



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

NÁVRH VÍROVÝCH TURBÍN PRO ZPRACOVÁNÍ ZBYTKOVÉ HYDRAULICKÉ ENERGIE VODNÍHO DÍLA CHOCERADY

THE DESIGN OF SWIRL TURBINES FOR PROCESSING OF REMAINING HYDRAULIC ENERGY
OF THE HYDRAULIC STRUCTURE CHOCERADY

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. JIŘÍ SEDLÁČEK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. MILOSLAV HALUZA, CSc.

BRNO 2014

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2013/14

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Jiří Sedláček

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Fluidní inženýrství (2301T036)**

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

Návrh vírových turbin pro zpracování zbytkové hydraulické energie vodního díla Chocerady

v anglickém jazyce:

The design of swirl turbines for processing of remaining hydraulic energy of the hydraulic structure Chocerady

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Malá vodní elektrárna Chocerady zpracovává hlavní hydropotenciál pomocí rekonstruované téměř 100 let staré Francisovy turbíny. Na této elektrárně však je v současné době větší průtok než je možné ho Francisovou turbínou zpracovat. Jedná se o dílo s malým spádem a řešení pomocí vírové turbíny by přineslo možnost tuto lokalitu využívat lépe.

Cíle diplomové práce:

Projekčně navrhnout vírovou turbínu (jednu nebo dvě) pro výhodné zpracování zbytkové hydraulické energie. Provést hlavní rozborů za použití křivek trvání průtoku a spádu na této lokalitě.



Seznam odborné literatury:

- [1] Nechleba, M.: Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství. SNTL Praha, 1962.
- [2] Nechleba, M., Druckmuller, M.: Vodní turbíny I. Skripta VUT v Brně, 1990.
- [3] Haluza, M.: přednášky z předmětu Projektování a provoz tekutinových zařízení, akad. rok 2012/2013
- [4] Lengyel, J.:Projektovanie vodných elektrární, skripta SVŠT Bratislava, 1963

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2013/14.

V Brně, dne 22.11.2013



doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan

ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá využitím potenciálu vodních toků. Dále se věnuje vírové turbíně, která je ideálním řešením vodních toků s malým spádem. Hlavním úkolem byl optimální hydraulický návrh vírových turbín na MVE Chocerady.

Součástí diplomové práce je návrh soustrojí, řešení vtoku a vtokových vírů, dále zavzdušňovací ventil a problematika savky. Práce obsahuje návrh řemenového převodu, ale i pevnostní výpočet hřídele a ložisek.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vírová turbína, hřídel, ložiska, řemenový převod.

ABSTRACT

This diploma thesis deals with hydraulic potential energy of water flows. It also deals with Swirlturbine which is used for water flows with low fall. The optimal design of Swirlturbine at hydraulic structure Chocerady was the main part of this diploma thesis.

Part of the diploma thesis is proposal of power plant, solution inlet and inlet swirls, next vent valve and the issue of the draft tube. The thesis includes the proposal of belt gear and strenght analysis of shaft and bearings.

KEYWORDS

Swirl turbine, shaft, bearing, belt gear.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

SEDLÁČEK, J. *Návrh vírových turbín pro zpracování zbytkové hydraulické energie vodního díla Chocerady*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2014. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Čestně prohlašuji, že diplomovou práci *Návrh vírových turbín pro zpracování zbytkové hydraulické energie vodního díla Chocerady*, jsem vytvořil samostatně pod vedením doc. Ing. Miloslava Haluzy, CSc. a pokud jsem čerpal z literárních či odborných zdrojů jiných autorů, všechny jsem je uvedl v seznamu literatury.

V Brně, 26. května 2014

.....
Jiří Sedláček

PODĚKOVÁNÍ

Chtěl bych poděkovat vedoucímu práce panu doc. Ing. Miloslavu Haluzovi, CSc. za ochotu, trpělivost a pomoc při řešení problémů v mé práci, dále panu doc. Ing. Vladimíru Habánovi, Ph.D. a také mojí rodině, která mě po celou dobu studia na vysoké škole podporovala.

OBSAH

1 ÚVOD	10
2 POTENCIÁL VODNÍCH TOKŮ	11
2.1 OSTATNÍ MOŽNOSTI VYUŽITÍ HYDRO POTENCIÁLU VODNÍCH TOKŮ	11
2.2 MOŽNOST VYUŽITÍ POTENCIÁLU V ČR	11
2.3 TYPY VODNÍCH ELEKTRÁREN V ČR	12
2.4 MALÉ VODNÍ ELEKTRÁRNY	12
2.5 VELKÉ ELEKTRÁRNY	13
3 HYDRAULICKÁ PODOBNOST	14
4 VÍROVÁ TURBÍNA	16
4.1 ZÁKLADNÍ PRINCIP VÍROVÉ TURBÍNY	16
4.2 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ VÍROVÝCH TURBÍN	18
5 HYDROLOGICKÉ POMĚRY	21
6 LOKALITA MVE CHOCERADY	22
7 NÁVRH VÍROVÝCH TURBÍN	23
7.1 VHODNÉ USPOŘÁDÁNÍ PRO LOKALITU CHOCERADY	23
7.2 NÁVRH VÍROVÝCH TURBÍN	23
7.3 STANOVENÍ VÝKONU TURBÍN	27
7.4 STANOVENÍ VYROBENÉ ELEKTRICKÉ ENERGIE VÍROVOU TURBÍNOU	28
7.5 SITUACE NA VTOKU	29
7.6 KONTROLA OBĚŽNÝCH KOL NA KAVITACI	29
8 NÁVRH SAVKY	31
9 VTOKOVÉ VÍRY	34
10 NÁVRH ZAVZDUŠŇOVACÍHO VENTILU	36
11 NÁVRH ŘEMENE	39
12 PEVNOSTNÍ VÝPOČET	43
12.1 HŘÍDEL	43
12.2 NÁVRH PERA	44
12.2.1 VÝPOČET PERA POD VÍROVOU TURBÍNOU	44
12.2.2 ULOŽENÍ HNACÍ ŘEMENICE	45
12.3 NÁVRH LOŽISEK	46
12.4 DYNAMIKA HŘÍDELE	50
13 ZÁVĚR	54
SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	56
SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	58
SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK	61
SEZNAM PŘÍLOH	62
PŘÍLOHY	63

1 ÚVOD

Potenciál vodních toků je nejen v České republice, ale i ve světě neustále využívaným cenným přírodním bohatstvím. Je snahou tento potenciál co nejlépe využívat. Vodní díla, která nemají za úkol pouze výrobu elektrické energie, slouží mimo jiné jako rezervoáry pro pitnou vodu, případně mají funkci ochrannou. Jsou navrhována tak, aby potenciál co nejefektivněji využila. V rešeršní části práce je přehled využití potenciálu vodních toků a rozdělení vodních děl. Kapitola také tvoří popis hydraulických podobností, kterých se využívá při návrzích vodních elektráren.

Úkolem této diplomové práce bylo navrhnout optimální variantu použití vírových turbín na vodním díle Chocerady na řece Sázavě. Obec Chocerady, kde se projektované vodní dílo nachází, leží 30 km od Prahy. Obcí Chocerady protéká řeka Sázava, na které je umístěna vodní elektrárna - Vávřův mlýn. Vávřův mlýn má soukromého vlastníka, který se rozhodl pro lepší využití vodního toku protékajícího Vávřovým mlýnem. Ve Vávřově mlýně již více než 100 let vyrábí elektřinu stará Francisova turbína, která nedokáže zpracovat veškerý potenciál, jaký vodní tok nabízí. Vodní elektrárna Chocerady je charakteristická nízkým spádem, avšak dostatečným průtokem vody.

Práce obsahuje také rozbor stávajícího vodního díla, úvahu nad optimálním řešením a výpočet několika variant, které by pro MVE Chocerady byly nejvýhodnější. Požadavkem investora bylo projekčně navrhnout umístění jedné nebo více vírových turbín.

Vírová turbína, pro kterou je hydraulický návrh proveden, byla vyvinuta odborníky na odboru Fluidního inženýrství, Fakulty Strojního inženýrství Vysokého Učení Technického v Brně. Úvodní myšlenku vymyslel prof. Ing. Pochylý, CSc. v roce 2000. Matematický princip vírové turbíny je založen na Eulerově turbínové rovnici (4.1). Princip vírové turbíny spočívá v tom, že kapalina vstupující do oběžného kola vírové turbíny je bez rotace. Vírová turbína je vhodná pro spády od 1 m – 5 m. Specifické otáčky turbíny jsou mezi $950 - 1150 \text{ min}^{-1}$. Při modelových měřeních byla naměřena účinnost okolo 85%, což je oproti Kaplanově turbíně, u které bylo na stejných parametrech naměřeno 70%, výborný výsledek.

Hydraulický návrh obsahuje výpočet několika variant, ze kterých si investor vybíral. Kvůli stávající strojovně, která byla velmi limitujícím faktorem, byla vybrána investorem varianta, která byla dále podrobněji rozpracována. Vybraný návrh je kompromisem mezi možnostmi strojovny a finanční náročností na rekonstrukci a stavbu malé vodní elektrárny.

Práce obsahuje problematiku savky, která je důležitou součástí soustrojí. Při projekčním návrhu turbín je nutné řešit problematiku vtokových vírů. I této kapitole je věnována část práce. Projekt malé vodní elektrárny Chocerady obsahuje i řešení odstavného zařízení, bez kterého by nebylo možné soustrojí odstavit při havárii.

Požadavkem investora nebyl pouze hydraulický návrh, ale bylo zapotřebí navrhnout i řemenový převod, který bude spojovat turbínovou hřídel s hřídelí generátoru. Generátor byl poptán investorem, tudíž řemen byl navržen s ohledem na konstrukci turbíny do stávající strojovny. Jedna z kapitol diplomové práce se zabývá pevnostními výpočty navrhovaného soustrojí.

2 POTENCIÁL VODNÍCH TOKŮ

Vodní toky jsou využívány jako zdroj k získávání elektrické energie. Hydro potenciál vodních toků je cenným bohatstvím každého státu. Na celkové produkci elektrické energie se vodní elektrárny všeobecně podílejí jednotkami procent, stále převažuje výroba elektrické energie v tepelných nebo jaderných elektrárnách.

Výroba elektrické energie z hydroenergetických zdrojů má mnoho výhod oproti výrobě elektrické z jiných zdrojů. Mezi podstatné výhody lze zařadit nevyčerpatelnost zdroje. Zdroj je nezávislý na okolí, provoz díla neznečišťuje okolní prostředí. Vodní díla nedevastují ráz přírody. Jsou bezodpadová. Provoz vodních elektráren je poměrně levný, provozem turbín se neznečišťují spodní vody. Vodní elektrárny se velmi často využívají jako „špičkové“, kdy dokáží při náhlém nedostatku elektrické energie nebo výpadku zdroje elektrické energie vyrábět za velmi krátkou dobu potřebnou elektrickou energii, dodávat ji do sítě a tím zabránit kolapsu energetické soustavy.

Každý stát k využití hydroenergetického potenciálu přistupuje různě. Nejvíce se hydroenergetický potenciál využívá ve vyspělých zemích, kde se ho snaží čerpat mezi 65 až 95%. Tato vysoká procenta zahrnují především projekci a výstavbu nových vodních elektráren. V ČR se hydropotenciál využívá okolo 35%. V ČR nejsou ideální podmínky pro vybudování velkých vodních děl. Požadavky na velká vodní díla jsou větší spády, nebo dostatečné množství protékající vody. Proto celková výroba elektrické energie vodními elektrárnami činila v roce 2012 pouze 4% z celkové produkce elektrické energie. Je snahou alespoň energeticky využít malé vodní toky pomocí malých vodních elektráren. Vodní díla se v našich podmínkách projektují jako zdroje elektrické energie, ale jejími dalšími neméně podstatnými úkoly jsou ochrana proti povodním či jiným nepříznivým vlivům. Často ovšem bývají vodní díla využívána také k rekreaci, či vodní dopravě [2, 12, 13].

2.1 OSTATNÍ MOŽNOSTI VYUŽITÍ HYDRO POTENCIÁLU VODNÍCH TOKŮ

Kromě nejčastějších a nejběžnějších využití energie, stavbou nových malých vodních elektráren (dále již MVE) na vodních tocích se nabízejí i další možnosti pro získání energie [5]:

- 1) Využití retenčních nádrží a rybníků, případně jiných akumulčních nádrží, kde lze získat vhodný rozdíl hladin s měnícím se spádem. Také je možné získat průtočné množství vody vykazující malé změny vyrovnávané retencí nádrže.
- 2) Využití vodárenských objektů, budovaných pro účely zásobování pitnou nebo užitkovou vodou, kde je možné získat téměř konstantní vysoké spády s průtoky bez větších změn.
- 3) Rekonstrukce MVE se zastaralou technologií, což je více než polovina všech MVE v ČR, které jsou provozovány soustrojími z let 1930 – 1950, u kterých je možná modernizace a optimalizace provozu, získání dalšího potenciálu při nízkých nákladech.

2.2 MOŽNOST VYUŽITÍ POTENCIÁLU V ČR

Nyní je v České republice možnost využití vhodných lokalit pro výstavbu velkých vodních elektráren asi vyčerpán. Navíc výstavba velkých vodních děl vždy obnáší velký dopad na životní prostředí. Na druhou stranu stále se naskýtá velké množství lokalit, kde by se dalo využít potenciálu výstavbou malých vodních elektráren. Výhodou menších toků, na kterých by mohly být umístěny MVE je ten, že jejich rozmístění je po celé rozloze

republiky. Díky tomuto faktu je i napojení do elektrické sítě jednodušší v tom, že nezatěžuje přenosovou soustavu vysokými výkony dodávanými do elektrické sítě [4, 5].

2.3 TYPY VODNÍCH ELEKTRÁREN V ČR

V ČR se nacházejí dva typy vodních elektráren - přehradní a přečerpávací. Plní funkci doplňkové k primárním zdrojům elektrické energie. Jsou levným zdrojem elektrické energie, která se spotřebovává v době špičkové spotřeby. Vodní elektrárny nejsou jen zdroje elektrické energie, ale plní i vodohospodářský význam. Stabilizují průtoky vodními koryty, chrání před povodněmi a mají ekonomicky příznivý vliv na plavební možnosti vodních toků.

Přečerpávací vodní elektrárny pracují na principu akumulace hydraulické energie pro pokrytí výkonových špiček v elektrické síti.

Přehradní vodní elektrárny využívají vzdouvacích zařízení. Dělí se na akumulární a průtočné.

Dělení vodních elektráren je dle více kritérií. V práci je však zmíněno pouze dělení dle velikosti instalovaného výkonu. Dělení je uvedeno dle normy Vodního hospodářství ČSN 750128 [2, 5, 6, 12].

- malé vodní elektrárny s instalovaným výkonem do 10 MW,
- střední vodní elektrárny s instalovaným výkonem v rozsahu 10 – 200 MW,
- velké vodní elektrárny s instalovaným výkonem nad 200 MW

Malé vodní elektrárny lze ještě dělit dle normy Vodního hospodářství ČSN 750128 na:

- a) domácí vodní elektrárny s instalovaným výkonem do 35 kW,
- b) vodní mikro elektrárny s instalovaným výkonem mezi 35 – 100 kW,
- c) vodní mini elektrárny s instalovaným výkonem od 100 do 1000 kW,
- d) průmyslové vodní elektrárny s instalovaným výkonem do 10 MW

2.4 MALÉ VODNÍ ELEKTRÁRNY

V České republice je již hydro potenciál pro elektrárny s výkony nad 10MW vyčerpán. Proto je snahou využít vodní toky alespoň pomocí malých vodních elektráren. Stavba MVE s výkony několik kilowattů nevyžaduje velké finanční zatížení, jako u velkých vodních elektráren. Zásah do rázu krajiny je také minimální. Malé vodní elektrárny jsou umístěny na menších tocích, ve kterých se průtok mění v závislosti na úhrnu srážek. Průtok na těchto dílech je ovlivněn také ročním období. Většina těchto elektráren slouží během sezóny jako zásoba užitkové vody. Vzhledem k umístění malých vodních elektráren na menších vodních tocích nejsou tyto elektrárny opatřeny vysokými betonovými hrázemi. Hráze plní funkci zajištění spádu na turbínu.

Všechny malé vodní elektrárny jsou uzpůsobeny daným lokalitám tak, aby byly co nejekologičtější, ale i nejekonomičtější pro dané místo. Vodní elektrárny neprodukují žádné znečišťující prvky do ovzduší, což oproti ostatním obnovitelným zdrojům je výhodou. Mezi další pozitiva lze zařadit nízké nároky na provoz, údržbu a stabilitu výroby elektrické energie (střídání den - noc).

Negativem výstavby elektráren je ekosystém vodních toků. Ekologové poukazují na vytvoření překážek pro migraci ryb a vodních živočichů. Dále se jim nelíbí velký odběr vody, kterým ekosystém také narušují. Majitelé malých vodních elektráren jsou však chráněni vodoprávním a stavebním řízením.

V první polovině 20. století bylo na území našeho státu vybudováno kolem 11 500 vodních elektráren. V padesátých letech téhož století byly však tyto zdroje energie pro socialistický režim nevhodné a byly z velké části zlikvidovány. Počátkem osmdesátých let

20. století bylo malých vodních elektráren pouze 135. V posledních letech však jejich rozvoj vzkvétá. Na počátku roku 2013 bylo v České republice evidováno okolo 1450 MVE s výkonem do 1MW [4, 5, 12].

Důvody častých smluvních sporů investorů MVE s lidmi negativně nahlížejícími na stavbu MVE jsou:

- 1) kontaminování vody ropnými produkty,
- 2) ovlivňování hydrologie vodního toku,
- 3) akustické projevy provozu,
- 4) možné negativní dopady na faunu a flóru,
- 5) vliv realizace stavby na okolní prostředí stavby.

Uvedené smluvní spory lze však řešit citlivostním zohledněním při projekci daného díla [4, 5].

2.5 VELKÉ ELEKTRÁRNY

Velké vodní elektrárny jsou v České republice většinou umístěny na přehradních nádržích. Velkých elektráren se u nás nachází deset (včetně přečerpávacích). Většina leží na řece Vltavě. Nejen tyto velké hydroelektrárny tvoří tzv. Vltavskou kaskádu. Provoz vltavské kaskády je automatický a je řízen z centrálního dispečinku, který má sídlo ve Štěchovicích. Velké vodní elektrárny vlastní ČEZ. Do skupiny velkých vodních elektráren spadají také elektrárny přečerpávací.

Přečerpávací vodní elektrárny pracují na principu akumulace hydraulické energie pro pokrytí výkonových špiček. Při rozdílných odběrech ráno a večer je nutné reagovat na kolísání v elektrické síti. Další rozdíly jsou znatelné v pracovní dny a dny volna. K pokrytí těchto špiček slouží právě přečerpávací vodní elektrárny. U přečerpávacích vodních elektráren je nutná horní a spodní nádrž. Využívají se zde reverzní turbíny, které jsou schopné pracovat jak v turbínovém, tak i čerpadlovém režimu. V době přebytku elektrické energie se voda přečerpává z dolní nádrže do horní. V době nedostatku elektrické energie se zapíná turbínový režim a voda se pouští přes turbínu z horní do dolní nádrže. Tím se vyrábí potřebná elektrická energie. Výhodou přečerpávacích elektráren je rychlé najetí a připojení do sítě s plným výkonem během několika minut. [4, 5, 6].

3 HYDRAULICKÁ PODOBNOST

V hydraulických návrzích lze využívat hydraulickou podobnost. Hydraulicky podobné turbíny lze uvažovat takové turbíny, které mají geometricky podobné tvary. Poměr všech charakteristických rozměrů je konstantní. I hydraulické režimy, ve kterých turbíny pracují, jsou si velmi blízké. Parametry měnící se při přepočtu mohou být: H, Q, n, P, D. V níže uvedených vztazích je zanedbána hydraulická účinnost. Všechny změny vychází z Eulerovy turbínové rovnice. Rozlišujeme několik změn parametru [1, 9].

Vliv změny spádu H

$$D_t = D'$$

D_t ... průměr oběžného kola turbíny

D' ... průměr oběžného kola hydraulicky podobné turbíny

- změna otáček při změně spádu

Ze vzorce pro unášivou rychlost:

$$u = \pi \cdot D \cdot n \tag{3.1}$$

$$\frac{u}{u'} = \frac{\pi \cdot D_t \cdot n}{\pi \cdot D' \cdot n'} \rightarrow \frac{u}{u'} = \frac{n}{n'} \tag{3.2}$$

u ... unášivá rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

n ... otáčky turbíny [min^{-1}]

π ... Ludolfovo číslo [-]

$$\frac{u'}{u} = \frac{n'}{n} = \sqrt{\frac{H'}{H}} \tag{3.3}$$

n' ... otáčky hydraulicky podobné turbíny [min^{-1}]

H' ... spád na hydraulicky podobnou turbínu [m]

- změna průtoku při změně spádu

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{u}{u'} = \sqrt{\frac{H}{H'}} = \frac{n}{n'} \tag{3.4}$$

- vliv změny výkonu při změně spádu

$$\frac{P}{P'} = \sqrt{\frac{H^3}{H'^3}} \tag{3.5}$$

Q' ... průtok hydraulicky podobné turbíny [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

P' ... výkon hydraulicky podobné turbíny [W]

Vliv změny velikosti oběžného kola D

$$H = H'$$

Geometrický tvar a spád na turbínu se zachovávají. Oběžná kola jsou si geometricky podobná. Obvodové, průtočné rychlosti jsou stejné. Rychlostní trojúhelníky geometricky podobných turbín jsou shodné.

$$\frac{n'}{n} = \frac{D}{D'} = \frac{\sqrt{Q}}{\sqrt{Q'}} \tag{3.6}$$

Neméně podstatnou charakteristickou veličinou je rychloběžnost turbíny. Rychloběžnost turbíny je dána měrnými specifickými otáčkami.

$$n_s = 3,65 \cdot \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{H}}} \quad (3.7)$$

n_s ...specifické otáčky [min^{-1}]

4 VÍROVÁ TURBÍNA

Vírová turbína byla v roce 2000 vyvinuta vědci z Odboru fluidního inženýrství Viktora Kaplana Energetického ústavu na Fakultě strojního inženýrství VUT v Brně. Je patentově chráněna. První myšlenky se zrodily v hlavě profesora Ing. Pochylého, CSc., který chtěl svůj nápad zrealizovat. Jeho kolega doc. Ing. Haluza, CSc. navrhl hydraulické řešení oběžného kola a první prototyp 2 lopatové vírové turbíny byl zrealizován.

