

STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA
MLADÁ BOLESLAV



DLOUHODOBÁ PRAKTICKÁ
MATURITNÍ PRÁCE

Ondřej Vejběra

Mladá Boleslav 2025

STŘEDNÍ PRŮMYSLOVÁ ŠKOLA MLADÁ BOLESLAV

Návrh, konstrukce a výpočet turbíny s Archimédovým
šroubem

DLOUHODOBÁ PRAKTICKÁ
MATURITNÍ PRÁCE

Autor: Ondřej Vejběra
Studijní obor: 23-41-M/01
Vedoucí práce: Ing. Jaromír Mičík

Mladá Boleslav 2025



Zadání dlouhodobé praktické maturitní práce

Název: Návrh konstrukce a výpočet vodní turbíny s Archimédovým šroubem

Jméno žáka: Vejtběra Ondřej, 4.Cs

Úloha: Navrhněte vodní turbínu s Archimédovým šroubem. Požadovaný výkon je $P = 5 \text{ kW}$, dosažitelný spád $H = 2 \text{ m}$, maximální možný sklon turbíny je 30° . Účinnost turbíny volte 80% . Turbína slouží jako pohon generátoru elektrické energie.

Proveďte:

1. Výpočet základních parametrů turbíny.
2. Návrh konstrukce turbíny, volba uložení rotoru, volba skříně turbíny.
3. 3D model turbíny.
4. 3D modely jednotlivých částí turbíny.
5. 2D výkres sestavení turbíny – situační plán.
6. Výrobní výkres vyráběné části turbíny.
7. Seznam použité literatury, firemních katalogů, zdrojů potřebných informací.
8. Provedení práce podle požadavků na maturitní práce.

Časový harmonogram:

do 15. 11. 2024 bod 1 a 2,

do 17. 01. 2025 bod 3,

do 21. 2. 2025 bod 4,

do 14. 3. 2025 bod 5 a 6,

do 28.3.2025 konečné provedení práce podle požadavků na maturitní práce.

Termín odevzdání práce (v tištěné i elektronické podobě): do 31. 3. 2025

Zadavatel: Střední průmyslová škola Mladá Boleslav

Vedoucí práce: Ing. Jaromír Mičík

Schváleno předmětovým týmem dne: 15. 10. 2024


Schválil ředitel školy dne: 25. 10. 2024

Ing. Václav Bohata, v. r.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem svou dlouhodobou praktickou maturitní práci vypracoval(a) samostatně a použil(a) jsem pouze podklady (literaturu, projekty, SW atd.) uvedené v příloženém seznamu.

Nemám závažný důvod proti zpřístupňování této závěrečné práce v souladu se zákonem č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů (autorský zákon) v platném znění.

V Mladé Boleslavi dne 26.3.2025 podpis: 

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat Ing. Jaromíru Mičíkovi za odborné vedení mé dlouhodobé praktické maturitní práce. Svým rodičům a rodině, kteří mě po celou dobu studia podporovali a byli pro mě velkou oporou. Dále také děkuji Ing. Vojtěchu Kellerovi za pomocné prezentace k tvorbě DPMP, firmě GESS-CZ, s.r.o za možnost se podívat do výrobního závodu a panu Černému za možnost exkurze na malou vodní elektrárnu.

Obsah

1. Úvod	8
2. Vodní díla.....	9
2.1. Princip vodních elektráren.....	9
2.2. Porovnání turbín	10
2.2.1. Bankiho turbína	11
2.2.2. Kaplanova turbína	12
2.2.3. Vodní kolo	13
2.2.4. Francisova turbína.....	15
2.2.5. Porovnání turbín a kola	16
3. Archimédův šroub.....	17
3.1. Stručná historie	17
3.2. Obecné informace	17
3.3. Princip činnosti.....	18
4. Části šnekové turbíny	19
4.1. Rotor.....	19
4.2. Ložiska	19
4.3. Převod pro generátor	20
4.4. Generátor	20
4.5. Konstrukční možnosti provedení žlabu	20
5. Vysvětlení parametrů Archimédova šroubu a omezení	22
5.1. Omezení.....	22
5.2. Výhody.....	23
5.3. Nevýhody	23
5.4. Rozsah parametrů.....	23
6. Výpočet parametrů turbíny	24
6.1. Základní výpočet	25
6.2. Výpočet rozměru šnekové turbíny	25
6.3. Dimenzování ložisek.....	33
6.4. Dimenzování šroubových spojů třecích.....	34
6.5. Maximální a minimální průtok turbínou	35
7. Postup modelování šneku	36
8. Pevnostní analýza	39
9. Závěr	41
10. Seznam použitých zdrojů, tabulek a obrázků	42

10.1. Seznam použitých zdrojů	42
10.2. Seznam tabulek	43
10.3. Seznam obrázků	43
10.4. Seznam příloh	44

1. Úvod

Problematiku návrhu konstrukce Archimédova šroubu jako vodního motoru jsem zvolil kvůli mému zájmu o oblast vodních děl, energetiky, malých vodních elektráren a šetrné transformace energie na energii elektrickou, která je nízkoemisní. Řešení mé práce je inspirováno a založeno na datech výzkumu a optimalizaci lidí, kteří se tímto tématem již zabývali v minulosti a publikovali na toto téma relevantní informace. Problémem dalšího vývoje v této oblasti je, že z velké části se jedná o vylepšení, která přinesou jen minimální přínosy na úkor velkých nákladů. Proto je moje řešení zaměřeno na jednoduchou, účinnou, robustní a trvanlivou konstrukci v porovnání s jinými druhy vodních turbín, avšak hlavním cílem je vypočítat a vymodelovat turbínu pro zadané parametry. Nadále se v této práci zaměřím na obecný úvod do problematiky vodních děl, porovnání s jinými turbínami a obecný základ Archimédova šroubu pro lepší pochopení mé práce. Problematika návrhu je aktuální, protože se jedná o nízkoemisní zdroj elektrické energie, poskytující stabilní dodávky energie, který se často nasazuje na nová malá vodní díla díky svým nízkým nákladům a vysoké životnosti anebo nahrazuje neoptimální turbíny jiného typu.

2. Vodní díla

2.1. Princip vodních elektráren

Vodní elektrárny fungují na principu přeměny potenciální energie a kinetické energie vody na energii mechanickou a poté na elektrickou. Získaná maximální energie pak závisí na rozdílu hladin (spádu) a průtoku. Přeměna energie poté závisí na účinnosti vodního motoru a dalších přidružených a vložených komponent.

Teoretický výkon turbíny:

$$P = Q * h * g * \rho \text{ [W]}$$

- Q je objemový průtok v [m³/s], h je spád v [m], g je tíhové zrychlení v [m/s²],
ρ je hustota v [kg/m³]

Praktický výkon turbíny:

$$P_t = P * \eta_t \text{ [W]}$$

- η_t účinnost vodního motoru v procentech zadaná ve tvaru např. 0,8 je 80 %

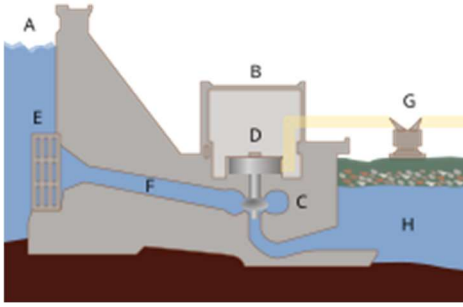
Druhy ztrát na turbíně:

- Objemové
- Mechanické
- Hydraulické

Celková účinnost je pak vyjádřena součinem objemové, mechanické a hydraulické ztráty.

Když voda předá energii turbíně s určitou ztrátou, která je rovna celkové účinnosti turbíny, pak následují další ztráty mechanické v převodovce a poté ještě při konverzi mechanické energie na elektrickou, která se často při vyšších výkonech transformuje na vysoké napětí.[1]

Celková účinnost vodního díla od primární energie po výstup se u velkých elektráren pohybuje kolem 85-90 % u malých vodních elektráren je to obvykle 70-85 %.

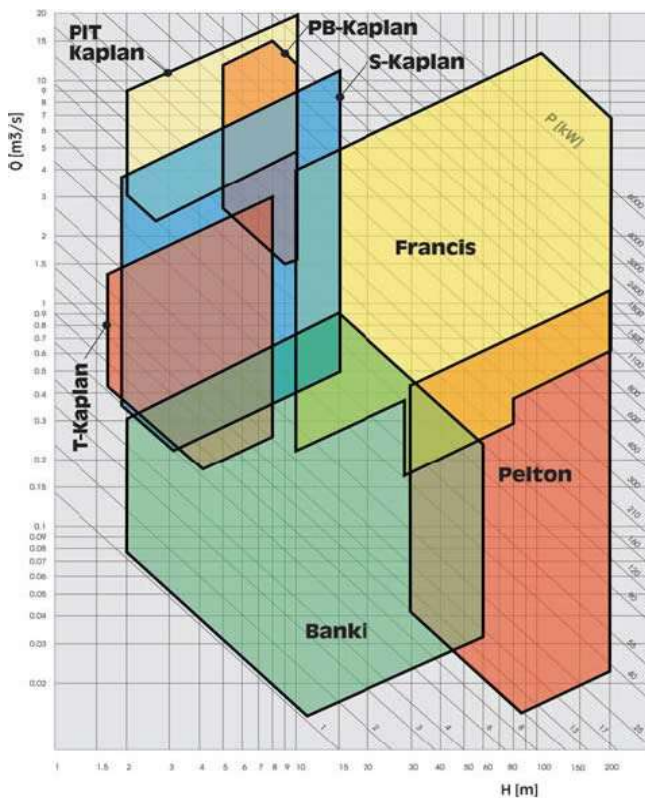


Obrázek 1. Schéma vodní elektrárny. [2]

Voda ze zádržného rezervoáru (A) je přiváděna potrubím (F) nebo přivodním kanálem k turbíně (C) přes česle (E) které zachytí nečistoty, které by mohly poškodit turbínu. Po předání energie turbíně voda teče odtokovým kanálem do vývěřiště (H). Energie, která voda předala turbíně, se z mechanické dále mění na elektrickou v generátoru (D) odkud je posílána do transformátoru (G) odkud poté pokračuje do rozvodné sítě ke spotřebitelům.

2.2. Porovnání turbín

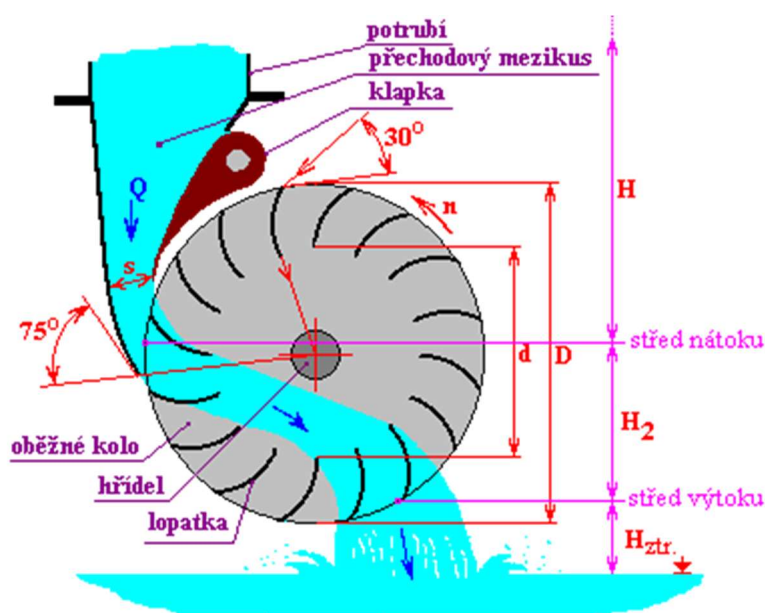
Archimédův šroub se dá porovnávat s turbínou Banki, různými druhy Kaplanovy turbíny, vodním kolem a i Francisovou turbínou, protože jejich oblasti použití viz. obrázek 2 níže se prolínají.



