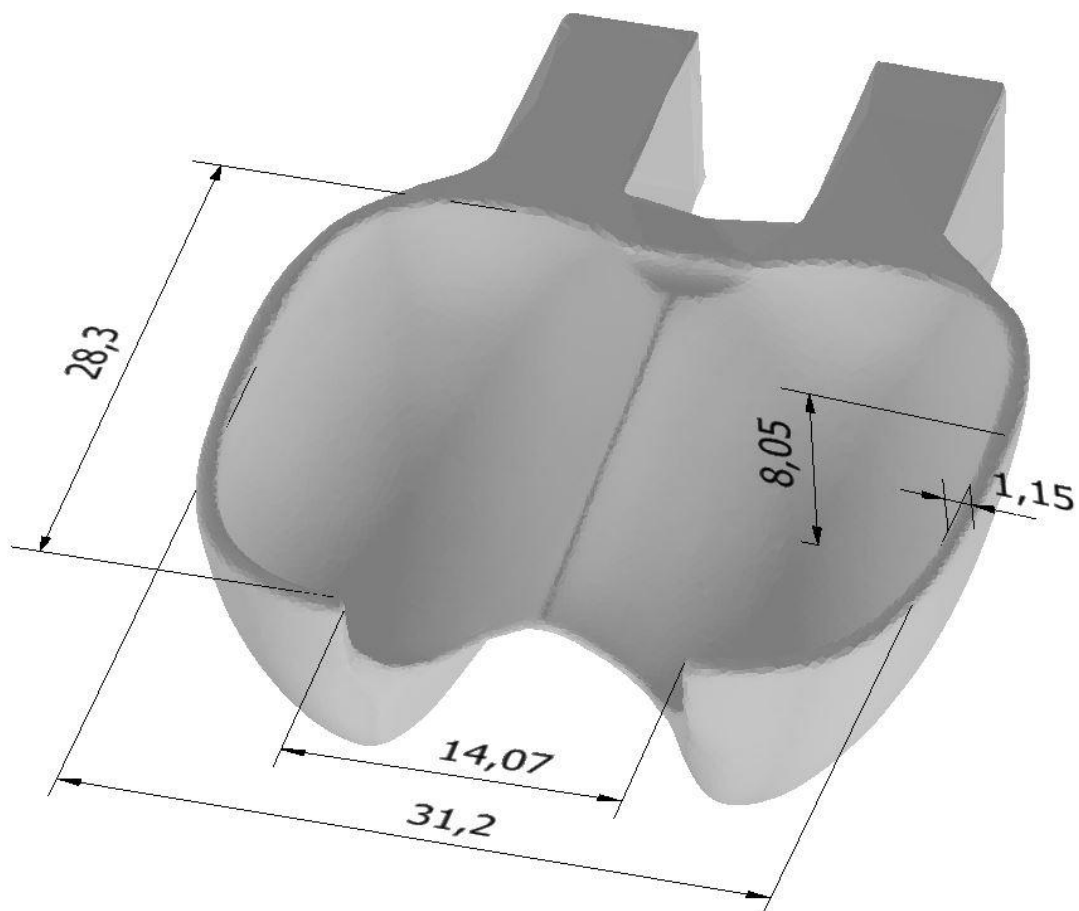
Obrázek 4.9 Po zalepení děr

Výsledný model korečku je na obrázku 4.10. Jemnou síť bylo bohužel nutné převést na hrubší, z důvodu malého výkonu mého počítače. Na korečku byly vyhlazeny nerovnosti a díky hrubší síti budu mít možnost koreček dále upravovat pro použití do sestavy.