Vírová turbína je optimální pro využití na menších tocích, tedy na tocích s nižším spádem a vysokou průtočností. Tento spád se pohybuje od 1 - 5m. Specifické otáčky charakterizující vírovou turbínu jsou mezi 950 a 1150 min⁻¹, proto tedy vírovou turbínu lze zařadit mezi rychloběžné turbíny v porovnání s turbínou Kaplanovou. Velkou výhodou této turbíny jsou nízké výrobní náklady. Díky axiálnímu vstupu vody na turbínu odpadá nutnost rozváděcích lopatek, čímž se ušetří výrobní náklady. Účinnost vírové turbíny je vyšší oproti jiným soustrojím na takto malých tocích. Účinnost vírové turbíny se pohybuje okolo 85%. Účinnost Kaplanovy turbíny na takto malých tocích se pohybuje okolo 70%. Nižší investiční náklady také snižuje násoskové uspořádání, díky kterému není třeba tolik stavebních úprav jako při ostatních variantách uspořádání. Vírová turbína podle zkušeností také lépe odolává kavitaci [7, 8].



Obr. 1 Tří lopatové provedení vírové turbíny s 25 % nábojem 3 – VT – 200

4.1 ZÁKLADNÍ PRINCIP VÍROVÉ TURBÍNY

Rovnice, ze které vychází všechny návrhy, se nazývá Eulerova turbínová rovnice:

$$g \cdot H \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad (4.1)$$

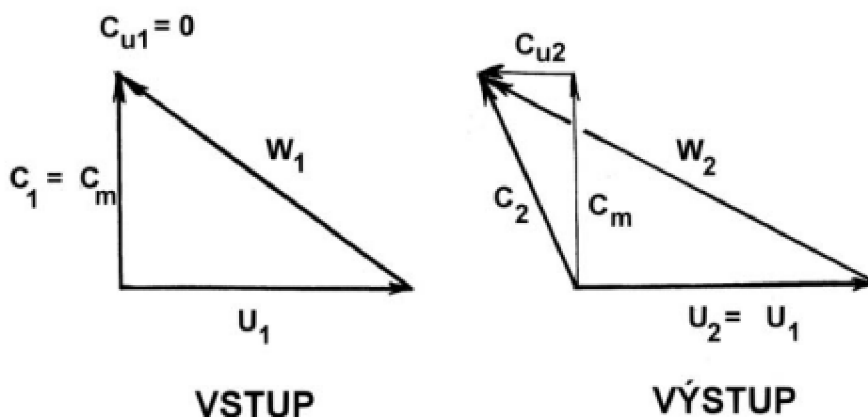
Návrh vírové turbíny má určitou podobnost s návrhem Kaplanovy turbíny. U Kaplanovy turbíny však kapalina vstupuje do oběžného kola s nenulovou rotační složkou c_{u1} , která je dána funkcí rozvaděče. Na výstupu z oběžného kola vystupuje kapalina s velmi malou rotační složkou. Absolutní složku rychlosti na výstupu c_{u2} je možné tedy zanedbat. Z toho faktu vyplývá rovnice sloužící pro návrh Kaplanových turbín:

$$g \cdot H \cdot \eta_h = u_1 \cdot c_{u1} \quad (4.2)$$

Při návrhu vírových turbín vstupuje kapalina do oběžného kola (dále OK) axiálně, tedy složka absolutní rychlosti do unášivého směru c_{u1} je nulová. Turbína tudíž pracuje na jiném principu dle rovnice [8, 9]:

$$g \cdot H \cdot \eta_h = -u_2 \cdot c_{u2} \quad (4.3)$$

Kapalina vystupující z OK má směr opačný k rotaci OK. Proudění kapaliny lze lépe přiblížit pomocí rychlostních trojúhelníků.

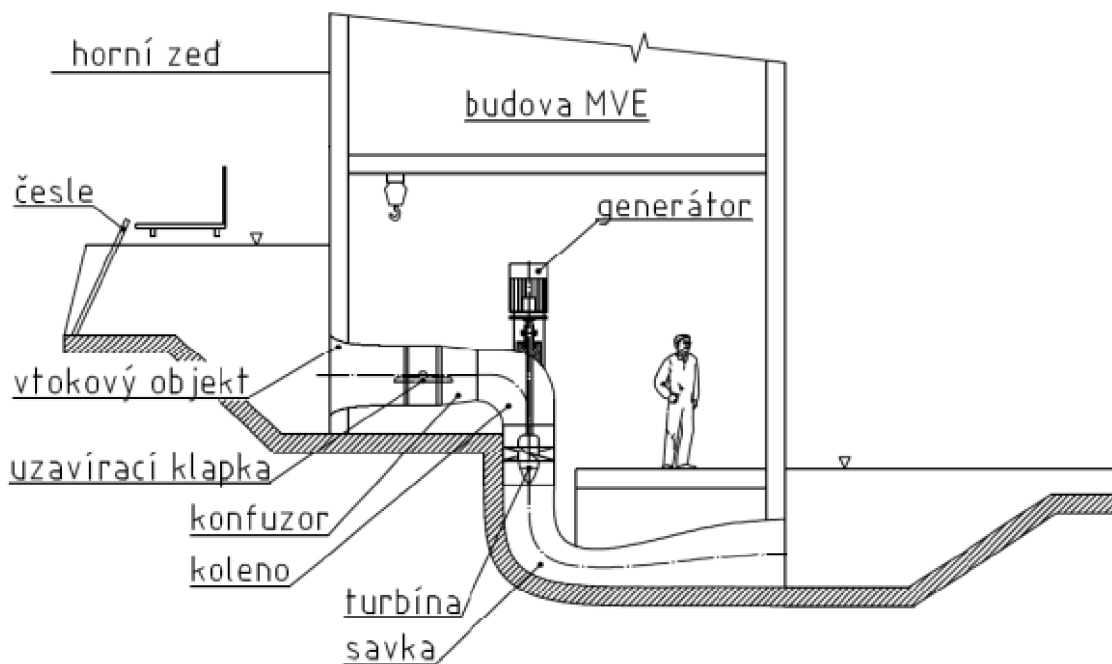


Obr. 2 Rychlostní trojúhelníky charakterizující proudění ve vírové turbíně [10]

4.2 VARIANTY USPOŘÁDÁNÍ VÍROVÝCH TURBÍN

Možné uspořádání vírové turbíny:

1) Vertikální uspořádání vírové turbíny

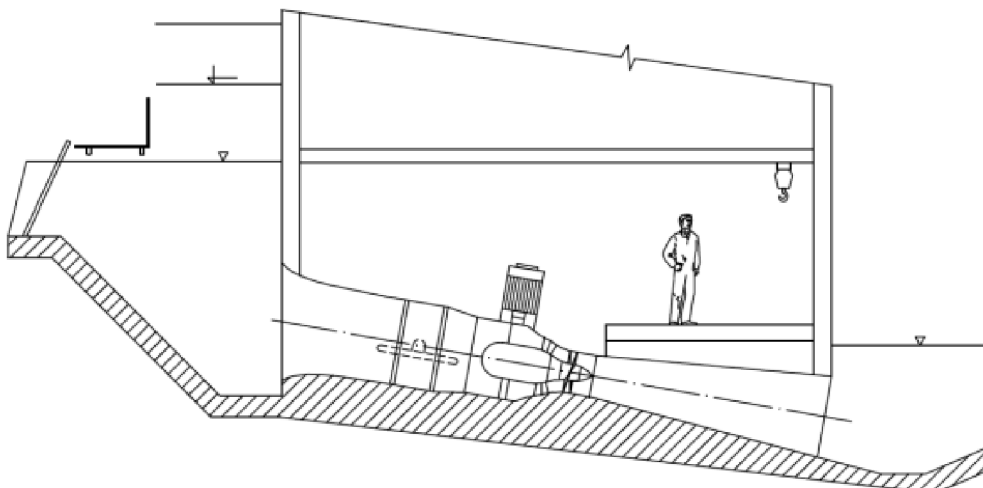


Obr. 3 Vertikální uspořádání vírové turbíny [5]

Charakteristickými znaky pro vertikální uspořádání vírové turbíny je vtokový objekt, uzavírací klapka, koleno, turbínový prostor a prostor za savkou turbíny. Pro toto uspořádání vírové turbíny není změřena modelová charakteristika [5, 9].

Stavební práce, které by byly nezbytné při vertikálním uspořádání vírové turbíny, nejsou malé. Je nutné prohloubit řečiště tak, aby byl splněn navrhovaný spád, tedy příslušné parametry stroje. Díky rozsáhlým stavebním pracím náklady na realizaci díla vzrostou.

2) Přímoproudé uspořádání vírové turbíny



Obr. 4 Přímoproudé uspořádání vírové turbíny [5]

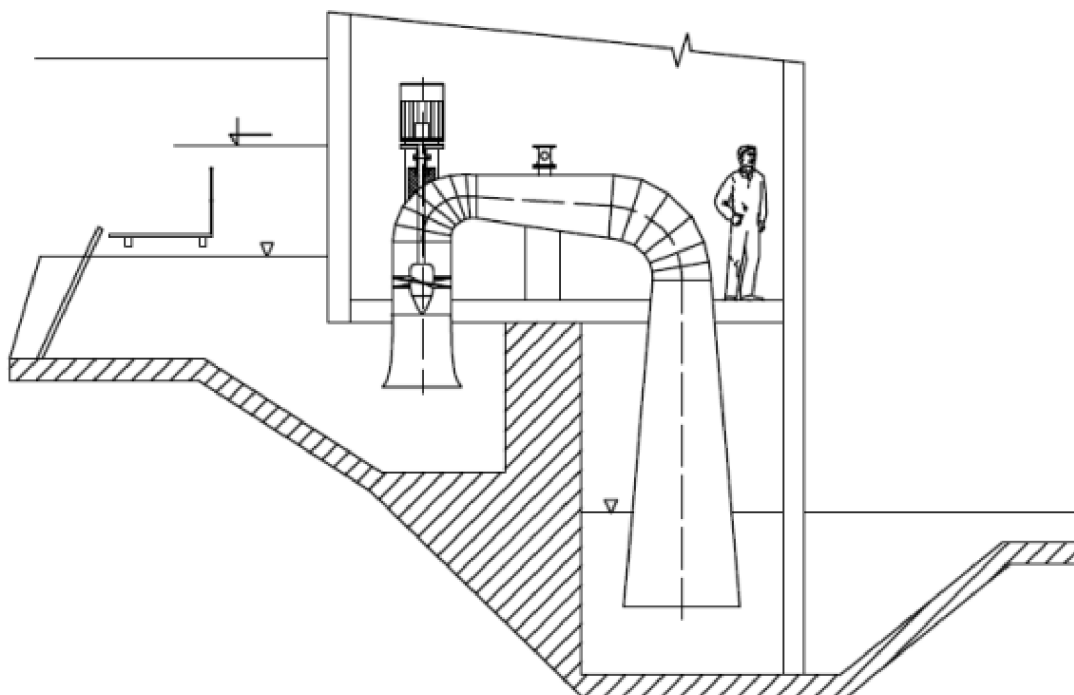
Z Obr. 4 je vidět, že na vstupní průměr přivaděče navazuje klapka, dále difuzor a turbínový prostor se sací troubou. Modelové charakteristiky naměřené na vírové turbíně odpovídají přímoproudému uspořádání.

Výhodou pro přímoproudé uspořádání je velmi jednoduchá kuželová savka. Při projekci je třeba dbát na instalaci uzavíracího zařízení na výstupu ze savky. Lze použít například stavidlový uzávěr. Stavidlový uzávěr se uzavírá společně s uzavírací klapkou při odstávkách turbíny. Voda při odstávkách turbíny bude z turbínového prostoru odčerpána tak, aby byla možnost bezproblémové údržby stroje.

Jako nevýhodu lze uvést finanční náročnost celkové konstrukce turbíny. Při příznivých rozměrech generátoru a tělesa turbíny je možné odstranit kuželový převod. Generátor je umístěn v tělese turbíny v přímém napojení na vírovou turbínu. Mimo těleso by byla odvedena pouze elektrická energie.

U přímoproudé varianty vírových turbín je nutné usadit celé soustrojí níže, tak aby byl dodržen spád. Stavební práce jsou srovnatelné s pracemi u vertikálního uspořádání. K proplachu nečistot z přívodního koryta se využívá jalové propusti [5, 9].

3) Násoskové uspořádání



Obr. 5 Násoskové uspořádání [5]

Násoskové uspořádání je ekonomicky nejméně náročné z hlediska stavebních úprav. Odpadá nutnost velmi drahé uzavírací klapky, pomocí které se odstavují turbíny ve výše uvedených uspořádáních. Zde se provádí odstavení pomocí zavzdušňovacího ventilu.

Na konci přívodního kanálu je třeba postavit jez, na kterém bude umístěna vírová turbína. Velmi důležitou součástí celého soustrojí je vhodně navržený přechodový díl, ve kterém nesmí docházet k odtržení vodního sloupce. Odtržení vodního sloupce je nežádoucí jev, který má za následek snížení účinnosti. Oběžné kolo vírové turbíny se musí nacházet pod vodní hladinou. Rozjezd turbíny musí být v čerpadlovém provozu, kdy se využívá samonasávací schopnosti, při které je voda nasávána do soustrojí. Po nasátí vody přechází provoz plynule do turbínového režimu. Způsob najetí turbíny do provozu je ekonomicky nenáročný.

Zavzdušňovací ventil (případně jiné zařízení), který slouží k odstavení soustrojí, je důležité správně dimenzovat. Ventil musí být schopen odstávky turbíny, aniž by došlo k defektu na turbíně při průběžných otáčkách.

Vírová turbína ovšem nedosáhne oproti přímoproudé variantě při násoskovém uspořádání tak vysoké účinnosti. Rozdíl v účinnosti je mezi 5 – 10%. Menší vstupní investiční náklady na přestavbu stávající strojovny kompenzují celkovou nižší účinnost soustrojí [5, 9].

5 HYDROLOGICKÉ POMĚRY

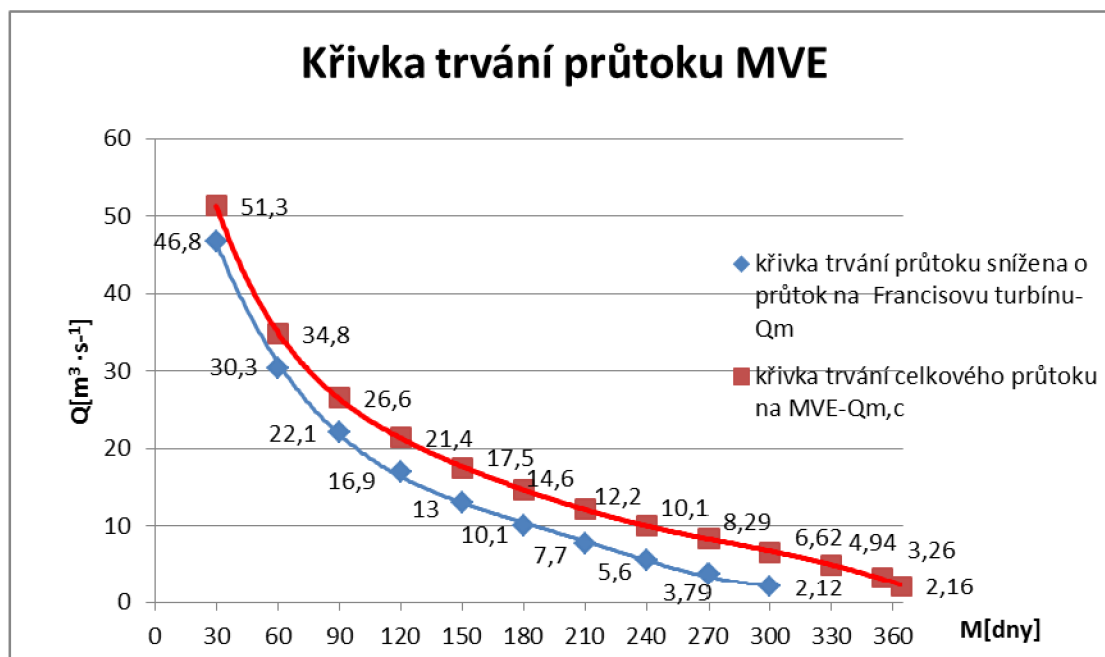
MVE Chocerady se nachází na 43,559 říčním kilometru řeky Sázavy, na jejím pravém břehu v budově bývalého Vávra mlýna. Pramen řeky Sázavy je v okolí Nové Huti, která se nachází v oblasti CHKO Žďárské vrchy. Řeka Sázava se na svém ústí vlévá do řeky Vltavy, která protéká hlavním městem - Prahou. Na MVE Chocerady je již přes 100 let umístěna vertikální Francisova turbína, která nedostačuje svou hltností efektivně využívat Vávru mlýn. Vlastník se rozhodl lépe využít hydrologicky dané vodní dílo.

vodní tok:	Sázava
hydrologické číslo povodí:	1 – 09 – 03 – 117
profil:	jez Chocerady ř. km 43,559
plocha povodí (A):	3718,847 km ²
průměrná dlouhodobá roční výška srážek (Pa):	679 mm
průměrný dlouhodobý roční průtok (Q):	22,05 m ³ ·s ⁻¹
třída spolehlivosti:	III.

M	[dny]	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300	330	355	364
Q _{m,c}	[m ³ ·s ⁻¹]	51,3	34,8	26,6	21,4	17,5	14,6	12,2	10,1	8,29	6,62	4,94	3,26	2,16
Q _m	[m ³ ·s ⁻¹]	46,8	30,3	22,1	16,9	13	10,1	7,7	5,6	3,79	2,12	4,94	3,26	2,16

Tab. 1 Vstupní hodnoty Q_{m,c} v závislosti na dnech M

Celkový průtok na MVE je Q_{m,c}. Na celoroční provoz navrhované vírové turbíny je nutné odstavit Francisovu turbínu ve 300 dnech, tak aby požadovaný průtok (Q_m) na vírovou turbínu byl dostačující.

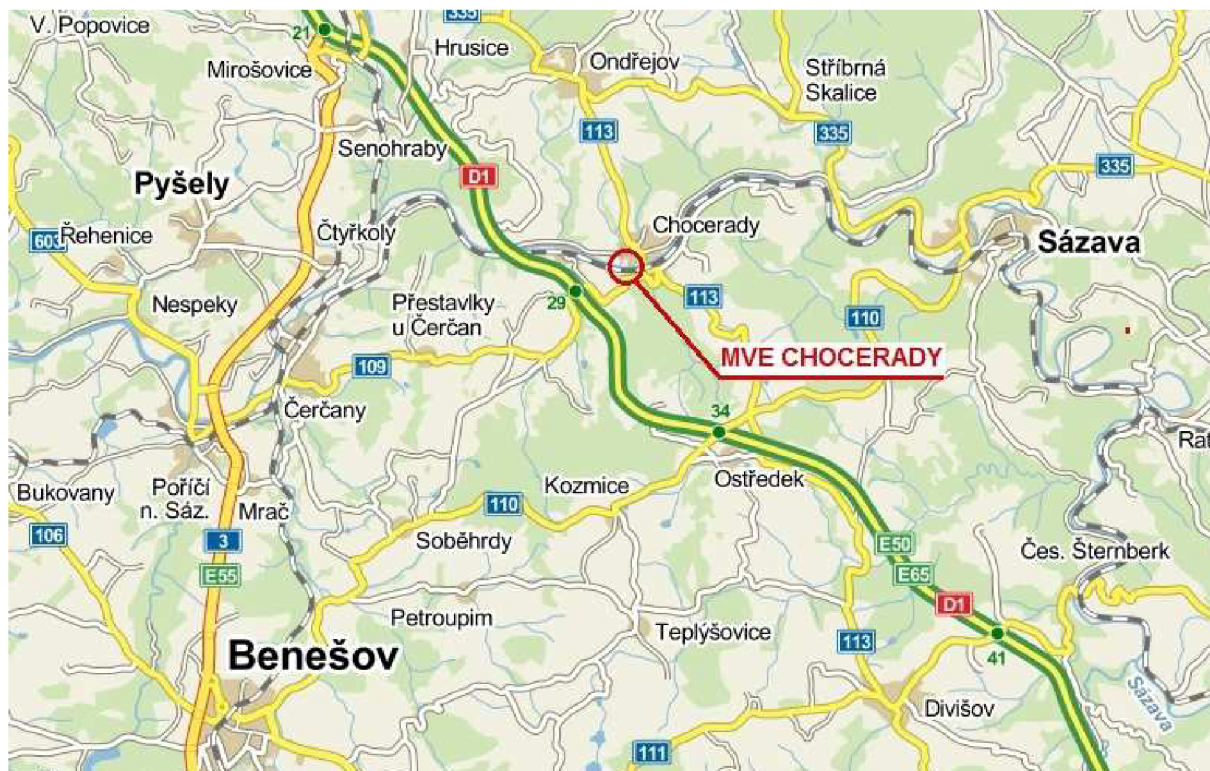


Graf 1 Křivka trvání průtoku MVE Chocerady

Údaje zaslal Český hydrometeorologický ústav s pobočkou v Praze a jsou z roku 2012.

