



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

**HYDRAULICKÉ VLASTNOSTI
NÁSOSKOVÉ A PŘÍMOPROUDÉ VÍROVÉ
TURBÍNY**

DISERTAČNÍ PRÁCE

AUTOR PRÁCE: Ing. Martin Hudec

ŠKOLITEL: Doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

Brno, 2021

ABSTRAKT

Nestacionární pochody spojené s provozem vodních strojů jsou úzce navázány na jejich spolehlivý a bezpečný provoz. Možnost predikce a modelování takových stavů prostřednictvím 1D matematického modelu s podporou fyzikálního modelu v laboratoři je ve většině případů jednodušší cesta než následné hledání možných příčin a řešení následků na díle samotném. Práce je zaměřena na popis dvojice přechodových stavů, které úzce souvisí s násoskovými turbínami a jejich provozem. Jedná se o počáteční zavodnění a odstavení násoskových turbín z provozu. Stanovení kritických hodnot průtoku pro vyvolání násoskového efektu a naopak výpočet minimální velikosti průtokového součinitele pro bezpečné zastavení. Experimenty byly provedeny na laboratorním modelu a srovnány s provozními daty z malé vodní elektrárny Želina.

KLÍČOVÁ SLOVA

Vírová turbína, přechodové stavy, násoska, zavzdušnit, zavodnit

ABSTRACT

Non-stationary processes are associated with the operation of water machines. They are important for their reliable and safe operation. Prediction and modeling of such states using a 1D mathematical model verified on a model in the laboratory is an advantage. The work is focused on the description of a pair of transient states that are related to siphon turbines and their operation. Determination of critical flow values for inducing a suction effect and, conversely, calculation of the minimum size of the flow coefficient for safe stopping. The experiments were performed on a laboratory model and compared with operational data from a small hydroelectric power plant Želina.

KEYWORDS

Swirl turbine, transient characteristic, siphon turbine, siphon, fill by air, inundate

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE:

HUDEC, Martin. *Hydraulické vlastnosti násoskové a přímo proudé virové turbíny*. Brno, 2021. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/129989>. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Vladimír Habán.

PROHLÁŠENÍ:

Prohlašuji, že jsem dizertační práci na téma Hydraulické vlastnosti násoskové a přímoproudé Vírové turbíny vypracoval samostatně pod vedením školitele dizertační práce a s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu, který tvoří přílohu této práce.

V Brně dne 31. srpna 2021

.....
Ing. Martin Hudec

PODĚKOVÁNÍ

V úvodu bych rád poděkoval svým rodičům, kteří se této chvíli nedožili. Milá maminko a tatínku, děkuji vám za lásku, trpělivost, podporu a za možnost spokojeně vyrůstat. Děkuji za cestu, kterou jste mě naučili kráčet, možnost snít a plnit si své sny.

Na prvním místě v mém životě stojí někdo jiný, komu bych chtěl symbolicky věnovat svoji práci a současně poděkovat. Děkuji své milované ženě Terezce, která mi dodala chybějící motivaci dokončit jednu z mých neuzavřených životních etap a pomohla mi následovat směr, tak jak je typické pro „Femme fatale“. Po celou dobu mě trpělivě podporovala a vytvářela příjemné teplo domova.

Svému školiteli a kolegovi doc. Ing. Vladimírovi Habánovi, Ph.D. vděčím za celou řadu inspirativních připomínek, zkušeností, cenných rad, které mi věnoval během konzultací, u kterých bylo vypito trochu dobré brazilské kávy. Doufám, že i nadále mi bude oporou a zkušeným rádcem.

Své zásluhy mají i kolegové z hydraulické laboratoře, pan Bronislav Kusý, Jan Bauer a Karel Večeřa, kteří ochotně připravovali experimentální zařízení ve chvílích, kdy bylo potřeba se vrátit k již změřené variantě a vše činili ochotně, nezištně a v dobré víře, že je to již naposledy.

V neposlední řadě bych rád poděkoval celému kolektivu Odboru fluidního inženýrství za přátelskou atmosféru a tvůrčího ducha.

OBSAH

ÚVOD.....	9
1 Trendy ve využívání vodní energie v 21. století	10
1.1 Současný stav poznání turbín pro velmi nízké spády	10
2 Hydraulická podobnost, charakteristika turbíny.....	15
2.1 Geometrická podobnost	15
2.2 Kinematická podobnost	15
2.3 Dynamická podobnost	16
2.4 Jednotkové parametry	19
3 Vírová turbína.....	21
3.1 Historie a vývoj.....	21
3.2 Konstrukční varianty Vírové turbíny	22
3.2.1 Přímoproudá Vírová turbína.....	22
3.2.2 Násosková Vírová turbína.....	23
3.2.3 Vírová turbína s kaskádovou mříží	23
3.2.4 Vírová turbína s prstencovým motorem.....	24
3.3 Savka Vírové turbíny	24
3.4 Hydraulická násoska	26
3.4.1 Funkce násosky	26
3.4.2 Odvzdušnění násosky	27
3.4.3 Zavzdušnění násosky.....	28
3.4.4 Tlak v místě zavzdušnění	29
3.5 MVE Želina	30
3.5.1 Návrhové parametry MVE Želina.....	30
3.5.2 Návrh savky [25].....	32
3.5.3 Numerický model MVE Želina [25]	35
4 Cíle a motivace dizertační práce.....	38
5 Experiment	39
5.1 Měřicí trať	39
5.2 Měřené veličiny a použitá měřicí technika	40
5.3 Stanovení výkonové charakteristiky	41
5.3.1 Výpočetní vztahy.....	41
5.3.2 Stanovení nejistot měření	43
5.3.3 Výsledky měření	44
5.4 Uvedení turbíny do provozu – zavodnění.....	48
5.4.1 Přehled měřených kombinací	48
5.5 Odtavení turbíny z provozu - zavzdušnění	52
5.5.1 Postup měření - zavzdušnění.....	53

6	Matematický model výpadku turbíny s přísáváním vzduchu	56
7	Závěrečné shrnutí	65
	PŘÍLOHY	66
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	70
	SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK	73

ÚVOD

Využívání energie vodních toků patří historicky k základním zdrojům získávání energie. Hydroenergetický potenciál patří mezi cenné přírodní bohatství každé země. V České republice se v současné době využívá hydroenergetický potenciál pouze z 34%. Snahou většiny zemí je pokrývat spotřebu elektrické energie z vlastních zdrojů. V poslední době se otázka získávání energie dostává více do popředí zájmu nejen odborníků, ale i širší veřejnosti. Zvláště pak její kvalita, bezpečnost a cena jsou ostře sledovaným tématem.

Vodní elektrárna je velmi složitým inženýrským dílem. Na její přípravě, projekci, výstavbě a následném provozu se podílí odborníci řady profesí. Náročnost celého procesu je dána zejména tím, že základní parametry průtoku a spádu, volba vhodného funkčního schématu a konstrukce jednotlivých objektů výrazně závisí na souboru přírodních, hydrologických, topografických, geologických, politických a dalších podmínek v konkrétní lokalitě.

V současné době se vodními elektrárnami v České republice pokrývá přibližně 2% spotřeby elektrické energie. Je třeba zdůraznit, že u vodních elektráren není cenná jen samotná výroba elektrické energie, ale velmi důležitá je jejich rychlá schopnost reagovat na změny zatížení v elektrizační soustavě.

Největší nevyužitý energetický potenciál mají v současné době vodní zdroje a říční toky se spádem do 3 metrů. Pro tyto velmi nízké spády doposud neexistovalo takové technické řešení, které by poskytovalo vysokou hydraulickou účinnost a dobré ekonomické parametry při zpracování daných spádů. Využívalo se především turbín Kaplanových a Francisových, ale ty svojí konstrukcí a náročností značně snižovali ekonomickou návratnost díla. Jejich provedení je díky rozváděcímu aparátu, tvořeného natáčivými lopatkami umožňující regulaci výkonu při proměnlivém spádu, značně složité. Další nevýhodou jsou relativně nízké pracovní otáčky, které vyžadují použití převodovky.

Ve své práci bych se rád zaměřil na zdokumentování všech provedených prací souvisejících s Vírovou turbínou a současně věnoval svoji pozornost na oblast přechodových jevů, které z pohledu provozu stroje zabírají jen malou část, o to významnější jsou z pohledu spolehlivosti, bezpečnosti a životnosti.

1 Trendy ve využívání vodní energie v 21. století

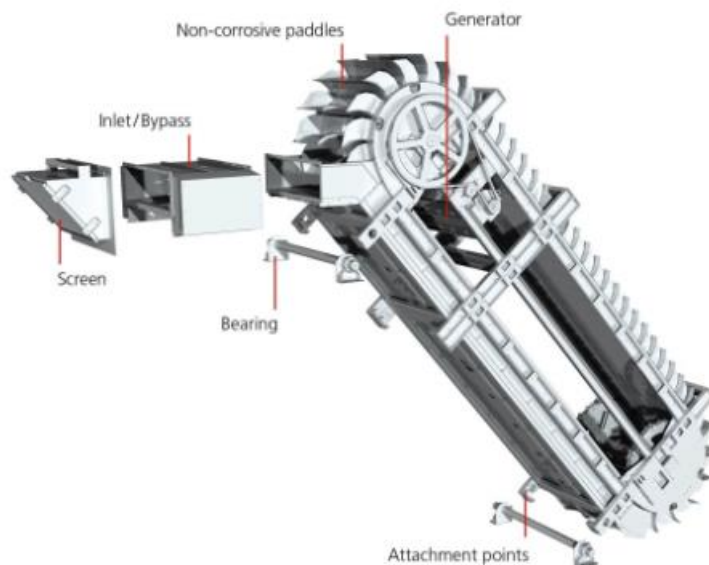
1.1 Současný stav poznání turbín pro velmi nízké spády

Typickým příkladem dosud nevyužitého hydropotenciálu ve světě i v České republice jsou místa s malým vzduutím bez existence derivačního kanálu nebo spodní výpustě. Instalace strojní technologie na většině takových míst je proveditelná, ale hodnota stavebních prací několikanásobně překračuje náklady na strojní část a tudíž se celý projekt stává ekonomicky nenávratný.

Motivací pro vývoj technicky jednoduchých agregátů využívajících nízký spád je dostupnost elektrické energie v odlehlých oblastech světa, kde je prokázáno, že existuje přímá souvislost mezi chudobou a přístupem k energii. Zatímco v městských aglomeracích je procentuální podíl obyvatelstva s přístupem k elektrické energii vysoký, vzhledem k nízkým nákladům na jejich připojení k síti, tak ve venkovských lokalitách je přístup omezen kvůli vysokým nákladům na rozšíření sítí na centra s nízkou hustotou populace. S elektřinou mohou lidé zvýšit svoji produktivitu práce a tím lépe využít svůj čas i příjem.

Existuje celá řada řešení od různých autorů z oblasti soukromníků, akademické společnosti až po průmyslová řešení. Daly by se rozdělit dle způsobu přeměny energie na gravitační neboli potenciální a hydrodynamické.

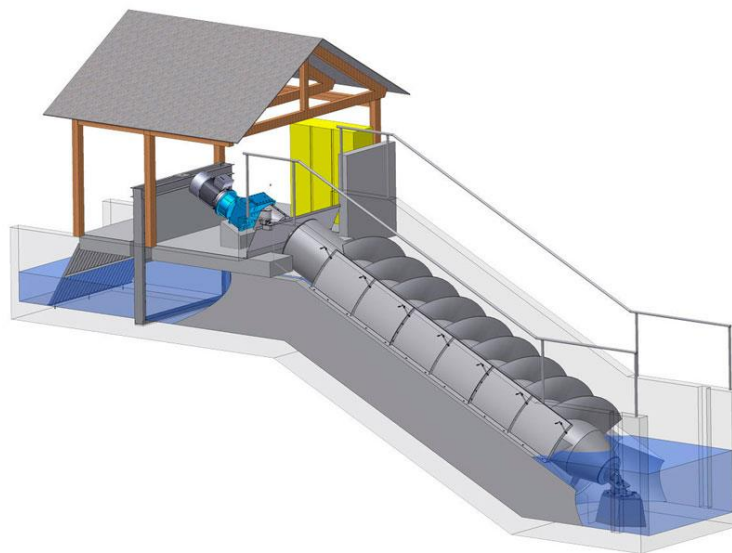
Klasickým řešením z kategorie využití potenciální energie vody jsou vodní kola, jejichž použití se datuje od starověku. Inovativní myšlenku přinesli autoři projektu Steff turbíny, která je založena na principu dopravníkového pásu a sérii korečků resp. kabelek, lineárně umístěných za sebou, tvořící nekonečnou řadu, unášených gumovým pásem, viz. *Obr. 1.1*.



Obr. 1.1 Steffturbine

Autoři provedli měření modelu na Univerzitě obrany v Mnichově, kde doznaly finální tvar korečky turbíny a posléze byla vybrána lokalita stávající elektrárny Pilgersteg ve Švýcarsku, kde byl na odpadním kanále k dispozici spád 1,15 m a elektrárna zde dosahovala špičkového výkonu 2,3 kW. Zkušenosti z reálného provozu naznačují nižší opotřebení oproti očekáváním, malé nároky na údržbu, vysokou provozní spolehlivost a dosažení vysoké účinnosti jako při laboratorních testech. [2]

Druhou skupinu zařízení zpracovávajících potenciální energii vody jsou šnekové turbíny. Vychází z podstaty Archimédova šroubu, viz. *Obr. 1.2.* z roku 250 př. n. l., který plnil funkci čerpadla. Využití v turbínovém smyslu se dočkal až na počátku 20. století a recesi zažil až v devadesátých letech téhož století, kdy nastala poptávka po technických řešeních zdrojů obnovitelné energie.



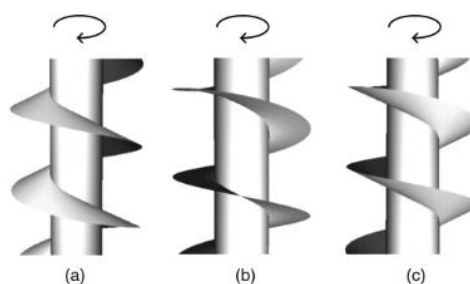
Obr. 1.2 Šneková turbína [14]

Typická oblast použití šnekových turbín je pro spády od 1 m do 10 m a průtoky od $0,1 \text{ m}^3/\text{s}$ do $10 \text{ m}^3/\text{s}$. Omezení plynou hlavně z konstrukčního provedení, větší spády lze realizovat za použití kaskády více stupňů za sebou, z důvodu nadměrných průhybů rotoru a rovněž vyšší průtoky je praktičtější realizovat pomocí paralelně umístěných jednotek. Mezi hlavní výhody šnekových turbín se řadí šetrnost k vodním živočichům, poměrně malá citlivost na množství protékané vody vzhledem k celkové účinnosti a minimální počet konstrukčních prvků, které vedou na celkovou jednoduchost a vyšší provozní spolehlivost. Naopak nevýhody této koncepce jsou nízké otáčky a nutnost převodu, hluk a celkově rozměrný svařenec, těžký a náročný na přepravu. Jednou ze zajímavých instalací šnekových turbín se stala lokalita hradu Windsor, kde celkový instalovaný výkon dosáhl 300 kW pro dvě jednotky o průměru 4 m. [2]

Česká stopa využití šnekových turbín leží nedaleko Českých Budějovic na řece Vltavě, blízko Plané, viz. *Obr. 1.3* [14]. V roce 2015 zde byla vybudována elektrárna na místě původního poškozeného jezu s průtokem v rozmezí $5 \text{ m}^3/\text{s}$ až $25 \text{ m}^3/\text{s}$ a spádem 3,5 m. Celkový instalovaný výkon ve třech jednotkách dosahuje 600 kW.



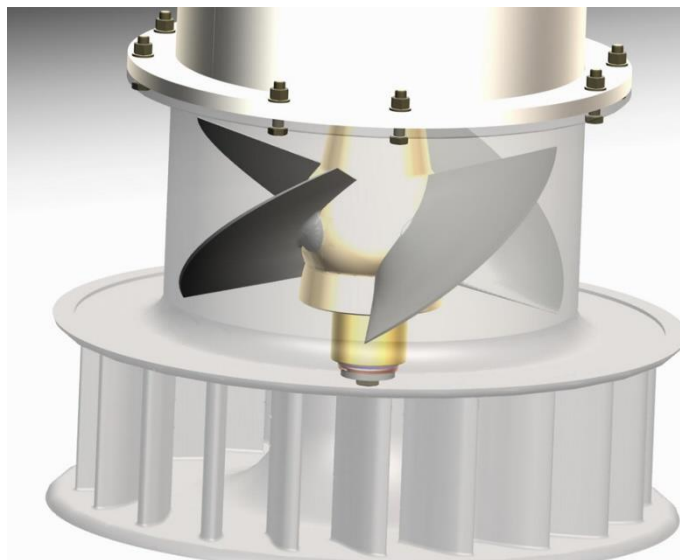
Obr. 1.3 MVE Planá [14]



Obr. 1.4 Tvarování šroubovice [7]

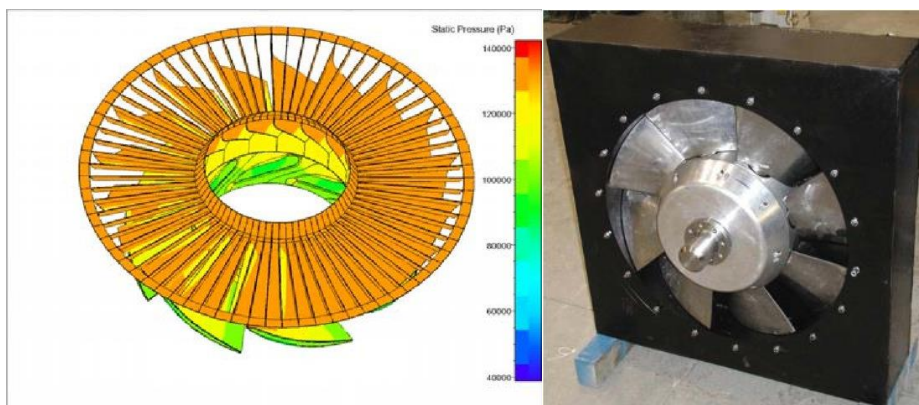
Autoři článku [7] se zabývali srovnáním tvarů profilovaného lopatkování šroubovice a její vliv na výkonnost profilu při shodných parametrech vstupu i výstupu. Z výsledků experimentu je patrné, že zásadní vliv na celkovou účinnost měla drsnost použitých materiálu rotoru a statoru a především vůle, s kterou je uložen rotor, než tvarování šroubovice, viz. *Obr. 1.4*.

Přetlakové turbíny pro využití nízkých a velmi nízkých spadů zastupují v současnosti aplikace klasické Kaplanovy turbíny s rozváděčem v různém uspořádání. Za všechny stojí za zmínku ucelená řada turbín s označením MT3 až MT10, viz. *Obr. 1.5*, pro spády v rozmezí od 1,5 m do 6 m. Stroj se skládá z pevného rozváděcího lopatkového aparátu a čtyř lopatkového oběžného kola s manuálně natáčivými lopatkami za klidu stroje. Projekční uspořádání předpokládá využití násoskového efektu pro celkové zjednodušení nároku na stavbu i provoz. Stroj obsahuje dále převodový stupeň, pro zvýšení otáček na hřídeli generátoru. Nevýhodou této koncepce se může jevit její krátká vstupní část umístěná pod horní hladinou a tendence ke vzniku vtokových vírů a současně absence sací trouby, která by regenerovala část kinetické energie vystupující z oběžného kola.



Obr. 1.5 Model turbíny Metaz MT3 [13]

Na první pohled jinou cestou se vydali autoři článku [9] z kanadského Quebecu, kteří na místo malého počtu lopatek s větším úhlem opásání, šli cestou přesně opačnou. Jejich koncept obsahuje poměrně velmi hustou statorovou i rotorovou mříž, lopatky mají pouze malý úhel opásání a zcela zde chybí sací trouba. Turbína je koncipována jako regulační s dvěma stupni volnosti. První stupeň regulace tvoří 18 natáčivých lopatek, které za všech režimů mají schopnost se samovolně uzavřít při jakémkoliv provozním stavu a působit současně jako uzávěr. Druhý stupeň regulace je skrytý v otáčkové regulaci generátoru. Celý projekt byl v první fázi vývoje modelován prostřednictvím metody konečných objemů a následně probíhaly laboratorní zkoušky na modelu. Návrhový bod byl definován pomocí jednotkových parametrů následovně, $Q_{11} = 0,7 \text{ m}^3/\text{s}$ a $n_{11} = 105 \text{ min}^{-1}$. Průměr oběžného kola modelu 672 mm.



Obr. 1.6 VLH turbína společnosti MJ2 [9]

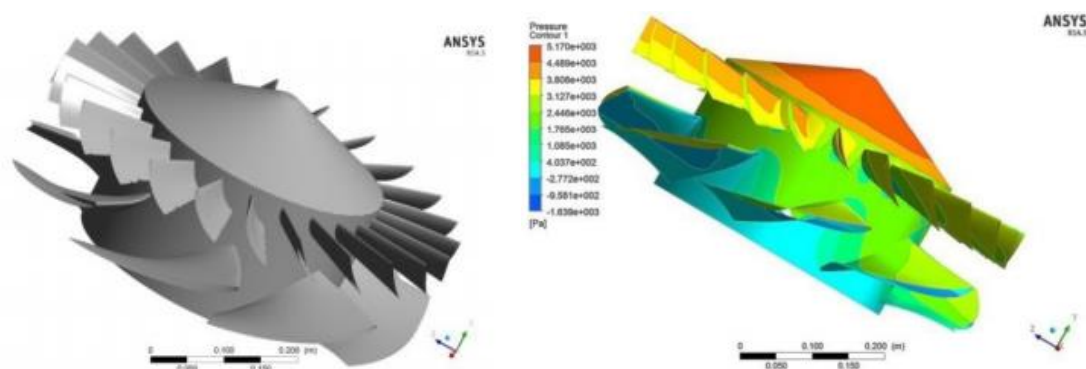
V roce 2007 na jaře byl vyroben první prototyp této turbíny a instalován ve Francii u mestečka Millau na řece Tarn, viz. Obr. 1.7 [10]. Geodetický spád dosahuje 2,5 m, průměr oběžného kola 4500 mm, maximální výkon 450 kW a udávaná účinnost 86%. Šířka kanálu na vstupu do oběžného kola je 6 m. Stroj je osazen synchronním generátorem s permanentními magnety a frekvenčním měničem. Aplikací stejného typu regulace a vyvedení výkonu se zabývala disertační práce [8] Ing. Huzlíka na téma Motor-generátor pro Vírovou turbínu [8].



Obr. 1.7 Prototyp turbíny MJ2 ve Francii, Millau [10]

Trend ve vývoji rychloběžných turbín s vyšším počtem lopatek potvrzuje i práce kolektivu Indonéského technologického institutu v Bandungu v čele s Abdulem Muisem, který publikoval několik prací s obdobnou tematikou viz. [11] a [12]. Jejich model obsahuje 24 rozváděcích lopatek a 8 pevných oběžných lopatek. Průměr oběžného kola činil 0,6 m a průměr náboje oběžného kola 0,36 m. Návrhový bod respektoval technicky dosažitelné možnosti kanálu s volnou hladinou v laboratoři. Mezní průtok kanálem 128 l/s a spád 0,3 m, při těchto parametrech dosáhl model mechanického výkonu cca 380 W, čemuž odpovídá účinnost okolo 90%.

Společným znakem výše uvedených rychloběžných turbín je skloněná osa turbíny v rozsahu od 30° do 50°, velmi hustá lopatková mříž na vstupu do turbíny a dále pak velký počet lopatek oběžného kola s malým úhlem opásání. Dalším společným faktorem je poměrně velký poměr náboje k průměru oběžného kola a celkově nízká hodnota jednotkového průtoku.