Obrázek 2. Charakteristika turbín v závislosti na spádu a průtoku. [3]

2.2.1. Bankiho turbína

Jedná se o turbínu radiální rovnotlakou s parciálním ostříkem.



Obrázek 3. Bankiho turbína. [4]

Princip činnosti

Voda je přiváděna k turbíně potrubím kruhového průřezu. Před turbínou je umístěn mezikus, který mění kruhový průřez na obdélný. Na konci tohoto vstupního dílu je umístěn regulační orgán, nejčastěji klapka. Ve štěrbině mezi zakřivenou stěnou a klapkou se celý spád vody přetransformuje na pohybovou energii. Voda vstoupí tangenciálně do oběžného kola hustě osazeného dlouhými lopatkami. Lopatky se snaží odklonit směr tekoucí vody do středu kola k hřídeli. Změna směru způsobí předání energie oběžnému kolu. Při prvním průtoku lopatkami se turbíně předává asi 79 % z celkového výkonu. Vlivem souběhu mezi rychlostí vody a otáčením kola nemíří vytékající proud vody na hřídel turbíny, ale mine jej volným zavzdušněným prostorem. Potom vstoupí do lopatek na protější straně lopatkového věnce. Voda je opět přinucena změnit směr a předává lopatkám další díl své energie, odpovídající 21 % z celkového výkonu turbíny. Po opuštění lopatkového věnce volně vytéká pod oběžné kolo. [4]

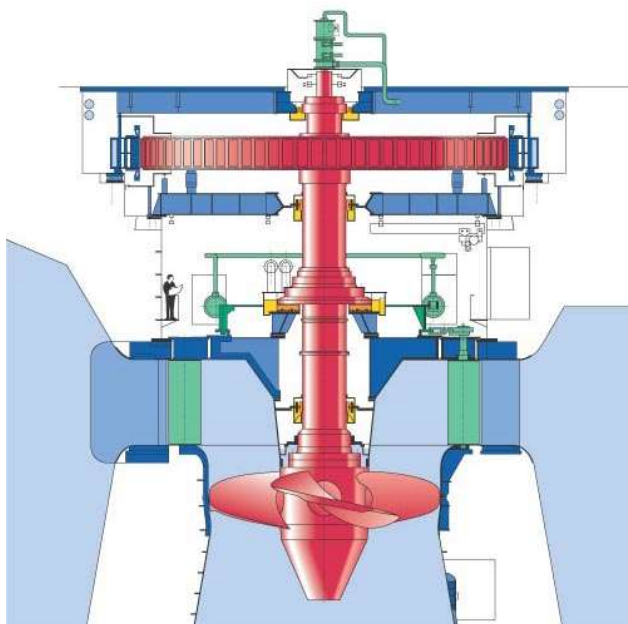
Výhody

- Jednoduchá konstrukce
- Jednoduchá výroba
- Nízké pořizovací náklady
- Dlouhá životnost
- Při správné konstrukci možnost regulace od 8 % do 100 %
- Výrazně okysličuje vodu
- Snadná a jednoduchá regulace

Nevýhody

- Nutnost jemných česel
- Ztráta části spádu
- Relativně nízká účinnost (75-85 %)

2.2.2. Kaplanova turbína



Obrázek 4. Řez kaplanovou turbínou. [5]

Jedná se o turbínu axiální přetlakovou s plným vtokem. Princip činnosti je podobný u všech provedení, ale mění se způsob přivádění kapaliny a regulace závisí také na provedení turbíny.

Provedení:

- klasická Kaplanova turbína – s regulovatelným rozváděcím a oběžným kolem instalovaným v kašně nebo ve spirální skříni
- Propelerova turbína – s regulovatelným rozváděcím kolem a s pevnými lopatkami oběžného kola
- Thomannova turbína – s pevnými lopatkami rozváděcího kola a regulovatelným oběžným kolem
- neregulovatelná turbína za provozu – s pevnými lopatkami rozváděcího kola i oběžného kola

Výhody

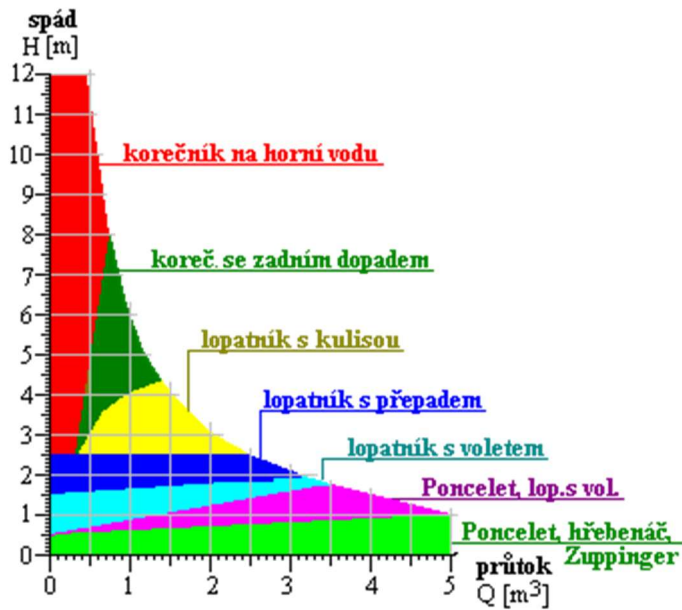
- Vysoká účinnost
- Široká regulace
- Kompaktní konstrukce

Nevýhody

- Náchylnost na kavitaci
- Složitá konstrukce
- Složitá výroba
- Cena
- Nutnost jemných česlí
- Složitost regulace (dvojitá regulace)

2.2.3. Vodní kolo

Máme více druhů vodních kol a u každého je trochu jiný způsob plnění elementu, na který působí voda. Existuje hlavní rozřazení na vertikální a horizontální a ty se dále dělí, jak je vidět na *Obr. 5* na další podskupiny se svou vhodnou oblastí použití.



Obrázek 5. Charakteristika vodních kol v závislosti spádu na průtoku. [6]

Výhody

- Jednoduchá konstrukce
- Dlouhá životnost
- Nízký ekologický dopad
- Nízké pořizovací náklady

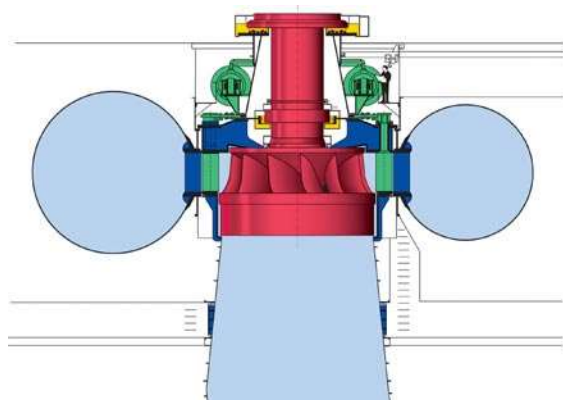
Nevýhody

- Nízká účinnost (20-50 %)
- Velké rozměry
- Hlučnost
- Nízká regulovatelnost
- Citlivost na změny průtoku

2.2.4. Francisova turbína

Princip činnosti

Francisova turbína je pretlaková, což znamená, že pracovní kapalina mění tlak během své cesty strojem. Přitom odevzdává svou energii. Pro udržení toku vody jsou nutné rozváděcí lopatky. Rotor turbíny se nachází mezi vysokotlakým přívodem a nízkotlakou savkou většinou v patě přehrady. Vstupní potrubí se postupně zužuje. Pomocí rozváděcích lopatek (automaticky regulovaných) je voda směřována na rotor. Jak voda prochází rotorem, její rotační rychlost se zmenšuje a zároveň odevzdává energii rotoru. Tento efekt (spolu s působením samotného vysokého tlaku vody) přispívá k efektivitě turbíny. Výstup z turbíny je savka, která má kuželovitě rozšiřující se tvar, díky kterému se snižuje rychlost vody za turbínou, což s hmotností celého vodního sloupce v ní vytváří podtlak přenášející se na odtokovou stranu oběžného kola. [7]



Obrázek 6. Řez Francisovou turbínou. [8]

Výhody

- Vysoká účinnost
- Regulovatelnost
- Kompaktní konstrukce
- Dlouhá životnost
- Možnost reverzace turbíny

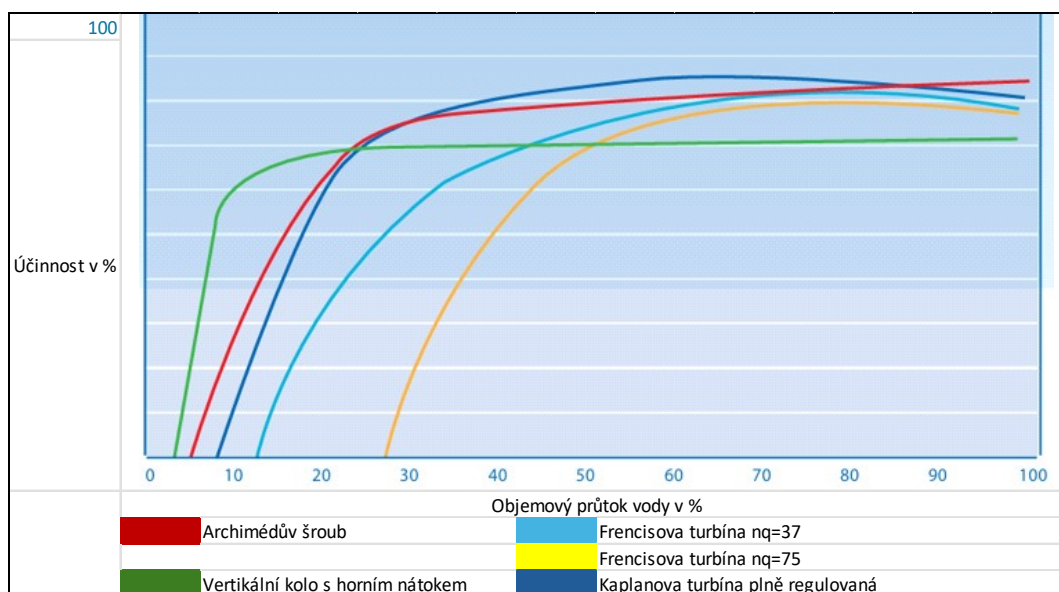
Nevýhody

- Vyšší pořizovací náklady
- Citlivost na nečistoty
- Složitější údržba
- Získá účinnost při malé procentuální hltnosti

2.2.5. Porovnání turbín a kola

Porovnávat se dají tyto vodní motory na základě hlavních parametrů jako je objemový průtok, zpracovaný spád, účinnost a výkon. Tyto parametry jsou vidět v různých závislostech například na *Obr. 3* a další na *Obr. 7*. Pro každou lokalitu a hydrologické podmínky se vždy volí nejvhodnější řešení na základě parametrů výše uvedených a aby bylo co nejvyšší využití dané oblasti.

Další porovnání vyplívá z obecných výhod a nevýhod uvedených u jednotlivých vodních motorů.



Obrázek 7. Účinnost vodních motorů v závislosti na průtoku. [9]

3. Archimédův šroub

3.1. Stručná historie

Prototyp Archimédova šroubu vynalezl Archimédes ze Syrakus více než před 2000 lety, ačkoliv některé podobné mechanismy se datují již 7.století před naším letopočtem na území Mezopotámie. Během své existence Archimédův šroub našel široké uplatnění. Nejprve se používal jako čerpadlo na všechny různé kapaliny často velmi znečištěné, poté i na přepravu sypkých materiálů a v současné době se využívá i v oblasti výroby elektrické energie a čerpání znečištěné vody v čističkách odpadních vod.