6 LOKALITA MVE CHOCERADY

V MVE Chocerady se nachází více než 100 let stará Francisova turbína. Z důvodu většího množství protékané vody, než je možné Francisovou turbínou pojmout, se majitel této lokality rozhodl pro lepší energetické využití daného vodního toku. Problémem MVE není průtok, ale velmi nízký spád. Návrh vírových turbín je ideální volbou, jak danou lokalitu energeticky lépe využít. MVE leží na pravém břehu řeky Sázavy.



Obr. 6 Umístění MVE Chocerady [11]

7 NÁVRH VÍROVÝCH TURBÍN

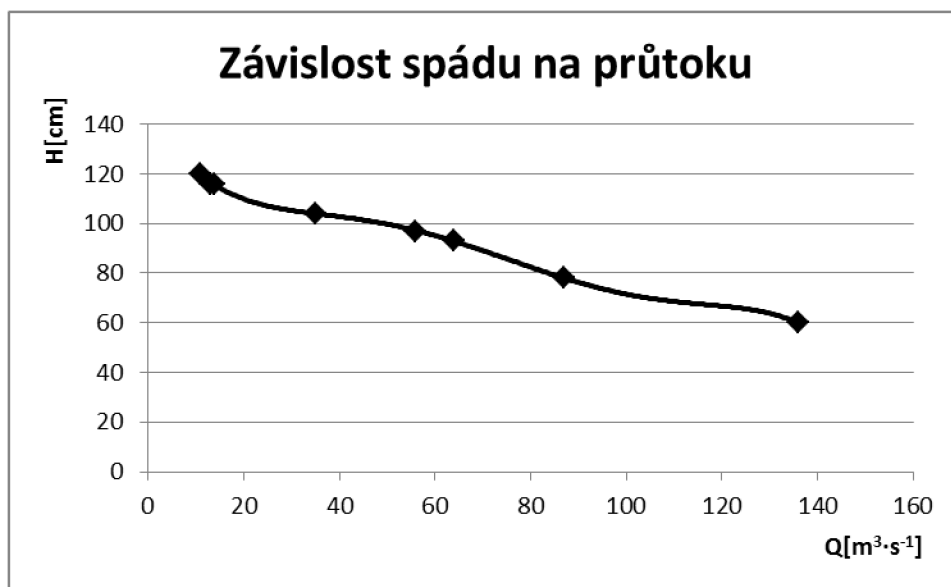
7.1 VHODNÉ USPOŘÁDÁNÍ PRO LOKALITU CHOCERADY

V kapitole 4.2 se nachází velmi stručné charakteristiky pro uspořádání vírových turbín. Volba vertikálního uspořádání vírových turbín není pro lokalitu Chocerady možná, protože nejsou pro dané uspořádání naměřena modelová měření. Turbíny ve vertikálním uspořádání nespĺňují hydraulickou podobnost, pracovaly by tedy při odlišných provozních hodnotách.

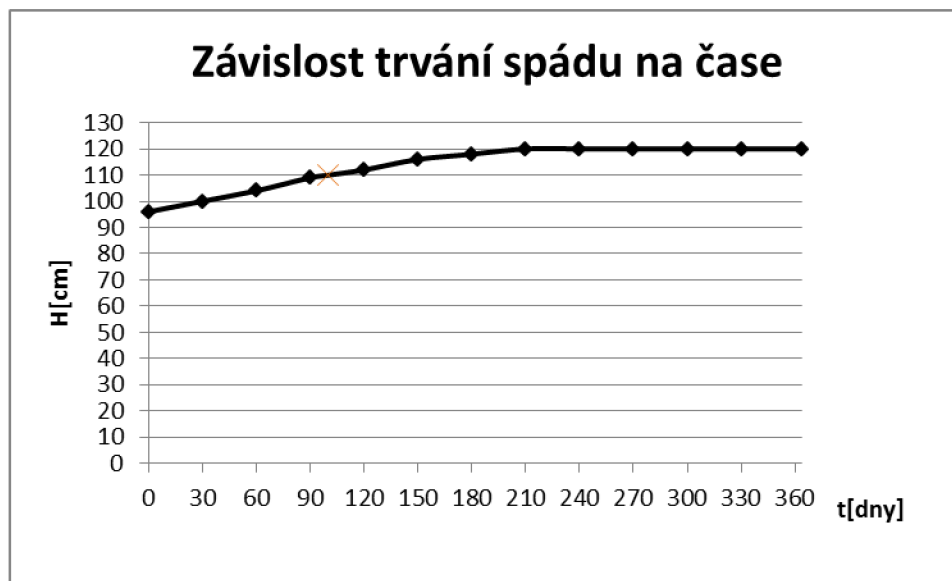
Přímoproudá varianta by na lokalitu Chocerady byla nejvhodnější. Množství vyrobené elektrické energie by bylo větší v porovnání s násoskovým uspořádáním. Velmi limitujícím parametrem je stávající strojovna. Investor požadoval co nejvyšší výkon daného/ých soustrojí, avšak nebyl schopen sdělit, jestli je možné usadit soustrojí tak hluboko, aby byl daný spád dodržen. Omezujícím parametrem byly základy strojovny, od kterých bohužel nemá výkresovou dokumentaci. Po dohodě bylo rozhodnuto, že varianta výstavby MVE Chocerady bude v násoskovém uspořádání, které je nejvhodnějším a také nejméně ekonomicky náročným řešením.

7.2 NÁVRH VÍROVÝCH TURBÍN

Návrh řešení vychází z křivky trvání průtoku. Investorem byla změřena závislost spádu na průtoku v místě umístění vírových turbín. Z těchto závislostí byla vytvořena křivka trvání spádu. Křivka znázorňuje závislost velikosti spádu na dnech během roku. Grafy jsou vypracovány pomocí programu Microsoft Excel.



Graf 2 Závislost spádu na průtoku



Graf 3 Závislost trvání spádu na čase pro MVE Chocerady

Následný postup spočívá ve volbě návrhového bodu. Návrhový bod se volí mezi 90 – 120 dni. V této práci byl zvolen návrhový bod 100 dní. Tomuto návrhovému bodu odpovídá určitý průtok, který je roven $Q = 1,5913\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Danému průtoku odpovídá v charakteristice spád. Návrhový bod je v grafu označen hvězdičkou. Hodnoty, odečtené v grafu jsou podstatnými veličinami pro výpočet výkonu turbíny v daném čase. Z vypočteného výkonu a doby provozu turbíny se stanoví vyrobená elektrická energie za jeden rok. V návrhu je uvažováno i s dvacetidenní odstávkou, která má sloužit především pro kontrolu soustrojí, případné odstranění drobných vad. Podstatou návrhu je nalézt takové řešení turbín, aby hydroenergetický potenciál vodního toku byl během roku co nejlépe využit.

Turbíny jsou navrženy jako neregulační. Z důvodu nejlepšího využití hydroenergetického potenciálu toku by bylo vhodné použít více vírových turbín. Bohužel limitním kritériem je stávající strojovna a její rozměry.

Při návrhu se vycházelo z charakteristik naměřených na modelu 3 – VT – 200 v přímoproudém uspořádání. Charakteristiky jsou uvedeny v příloze č. 2. Je tedy nutné uvažovat hodnoty výkonu a celkové vyrobené elektrické energie nižší o 5 – 10% než je v práci uvedeno.

Nejprve byly stanoveny z modelových charakteristik pro vírovou turbínu 3 – VT – 200 (označení: 3 - počet lopat – VT - vírová turbína – 200 - průměr oběžného kola v mm) pro návrhový bod následující hodnoty:

$$n_{11} = 170 \text{ min}^{-1}$$

$$Q_{11} = 2,1\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$\eta_M = 75,5\%$$

$$H_M = 1,5\text{m}$$

Po té byl z křivky trvání průtoku stanoven spád na navrhované vírové turbíny stanoven na $H = 1,1\text{m}$. Daný spád odpovídá hodnotě při 100 dnech.

Výchozím krokem pro výpočet byly vzorce pro jednotkové otáčky:

$$n_{11} = \frac{n_t \cdot D_t}{\sqrt{H}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (7.21)$$

a jednotkový průtok:

$$Q_{11} = \frac{Q_t}{D_t^2 \cdot \sqrt{H}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7.22)$$

Pro použití vzorce pro jednotkové otáčky bylo zapotřebí znát rozměry oběžných kol turbín. Po domluvě s investorem, byly vypočteny následující typy:

- a) 3 – VT – 800
- b) 3 – VT – 600
- c) 3 – VT – 850

Následující návrh spočíval ve výpočtu průtoku na jednotlivé turbíny. Tento výpočet se provedl pomocí rovnice 7.22. Z rovnice je zřejmé, že daný průtok závisí na průměru oběžného kola turbíny.

Uvedený výpočet veličin je pouze pro oběžné kolo 850mm.

$$Q_{11} = \frac{Q_t}{D_t^2 \cdot \sqrt{H}} \rightarrow Q_t = Q_{11} \cdot D_t^2 \cdot \sqrt{H} = 2,1 \cdot 0,85^2 \cdot \sqrt{1,1} = 1,5913 \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$n_{11} = \frac{n_t \cdot D_t}{\sqrt{H}} \rightarrow n_t = \frac{n_{11} \cdot \sqrt{H}}{D_t} = \frac{170 \cdot \sqrt{1,1}}{0,85} \approx 210 \text{min}^{-1}$$

Po určení základních parametrů návrhového bodu turbíny byla vytvořena tabulka. V tabulce jsou uvedeny vypočítané hodnoty pro spády zvolené na základě křivky Q – H dodané investorem.

D	H	Q	n	n₁₁	Q₁₁	H	η_{Hutton}	P
[m]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[m ³ ·s ⁻¹]	[-]	[-]	[W]
0,85	1,2	1,6225	210	163	2,05	0,760	0,7990	15262
	1,1	1,5913		170	2,10	0,755	0,7940	13635
	1,0	1,5895		179	2,20	0,753	0,7920	12350
	0,9	1,5422		188	2,25	0,747	0,7860	10703
	0,8	1,4734		200	2,28	0,739	0,7780	8997
	0,7	1,4508		213	2,40	0,719	0,7580	7552
	0,6	1,3991		230	2,50	0,699	0,7380	6078

Tab. 2 Tabulka vypočtených výkonů pro oběžné kolo průměru 850mm

K daným spádům, které jsou uvedeny v tabulce 2, jsou dopočteny výkony turbíny. Vypočtený průtok byl určen pomocí vzorce pro jednotkový průtok. Ve čtvrtém sloupci se nachází otáčky, na kterých bude turbína provozována. Tyto otáčky jsou konstantní pro všechny spády. Hodnota otáček $n = 210 \text{min}^{-1}$ byla vypočtena pro návrhový bod. Dle návrhového bodu jsou tyto otáčky voleny během celého roku. Návrhový bod je v tabulce vyznačen. Hodnoty jednotkových průtoků a modelových účinností se odečetly

z naměřených charakteristik 3 – VT – 200. Pro výpočet výkonu ovšem nedostačuje modelová hydraulická účinnost. Účinnost je zapotřebí přepočítat na reálné dílo.

Pro přepočet modelové účinnosti je použit Huttonův vztah pro skutečnou účinnost turbíny [9]:

$$\eta_{st} = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{D_M}{D_t} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{Y_M}{Y_T} \right)^{0,1} \right] \quad [\%] \quad (7.23)$$

$$Y_M = H_M \cdot \rho \quad [\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}] \quad (7.24)$$

Po úpravě měrné energie dostáváme vztah:

$$\eta_{st} = 1 - (1 - \eta_M) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{D_M}{D_t} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{H_M \cdot \rho}{H \cdot \rho} \right)^{0,1} \right],$$

pak pro návrhový bod dostáváme skutečnou účinnost

$$\eta_{st} = 1 - (1 - 0,755) \cdot \left[0,3 + 0,7 \cdot \left(\frac{0,2}{0,85} \right)^{0,2} \cdot \left(\frac{1,5}{1,1} \right)^{0,1} \right] = 0,7940 \approx 79,40\%$$

Rozdíl mezi skutečnou účinností dle Huttona a účinností naměřenou na modelu se stanoví:

$$\Delta\eta = \eta_{st} - \eta_m \quad (7.25)$$

$$\Delta\eta = 0,794 - 0,755 = 0,039 \approx 3,9\%$$

Rozdíl mezi skutečnou účinností a účinností naměřenou na modelu je nutné přičíst ke každé účinnosti odečtené z grafu modelového měření turbíny 3 – VT - 200.

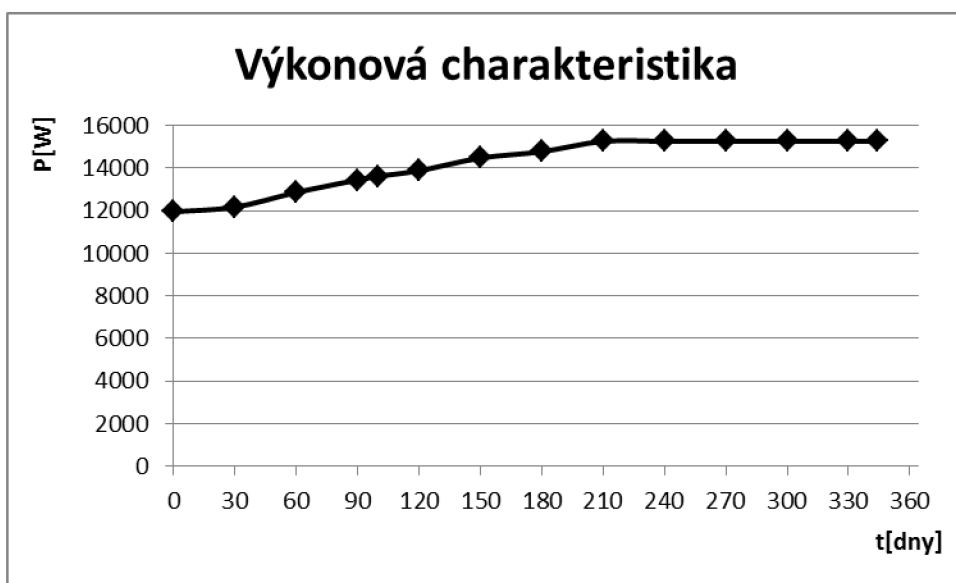
Účinnosti η_{Hutton} jsou uvedeny v předposledním sloupci. Hodnoty η_{Hutton} jsou účinnosti reálných vírových turbín. Přepočet vznikl tak, že k modelovým účinnostem je přičten rozdíl $\Delta\eta$. Obdobné tabulky byly provedeny i pro oběžná kola průměru 600 a 800mm. V práci však nejsou uvedeny.

7.3 STANOVENÍ VÝKONU TURBÍN

Z křivek trvání spádu, trvání průtoku byly vytvořeny další tabulky potřebné pro návrh vírových turbín. Práce obsahuje tabulku výkonů, ale i výkonovou charakteristiku pro oběžné kolo o průměru 850mm. Hodnoty výkonu jsou zaokrouhleny na celá čísla.

t	H	Q	P
[dny]	[m]	[m ³ ·s ⁻¹]	[W]
30	0,986	1,5895	12174
60	1,041	1,5902	12864
90	1,088	1,5910	13450
100	1,100	1,5913	13622
120	1,118	1,5944	13882
150	1,157	1,6069	14477
180	1,175	1,6147	14779
210	1,200	1,6225	15262
240	1,200	1,6225	15262
270	1,200	1,6225	15262
300	1,200	1,6225	15262
330	1,200	1,6225	15262
344	1,200	1,6225	15262

Tab. 3 Tabulka odpovídající velikosti výkonu v závislosti na čase



Graf 4 Křivka závislosti výkonu turbíny na dnech pro MVE Chocerady

Pro stanovení celkové vyrobené elektrické energie je možné použít například Lichoběžníkovou metodu, která je početní nebo lze použít metodu grafickou. Projekt byl řešen pomocí metody grafické (konkrétně programem Autocad), kdy byla vypočtena plocha pod křivkou. Následně byla přepočtena na roční výkon turbíny.

Tyto charakteristiky byly vytvořeny pro turbíny:

- a) 1 x 3 – VT – 800
- b) 2 x 3 - VT – 600
- c) 1 x 3 – VT – 850

7.4 STANOVENÍ VYROBENÉ ELEKTRICKÉ ENERGIE VÍROVOU TURBÍNOU

V projekčním návrhu byly upřednostněny zvolené vírové turbíny, tudíž pokud by při návrhu byl nedostatek vody, byla by zastavena stará Francisova turbína. Níže jsou uvedeny číselné hodnoty ročních výkonů navrhovaných turbín. Hodnoty ročních výkonů byly zapsány do tabulek pomocí programu Microsoft Excel. V prvních řádcích je vždy uvedena číselná hodnota plochy pod výkonovou křivkou. Při výpočtu bylo nutné uvažovat přepočet, kdy $1\text{kWh}=3600\text{kJ}$. Následně byla spočtena celková plocha (v případě více turbín), která byla násobena 24, což odpovídá počtu hodin v jednom dni. Celkový roční výkon pro dané turbíny je uveden v posledním řádku. Tato hodnota je uvedena v MWh, což je standartní jednotka. Jedná se pouze o hodnotu, jaký maximální možný výkon lze vyrobit kombinací turbín. Neuvažují se zde účinnosti generátoru, převodu, atd.

1. vírová turbína		
S_1	4344	kW/dny
$S=S_1$	4344	kW/dny
roční výkon	104256	kWh
roční výkon	104,256	MWh

Tab. 4 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 800

1. vírová turbína		
S_1	2428	kW/dny
$S=S_1$	2428	kW/dny
roční výkon	58272	kWh
roční výkon	58,272	MWh

Tab. 5 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 600

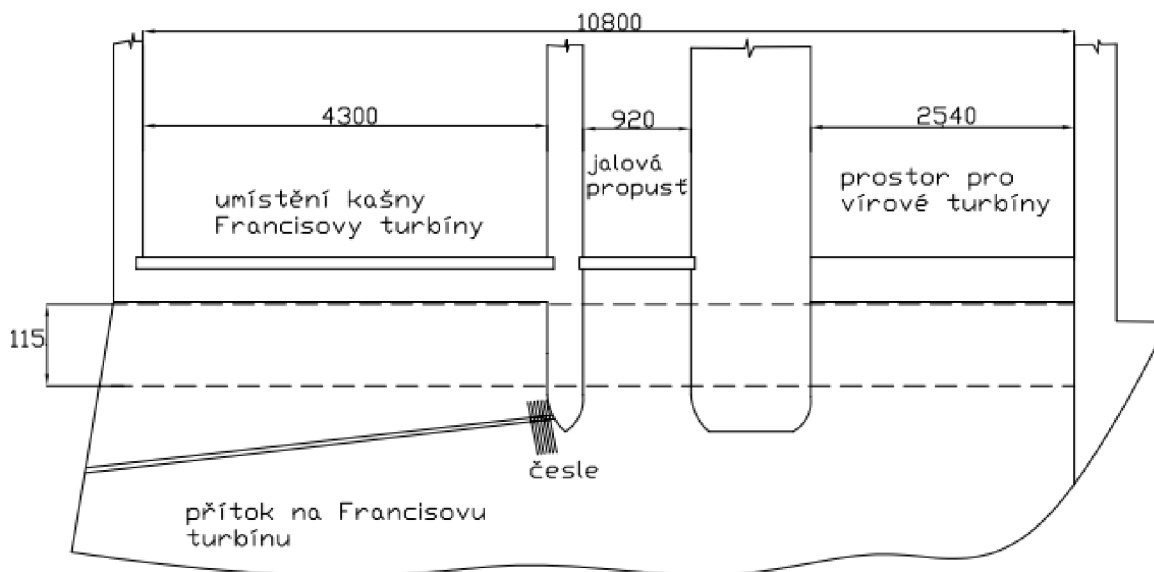
1. + 2. vírová turbína		
S_1	2428	kW/dny
S_2	2428	kW/dny
$S=S_1+S_2$	4856	kW/dny
roční výkon	116544	kWh
roční výkon	116,544	MWh

Tab. 6 Vyrobená el. energie turbínou 2 x 3 – VT – 600

1. vírová turbína		
S_1	4907	kW/dny
$S=S_1$	4907	kW/dny
roční výkon	117768	kWh
roční výkon	117,768	MWh

Tab. 7 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 850

7.5 SITUACE NA VTOKU



Obr. 7 Situace na vtoku MVE Chocerady

Z obrázku vyplývá, že varianta použití více turbín v MVE Chocerady není možná a to z důvodu nedostatku místa. Protékající vody Vávrovým mlýnem je dostatek i pro tři turbíny s velikostí oběžného kola 600mm, avšak rozměry stávající strojovny jsou limitující. Po konzultaci s investorem byla vybrána varianta 3 – VT – 850.

7.6 KONTROLA OBĚŽNÝCH KOL NA KAVITACI

Při projekčním návrhu vodního stroje je třeba dbát také na odolnost proti kavitaci. Je třeba předejít kavitacnímu opotřebení lopatek. Základní úvahou pro správný chod stroje je umístění oběžných lopatek nad nebo pod hladinu spodní vody v elektrárně [5].

Podmínka bezkavitačního provozu je: $p_{\min} > p_{va}$, kde vyplývá výpočet pro statickou sací výšku [9]:

$$H_s \leq H_b - \sigma \cdot H \quad (7.61)$$

Barometrický tlak redukováný o hodnotu tlaku nasycených par kapalin vyjádříme [9]:

$$H_b = 10 - \frac{z_R}{850} \quad (7.62)$$

Při projekčním návrhu se volí kavitační jistota od 0,5 do 2 metrů. Pro správné stanovení sací výšky využíváme navíc ještě 30% Thomova kavitačního součinitele. Pak vztah pro správné určení vypadá [9]:

$$H_s \leq H_b - (1,3\sigma \cdot H + h_j) \quad (7.63)$$

V manipulačním řádu MVE Chocerady se uvádí hydrostatická výška jezu na kótě 275,85m. n. m. Umístíme-li turbínu 1,35m pod tuto hranici, pak:

$$z_R = 274,5 \text{ m. n. m.}$$

$$H_b = 10 - \frac{z_R}{850} = 10 - \frac{274,5}{850} = 9,677 \text{ m}$$

kavitační jistota volena na $h_j = 0,5 \text{ m}$

Thomův součinitel σ byl určen z charakteristik, které byly naměřeny na modelu turbíny.