Obr. 1.8 VLH turbína BIT [11]

V kontrastu s výše uvedenými trendy využití velmi nízkého spádu je filosofie autorů Vírové turbíny zcela odlišná a svým způsobem jedinečná, jak ukáže následující kapitola.

2 Hydraulická podobnost, charakteristika turbíny

Turbíny jsou podobné, pokud si odpovídají geometricky, tzn. poměry jejich rozměrů jsou ve všech směrech stejné a současně jsou stejné odpovídající úhly. V takové případě hovoříme o podobnosti hydraulické, která je dána vztahy mezi veličinami spád, průtok, otáčky, výkon a charakteristický rozměr. [32]

Podobnost v hydromechanice stanoví podmínky, které je třeba splnit, aby výsledky experimentálních měření na geometricky podobném modelu, mohly být extrapolovány na jevy ve skutečnosti. Ovšem měření na skutečném díle ověřuje s konečnou platností teoretické úvahy i modelové zkoušky.

Z mnohých jevů a zákonitostí hydromechaniky vyplývá, že je nelze přesně matematicky popsat. Tam, kde lze za jistých zjednodušujících předpokladů sestavit odpovídající diferenciální rovnice jevu, je mnohdy obtížné najít obecný integrál nebo jeho řešení, např. numerickou metodou je příliš složité nebo časově náročné.

Experimentální metoda umožňuje vyřešení i složitější problematiky a stanovení obecných vlastností určitého hydraulického systému na fyzikálních modelech, které charakterizují skutečné zařízení či prototyp daného díla.

Ve většině případů není nutné zkoumat celé rychlostní a tlakové pole, ale postačí měřit proudové veličiny (tlak, rychlosti, průtok aj.) pouze v charakteristických profilech zařízení, např. na jeho vstupu a výstupu. Výsledky měření na modelu, které jsou zpracovávány do výsledných charakteristik, se na základě teorie podobnosti dají aplikovat na dílo. Důležitou a nezbytnou podmínkou je dodržení geometrické, kinematické a dynamické podobnosti modelu a prototypu.

2.1 Geometrická podobnost

Geometrická podobnost znamená, že všechny rozhodující části hydraulického profilu modelu a prototypu (tzn. rozměry a úhly) jsou úměrné tzv. měřítku délek:

$$\lambda = \frac{l_i}{l_j} = \frac{l_P}{l_M} \quad (1)$$

Geometrická podobnost zahrnuje také drsnost povrchu průtočných částí hydraulického profilu stroje, která je charakterizována relativní drsností těchto ploch modelu a prototypu. Dodržení poměru absolutních drsností povrchu a charakteristického rozměru je mnohdy obtížné, především z hlediska možností technologie výroby modelu, který musí proti prototypu být velmi hladký. Stejná situace je u těsnících spar, které je obtížné taktéž dodržet v odpovídajícím měřítku.

2.2 Kinematická podobnost

Kinematická podobnost znamená, že odpovídající si pohyb elementárních částic kapaliny na modelu a prototypu jsou paralelní a časové úseky jsou úměrné tzv. měřítku času:

$$\tau = \frac{t_i}{t_j} \quad (2)$$

Prakticky se jedná o rychlosti proudu, které musí být ve stejném poměru a jejich směry musí svírat stejný úhel, čímž se automaticky dodržuje také geometrická podobnost:

$$\frac{v_{iP}}{v_i M} = \frac{v_{jP}}{v_j M} = konst. \quad (3)$$

Uvedené vztahy platí za předpokladu proudění ideální kapaliny. Při proudění skutečné kapaliny v daném rychlostním poli je rychlost závislá na Reynoldsově čísle a tedy na viskozitě, projevující se především v mezní vrstvě a při odtržení mezní vrstvy. Jedině při vysoké hodnotě Reynoldsova čísla se skutečná kapalina chová přibližně jako ideální.

V případě kinematické podobnosti se jedná o dodržení podobnosti rychlostních diagramů, resp. rychlostních trojúhelníků na vstupu a na výstupu, včetně dodržení odpovídajících úhlů.

2.3 Dynamická podobnost

Dynamická podobnost znamená, že odpovídající hmotnosti modelu a prototypu jsou úměrné tzv. měřítku hmotností neboli sil:

$$\mu = \frac{m_i}{m_j} \quad (4)$$

Má-li být proudění fyzikálně podobné, musí jejich hlavní síly, které tvoří a vyvolávají pohyb, být ve stejném poměru:

$$\frac{\vec{F}_{iP}}{\vec{F}_{iM}} = \frac{\vec{F}_{jP}}{\vec{F}_{jM}} \quad (5)$$

Z uvedených podmínek vyplývá nutnost dodržení podobnosti i ve veličinách odvozených, které lze vyjádřit základními měřítky podobnosti λ , τ , μ .

Dynamická kritéria podobnosti, vyjádřená tzv. podobnostními čísly, vycházejí z poměrů různých sil v proudovém poli. Hlavní síly vyskytující se v proudovém poli lze rozdělit do dvou skupin. Na síly plošné, které zahrnují síly tlakové, třecí, kompresní, povrchové a síly objemové, které tvoří síly tíhové, hybnostní a setrvačné:

$$\vec{F}_p = p \cdot S \cong p \cdot l^2 \quad (6)$$

$$\vec{F}_t = \tau \cdot S = \eta \cdot \frac{\Delta v}{\Delta y} \cdot S \cong \eta \cdot \frac{v}{l} \cdot l^2 = \eta \cdot v \cdot l \quad (7)$$

$$\vec{F}_k = \Delta p \cdot S = K \cdot \frac{\Delta V}{V} \cdot S \cong K \cdot S = \rho \cdot a^2 \cdot l^2 \quad (8)$$

$$F_\sigma = \sigma \cdot l \quad (9)$$

$$\vec{F}_g = m \cdot g = \rho \cdot g \cdot V \cong \rho \cdot g \cdot l^3 \quad (10)$$

$$\vec{F}_h = m \cdot \frac{\Delta v}{t} = \rho \cdot V \cdot \frac{\Delta v}{t} \cong \rho \cdot l^3 \cdot \frac{\Delta v}{t} = \rho \cdot l^3 \cdot v \cdot f \quad (11)$$

$$\vec{F}_s = m \cdot a = \rho \cdot Q \cdot v = \rho \cdot S \cdot v^2 \cong \rho \cdot l^2 \cdot v^2 \quad (12)$$

Za vztažnou sílu byla zvolena síla setrvačná, která odpovídá součinu veličin podle rov. (12) a je součástí všech definovaných poměrů sil (podobnostních čísel).

Definice vybraných podobnostních čísel používaných v hydromechanice s důrazem na oblast hydraulických strojů:

$$Re = \frac{\vec{F}_s}{\vec{F}_t} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\eta \cdot v \cdot l} = \frac{l \cdot v}{\nu} \quad (13)$$

$$Fr = \frac{\vec{F}_s}{\vec{F}_g} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\rho \cdot g \cdot l^3} = \frac{v^2}{g \cdot l} \quad (14)$$

$$Eu = \frac{\vec{F}_p}{\vec{F}_s} = \frac{\rho \cdot l^2}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2} = \frac{p}{\rho \cdot v^2} \quad (15)$$

$$Sh = \frac{\vec{F}_h}{\vec{F}_s} = \frac{\rho \cdot l^3 \cdot v \cdot f}{\rho \cdot l^2 \cdot v^2} = \frac{l \cdot f}{v} \quad (16)$$

$$We = \frac{\vec{F}_s}{\vec{F}_t} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\sigma \cdot l} = \frac{\rho \cdot l \cdot v^2}{\sigma} \quad (17)$$

$$Ma = \frac{\vec{F}_s}{\vec{F}_k} = \frac{\rho \cdot l^2 \cdot v^2}{\rho \cdot a^2 \cdot l^2} = \frac{v}{a} \quad (18)$$

Dynamickou podobnost lze také vyjádřit z Navier-Stokesovy rovnice, která popisuje silovou rovnováhu při proudění skutečné kapaliny, kterou vyjádříme prostřednictvím měrných sil a následně zanedbáme člen zrychlení od třecích sil, vyjadřující vliv viskozity u stlačitelných kapalin:

$$\vec{F}_m + \vec{F}_p + \vec{F}_t = \vec{F}_{Sk} + \vec{F}_{St} \quad (19)$$

$$\vec{a} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p + \nu \cdot \text{grad}^2 \vec{v} = \vec{v} \cdot \text{grad } \vec{v} + \frac{\partial \vec{v}}{\partial t} \quad (20)$$

kde:

$$\vec{F}_m = \vec{F}_g \cong g \quad (21)$$

$$\vec{F}_p \cong \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad } p \cong \frac{\partial p}{\rho \cdot \partial l} \cong \frac{p}{\rho \cdot l} \quad (22)$$

$$\vec{F}_t \cong \nu \cdot \text{grad}^2 \vec{v} = \vec{v} \cdot \frac{\partial^2 \vec{v}}{\partial l^2} \cong \nu \cdot \frac{v}{l^2} \quad (23)$$

$$\vec{F}_{Sk} \cong \vec{v} \cdot \text{grad } \vec{v} = v \frac{\partial v}{\partial l} \cong \frac{v^2}{l} \quad (24)$$

$$\vec{F}_{St} \cong \frac{\partial v}{\partial t} \cong \frac{v}{t} = v \cdot f \quad (25)$$

Veličiny uvedené v rov. (19) až (25) upravíme tak, jak je běžné pro použití v hydraulických strojích:

$$\text{Charakteristický, vztažný rozměr:} \quad l \equiv D \quad (26)$$

Měrná energie:

$$v \cong \sqrt{Y} = \sqrt{\frac{p}{\rho}} \quad (27)$$

Objemový průtok:

$$v \cong \frac{Q}{S} \cong \frac{Q}{l^2} \quad (28)$$

Frekvence period. děje, otáčky

$$f = \frac{1}{t} \cong n \quad (29)$$

Vztažný průměr oběžného kola pro jednotlivé turbíny je definován dle normy ČSN EN 60193. Dosadíme-li výrazy z rov. (19) až (25) a upravené veličiny z rov. (26) až (29) do odpovídajících poměrů sil, dostaneme podobnostní čísla používaná v hydraulických strojích.

$$Re = \frac{\vec{F}_{sk}}{\vec{F}_t} = \frac{l \cdot v}{\nu} \Rightarrow Re = \frac{D \cdot \sqrt{Y}}{\nu} \quad (30)$$

a z podmínky $Re_M = Re_P$, při stejné kinematické viskozitě pak plyne:

$$\sqrt{Y_M} \cdot D_M = \sqrt{Y_P} \cdot D_P \quad (31)$$

$$Y_M = Y_P \cdot \left(\frac{D_P}{D_M}\right)^2 = E_P \cdot \lambda^2 \quad (32)$$

Z rov. (32) je patrné, že poměr měrných energií modelu a prototypu je úměrný druhé mocnině měřítka délek. Tento požadavek je ve skutečnosti pro model nesplnitelný a zakládá na nesouladu Reynoldsova čísla pro model a prototyp, který je obecně označován jako vliv měřítka a plyne z toho nutnost korigovat hydraulické účinnosti modelu o přírůstek účinnosti. Způsob korekce je uveden v ČSN EN IEC 62097:2019. Přepočtení účinnosti dle této normy je vztaženo na obvodovou rychlost na vztažném průměru oběžného kola.

$$Re = \frac{D \cdot u}{\nu} \quad (33)$$

Dalším podobnostním číslem je číslo Froudeovo, definované poměrem sil setrvačných konvektivních a sil tíhových z rov. (14) a uvažováním vztahu (26) a (27) dostaneme:

$$Fr = \frac{v^2}{\rho \cdot l} = \frac{v}{\sqrt{g \cdot l}} \Rightarrow Fr = \sqrt{\frac{E}{g \cdot D}} \quad (34)$$

Dodržit Fr číslo na modelu je možné, pokud splníme podmínku $Fr_M = Fr_P$, tzn. při stejném tíhovém zrychlení. Pak platí:

$$Y_M = Y_P \cdot \left(\frac{D_M}{D_P}\right) = E_P \cdot \lambda^{-1} \quad (35)$$

Splněním podmínky plynoucí z rov. (34), však dochází ke zvětšení nesouladu Reynoldsova čísla pro model a prototyp, jak bylo uvedeno výše.

Předposledním podobnostním kritériem je Eulerovo číslo, definované v rov. (15), které upravíme převrácenou hodnotou a odmocněním a dostáváme tak:

$$Eu = \sqrt{\frac{v^2}{\frac{p}{\rho \cdot l}}} = \frac{v}{\sqrt{\frac{p}{\rho}}} \Rightarrow Eu = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{Y}} \quad (36)$$

Podmínka rovnosti Eulerových čísel modelu a prototypu musí být splněna, přičemž z ní plyne průtok prototypem ze známé hodnoty průtoku modelu:

$$\frac{Q_M}{D_M^2 \cdot \sqrt{Y_M}} = \frac{Q_P}{D_P^2 \cdot \sqrt{Y_P}} \Rightarrow Q_M = Q_P \cdot \frac{D_M^2}{D_P^2} \cdot \sqrt{\frac{Y_M}{Y_P}} \quad (37)$$

Posledním definovaným podobnostním kritériem je Strouhalovo číslo v rov. (16), které vyjádříme za použití rov. (27) a (29) a dostaneme tvar:

$$Sh = \frac{v}{\frac{t}{l}} = f \cdot \frac{l}{v} \Rightarrow Sh = \frac{n \cdot D}{\sqrt{Y}} \quad (38)$$

Taktéž podmínka rovnosti Strouhalových čísel mezi modelem a prototypem musí být splněna, protože z ní plynou otáčky prototypu z otáček modelu:

$$n_M \frac{D_M}{\sqrt{Y_M}} = n_P \frac{D_P}{\sqrt{Y_P}} \Rightarrow n_M = n_P \cdot \frac{D_P}{D_M} \cdot \sqrt{\frac{Y_M}{Y_P}} \quad (39)$$

2.4 Jednotkové parametry

Bylo ukázáno v předchozí kapitole, že hodnoty (Q, Y, n atd.) geometricky podobných turbín jsou spolu vzájemně provázány vztahy. Proto musí platit, že geometricky podobné turbíny musí mít společný znak, který dostaneme, přepočteme-li turbíny na společné poměry.

Takovým všeobecně zavedeným znakem jsou měrné specifické otáčky, které dostaneme, přepočteme-li rozměr turbíny tak, aby při spádu 1 metr měla výkon 1 kůň. Měrné otáčky n_s libovolné turbíny jsou tedy otáčky geometricky podobné turbíny při spádu 1 metr, má-li tato turbína takový rozměr, aby při spádu 1 metr dávala právě výkon 1 kůň. [32]

Otáčky pro spád 1 metr označíme jako n_{11} a výkon pro tento spád P_{11} . Mezi otáčkami n_{11} a otáčkami měrnými platí vztah,

$$\frac{D}{\dot{D}} = \sqrt{\frac{P}{\dot{P}}} = \sqrt{\frac{Q}{\dot{Q}}} = \frac{\dot{n}}{n} \quad (40)$$

při čemž výkon při měrných otáčkách je rovná 1 kůň, takže můžeme psát:

$$\frac{n_s}{n_{11}} = \sqrt{\frac{P_{11}}{1}} \quad (41)$$

$$n_s = n_{11} \sqrt{P_{11}} \quad (42)$$

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H^3}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} \quad (43)$$

Rovnice (40) není rozměrově homogenní, protože jsme při odvození dosadili místo výkonu při měrných otáčkách jedničku, čímž se ztratil rozměr kg.m/s. Fyzikální rozměr specifických otáček je s⁻¹, neboť jsou to otáčky skutečně možné. Z rov. (40) rovněž vyplývá, jaké měrné otáčky jsou vhodné pro danou lokalitu. Ve zkratce se měrným otáčkám říká rychloběžnost turbín a má zásadní vliv na tvar oběžného kola.

Otáčky n, průtok Q, výkon P a moment M turbíny s charakteristickým průměrem D, pracujícím pod spádem H přepočteme na hodnoty jednotkové následujícím způsobem:

$$\frac{D}{\dot{D}} = \frac{\dot{n}}{n} \quad (44)$$

přičemž položíme D s tečkou rovno 1 metru a dostaneme:

$$n = \dot{n} \cdot D \quad (45)$$

Dále přepočteme otáčky na spád 1 metr a dosadíme za n s čarou a obdržíme vztah pro jednotkové otáčky:

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad (46)$$

Obdobně postupujeme při vyjádření průtoku, výkonu a momentu na průměr 1 metr a obdržíme následující tvary:

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}} \quad (47)$$

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 \sqrt{H^3}} \quad (48)$$

$$M_{11} = \frac{M}{D^3 \cdot H} \quad (49)$$

Za průměr můžeme volit libovolný charakteristický rozměr oběžného kola. Nejčastěji se volí největší průměr na výstupní hraně lopatek u radiálních strojů, největší průměr kola u Kaplanových turbín a průměr střední roztečné kružnice u Peltonových turbín, viz. ČSN EN 60193.

Abychom mohli měrné specifické otáčky snadno určit z jednotkových hodnot, upravíme předchozí vztah takto:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{P}{\sqrt{H}}} = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75 \cdot \sqrt{H}}} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \sqrt{\frac{1000 \cdot Q \cdot \eta}{D^2 \cdot \sqrt{H} \cdot 75}} \quad (50)$$

$$n_s = n_{11} \cdot \sqrt{1000 \frac{Q_{11} \cdot \eta}{75}} = 3,65 \cdot n_{11} \sqrt{Q_{11}}$$

3 Vírová turbína

3.1 Historie a vývoj

Vírová turbína je poměrně novým vynálezem patentovaným v České republice. K jejímu vzniku přispěla náhoda v podobě analýzy Eulerovy turbínové rovnice. Matematický popis této rovnice umožňoval sestavit turbínu na zcela opačném principu, ve srovnání s klasickými vodními turbínami. Myšlenka na vývoj dvoulopatkového oběžného kola vznikla na základě analýzy nevyužitého energetického potenciálu a ve spolupráci s předními producenty vodních strojů u nás. Tak po sto letech od patentu Kaplanovy turbíny vznikla Vírová turbína.

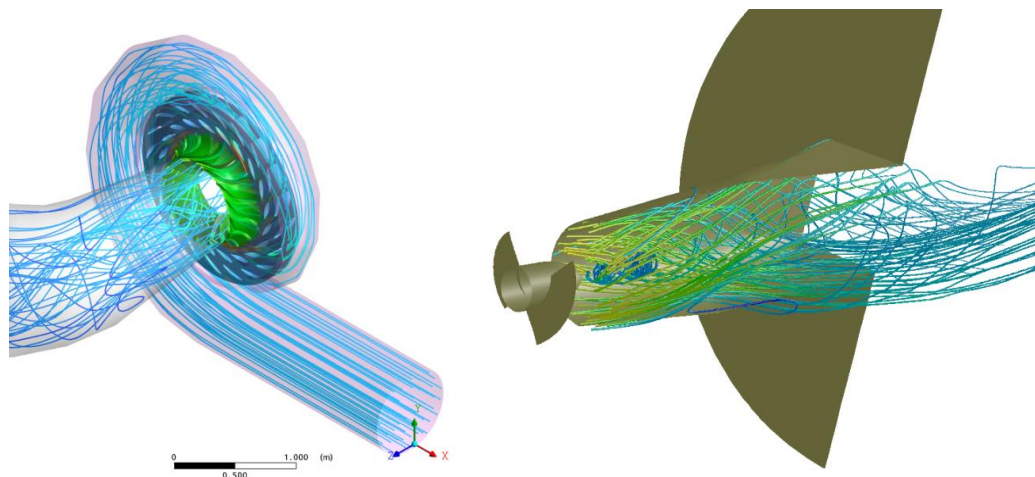
Oběžné kolo turbíny na zpracování velmi nízkých spádů a vysokých průtoků je řešeno bez rozvaděče, tedy proud vstupující do prostoru oběžného kola je bez předrotace. K vytvoření rotace před oběžným kolem je nutný rozvaděč, jak plyne z Eulerovy turbínové rovnice

$$gH\eta_h = u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2} \quad (51)$$

kde člen c_{u2} se mnohdy zanedbává nebo je velmi malý a proto vstupní rotaci proudu můžeme určit ze vztahu

$$c_{u1} = \frac{gH\eta_h}{u_1} \quad (52)$$

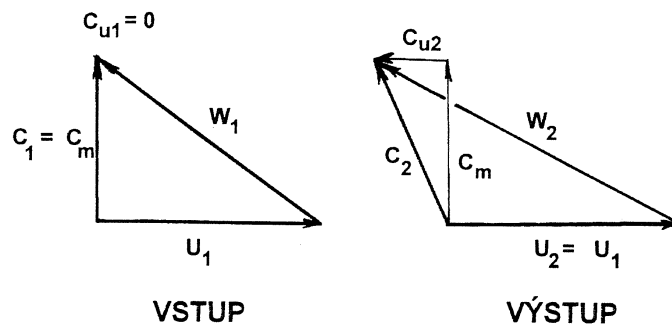
Úhel mezi rychlostí meridiální a unášivou musí vytvořit rozvaděč.



Obr. 3.1 Ukázka charakteru proudění s rozvaděčem a bez rozvaděče

Vírová turbína je založena na jiném principu. Před oběžným kolem není rozvaděč, tudíž proud má ryze axiální charakter, který vstupuje na lopatky oběžného kola, které ho zpracovávají na proud výstupní. Z Eulerovy turbínové rovnice je patrné, že výstupní proud dostává rotaci opačně orientovanou, než má oběžné kolo, viz. Obr. 3.1. Tímto zásahem se stal stroj neregulační, ale získal na jednoduchosti a současně snížil ztráty v rozváděcím aparátu.

Důležitou podmínkou je, aby do savky nevstupovala kapaliny s příliš velkou složkou unášivé rychlosti, protože tu ona není schopna zpracovat.



Obr. 3.2 Rychlostní trojúhelníky Vírové turbíny [31]

Výstup kapaliny z oběžného kola je proti směru jeho vlastní rotaci. Toto tvrzení vyplývá i z Eulerovy turbínové rovnice, kterou pro vstup bez před rotace upravíme na následující tvar

$$c_{u2} = -\frac{gH\eta_h}{u_2} \quad (53)$$

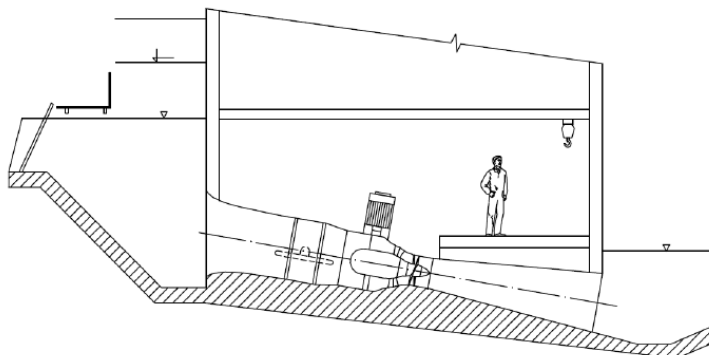
Oběžné kolo tohoto typu mělo mít možnost zpracovávat i znečištěnou vodu, protože zde absentuje rozváděcí aparát a oběžné kolo má velmi dobrou průchodnost.

V průběhu desetiletého výzkumu byly vyvinuty další varianty Vírové turbíny v přímoproudém a násoskovém provedení. Výzkum byl prováděn s podporou výzkumného záměru MŠMT, projektu NETME a ve spolupráci se společností ČEZ.