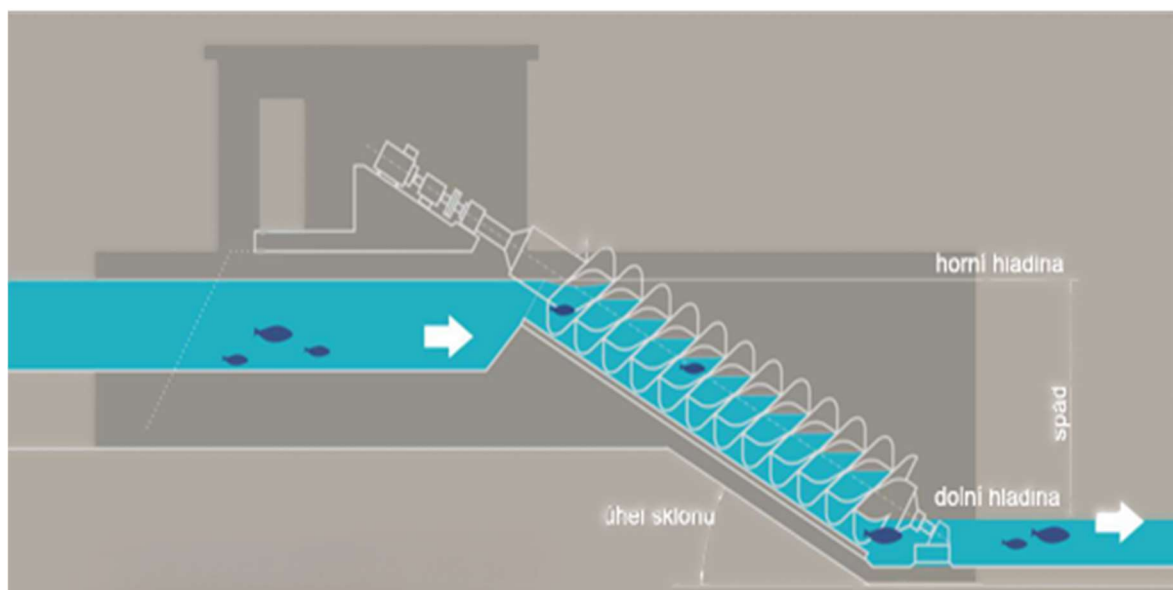
3.2. Obecné informace

Archimédův šroub jako turbína se vyznačuje vysokou účinností při malých spádech, je možno jej nasadit i na spády okolo jednoho metru.

Běžné použití je do 10 m spádu. Výkony Archimédova šroubu se pohybují řádově od stovek watt až řádově po stovky kilowatt. Použití této turbíny je různé, může se použít na jezích malých vodních elektráren nebo na výtoku u užitkové vody z továren. [6]

Dále umožňuje díky snadné konstrukci a relativně jednoduché výrobě, že její pořizovací náklady jsou nízké. Konstrukčně se skládá tato turbína z dutého hřídele, na kterém jsou navinuty dvě nebo více šroubovic. Uložení hřídele s navinutou šroubovicí je provedeno ve válcovém korytu pod stanoveným úhlem v správně zvolených ložiscích. Díky své jednoduché konstrukci není turbína náchylná na znečištěnou vodu a není nutné použít jemných česel na vstupu. Jednou z dalších výhod je možnost migrace ryb a jiných živočichů po proudu řeky. [10]

Délka šroubu se odvíjí od spádu a sklonu. Sklon Archimédova šroubu jako vodního motoru se pohybuje od 19° po 36°. Rozměry šroubu záleží na požadovaném průtoku a dalších parametrech. Při špatném konstrukčním návrhu je turbína velmi hlučná. [6]



Obrázek 8. Archimédova turbína. [11]

3.3. Princip činnosti

Z vodního toku přitéká volně voda korytem do žlabu turbíny, kde svou tíhou působí na šroubovici, tím vytváří sílu. Síla kapaliny působí po celé délce šroubovice v jednotlivých segmentech, které se nachází mezi dvěma šroubovicemi a trubkou. Tento uzavřený objem pomalu klesá šroubovicí a na konci se vlévá do odtokového kanálu.

Vyvozené síly vody se dále přenáší na hřídel, ten je spojen s převodovkou pomocí spojky. Převodovka s další spojkou je spojena s generátorem, který vytváří elektrickou energii. Energii proteklé vody dokáže turbína zpracovat s účinností 70-92 % a to již od hltnosti 20 %.[11]

4. Části šnekové turbíny

4.1. Rotor

Rotor je svařenec z několika dílů, většinou se skládá z centrální nosné trubky, šnekovnice, nosných hřídelů a nosných desek.

Centrální nosná trubka je volena tak, aby odpovídala normalizovaným trubkám. Trubku dále volíme tak, aby vyhovovaly její další rozměry a byla dostatečně tuhá. Průhyb trubky je nežádoucí, proto se ověřuje výpočtem.

Šnekovnice je přímková šroubová plocha. Šnekovnice se vyrábí ze segmentů. Segment je vypálen nebo vyřezán z plechu vhodné tloušťky. Vloží se do lisovacího přípravku a vylisuje se jeho tvar. Vylisované segmenty se ustaví na centrální trubku bodovými svary. Následně se svaří vzájemně a k centrální trubce. Po svařování se šnek vyzkouší na soustřednost a staticky se vyváží. Na závěr se provedou povrchové úpravy rotoru šnekové turbíny. [12]

4.2. Ložiska

Horní ložisko je čistě namáháno v radiálním směru, ale v praxi se používají zpravidla ložiska radiálně axiální. Dalším nárokem na ložisko je, aby se dokázalo naklonit kvůli případnému prohnutí turbíny. Také by mělo mít co nejnižší ztráty a vysokou životnost.

Spodní ložisko by mělo být navrženo tak, aby umožňovalo průhyb hřídele a zachycovalo síly jak v radiálním, tak axiálním směru. Toto ložisko se konstrukčně volí jako valivé soudečkové nebo kluzné a popřípadě se dají volit ložiska CARB speciálně vyvinutá firmou SKF. Jedním z dalších problémů u tohoto ložiska je, že je provozováno částečně nebo zcela pod vodou, proto musíme zajistit těsnost ložiskového tělesa. V řadě aplikací se volí ložiska bezúdržbová se stálou maznou naplní anebo s pravidelným promazáváním. Použitá maziva musí být ekologicky odbouratelná, protože při provozu hrozí jejich únik.

4.3. Převod pro generátor

Vzhledem k rychlosti otáčkám šneku cca 20-60 otáček za minutu je nutno pro pohon generátoru použít převodu na zvýšení těchto otáček. Převod se volí většinou jako 2 až 3stupňový s ozubenými koly s čelním ozubením nebo také jako se v praxi volí řemenový převod, popřípadě kombinace těchto převodů. Převod by měl být navržen pro co nejvyšší spolehlivost, účinnost a životnost.

Hřídel na konci šneku se dá spojit s převodovkou více způsoby, ale nejpoužívanější řešení je za pomoci pružné spojky.

4.4. Generátor

Pro konverzi mechanické energie na elektrickou energii se u šnekových turbín nejčastěji používají asynchronní generátory s účinností 75-95 %.

Dalším důležitou věcí při volbě generátoru je, jak se zaručí regulace otáček šnekové turbíny. To lze zajistit buď tím, že je průtok turbínou stálý a neměnný, synchronní generátor je poté napřímo spojen se sítí. Dalším řešením je měnění počtu pólových dvojic, které umožňuje skokovou regulaci. Nejlepší řešení je třetí, při němž je generátor připojen na rekuperační frekvenční měnič a nejlépe reguluje turbínu v závislosti na množství vody. Při použití frekvenčního měniče jsou dvě hlavní nevýhody, a to vyšší pořizovací cena a ztráty v měniči, naopak výhodou je široká plynulá regulace turbíny a stabilní otáčky.

Asynchronní generátory se pro tuto aplikaci používají, protože lze použít standardizované asynchronní motory, mají robustní konstrukci, velké rozmezí synchronních otáček a vysokou účinnosti.

4.5. Konstrukční možnosti provedení žlabu

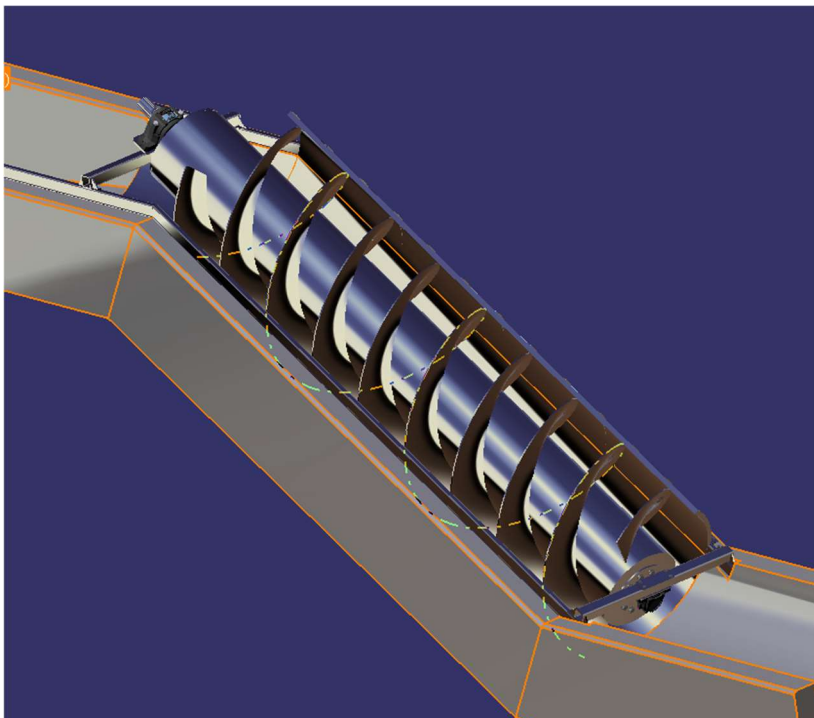
Žlab se dá provést ve více kontrakčních řešeních.

Nejčastější jsou tyto řešení:

- S betonovým žlabem
- Se zabetonovaným ocelovým žlabem
- Se samonosným ocelovým žlabem

Pro moji práci jsem zvolil konstrukční řešení se zabetonovaným ocelovým žlabem, to má výhodu oproti ostatním druhů řešení ve své delší životnosti. Pokud není turbína vyrobena z nerezavějící oceli, tak nehrozí poškození povrchové úpravy při montáži, nižší

ztráty třením (než u betonu) a minimální údržba. Nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je však vyšší cena a je zapotřebí více času na samotnou montáž.



Obrázek 9. Zabetonovaný ocelový žlab v terénu.



Obrázek 10. Samonosný ocelový žlab.

5. Vysvětlení parametrů Archimédova šroubu a omezení

5.1. Omezení

Hlavními omezujícími faktory jsou výška spádu, hltnost, materiálové vlastnosti, hygienické normy, bezpečnost a ekonomická návratnost. Tyto parametry totiž úzce souvisí mezi sebou a společně vytváří situace, které omezují použití této turbíny na určitou oblast pro níže uvedené specifikace.

Výška spádu je omezena průhybem centrální nosné trubky, která pro větší spády vychází velmi dlouhá a volba větší tloušťky stěny je možná, avšak zapříčiní větší hmotnost, kterou musí poté ložiska zachytit. To znamená větší cenu ložisek a za materiál. Většina firem nabízí konstrukční řešení pro spády do 10 m.