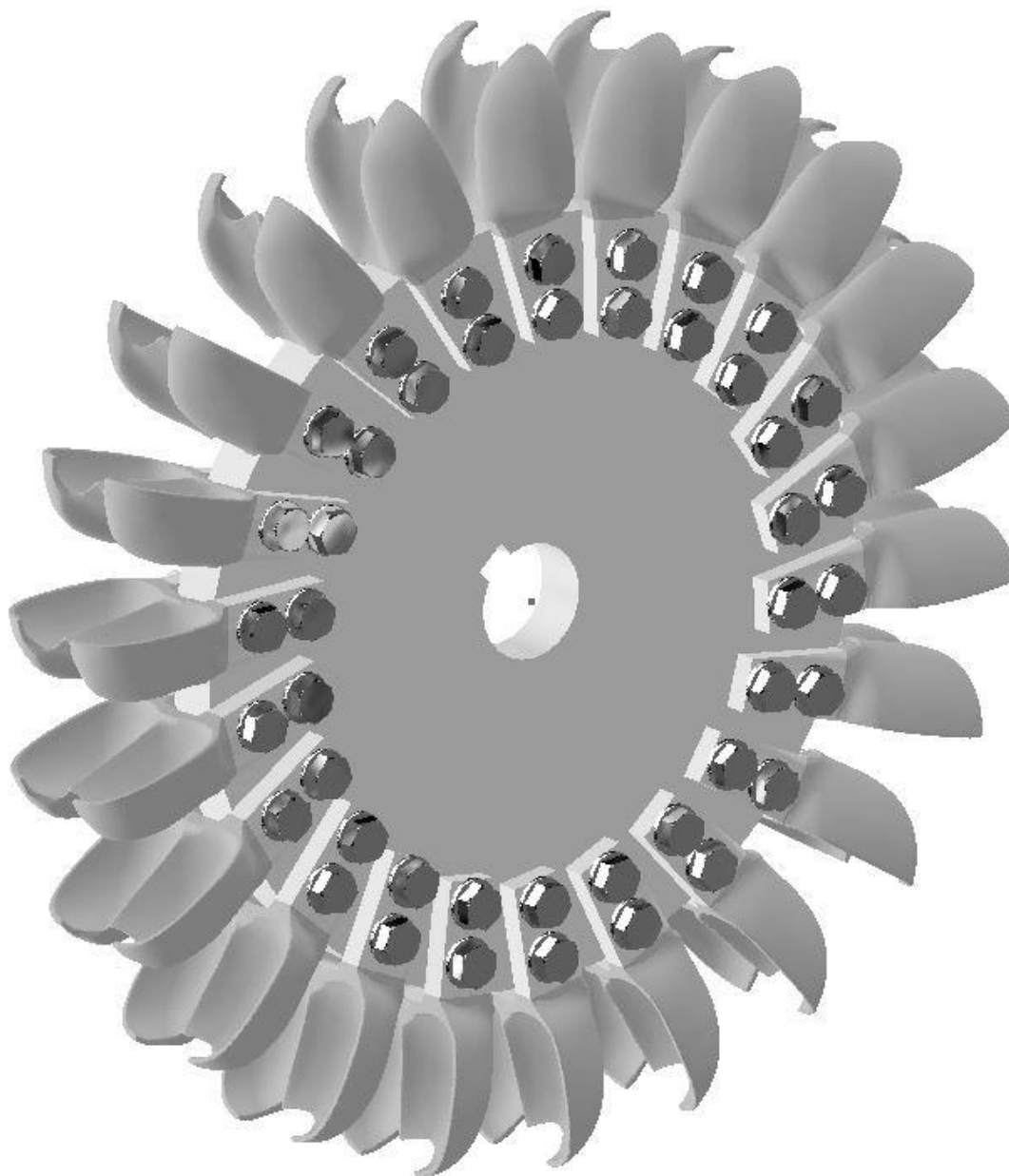
Obrázek 4.10 Výsledný model

V obrázku 4.11 jsou zakótované vypočítané rozměry korečku.