3.2 Konstrukční varianty Vírové turbíny

3.2.1 Přímoproudá Vírová turbína

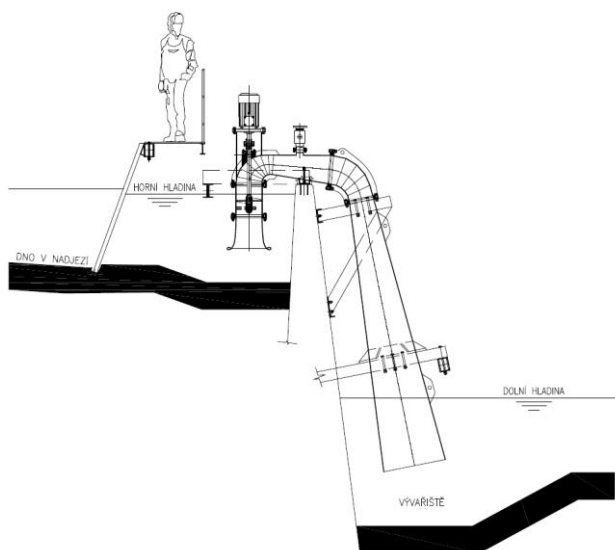
Prvním navrženou a současně odzkoušenou hydraulikou s filosofií absence rotujících kapalin na vstupu do oběžného kola, později označované jako Vírová turbína, bylo konstrukční řešení v přímoproudém provedení s oběžným kolem s dvojicí lopatek s nábojem 40%. Tato verze doznala několika změn na základě CFD analýzy a verifikací rychlostního pole pomocí LDA. Finální podoba modelu dosahovala jednotkového průtoku 1,88 m³/s a jednotkových otáček 209 min⁻¹. Její první a prozatím jediné nasazení v praxi je na lokalitě Podhradí, v blízkosti VD Kružberk s instalovaným výkonem 43 kW.



Obr. 3.3 Schéma přímoproudé Vírové turbíny

3.2.2 Násosková Vírová turbína

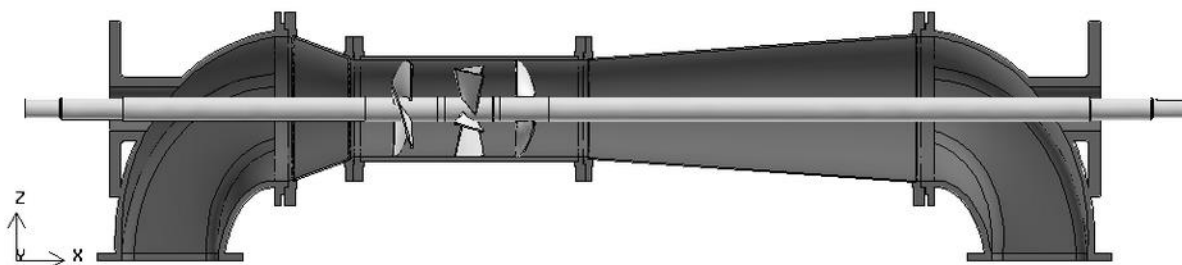
Analýzou výsledků předchozí varianty a stanovení si cíle dosažení vyššího jednotkového průtoku při zachování poměrně vysokých jednotkových otáček byly položeny základy pro návrh nového oběžného kola s menším 25% nábojem. Samotné zmenšení průměru náboje nebylo dostatečné, a proto bylo přistoupeno k natočení oběžné lopatky ve směru otevření oběžného kola. Výsledné parametry modelu dosáhly hodnoty jednotkových otáček 150 min^{-1} a jednotkového průtoku $2,88 \text{ m}^3/\text{s}$ v optimálním bodě s celkovou účinností 70%. Tato konstrukční varianta si v průběhu několika let získala důvěru několika malých investorů (MVE Krásněves, MVE Hovězí, MVE Bečva), kteří hledali ekvivalentní náhradu za zastaralé expresní Francisovy turbíny.



Obr. 3.4 Schéma násoskové Vírové turbíny

3.2.3 Vírová turbína s kaskádovou mříží

Myšlenka vodní turbíny s více stupni má oporu v použití této koncepce v konstrukci spalovacích turbín a leteckých motorů. Předpokládalo se sériové řazení dvojice oběžných kol, přičemž první kolo mělo zpracovávat větší podíl celkové energie, přibližně 60% a na druhý stupeň zbývalo 40%. V důsledku rotace kapaliny za prvním stupněm bylo nutné, aby druhé oběžné kolo bylo protiběžné. Současně pro zlepšení nátokových poměrů do druhého stupně byla vsazena mezi dva stupně statorová lopatková mříž, která měla upravit proudové poměry vystupující z prvního stupně.

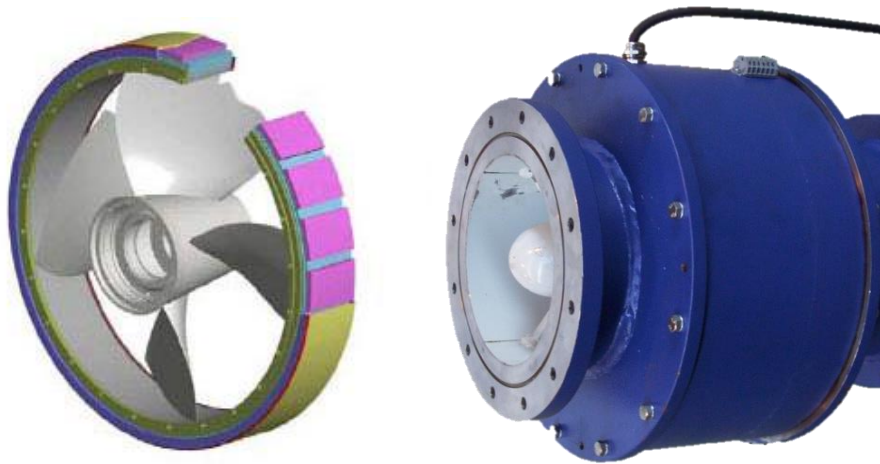


Obr. 3.5 Schéma Vírové turbíny s kaskádovou mříží [14]

Při modelových zkouškách bylo dosaženo optimálního bodu při hodnotě jednotkových otáček 106 min^{-1} a jednotkového průtoku $1,21 \text{ m}^3/\text{s}$ s celkovou účinností 74,5%. Ani tato verze nenašla svoje uplatnění v praxi doposud.

3.2.4 Vírová turbína s prstencovým motorem

Varianta vodní turbíny přímo spojené s generátorem je obecně výhodnější než s převodovým stupněm z důvodu úspory prostoru a nákladů na investici do přídatného zařízení. Současně se zde otvírá prostor pro dosažení vyšších celkových účinností vlivem vynechání jednoho konstrukčního celku. Možnost použití zatopeného rotoru generátoru ve spojení s Vírovou turbínou se jevila jako další krok na cestě v zjednodušení konstrukce a zlevnění provozu soustrojí. Tento krok se podařilo po stránce konstrukční splnit ve spolupráci s firmou VUES Brno. Pozitivním důsledkem této koncepce měla být integrovaná otáčková regulace oběžného kola, která u předchozích variant chyběla. Turbína by tak dostala chybějící regulační člen.



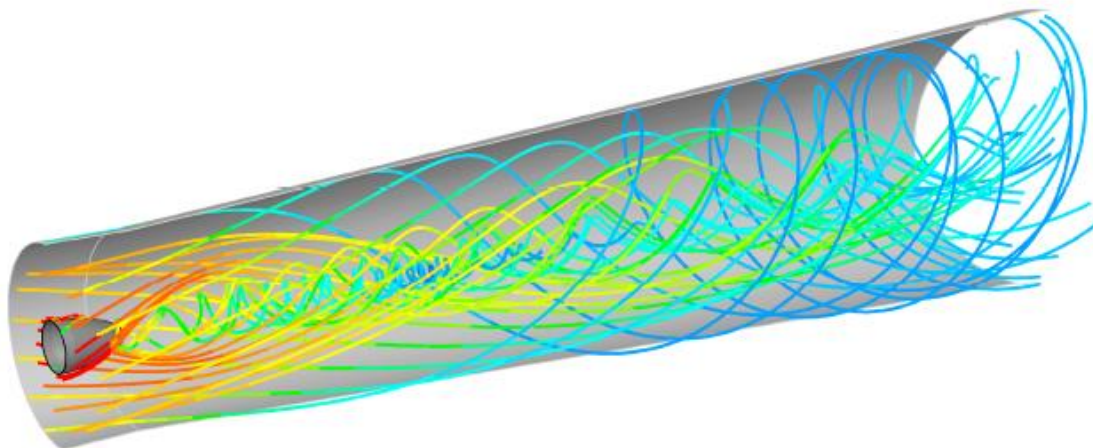
Obr. 3.6 Model Vírové turbíny s prstencovým motorem [17]

Bylo použito hydraulicky shodné řešení oběžného kola s variantou v násoskovém uspořádání (25% náboj) s tím rozdílem, že konce lopatek byly kryty prstencem, který na sobě nesl permanentní magnety. Takto vznikla tenká statorová spára mezi rotorem a statorem, která se při pozdější analýze ukázala jako fatální příčina tlakových ztrát. Turbína při modelovém měření dosáhla hodnoty v optimální provozním bodě 137 min^{-1} jednotkových otáček a $1,83 \text{ m}^3/\text{s}$ jednotkového průtoku. Maximální hodnota účinnosti zůstala daleko před hranicí očekávání, a to pouhých 53%. Na prvním pohledu patrný rozdíl tvořilo uložení oběžného kola ve dvojici kluzných ložisek, které v ose držela trojice vzpěr kruhového průřezu a výše zmíněná spára s vysokým gradientem rychlosti. Bližším studiem proudění v tenké spáře byly identifikovány místa vzniku Taylorových vírů, které působily třecím brzdícím momentem. Jejich negativní vliv nebyl dominantní ztrátou, více než 60% na celkovém brzdícím momentu se podílely rotující čela kroužků. Časově omezený projekt neposkytoval prostor pro řešení vyvstalých komplikací a další vývoj této technicky elegantní varianty Vírové turbíny nepokračoval. Zůstalo pouze u realizace laboratorního modelu a jednoho prototypu.

3.3 Savka Vírové turbíny

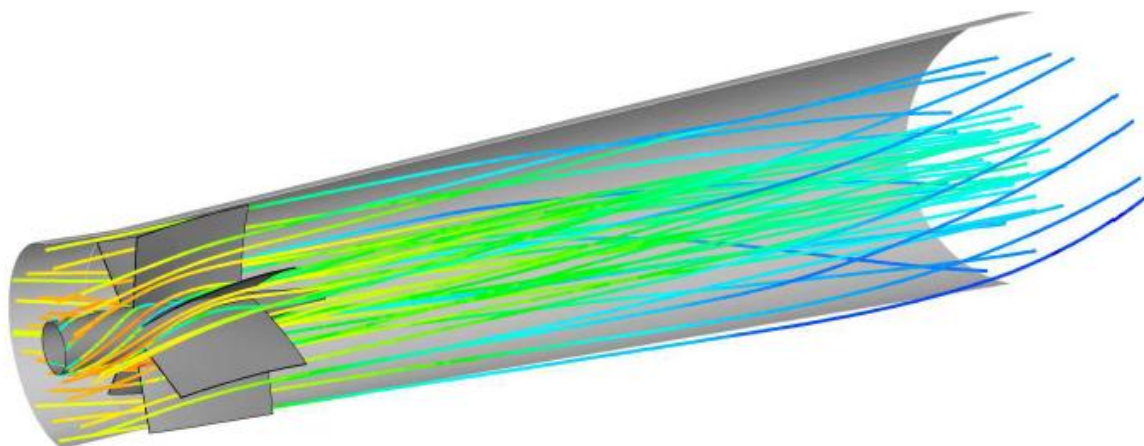
U rychloběžných turbín klasické koncepce tvoří neopomenutelnou část sací trouba neboli savka. Jejím hlavním úkolem je spojení výstupu oběžného kola turbíny s prostorem vývařiště

resp. spodní hladinou. Toto není však jediná její funkce. Savka zpracovává kinetickou energii vody vystupující z turbíny. Tato přeměna energie se odehrává na poli regenerace tlaku dynamického na statický. U Vírové turbíny je situace komplikovanější o fakt, že za oběžným kolem se vyskytuje kromě axiálního proudu i proud tangenciální, který zhoršuje celkovou účinnost savky. Podstatný vliv na přeměnu energie v difuzoru má totiž charakter proudění na jeho vstupu (asymetrie proudu, rotační složky rychlosti, struktura turbulence).



Obr. 3.7 Proudnice v kuželové savce Vírové turbíny [15]

Z kvalitativní analýzy proudění v rotačně symetrické oblasti vyplynulo, že ztráty v savce Vírové turbíny budou výrazně ovlivněny absolutní složkou rychlosti. Ta je u Vírové turbíny generována zejména v oblasti osy savky. Její negativní účinek lze ovlivnit optimalizací pláště savky, hydraulickým návrhem oběžného kola nebo vložením tuhého jádra do osy savky s příslušným počtem žebér vhodného tvaru v co nejmenším objemu tak, aby ve zbývající části objemu savky bylo proudění již bez rotace.



Obr. 3.8 Proudnice v kuželové savce Vírové turbíny s vestavbou [15]

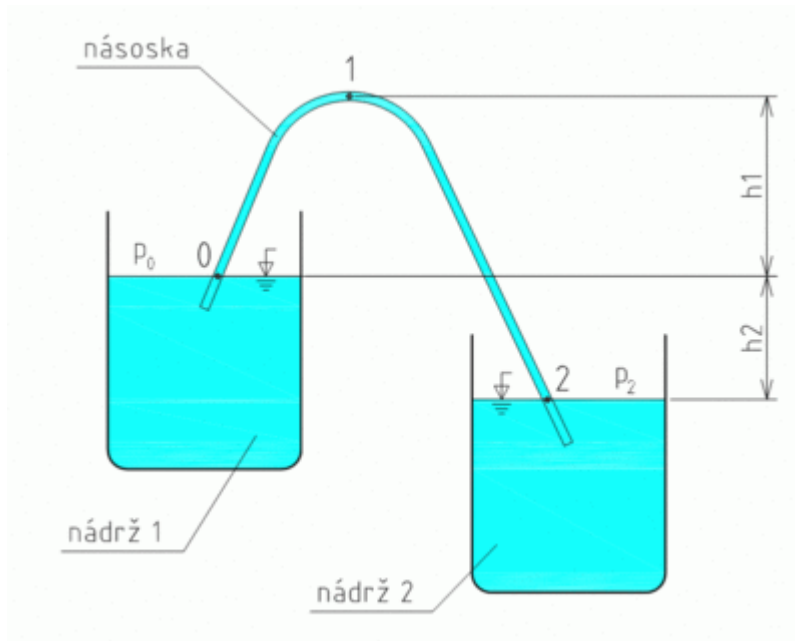
Z průběhu proudnic na Obr. 3.7 a Obr. 3.8 je zřejmý vliv lopatkové mříže na potlačení rotace kapaliny v savce Vírové turbíny. Rotace proudu je téměř homogenní a na výstupním

průřezu savky se sedmi lopatkami je dosaženo zanedbatelné rotace. Tato skutečnost nebyla ověřena modelovým měřením a nebyla v praktické aplikaci využita. [15]

3.4 Hydraulická násoska

Násoska je tlakové potrubí, které slouží k samovolnému průtoku vody z výše položené nádrže do níže položené nádrže. Část potrubí přitom leží nad hydrostatickou tlakovou hladinou, tudíž ve vyvýšené části panuje menší tlak než atmosférický. Násoska může mít konstantní nebo proměnlivý kruhový, případně obdélníkový průřez. Skládá se z ramena vzestupného a sestupného. Spodní konec násosky ústí pod hladinu vody, anebo je zúžený, aby se do potrubí nedostával vzduch. Hnací silou násosky je spád, který je tvořen rozdílem hladin ve spodní a horní nádrži.

Aby se násoska uvedla do činnosti a protékala jí voda, je třeba snížit tlak v násosce takovým způsobem, aby násoska působením atmosférického tlaku nasála vodu. V odsávání vzduchu je potřeba pokračovat tak dlouho, než se vodou zaplní celá násoska a voda začne přetékat skrz vrcholový bod násosky.



Obr. 3.9 Schéma hydraulické násosky [19]

3.4.1 Funkce násosky

Ve vodárenství se používají násosky pro zachycování podzemní vody ve studních. Ve vodohospodářství se používají násosky u nádrží či přehradách pro převádění nadbytečného průtoků nad míru normálního vzduť. Násoska se v takovém případě uvede do činnosti uměle anebo automaticky. Vedlejším efektem převádění vod pomocí násoskového potrubí je provzdušnění vody. [18] Dalším způsobem využití násosky je v případě přečerpávání vody z níže položeného místa do výše položené zásobní nádrže ve funkci násoskového uzávěru. Takové řešení nahrazuje funkci uzávěru i zpětné klapky na výstupu z čerpadla. Dosahuje se takto nižší energetické náročnosti čerpání, nižších počátečních nákladů a celkově vyšší

provozní bezpečnosti z důvodu absence pohyblivých částí protýkaných vodou. V obdobné funkci uzávěru může násoska složit i jako přivaděč tlakové kapaliny u vodní elektrárny.

3.4.2 Odvzdušnění násosky

Při najíždění turbíny do turbínové režimu prochází stroj beze změny smyslu rotace oběžného kola postupně režimem turbínové čerpání a po dosažení synchronních otáček plynule přejde do čistě turbínového režimu, viz. *Obr. 3.10*. Během startu turbíny stlačuje čerpaná voda vzduch v prostoru násosky. Při dosažení tlaku odpovídající hloubce zanoření savky pod spodní hladinu, začíná unikat vzduch ve formě velkých bublin. Unikající vzduch může způsobovat nežádoucí tlakové pulsace a otřesy potrubí. Z toho důvodu je prospěšné při zavodnění násosky přebytečný vzduch odvádět prostřednictvím armatury umístěné v nejvyšším bodě konstrukce. Vzduch v takovém případě proudí odvodňovacím ventilem rozdílem tlaku vzduchu v potrubí p_1 a tlaku atmosféry p_a . Maximální tlak vzduchu v násosce je dán výškou h_v [33].

$$p_1 - p_a = \Delta p = h_v \cdot \rho_{vz} \cdot g \quad (54)$$

Rychlost vzduchu ve ventilu při adiabatické expanzi je dán vztahem:

$$u = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_{vz}} \cdot \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (55)$$

Tento vztah platí, pokud v průtočném průřezu nenastane kritický tlak. Tohoto stavu v nejčastějších případech aplikace násosek není dosaženo, a proto si můžeme dovolit zanedbat členy s třením a vyšších mocnin a dále uvažovat zjednodušený tvar pro rychlost:

$$u = \sqrt{2 \cdot \frac{p_1 - p_a}{\rho_{vz}} \cdot \left[1 + \left(\frac{p_1 - p_a}{2 \cdot \kappa \cdot p_1} \right) \right]} \quad (56)$$

Současně pro malé hloubky zanoření (okolo 1 m) nehraje žádnou zásadní roli stlačitelnost plynu, a vzduch se chová jako nestlačitelné médium a proudění je stejné jako u kapalin a řídí se Bernoulliho rovnicí:

$$\frac{p_1 - p_a}{\rho_{vz}^*} = \frac{u^2}{2} + \zeta \frac{u^2}{2} \quad (57)$$

kde

$$\rho_{vz}^* \cong \frac{\rho_{vz1} + \rho_{vz2}}{2} \quad (58)$$

kde

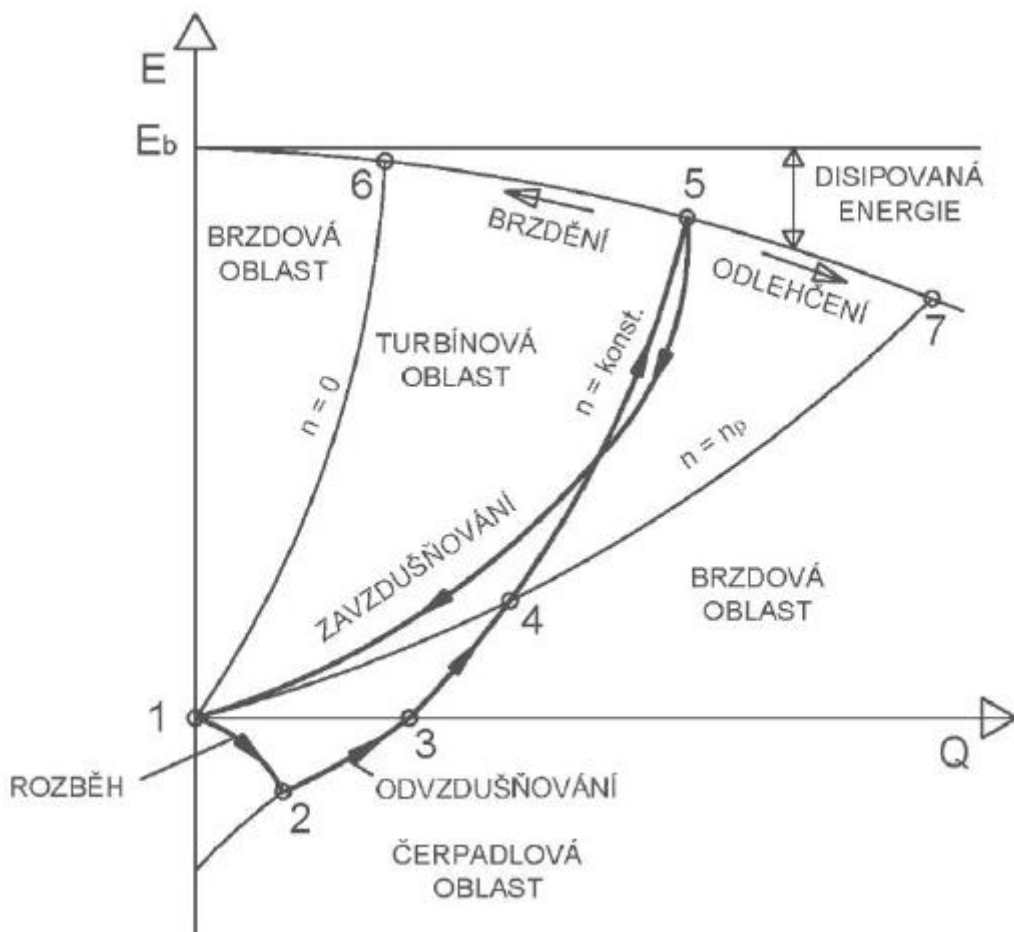
ρ_{vz1} představuje měrnou hmotnost stlačeného vzduchu v násosce

ρ_{vz2} představuje měrnou hmotnost atmosférického vzduchu

Po úpravě a dosazení do rovnice kontinuity můžeme psát vztah pro průtočnou plochu uzávěru

$$S = Q \sqrt{\frac{\rho_{vz}^* \cdot (1 + \zeta)}{2 \cdot h_v \cdot \rho_v \cdot g}} \quad (59)$$

Pro odvodušnění a zavzdušnění násosky slouží zpravidla tentýž ventil ovládaný elektromagneticky. Po uzavření odvodušňovacího ventilu zůstane v potrubí zbytek vzduchu, který v průběhu dalšího najíždění je proudem vody postupně strháván, až do okamžiku úplného zavodnění. Přitom velkou roli hraje velikost bublin, jejich tvar, síly, které na bubliny působí a rychlost okolní vody. Potrubí za násoskou vyúsťuje pod hladinou v dolní nádrži a na konci potrubí je hladina na úrovni hladiny v dolní nádrži. Při vtékání přepadového paprsku pod hladinu v potrubí dochází k bouřlivé výměně energie paprsku vodě pod hladinou, přičemž současně je horní turbulentní mezní vrstvou paprsku strháván pod hladinu i vzduch. Celý tento jev je v literatuře označován jako vodní skok.



Obr. 3.10 Průběh uvedení do provozu a odstavení násoskové turbíny [22]

3.4.3 Zavzdušnění násosky

Při výpadku sítě nebo poruše generátoru dojde k odlehčení turbíny a postupnému zvyšování otáček, kterému částečně brání setrvačnost rotujících hmot a setrvačnost kapaliny. Obě tyto složky jsou v případě násoskové turbíny malé, a proto je celý proces velmi rychlý a končí po dosažení průběžných otáček, které odpovídají danému spádu.