Turbíny jsou většinou řešeny do objemového průtoku $18 \text{ m}^3/\text{s}$. Tato hodnota je omezena skutečností, že průměr šroubu je velký, to není problém z konstrukčního hlediska, ale obvodová rychlost šneku je příliš vysoká a vznikají zde ztráty odstředěním vody z turbíny. Proto je nepsaným pravidlem volba otáček, která se pro největší šneky volí 17-23 ot/min, pro střední rozměry 23-29 ot/min a pro nejmenší šnekové turbíny 30 až 60 ot/min. Toto rozdělení je důležité pro možnost aplikovat některé vědecké studie dříve provedené na průchod ryb turbínou a jiných parametrů. Pokud je v dané lokalitě větší objemový průtok, než by zpracovala jedna turbína, lze turbíny řadit paralelně vedle sebe.

Dalším omezujícím faktorem jsou hygienické normy. Ty se hlavně vztahují na oblasti poblíž obytné oblasti či ve městě, protože při nevhodném návrhu turbíny, vzniká velká hluchnost. Pro běžně navržené turbíny se hluchnost pohybuje do 80 dB. Jeden z hlavních zdrojů hluku je vnikání hrany litu šneku do vody. Tento efekt je zřetelný při nízké hladině vody a při velkém hladinovém rozdílu mezi buňkami. Dalším zdrojem hluku je interakce mezi spodní hladinou a koncovou hranou rotoru. Tento zdroj hluku lze snížit volbou vhodných parametrů jako jsou: počet chodů šnekovice, sklonu turbíny, stoupání šnekovice a poloměr šneku.

Bezpečnost turbíny je dalším omezujícím faktorem. Tento faktor lze aplikovat jak na bezpečnost pro lidi, tak i pro zvířata. Nebezpečí pro lidi jsou hrany turbíny, vtoková oblast a rotující elementy. Toto se dá vyřešit vhodným oplocením a zakrytváním. Další nebezpečí spočívá pro vodní živočichy v případě jejich migrace přes vodní turbínu.

Nebezpečí spočívá v kontaktu ryby nebo vodního živočicha s turbínou, a to je největší při vstupu a výstupu z turbíny. Pravděpodobnost kontaktu ryby s turbínou závisí na několika faktorech, pro moji turbínu by to znamenalo šanci podle velikosti ryb od 0 % až po 25 %.

5.2. Výhody

Výhodou této turbíny jsou nižší provozní náklady ve srovnání se stejně velkou Kaplanovu či Francisovu turbínou, avšak pro vhodnou oblast použití poté může být pořizovací cena nižší o 20 % až 30 %. Jednou z dalších výhod je robustní jednoduchá konstrukce s minimálním počtem součástí, což znamená vysokou provozní spolehlivost. Další velkou výhodou je absence jemných česlí, což umožňuje migraci ryb a vodních živočichů po proudu řeky, ale i odpadá odpadové hospodářství spojené právě s jemnými česly. Další ekologickou výhodou je okysličování vody v řece. Mezi technické výhody patří využití velmi malých spádů už od 1 m a možnost širokého a účinného regulačního rozsahu, který je v rozmezí od 20 % hltnosti po 100 %. Jednou z technických zajímavostí je možnost 120 % plnění této turbíny s ztrátou na účinnosti okolo 5 %.

5.3. Nevýhody

Hlavní nevýhodou této turbíny je obtížnější výroba rotoru, protože je to složitý rozměrný svařenec s malou rozměrovou proporční přesností. Dalších z nevýhod je hlučnost, kterou lze ale částečně snížit implementací různých opatření. Nevýhodou této turbíny je, že v zimních měsících může částečně nebo zcela zamrznout, a poté se turbína musí odstavit. [6]

5.4. Rozsah parametrů

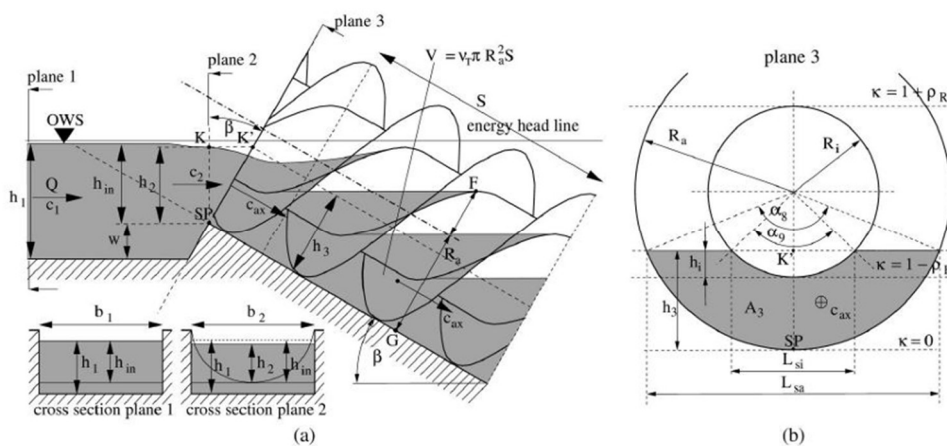
- Objemový průtok v rozmezí 0,25-10 m³/s
- Mechanický výkon 2-500 kW
- Zpracovaný spád 1-10 m
- Úhel sklonu turbíny 0,22-30°
- Počet chodů závitů 2-5
- Poměr vnějšího poloměru trubky a šneku 0,3-0,7
- Poměr stoupání 0,14-0,3
- Pracovní teplota látky je zamrznutí vody až maximální dosažená teplota řeky

6. Výpočet parametrů turbíny

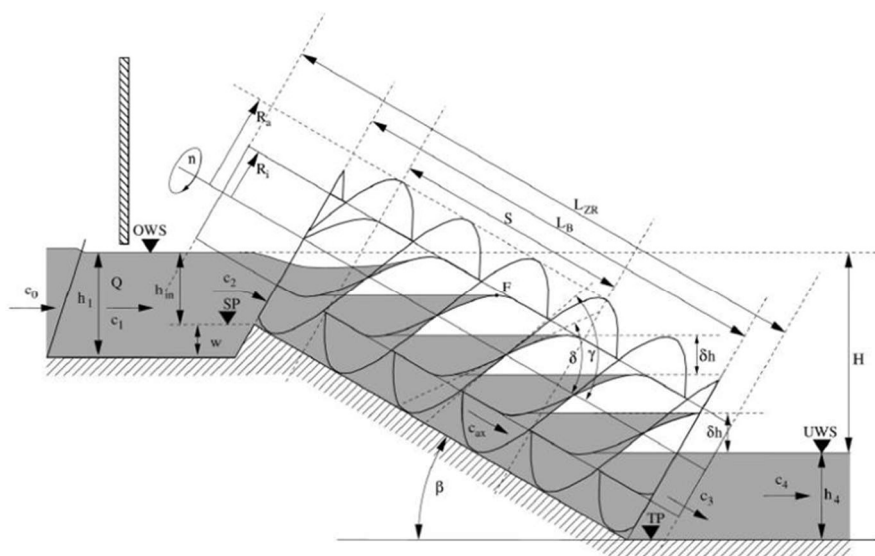
Výpočet se provádí ze vstupních hodnot, na kterých závisí výpočet zbylých parametrů. Vstupní hodnoty pro konstrukci v reálném prostředí jsou hydrologické údaje pro danou lokalitu a možný spád. Volba hlavních dalších parametrů šnekové turbíny, jako jsou sklon turbíny a počet chodů šnekovice, je dána na základě zkušeností konstruktéra.

Pro správnou volbu parametrů existuje odborná literatura, která napomáhá konstruktérovi ke správné volbě. Některé tyto optimální hodnoty jsem zmínil v sekci s názvem Optimální parametry.

Zde následuje pár obrázků se znázorněnými hodnotami pro lepší zorientování se ve výpočtu.



Obrázek 11. (a) Řez vtokovým kanálem (b) řez 3 rovinou. [13]



Obrázek 12. Průřez Archimédovým šroubem použitý jako vodní elektrárna. [13]

Tabulka 1. Přehled zadaných a volených hodnot.

	Název	Zkratka	Hodnota	Jednotky
Zadané hodnoty	Spád	H	2	m
	Požadovaný výkon	P _p	5	kW
	Maximální možný sklon turbíny	ψ	30	°
	Účinnost	η	80	%
Volené hodnoty	Počet chodů šnekovice	N	3	-
	Poměr poloměrů	D _{tr}	0,5	-
	Teplota 1	t ₁	30	°C
	Teplota 2	t ₂	4	°C
	Hustota vody při teplotě 4 °C	ρ _{t4}	1000	kg/m ³
	Hustota vody při teplotě 30 °C	ρ _{t30}	995,7	kg/m ³
	Tíhové zrychlení	g	9,813	m/s ²
	Poměr stoupání	λ	0,22	-
	Úhel sklonu turbíny	β	30	°
	Hustota oceli ČSN 17240	ρ _{ocel}	8000	kg/m ³
	Plnicí poměr objemů	(λ.v)	0,0598	-

Vzorce pro výpočet jsem čerpal z zdroje: [12]

6.1. Základní výpočet

Objemový průtok:

$$Q = \frac{P_p}{g \cdot h \cdot \rho_{t30} \cdot \eta} \sim 0,32 \text{ m}^3/\text{s}$$

6.2. Výpočet rozměru šnekové turbíny

Orientační průměr vnější šneku:

$$R_{o\check{s}} = \left(\frac{Q \cdot \tan(\beta)}{K \cdot (\lambda \cdot v)} \right)^{\frac{3}{7}} = \left(\frac{0,32 \cdot \tan(30)}{(10,363 \dots 11,606) \cdot (0,0598)} \right)^{\frac{3}{7}} = 0,5953 \dots 0,05671 \text{ m}$$

Orientační průměr vnější trubky:

$$R_{ot} = D_{tr} * R_{o\check{s}} = 0,5 * (0,5953 \dots 0,05671) = 0,29766 \dots 0,28355 \text{ m}$$

V tomto kroku se volí normalizovaný profil trubky, nicméně pro mnou zvolený materiál neexistuje podle normy žádný takový, proto jsem zvolil hodnotu poloměr trubky (R_o) 0,295m a tloušťkou stěny ($t_{st\check{e}ny}$) 10 mm. Tloušťkou stěny a deformací se budu zabývat v bodu Pevnostní analýza.

Další krok je přepočítání vnějšího průměru šneku, aby se zachoval objemový průtok.

Průměr vnější šneku:

$$R_s = \frac{R_t}{D_{tr}} = \frac{0,295}{0,5} = 0,59 \text{ m}$$

Stoupání šnekovice:

$$S = \frac{2 * \pi * R_s * \lambda}{\tan(\beta)} = \frac{2 * \pi * 0,59 * 0,22}{\tan(30)} = 1,4126 \text{ m}$$

Mezera mezi rotorem turbíny a žlabem:

$$S_{ps} = 0,0045 * \sqrt{R_s * 2} = 0,0045 * \sqrt{0,59 * 2} = 4,888 \text{ mm}$$

Poloměr žlabu:

$$R_z = R_s + S_{ps} = 0,59 + 0,004888 = 0,594888 \text{ m}$$

Objem přepravený za jednu otáčku:

$$V_x = \frac{2 * \pi^2 * R_s^3}{\tan(\beta)} * (\lambda * v) = \frac{2 * \pi^2 * 0,59^3}{\tan(30)} * 0,0598 = 0,4199 \text{ m}^3$$

Otáčky šnekové turbíny při požadovaném průtoku:

$$N_{ox} = 60 * \frac{Q}{V_x} = 60 * \frac{0,32}{0,4199} = 45,72 \text{ ot/min}$$

Kontrola otáček, aby nedocházelo k odstříkávání vody z konců lopatek:

$$N_{ox} \leq \frac{53}{(4 * R_s^2)^{\frac{1}{3}}} = \frac{53}{(4 * 0,59^2)^{\frac{1}{3}}} = 47,46 \text{ ot/min}$$

Axiální rychlost vody v turbíně:

$$C_{ax} = S * \frac{N_{ox}}{60} = 1,4126 * \frac{45,72}{60} = 1,076 \text{ m/s}$$

Objem jedné buňky vodního motoru:

$$V_b = \frac{V_x}{N} = \frac{0,4199}{3} = 0,13997 \text{ m}^3$$

Hmotnost buňky:

Tato hodnota je potřebná dále pro výpočet sil působící na turbínu a vhodné dimenzování ložisek.

$$m_b = \rho_{t4} * V_b = 1000 * 0,13997 = 139,966 \text{ kg}$$

Optimální hloubka v přívodním kanále výpočet pomocí Newtonovy numerické metody. Zvolený koeficient φ byl zvolen v rozmezí 0,05-1,2 s krokem 0,1.