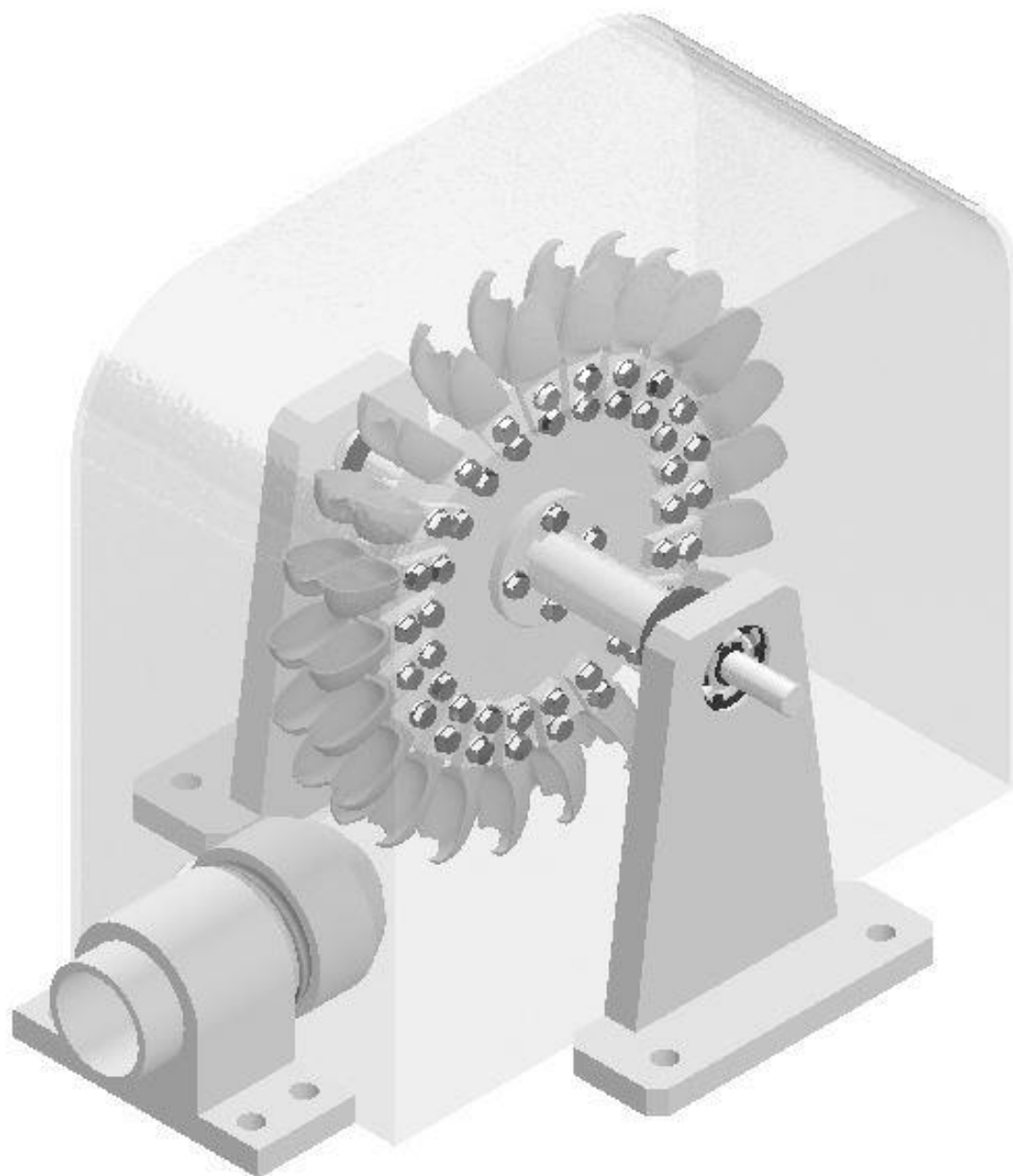
Obrázek 4.11 Rozměry korečku

Na obrázku 4.12 je sestava oběžného kola.