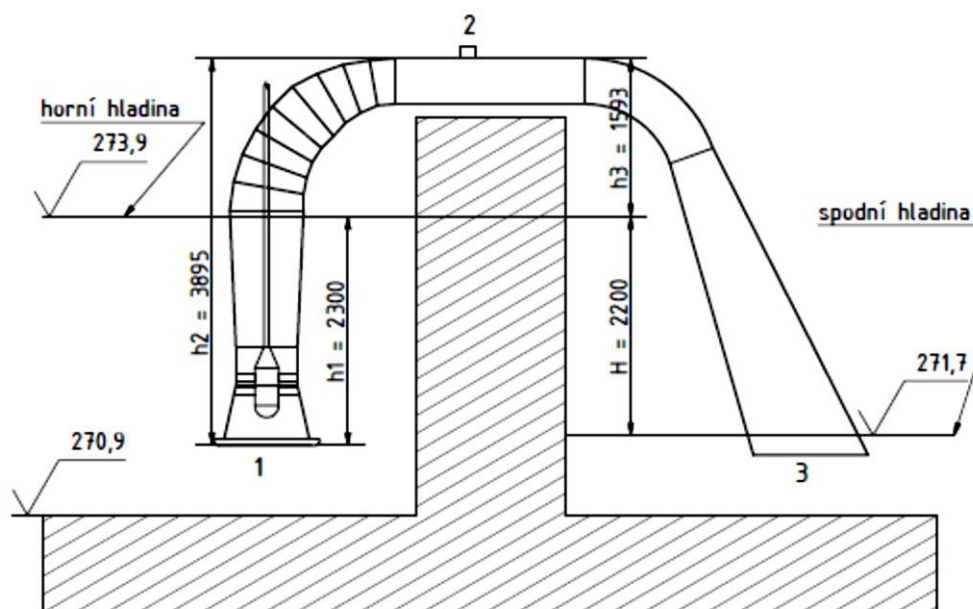
Přerušení průtoku a současně odstavení turbíny je možné pouze vpuštěním vzduchu o atmosférickém tlaku do prostoru násosky. V důsledku vniknutí vzduchu se poruší podtlak v tomto místě, vodní sloupec se přetrhne a turbína se odstaví. V první fázi je vzduch strháván proudem vody a je tak částečně unášen pod spodní hladinu. Množstvím přiváděného vzduchu

musí být takové, aby tlak v prostoru horního kolene násosky byl vyšší, než tlak odpovídající výšce vodního sloupce mezi horní hladinou a prahem násosky. V takovém případě je vodní proud roztržen a chod turbíny se zastaví. Pro stanovení velikosti průtočného průřezu zavzdušňovacího ventilu platí stejný vztah jako pro odvzdušnění (rov. (59)). Při bližším studiu podmínek, které ovlivňují návrh velikosti zavzdušňovacího ventilu, se došlo k závěru, že řešení spočívá v postupné integraci soustavy rovnic, nikoliv v aplikaci jednoduchého vztahu.

Časová závislost průtoku turbínou, maximální otáčky, celková doba do zastavení soustrojí závisí mimo jiné na délce a tvaru sací roury, konkrétní turbínové charakteristice, hmotném momentu setrvačnosti a konečně na chování vzduchových bublin v souprůdném či protiprůdném pohybu. Této problematice se podrobněji věnuje kapitola matematického modelu.

3.4.4 Tlak v místě zavzdušnění

Z Bernoulliovy rovnice mezi horní hladinou a místem vstupu do turbíny lze odvodit vztah pro hodnotu tlaku na vstupu do turbíny, viz. Obr. 3.11.



Obr. 3.11 Schéma pro výpočet tlaku v místě (2) zavzdušňovací armatury

$$p_1 = p_a - \rho \frac{c_1^2}{2} + h_1 \rho g - \zeta_v \rho \frac{c_1^2}{2} \quad (60)$$

Dále je možné napsat energetickou bilanční rovnici mezi vstupem a nejvyšším místem násosky.

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{c_1^2}{2} = \frac{p_2}{\rho} + \frac{c_2^2}{2} + Y_T + \zeta_2 \frac{c_2^2}{2} + gh_2 \quad (61)$$

ze které lze dále vyjádřit vztah pro výpočet tlaku p_2 a po dosazení za tlak p_1 z rov. (60) dostaneme vztah

$$p_2 = p_a - \rho g(h_2 - h_1) - \rho \frac{c_2^2}{2} - Y_T - \zeta_v \rho \frac{c_1^2}{2} - \zeta_2 \rho \frac{c_2^2}{2} \quad (62)$$

Protože ztrátová měrná energie je dána vztahem $Y_z = g \cdot H - Y_T$, lze po zavedení $Y_T = g \cdot H \cdot \eta_h$ získat vztah

$$\left(\frac{1}{\eta_h} - 1\right) Y_T = \zeta_v \frac{c_1^2}{2} + \zeta_{k1} \frac{c_2^2}{2} + \zeta_{k2} \frac{c_2^2}{2} + \zeta_{výt} \frac{c_{výt}^2}{2} + \sum_{i=1}^n \left(\lambda_i \frac{L_i}{D_{hi}} \frac{c_i^2}{2} \right) \quad (63)$$

z čehož po zanedbání délkových ztrát můžeme vyjádřit ztrátové členy mezi místy 1 a 2

$$\zeta_v \frac{c_1^2}{2} + \zeta_{k1} \frac{c_2^2}{2} = \left(\frac{1}{\eta_h} - 1\right) Y_T - \zeta_{k2} \frac{c_2^2}{2} + \zeta_{výt} \frac{c_{výt}^2}{2} \quad (64)$$

Po dosazení do rov. (62) lze vyjádřit konečný vztah pro výpočet tlaku p_2

$$p_2 = p_a - \rho g (h_2 - h_1) - \rho \frac{c_2^2}{2} - \frac{1}{\eta_h} \rho g H + \zeta_{k2} \rho \frac{c_2^2}{2} + \zeta_{výt} \rho \frac{c_{výt}^2}{2} \quad (65)$$

3.5 MVE Želina

Na základě spolupráce a podpory výzkumu Vírové turbíny s energetickou společností ČEZ a.s., byla vybrána vhodná lokalita pro ověření provozních vlastností Vírových turbín v násoskovém uspořádání z hlediska dlouhodobého provozu a vlivu reálných podmínek. Z několika kandidátů bylo vybráno historické vodní dílo na řece Ohři v blízkosti Kadaně, lokalita Želina. Zdejší lokalita byla energeticky využita od počátku 20. století díky své ideální dispozici, kterou vytváří sama řeka a říká se jí Kadaňský meandr. V roce 1908 zde byly osazeny dvě horizontální dvojčité Francisovy turbíny, které pracují dodnes. Lokalita doznala další změny v 60. letech 20. stol z důvodu rozvoje tepelných elektráren. Potřebu množství chladicí vody v rozsahu 1 až 2 m³/s pro nově vybudovanou tepelnou elektrárnu v nedalekých Tušimicích měla zabezpečit elektrárna Želina. Proto se v její těsné blízkosti vybudoval umělý kanál, který přivádí vodu z Ohře prostřednictvím Lomazického kanálu. Právě vzdouvací objekt kanálu posloužil jako vhodné místo pro instalaci dvojice Vírových turbín. Jedná se o provoz s trvalým spádem 2,5 m a dlouhodobým průtokem 2 m³/s. Při bližším šetření byl vyhodnocen celkový geodetický spád 2,5 m jako nevyhovující, z důvodu proměnné výšky spodní hladiny v Lomazickém kanálu, která nebyla stávajícími technickými prostředky garantována na požadované minimální úrovni zatopení budoucích savek Vírových turbín. Z tohoto důvodu bylo navrženo mobilní hrazení na úrovni jalové propustí Lomazické kanálu s možností regulace výšky spodní hladiny přepadem.

Snížení spádu vyřešilo nároky provozovatele na zabezpečení pravidelné dodávky vody pro chlazení velkého energetického bloku za všech okolností. Nároky a garance bezpečnosti a spolehlivosti provozu Vírové turbíny znovu nastartovaly procesy revize všech dějů spojených s jejich činností.

3.5.1 Návrhové parametry MVE Želina

Z hydrologických údajů uvedených v provozním a manipulačním řádu vyplývají následující údaje pro říční 117. km Ohře:

- Průměrný dlouhodobý roční průtok $Q_a = 30,3 \text{ m}^3/\text{s}$
- Plocha povodí $3504,6 \text{ km}^2$
- Minimální průtok pod jezem $Q_{\min} = 3,5 \text{ m}^3/\text{s}$
- Hltnost tunelového přivaděče mezi jezem a odkalovací jímkou je roven $23 \text{ m}^3/\text{s}$.
- Garantovaná hodnota průtoku $7,2 \text{ m}^3/\text{s}$ během 330 dní v roce

Nově stanovená hodnota geodetického rozdílu hladin činila **2,2 m** a celkový průtok **2 m³/s**.

Požadavky investora:

- Minimální stavební úpravy stávajícího díla
- Maximální využití energie vodního toku
- Vysoká životnost strojů, neboť se jedná o průtočnou elektrárnu, u které se předpokládá nepřetržitý provoz po převážnou část roku
- Ekologický provoz
- Možnost automatického bezobslužného provozu

Pro návrhové hodnoty průtoku a spádu a také s ohledem na možnosti uspořádání strojů na lokalitě, je vhodné využít násoskového uspořádání Vírové turbíny. Násoskové provedení nevyžaduje radikální stavební úpravy, které by zasahovaly do stávajících betonových konstrukcí. Savku turbín je možné instalovat přes hradící stěnu Lomazického kanálu a následně ji vhodným způsobem staticky zajistit ke stávající stavební části. Tento typ turbíny poskytuje na dané lokalitě s technicky obtížně využitelným potenciálem dobrou účinnost při udržení nižších investičních nákladů.

Při návrhu počtu strojů je třeba zohlednit především ekonomické hledisko. S rostoucím počtem strojů se zvyšuje využití energie toku, zvyšují se však i investiční náklady na technologii a zastavěná plocha se může stát limitujícím faktorem. V rozvaze je nutné zvážit, zda použít stroje stejné či různé velikosti a výkonu.

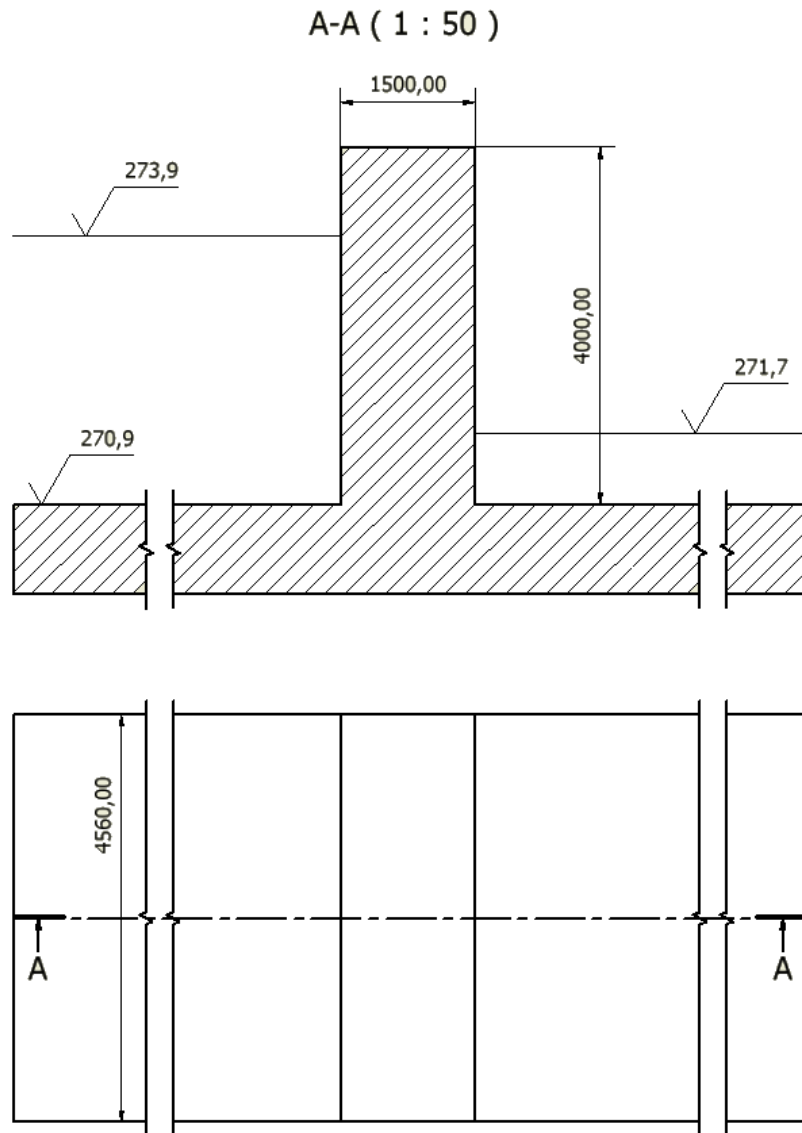
Po zvážení všech okolností a s přihlédnutím k specifickým podmínkám lokality byla zvolena varianta s **dvěma stroji** stejného typu a výkonu.



Obr. 3.12 MVE Želina a Lomazický kanál před vybudování MVE Želina 2

3.5.2 Návrh savky [25]

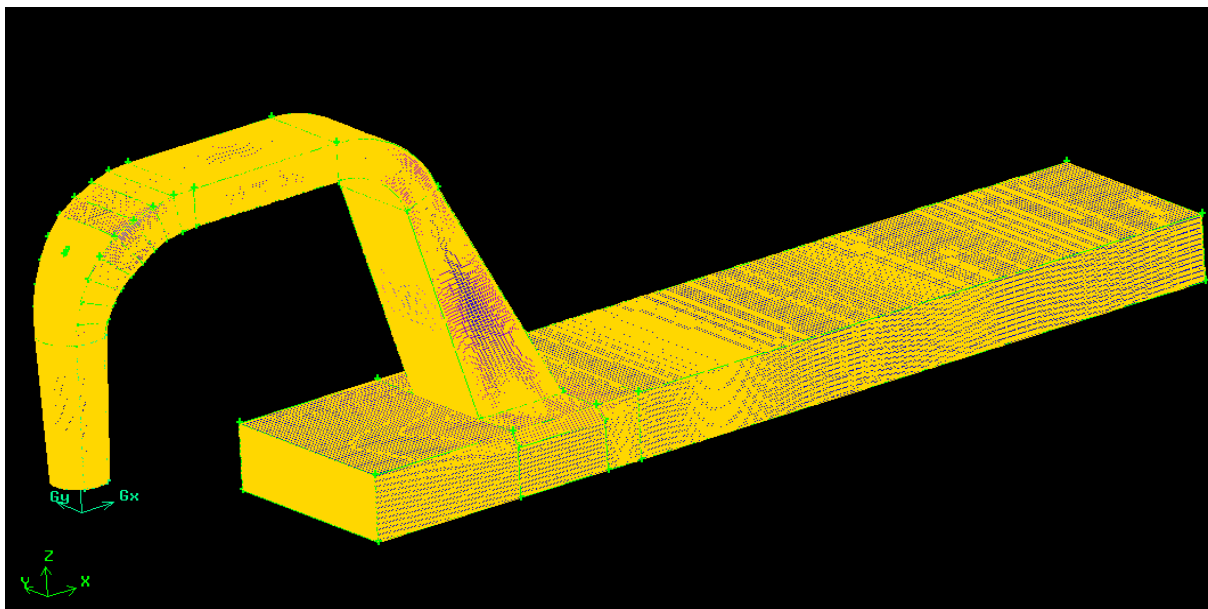
Předmětem návrhu byla optimalizovaná Vírová turbína v násoskovém uspořádání se 40% nábojem, dvojicí lopatek oběžného kola a konečně vhodně řešené savky s dvojicí kolen pro minimalizaci disipace energie. Lokalita si vyžádala specifický návrh sací trouby, především z důvodu požadavku na překování betonové hráze s minimálním převýšením a současně citlivého zásahu na prostoru historické technické památky. Základní rozměry betonové hráze, výška horní a dolní hladiny jsou patrné z následujícího obrázku.



Obr. 3.13 Výškové poměry na vstupu do Lomazického kanálu

Návrh zahrnoval výpočty základních rozměrů, které respektují technické řešení Vírové turbíny a jejich funkčních součástí, tedy průměr OK, přechodovou část z náboje na hřídel a stavební řešení dané lokality. Tyto výpočty byly využity k návrhu 3-D modelu, ze kterého se vycházelo při tvorbě výpočetní domény určené pro CFD simulaci.

V prvním případě bylo dle teoretických předpokladů navrženo plné otevření difuzoru 11° . Tento návrh ovšem po vyhodnocení CFD simulace vykazoval známky velkého zavíření v oblasti kruhového difuzoru, toto víření je způsobeno příliš velkým otevřením difuzoru. Byly tedy vypracovány další dvě návrhové varianty, které zahrnují difuzor s nulovým otevřením a také difuzoru s plným otevřením 4° .

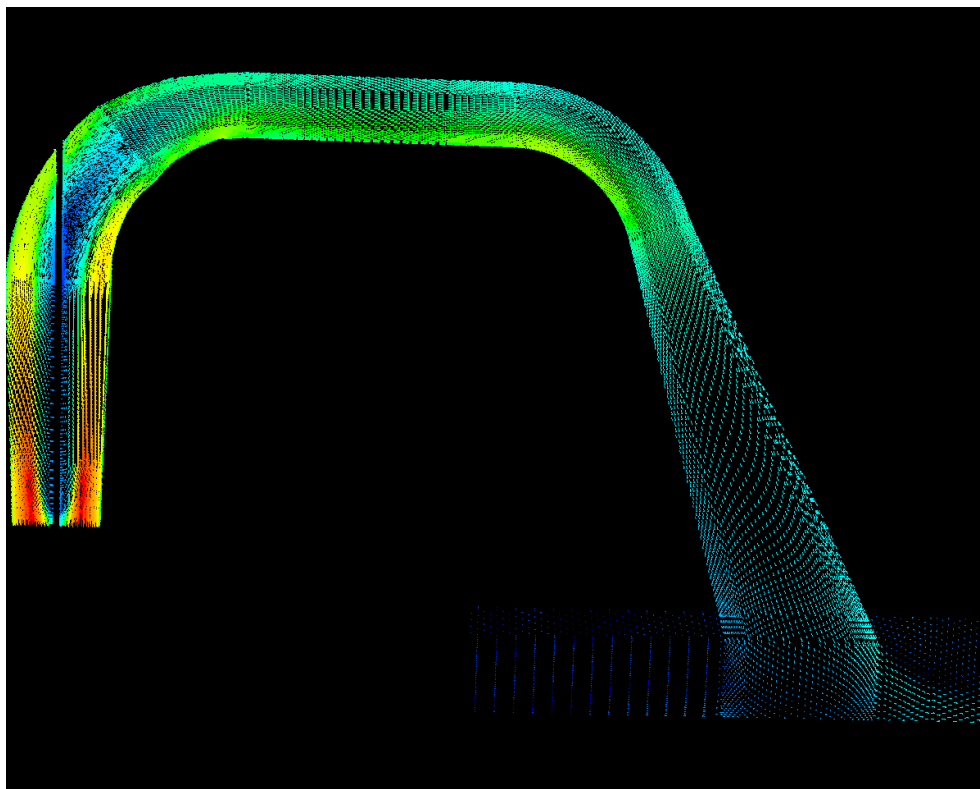


Obr. 3.14 Výpočtová doména savky s kruhovým difuzorem (plné otevření 4°)

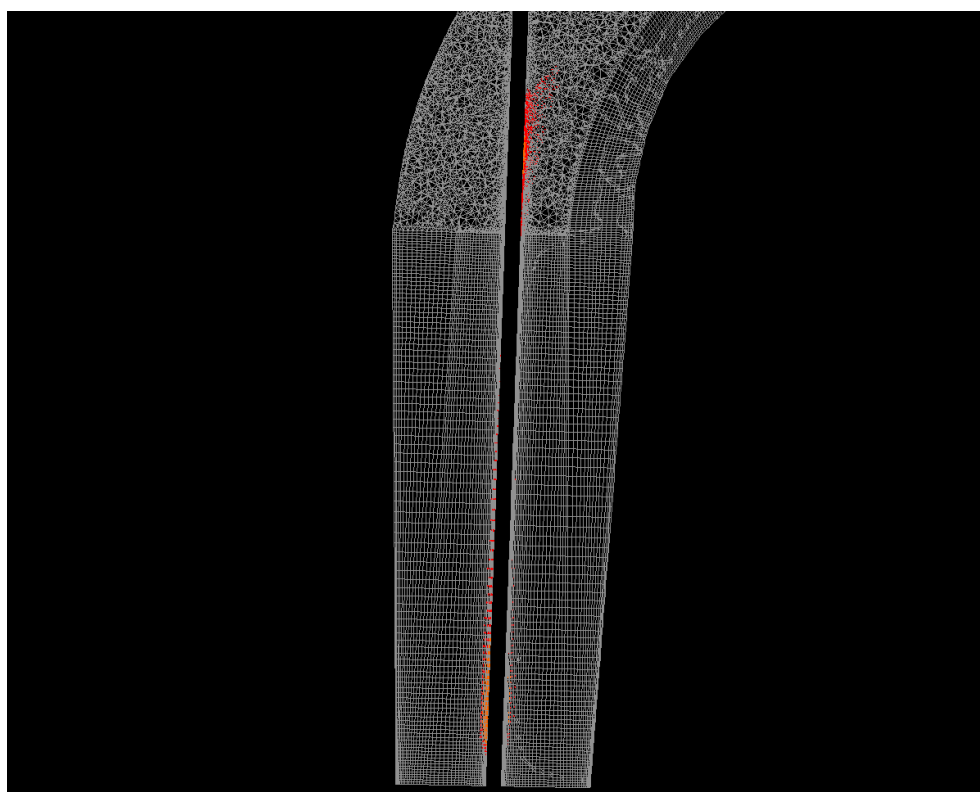
Výpočetní doména obsahovala pro každý případ difuzornosti přibližně 2,5 milionu buněk, u nichž bylo dosaženo uspokojivé kvality, vstupní okrajová podmínka byla velocity inlet, výstupní pak pressure outlet. Do domény byl také zahrnut odpadní kanál, který slouží zároveň jako ustalovací rovina.

Hřídel, která prochází difuzorem a savkou byla modelována jako moving wall. Při výpočtech byl uvažován průtok savkou $Q=1 \text{ m}^3/\text{s}$. Na vstupní okrajovou podmínku byl zadáván místně středovaný profil, nebo-li průměrné hodnoty rychlostí odečtené z 50-ti obvodů na výstupním průřezu z výpočtové simulace samotného oběžného kola.

Z Obr. 3.15. je patrné, že v případě plného otevření kruhového difuzoru 4° nedocházelo k velkému zavíření v místě přechodu kapaliny z oběžného kola do difuzoru, stejně tak i v místě, kde se mění směr proudění kapaliny v závislosti na zakřivení. Po úpravě rozměrů na vstupní části celého modelu – tedy v místě horní hladiny byl difuzor upraven na plný úhel otevření $5,04^\circ$, tento model byl výpočetně ověřen a výsledky jsou s ohledem na ztráty a na zavíření za oběžným kolem srovnatelné s výsledky difuzoru s plným otevřením 4° . V savce dochází k minimálnímu zavíření, které s ohledem na použití vírové turbíny lze považovat za zanedbatelné. Účinnost samotné savky nebyla vyhodnocována, jelikož byla vyhodnocována účinnost celého modelu včetně násosky, oběžného kola a sací trouby.