V dalších krocích se vypočítají hodnoty úhlů a jednotlivých oblastí se všemi potřebnými parametry.

$$\alpha_8 = 2 * \arccos(1 - \varphi)$$

$$\alpha_9 = 2 * \arccos\left(\frac{1-\varphi}{D_{tr}}\right)$$

Oblast 1:

$$0 \leq \varphi \leq (1 - D_{tr})$$

$$v(\varphi) = \frac{\alpha_8}{2 * \pi} - \frac{(1-\varphi)}{\pi} * \sqrt{1 - (1 - \varphi)^2}$$

Oblast 2:

$$(1 - D_{tr}) \leq \varphi \leq (1 + D_{tr})$$

$$v(\varphi) = \frac{\alpha_8 - \alpha_9 * D_{tr}^2}{2 * \pi} - \frac{(1-\varphi)}{\pi} * \left[\sqrt{1 - (1 - \varphi)^2} - \sqrt{D_{tr}^2 - (1 - \varphi)^2} \right]$$

Oblast 3:

Do této oblasti se výpočet nesmí dostat a jestli se do této oblasti dostane znamená to, že voda v kapse přetéká do další a návrh nevyhovuje.

Průtok:

$$Q = \pi * R_s^2 * v(\varphi) * C_{ax}$$

Koeficient hydraulických ztrát:

$$\zeta = \left(\frac{\pi * v}{\varphi * 2 * \cos(\beta)} - 1 \right)^2$$

Hloubka vody v přívodním kanále pro optimální plnění šneku

$$h_2 = \varphi * R_s * \cos(\beta)$$

Tabulka 2. Výpočetní tabulka pro volbu plnění.

φ (-)	h_2 (m)	v (-)	Q (m ³ /s)	ζ (-)	Oblast	α_8 (rad)	α_9 (rad)
0,05	0,0255	0,0067	0,00784	0,57517	1	0,6351	-
0,1	0,0511	0,0187	0,02201	0,43685	1	0,9021	-
0,15	0,0766	0,0341	0,04012	0,34572	1	1,1096	-
0,2	0,1022	0,0520	0,06127	0,27880	1	1,287	-
0,25	0,1277	0,0721	0,08494	0,22711	1	1,4455	-
0,3	0,1533	0,0941	0,11074	0,18603	1	1,5908	-
0,35	0,1788	0,1175	0,13838	0,15279	1	1,7264	-
0,4	0,2044	0,1424	0,16763	0,12559	1	1,8546	-
0,45	0,2299	0,1684	0,19828	0,10315	1	1,9769	-
0,5	0,2555	0,1955	0,23017	0,08456	1	2,0944	-
0,55	0,2810	0,2188	0,25765	0,07747	2	2,2081	0,9021
0,6	0,3066	0,2393	0,28175	0,07650	2	2,3186	1,287
0,65	0,3321	0,2583	0,30412	0,07796	2	2,4265	1,5908
0,7	0,3577	0,2763	0,32533	0,08066	2	2,5322	1,8546
0,75	0,3832	0,2936	0,34572	0,08401	2	2,6362	2,0944
0,8	0,4088	0,3105	0,36551	0,08769	2	2,7389	2,3186
0,85	0,4343	0,3269	0,38486	0,09148	2	2,8405	2,5322
0,9	0,4599	0,3431	0,40391	0,09524	2	2,9413	2,7389
0,95	0,4854	0,3591	0,42276	0,09887	2	3,0416	2,9413
1	0,5110	0,3750	0,44151	0,10229	2	3,1416	3,1416
1,05	0,5365	0,3909	0,46026	0,10543	2	3,2416	3,3419
1,1	0,5621	0,4069	0,47911	0,10824	2	3,3419	3,5443
1,15	0,5876	0,4231	0,49816	0,11066	2	3,4427	3,751
1,2	0,6131	0,4395	0,51751	0,11264	2	3,5443	3,9646

U zeleně a červeně označených hodnot uděláme lineární interpolaci pro zpřesnění výsledku. Červeně je označena oblast maximálního průtoku a zeleně standardního průtoku.

Vzorec pro lineární interpolaci:

$$y = y_0 + (x - x_0) * \frac{y_1 - y_0}{x_1 - x_0}$$

Normalizované plnění:

$$v = v_0 + (Q - Q_0) * \frac{v_1 - v_0}{Q_1 - Q_0} = 0,271$$

Koeficient vstupní výšky:

$$\varphi = \varphi_0 + (Q - Q_0) * \frac{\varphi_1 - \varphi_0}{Q_1 - Q_0} = 0,6874$$

Koeficient hydraulických ztrát:

$$\zeta = \zeta_0 + (Q - Q_0) * \frac{\zeta_1 - \zeta_0}{Q_1 - Q_0} = 0,07998$$

Hloubka vody v přívodním kanále pro optimální plnění:

$$h_2 = h_0 + (Q - Q_0) * \frac{h_1 - h_0}{Q_1 - Q_0} = 0,35124 \text{ m}$$

Tabulky s lineárně interpolovanými hodnotami:

Tabulka 3. Výsledky s lineární interpolací.

maximální plnění		optimálního plnění	
v	0,31256	v	0,271795
k	0,80642	k	0,687432
ζ	0,08818	ζ	0,079980
h ₂	0,412 m	h ₂	0,3512 m

Hloubka vody v přívodním kanále:

$$h_1 = R_{\xi} = 0,59 \text{ m}$$

Šířka přívodního kanálu:

$$b_1 = 2 * R_{\xi} = 2 * 0,59 = 1,18 \text{ m}$$

Výška vstupního prahu do turbíny:

$$w = R_{\xi} - h_2 - \frac{1}{2 * g} * \left(\frac{Q}{h_2 * b_1} \right)^2 * \left[1 + \left(\frac{h_2}{R_{\xi}} \right)^2 \right]$$

$$w = 0,59 - 0,35124 - \frac{1}{2 * 9,813} * \left(\frac{0,32}{0,35124 * 1,18} \right)^2 * \left[1 + 0,07998 - \left(\frac{0,35124}{0,59} \right)^2 \right]$$

$$w = 0,2167 \text{ m}$$

Vstupní výška vody bez deformace způsobené změnou tvaru vstupního profilu

$$h_{zu} = R_{\xi} - w = 0,59 - 0,2167 = 0,37326 \text{ m}$$

Průměrná rychlost vody v přívodním kanále:

$$c_1 = \frac{Q}{b_1 * h_1} = \frac{0,32}{1,18 * 0,59} = 0,4596 \text{ m/s}$$

Průměrná rychlost vody ve vstupním kanále:

$$c_2 = \frac{Q}{2 * R_{\xi} * h_2} = \frac{0,32}{2 * 0,59 * 0,35124} = 0,77165 \text{ m/s}$$

Koeficient hloubky v odtokovém kanále:

$$\tau = (1 + D_{tr}) * \sqrt{1 - \left(\frac{\lambda}{D_{tr}} \right)^2} - \lambda * \frac{2 * \pi}{N}$$

$$\tau = (1 + 0,5) * \sqrt{1 - \left(\frac{0,22}{0,5} \right)^2} - 0,22 * \frac{2 * \pi}{3} = 0,8862$$

Optimální hloubka v odtokovém kanále:

$$h_4 = R_{\xi} * \cos(\beta) * \tau = 0,59 * \cos(30) * 0,8862 = 0,453 \text{ m}$$

Průměrná rychlost v odtokovém kanále:

$$c_4 = C_{ax} * \cos(\beta) = 1,076 * \cos(30) = 0,93236 \text{ m/s}$$

Průměrná šířka vývaru z šnekové turbíny:

$$b = \frac{v \cdot \pi \cdot R_s^2}{h_4} = \frac{0,271795 \cdot \pi \cdot 0,59^2}{0,453} = 0,6563 \text{ m}$$

Činná délka turbíny (šnekovice a žlabu)

$$L_b = \frac{H + R_s \cdot (*\cos(\beta) - 1) + w}{\sin(\beta)} = \frac{2 + 0,59 \cdot (0,8862 \cdot \cos(30) - 1) + 0,2167}{\sin(30)} = 4,159 \text{ m}$$

Celková délka nosné trubky je zvolena na délku 4600 mm.

Teoretický výkon při 100% účinnosti turbíny a hlnosti je vypočítán takto:

$$P_{tt30} = Q \cdot g \cdot H \cdot \rho_{t30} = 0,32 \cdot 9,813 \cdot 2 \cdot 995,7 = 6253,31 \text{ W}$$

$$P_{tt4} = Q \cdot g \cdot H \cdot \rho_{t4} = 0,32 \cdot 9,813 \cdot 2 \cdot 1000 = 6280,32 \text{ W}$$

Mechanický výkon na hřídeli se počítá z účinnosti, pokud není zadána jako u mé práce pro zjednodušení, tak se počítá z hydraulických ztrát, které jsou poupraveny opravným koeficientem, který se zjistí z modelu turbíny v měřítku.

$$P_{mech.v} = P_{tt30} \cdot \eta = 6253,31 \cdot 0,8 = 5024,26 \text{ W} \approx 5 \text{ kW}$$

Mechanický výkon turbíny při 115% hlnost:

$$P_{max} = P_{mech.v} \cdot 1,15 = 5 \cdot 1,15 = 5,75 \text{ kW}$$

- Tento výkon je dále použit na dimenzování dalších komponent a výpočtů

Kroutící moment na výstupním hřídeli šroubu:

$$M_k = \frac{P_{max} \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot N_{ox}} = \frac{5,75 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 45,72} = 1201 \text{ N/m}$$

Hmotnost centrální nosné trubky šnekové turbíny:

$$m_{tr} = \rho_{ocel} \cdot L_{ZR} \cdot \pi \cdot (R_o^2 - (R_o - t_{stěny})^2)$$

$$m_{tr} = 8000 \cdot 4,6 \cdot \pi \cdot (0,295^2 - (0,295 - 0,01)^2) = 670,5 \text{ kg}$$

Objem listů:

$$V_{list} = \left[R_s \cdot \sqrt{R_s^2 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi}\right)^2} - R_o \cdot \sqrt{R_o^2 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi}\right)^2} + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \ln \left(\frac{R_s + \sqrt{R_s^2 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi}\right)^2}}{R_o + \sqrt{R_o^2 + \left(\frac{S}{2 \cdot \pi}\right)^2}} \right) \right]$$

$$V_{list} = 0,007964 \text{ m}^3$$

Hmotnost listů šneku:

$$m_{list} = \rho_{ocel} * N * \frac{L_b}{S} * V_{list} = 8000 * 3 * \frac{4,159}{1,4126} * 0,007964 = 562,8 \text{ kg}$$

Celková orientační hmotnost šnekové turbíny:

$$m = m_{list} + m_{tr} = 562,8 + 670,5 = 1233,3 \text{ kg}$$

Pro srovnání po vymodelování turbíny v CATII a zvážení její hmotnosti vyšla hmotnost listů a centrální nosné trubky 1192 kg a celý rotor se všemi komponenty o hmotnosti 1316 kg. V dalších výpočtech proto budu používat hmotnostně horší hodnotu z programu CATIA.