Thomův součinitel $\sigma = 2,3$

Spád na turbínu $H = 1,1$ m

Správná statická výška se tedy vypočte:

$$H_s \leq H_b - (1,3\sigma \cdot H + h_j) = 9,677 - (1,3 \cdot 2,3 \cdot 1,1 + 0,5) = 5,888m$$

8 NÁVRH SAVKY

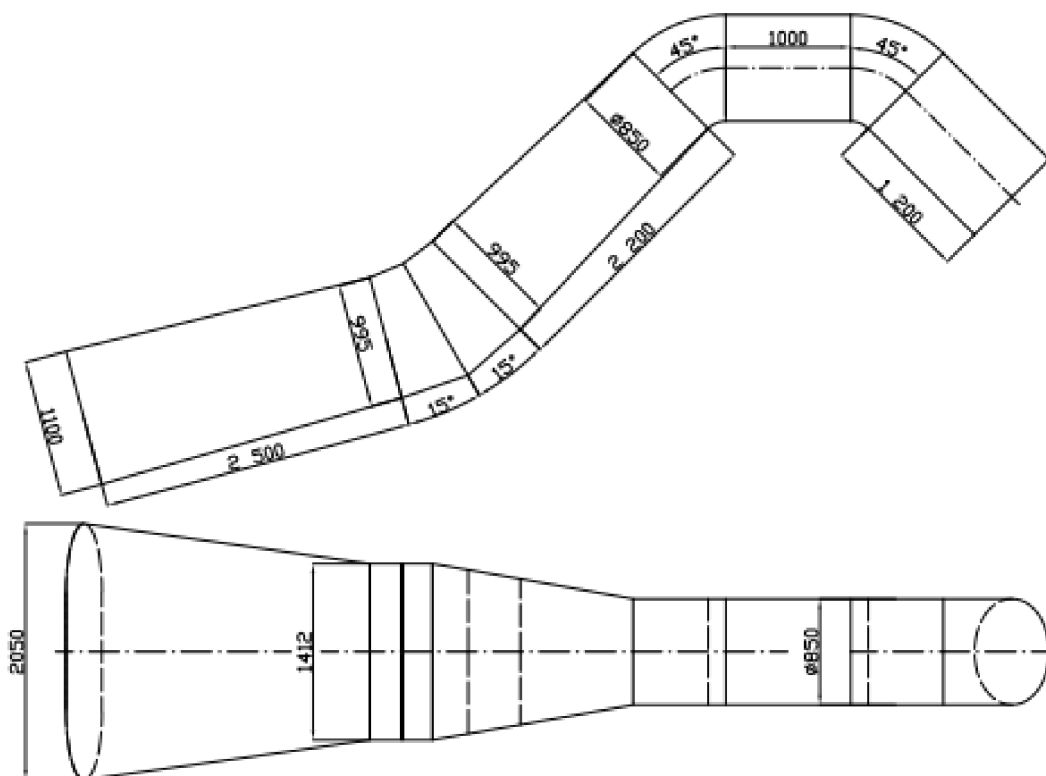
Funkce savky spočívá v odvodu vody z turbíny. Voda je odváděna z turbíny tak, aby se co nejlépe využil celkový užitečný spád a zároveň se využila kinetická energie ve prospěch účinnosti.

Kinetická energie, kterou je snaha co nejlépe využít, je dána rozdílem energie na výstupu z oběžného kola a výstupu ze savky. Savce je však nutné ponechat zbytkovou kinetickou energii, která slouží k odvodu vody z elektrárny zpět do řečiště.

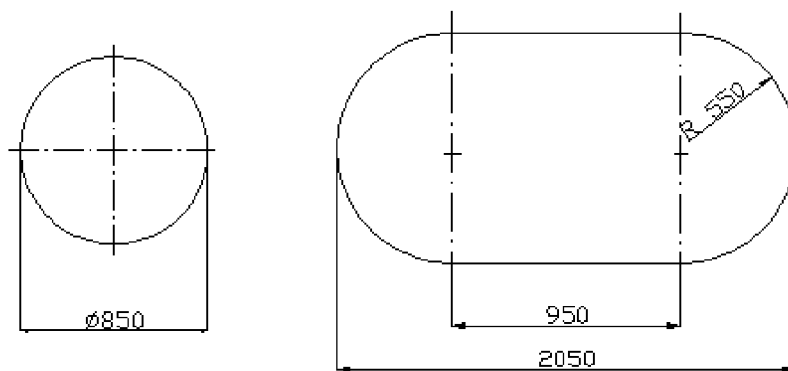
Je známo, že výstupní rychlost ze savky by měla být nižší než 1 m/s. Je to z důvodu co nejnižších kinetických ztrát. Savka, která je dobře navržena, má pozitivní vliv na účinnost celého soustrojí [5, 9, 10].

Při návrhu výstupní části savky je třeba dbát na minimální výšku vody nad výstupní částí savky. Nemůže se opomenout minimální výška hladiny, aby nenastala situace, kdy hladina vody klesne pod horní hranu výstupu savky. Potom by následovalo zavzdušnění soustrojí a utržení vodního sloupce. Problematiku zanoření savky je nutné řešit již při jejím projekčním návrhu. Minimální výška vody nad výstupem ze savky je 300 mm.

Savka je na MVE Chocerady řešena pomocí trubkového profilu DN 850, dále dvěma koleny s úhlem 45° a výstupní částí, která se rozšiřuje tak, aby výstupní rychlost vody ze savky byla nižší než 1 m/s. Rozšiřující se část je navíc dvakrát zlomena o 15°, aby proud vody vystupující ze savky byl plynulejší a nevytrhával materiál ze dna řečiště.



Obr. 8 Zobrazení vnitřních rozměrů savky



Obr. 9 Vstupní a výstupní rozměr savky (vnitřní)

Následuje výpočet základních rozměrů savky a jejich kontrola.
Výpočet kruhového průřezu savky:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_t^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (8.1)$$

$$S_1 = \frac{\pi \cdot 0,85^2}{4} = 0,5675 \text{m}^2$$

Plocha části savky, která je dvakrát zalomena o 15° je konstantní, tedy průřez se během dvou zlomů zachovává. Výpočet plochy savky před zlomem:

$$S_2 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} + a \cdot 2 \cdot R \quad [\text{m}^2] \quad (8.2)$$

$$S_2 = \pi \cdot \frac{0,995^2}{4} + a \cdot D = \pi \cdot \frac{0,995^2}{4} + (1,1412 - 0,995) \cdot 0,995 = 1,1925 \text{m}^2$$

Výstupní plocha ze savky se vypočte dle rovnice (8.2):

$$S_3 = \pi \cdot \frac{D^2}{4} + a \cdot D = \pi \cdot \frac{1,1^2}{4} + (2,05 - 1,1) \cdot 1,1 = 1,9953 \text{m}^2$$

Kontrola, zda je savka správně navržena, se provádí dle [9]:

$$\frac{\sqrt{S_2} - \sqrt{S_1}}{L} \in \left\langle \frac{1}{8} \div \frac{1}{5} \right\rangle \quad (8.3)$$

Z rovnice 8.3 vyplývá, že výsledek daného podílu musí ležet v intervalu $\left\langle \frac{1}{8} \div \frac{1}{5} \right\rangle$. Pokud nenáleží intervalu, je nutné konstrukční řešení savky upravit tak, aby byla podmínka $\left\langle \frac{1}{8} \div \frac{1}{5} \right\rangle$ splněna.

Nejprve provedeme kontrolu části savky před zlomem. Délka první části je dle obr. 8, $L_1=2200\text{mm}$.

$$\frac{\sqrt{S_2} - \sqrt{S_1}}{L_1} = \frac{\sqrt{1,1925} - \sqrt{0,5675}}{2,2} = 0,154 \in \left\langle \frac{1}{8} \div \frac{1}{5} \right\rangle \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Potom je nutné zkontrolovat i výstupní část savky (délka 2500mm) dle rovnice (8.3):

$$\frac{\sqrt{S_3} - \sqrt{S_2}}{L} = \frac{\sqrt{1,9953} - \sqrt{1,1925}}{2,5} = 0,1282 \in \left\langle \frac{1}{8}; \frac{1}{5} \right\rangle \rightarrow \text{podmínka splněna}$$

Rychlost, se kterou vystupuje voda ze savky turbíny, vypočteme dle rovnice kontinuity [9]:

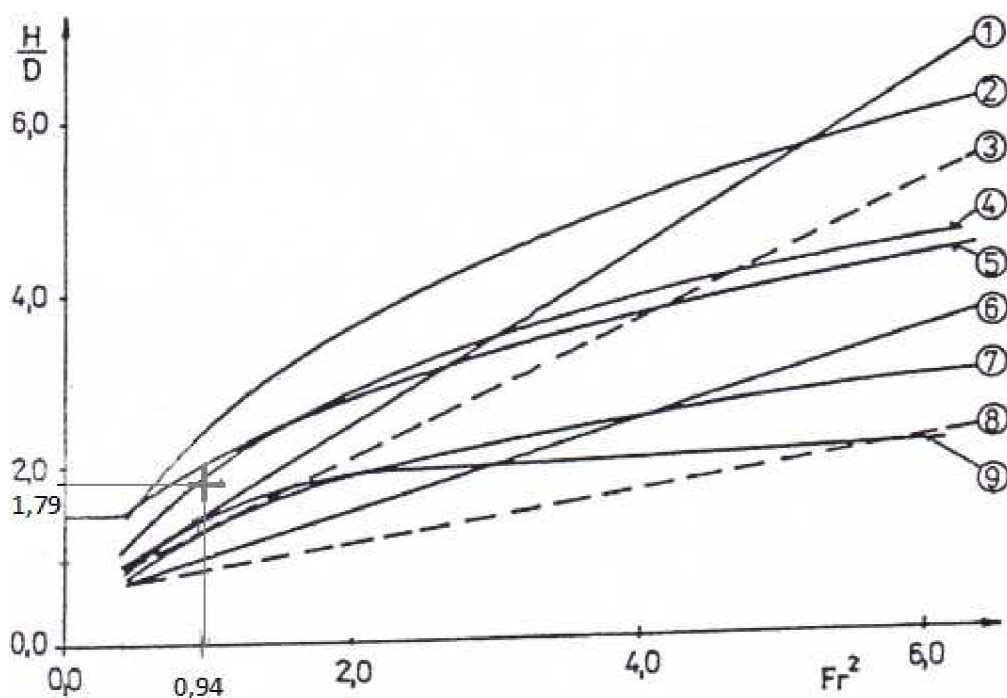
$$Q_t = S_3 \cdot v_3 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (8.4)$$

$$v_3 = \frac{Q}{S_3} = \frac{1,5913}{1,9953} = 0,7975 \text{ m/s} \approx 0,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

9 VTOKOVÉ VÍRY

Snahou při projekci vodních elektráren je snížit co nejvíce rozměry vtokových objektů, ale i hloubku ponorů vtoku. Bohužel snižování rozměrů má za následek tvorbu vtokových vírů, které mohou v extrémních situacích strhávat vzduch do vtoků vodních děl. Vtokové víry mají za následek snížení účinnosti turbín a snížení spolehlivosti provozu díla [3].

Problematika vtokových vírů se nejvíce objevuje u MVE. Vzhledem k tomu, že je snahou náklady minimalizovat a výzkum na konkrétní lokality je velmi drahý, tak se při návrzích nejčastěji vychází ze zkušeností a odborné literatury [3].



Obr. 10 Závislost mezi úplných vtokových vírů dle různých autorů

Na Obr. 10 je zobrazeno několik metod (1 – 9), které se liší dle autorů:

- a) Křivka 1 charakterizuje mez vtokových vírů dle Wittmanna
- b) Křivka 2 charakterizuje mez vtokových vírů dle Gordona, nesymetrický přítok
- c) Křivka 3 charakterizuje mez vtokových vírů dle VVÚ VSH – horní mez
- d) Křivka 4 charakterizuje mez vtokových vírů dle Gordona, symetrický přítok
- e) Křivka 5 charakterizuje mez vtokových vírů dle Knausse
- f) Křivka 6 charakterizuje mez vtokových vírů dle Kratochvila
- g) Křivka 7 charakterizuje mez vtokových vírů dle Reddyho
- h) Křivka 8 charakterizuje mez vtokových vírů dle VVÚ VSH – dolní mez
- ch) Křivka 9 charakterizuje mez vtokových vírů dle Rohana

Je velmi pravděpodobné, že odchylky v závislostech jsou způsobeny okrajovými podmínkami. Na svislé ose je uveden poměr kritické hloubky a průřezu potrubí turbíny.

Kritická hloubka je dána vzdáleností mezi hladinou a těžištěm průřezu turbíny. Na vodorovné ose je druhá mocnina Froudova čísla.

Výpočet poměru kritické výšky hloubky k těžišti průřezu:

$$\frac{H}{D_0} = \frac{1,52}{0,85} = 1,79$$

Výpočet Froudova čísla:

$$Fr = \frac{v_0}{\sqrt{g \cdot D}} \quad [1] \quad (9.1)$$

$$v_1 = \frac{Q_t}{S_1} = \frac{4 \cdot 1,5913}{\pi \cdot 0,85^2} = 2,8 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Fr = \frac{v_1}{\sqrt{g \cdot D_t}} = \frac{2,8}{\sqrt{g \cdot 0,85}} = 0,97[1] \rightarrow Fr^2 = 0,94$$

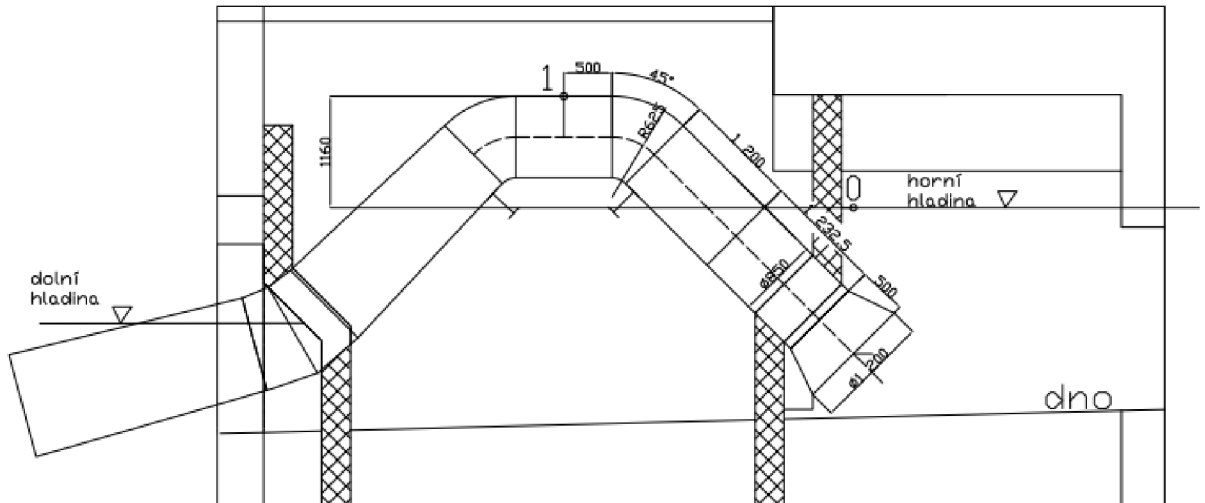
Na Obr. 10 je vyznačeno řešení problematiky vtokových vírů na MVE Chocerady. Vyznačený výpočet nespĺňuje tři kritéria z devíti. Řídíme - li se dle kritéria 3, tedy podle VVÚ (vědecko - výzkumného ústavu), lze usoudit, že na MVE Chocerady se s 99% jistotou nebudou tvořit vtokové víry. Dle doc. Ing. Haluzy, CSc. VVÚ uvažoval dostačující bezpečnost. Například u kritéria dle Gordona je uvažováno s vyšší bezpečností, proto lze vtokové víry řešit dle VVÚ. Nejsou tedy třeba hladinové mříže, které zamezí tvorbě vtokových vírů.

10 NÁVRH ZAVZDUŠŇOVACÍHO VENTILU

[konzultace, doc. Ing. Haluza CSc., 26. 3. 2014]

Při návrhu zavzdušňovacího ventilu se vychází z Bernoulliho rovnice, která vychází z rovnosti energií mezi dvěma body. Je tedy třeba vypočítat hodnotu tlaku v místě umístění ventilu (bod 1). Při výpočtu je uvažováno tíhové zrychlení $g = 9,81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$.

$$\frac{p_0}{\rho} + \frac{v_0^2}{2} + g \cdot H_0 = \frac{p_1}{\rho} + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot H_1 + Y_{Z0,1} + Y_T \quad (10.1)$$



Obr. 11 Nárýs strojovny MVE Chocerady

Bod 0 je ve výchozí rovině, ke které je vztažen výpočet. Níže je výpočet potřebných veličin.

Bod 0:

- Určení tlaku:

V bodě 0 je tlak atmosferický, tedy se jedná o absolutní tlak. Tlak v místě 0 lze zanedbat.

- Určení rychlosti:

Rychlost na hladině kanálu je velmi nízká, může být uvažována nulová.

- Určení výšky:

Výška H_0 je nulová, jelikož bod 0 se nachází ve výchozí rovině výpočtu

Bod 1:

- Výpočet rychlosti:

$$v_1 = \frac{Q_t \cdot 4}{\pi \cdot D_t^2} = \frac{4 \cdot 1,5913}{\pi \cdot 0,85^2} = 2,8 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$$

- Výpočet polohového členu:

$$g \cdot H_1 = 9,81 \cdot 1,16 = 11,38 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

- Výpočet Y_T , jedná se o ztrátovou energii, kterou odebírá vírová turbína

$$g \cdot H = 9,81 \cdot 1,1 = 10,79 \text{ J}\cdot\text{kg}^{-1}$$

- Výpočet ztrátové energie:

$$Y_{Z0,1} = (\xi_v + \xi_k) \cdot \frac{v_1^2}{2} + \lambda \cdot \frac{l_c}{D_t} \cdot \frac{v_1^2}{2} = (0,5 + 0,25) \cdot \frac{2,8^2}{2} +$$

$$+ 0,003 \cdot \frac{\left(0,500 + \frac{45 \cdot \pi}{180} \cdot 0,625 + 1,200 + 1,2325 + 0,500\right)}{0,85} \cdot \frac{2,8^2}{2} = 2,994 J \cdot kg^{-1}$$

Dle odborných rad s vedoucím diplomové práce, byly zvoleny místní ztrátové součinitele: $\xi_v=0,5$, $\xi_k=0,25$, $\lambda=0,003$.

Celková délka l_c se skládá ze součtu jednotlivých úseků potrubí od vtoku až po umístění ventilu.

Výpočet tlaku p_1 :

$$p_1 = \left(-\frac{v_1^2}{2} - g \cdot H_1 - Y_T - Y_{Z0,1}\right) \cdot \rho$$

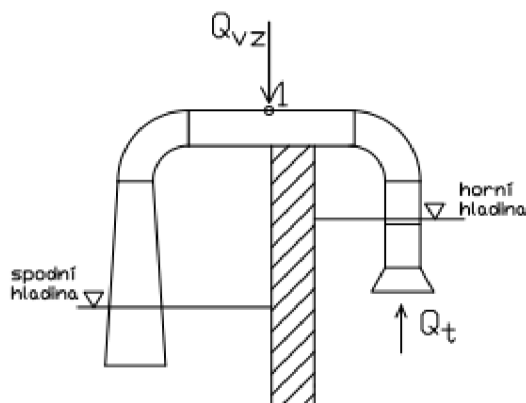
$$p_1 = \left(-\frac{v_1^2}{2} - g \cdot H_1 - g \cdot H_T - Y_{Z0,1}\right) \cdot \rho$$

$$p_1 = \left(-\frac{2,8^2}{2} - 9,81 \cdot 1,16 - 9,81 \cdot 1,1 - 2,994\right) \cdot 1000 = -29085,4 Pa \approx -29,1 kPa$$

Z výpočtu je zřejmé, že v místě 1 je podtlak. Vypočtená hodnota činí zhruba 29,1 kPa. Jedná se o relativní tlak, tedy je nutno tento tlak odečíst od atmosférického tlaku. Hodnota atmosférického tlaku činí 101325 Pa.

$$p_1^* = p_a - p_1 = 101325 - 29100 = 72225 Pa$$

Absolutní hodnota tlaku tedy činí 72225 Pa.



Obř. 12 Schéma problematiky zavzdušňovacího ventilu

K návrhu zavzdušňovacího ventilu je třeba vypočítat rychlost vzduchu proudícího ve ventilu. Ve vzorci 10.2 se jedná o relativní tlaky, proto je tedy možné psát:

$$v_{vzduch} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_1^*)}{\rho_{vzduch} \cdot (1 + \xi_v)}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_a - p_a + p_1)}{\rho_{vzduch} \cdot (1 + \xi_{vz})}} \quad [m \cdot s^{-1}] \quad (10.2)$$

$$v_{vzduch} = \sqrt{\frac{2 \cdot p_1}{\rho_{vzduch} \cdot (1 + \xi_{vz})}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 29100}{1,205 \cdot (1 + 1)}} = 155,4 m \cdot s^{-1}$$

$\rho_{\text{vzduch}} = 1,205 \text{ [kg/m}^3\text{]}$ byla zvolena dle [20].