Obr. 3.15 Vektory rychlostí zobrazeny v řezu celou výpočtovou doménou



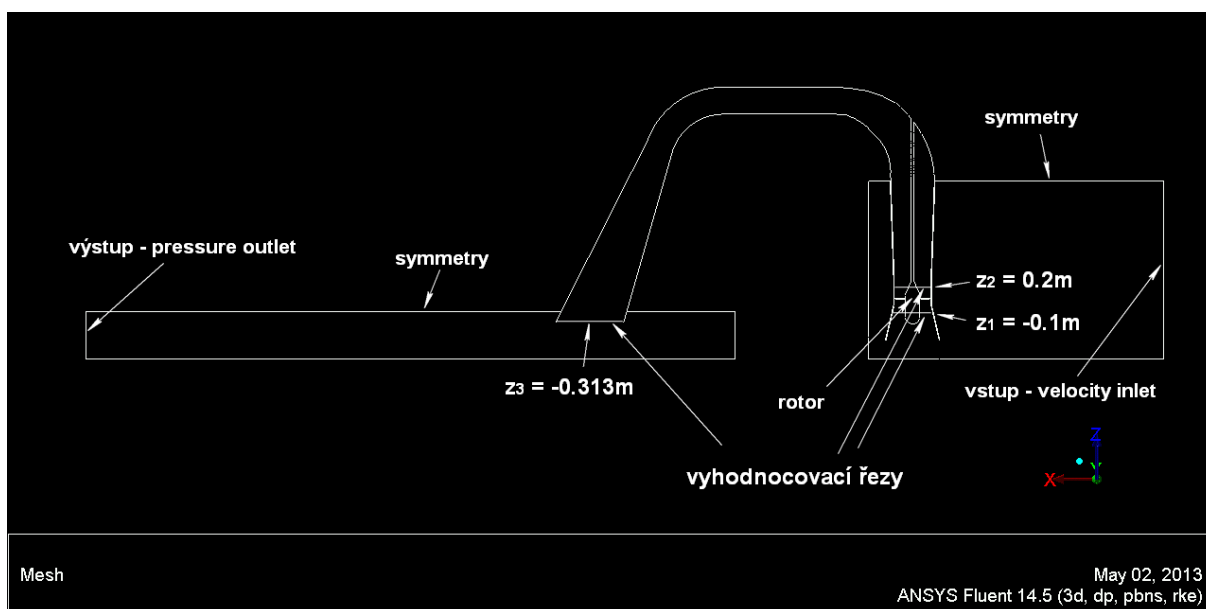
Obr. 3.16 Detail – záporné rychlosti v ose Z (červeně zvýrazněné)

3.5.3 Numerický model MVE Želina [25]

Geometrie a výpočetní síť numerického modelu násoskové varianty jednostupňové vírové turbíny byla vytvořena v software Gambit. Model je vytvořen v násoskové variantě: vstupní část je tvořena horní nádrží, v níž je zanořeno vstupní potrubí tvořené sacím konfuzorem a komorou oběžného kola. Za kolem následuje difuzor kruhového průřezu délky 1757 mm, jehož vstupní průměr je $D1 = 620$ mm a výstupní průměr $D2 = 743$ mm.

Za kuželovým difuzorem následuje segmentové koleno, jehož výstupní průřez je obdélníkový profil o rozměrech 458 x 1100 mm. Následující část je tvořena obdélníkovým potrubím a druhým kolenem, přičemž oba díly mají konstantní obdélníkový průřez. Poslední díl savky je obdélníkový difuzor, jehož výstupní rozměry jsou 1893 x 1100 mm. Výpočetní doména je zakončena dlouhým výstupním kanálem, jenž slouží k uklidnění proudění, aby hodnoty proudového pole na výstupu z domény neovlivňovaly proudění v oblasti zájmu.

Model uvažuje také rotující hřídel o průměru 50 mm, která vede od oběžného kola ke stěně segmentového kolena, kde je vyvedena ke generátoru.



Obr. 3.17 Výpočetní doména

Model oběžného kola jednostupňové vírové turbíny má průměr 620 mm při průměru náboje 248 mm (40% průměru OK). Výpočetní doména včetně okrajových podmínek je zobrazena na Obr. 3.17. Okolo stěn lopatek oběžného kola byla vytvořena kvalitní síť mezní vrstvy tvořená šestistěnnými elementy, zbylý prostor okolo lopatek byl vytvořen pomocí šestistěnných buněk, dále pomocí pyramidových elementů a čtyřstěnnů. Další oblast pyramidových a čtyřstěnných elementů je první segmentové koleno. Z důvodu vývodu hřídele na generátor nelze v této části jednoduše provést dekompozici objemového těla, a tudíž zde nejde vytvořit kvalitní hranolové elementy. Hodnoty parametru wall y^+ byly zkontrolovány. Celá výpočetní doména obsahuje přibližně 5,67 milionu buněk. K řešení byl použit komerční software ANSYS Fluent R14. Celý výpočet byl proveden s přístupem MRF (Multiple Reference Frame) – tento přístup spočívá v rozdělení výpočetní oblasti na část pohyblivou a část statorovou. Celá síť, se nepohybuje, ale v části označené jako rotor budou při výpočtu použity rovnice pro rotující kanál. Při simulaci nebyla uvažována gravitace, protože konvergence řešení probíhá při zapnutém gravitačním zrychlení o poznání hůře.

Okrajové podmínky byly stanoveny následovně (viz Obr. 3.17):

Vstup: Velocity inlet, pístový rychlostní profil, velikost rychlosti byla zvolena tak, aby průtok doménou byl $Q = 1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$.

Výstup: Pressure outlet, $p = 0 \text{ Pa}$

Hladina horní nádrže a odpadního kanálu: Symmetry, (podmínka $\vec{v} \cdot \vec{n} = 0$)

Hřidel, savka, komora, lopatky OK, stěna horní nádrže a odpadního kanálu: Wall

Řešič byl nastaven následovně:

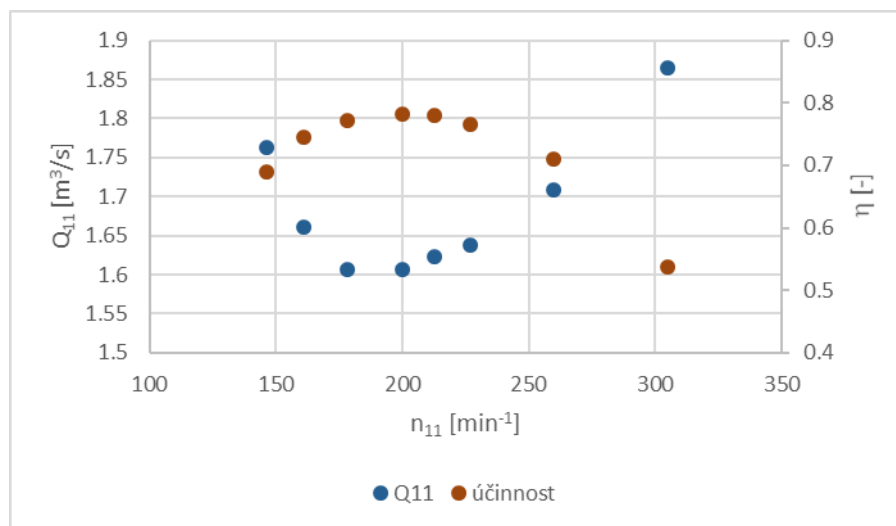
Model turbulence: zvolen 2-rovnicový model k- ϵ realizable.

Proudění v blízkosti stěny (Near Wall Treatment): nerovnovážné stěnové funkce (Non-equilibrium wall functions)

Stacionární řešení.

Diskretizace advektivních členů: interpolační schéma UPWIND 2. řádu přesnosti.

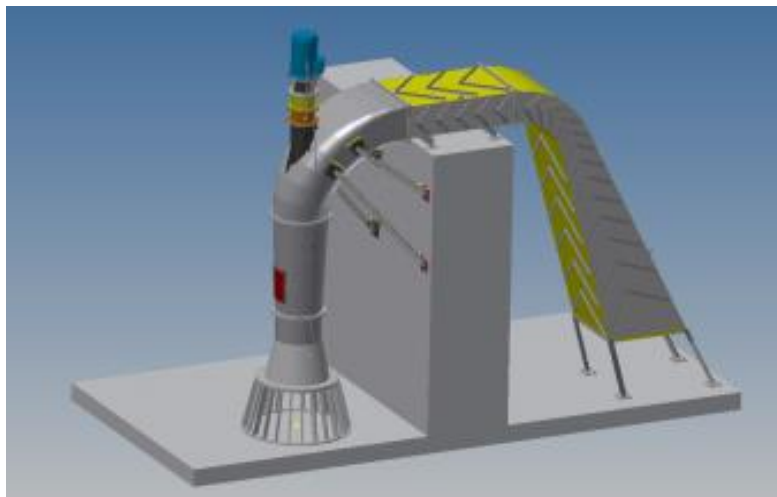
Bylo simulováno celkem 8 provozních bodů. Okrajové podmínky na vstupu a výstupu z domény zůstávají při různých provozních bodech stejné, mění se pouze otáčky rotoru. Na následujícím grafu je zobrazena vypočtená účinnostní a průtočná charakteristika stroje.



Obr. 3.18 CFD charakteristika MVE Želina

Při detailním rozboru dat získaných z numerických simulací se objevila obava, že navrhované řešení nebude disponovat dostatečným průtokem v režimu turbínového čerpání, tak aby se násosky zavodnily pouze tímto způsobem. Proto byla doporučena instalace vodokružné vývěvy do stávající strojovny elektrárny na podporu uvedení násoskových turbín do provozu. V souvislosti s řešením problematiky zavodňování bylo zjištěno, že projektované asynchronní generátory budou po dobu turbínového čerpání extrémně zatíženy nadlimitním proudem, který nejsou schopny bezpečně zvládat z důvodu extrémního oteplení. Druhým zkoumaným přechodovým jevem bylo odstavení turbín z provozu. V původní projektové dokumentaci bylo navrženo řešení s jednou dálkově nebo ručně ovládanou armaturou. Tlak na bezpečné dimenzování tohoto provozního uzlu byl dán především skutečností, že turbína nemá jiný provozní uzávěr ani havarijní uzávěr. Současně vliv malých rotujících hmot způsobuje, že se turbína dostává při ztrátě zátěže velmi rychle na průběžné otáčky, které činí téměř dvojnásobek

provozních otáček. Oba výše popisované režimy se projevují zvýšeným dynamickým namáháním stroje, při kterých jsou překračovány běžné povolené hodnoty efektivních rychlostí na ložiscích. Výše uvedené aspekty vyvolaly ještě vyšší poptávku pro přesnějších informací o přechodových dějích u tohoto typu turbín.



Obr. 3.19 Výsledný model Vírové turbíny pro lokalitu MVE Želina

Technická popis zařízení	
Typ turbíny	Vertikální, násosková, Vírová turbína
Průměr oběžného kola	$\varnothing D = 620 \text{ mm}$
Návrhový průtok turbíny	$Q_n = 1,0 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$
Návrhový spád	$H_n = 2,05 \text{ m}$
Pracovní rozsah spádů	$H_T = 2,05 - 2,2 \text{ m}$
Jmenovité otáčky	$n = 518 \text{ min}^{-1}$
Průběžné otáčky	$n_p = 970 \text{ min}^{-1}$
Maximální výkon turbíny	$P_{T_{\max}} = 15,3 \text{ kW}$
Technické podmínky provozu	
Maximální teplota ložisek	80°C
Minimální teplota provozu	-5°C

Tab. 3.1 Projektované parametry Vírové turbíny MVE Želina [20]

4 Cíle a motivace dizertační práce

Nabídka spolupráce na realizaci projektu malé vodní elektrárny Želina v úzkém kontaktu s týmem inženýringu vodních elektráren společnosti Čez a.s. se stala dostatečnou motivací podílet se na práci navazující na dlouholetý vývoj Vírové turbíny, a najít zde prostor pro objasnění jevů, které nebyly do této doby dostatečně popsány v literatuře, odzkoušeny na modelu a porovnány s dílem.

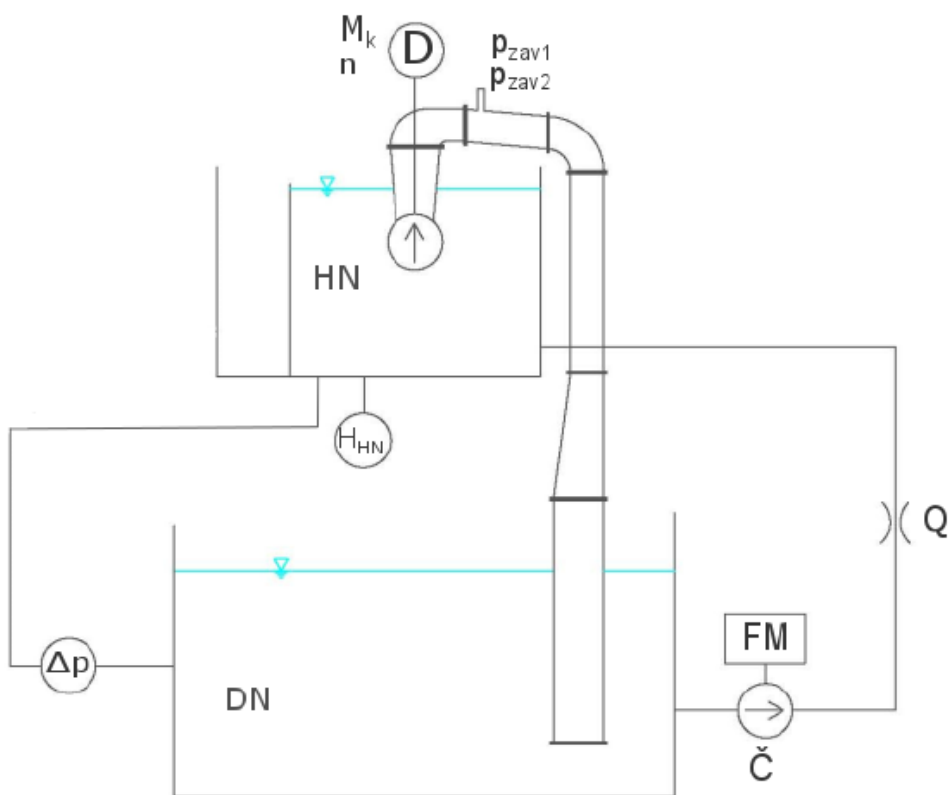
Těžiště práce spatřuji v nestacionárních pochodech spojených se startem a odstavení Vírových turbín v násoskovém uspořádání. Oba tyto jevy jsou úzce propojeny ve smyslu vícefázového proudění vzduchu a vody. Rovněž oba mají zásadní vliv na spolehlivý a bezpečný provoz. Cílem práce je vytvořit matematický model procesů odvzdušňování a zavzdušňování savky Vírové turbíny, dále s využitím laboratorního modelu provést dostatečně obsáhlou sérii měření obou přechodových dějů pro různé okrajové podmínky a verifikovat navržený matematický model. V konečné fázi provést srovnání s údaji reálného dílem MVE Želina, kde jsou k dispozici provozní data. Vzhledem k poznání šířky problematiky přechodových stavů násoskové turbíny se původní záměr a téma disertační práce redukovalo pouze na násoskovou variantu Vírové turbíny, která našla svoje uplatnění v několika lokalitách na rozdíl od přímoproudé varianty.

5 Experiment

Na počátku bylo rozhodnutí přednostně ověřit vypočtené charakteristiky modifikované násoskové Vírové turbíny na modelu násoskové Vírové turbíny v laboratoři OFI V.K., V souvislosti s tímto úkolem byl upraven stávající model násosky a byly odměřeny prvotní výkonové a průtokové charakteristiky, které potvrdily předchozí výpočty. Problematika měření přechodových dějů byla odložena do doby, než bude vyrobena nová násosky, zanořené pod spodní hladinu. Původní potrubí se v dolní polovině rozšiřovalo. Nové potrubí konstantního průřezu po celé délce násosky bylo vyrobeno se vzájemně zaměnitelných modulů, které umožňovaly měnit délku násosky a v omezené míře hloubku zanoření pro různé spády.

5.1 Měřicí trať

Na Obr. 5.1 je znázorněna zkušební trať umístěná v Těžké hydraulické laboratoři, označovaná jako stanice mikroturbín. Na uvedené trati lze měnit spádové i průtokové poměry modelu a rovněž je zde prostor pro změnu zanoření savky turbíny. Základními prvky celého zkušebního okruhu je dvojice nádrží, horní obdélníkového půdorysu 4,55 m x 1,45 m a dolní o rozměrech 6 m x 3 m. Průtok mezi nádržemi je zajištěn diagonálním podávacím čerpadel s otáčkovou regulací. Průtok do horní nádrže je snímán dvojicí indukčních průtokoměrů DN100 a DN300. Model turbíny je brzděn stejnsměrným dynamometrem a měřen snímačem krouticího momentu včetně inkrementálního snímače otáček. Měření hladin v nádržích je zabezpečeno dvojicí ultrazvukových snímačů hladiny a současně měřením diferenciálního tlaku mezi horní a dolní nádrží. Ostatní prvky měřicího řetězce tvoří snímače absolutního tlaku na různých místech profilu násosky.



Obr. 5.1 Schéma fyzikálního modelu Vírové turbíny v násoskovém uspořádání [21]

5.2 Měření veličiny a použitá měřicí technika

H_{HN}	Hladina v horní nádrži	[m]
H_{DN}	Hladina v dolní nádrži	[m]
Δp	Tlaková diference mezi horní a dolní nádrží	[kPa]
p_{HN}	Tlak v horní nádrži	[kPa]
p_{zav1}	Tlak v místě přísávání vzduchu (před ventilem)	[kPa]
p_{zav2}	Tlak v místě přísávání vzduchu (za ventilem, před clonou)	[kPa]
Q	Průtok do horní nádrže	[l.s ⁻¹]
Q_{vzduch}	Průtok vzduchu	[NL.min ⁻¹]
M_k	Krouticí moment na hřídeli turbíny	[Nm]
n	Otáčky turbíny	[min ⁻¹]

Druh snímače:	Měřená veličina	Označení	Výrobce	Typ	Rozsah	Výstup	Přesnost
Ultrazvuk	výška	H_{HN}	ELA Brno	2HMU	2 m	0-20 mA	0,8%
Ultrazvuk	výška	H_{DN}	ELA Brno	2HMU	2 m	0-20 mA	0,8%
Převodník tlakové diference	tlaková diference	Δp	OMEGA	PX 750	50 kPa	0-20 mA	0,2%
Převodník abs. tlaku	tlak	p_{HN}	BD Sensors	DMP331	160 kPa	0-20 mA	0,25%
Převodník abs. tlaku	tlak	p_{zav1}	BD Sensors	DMP331	160 kPa	0-20 mA	0,25%
Převodník abs. tlaku	tlak	p_{zav2}	BD Sensors	DMP331	160 kPa	0-20 mA	0,25%
Mag.induk. snímač	průtok	Q	ELA Brno	MQI 99 DN300	500 l.s ⁻¹	4-20 mA	0,3%
Mag.induk. snímač	průtok	Q	ELA Brno	MQI 99 DN100	80 l.s ⁻¹	4-20 mA	0,3%
Žhavený drátek	průtok	Q_{vzduch}	TESTO	6443 DN40	4100 NL.min ⁻¹	4-20 mA	3%
Tenzometrická příruba	krouticí moment	M_k	HBM	T10F	50 Nm	±10V	0,2%
Inkrementální snímač	otáčky	n	HBM	T10F	6000 min ⁻¹	0-20 mA	0,2%

5.3 Stanovení výkonové charakteristiky

Pro potřeby ověření numerického modelu násoskové Vírové turbíny byl vyroben zjednodušený fyzikální model (40% náboj, dolní vodící ložisko, dvoulopatkové oběžné kolo se shodným úhlem opásání a geometrií lopatek, savka přecházející z kruhu na obdélníkový profil) odpovídající parametrům MVE Želina. Zjednodušení se týkalo především přechodového kolena a sklonu savky, které neodpovídaly zcela podmínkám na díle. Byla změřena jeho kompletní charakteristika, která zahrnovala i měření turbínové čerpání a kavitační zkoušky.



Obr. 5.2 Celkový pohled na stanici mikroturbín s instalovanou násoskovou turbínou

5.3.1 Výpočetní vztahy

- výpočet průtoku:

$$Q_t = Q - \frac{H_{HN2} - H_{HN1}}{\Delta t} \cdot S \quad (66)$$

kde:

Q_t	průtok turbínou	[m ³ /s]
Q	měřený průtok	[m ³ /s]
H_{HN2}	hladina v HN na konci měření průměr za posledních 5s	[m]
H_{HN1}	hladina v HN, průměr za prvních 5s měření	[m]
S	plocha volné hladiny horní nádrže	[m ²]
Δt	doba měření	[s]

Průtok je stanoven indukčním průtokoměrem a korigován o změnu hladiny v horní nádrži v průběhu měření jednoho měřeného bodu. To je za čas 30 s.

- výpočet spádu na turbínu:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho \cdot g} - \frac{Q_t^2}{2 \cdot g \cdot S^2}$$

$$H = \Delta H - \frac{Q_t^2}{2 \cdot g \cdot S^2}$$
(67)

kde:

H	spád na turbínu	[m]
Q_t	průtok turbínou	[m ³ /s]
ΔH	měřený rozdíl hladin v horní a spodní nádrži	[m]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
S	výstupní plocha savky VT	[m ²]

- výpočet účinnosti turbíny:

$$\eta = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H} \cdot 100\%$$
(68)

kde:

η	účinnost turbíny	[%]
M_k	měřený krouticí moment	[Nm]
n	otáčky turbíny	[1/s]
Q_t	průtok turbínou	[m ³ /s]
g	gravitační zrychlení	[m/s ²]
H	spád na turbínu	[m]

- výpočet n_{11} :

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}}$$
(69)

kde:

n_{11}	jednotkové otáčky turbíny	[1/min]
n	otáčky turbíny	[1/min]
D	průměr oběžného kola	[m]
H	spád na turbínu	[m]

- výpočet Q_{11} :

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}}$$
(70)

kde:

Q_{11}	jednotkový průtok turbínou	[m ³ /s]
Q	průtok turbínou	[m ³ /s]
D	průměr oběžného kola	[m]
H	spád na turbínu	[m]

- výpočet M_{11} :

$$M_{11} = \frac{Mk}{D^2 \cdot H} \quad (71)$$

kde:

M_{11}	jednotkový moment	[Nm]
Mk	Krouticí moment na hřídeli turbíny	[Nm]
D	průměr oběžného kola	[m]
H	spád na turbínu	[m]

- výpočet P_{11} :

$$P_{11} = \frac{P}{D^2 \cdot \sqrt{H^3}} \quad (72)$$

kde:

P_{11}	jednotkový výkon	[W]
P	výkon	[W]
D	průměr oběžného kola	[m]
H	spád na turbínu	[m]

5.3.2 Stanovení nejistot měření

Při určení nejistoty měření se postupuje dle normy ČSN ISO 17025. Norma rozlišuje nejistotu na typ A a B. Nejistota typu A je určována statistickými metodami z naměřených dat. Je definována jako výběrová směrodatná odchylka středních hodnot naměřených veličin. Vzhledem k použité měřicí technice a vysokému počtu naměřených vzorků si můžeme dovést ji zanedbat vzhledem k velikosti nejistoty typu B.