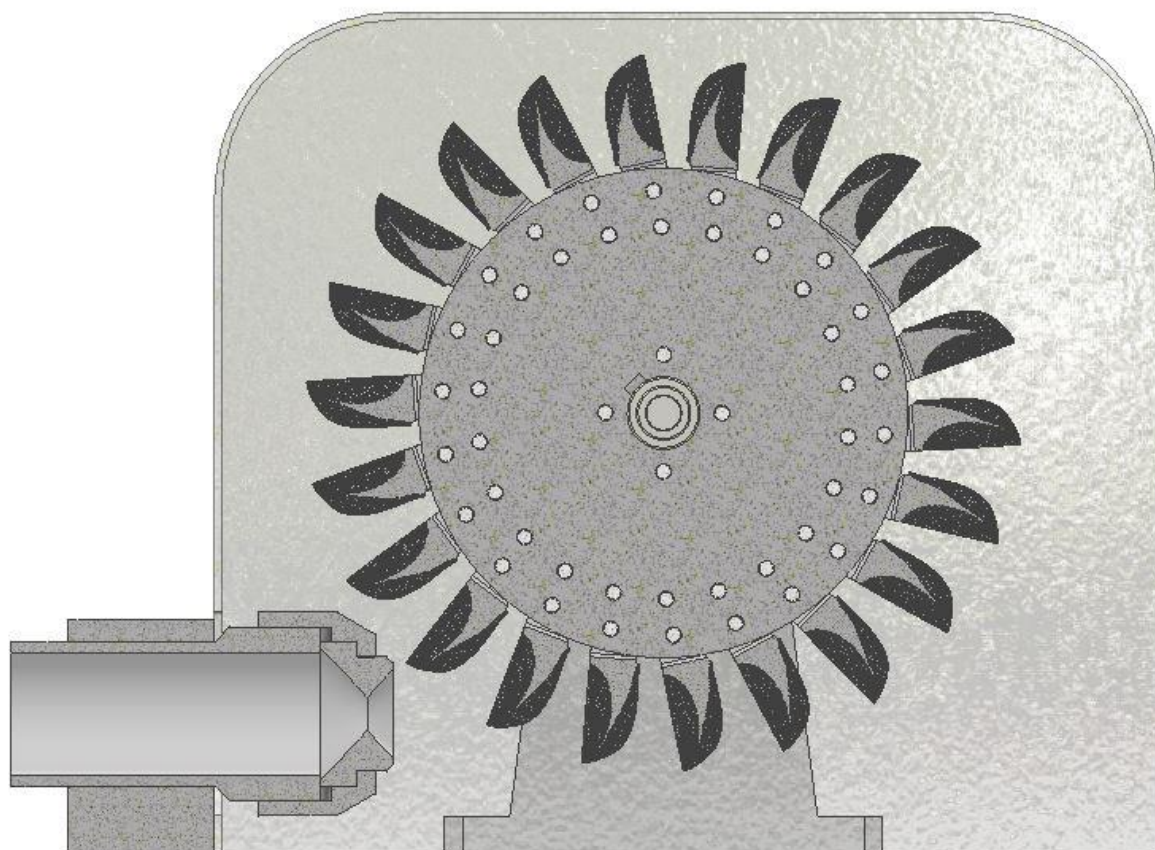


Obrázek 4.12 Oběžné kolo Peltonovy turbíny

Obrázek 4.13 zobrazuje celkovou sestavu Peltonovy turbíny. Obrázek 1.14 pak její řez.



Obrázek 4.13 Výsledná sestava



Obrázek 4.14 Řez sestavou

ZÁVĚR

V první kapitole se čtenář mohl dozvědět, proč Allan Pelton vůbec začal turbínu vyvíjet. Další část této kapitoly pojednává o principu fungování Peltonovy turbíny a o jejích hlavních částech. Konec kapitoly je věnován výhodám, nevýhodám Peltonovy turbíny a uvedení příkladů elektráren s Peltonovou turbínou v České republice.

Druhá část je zaměřena na dýzu a paprsek. Dýza byla kvůli jednoduchosti konstrukce uvažována bez jehly, která pomáhá ustálit paprsek. Navíc byl hledán jednoduchý tvar, takový, aby jej bylo možno vytvořit na obyčejném soustruhu přímo v laboratoři. Proto bylo hledání vhodného tvaru obtížné. Kvůli tomu, že se nejednalo o normované tvary, bylo nutné každý tvar dýzy experimentálně vyzkoušet, zda se její paprsek příliš nerozpadá. Po nalezení vhodného tvaru bylo provedeno měření průměru paprsku, průtoku a tlaku před dýzou. Z fotografie byly změřeny průměry v různé vzdálenosti od dýzy. Hlavní měřený průměr byl průměr kontrakce, který byl použit pro výpočty, další průměry byly měřeny spíše pro zjištění, jak moc se paprsek rozšiřuje. Z měřených hodnot byl vypočítán ztrátový součinitel dýzy. Jeho hodnota vyšla vysoká, což mohlo být způsobeno velkým úhlem kuželu dýzy a také nepřesností výroby dýzy, mezi potrubím a dýzou vznikl schod který mohl generovat velké množství turbulencí.