Ztrátový součinitel se určí na základě volby zavzdušňovacího ventilu, kdy je ztrátový součinitel roven:

$$\xi_{\text{vz}} = \left(1 - \frac{S_V}{S_1}\right)^2 \quad [1] \quad (10.3)$$

S_V ... průtočná plocha ventilu $[\text{m}^2]$

S_1 ... kruhový průřez savky $[\text{m}^2]$

Vzhledem k velmi malé ploše S_V v poměru k S_1 , volí se součinitel $\xi_{\text{vz}} = 1$

U zavzdušňovacího ventilu je nutné volit rychlost vzduchu nižší než rychlost zvuku ve vzduchu, která činí okolo 330m/s. Rychlost vzduchu je tedy volena 160 m/s. Nyní následuje výpočet potřebného průtoku vzduchu ventilem.

$$Q_V = \mu_V \cdot S_V \cdot v_{\text{vzduch}} \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (10.4)$$

μ_V ... průtokový součinitel $[1]$

Průtokový součinitel je nutno určit dle vztahu:

$$\mu_V = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{vz}}}} \quad [1] \quad (10.5)$$

$$\mu_V = \frac{1}{\sqrt{1 + \xi_{\text{vz}}}} = \frac{1}{\sqrt{1 + 1}} = 0,707$$

Po zhlédnutí internetových katalogů byly spočteny průtočné plochy pro DN = 80mm, 100mm, 150mm, 200mm. DN < 150mm nespĺňovali nutnou podmínku $Q_v \geq Q_t$, která je potřebná pro správnou činnost ventilu. Zavzdušňovací ventil DN = 200 mm byl velmi předimenzován. Z důvodu jeho vyšší ceny byl proto nakonec zvolen zavzdušňovací ventil DN = 150mm. Výpočet pro DN = 150mm je v diplomové práci uveden.

$$S_V = \frac{\pi \cdot 0,15^2}{4} = 0,01767 \text{ m}^2$$

Pak tedy:

$$Q_V = \mu_V \cdot S_V \cdot v_{\text{vzduch}} = 0,707 \cdot 0,01767 \cdot 160 = 1,999 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$Q_t = 1,5913 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

Je nutné, aby byla splněna podmínka $Q_v \geq Q_t$ pro bezproblémový provoz zavzdušňovacího ventilu.

Nyní je na investorovi díla, aby zvážil možnost použití například uzavírací klapky, která by také strhla vodní sloupec a plnila by tedy obdobnou funkci jako zavzdušňovací ventil. Problémem při využití klapky nebo ventilu je možné zamrznutí v zimních měsících provozu. Vhodným řešením by bylo zaizolovat odporový drát ke konstrukci prvku, odstavující turbínu. Výhodou použití klapky je případná montáž. Poměrně problematické je u zavzdušňovacího ventilu správné nastavení při montáži na dané lokalitě.

11 NÁVRH ŘEMENE

Požadavkem investora bylo navrhnout ozubený řemenový převod. Ozubené převody jsou žádané díky svým lepším vlastnostem oproti jiným druhům převodů. Převody ozubenými řemeny přenáší výkon kontakty zubů mezi řemenem a řemenicí. U těchto převodů nedochází k prokluzu řemenu. Ozubené řemenové převody jsou tišší oproti ostatním převodům, při provozu není nutné řemen tak často dopínat. Díky této vlastnosti šetří daný řemen jak ložiska, tak i náklady na údržbu. Ozubené řemeny jsou díky svým pevnostním vlastnostem nejčastěji vyráběny z neoprenu nebo polyuretanu. Největším zástupcem mezi firmami, které se zabírají ozubenými řemeny, je firma Haberkorn.

Návrh ozubeného řemenu se prováděl pomocí internetového programu [16], kdy byl tento program doporučen Ing. Kašným z firmy Haberkorn, který se výpočty ozubených řemenů zabývá. Mezi nejčastěji využívané ozubené řemeny se řadí řemen Poly Chain GT Carbon. Řemeny Poly Chain GT Carbon jsou polyuretanové s uhlíkovými vlákny. Jsou vhodné pro vysoké krouticí momenty a nízké rychlosti. Po dohodě s investorem byl navrhnout právě tento řemen. Řemeny Poly Chain GT Carbon se vyrábí ve dvou řadách. V návrhu byl zvolen řemen z řady 14MGT a to z důvodu větších rozměrů. Kdyby byl zvolen 8MGT, návrh by byl možný, avšak ozubený řemen by neměl tak vysokou životnost. Řemenům z řady 8MGT jsou přiřazovány řemenice o menších průměrech, tedy více zubů v záběru, ale působící síly na řemen jsou také vyšší [15].

Dle programu byla volba řemene následující. Nejprve bylo nutné zadat vstupní parametry a rozměry řemenic, které lze zakomponovat do konstrukčního návrhu.

Drive Information		
? - Enter More Detail		
Power	20	kw
S.F. Synch Belts	1.5	?
Mtr RPM	210	Pulleys ?
GB Ratio	1.00	
Speed Ratio	3.57	Speed Up <input checked="" type="checkbox"/> ?
Nominal CD	1300.00	mm ?
Drive Design		

Obr. 13 Vstupní data při návrhu řemene

DriveR Pulley

Shaft Diameter: mm

Max Diameter: mm

Max Top Width: mm

DriveN Pulley

Shaft Diameter: mm

Max Diameter: mm

Max Top Width: mm

Obr. 14 Vstupní data dle konstrukce

Po zvolení dat (Obr. 13, Obr. 14) a zatížení řemenového převodu plynulým celodenním chodem stroje byly vypočteny a navrženy tyto řemeny.

Belt	Notes	DriveR	DriveN	Rated Power	DriveN RPM:	CD
14MGT-3500-20		14MX-112S-20	14MX-31S-20	34.66	759	1236.3
14MGT-3500-20		14MX-112S-20	14MX-32S-20	35.04	735	1233.1
14MGT-3850-20		14MX-126S-20	14MX-34S-20	40.80	778	1349.4
14MGT-3850-20		14MX-126S-20	14MX-35S-68	41.16	756	1346.2
14MGT-3920-20		14MX-140S-20	14MX-38S-37	46.44	774	1317.3
14MGT-3850-20		14MX-126S-20	14MX-36S-68	41.51	735	1343.0
14MGT-3920-20		14MX-140S-20	14MX-39S-37	46.78	754	1314.2
14MGT-3920-20		14MX-140S-20	14MX-40S-37	47.10	735	1311.0
14MGT-3920-20		14MX-154S-20	14MX-43S-37	52.09	752	1245.9

Obr. 15 Navržené ozubené řemeny dle zadaných parametrů

Po konzultaci s investorem a zakreslení do projekčního návrhu byl odsouhlasen návrh řemene 14MGT – 3850 – 20. Tomuto řemenu odpovídají příslušné řemenice. Hnaná a hnací řemenice jsou uvedeny v obr. 15 v příslušném řádku.

Označení ozubeného řemene 14MGT – 3850 – 20 značí 14MGT – označení řady řemene, 3850 značí délku a 20 označuje šířku ozubeného řemene v milimetrech.

Po návrhu řemene je nutné vypočítat síly: třecí a normálovou (síla napínací). Třecí síla se vypočte z krouticího momentu. Pro stanovení normálové síly bylo nutné si zakreslit schéma řemenic, tak aby byl zjištěn úhel opásání řemene. Schéma bylo nakresleno pomocí programu Autodesk Inventor 2012 (studentská verze), kde byl úhel opásání změřen $\alpha_1 = 8,58736^\circ$, součinitel tření byl volen 0,3. Šířka zvoleného řemene je 20mm [9].

Pro stanovení třecí síly je třeba znát krouticí moment, který se vypočte:

$$P = M_k \cdot \omega = M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad [\text{W}] \quad (11.1)$$

$$M_k = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n} = \frac{16000 \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot 210} = 727,6 \text{ Nm}$$

Třecí síla závisí na poloměru hnací řemenice. Vybranému řemenu odpovídá hnaná i hnací řemenice. V internetovém katalogu firmy Biedler's jsou rozměry řemenic uvedeny v palcích. Bylo nutné tyto rozměry přepočítat na milimetry, kde 1 palec = 25,4mm. Průměr hnací řemenice 14MX - 126S - 20 je v katalogu uveden 22,11 palce, což odpovídá $D_1 = 561,594 \text{ mm}$. Pak se třecí síla vypočítá:

$$T = \frac{M_k}{R_{12}} = \frac{2 \cdot M_k}{D_1} \quad [\text{N}] \quad (11.2)$$

$$T = \frac{M_k}{R_{12}} = \frac{2 \cdot M_k}{D_1} = \frac{2 \cdot 727,6}{0,561594} = 2591,2 \text{ N}$$

Pro výpočet napínací síly je nutné znát zátěžný tlak, který se určí:

$$p = \frac{T}{b_1 \cdot R_{12} \cdot f \cdot \varphi_c} = \frac{2 \cdot T}{b_1 \cdot D_1 \cdot f \cdot \varphi_c} \quad [\text{Pa}] \quad (11.3)$$

kde $b_1 \dots$ šířka ozubeného řemene [m]

$f \dots$ třecí součinitel [1]

$\varphi_c \dots$ celkový úhel opásání, který se skládá

$$z \varphi_c = 180 + 2 \cdot \alpha_1 = 180 + 2 \cdot 8,58736 = 197,1747^\circ$$

Úhel α_1 byl odečten pomocí programu Autocad.

Při výpočtu je nutno dosazovat φ_c v [rad], proto bude nutný převod jednotek.

$$p = \frac{T}{b_1 \cdot R_{12} \cdot f \cdot \varphi_c} = \frac{2 \cdot T}{b_1 \cdot D_1 \cdot f \cdot \varphi_c} = \frac{2 \cdot 2591,2}{0,02 \cdot 0,561594 \cdot 0,3 \cdot \frac{197,1747 \cdot \pi}{180}} = 446918,8 \text{ Pa}$$

Po výpočtu zatěžovacího tlaku lze přistoupit k výpočtu napínací síly. Ta se určí dle [9]:

$$N = \int_{-\alpha_1}^{180+\alpha_1} \sin \varphi dN = p \cdot b_1 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot [-\cos \varphi]_{-\alpha_1}^{180+\alpha_1} \quad [\text{N}] \quad (11.4)$$

$$\begin{aligned} N &= \int_{-\alpha_1}^{180+\alpha_1} \sin \varphi dN = p \cdot b_1 \cdot \frac{D_1}{2} \cdot [-\cos \varphi]_{-\alpha_1}^{180+\alpha_1} = \\ &= 446918,8 \cdot 0,02 \cdot \frac{0,561594}{2} \cdot [-(\cos 188,58736 - (\cos - 8,58736))] = 4963,46 \text{ N} \end{aligned}$$

12 PEVNOSTNÍ VÝPOČET

V kapitole jsou uvedeny pevnostní výpočty podstatných komponent soustrojí, jako je návrh hřídele, per a ložisek. Pevnostní výpočty nejsou přímým zadáním práce, i přesto jsou uvedeny v práci.

12.1 HŘÍDEL

Dominantním zatížením hřídele je krut.
 materiál hřídele: ocel 11 500 (EN 10027 – 1)
 mez pevnosti: $R_m = 470 - 610 \text{MPa}$,
 mez kluzu: $R_e = 245 - 290 \text{MPa}$,
 mez únavy v ohybu: $\sigma_{OC} = 175 - 215 \text{MPa}$ [17]
 dovolené napětí: $\tau_{Dov} = 20 - 35 \text{MPa}$ [9]
 dovolené napětí při max. krouticím momentu: $\tau_{bDov} = 64 \text{MPa}$

Podmínka pevnosti v krutu [9]

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dov} \quad (12.10)$$

Modul pružnosti v krutu

$$W_k = 0,2 \cdot d_1^3 \quad (12.11)$$

Výpočet průměru hřídele:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2 \cdot \tau_{Dov}}} = \sqrt[3]{\frac{727,6}{0,2 \cdot 25 \cdot 10^6}} = 0,0526 \text{m}$$

Je třeba dbát na snížení průřezu o drážku pera. Je nutné, aby daná volba byla stále na straně bezpečnosti.

Volí se průměr hřídele 60mm, avšak díky sníženému průřezu o drážku, pod oběžným kolem je volen průměr hřídele 70mm. Průměr hřídele pod řemenicí je volen 55mm.

Hřídel se kontroluje také na stav, kdy nastává maximální krouticí moment. To nastává, když je oběžné kolo zabrzděno, ale hřídel rotuje. Pro tento stav je zapotřebí zvýšit krouticí moment o hodnotu C a provést pevnostní kontrolu. Koeficient $C = f(n_s)$.

$$n_s = 1,16603 \cdot \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \quad [\text{N}] \quad (12.12)$$

$$n_s = 1,16603 \cdot \frac{n}{H} \cdot \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = 1,16603 \cdot \frac{210}{1,1} \cdot \sqrt{\frac{16}{\sqrt{1,1}}} = 869,46 \text{ min}^{-1}, \text{ pak}$$

$$C = 3,368 \cdot n_s^{-0,107343} \quad [1] \quad (12.13)$$

$$C = 3,368 \cdot n_s^{-0,107343} = 3,368 \cdot 869,46^{-0,107343} = 1,6288$$

Moment brzdy, tedy maximální krouticí moment se vypočte:

$$M_{k \max} = C \cdot M_k = 1,6288 \cdot 727,6 = 1185,1 \text{Nm}$$

Z podmínky pevnosti v krutu lze vycházet i pro stav maximální krouticího momentu.

$$\tau_k = \frac{M_{k \max}}{W_k} \leq \tau_{bDov}$$

$$\tau_k = \frac{M_{k \max}}{W_k} = \frac{M_{k \max}}{0,2 \cdot d_1^3} = \frac{1185,1}{0,2 \cdot 0,06^3} = 27,43 \text{MPa}$$

$$\tau_k \leq \tau_{bDov} \quad 27,43 \text{MPa} \leq 64 \text{MPa} - \text{podmínka splněna}$$

12.2 NÁVRH PERA

12.2.1 VÝPOČET PERA POD VÍROVOU TURBÍNOU

Hřídeli o průměru 70mm se dle normy ČSN 02 2562 přiřadí šířka drážky $b_2 = 20\text{mm}$, hloubka drážky v hřídeli $t = 7,4\text{mm}$, hloubka drážky v náboji $t_1 = 4,6\text{mm}$.

materiál pera: 11 600,

dovolený dotykový tlak: $p_D = 110\text{MPa}$,

dovolené napětí (krut, statické zatížení): $\tau_{DK} = 105 - 145\text{MPa}$

Při návrhu délky pera se vychází z dovoleného tlaku pro neposuvný náboj. Pro střední dotykový tlak platí:

$$p_o = \frac{F}{S} \leq p_D \quad (12.2.1.1)$$

$$F = \frac{2 \cdot M_k}{d_1} \quad [\text{N}] \quad (12.2.1.2)$$

$$S = (l_v - b_2) \cdot t_1 \quad [\text{m}^2] \quad (12.2.1.3)$$

$$p_o = \frac{2 \cdot M_k}{d_1} \cdot \frac{1}{t_1 \cdot (l_v - b_2)} \leq p_{dov}$$

Z rovnice 12.2.1.1 se vyjádří délka pera l_v :

$$\rightarrow l_v \geq \frac{2 \cdot M_{k \max}}{d_1} \cdot \frac{1}{t_1 \cdot p_D} + b_2 = \frac{2 \cdot 727,6}{0,07} \cdot \frac{1}{0,0046 \cdot 110 \cdot 10^6} + 0,020 = 0,061 \text{m}$$

Dle konstrukce je voleno $l = 120\text{mm}$.

Kontrola pera

Pera jsou nutné kontrolovat na stříh, na otláčení v uzlu pero – náboj. Kontrola na otláčení v uzlu pero – hřídel není nutná, neboť velikost drážky hřídeli je větší než velikost drážky v náboji.

Podmínka pevnosti v krutu v průřezu sníženém o drážku:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{DK} \quad \tau_k \leq \tau_{DK}$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} = \frac{16 \cdot M_k}{\pi \cdot (d - t)^3} = \frac{16 \cdot 727,6}{\pi \cdot (0,07 - 0,0074)^3} = 15,1 \text{MPa}$$

Kontrola na otláčení pero – náboj

$$p_2 = \frac{F}{S} = \frac{2 \cdot M_k}{d \cdot (l - b) \cdot t_1} = \frac{2 \cdot 727,6}{0,08 \cdot (0,12 - 0,020) \cdot 0,0046} = 39,5 \text{MPa}$$

Při kontrole je nutné splnění podmínky:

$$\tau_k \leq \tau_{DK} \quad 15,1MPa \leq 105MPa \text{ - podmínka splněna}$$

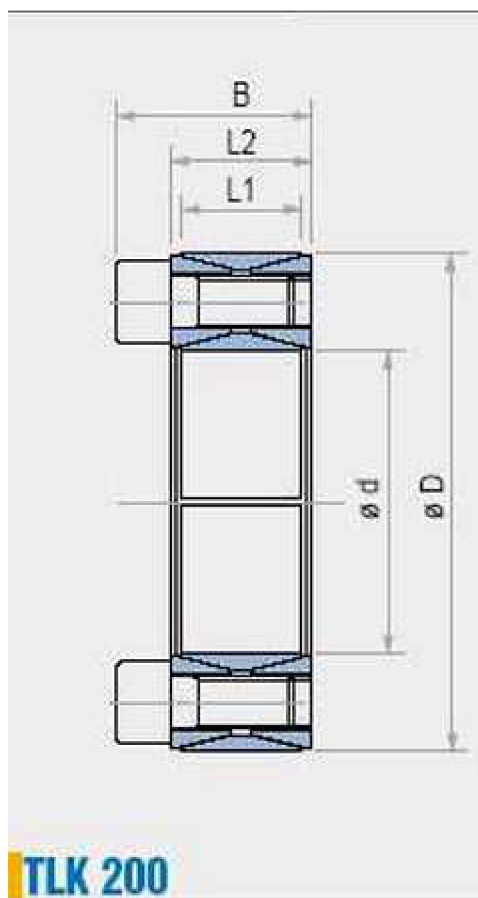
$$p_2 \leq p_D \quad 39,5MPa \leq 110MPa \text{ - podmínka splněna}$$

Voleno **1 x PERO 20e7 x 12 x 120 ČSN 02 2562**

12.2.2 ULOŽENÍ HNACÍ ŘEMENICE

Pro konstrukční řešení je pro uložení hnací řemenice více možných variant. Jednou z nich je uložení řemenice pomocí pera. Avšak tento způsob má několik negativ. Podstatným je snížení průřezu hřídele. Díky tomu by po konstrukční stránce bylo nutné navýšit průměr hřídele, tedy i její hmotnost a tím pádem i zatížení ložisek. Pro zajištění řemenice do axiálního směru je nutno konstruovat pojišťovací zařízení. Proto by bylo vhodnějším řešením použití svěrných pouzder. Dle navržených rozměrů je možné vybírat z více výrobců. V práci je uvedena firma Tollok. Je na investoru díla, který typ by volil, v práci je uveden typ TLK 200 nesamostředící svěrný hřídelové spojení dle [18].