Tíhová síla rotoru turbíny v axiálním směru:

$$F_{G.ax} = m * g * \sin(\beta) = 1316 * 9,813 * \sin(30) = 6457 \text{ N}$$

Tíhová síla rotoru turbíny v radiálním směru:

$$F_{G.rad} = m * g * \cos(\beta) = 1316 * 9,813 * \cos(30) = 11183,7 \text{ N}$$

Objem vody, která vytváří vztlakovou sílu na centrální nosnou trubku:

$$V_{vz} = \pi * R_s^2 * v * L_b = \pi * 0,59^2 * 0,271795 * 4,159 = 1,236 \text{ m}^3$$

Vztlaková síla vody působící na šnekovou turbínu v axiálním směru:

$$F_{vz.ax} = \rho_{t30} * V_{vz} * g * \sin(\beta) = 995,7 * 1,236 * 9,813 * \sin(30) = 6039 \text{ N}$$

Vztlaková síla vody působící na šnekovou turbínu v radiální směru:

$$F_{vz.rad} = \rho_{t30} * V_{vz} * g * \cos(\beta) = 995,7 * 1,236 * 9,813 * \cos(30) = 10458,7 \text{ N}$$

Úhel funkčního povrchu:

$$\gamma = \arctan\left(\frac{2 * \pi * (R_s + R_o)}{2 * S}\right) = \arctan\left(\frac{2 * \pi * (0,59 + 0,295)}{2 * 1,4126}\right) = 63,0661^\circ$$

Hmotnost buňky:

$$m_b = \rho_{t30} * V_b = 995,7 * 0,13997 = 139,36 \text{ kg}$$

Axiální síla způsobená rozdílem hladin mezi kapsami v šnekovici:

$$F_{roz.ax} = N * \frac{L_b}{S} * m_b * g * \sin(\beta) = 3 * \frac{4,159}{1,4126} * 139,36 * 9,813 * \sin(30)$$

$$F_{roz.ax} = 6040 \text{ N}$$

Radiální síla způsobená rozdílem hladin mezi kapsami v šnekovici:

$$F_{roz.rad} = \frac{N * \frac{L_b}{S} * m_b * g * \sin(\beta)}{\tan(\gamma)} = \frac{3 * \frac{4,159}{1,4126} * 139,36 * 9,813 * \sin(30)}{\tan(63,0661)} = 3068,5 \text{ N}$$

Celková axiální síla působící na šnekovou turbínu:

$$F_{ložisko.ax} = F_{roz.ax} + F_{vz.ax} + F_{G.ax} = 18\,536\text{ N}$$

Celková radiální síla působící na šnekovou turbínu:

$$F_{rad} = \sqrt{(F_{G.rad} - F_{vz.rad})^2 + F_{roz.rad}^2} = 3\,153\text{ N}$$

Radiální síla působící v ložiscích:

$$F_{ložisko.rad} = \frac{F_{G.rad}}{2} = \frac{11\,183,7}{2} = 5\,598\text{ N}$$

Výpočet průměru nosného hřídele horního:

Výpočet jsem nejdříve provedl ručně pomocí vzorce a poté ověřil v programu MITCalc. Materiál hřídele je stejný, jaký je použit na turbínu s dovoleným napětím $\tau_D=80\text{Mpa}$.

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot \tau_D}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1201 \cdot 1000}{\pi \cdot 80}} = 42,44\text{ mm}$$

Pro srovnání hodnota v MITCalc vyšla 68,5 mm, v této hodnotě je započítán i zbytek zatížení, které se v tomto jednoduchém výpočtu nevyskytují. Tabulky a výpočty budou k dispozici na přiloženém Flashdisku (vypocet_hridele_nosneho.xlsb). Pro správnou únosnost hřídele volíme 75 mm, avšak pokud tento kroutící moment chceme přenést na spojku, musíme zvolit průměr hřídele minimálně 100 mm, aby na tuto hřídel šlo osadit drážkování těžké řady, které přenesou tento velký kroutící moment viz výpočet (vypocet_tezka_rada.xlsb).

Výpočet průměru nosného hřídele dolního:

Hřídel byl nejdříve vypočten ručně na papír a poté přepočítán a ověřen v programu, takže řešení je také přidáno na Flashdisku pod názvem vypocet_spodniho_hridele_nosneho.xlsb.

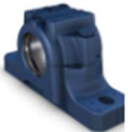









6.3. Dimenzování ložisek

Dimenzování ložisek bylo provedeno za pomoci nástroje MITCalc a poté porovnáváno s ložisky využitými v reálném prostředí na turbínách. Výpočty jsou jako vždy na příložením disku pod názvy vypoctene_horni_lozisko.xlsb a vypocet_spodni_lozisko.xlsb.

Pro horní uložení šnekové turbíny jsem zvolil ložisko od firmy SKF C 2220/C4 s kompletním upevněním k rámové konstrukci, které je vidět na *Obr. 13* níže.

Pro spodní uložení šnekové turbíny jsem zvolil ložisko od firmy SKF 22312 E/C4 s kompletním upevněním k rámové konstrukci, které je vidět na *Obr. 14* níže.

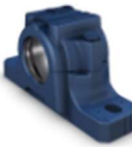









Bill of materials [Restart configuration](#)

Product	Quantity needed	Actions
 SNL 520-617 Split plummer block housing	1	
 C 2220/C4 CARB toroidal roller bearing	1	
 TSN 220 L Four-lip seal	1 1 pack includes 2 seals	
 FRB 12/180 Locating ring	2	
 ASNH 520-617 End cover	1	

Obrázek 13. Horní ložisko s uložěním. [14]

Bill of materials

[Restart configuration](#)

Product	Quantity needed	Actions
 SNL 215/MS2 Split plummer block housing	1	
 22312 E/C4 Spherical roller bearing	1	
 TSN 615 A V-ring seal	1 1 pack includes 2 seals	
 FRB 5/130 Locating ring	2	
 ASNH 518-615 End cover	1	

Obrázek 14. Spodní ložisko s uložením čerpano. [14]

6.4. Dimenzování šroubových spojů třecích

Díky způsobu spoje nosných hřídelů a na nich navařených nosných deskách bylo nutné spojit tyto nosné elementy se samotnou turbínou, což bylo provedeno za pomoci třecích spojů šroubových. Tyto spoje jsou spočítány následovně. Nejdříve na papír přítlačnou sílu šroubu a následná volba velikosti šroubu byla provedena v programu.

Sílu, kterou musí vyvodit šroub:

$$F_{\text{třeci}} = F_{\text{při}} \cdot \Lambda$$

Příčemž součinitel tření je $\Lambda = 0,15$ a $F_{\text{při}}$ (přítlačná síla) je rozdělena mezi 10 šroubů.

Síla třecí:

$$F_{třeci} \geq F_{kom.}$$

$F_{kom.}$ (kombinovaná síla) je rovna 9 764 N která je způsobená radiální silou a kroutícím momentem.

Síla, kterou musí vyvodit šrouby:

$$F_{při.} \geq \frac{F_{kom.}}{\lambda} = \frac{9764}{0,15} = 65\,096 \text{ N}$$

Síla vyvozená jedním šroubem:

- Počet použitých šroubů na spoj je 10ks (J=10ks)

$$F_{šroubu.os} \geq \frac{F_{při.}}{J} = \frac{65\,096}{10} = 6\,510 \text{ N}$$

Zbytek návrhu je v programu v příloženém disku pod názvem vypocet_sroubu.xlsb a výsledkem je šroub z nerezové oceli M24x35.

Další šroubový spoj třecí je proveden u spodního uložení držáku ložiska s konstrukcí šneku, kde je použito stejného postupu. Po výpočtu zjistíme, že na tento spoj potřebujeme 4 ks šroubu M12x140 s mechanickými vlastnostmi 10.9. (kotrola_sroubu_spodni_loziska.xlsb).

6.5. Maximální a minimální průtok turbínou

Maximální průtok:

$$Q_{max} = 1,15 * Q = 1,15 * 0,32 = 0,368 \text{ m}^3/\text{s}$$

Minimální průtok:

$$Q_{min} = 0,3 * Q = 0,3 * 0,32 = 0,096 \text{ m}^3/\text{s}$$

Otáčky při 115% plnění turbíny:

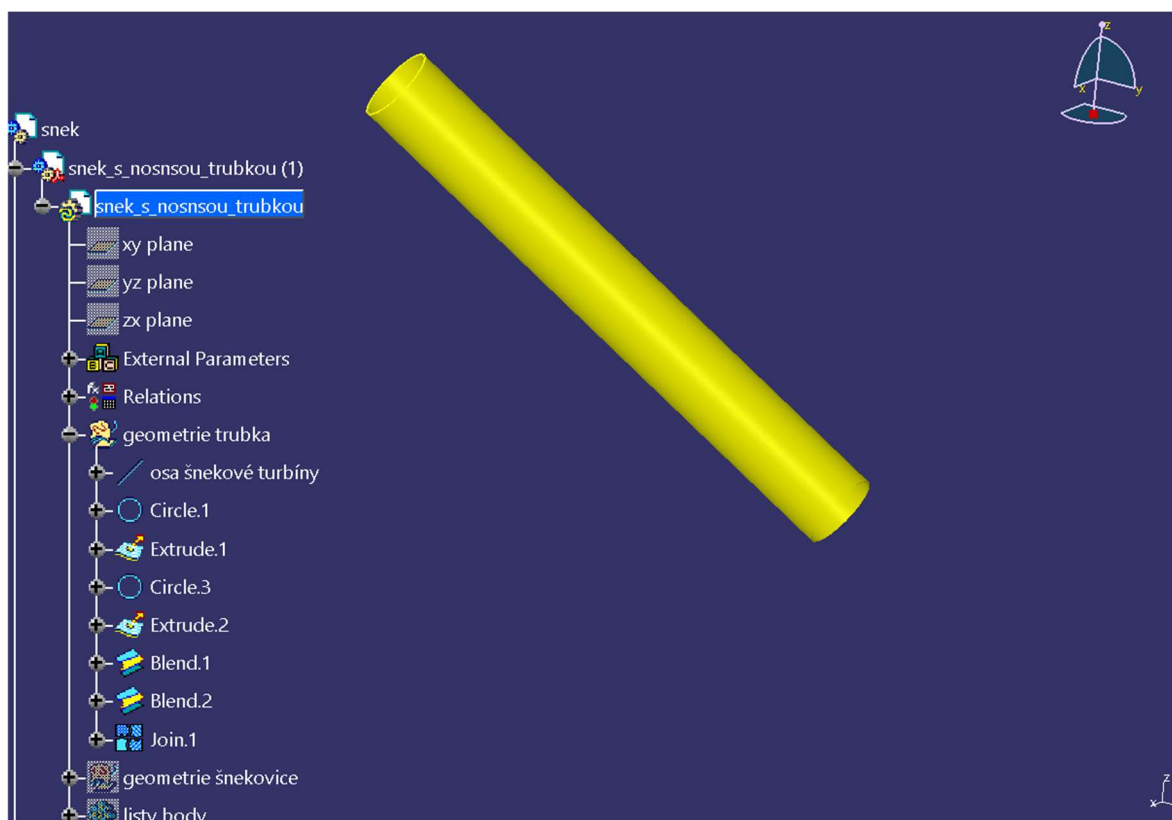
$$n_{max} = 60 * \frac{Q_{max}}{V_x} = 60 * \frac{0,368}{0,4199} = 52,58 \text{ ot/min}$$