V další části práce bylo nutné vypočítat ztráty v přívodním potrubí k dýze, aby bylo možné najít pracovní bod čerpadla a interval výtlačné výšky v závislosti na průtoku, ve kterém se díky regulaci čerpadla otáčkami bylo možno pohybovat.

Poslední kapitola se věnovala výpočtu parametrů oběžného kola a korečku v závislosti na různých průtocích. Výsledky byly porovnány v tabulce. Žádná z hodnot nepřekročila maximální hodnotu ze zadání, proto bylo možno vybrat jakýkoliv z průtoků. Byla vybrána přibližná střední hodnota dovoleného momentu. Protože velikost síly na stojící lopatku je téměř dvojnásobná, bylo nutné zkontrolovat, zda točivý moment nepřesáhne dovolenou hodnotu, což se nestalo. Avšak výsledný moment stojící lopatky téměř dosahuje velikosti maximálního dovoleného momentu, proto by průtok neměl hranici 1,9 l/s přesáhnout. Počet lopatek byl určen podle doporučených hodnot z tabulky podle poměru průměru roztečné kružnice a nejmenšímu průměru paprsku. Rozměry lopatky byly určeny podle nejmenšího průměru paprsku. Samotný koreček byl naskenován a následně převeden do modelu a upraven na požadované rozměry. Bohužel jemná síť ze skenování musela být převedena na hrubší, kvůli nedostatečnému výkonu mého počítače.

Cílem této práce bylo navržení korečku, dýzy a výpočet jejich ztrátových součinitelů. Tento cíl byl splněn, avšak některé návrhy byly zjednodušeny. Proto by bylo možno v této práci pokračovat. Například návrh korečku a počtu lopatek by mohl být upřesněn. Dále by byla možnost se zabývat pevnostními výpočty rotujícího kotouče, hřídele, pera i návrhem ložisek. Popřípadě by mohla být přidána jehla či deflektor nebo deviátor. Studenti by pak viděli model Peltonovy turbíny se všemi funkcemi.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] CRAWFORD, Mark. Lester Allan Pelton. In: *ASME* [online]. New York: asme.org, 2012 [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: <https://www.asme.org/topics-resources/content/lester-allan-pelton>
- [2] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2.vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [3] Peltonova turbína. *Abeceda malých vodních pohonů* [online]. [cit. 2021-04-01]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/index.htm>
- [4] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: (malé vodní elektrárny)*. Českovice: Marcela Bednářová, c2013. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [5] ČSN EN ISO 5167-2 *Měření průtoku tekutin pomocí snímačů diferenčního tlaku vložených do zcela zaplněného potrubí kruhového průřezu – Část 2: Clony*. Praha: Český normalizační institut, 2003.
- [6] ŠTÁVA, Pavel a Vladimír SKÝBA. *Rozpad vodních paprsků a velikosti kapek rozprášeného proudu*. Technická univerzita Ostrava, 2005. Dostupné také z: file:///D:/Sta%C5%BEen%C3%A9%20soubory/tses_article259.pdf
- [7] HALUZA, Miloslav. *Konzultace s vedoucím bakalářské práce*.
- [8] RUDOLF, Pavel. *Hydromechanika: přednášky*. Brno, 2020.
- [9] BLEJCHAŘ, Tomáš a Sylva DRÁBKOVÁ. *Čerpací technika a potrubí návody do cvičení*. Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, 2010. Dostupné také z: <http://www.338.vsb.cz/wp-content/uploads/2016/03/Blechar-Drabkova-CTaPNDC.pdf>
- [10] *Katalog čerpadel E-TECH VN* [online]. Pumpa [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: file:///D:/Sta%C5%BEen%C3%A9%20soubory/katalog_vn_final_190509.pdf