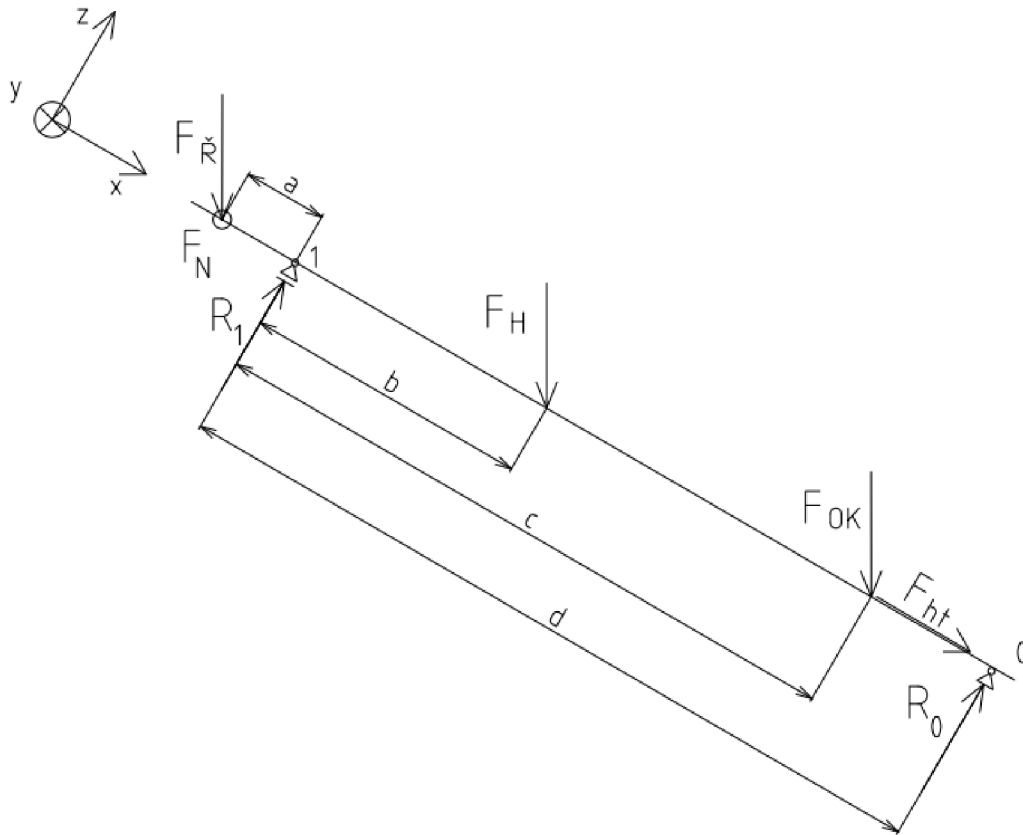
TLK 200									
dxD	L1	L2	B	Kroutcí moment Mt	Axiální síla Fa	Tlaky na		Upínací šrouby	
						hřídel pw	náboj pn	Počet DIN 912 12.9 NxTyp	Utahovací moment Ms
mm	mm	mm	mm	Nm	KN	N/mm ²	N/mm ²	NxTyp	Nm
55x85	20	24	33.5	2390	88	210	135	14xM8	37



Obr. 16 Schématické rozměry zvoleného typu svěrného hřídelového spojení [18]

12.3 NÁVRH LOŽISEK

Statický rozbor turbíny hřídele:



Obr. 17 Schéma zatížení hřídele

Výpočet zatěžujících sil:

Hydraulické zatížení oběžného kola F_{ht} :

$$F_{ht} = H_{\max} \cdot g \cdot \rho \cdot \frac{1}{z} \cdot \pi \cdot \frac{(D_t^2 - d_1^2)}{4} \quad [\text{N}] \quad (12. 2. 3. 1)$$

$$F_{ht} = H_{\max} \cdot g \cdot \rho \cdot \frac{1}{z} \cdot \pi \cdot \frac{(D_t^2 - d_1^2)}{4} = 1,2 \cdot 9,81 \cdot 1000 \cdot \frac{1}{3} \cdot \pi \cdot \frac{(0,85^2 - 0,07^2)}{4} = 2211,57 \text{ N}$$

Zátěžná síla od tíhy hřídele F_H :

- Osa x $F_{HX} = m_{H\check{R}} \cdot g \cdot \sin \alpha$

- Osa z $F_{HZ} = m_{H\check{R}} \cdot g \cdot \cos \alpha$

$m_{H\check{R}}$ – vypočteno programem Autodesk Inventor na 184,64kg

Hřídel je uložena pod 45° , pak tedy

$$F_{HX} = m_{H\check{R}} \cdot g \cdot \cos \alpha = 184,64 \cdot 9,81 \cdot \sin 45 = 1280,8 \text{ N}$$

$$F_{HZ} = m_{H\check{R}} \cdot g \cdot \sin \alpha = 184,64 \cdot 9,81 \cdot \cos 45 = 1280,8 \text{ N}$$

Zátěžná síla od tíhy řemenice $F_{\check{R}}$:

$$\text{- Osa x } F_{\check{R}X} = m_{\check{R}} \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$\text{- Osa z } F_{\check{R}Z} = m_{\check{R}} \cdot g \cdot \cos \alpha$$

$m_{\check{R}}$ – dle katalogu určeno na 58,2kg

Hřídel je uložena pod 45° , pak tedy

$$F_{\check{R}X} = m_{\check{R}} \cdot g \cdot \cos \alpha = 58,2 \cdot 9,81 \cdot \sin 45 = 403,72N$$

$$F_{\check{R}Z} = m_{\check{R}} \cdot g \cdot \sin \alpha = 58,2 \cdot 9,81 \cdot \cos 45 = 403,72N$$

Zátěžná síla od tíhy oběžného kola F_{OK} :

$$\text{- Osa x } F_{OKX} = m_{OK} \cdot g \cdot \sin \alpha$$

$$\text{- Osa z } F_{OKZ} = m_{OK} \cdot g \cdot \cos \alpha$$

m_{OK} – se určí dle modelového zvětšení, tedy

$$m_{OK} = m_M \cdot \left(\frac{D_t}{D_M} \right)^3 = 2,81 \cdot \left(\frac{850}{200} \right)^3 = 215,71kg$$

m_M – hmotnost modelu 3 – VT – 200 dle [9]

Hřídel je uložena pod 45° , pak tedy

$$F_{OKX} = m_{OK} \cdot g \cdot \cos \alpha = 215,71 \cdot 9,81 \cdot \sin 45 = 1496,33N$$

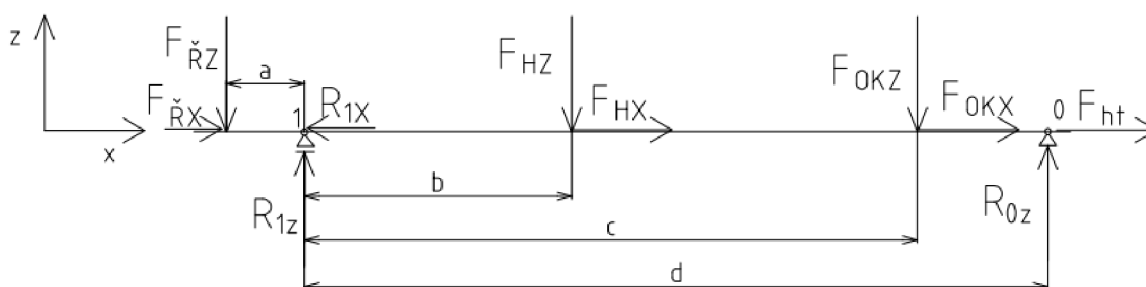
$$F_{OKZ} = m_{OK} \cdot g \cdot \sin \alpha = 215,71 \cdot 9,81 \cdot \cos 45 = 1496,33N$$

Zátěžná síla od napínací síly řemenice F_N :

Výpočet napínací síly je uvedena v kapitole 11, tedy $F_N = 4963,46N$

Výpočet reakcí v ložiscích:

Pro stanovení typu ložisek a jejich životnosti je třeba vyřešit silové působení, které na ložiska působí. Statický rozbor hřídele je uveden níže.



Obř. 18 Schéma zatížení v rovině x - z

Podmínka silové rovnováhy v ose x:

$$\sum F_{ix} = 0$$

$$R_{1X} - F_{\check{R}X} - F_{HX} - F_{OKX} - F_{ht} = 0$$

$$R_{1X} = F_{\check{R}X} + F_{HX} + F_{OKX} + F_{ht}$$

$$R_{1X} = 2211,57 + 1496,33 + 1280,80 + 403,72 = 5392,42N$$

Podmínka silové rovnováhy v ose z:

$$\sum F_{iz} = 0$$

$$R_{1Z} - F_{\check{R}Z} - F_{HZ} - F_{OKZ} + R_{0Z} = 0$$

$$R_{1Z} = F_{\check{R}Z} + F_{HZ} + F_{OKZ} - R_{0Z}$$

$$R_{1Z} = 403,72 + 1280,80 + 1496,33 - 2239,63 = 941,22N$$

Momentová rovnováha k bodu 1:

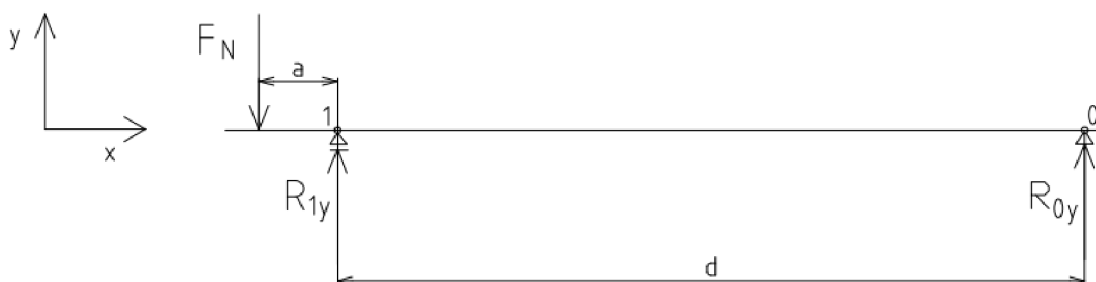
$$\sum M_{i1} = 0$$

Vzdálenosti dle konstrukce: $a = 0,165m, b = 2,274m, c = 3,187m, d = 3,400m$

$$F_{\check{R}Z} \cdot a - F_{HZ} \cdot b - F_{OKZ} \cdot c + R_{0Z} \cdot d = 0$$

$$R_{0Z} = \frac{-F_{\check{R}Z} \cdot a + F_{HZ} \cdot b + F_{OKZ} \cdot c}{d}$$

$$R_{0Z} = \frac{-403,72 \cdot 0,165 + 1280,80 \cdot 2,274 + 1496,33 \cdot 3,187}{3,40} = 2239,63N$$



Obr. 19 Schéma zatížení v rovině x - y

Podmínka silové rovnováhy v ose y:

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$R_{1Y} - F_N + R_{0Y} = 0$$

$$R_{1Y} = F_N - R_{0Y}$$

$$R_{1Y} = 4963,46 - 240,87 = 4722,59N$$

Momentová rovnováha k bodu 1:

$$\sum M_{iy1} = 0$$

Vzdálenosti dle konstrukce: $a = 0,165m, d = 3,400m$

$$F_N \cdot a - R_{0Y} \cdot d = 0$$

$$R_{0Y} = \frac{F_N \cdot a}{d}$$

$$R_{0Y} = \frac{4963,46 \cdot 0,165}{3,40} = 240,87N$$

Výpočet celkových reakcí v ložiscích:

- Radiální síla v ložisku $R_0 = \sqrt{R_{0Y}^2 + R_{0Z}^2} = \sqrt{240,87^2 + 2239,63^2} = 2252,55N$
- Radiální síla v ložisku $R_1 = \sqrt{R_{1Y}^2 + R_{1Z}^2} = \sqrt{4722,59^2 + 941,22^2} = 4815,47N$
- Axiální síla v ložisku $R_{1X} = 5392,42N$

V **místě 0** bude umístěno kluzné ložisko. Návrh kluzného ložiska se provede dle [9]:
 $d_\xi = 50\text{mm}$, $l_\xi = 100\text{mm}$, $\eta = 0,001\text{Pa}\cdot\text{s}$, $n = 210/60 = 3,5\text{s}^{-1}$, uložení čep / pouzdro = F7 / f7,
 $R_0=2252,55N$

Výpočet se provádí dle Petrovovy rovnice:

Výpočet měrného tlaku:

$$p_m = \frac{R_0}{2 \cdot r_\xi \cdot l_\xi} \quad [\text{Pa}] \quad (12. 2. 3. 2)$$

$$p_m = \frac{R_0}{2 \cdot r_\xi \cdot l_\xi} = \frac{2252,55}{2 \cdot 0,025 \cdot 0,1} = 450510\text{Pa}$$

Výpočet součinitele tření:

$$f = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot \eta \cdot r_\xi \cdot n}{\delta \cdot p_m} = \frac{2 \cdot \pi^2 \cdot 1 \cdot 10^{-3} \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 3,5}{25 \cdot 10^{-6} \cdot 450510} = 0,0015$$

δ - tloušťka mazací vrstvy se stanoví na základě uložení, které je zvoleno 50F7/f7,
 tedy: $F7_{El}^{ES}$ $F7_{+25}^{+50}$, $f7_{es}^{ei}$ $f7_{-25}^{-50}$

$$\delta = \frac{EI + |es|}{2} = \frac{25 + |-25|}{2} = 25\mu\text{m} = 2,5 \cdot 10^{-5} \text{m}$$

Výpočet třecího momentu:

$$M_t = R_0 \cdot r_\xi \cdot f \quad [\text{N}\cdot\text{m}] \quad (12.2. 3. 3)$$

$$M_t = 2252,55 \cdot 0,025 \cdot 0,0015 = 8,45 \cdot 10^{-2} \text{Nm}$$

Výpočet ztrátového výkonu:

$$P_t = M_t \cdot 2 \cdot \pi \cdot n = 8,45 \cdot 10^{-2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 3,5 = 1,86W$$

V **místě 1** bude umístěno dvouřadé soudečkové ložisko. Požadovaná základní trvanlivost činí $L_h=100000$ hod. Charakteristické součinitele jsou voleny dle [9]:

$$f_k = 1,1$$

$$f_d = 1,2$$

$$a_1 = 0,62$$

$$a_{2,3} = 1$$

Výpočet ekvivalentního zatížení:

$$P_1 = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot R_1 + Y \cdot R_{1X}) \quad (\text{N}) \quad (12. 2. 3. 4)$$

$$P_1 = f_k \cdot f_d \cdot (X \cdot R_1 + Y \cdot R_{1X}) = 1,1 \cdot 1,2 \cdot (1 \cdot 4815,47 + 2,7 \cdot 5392,42) = 25575,00\text{N}$$

Požadovaná základní dynamická únosnost ložiska

$$C_{1\min} = P_1 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \quad (\text{N}) \quad (12. 2. 3. 4)$$

$$C_{1\min} = P_1 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 25575,00 \cdot \sqrt[3,33]{\frac{100000 \cdot 60 \cdot 210}{0,62 \cdot 1 \cdot 10^6}} = 251885,22\text{N} \approx 251,9\text{kN}$$

Dle katalogu [19], kde se uvádí dynamická únosnost ložiska, je nutné, aby bylo splněno: $C_{1\min} \leq C_1$

$$251,9 \leq 304\text{kN} - \text{podmínka splněna, proto se volí}$$

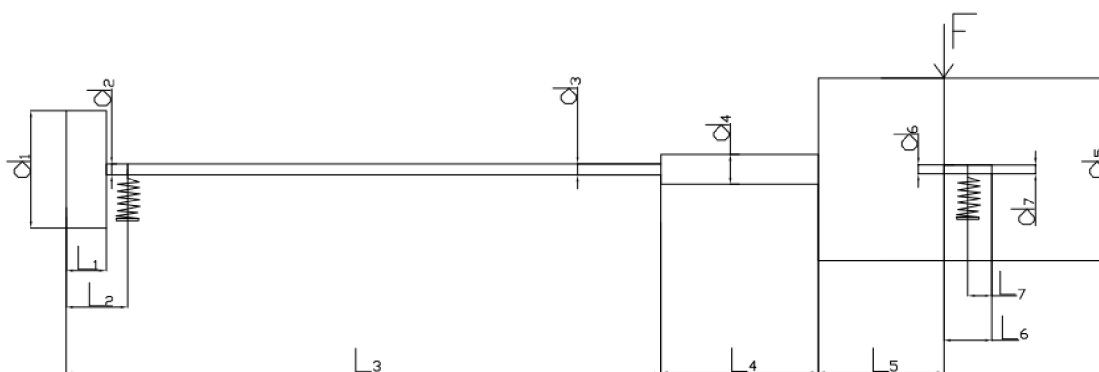
Voleno LOŽISKO 22312EW33MH

12.4 DYNAMIKA HŘÍDELE

[konzultace, doc. Ing. Habán Ph.D., 10. 5. 2014]

Při návrhu je nutné hřídel zkontrolovat na torzní a ohybové kmity. Vzhledem k tomu, že na hřídeli je umístěna řemenice, pak torzní kmity nemají na provoz hřídele vliv, neboť ozubený řemen tyto torzní kmity pohltí. Na hřídeli byly vypočteny pouze kmity ohybové.

Při řešení dynamiky hřídele, byl využit software od doc. Ing. Vladimíra Habána Ph.D. Hřídel se řešil dynamicky zatížen. Zatížil se jednotkovou silou F , protože není známo buzení hřídele. Jednotková budící síla se umístila na oběžné kolo. Umístění jednotkové síly však nemá vliv na polohu vlastní frekvence hřídele, ale pouze na velikost výchylky amplitudy vlastní frekvence. Hřídel namodelovat za provozu není možné, neboť nejsou známy výrobní nepřesnosti. V příloze jsou uvedeny závislosti tvaru kmity, natočení, zatěžujícího momentu a posouvající síly na délce hřídele při otáčkové frekvenci.



Obr. 20 Schéma modelu hřídele v softwaru

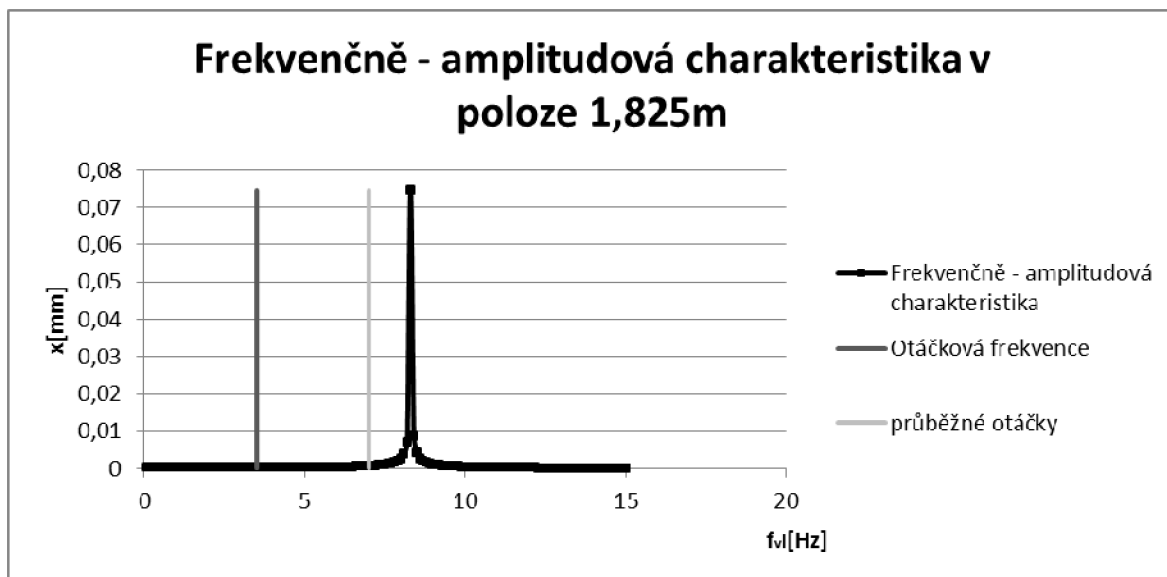
d_1 [m]	0,562	L_1 [m]	0,130
d_2 [m]	0,060	L_2 [m]	0,200
d_3 [m]	0,060	L_3 [m]	2,225
d_4 [m]	0,136	L_4 [m]	0,845
d_5 [m]	0,850	L_5 [m]	0,300
d_6 [m]	0,050	L_6 [m]	0,050
d_7 [m]	0,050	L_7 [m]	0,050

Tab. 8 Rozměrů hřídele namodelovaného v softwaru

Nejprve bylo nutno vypočítat otáčkovou frekvenci:

$$f_{ot} = \frac{n}{60} = \frac{210}{60} = 3,5 Hz$$

Po zjednodušeném modelování hřídele v softwaru, nadefinování tuhostí se určila vlastní frekvence hřídele. Při modelování byla uvažována nekonečně vysoká tuhost, která je charakterizována hodnotou $K_1 = K_2 = 10^8 N \cdot m$. Při výpočtu nebylo uvažováno s tlumením a to ani v ložiskách, ani v hřídeli. Frekvenčně – amplitudová (dále jen F-A) charakteristika je zobrazena v grafu 5. Tuhost $K = 10^8 N \cdot m$ bude splňovat uložení soustrojí na MVE Chocerady.

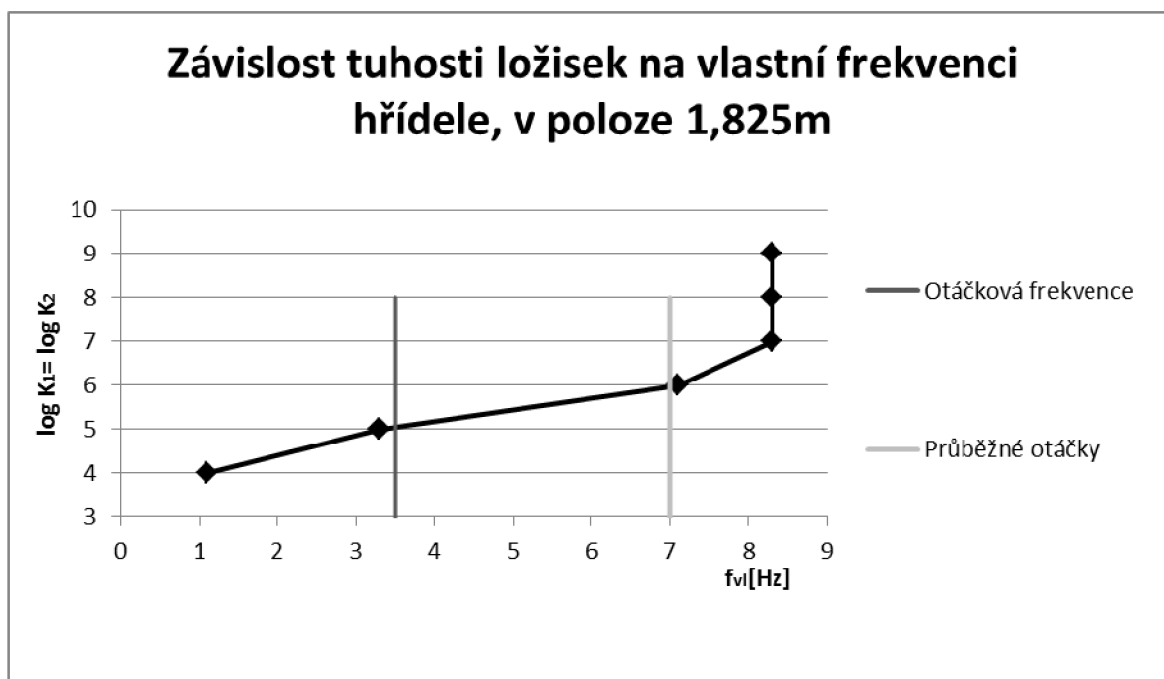


Graf 5 Frekvenčně - amplitudová charakteristika

F - A charakteristika závisí na poloze, ve které chceme zjistit vlastní frekvenci hřídele, dále pak na tuhosti ložisek. Pro vykreslení F - A charakteristiky byla zvolena polovina délky hřídele. V grafu 5 jsou zobrazeny otáčková frekvence, tedy pásmo, ve kterém bude turbína provozována a hodnota průběžných otáček, tedy stav, na který se turbína dimenzuje. Průběžné otáčky jsou uvažovány jako dvojnásobek otáčkové frekvence. Z grafu 5 je zřejmé, že při dosažení průběžných otáček nenastane rezonance. Na průběžné otáčky je možné se dostat například při výpadku stroje.

Ze softwaru byla hodnota vlastní frekvence stanovena na 8,3 Hz. Z grafu je patrné, že hřídel se nebude dostávat do rezonance, tedy stavu, kdy se otáčková frekvence rovná vlastní frekvenci hřídele. Lze říci, že provoz bude bezpečný.

Nyní je nutno zkontrolovat závislost tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele. V grafu 6 není uvažováno s tuhostí naklonění ložiska. Naklonění ložiska vlastní tuhost zvyšuje, avšak je nutné, aby vlastní frekvence hřídele odpovídala tuhosti ložisek bez naklonění.