Otáčky při 30% plnění turbíny:

$$n_{min} = 60 * \frac{Q_{min}}{V_x} = 60 * \frac{0,096}{0,4199} = 13,71 \text{ ot/min}$$

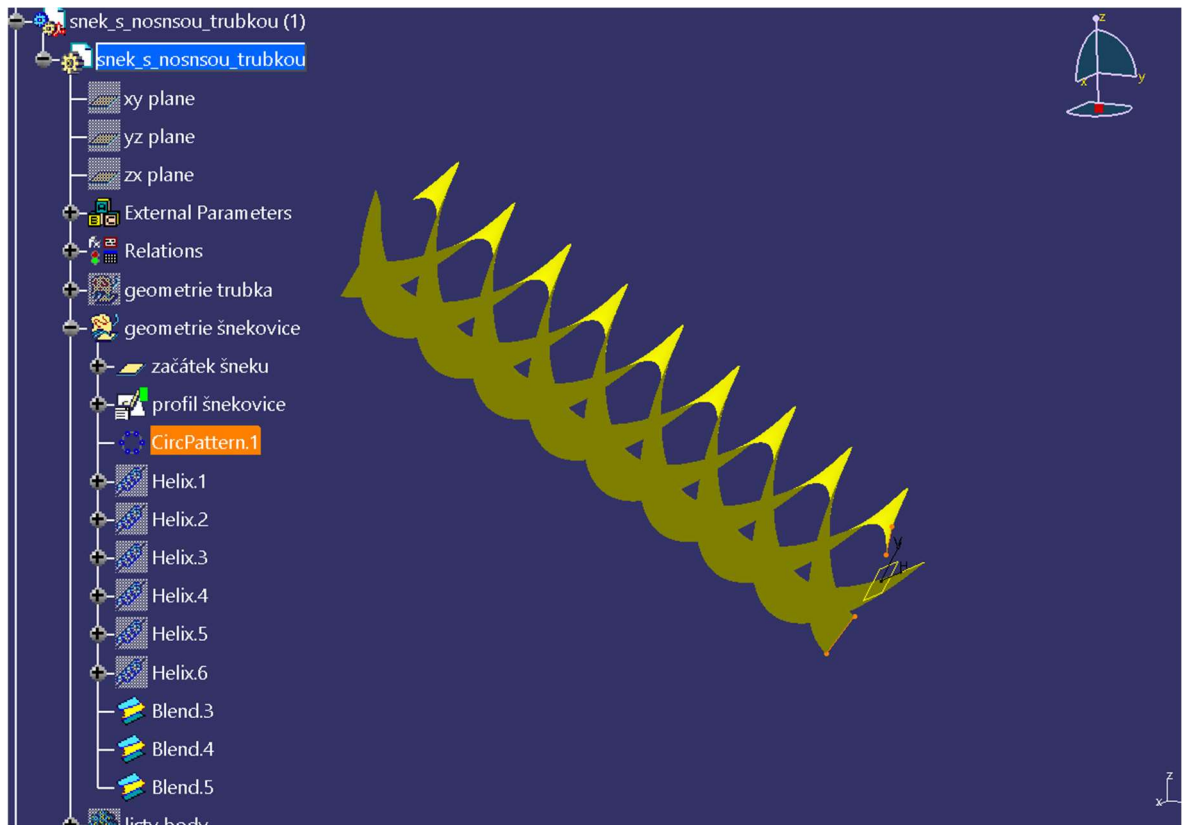
7. Postup modelování šneku

Model šnekovice a trubky byl tvořen vhodnou kombinací dvou prostředí Mechanical Part Design (dále: MPD) a Generative Shape Design (dále: GSD). Tento model je částečně parametrizovaný. Parametry, které je možno měnit, jsou: délka nosné trubky, vnější poloměr trubky, tloušťka stěny nosné trubky, vnější poloměr šnekové turbíny, stoupání šroubovice, činná délka šnekové turbíny a tloušťka stěny listu. Prvním krokem bylo vytvoření nového partu ve sestavě šneku, dalším krokem bylo vytvoření geometrií pro trubku a šnekovice. Parametry potřebné k modelování jsou zde ukázány jako externí, protože jsem vytvořil part geometrie, kde jsou všechny parametry, které se dají upravit, aby byla zachována relativně dobrá přehlednost modelu. Dále v geometriích jsem vhodnou kombinací funkcí vytvořil plošný model trubky, který je vidět s použitými funkcemi na *obrázku číslo 15*.



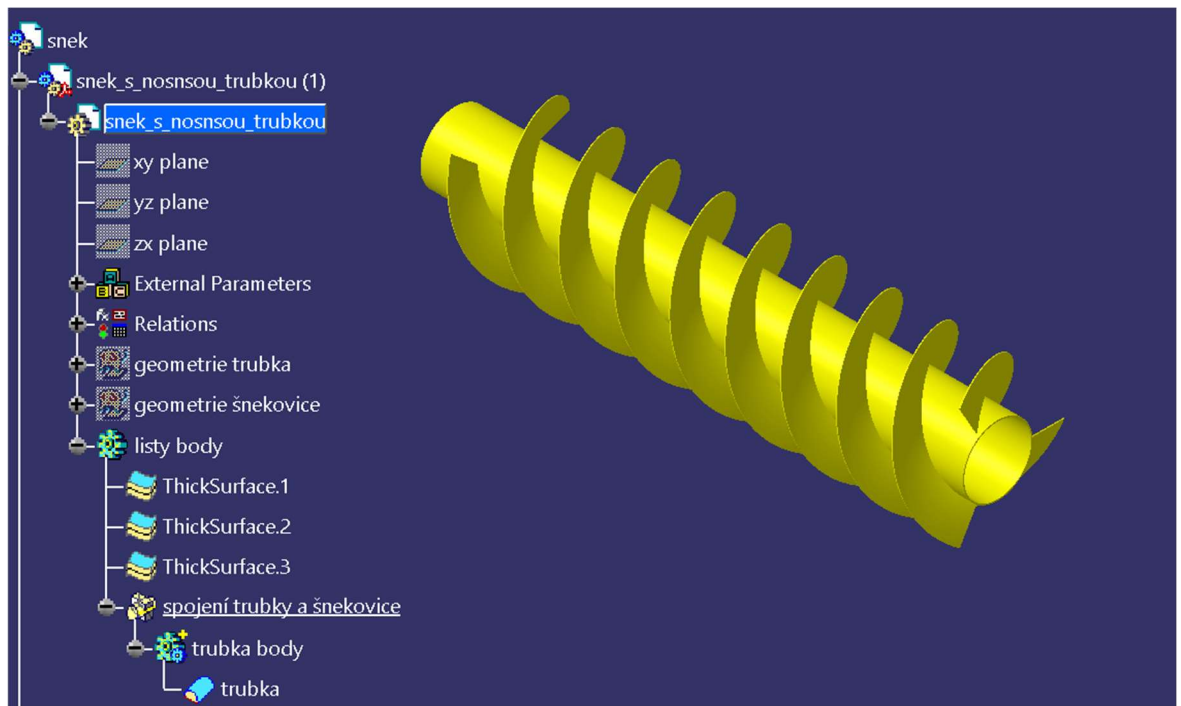
Obrázek 15. Plošný model trubky z programu CATIA.

Další část k modelování je šnekovice. Tento díl jsem modeloval v GSD, kde jsem použil podobné funkce jako při modelování trubky, ale i jiné. Postup modelování a funkce, v jakém pořadí jsem je použil, jsou vidět pod položkou geometrie šnekovice ve stromě viz. *Obr. 16* níže.



Obrázek 16. Plošný model šnekovice z programu CATIA.

Jedním z dalších bodů modelování bylo přepnout se do prostředí MPD, kde jsem přiřadil objem plochám. Následně jsem spojil tato dvě tělesa do jednoho za pomoci booleovských operací v jedno těleso. Tento celek jsem poté použil v sestavě šnek, kde jsem postupně modeloval další části turbíny. Výsledný objemový model trubky a šneku je vidět na Obr. 17.



Obrázek 17. Objemový model trubky a šnekovice jako jeden celek.

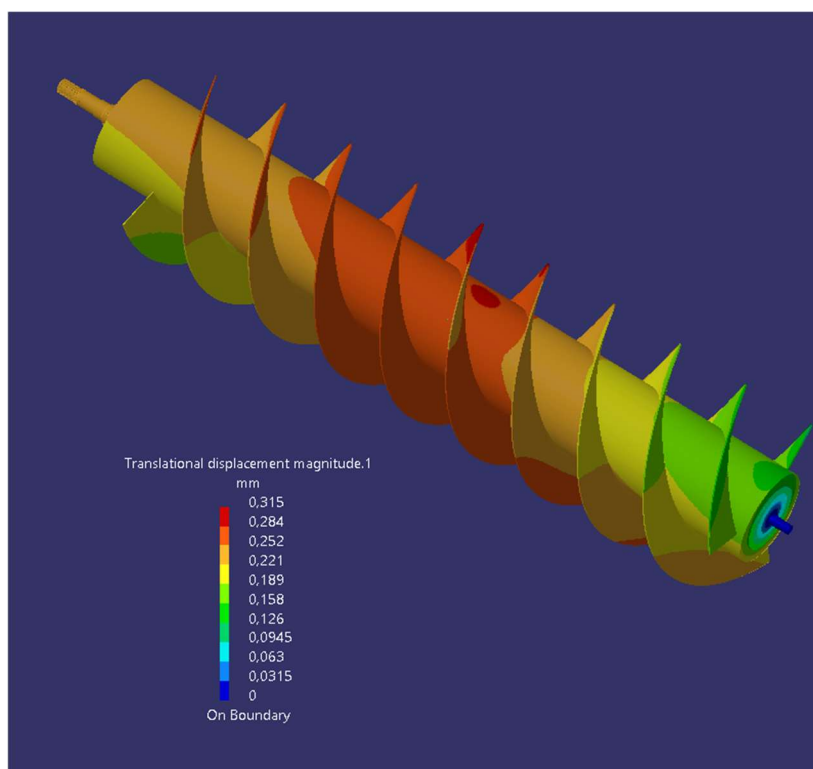
Celý model turbíny, žlabu a všech komponent je na přiloženém usb-flashdisku.