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ OBRÁZKY

- [11] L. A. PELTON. Pelton_wheel_(patent).png. In: *Wikimedia Commons* [online]. United States, 1880 [cit. 2021-03-25]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/thumb/f/f6/Pelton_wheel_%28patent%29.png/800px-Pelton_wheel_%28patent%29.png
- [12] The Pelton Wheel. In: *Max Salaman's Modern World Blog* [online]. 2019 [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://2.bp.blogspot.com/-ILfHZrITZps/WAu5W_AIqnI/AAAAAAAAAHc8/fE4QxGYHZakXpGO3MphftE3NpIWO2A5awCLcB/s1600/What%2Bis%2BPelton%2BTurbine.jpg
- [13] Pelton turbine. In: *Direct INDUSTRY* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: https://img.directindustry.com/images_di/photo-g/213575-14786059.webp
- [14] Pelton Wheel Bucket. In: *Indiamart* [online]. [cit. 2021-04-06]. Dostupné z: <https://3.imimg.com/data3/XE/FK/MY-8863141/pelton-wheel-bucket-500x500.jpg>
- [15] Elektrárna Černé jezero. *Skupina ČEZ* [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: https://www.cez.cz/webpublic/file/edee/2019/06/03_cerne_jezero-20190618-113858.jpg
- [16] Elektrárna Rudolfovo. *Liberec Reichenberg* [online]. [cit. 2021-5-15]. Dostupné z: http://www.liberec-reichenberg.net/public/fotky/830fd2b0683359_fullsize.jpg
- [17] KUZMOVÁ, Barbora. *Zhodnocení provozních parametrů kalových čerpadel* [online]. Brno, 2016 [cit. 2021-5-9]. Dostupné z: <https://core.ac.uk/download/pdf/44405557.pdf>. Bakalářská práce. VUT.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

Symbol	Veličina	Jednotka
c_0	Rychlost v bodě 0	m/s
c_1	Rychlost v místě otvoru dýzy	m/s
c_A	Rychlost v bodě A	m/s
c_h	Rychlost v bodě H	m/s
c_k	Rychlost v místě kontrakce paprsku	m/s
c_v	Výstupní rychlost vody z korečku	m/s
c_{vx}	Rozklad rychlosti c_v do směru x	m/s
d_0	Průměr přívodního potrubí	m
d_1	Průměr dýzy	m
d_A	Průměr potrubí v místě A	m
d_k	Průměr paprsku v místě kontrakce	m
D	Roztečný průměr oběžného kola	m
D_{h1}	Vnitřní průměr potrubí	m
D_{h2}	Vnitřní průměr potrubí	m
F_x	Síla působící na nepohybující koreček	N
g	Gravitační zrychlení	m/s^2
H	Čistý spád	m
H_0	Výška v bodě 0	m
H_D	Dopravní výška čerpadla	m
H_A	Výška v bodě A	m
H_h	Výška v bodě H	m
H_k	Výška v bodě K	m
H_z	Ztrátová výška	m
k	Drsnost potrubí	m
k_r	Relativní drsnost potrubí	m
l_1, l_2	Délka potrubí jednotlivých průměrů	m
M_k	Točivý moment	Nm
n	Otáčky	ot/min
n_{11}	Jednotkové otáčky	ot/min
p_0	Měřený tlak za dýzou	Pa
p_A	Tlak v bodě A	Pa
p_h	Tlak v bodě H	Pa
p_k	Tlak v bodě K	Pa
P	Výkon	W
Q	Průtok	l/s