Graf 6 Závislost tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele

Pro případ MVE Chocerady je nutné zajistit dle grafu 6 minimální tuhost ložisek alespoň $106\text{N}\cdot\text{m}$. Vírová turbína je dimenzována na průběžné otáčky, které činí dvojnásobek otáčkových. Průsečík průběžných otáček a závislosti tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele je pod hranicí tuhosti $106\text{N}\cdot\text{m}$, proto by měla tuhost $K = 106\text{N}\cdot\text{m}$ dostačovat. Tato tuhost by měla být zajištěna zabetonováním celého soustrojí.

13 ZÁVĚR

V diplomové práci je navrženo řešení pro MVE Chocerady. Obec Chocerady leží na řece Sázavě, necelých 30km od Prahy. Požadavkem investora bylo navrhnout, co nejlepší variantu osazení jednou nebo více vírovými turbínami dílo MVE Chocerady, konkrétně Vávrova mlýna.

Po zaslání hydrologických dat Českým hydrometeorologickým ústavem se provedl daný návrh. Byly navrženy tři varianty turbín, ze kterých si soukromý investor vybíral. Práce obsahuje vypracovaný návrh vybrané turbíny 3 – VT – 850. Návrhový bod lze volit mezi 90 – 120 dny. Hltnost turbíny v návrhovém bodě, který byl volen při 100 dnech, činí $1,5913\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$. Návrhový spád lokality Chocerady činil 1,1m. Maximální spád byl 1,2m. Provozní otáčky byly v návrhovém bodě stanoveny na 210min^{-1} . Teoretický výkon turbíny byl vypočten v návrhovém bodě na 13,62kW. Návrh byl proveden pro násoskové uspořádání turbíny. Tato varianta byla vybrána kvůli velmi limitnímu kritériu, kterým byla stávající strojovna. Pro násoskové uspořádání nejsou stavební úpravy tak náročné jako pro přímoproudé uspořádání. Investor měl obavy, že pokud by se odkryly betonové základy mlýna, byl by nejspíše problém se statikou budovy. Tím pádem byl návrh vírových turbín velmi omezen. Účinnosti u přímoproudeho uspořádání jsou až o 10% vyšší než u násoskového uspořádání, avšak stavební práce jsou také dražší než u násoskového uspořádání. Teoretický výkon turbíny byl stanoven na 117,8MWh, přičemž je návrh proveden pro 344 dní. Zbytek dní v roce je uvažována odstávka soustrojí. Odstávka se provádí buď pro nedostatek vody, nebo pro kontrolu soustrojí a odstranění případných poruch na soustrojí. V práci se neuvažují ztráty v převodu a další ztráty, proto je výkon uveden jako teoretický.

Při návrhu bylo nutné zkontrolovat, zda-li vírová turbína bude pracovat v bezkavitačním provozu. V diplomové práci je tedy provedena kontrola na kavitaci. Dle výpočtů uvedených v práci kavitace v MVE Chocerady nenastane. U vodních elektráren s nízkým spádem se velmi často vyskytuje problém se vtokovými víry. Vtokové víry snižují účinnost soustrojí. Řešení vtokového objektu na Vávrově mlýně bylo upraveno tak, aby nedošlo ke vtokovým vírům. Správně navržená savka, která je nedílnou součástí soustrojí, zvyšuje účinnost soustrojí. U násoskového uspořádání MVE Chocerady je savka navržena dle podmínek, které se musí při návrhu dodržet. Savka je tvořena dvěma 45° koleny, u kterých je velmi malá pravděpodobnost odtržení proudění. Mezi těmito koleny je potrubí DN 850. Na výstupní části savky je dodržena podmínka, kdy rychlost kapaliny ze savky musí být nižší než 1 m/s.

V práci je také řešeno odstavení soustrojí. Pro tento účel se použije zavzdušňovací ventil. Byl navržen průřez odstavujícího zařízení, který je nutný k bezpečné odstávce. Průřez nutný k odstavení vírové turbíny byl vypočten na $D_v = 150\text{mm}$. Variantou je zavzdušňovací ventil, který je ovšem velmi problematický na správné nastavení při montáži na díle. Další variantou je uzavírací klapka. Je nutné zajistit, aby v zimních měsících nedošlo k zamrznutí odstavného zařízení. Bylo by vhodné k odstavnému zařízení přivést odporový drát, který by zajistil funkčnost odstavného zařízení i v zimních měsících. Je na investorovi díla, jaké odstavné zařízení zvolí.

Generátor, který slouží k transformaci mechanické energie na elektrickou energii, byl poptán investorem, proto v práci není návrh uveden. Návrh byl nutný pro další konstrukční činnost, která spočívala v návrhu ozubeného řemenu. Mezi dalšími požadavky investora byl návrh ozubeného řemene. Ozubený řemen byl navržen, aby splňoval podmínku investora, která spočívala v umístění generátoru do dostatečné výšky tak, aby při případných povodních zůstal generátor na suchu.

V diplomové práci je také uveden pevnostní výpočet hřídele. Nejmenší průměr hřídele byl spočten a navrhnut na 55mm. Tento rozměr je pod ozubenou řemenicí. V práci je také navržen pero, které slouží pro spojení hřídele s oběžným kolem turbíny. Pro axiální zajištění je doporučena KM matice a MB podložka. Pro spojení hnací ozubené řemenice s hřídelí je navrženo svěrné hřídelové spojení. Je na investoru, zda zvolí samostředící nebo nesamostředící spojení. Pevnostní návrh obsahuje také návrh ložisek, přičemž ložisko před turbínou je kluzné a druhé, umístěné v uzlu ucpávky, je dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko. Dvouřadé soudečkové naklápěcí ložisko bylo voleno dle katalogu od firmy ZKL.

Po kontrole na dynamický stav hřídele by nemělo docházet k rezonanci při provozu turbíny, ani při dosažení průběžných otáček. V diplomové práci je uvedena F - A charakteristika, ve které je zobrazeno pásmo provozu turbíny. F - A charakteristiku ovlivňuje tuhost ložisek. Závislost tuhosti na vlastní frekvenci hřídele je také součástí diplomové práce.

Při konstrukčním návrhu je doporučeno volit potrubí DN 850, které má tloušťku stěny 3mm. Je nutné konstrukci vyztužit žebry, která zabraňují deformaci potrubí. Vzhledem k mohutnosti potrubí je třeba dbát na vhodnost podpor. Po konzultaci s investorem se prostor tubusu, ve kterém bude uložena turbína, zalije do betonu. Zároveň i výstupní potrubí savky bude zalito do betonu. Prostor mezi 45° koleny se podepře pod dva I profily a spojí objímkami tak, aby soustava byla dostatečně tuhá.

Použitím vírové turbíny se lépe využije potenciál vodního toku Sázava na MVE Chocerady. Tato diplomová práce může sloužit jako podklad pro projektovou dokumentaci, nikoliv však jako projektová dokumentace.

SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. Praha: SNTL, 1962. 683s
- [2] DUŠIČKA, P.; GABRIEL, P.; HODÁK, T.; ČIHÁK, F.; ŠULEK, P. *Malé vodní elektrárny*. Bratislava: Jaga group, v. o. s., 2003. 185s
- [3] ŠULC, Jan. *Poznátky z modelového výzkumu vtokových vírů u vtoků vodních elektráren*. Brno. 1990. VUT v Brně, FAST, Vědecko výzkumný ústav vodního stavitelství a hospodářství
- [4] Nazeleno.cz [online]. [cit. 24 – 1 - 2014]. *Vodní elektrárna- Kolik elektřiny vyrobí? Vyplatí se?*. Dostupné z WWW: <<http://www.nazeleno.cz/energie/vodni-energie/mala-vodni-elektrarna-kolik-elektřiny-vyrobi-vyplati-se.aspx>>.
- [5] VOSÁHLO, D. [online]. [cit. 24 – 1 - 2014]. *Návrh vírových turbín pro MVE Vrchlabí*, Diplomová práce, Brno, 2013. Dostupné z WWW: <https://dspace.vutbr.cz/xmlui/bitstream/handle/11012/22877/DP_David_Vos%C3%A1hlo_VUT-EU-ODDI-13303-12-13_2013.pdf?sequence=1>.
- [6] Obnovitelné zdroje v ČR [online]. [cit. 24 – 1 - 2014]. *Obnovitelné zdroje energie a možnost její uplatnění v ČR*. Dostupné z WWW: <http://www2.zf.jcu.cz/~moudry/databaze/pdf/Obnovitelne_zdroje_v_CR.pdf>.
- [7] Odborný text [online]. [cit. 24 – 1 - 2014]. *Vírová turbína*. Dostupné z WWW: <<http://www.eu.fme.vutbr.cz/odbor-fluidního-inženýrství/virova-turbina>>.
- [8] Odborný článek [online]. [cit. 25 – 1 - 2014]. *Vírová turbína příslibem pro menší toky*. Dostupné z WWW: <<http://www.inovace.cz/novinky/435-virova-turbina-vedcu-z-brna-je-prislibem-pro-vyuziti-mensich-vodnich-toku>>.
- [9] HALUZA, M. Přednášky z předmětu *Projektování a provoz tekutinových mechanismů*. akademický rok 2013/2014.
- [10] HALUZA, Miloslav. *Vývoj vírové turbíny*. Brno, 2003. Habilitační práce. VUT v Brně, FSI, Odbor fluidního inženýrství Viktora Kaplana
- [11] Internetový server [online]. [cit. 25 – 1 - 2014]. *mapy.cz Chocerady*. Dostupné z WWW: <<http://mapy.cz>>.
- [12] Alternativní zdroje [online]. [cit. 18–1-2014]. *Alternativní zdroje*. Dostupné z WWW: <<http://www.alternativni-zdroje.cz/vodni-geotermalni-energie.htm>>.
- [13] Učební texty [online]. [cit. 19–1-2014]. *Malé zdroje elektrické energie – Vodní energie*. Dostupné z WWW: <<http://www.ueen.feec.vutbr.cz/~mastny/vyuka/mmze/skripta/voda.pdf>>.

- [14] Hes, S. [online]. [cit. 25–3-2014]. *Hydroenergetické využití velmi malých spádů v závislosti na ekonomické efektivitě*, ČVUT v Praze, Fakulta elektrotechnická, Dostupné z WWW: <<http://www.cez.cz/edee/content/file/vzdelavani/soutez/hes.pdf>>.
- [15] Firemní stránky [online]. [cit. 2–4-2014]. *Haberkorn*. Dostupné z WWW: <<http://WWW.HABERKORN.CZ/OZUBENE-REMENY/>>.
- [16] Firemní stránky [online]. [cit. 2–4-2014]. *Design Flex*. Dostupné z WWW: <http://ww2.gates.com/europe/brochure.cfm?brochure=12793&location_id=19622>.
- [17] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*, Čtvrté doplněné vydání. Praha: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7, 914s
- [18] Firemní stránky [online]. [cit. 2–5-2014]. *Tollok*. Dostupné z WWW: <<HTTP://WWW.TOLLOK.CZ/SVERNA.HTM>>.
- [19] Firemní stránky [online]. [cit. 8–5-2014]. *ZKL*. Dostupné z WWW: <<HTTP://WWW.ZKL.CZ/>>.
- [20] Bureš, Jiří, [online]. [cit. 26–3-2014]. *conVERTER- převody jednotek*. Dostupné z WWW: <<http://www.converter.cz/tabulky/vzduch.htm>>.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

a	vzdálenost na hřídeli	[m]
a_1	součinitel pravděpodobnosti selhání	[1]
a_{23}	součinitel material a provozních podmínek	[1]
b	vzdálenost na hřídeli	[m]
b_1	šířka ozubení řemene	[m]
b_2	šířka drážky pro pero	[m]
c	vzdálenost na hřídeli	[m]
c_{u1}	složka absolutní rychlosti do unášivého směru na vstupu do OK	$[m \cdot s^{-1}]$
c_{u2}	složka absolutní rychlosti do unášivého směru na výstupu z OK	$[m \cdot s^{-1}]$
C	koeficient navýšení M_k	[1]
C_1	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_{1min}	minimální požadovaná dynamická únosnost ložiska	[N]
d	vzdálenost na hřídeli	[m]
d_ξ	průměr čepu hřídele	[m]
d_1	průměr hřídele	[m]
D'	průměr oběžného kola hydraulicky podobné turbíny	[m]
D_1	průměr hnací řemenice	[m]
D_M	průměr oběžného kola modelové turbíny	[m]
D_t	průměr oběžného kola turbíny	[m]
e_i	dolní chylka hřídele	$[\mu m]$
e_s	horní chylka hřídele	$[\mu m]$
E	Youngův modul pružnosti v tahu	[Pa]
E_I	dolní chylka díry	$[\mu m]$
E_S	horní úchylka díry	$[\mu m]$
f	součinitel tření	[1]
f_d	součinitel dynamického vlivu připojených strojů	[1]
f_k	součinitel vlivu nepřesnosti převodu	[1]
F_{ht}	síla od tahu turbíny	[N]
F_H	síla od hmotnosti hřídele	[N]
F_{HX}	síla od hmotnosti hřídele promítnutá do osy x	[N]
F_{HZ}	síla od hmotnosti hřídele promítnutá do osy z	[N]
F_N	napínací síla řemenice	[N]
F_{OK}	síla od hmotnosti oběžného kola	[N]
F_{OKX}	síla od hmotnosti oběžného kola promítnutá do osy x	[N]
F_{OKZ}	síla od hmotnosti oběžného kola promítnutá do osy z	[N]
$F_{\dot{R}}$	síla od hmotnosti řemenice	[N]
$F_{\dot{R}X}$	síla od hmotnosti řemenice promítnutá do osy x	[N]
$F_{\dot{R}Z}$	síla od hmotnosti řemenice promítnutá do osy z	[N]
Fr	Froudovo číslo	[1]
g	tíhové zrychlení	$[m \cdot s^{-2}]$
h_j	kavitační jistota	[m]
H	spád na turbínu	[m]
H'	spád na hydraulicky podobnou turbínu	[m]
H_0	výška v bodě 0, na hladině	[m]
H_1	výška v bodě 1, nejvyšší bod savky	[m]
H_b	barometrický tlak snížený o hodnotu tlaku nasycených par	[m v. s.]
H_k	kritická výška hladiny od těžiště turbínového prostoru	[m]
H_M	spád pro modelový případ turbíny	[m]

H_{\max}	maximální spád na turbínu	[m]
H_s	statická sací výška	[m]
l	délka pera	[m]
l_ξ	délka čepu hřídele	[m]
l_v	výpočtová délka pera	[m]
L_1	délka savky před zlomem	[m]
L	výstupní délka savky	[m]
$m_{H\dot{R}}$	hmotnost hřídele	[kg]
m_M	hmotnost modelu turbíny	[kg]
m_{OK}	hmotnost oběžného kola	[kg]
$m_{\dot{R}}$	hmotnost řemenice	[kg]
M_k	krouticí moment	[N·m]
$M_{k\max}$	maximální krouticí moment	[N·m]
M_t	třecí moment	[N·m]
n	otáčky turbíny	[min ⁻¹]
n'	otáčky hydraulicky podobné turbíny	[min ⁻¹]
n_s	specifické otáčky turbíny	[min ⁻¹]
N	napínací síla	[N]
p	měrný tlak, zatížení řemenice	[Pa]
p_d	dovolený dotykový tlak	[Pa]
p_m	měrný tlak ložiska	[Pa]
p_0	tlak v bodě 0, na hladině	[Pa]
p_1	tlak v bodě 1, nejvyšší bod savky	[Pa]
p_1^*	rozdíl tlaku v bodě 1, výpočet relativního tlaku	[Pa]
p_2	vypočtený dotykový tlak	[Pa]
P	výkon turbíny	[W]
P_1	ekvivalentní dynamické zatížení v ložisku	[N]
P_t	ztrátový výkon	[W]
Q'	průtok hydraulicky podobné turbíny	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_{11}	jednotkový průtok turbínou	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_t	průtok turbínou	[m ³ ·s ⁻¹]
Q_v	průtok vzduchu ventilem	[m ³ ·s ⁻¹]
R_0	vazební síla v bodě 0	[N]
R_{0Y}	vazební reakce v bodě 0 v ose y	[N]
R_{0Z}	vazební reakce v bodě 0 v ose z	[N]
R_1	vazební síla v bodě 1	[N]
R_{1X}	vazební reakce v bodě 1 v ose x	[N]
R_{1Y}	vazební reakce v bodě 1 v ose y	[N]
R_{1Z}	vazební reakce v bodě 1 v ose z	[N]
R_{12}	poloměr hnací řemenice	[m]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
R_e	mez kluzu	[MPa]
S	průřez pera	[m ²]
S_1	kruhový průřez savky	[m ²]
S_2	plocha do savky před a za 15° zlomem	[m ²]
S_3	výstupní plocha ze savky	[m ²]
S_v	průtočná plocha ventilu	[m ²]
X	součinitel radiálního zatížení v ložisku	[1]
Y	součinitel axiálního zatížení v ložisku	[1]
t	hloubka drážky pro pero v hřídeli	[m]

t_1	hloubka drážky pro pero v náboji	[m]
T	třecí síla	[N]
u_1	unášivá rychlost na vstupu do OK	$[m \cdot s^{-1}]$
u_2	unášivá rychlost na výstupu z OK	$[m \cdot s^{-1}]$
u'	unášivá rychlost hydraulicky podobné turbíny	$[m \cdot s^{-1}]$
v_0	vtoková rychlost do turbíny	$[m \cdot s^{-1}]$
v_1	vstupní rychlost do turbíny	$[m \cdot s^{-1}]$
v_3	výstupní rychlost ze savky	$[m \cdot s^{-1}]$
v_{vzduch}	rychlost vzduchu	$[m \cdot s^{-1}]$
$Y_{0,1}$	ztráty mezi body 0, 1	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_M	měrná energie modelové turbíny	$[J \cdot kg^{-1}]$
Y_T	energie odebrána turbínou	$[J \cdot kg^{-1}]$
z	počet lopat turbíny	[1]
z_R	nadmořská výška	[m. n. m.]
α	úhel uložení hřídele	$[\circ]$
α_1	úhel opásání převodu	$[\circ]$
δ	tloušťka mazací vrstvy	[m]
$\Delta\eta$	rozdíl účinnosti mezi skutečnou naměřenou na modelu	[1]
η	dynamická viskozita	[Pa·s]
η_h	hydraulická účinnost	[1]
η_M	modelová účinnost turbíny	[1]
η_{st}	účinnost skutečné turbíny	[1]
λ	ztrátový součinitel délky	[1]
μ_v	průtokový součinitel	[1]
ξ_k	ztrátový součinitel kolene	[1]
ξ_v	ztrátový součinitel vtoku	[1]
ξ_{vZ}	ztrátový součinitel, poměr ploch (ventil/savka)	[1]
π	Ludolfovo číslo	[1]
ρ	hustota vody	$[kg \cdot m^{-3}]$
ρ_{vzduch}	hustota vzduchu	$[kg \cdot m^{-3}]$
σ	Thomův kavitační součinitel	[1]
σ_{OC}	mez únavy v ohybu	[MPa]
φ_c	celkový úhel opásání	$[\circ]$
τ_{bDov}	dovolené napětí v krutu, brzda	[MPa]
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_{Dov}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
ω	úhlová rychlost	$[rad \cdot s^{-1}]$