Nejistota typu B se váže na předem známé, identifikovatelné a kvantifikovatelné zdroje, které jsou uvedeny výrobcem v technické dokumentaci. Způsob výpočtu se liší pro jednotlivé skupiny měřicí techniky. Konkrétní informace jsou uvedeny v certifikátech a kalibračních listech. Pro účely této práce postačí obecný vztah pro určení nejistoty typu B měřené veličiny X :

$$u_{B X} = T_P \cdot X_{max} \quad (73)$$

kde:

T_P	třída přesnosti přístroje	[-]
X_{max}	rozsah přístroje	[jednotka]

Vyjdeme ze vztahu pro výpočet účinnosti. Při výpočtu nejistoty účinnosti budeme uvažovat nejistoty pouze u M_k , Q a H . Nejistoty ostatních veličin zanedbáme.

$$\eta = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H} \cdot 100\% \quad (74)$$

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial M_k} \cdot u_{BM_k}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q_t} \cdot u_{BQ}\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H} \cdot u_{BH}\right)^2} \cdot 100\% \quad (75)$$

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H} \cdot u_{BM_k}\right)^2 + \left(\frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q_t^2 \cdot g \cdot H} \cdot u_{BQ}\right)^2 + \left(\frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot Q_t \cdot g \cdot H^2} \cdot u_{BH}\right)^2} \cdot 100\% \quad (76)$$

Po podělení předchozího vztahu účinností získáme vztah:

$$\frac{u_{B\eta}}{\eta} = \sqrt{\left(\frac{u_{BM_k}}{M_k}\right)^2 + \left(\frac{u_{BQ}}{Q_t}\right)^2 + \left(\frac{u_{BH}}{H}\right)^2} \quad (77)$$

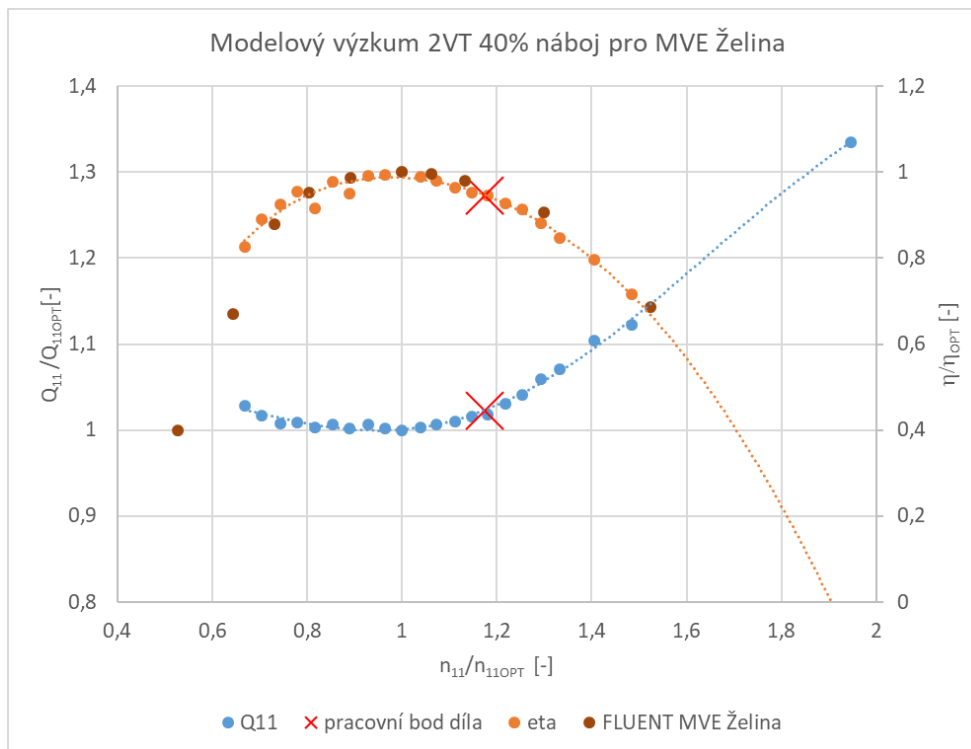
Pro dosažení do předešlého vztahu potřebujeme znát nejistotu kroutícího momentu, průtoku a spádu. Nejistotu M_k stanovíme přímo z třídy přesnosti snímače. Nejistoty průtoku uvažujeme pouze z třídy přesnosti snímače průtoku, zanedbáme nejistoty měření výšky hladiny v horní nádrži. Nejistotu spádu určíme z následujícího vztahu:

$$H = \Delta H - \frac{Q_t^2}{2 \cdot g \cdot S^2} \quad (78)$$

$$u_{BH} = \sqrt{\left(\frac{\partial H}{\partial \Delta H} \cdot u_{B\Delta H}\right)^2 + \left(\frac{\partial H}{\partial Q_t} \cdot u_{BQ_t}\right)^2} \quad (79)$$

$$u_{BH} = \sqrt{\left(u_{B\Delta H}\right)^2 + \left(\frac{Q_t}{g \cdot S^2} \cdot u_{BQ_t}\right)^2} \quad (80)$$

5.3.3 Výsledky měření



Obr. 5.3 Srovnání charakteristiky fyzikálního a CFD modelu NVT MVE Želina

Kromě výše uvedených průběhů byly změřeny i ustálené režimy s přísáváním vzduchu za podmínky konstantních otáček soustrojí. Pro účely zkoušek s přísáváním vzduchu byla navržena a vyrobena sestava několika tenkostěnných ocelových clon (12ks: 3 až 25 mm), pomocí kterých se opakovaně přísával vzduch. Sledován byl ustálený režim v rozsahu jednotkových otáček 50 až 400 min⁻¹. Výpočet průtoku skrz clonu byl navržen dle vztahu ČSN EN ISO 5167-1:

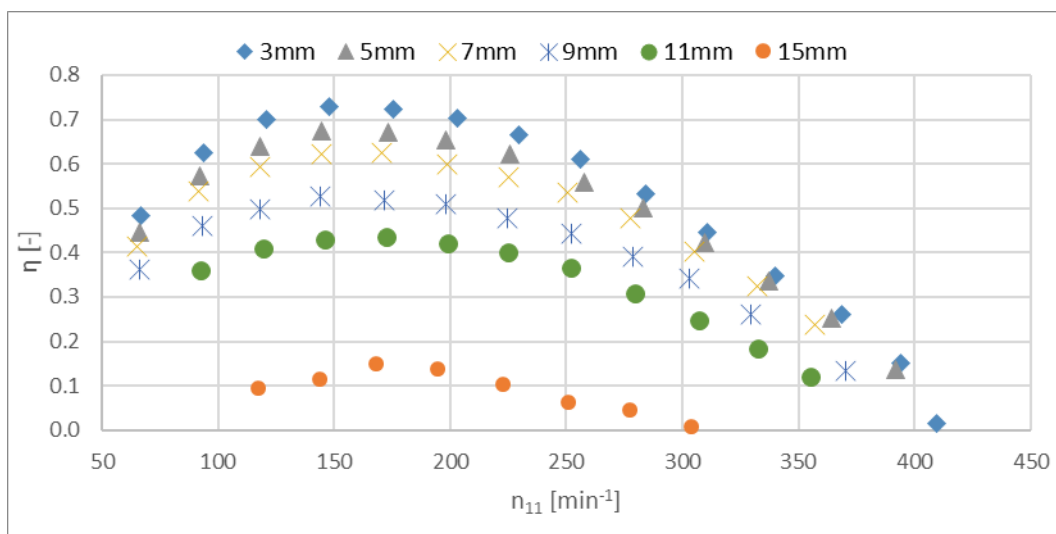
$$Q = \frac{C}{\sqrt{1 - \beta^4}} \cdot S_0 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (81)$$

kde:

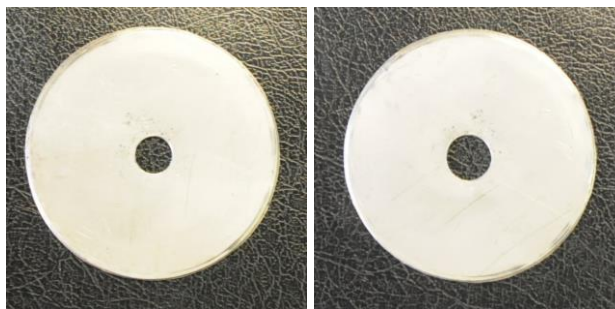
$$\beta = \frac{d}{D}; S_0 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}; \quad (82)$$

$$C = 0,5959 + 0,0312\beta^{2,1} - 0,0184\beta^8 + 0,029\beta^{2,5} \cdot \left(\frac{10^6}{Re_D}\right)^{0,75}$$

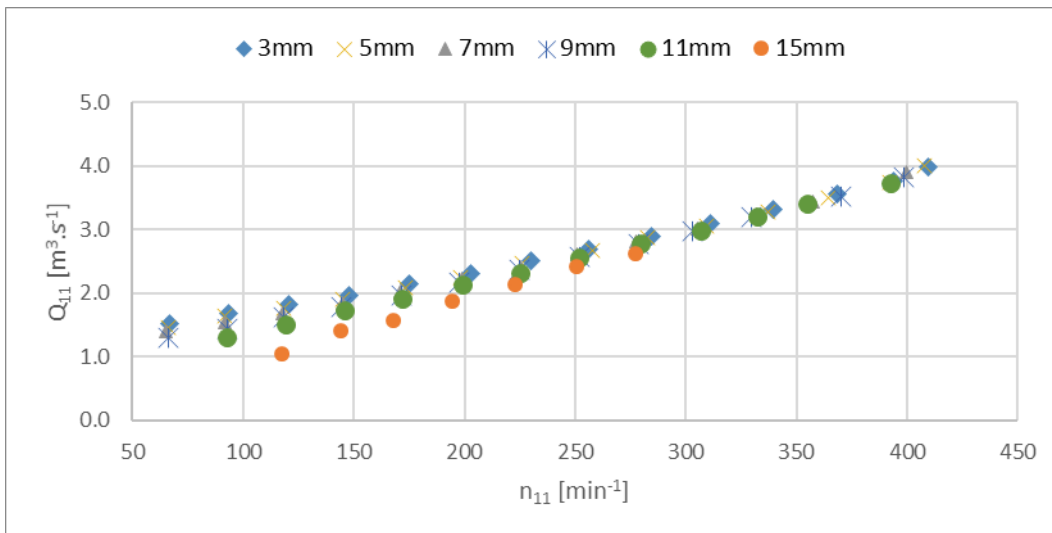
Všechny vypočtené hodnoty průtoků byly dále převedeny na hodnotu průtokového součinitele K_v , pro pozdější srovnání se zavzdušňovací armaturou. Vybrané velikosti clon se podařilo později změřit pomocí žhaveného drátku a zpětně zkontrolovat správnost původně uvažovaných velikostí průtoků vzduchu, viz následující tabulka.



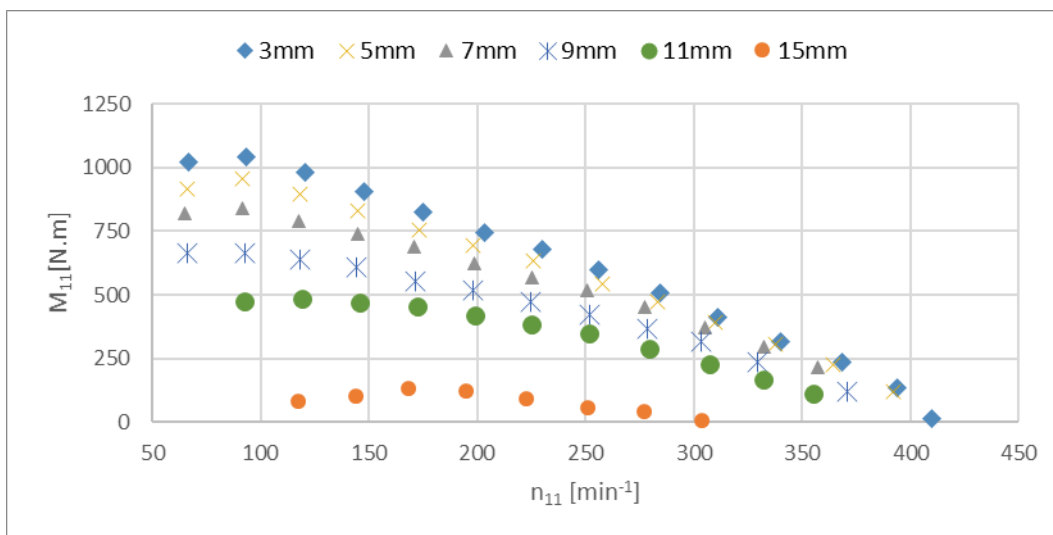
Obr. 5.4 Vliv přísávání vzduchu na účinnost modelu NVT



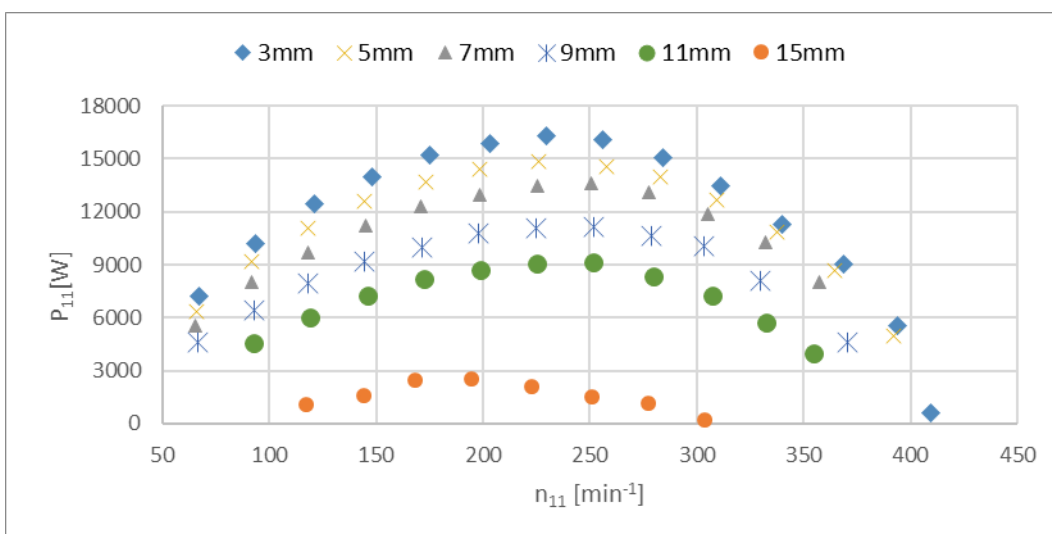
Obr. 5.5 Ukázka clon $\varnothing 7$ mm a $\varnothing 9$ mm



Obr. 5.6 Vliv přísávání vzduchu na průtočnost modelu NVT



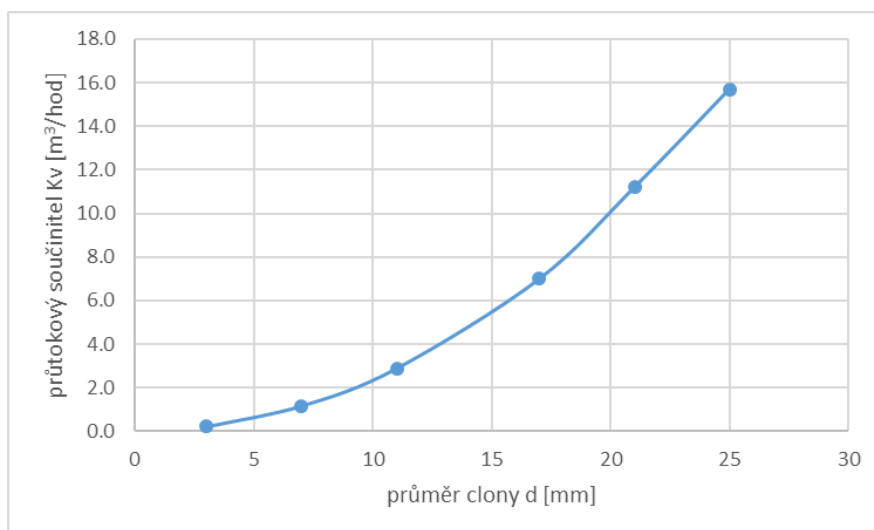
Obr. 5.7 Vliv přísávání vzduchu na jednotkový moment modelu NVT



Obr. 5.8 Vliv přísávání vzduchu na jednotkový výkon modelu NVT

Ø d [mm]	dp [kPa]	Q [NL/min]	Kv [m ³ /hod]
3	23	48	0.2
5	-	-	-
7	20.4	246	1.2
9	-	-	-
11	21.87	630	2.9
13	-	-	-
15	-	-	-
17	7.15	872	7.0
19	-	-	-
21	5.03	1170	11.2
23	-	-	-
25	5.08	1648	15.7

Obr. 5.9 Tabulka používaných clon na modelu NVT



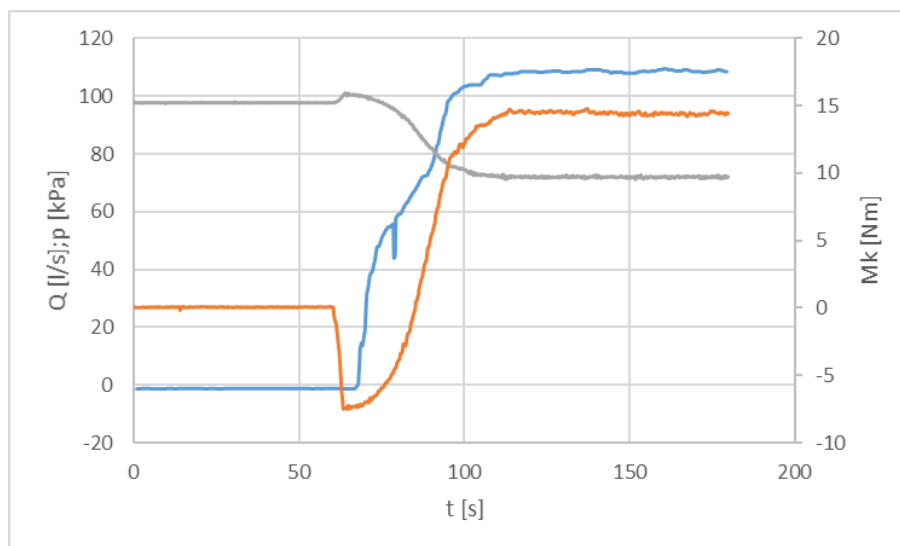
Obr. 5.10 Závislost velikosti používaných clon na průtokovém součiniteli



Obr. 5.11 Pohled na kalibraci clon pomocí průmyslového vysavače a průtokoměru vzduchu

5.4 Uvedení turbíny do provozu – zavodnění

Zařízení se uvádí do provozu sekvencí na sebe navazujících kroků. V prvním kroku musí dojít k uzavření ventilu v horní části násosky nebo lze vyčkat na okamžik, kdy hladina vody dosáhne přepadového prahu. Experimentální zařízení bylo zpočátku vybaveno pouze ručním kulovým uzávěrem, a proto byla zvolena varianta uzavření před roztočením soustrojí. Následovalo roztočení turbíny v turbínovém smyslu otáčení, prozatím v motorickém smyslu zatížení pohonu, který signalizuje negativní hodnota krouticího momentu. Pozvolna nebo naopak prudce v závislosti na zvolených otáčkách dochází k zvyšování hladiny za oběžným kolem až po hranu nejvyššího bodu násosky, kde voda začíná samovolně přepadávat ve formě kompaktního paprsku a strhávat s sebou vzduch z okolního prostoru. Dochází k postupnému snižování tlaku v prostoru násosky a tím pádem ke zvyšování průtoku při konstantních otáčkách. Částečně tento jev popisuje charakteristika turbínového čerpání, která je k danému modelu k dispozici, avšak vztahuje se k plně zatopené násosce, a proto je její vypovídací hodnota omezena. Proto byla zvláště změřena závislost průtoku násoskou na otáčkách za podmínky atmosférického tlaku v prostoru násosky. Vrátime-li se k popisu dalších kroků při zavodňování, tak pozorujeme plynulou změnu orientace krouticího momentu ze záporných, motorických hodnot do kladných, generátorických. Dochází ke stabilizaci proudění, zbavení se posledních zbytků vzduchu z násosky, ustálení provozních parametrů a následuje provozní režim, který je dán pouze rozdílem hladin a frekvencí otáčení oběžného kola. Uvedený proces je závislý na velikosti otáček, hloubce zanoření savky pod spodní hladinu, výšce hladiny v horní nádrži a dalších parametrech. Typický průběh krouticího momentu, průtoku a tlaku v nejvyšším bodě násosky při startu modelu je uveden na *Obr. 5.12* a stejný děj na díle je zachycen pro srovnání na *Obr. 5.22*.



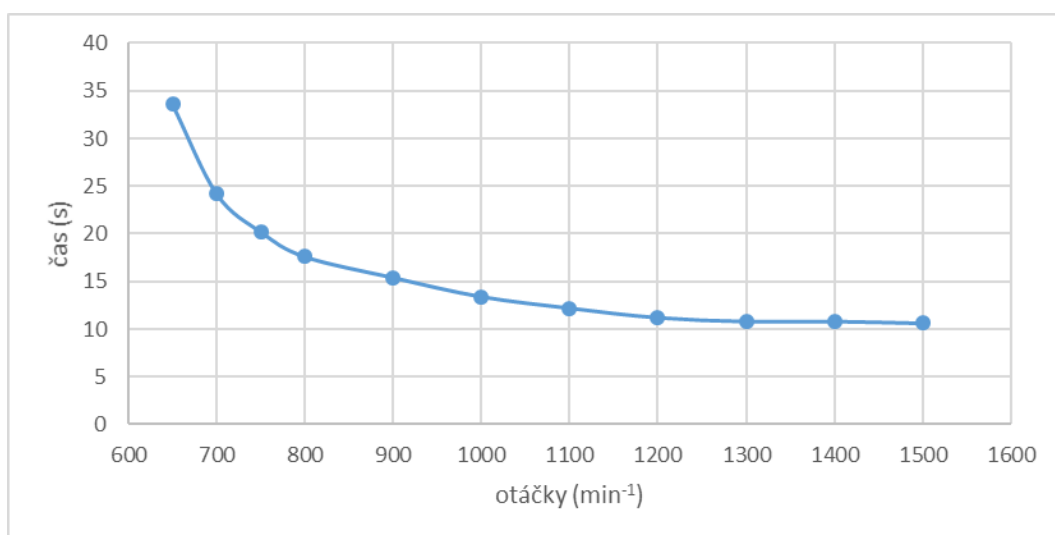
Obr. 5.12 Typický průběh spuštění laboratorního modelu MVE Želina

5.4.1 Přehled měřených kombinací

Pro experimentální určení kritické hodnoty průtoku násoskou, která bude znamenat její kompletní zavodnění a změnu orientace krouticího momentu byla stanovena řada měřených bodů pro 3 základní délky savky (60 cm, 160 cm a 240 cm) a dále pro 2 úrovně hladiny v horní nádrži a konečně z toho vyplývajících několik hloubek zanoření, které se lišily vzájemně dle konstrukce. Nejkratší savka umožňovala pouze jednu hloubku zanoření atd. Každý pokus byl

opakován 2 až 5x, pro potvrzení získaných výsledků. Pokud během 180 s nedošlo k nasátí, byl takový bod prohlášen za neúspěšný a přistoupilo se k měření vyšších otáček. Pro přehlednost následuje tabulkový přehled měřených bodů s vyhodnoceným časem náběhu, který odpovídá době, kdy byl zaznamenán negativní krouticí moment. Hodnoty tlaku, otáček a momentu jsou okamžité a odpovídají konkrétním podmínkám v daném čase a místě měření. Na rozdíl od průtoku, který je pouze ilustrativní, protože se jedná o hodnotu průtoku do horní nádrže, který je navíc zatížený chybou obsluhy a zpožděním daným integračním členem uvnitř průtokoměru. Nicméně se dá říci, že s přibývajícím počtem měřených bodů se obsluha zaškolila v ručním ovládní podávacího čerpadla a minimalizovala tak svůj vliv na polohu hladiny v horní nádrži během uvádění do provozu.