Q_{11d}	Jednotkový průtok vztažený k dýze	l/s
Q_{11D}	Jednotkový průtok vztažený k roztečnému průměru oběžného kola	l/s
R_e	Reynoldsovo číslo	–
R_{kr}	Kritická hodnota Reynoldsova čísla	–
S_0	Průřez přívodním potrubím	m^2
S_k	Průřez paprsku v místě kontrakce	m^2
v_1, v_2	Rychlost kapaliny v jednotlivých průřezech	m/s
$Y_{Z_{0,K}}$	Měrná ztrátová energie mezi body 0 a K	J
$Y_{\check{c}}$	Měrná energie čerpadla	J
Y_p	Měrná ztrátová energie potřebná pro dopravu potrubím	J
Y_{zd}	Měrná ztrátová energie v dýze	J
$Y_{z_{h,A}}$	Měrná ztrátová energie mezi body H a A	J
Y_{zl}	Délková ztrátová měrná energie	J
Y_{zm}	Místní ztrátová měrná energie	J
Y_z	Celková ztrátová měrná energie	J
z	Počet lopatek	–
α	Součinitel kontrakce	–
λ	Délkový ztrátový součinitel	–
ν	Kinematická viskozita vody	m^2/s
ξ_d	Místní ztráty v dýze	–
ξ_{m1-4}	Jednotlivé místní ztráty	–
ρ	Hustota vody	kg/m^3
φ	Účinnost dýzy	–

SEZNAM OBRÁZKŮ

Obrázek 1.1 Patent Peltonova kola [11].....	11
Obrázek 1.2 Paprsek dopadající na koreček [3].....	12
Obrázek 1.3 Schéma Peltonovy turbíny [3] $H = \text{spád}$ $H_{ztr.} = \text{nevyužitý spád}$	12
Obrázek 1.4 Dýza s jehlou [3]	13
Obrázek 1.5 Činnost deflektoru [4].....	14
Obrázek 1.6 deflektor (vlevo), deviátor (vpravo) [4].....	14
Obrázek 1.7 kolo s přišroubovanými lopatkami [12], kolo odlité v celku [13].....	15
Obrázek 1.8 Koreček Peltonova kola [14]	15
Obrázek 1.9 elektrárna Černé jezero [15]	16
Obrázek 1.10 elektrárna Rudolfov [16]	17
Obrázek 2.1 Stará laboratorní úloha.....	18
Obrázek 2.2 Zkoušené dýzy	19
Obrázek 2.3 Použitá dýza.....	19
Obrázek 2.4 Měřicí trať.....	20
Obrázek 2.5 Fotka pro měření paprsku.....	21
Obrázek 2.6 Proudnice v dýze-pouze ilustrační.....	22
Obrázek 2.7 Umístění bodů použitých v Bernoulliově rovnici.....	23
Obrázek 3.1 Kriteriační diagram [8].....	27
Obrázek 3.2 Nalezení pracovního bodu	30
Obrázek 4.1 Charakteristika Peltonovy turbíny [2]	31
Obrázek 4.2 Regulace čerpadla otáčkami upraveno z [17].....	32
Obrázek 4.3 Rozlité paprsku po lopatce [2]	34
Obrázek 4.4 Skenované korečky	35
Obrázek 4.5 Příprava na skenování.....	36
Obrázek 4.6 Skenování zadní části korečku	36
Obrázek 4.7 Skenování přední části korečku.....	37
Obrázek 4.8 Výsledný sken.....	37
Obrázek 4.9 Po zalepení děr.....	38
Obrázek 4.10 Výsledný model.....	38
Obrázek 4.11 Rozměry korečku.....	39
Obrázek 4.12 Oběžné kolo Peltonovy turbíny	40
Obrázek 4.13 Výsledná sestava.....	41
Obrázek 4.14 Řez sestavou	42

SEZNAM TABULEK

Tabulka 2.1 Průměr paprsku v různé vzdálenosti od dýzy	21
Tabulka 3.1 Měrná energie, potřebné dopravní výšky	30
Tabulka 4.1 Výpočet parametrů oběžného kola při různých průtocích.....	33
Tabulka 4.2 Počet lopatek [2].....	34

SEZNAM PŘÍLOH

Příloha A	diagram náhradních délek armatur
Příloha B	výsledná sestava

Příloha A – diagram náhradních délek armatur

Tab. 4. Náhradní délky armatur