8. Pevnostní analýza

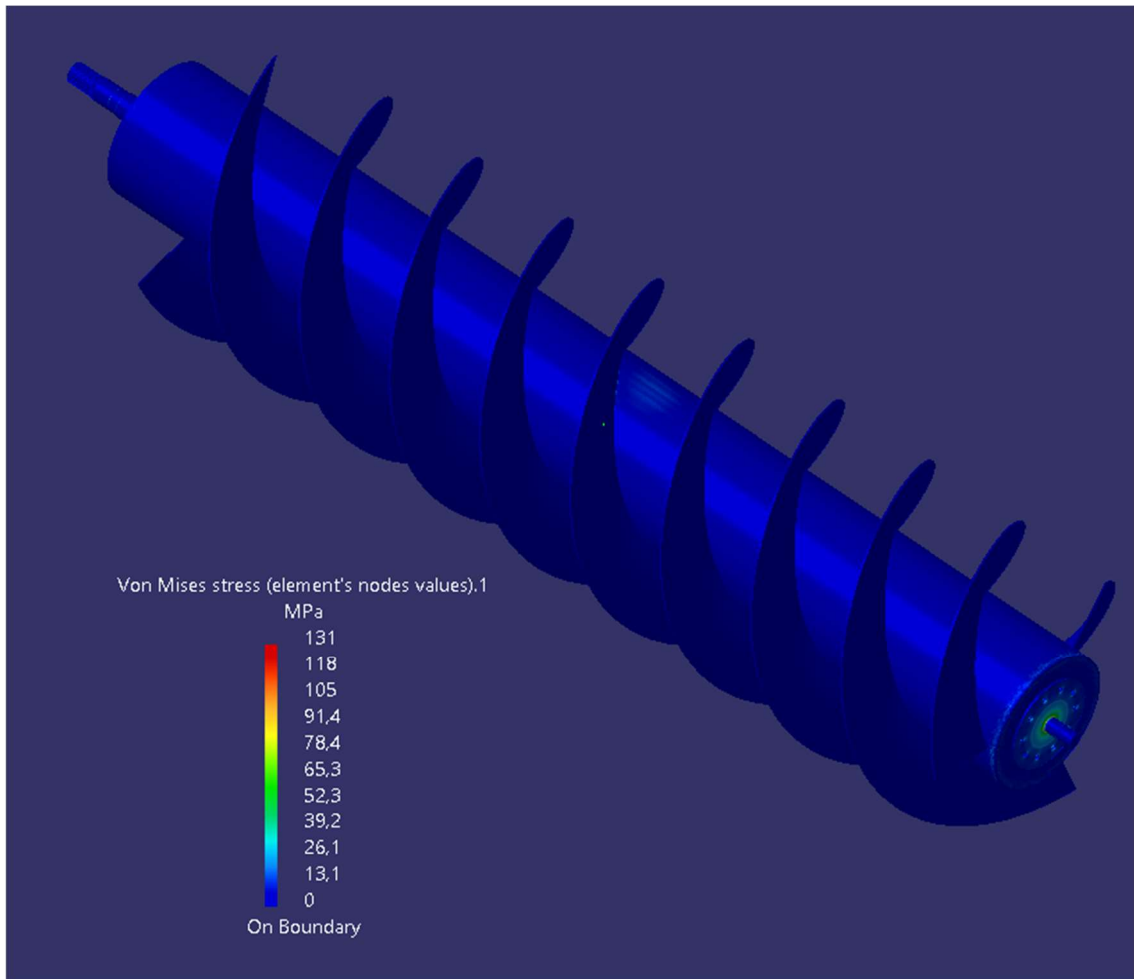
V pevnostní analýze jsem se zaměřil na šnek a komponenty s ním spjaté, které ovlivňují celkový průhyb rotoru. Samotný průhyb nesmí být příliš velký s krajní hodnotou průhybu 4,888mm, což se rovná velikosti mezery mezi rotorem a žlabem. Pro pevnostní analýzu jsem zvolil metodu konečných prvků v programu CATIA s názvem modulu Generative structural analysis, kde jsem zvolil zatížení nejhorsího charakteru, které není ani možné v realitě. Tuto okolnost byla zvolena pro zjednodušení pevnostní kontroly. Prvky pro tuto analýzu jsem zvolil klasické tetrahedrony s různými velikostmi. Volba velikosti tetrahedronu byla omezena na přijatelnou hodnotu s přesností výpočtu 35 %. Další zvyšování přesnosti není za potřeby, protože maximální průhyb vyšel 0,315 mm, což vyhovuje našemu požadavku a dává dostatečný prostor na chybu výpočtu. Výsledek průhybu je vidět na *Obr. 18*.

Dále jsem řešil v pevnostní analýze kontrolu napětí, která také vyšla uspokojivě. Tento výsledek je vidět na *Obr. 19*.

Výhodou pevnostní analýzy je možnost optimalizace konstrukce a případné odhalení konstrukční chyby před výrobou a tím pádem šetření nákladů.



Obrázek 18. Pevnostní analýza průhybu.



Obrázek 19. Pevnostní analýza napětí.

9. Závěr

Tématem mé dlouhodobé praktické maturitní práce byl návrh konstrukce a výpočet vodní turbíny s využitím Archimédova šroubu. Hlavním bodem této práce byl výpočet, který jsem realizoval v bodu Výpočet parametrů turbíny. Zde jsou nejdůležitější hodnoty vodního motoru jako například: vnější průměr šneku=1,18 m, průměr centrální nosné trubky=0,59m, stoupání šnekovice=1,4126 m, poloměr žlabu=0,59488 m, sklon turbíny=30°, počet šnekových listů =3, činná délka šneku=4,159m. Dalším bodem této práce bylo zvolení vhodného konstrukčního provedení, což jsem učinil z načtení různých publikací, návštěvou firmy GESS-CZ a malé vodní elektrárny, která využívá tuto turbínu. Z těchto poznatků jsem vytvořil uložení rotoru, které je ve dvou ložiscích. Jedno je toroidní a druhé soudečkové. Žlab pro turbínu je volen k zabetonování díky svým vlastnostem. Další body mé práce jsou v datech v jednotlivých složkách na přiloženém USB flash disku včetně všech tabulek, modelů, výpočtů a výkresů. Výkresy najdete vytištěné a přiložené v papírové verzi, ale i v digitální verzi. Výrobní výkres byl zvolen na součástku nosné desky s hřídelí spodní. Kdybych na tuto práci měl více času a zdrojů, koupil bych si knihu *Hydropower Screws: Calculation and Optimal Design of Archimedean Screws* a popřípadě by bylo zadání troch jiné, vytvořil bych návrh rovnou na lokaci a poté tento návrh i zrealizoval. Pokud by se ale jednalo jen o znovuprovedení této práce, tak bych volil trochu jiné konstrukční řešení, které umožňuje nastavení mezery mezi šnekem a žlabem. Další úpravou by bylo vyvločkování vany žlabu u tohoto provedení na prodloužení životnosti díla. Celkem moje konstrukční řešení cílilo na co největší životnost a spolehlivost.

10. Seznam použitých zdrojů, tabulek a obrázků

10.1. Seznam použitých zdrojů

- [1] **Hes, Stanislav.** Hydroenergetické využití velmi malých spádů v závislosti na ekonomické efektivitě. Praha: ČVUT v Praze. str. 21. [PDF].
- [2] **WIKIPEDIA.** Hydropower [online]. [cit. 18. března 2025] Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Hydropower#/media/File:Hydroelectric_dam.svg
- [3] **OENERGETICE.CZ.** Turbíny [online]. [cit. 10. března 2025]. Dostupné z: <https://oenergetice.cz/domains/oenergetice.cz/wp-content/uploads/2015/06/turbiny.jpg>
- [4] **MVE.ENERGETIKA.CZ.** Bankiho turbína [online]. [cit. 13. března 2025]. Dostupné z: <https://mve.energetika.cz/primotlaketurbiny/banki.htm>
- [5] **Wikimedia Commons.** Srovnání Kaplanovy turbíny a S-turbíny [online]. [cit. 21. března 2025]. Dostupné z: https://upload.wikimedia.org/wikipedia/commons/1/16/S_vs_kaplan_schnitt_1_zoom.jpg
- [6] Abeceda malých vodních pohonů [online]. [cit. 8. března 2025]. Dostupné na WWW: <http://mve.energetika.cz/>
- [7] **GESS-CZ, s.r.o.** Šneková turbína [online]. Hranice: GESS-CZ, s.r.o., [cit. 9. března 2025]. Dostupné z: <http://www.gess.cz/www/assets/download/prospects/snekova-turbina.pdf>
- [8] **Wikimedia Commons.** Francisova turbína – srovnání [online]. [cit. 24. března 2025]. Dostupné z: https://cs.wikipedia.org/wiki/Francisova_turb%C3%ADna#/media/Soubor:M_vs_francis_schnitt_1_zoom.jpg
- [9] **ANDRITZ Atro.** Hydrodynamické šrouby [online]. [cit. 21. března 2025]. Dostupné z: <https://mienergiasolar.es/documents/oi-atro-hydrodynamic-screws-en.pdf>
- [10] **MAJLING, Eduard.** Archimédův šroub – od čerpadla k turbíně. O energetice [online]. 2015 [cit. 8. března 2025]. Dostupné na WWW: [Archimédův šroub – od čerpadla k turbíně](#)
- [11] Princip šnekové turbíny [online]. [cit. 8. března 2025]. Dostupné na WWW: <http://www.gess.cz/products/snekove-turbiny>
- [12] **SKLENÁŘ, Vít.** Šneková turbína pro MVE. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 29-60 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
- [13] **CHARISIADIS, Christos.** Archimedean Screw Turbine [online]. 2015. [cit. 13. března 2025] Dostupné z: <https://energiazero.org/cartelle/idroelettrico/archimede/Archimedean%20Screw%20Turbine%20book.pdf>
- [14] **SKF.** SKF Product Select [online]. [cit. 13. března 2025] Dostupné z: <https://productselect.skf.com/productselect/index.html#/inputs>

- [15] **MACHÁT, Pavel.** Vodní turbíny a jejich využití [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 32 s. Vedoucí práce Ing. Daniel Hímr. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=7074
- [16] **SALAM, Abdul C. A.; ISSAC, Jeju M.; MARKOSE, Binu.** Numerical Study of Archimedean Screw Turbine [online]. International Research Journal of Engineering and Technology, roč. 5, č. 4, 2018, s. 2401–2405. Dostupné z: <https://www.irjet.net/archives/V5/i4/IRJET-V5I4533.pdf>
- [17] **JIRKŮ, Filip.** Optimalizace nátoku na vodní kolo a jeho vliv na účinnost [online]. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav, 2021. Diplomová práce. Vedoucí práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [18] **MIČÍK, Jaromír.** Vodní turbíny: Učební text SPS [PDF]. [cit. 13. března 2025].
- [19] **MIČÍK, Jaromír.** Konstrukce Kaplanovy turbíny [PDF]. [cit. 13. března 2025].
- [20] **AAG Pumps.** Atro Wasserkraftschnecken [online]. [cit. 10. března 2025]. Dostupné z: <https://wamgroup.de/de-DE/WAMDE/Product/PAE/Wasserkraftschnecken>

10.2. Seznam tabulek

Tabulka 1. Přehled zadaných a volených hodnot.....	25
Tabulka 2. Výpočetní tabulka pro volbu plnění.	28
Tabulka 3. Výsledky s lineární interpolací.....	29

10.3. Seznam obrázků

Obrázek 1. Schéma vodní elektrárny. [2]	10
Obrázek 2. Charakteristika turbín v závislosti na spádu a průtoku. [3]	10
Obrázek 3. Bankiho turbína. [4].....	11
Obrázek 4. Řez kaplanovou turbínou. [5]	12
Obrázek 5. Charakteristika vodních kol v závislosti spádu na průtoku. [6]	14
Obrázek 6. Řez Francisovou turbínou. [8]	15
Obrázek 7. Účinnost vodních motorů v závislosti na průtoku. [9]	16
Obrázek 8. Archimédova turbína. [11].....	18
Obrázek 9. Zabetonovaný ocelový žlab v terénu.	21
Obrázek 10. Samonosný ocelový žlab.....	21
Obrázek 11. (a) Řez vtokovým kanálem (b) řez 3 rovinou. [13]	24
Obrázek 12. Průřez Archimédovým šroubem použitý jako vodní elektrárna. [13].....	24
Obrázek 13. Horní ložisko s uložením. [14]	33
Obrázek 14. Spodní ložisko s uložením čerpano. [14]	34
Obrázek 15. Plošný model trubky z programu CATIA.	36
Obrázek 16. Plošný model šnekovice z programu CATIA.	37
Obrázek 17. Objemový model trubky a šnekovice jako jeden celek.	38
Obrázek 18. Pevnostní analýza průhybu.	39
Obrázek 19. Pevnostní analýza napětí.	40

10.4. Seznam příloh

Výrobní výkres hřídel spodní nosný

Výkres sestavy nosná deska s hřídelí dolní

Výrobní výkres kruhová deska spodní nosná

Výkres sestavy vodního motoru

USB flash disk