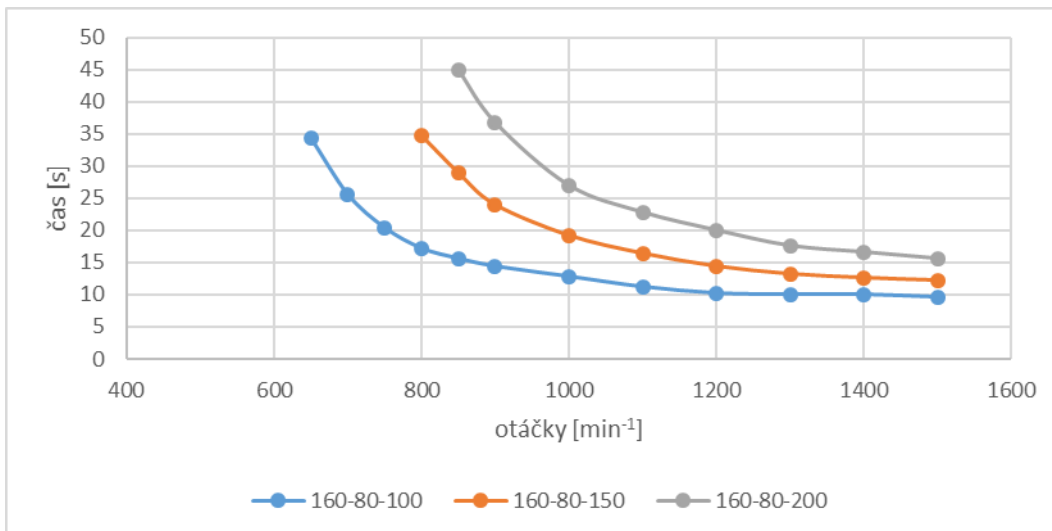
Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[-]
60	80	205	5	600	1500	650	



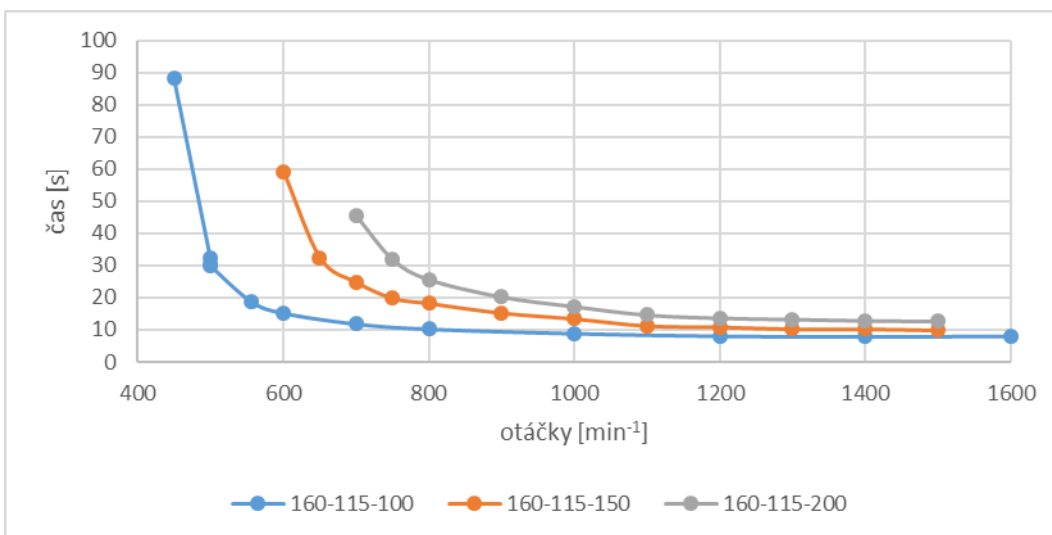
Obr. 5.13 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 60 cm na modelu NVT

Lze konstatovat na základě provedených měření a současně znalosti průtokových poměrů pro danou konfiguraci hladiny v horní nádrži, že kritická hodnota průtoku pro variantu 60 cm savky, zanoření do 5 cm je $Q_{krit} = 3,1 \text{ l.s}^{-1}$. Této hodnoty opakovaně turbína dosáhla při provozních otáčkách 650 min^{-1} a doba náběhu byla těsně pod hranicí 35 s. Všechny ostatní měřené otáčky již znamenaly kratší dobu náběhu, viz. Obr. 5.13.

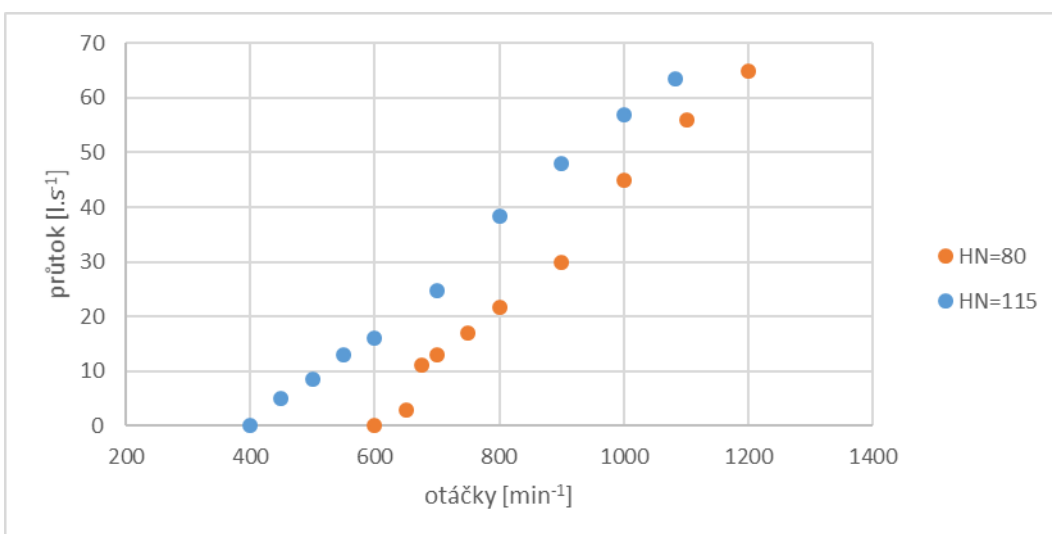
Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[-]
160	80	100	5	600	1500	650	
160	80	150	50	600	1500	800	
160	80	200	100	650	1500	850	
160	115	100	5	400	1600	500	
160	115	150	50	450	1500	600	
160	115	200	100	600	1500	700	



Obr. 5.14 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 160 cm a různá zanoření



Obr. 5.15 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 160 cm a různá zanoření



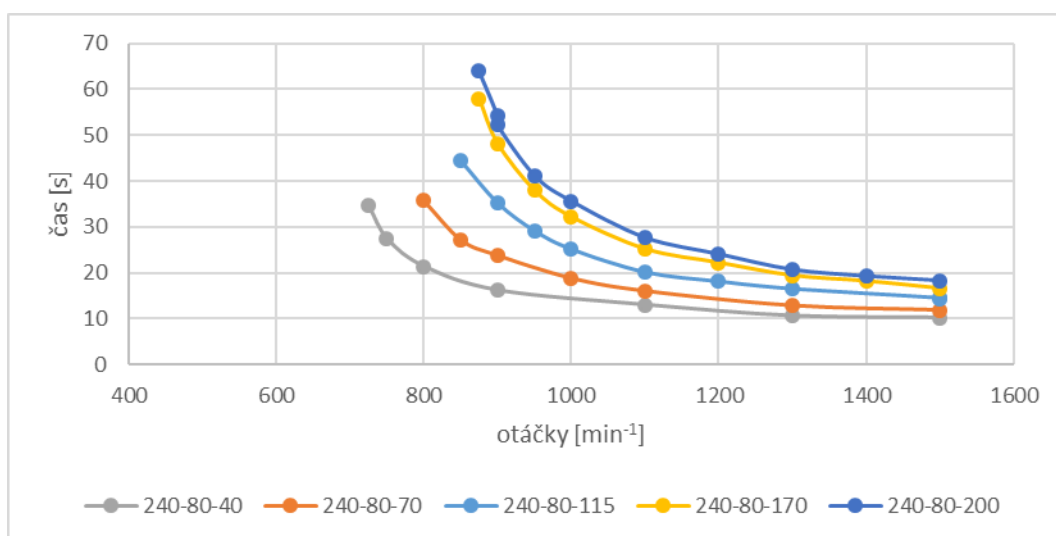
Obr. 5.16 Závislost průtoku na otáčkách při TČ pro dvě polohy hladiny v HN

Před měřením každé varianty délky savky byla ověřena platnost základní výkonové a průtokové charakteristiky. Rozdíly byly zjištěny pouze v účinnostech (do 4%), v průtočnosti jsou v pásmu nejistoty měření, a proto byl tento efekt zanedbán při dalším zpracování.

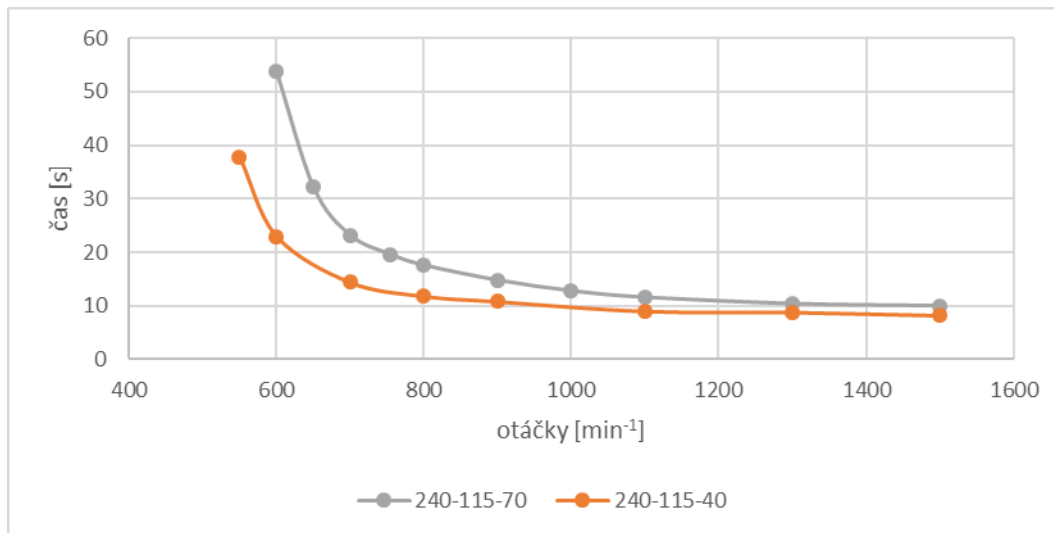
Situace pro savku 160 cm je z pohledu zkoumaných závislostí zajímavější, protože zde vystupuje dvojice proměnných, hloubka zanoření a poloha horní hladiny. Na výše uvedených grafech (Obr. 5.14 a 5.18) je patrné, že nejkratší časy náběhu jsou dle očekávání pro nejmenší zanoření (5 cm) a taktéž nižší poloha horní hladiny vůči pevné přepadové hraně násosky má negativní vliv na dobu náběhu, resp. na velikost kritických otáček. Zbývá konstatovat, že konkrétní hodnotu kritického průtoku lze na základě znalosti otáček odečíst z příslušného grafu na Obr. 5.16.

Savka	Hladina HN	Hladina DN	Zanoření savky	Min. otáčky	Max. otáčky	Kritické otáčky	Pozn.
[cm]	[cm]	[cm]	[cm]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[min ⁻¹]	[-]
240	80	40	20	725	1500	725	
240	80	70	50	750	1500	800	
240	80	115	100	850	1500	850	
240	80	170	150	875	1500	875	
240	80	200	190	875	1500	875	
240	115	40	20	600	1500	600	
240	115	70	50	500	1500	550	

Nejdelší měřená varianta savky 240 cm poskytla prostor pro pětici vzájemně odlišných konfigurací, které potvrdily podobný trend, jako tomu bylo u varianty 160 cm, s vyšší hustotou měřených bodů. Konkrétní výsledky jsou uvedeny na Obr. 5.17 a 5.18. Opět platí, že pro kritické otáčky lze vyčíst příslušný kritický průtok na Obr. 5.13. Jednotlivé barevné spojnice tvoří hranici mezi oblastmi, kde je při splnění okrajových podmínek možné stanovit čas, za který se násoska zavodní a bude plnit svoji funkci a oblast, kde ani nekonečně dlouhý čas nepovede k vyvození násoskového efektu. Tato hranice má hyperbolický charakter a oblast s negativní odezvou systému leží pod touto spojnici. Lze očekávat, že konkrétní výsledky budou závislé na průtočném tvaru a úhlu druhého kolene násosky, nicméně celkový charakter rozložení oblastí bude podobný. Zvolená konfigurace odpovídala konstrukčnímu uspořádání provozovaných násoskových turbín a tvoří vodítko pro podobná zařízení



Obr. 5.17 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 240 cm a různá zanoření



Obr. 5.18 Závislost doby přechodu z TČ do T pro savku 240 cm a různá zanoření

5.5 Odtavení turbíny z provozu - zavzdušnění

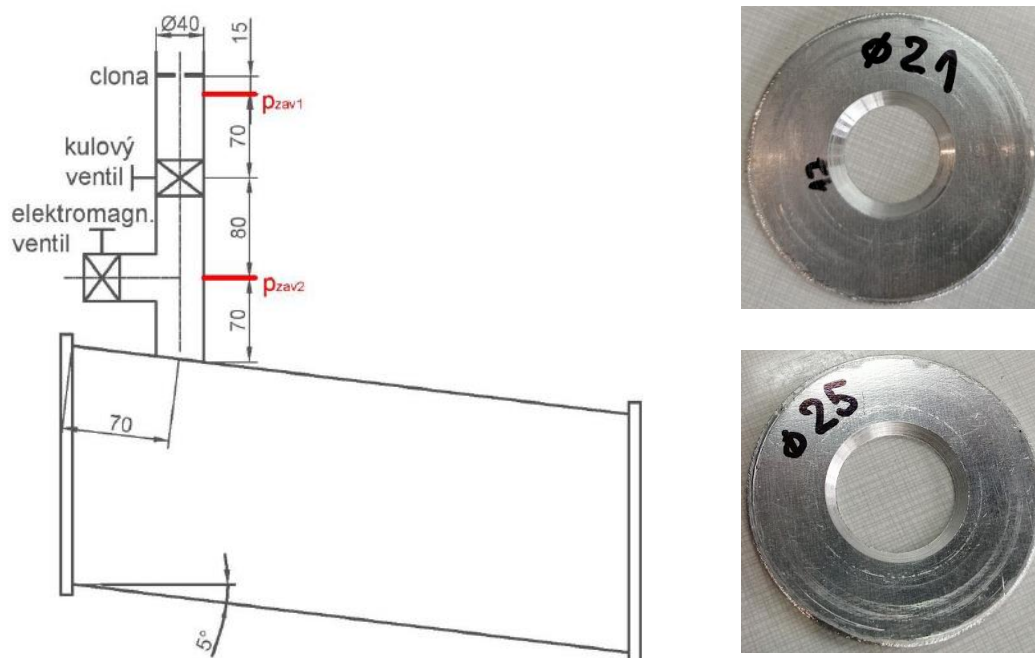
Zastavení násoskové turbíny je spojeno s přetržením vodního sloupce v násosce. Nutnou podmínkou je přivedení dostatečného množství vzduchu a tím pádem dimenzování vhodné armatury. Kromě průtokové charakteristiky zavzdušňovací armatury je potřeba brát v úvahu požadavek na její bezpečný provoz s ohledem na možnost výpadku napájení a zajištění její funkčnosti za všech okolností. Z tohoto pohledu se jeví praktickou kombinace elektromagnetického principu pohonu armatury nebo využití gravitačního principu. Laboratorní model disponuje elektromagnetickým solenoidovým ventilem a současně ručně ovládaným kulovým ventilem DN 40, viz. Obr. 5.20. Změna průtoku vzduchu byla simulována pomocí různě velkých clon, jak bylo uvedeno a popsáno výše. Důvodem pro využití clon pro zavzdušňování byla opakovatelnost měření a orientační stanovení průtoku vzduchu pro účely kalibrace matematického modelu. Měření na modelu byla zjištěna závislost jednotkového momentu na množství přisávaného vzduchu a ověřeno tak tvrzení, že při malé kapacitě ventilu nedojde k odstavení turbíny, viz. Obr. 5.5; 5.7; 5.8.



Obr. 5.19 Pohled na elektromagnetický ventil s clonou a průtokoměrem vzduchu TESTO

5.5.1 Postup měření - zavzdušnění

Měření bylo realizováno na stejném zkušebním zařízení viz. kapitola 5., se savkou o délce 240 cm. Byly zaznamenávány totožné veličiny, pouze se lišil režim řízení dynamometru. V předchozích krocích se vždy jednalo o režim konstantních otáček pro stanovení výkonových charakteristik stejně tak při zkouškách zavodňování násosky. Pro měření výpadků neboli zavzdušnění násosky byl zvolen režim konstantního momentu pro řízení dynamometru, resp. možnost zvolit si jeho mezní hodnotu, která v okamžiku výpadku byla nastavena na nulu. Ve stejném čase došlo k otevření elektromagnetického ventilu a přisávání vzduchu, jehož množství záviselo na velikosti použité clony a měřeném spádu. Byly vybrány clony o velikostech $\varnothing 13$ mm, $\varnothing 17$ mm, $\varnothing 21$ mm a $\varnothing 25$ mm. Volba velikostí clon měla pokrýt oblast, kde se neočekávalo odstavení na základě předchozích experimentů ($\varnothing 13$ mm) a min. 3 další velikosti clon, u kterých se předpokládala přechodová oblast závislá na provozním stavu. Provozní otáčky byly záměrně zvoleny v blízkosti optima, aby odpovídaly provozním otáčkám na díle pro jeho pozdější srovnání. Jediným procesem, který nebyl automatizován, bylo opět ovládnutí otáček podávacího čerpadla, které dopravuje vodu do horní nádrže. Kritérium pro úspěšně provedený pokus byla max. změny hladiny o 10 mm během měření. Počet opakování téže konfigurace bylo min. 3x. Výsledkem měření byla časová závislost všech sledovaných veličin a vyhodnocovala se pouze doba, za kterou dojde k zastavení soustrojí, tj. hodnota otáček klesne pod 2 otáčky za minutu. Přehled měřených variant, základních parametrů a dosažených výsledků je následuje v tabulce.



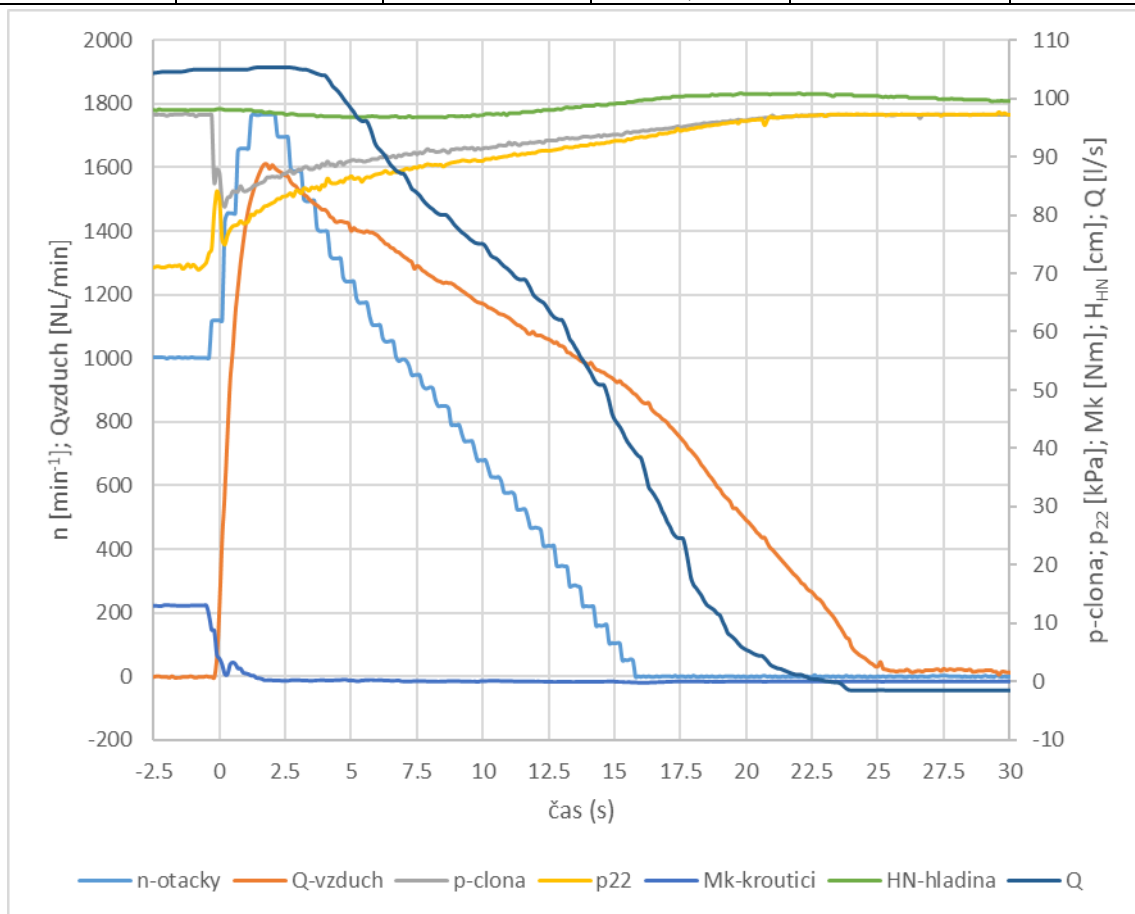
Obr. 5.20 Detail zavzdušnění modelu NVT [21] a ukázka clon používaných při výpadku

Clona Ø13 mm					
Otáčky [min ⁻¹]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	40	3,3	NE	-
1000	100	100	2,7	NE	-
1000	100	170	2,0	NE	-

Clona Ø17 mm					
Otáčky [min ⁻¹]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	40	3,3	NE	-
1000	100	70	3,0	NE	-
1000	100	170	2,0	ANO	27.7

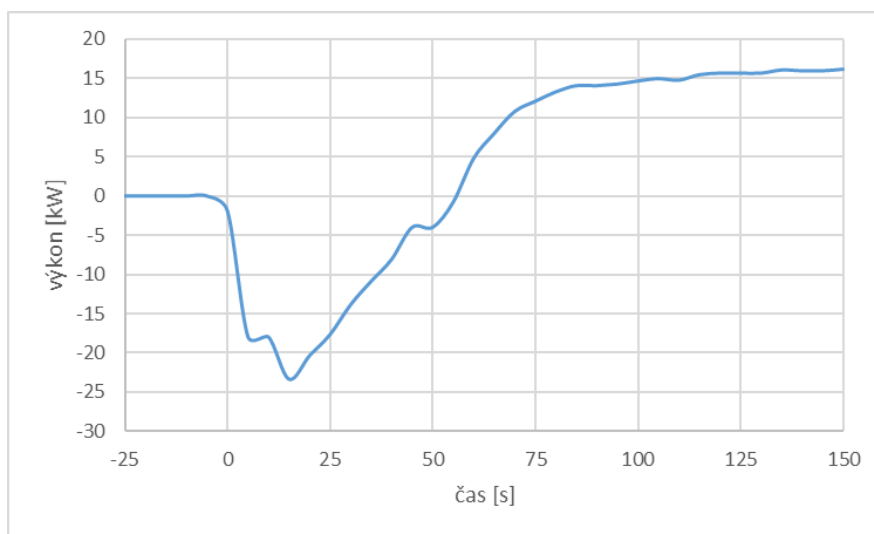
Clona Ø21 mm					
Otáčky [min ⁻¹]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	110	2,6	ANO	30.2
1000	100	170	2,0	ANO	16.3

Clona Ø25 mm					
Otáčky [min ⁻¹]	Hladina HN [m]	Hladina DN [m]	Spád brutto [m]	Odstaveno ANO/NE	Čas [s]
1000	100	110	2,5	ANO	18.8
1000	100	170	2,0	ANO	12.4



Obr. 5.21 Časový průběh výpadku pro clonu Ø21 mm a brutto spád 2 m na modelu NVT

Z grafu na Obr. 5.21 lze vyčíst parametry ustáleného provozu, který předcházel výpadku v čase nula. Za zmínku stojí hodnota tlaku v místě zavzdušňovací armatury (žlutá) 71 kPa. Následuje poměrně rychlý přechodový děj, který je provázen poklesem krouticího momentu (modrá) na nulu, tomu odpovídá nárůst otáček (světle modrá) těsně pod hranici 1800 min^{-1} , postupný nárůst tlaku v místě přisávání až na hodnotu atmosférického tlaku doprovázený vyvolaným průtokem vzduchu (oranžová). Informační charakter má hodnota průtoku vody do horní nádrže (tmavě modrá) a hladiny v horní nádrži (zelená), ani jedna z dvojice posledně jmenovaných veličin nemá zásadní vliv na průběh zkoušky, pokud se udrží v požadovaných mezích. Výsledná hodnota doby zastavení soustrojí je v tomto případě 16,3 s. Ostatní výsledky jsou uvedeny v tabulce.