SEZNAM OBRÁZKŮ, GRAFŮ A TABULEK

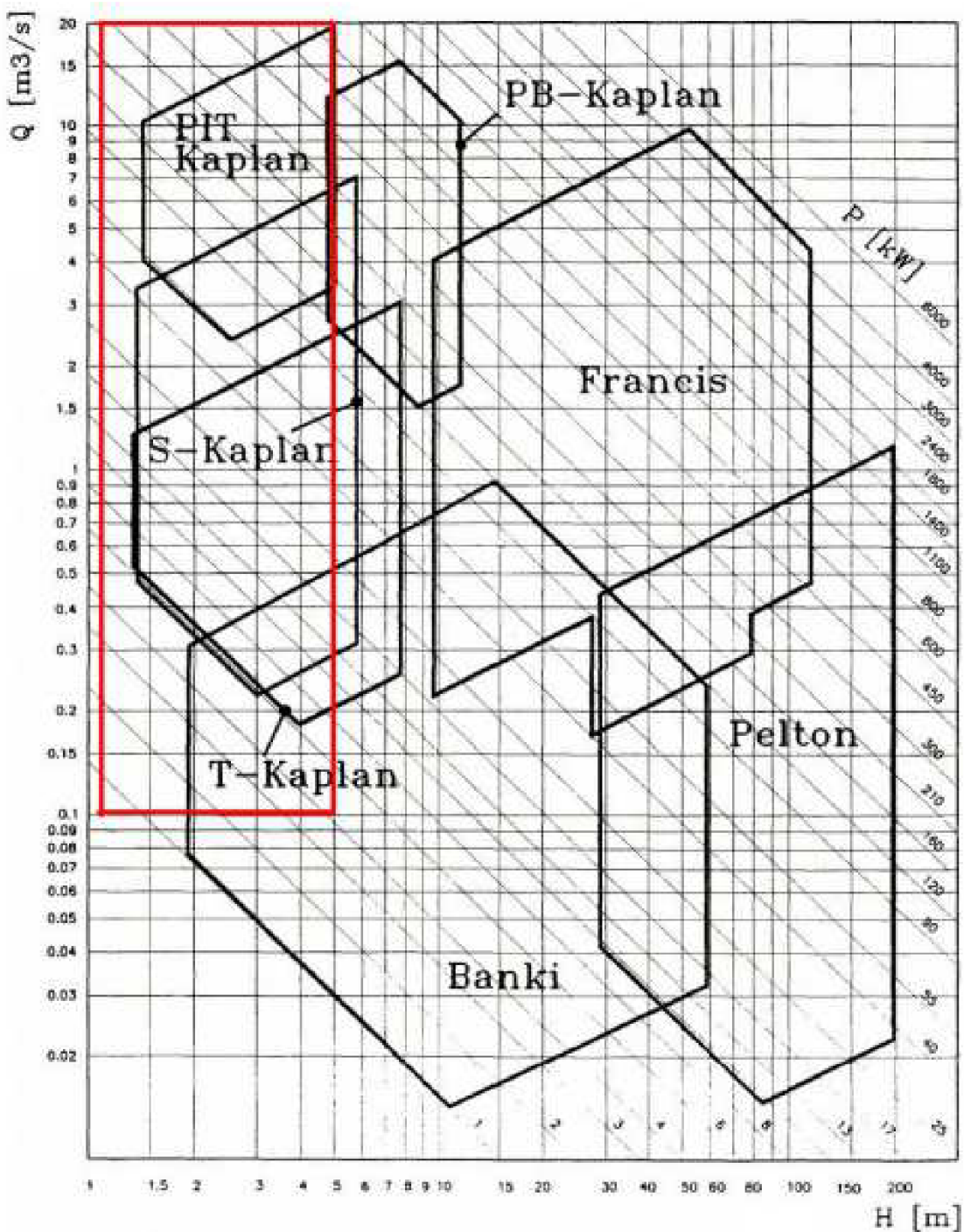
Obr. 1 Tří lopatové provedení vírové turbíny s 25 % nábojem 3 – VT – 200	16
Obr. 2 Rychlostní trojúhelníky charakterizující proudění ve vírové turbíně [10].....	17
Obr. 3 Vertikální uspořádání vírové turbíny [5]	18
Obr. 4 Přímoproudé uspořádání vírové turbíny [5].....	19
Obr. 5 Násoskové uspořádání [5].....	20
Tab. 1 Vstupní hodnoty $Q_{m,c}$ v závislosti na dnech M	21
Graf 1 Křivka trvání průtoku MVE Chocerady	21
Obr. 6 Umístění MVE Chocerady [11].....	22
Graf 2 Závislost spádu na průtoku	23
Graf 3 Závislost trvání spádu na čase pro MVE Chocerady	24
Tab. 2 Tabulka vypočtených výkonů pro oběžné kolo průměru 850mm.....	25
Tab. 3 Tabulka odpovídající velikosti výkonu v závislosti na čase	27
Graf 4 Křivka závislosti výkonu turbíny na dnech pro MVE Chocerady	27
Tab. 4 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 800	28
Tab. 5 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 600	28
Tab. 6 Vyrobená el. energie turbínou 2 x 3 – VT – 600	28
Tab. 7 Vyrobená el. energie turbínou 1 x 3 – VT – 850	28
Obr. 7 Situace na vtoku MVE Chocerady.....	29
Obr. 8 Zobrazení vnitřních rozměrů savky	31
Obr. 9 Vstupní a výstupní rozměr savky (vnitřní)	32
Obr. 10 Závislost mezi úplných vtokových vírů dle různých autorů.....	34
Obr. 11 Nárys strojovny MVE Chocerady.....	36
Obr. 12 Schéma problematiky zavzdušňovacího ventilu.....	37
Obr. 13 Vstupní data při návrhu řemene	39
Obr. 14 Vstupní data dle konstrukce.....	40
Obr. 15 Navržené ozubené řemeny dle zadaných parametrů.....	40
Obr. 16 Schématické rozměry zvoleného typu svěrného hřídelového spojení [18]	45
Obr. 17 Schéma zatížení hřídele	46
Obr. 18 Schéma zatížení v rovině x - z	47
Obr. 19 Schéma zatížení v rovině x – y	48
Obr. 20 Schéma modelu hřídele v softwaru.....	51
Tab. 8 Rozměrů hřídele namodelovaného v softwaru.....	51
Graf 5 Frekvenčně - amplitudová charakteristika.....	52
Graf 6 Závislost tuhosti ložisek na vlastní frekvenci hřídele	53

SEZNAM PŘÍLOH

P1 Oblast použití vodních turbín	63
P2 Charakteristiky naměřené na modelu	64
P3 Schématické náčrty MVE Chocerady.....	65
P4 Fotografie MVE Chocerady	68
P5 Graf průhybu při otáčkové frekvenci.....	69

PŘÍLOHY

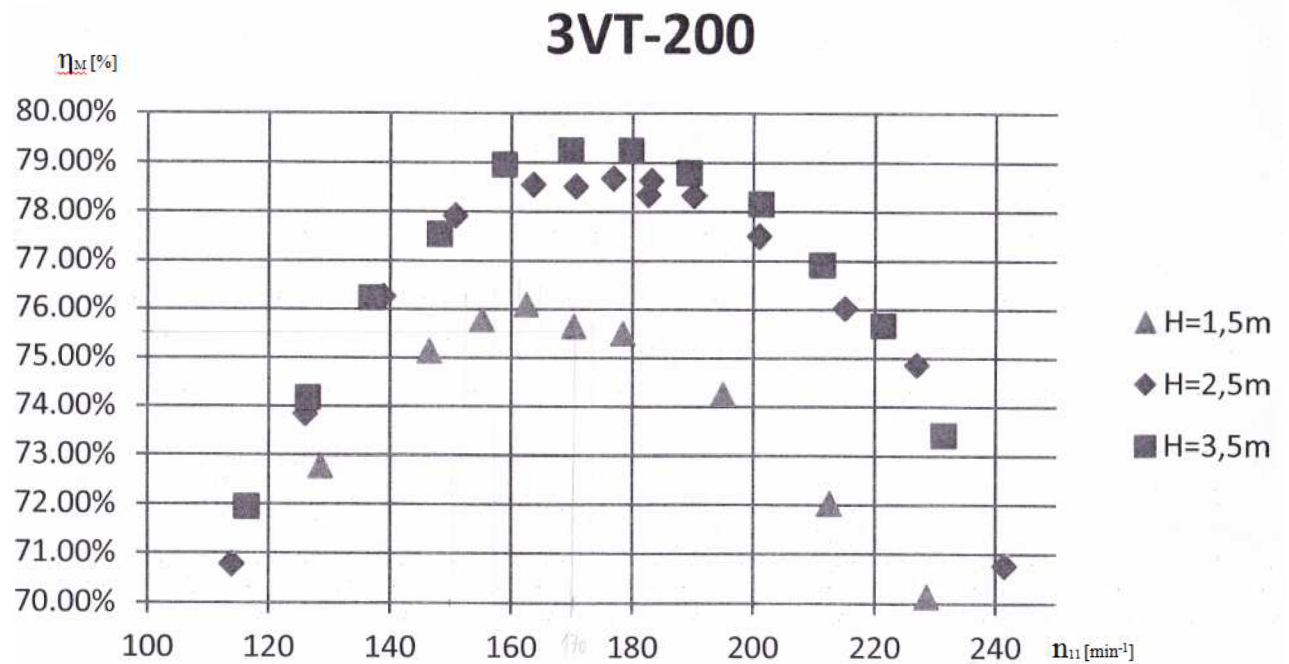
P1 Oblast použití vodních turbín



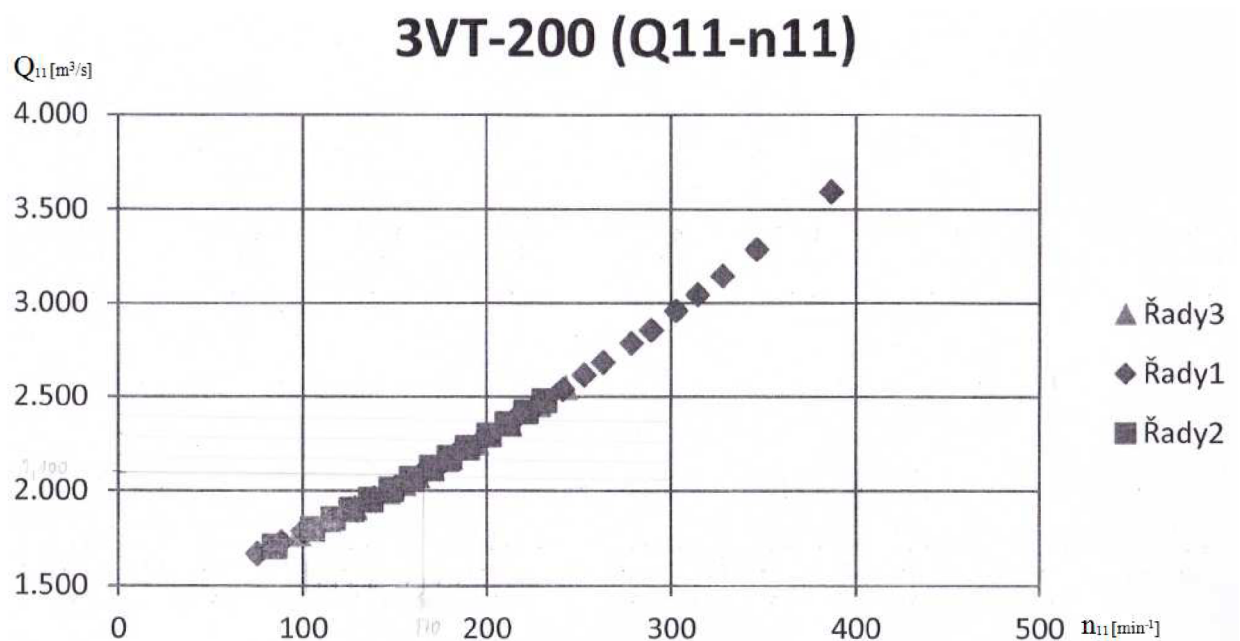
P1.1 Charakteristika Q-H [14]

Oblast použití vírových turbín je zobrazena červeně.

P2 Charakteristiky naměřené na modelu

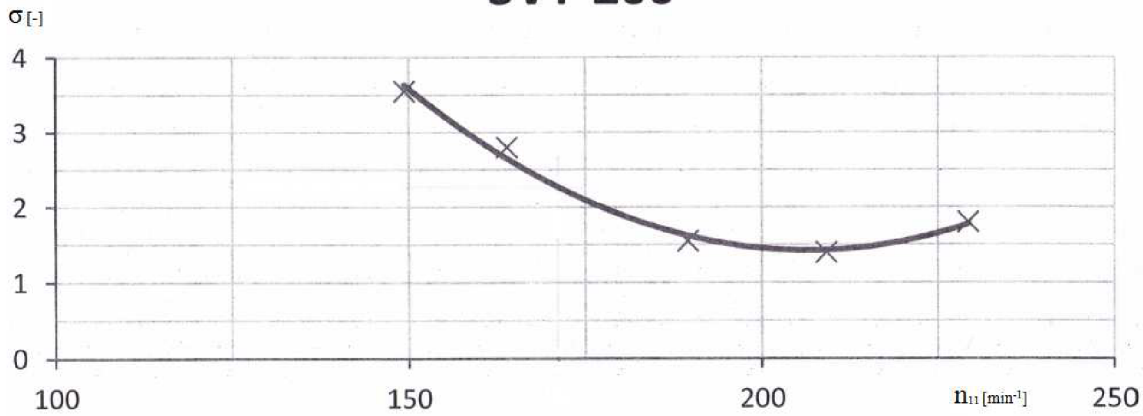


P2.1 Charakteristika $\eta_M - n_{11}$



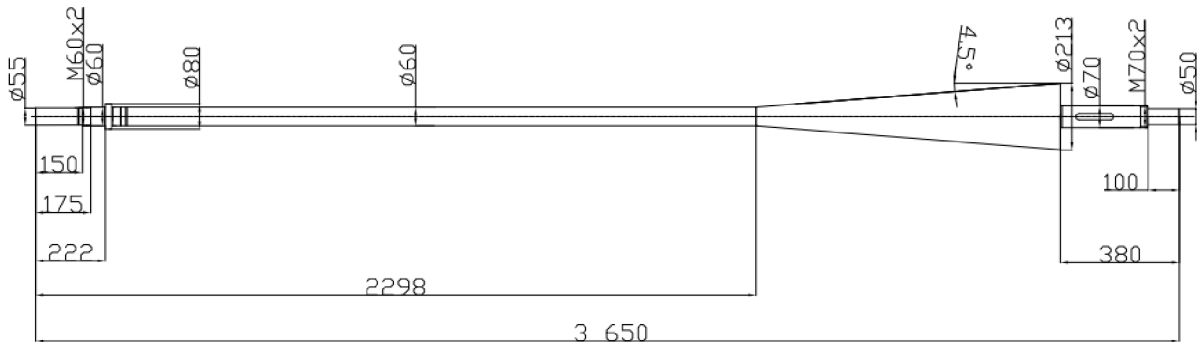
P2.2 Charakteristika $Q_{11} - n_{11}$

Závislost Thomova kavitačního součinitele na jednotkových otáčkách 3VT-200

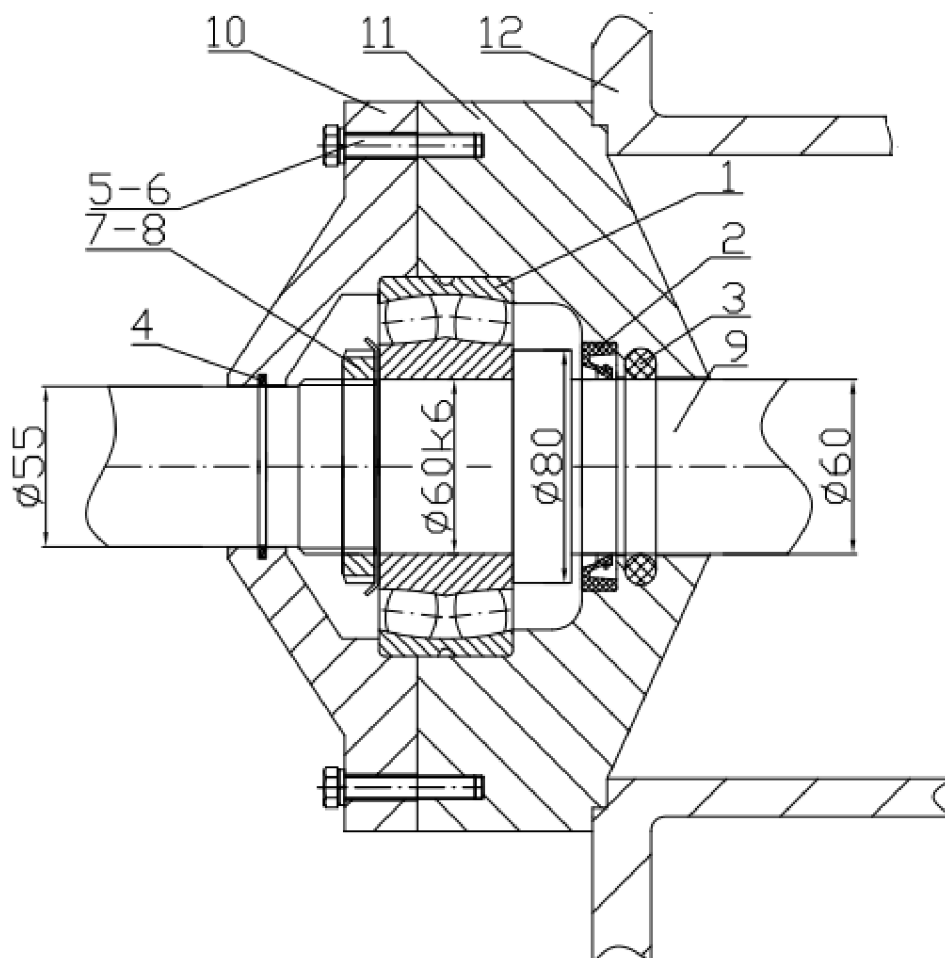


P2.3 Charakteristika $\sigma - n_{11}$

P3 Schématické náčrty MVE Chocerady



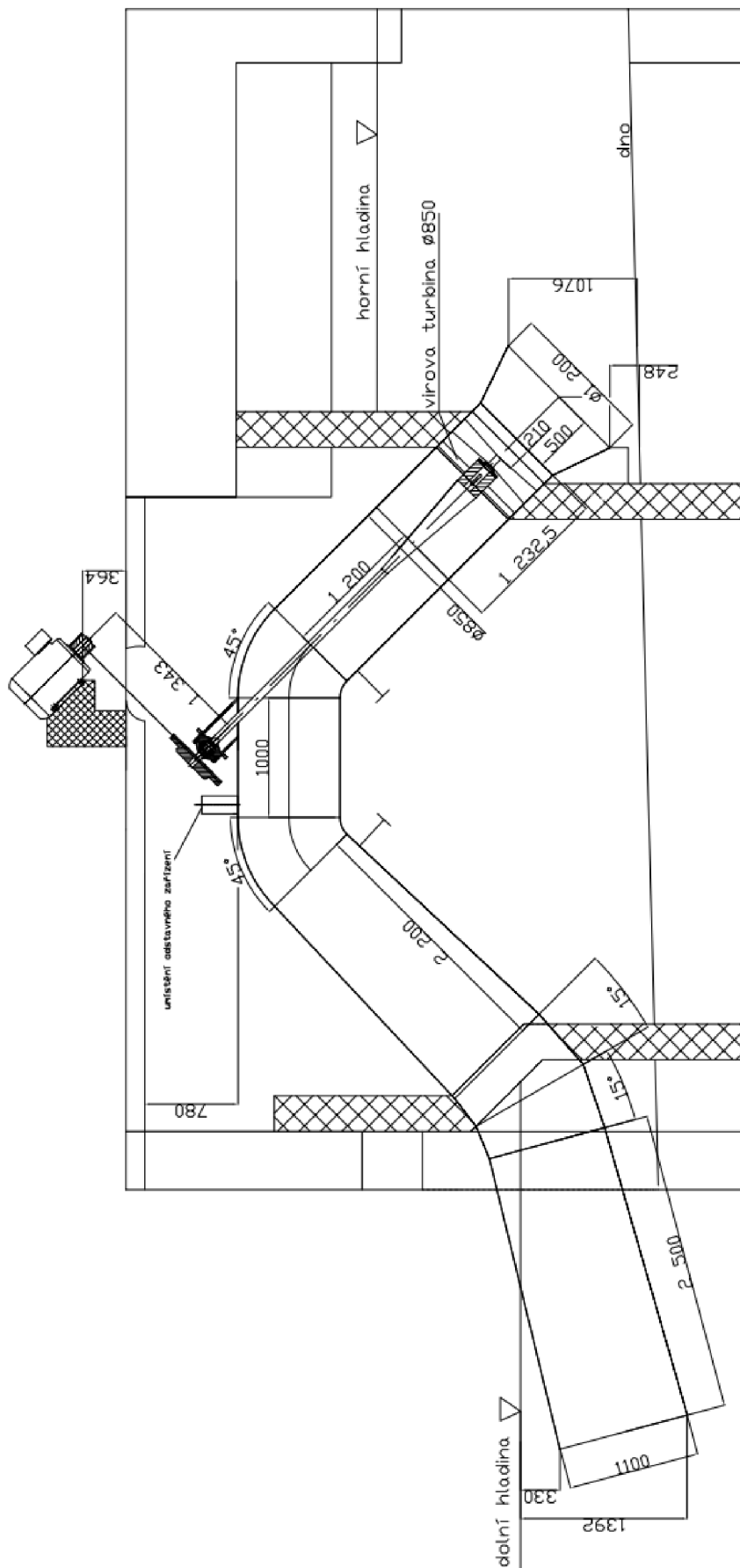
P3.1 Schéma hřídele



P3.2 Schématické řešení ucpávky

1	LOŽISKO
2	GUFERO
3	O – KROUŽEK
4	PLSTĚNÝ KROUŽEK
5	ŠROUB
6	PODLOŽKA
7	KM MATICE
8	MB PODLOŽKA
9	HŘÍDEL
10	VÍKO
11	VÍKO
12	PŘÍRUBA SAVKY

P3.3 Tabulka komponent uzlu ucpávky



P3.4 Schématický návrh MVE Chocerady

P4 Fotografie MVE Chocerady



P4.1 MVE Chocerady – Vávrův mlýn

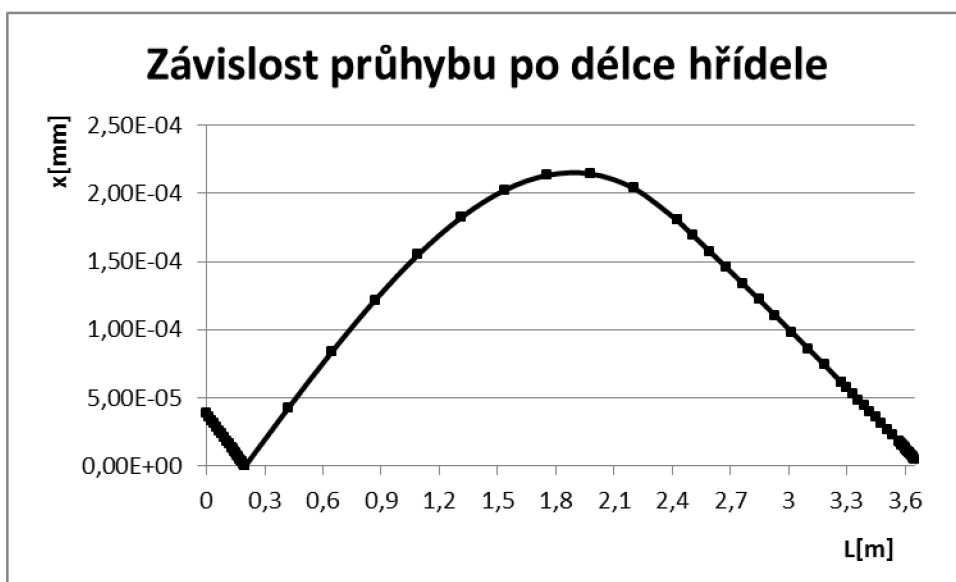


P4.2 Prostor umístění vírové turbíny



P4.3 Výtok z prostoru umístění vírové turbíny

P5 Graf průhybu při otáčkové frekvenci



P5.1 Závislost průhybu x na délce hřídele L při otáčkové frekvenci