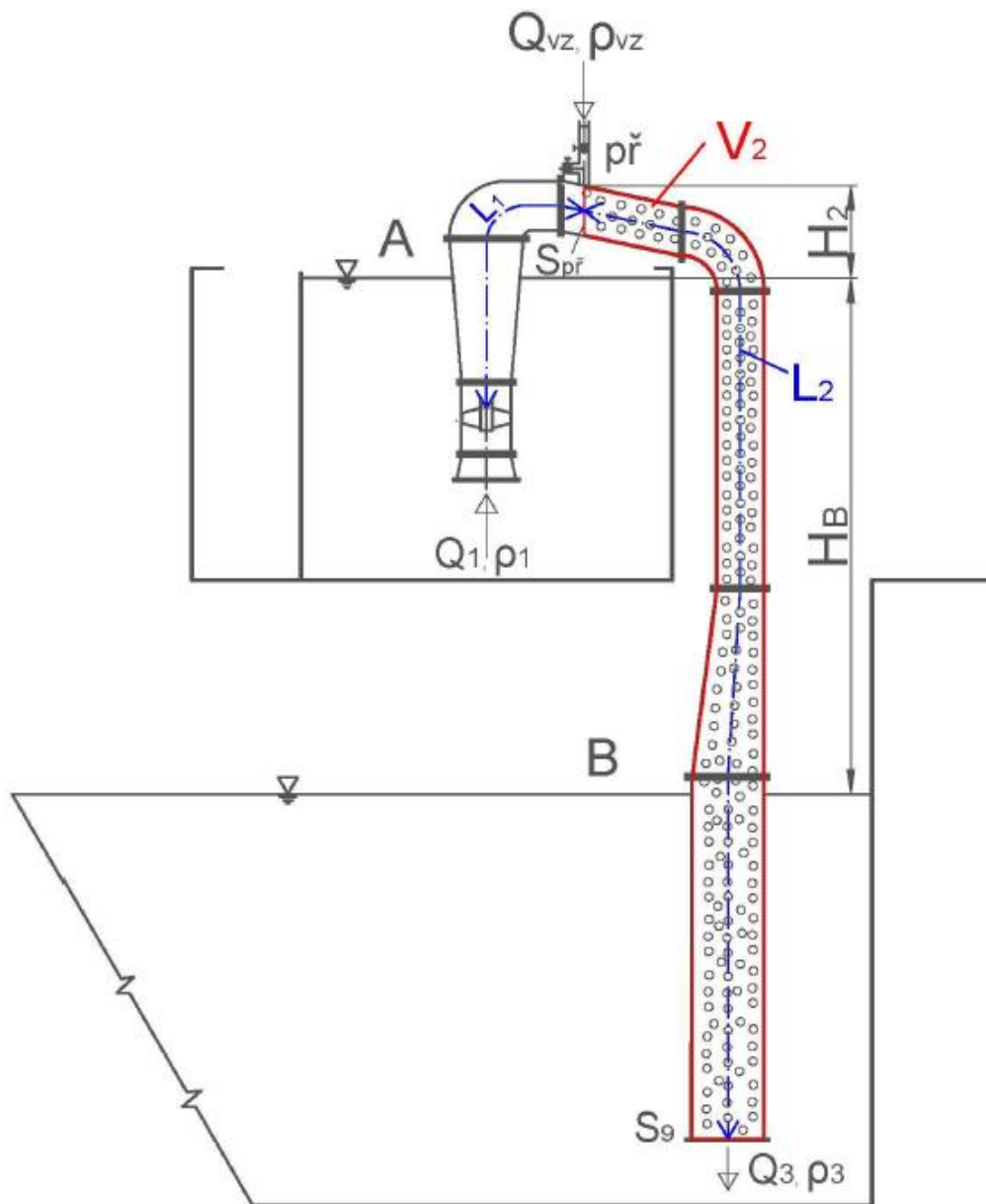
Obr. 5.22 Průběh spuštění reálného díla TG3 MVE Želina



Obr. 5.23 Pohled na segmentovou část násosky, která ústí do DN o maximální délce 240 cm

6 Matematický model výpadku turbíny s přisáváním vzduchu

Přechodové stavy, jak již z jejich označení vyplývá, jsou děje závislé na čase, tedy nestacionární. Takovým příkladem je problematika otevírání zavzdušňovacího ventilu násoskové turbíny za jejího provozu, která byla popsána výše. Pro účely matematického popisu tohoto děje zavedeme několik počátečních předpokladů. Vodu i vzduch pro zjednodušení budeme považovat za nestlačitelné. Od vstupu kapaliny do profilu turbíny až po místo zavzdušňovacího ventilu uvažujeme proudění pouze vody, od tohoto místa dále po směru proudění je uvažována směs vody a vzduchu o proměnné hustotě směsi. Hustota směsi se po délce násosky mění v závislosti na množství vzduchu, rychlosti proudění a hloubce zanoření. Následující obrázek ilustruje základní objemy a vstupní veličiny modelu.



Obr. 6.1 Schéma rozdělení objemů matematického modelu [21]

Na úvod uvedme přehled aplikovaných rovnic, z nichž každá popisuje dílčí část procesu odstavení turbíny.

Rovnice momentové rovnováhy na hřídeli turbíny s uvažováním setrvačnosti hřídele:

$$J \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} = Mk \quad (83)$$

Rovnice Bernoulliho pro vodní cestu s uvažováním nestacionárního členu:

$$\frac{L}{S} \cdot \frac{\partial Q}{\partial t} = g \cdot (H_B - H_2 - H) \quad (84)$$

Rovnice pro spád turbíny jako funkce průtoku pro jmenovité otáčky, vyjádřená jako polynommická funkce z charakteristiky turbíny.

$$H_{n_{jm}} = f(Q_{n_{jm}}) = \sum_{i=0}^k a_k \cdot Q_{n_{jm}}^k \quad (85)$$

Rovnici (85) lze psát s využitím afinních vztahů ve následujícím tvaru:

$$H = \left(\frac{n}{n_{n_{jm}}} \right)^2 \cdot f\left(Q \cdot \frac{n_{n_{jm}}}{n}\right) = \left(\frac{n}{n_{n_{jm}}} \right)^2 \cdot \sum_{i=0}^k a_k \cdot \left(Q \cdot \frac{n_{n_{jm}}}{n}\right)^k \quad (86)$$

Rovnice jednotkového momentu v závislosti na jednotkových otáčkách vyjádřená jako polynommická funkce z charakteristiky.

$$M_{11} = f(n_{11}) = \sum_{i=0}^k a_k \cdot n_{11}^k \quad (87)$$

Rovnice pro určení krouticího momentu na základě definice jednotkového momentu M_{11} .

$$Mk = M_{11} \cdot D^3 \cdot H \quad (88)$$

Nyní rozšíříme problém odstavení nebo výpadku turbíny o přísávání vzduchu. Řešit budeme stejné rovnice jako doposud, s tím rozdílem, že spád budeme nově definovat pouze po nejvyšší bod násosky, místo kde přísáváme vzduch.

Musí platit zákon zachování hmotnosti uvnitř kontrolního objemu V_2 pro všechny hmotnostní vtoky i výtoky z tohoto objemu stejně tak platí rovnost objemů.

$$Q_3 = Q_1 + Q_{vz} \quad (89)$$

$$V_2 \cdot \frac{d\rho_3}{dt} = (Q_1 \cdot \rho_1 + Q_{vz} \cdot \rho_{vz} - Q_3 \cdot \rho_3) \quad (90)$$

Rovnice (92) vyjadřuje průtok přisávaného vzduchu z definice průtokové součinitele.

$$Q_{vz} = \frac{K_V}{36000} \cdot \sqrt{\frac{p_a - p_{21}}{\rho_{vz}}} \quad (91)$$

Nově definovaný spád na turbínu:

$$H = \frac{p_a - p_{21}}{\rho \cdot g} - H_2 - \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2 \cdot g} - \frac{1}{g} \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \quad (92)$$

Rovnice (93) vyjadřuje vztah pro výpočet tlaku vody p_{21} v místě přisávání vzduchu.

$$p_{21} = p_a - (H_{př} + H_2) \cdot g \cdot \rho_1 \quad (93)$$

Rovnice (94) vyjadřuje vztah pro výpočet spádu do místa přisávání, ve kterém je uvažováno s účinností savky.

$$H_{př} = H - \frac{\left(\frac{Q_1}{S_2}\right)^2}{2 \cdot g} \cdot \eta_s \quad (94)$$

Zavedeme předpoklad rovnosti tlaků v místě přisávání.

$$p_{21} = p_{21} \quad (95)$$

Rovnice (96) vyjadřuje silové účinky od vody a od směsi v místě přisávání vzduchu.

$$p_{21} \cdot S_2 + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{S_2} = p_{22} \cdot S_3 + \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{S_2} \quad (96)$$

Dosazením rovnice (92) do (94) a vynásobením celé rovnice členem $\rho_1 \cdot g$ dostaneme následující tvar.

$$\rho_1 \cdot g \cdot H = (p_a - p_{21}) - \rho_1 \cdot g \cdot H_2 - \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} - \rho_1 \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \quad (97)$$

S využitím rovnice Bernoulliho mezi místem přisávání vzduchu a hladinou v dolní nádrži a současně vynásobením celé rovnice členem $\rho_3 \cdot g$ můžeme psát:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s = \\ & = (p_a - p_{22}) - \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \rho_3 \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} \end{aligned} \quad (98)$$

Poslední dvojici rovnic (97 a 98) můžeme od sebe odečíst a získáme tak rovnici:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s - \rho_1 \cdot g \cdot H = \\ & = -p_{22} + p_{21} - \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \rho_3 \cdot \\ & \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} + \rho_1 \cdot g \cdot H_2 + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} + \rho \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \end{aligned} \quad (99)$$

Nyní využijeme rovnici (96), u které osamostatníme na levou stranu členy vyjadřující tlak.

$$p_{22} - p_{21} = \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) \quad (100)$$

Konečně dosazením rovnice (100) do rovnice (99), její úpravou dostaneme vztah, kde vystupují nestacionární členy ve tvaru:

$$\begin{aligned} & \rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s + \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) = \\ & = -\rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) + \\ & + \rho_3 \cdot \int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} + \rho_1 \cdot g \cdot (H_2 + H) + \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} + \rho_1 \cdot \int_{L_1} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_1}{dt} \end{aligned} \quad (101)$$

Integrační členy na pravé straně rovnice vyjadřují setrvačné účinky. Pokud zanedbáme setrvačné účinky od vzduchu, tedy

$$\int_{L_2} \frac{dL}{S} \cdot \frac{dQ_3}{dt} = 0 \quad (102)$$

Dostaneme následující tvar, který upravíme a integrací zbylého nestacionární členu dostaneme výsledný vztah pro změnu průtoku:

$$\begin{aligned} dQ_1 = & \left(\rho_3 \cdot \frac{Q_3^2}{2} \cdot \left(\frac{1}{S_2^2} - \frac{1}{S_3^2} \right) \cdot \eta_s + \frac{1}{S_2^2} \cdot (\rho_1 \cdot Q_1^2 - \rho_3 \cdot Q_3^2) + \rho_3 \cdot g \cdot (H_B + H_2) \right. \\ & \left. - \rho_1 \cdot g \cdot (H_2 + H) - \rho_1 \cdot \frac{Q_1^2}{2 \cdot S_2} \right) \cdot \left(\frac{1}{\rho_1} \sum \frac{S_i}{L_i} \cdot dt \right) \end{aligned} \quad (103)$$

Pro popis charakteristiky modelové turbíny jsou využity koeficienty polynomicke regrese, které se získaly z vyhodnocení stacionární charakteristiky turbíny ve tvaru:

$$Q_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (104)$$

$$\eta = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (105)$$

$$M_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (106)$$

$$P_{11} = \sum_{i=0}^m a_i \cdot n_{11}^i \quad (107)$$

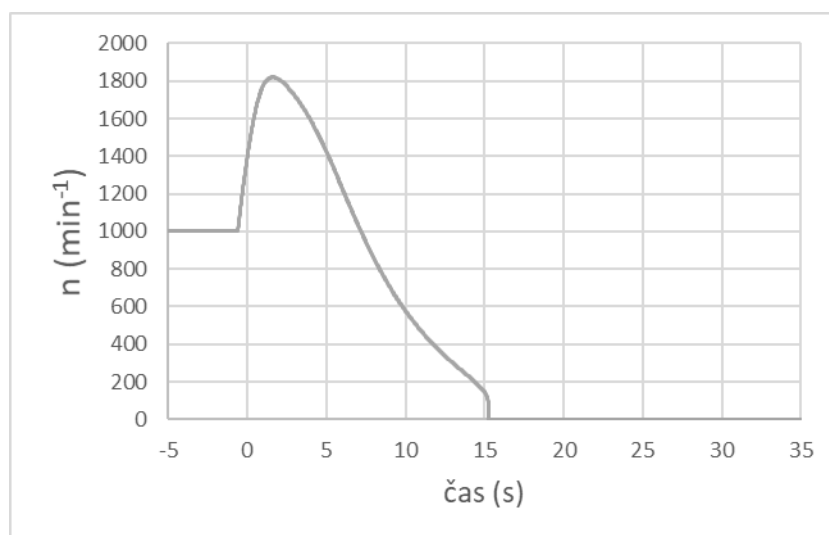
Výpočet průtoku vody při nestacionárním pochodu je obecně definován dle rovnice (108) do které můžeme rovnou dosadit z rovnice (103).

$$Q_{1(i+1)} = Q_{1(i)} + dQ_{1(i)} \quad (108)$$

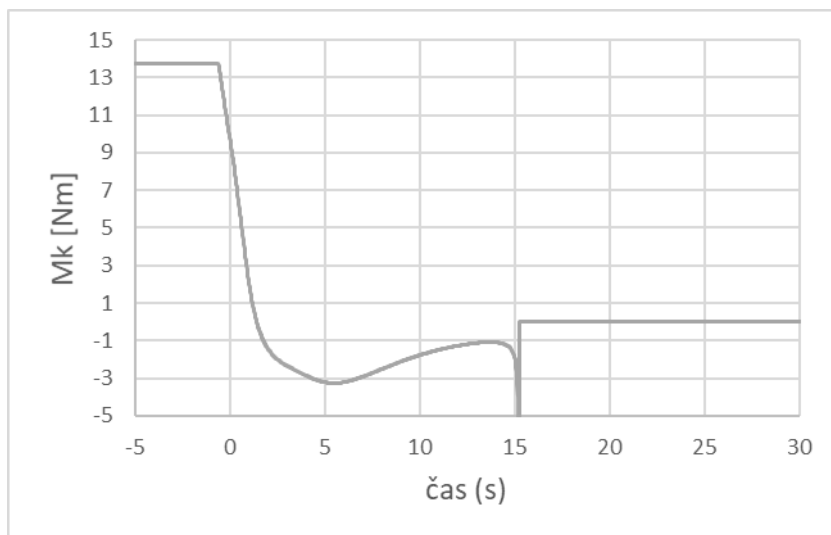
Pro řešení této soustavy rovnic bylo využito prostředí aplikace MS Excel včetně grafických výstupů. Funkce armatury byla popsána lineární časovou závislostí jejího poměrného otevření na hodnotě průtokového součinitele. Přičemž bylo uvažováno její plné otevření za dobu 1 sekundy. Hodnota průtokového součinitele K_v tvoří uživatelskou proměnnou a sledovala se odezva modelu. Stabilita výpočtu byla testována pro různé časové kroky a následně se ustálila na hodnotě 0,01 s. Vstupní konstanty výpočtu tvořily výškové poměry hladin, hrubý spád, průměr oběžného kola, otáčky turbíny, momenty setrvačnosti motoru, hřídele a oběžného kola a vlastnosti vody a vzduchu.

Z grafických výstupů byla vykreslena časová závislost otáček, krouticího momentu, spádu, celkové hustoty směsi v objemu V_2 a množství přisávaného vzduchu.

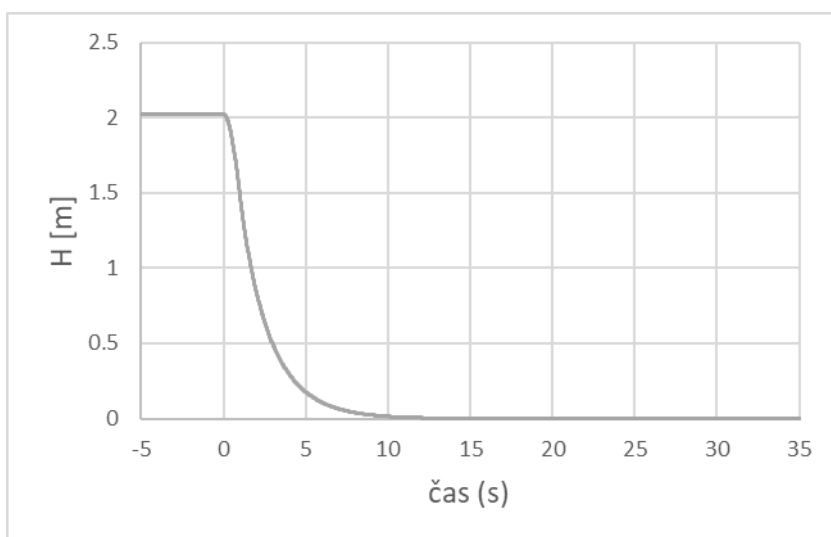
Níže jsou vykresleny výsledky modelu pro případ savky 240 cm s okrajovými podmínkami: clona $\varnothing 21$ mm odpovídá hodnotě K_v přibližně $11,5 \text{ m}^3/\text{hod}$, spád 2 m, stacionární otáčky turbíny 1000 min^{-1} , zanoření savky 150 cm pod hladinu v dolní nádrži.



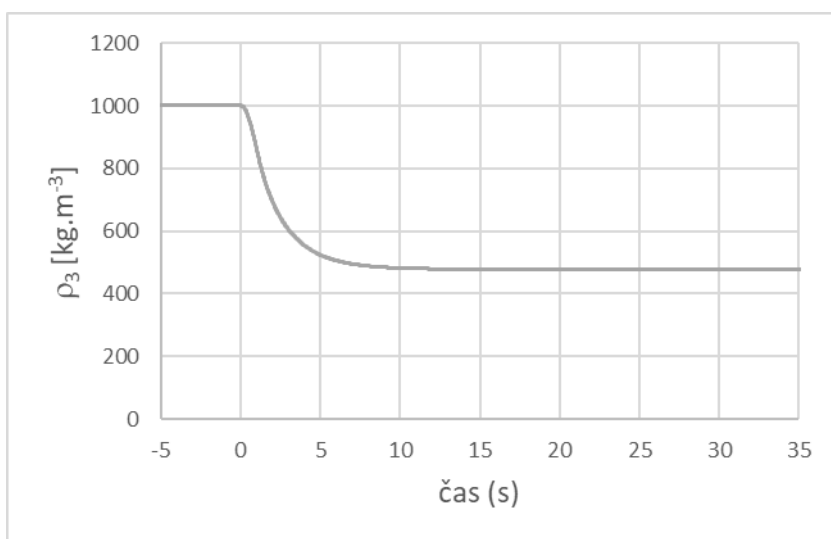
Obr. 6.2 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm



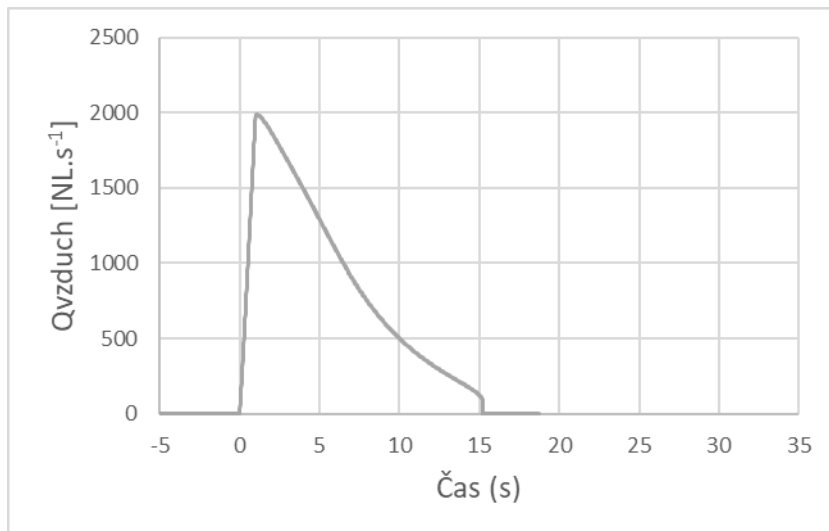
Obr. 6.3 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm



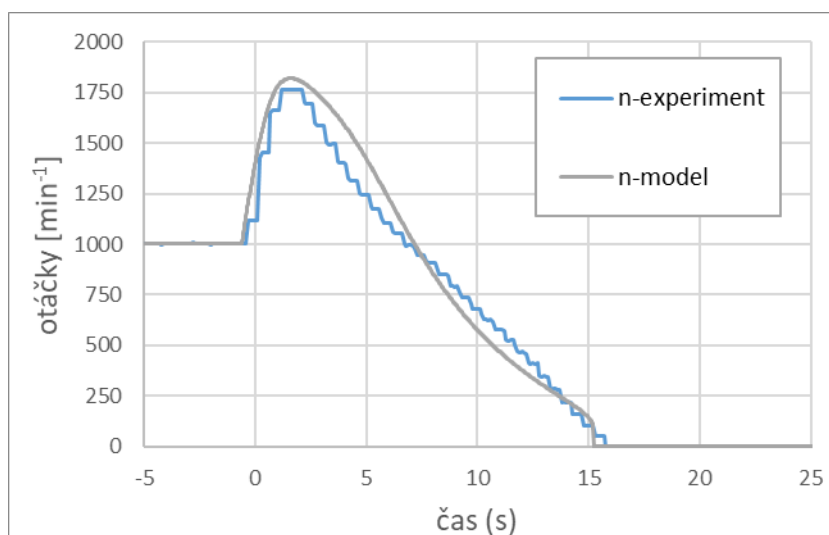
Obr. 6.4 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm



Obr. 6.5 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm



Obr. 6.6 Výpočet průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm



Obr. 6.7 Srovnání průběhu otáček při odstavování s clonou $\varnothing 21$ mm

Srovnáním výsledků výstupů modelu s experimentem přineslo ve všech sledovaných parametrech uspokojivou shodu. Ve větší části průběhu otáček docházelo k mírnému nadhodnocení velikosti otáček, ale tato odchylka neměla zásadní vliv na celkovou dobu zastavení turbíny. Průběh krouticího momentu vykazoval dvojité zvlnění, které neodpovídalo teoretickému průběhu ani naměřeným hodnotám v rámci experimentu. Nabízí se vysvětlení prostřednictvím nepřesnosti použitého regresního polynomu jednotkového momentu v kombinaci s konvexním průběhem jednotkového momentu v okolí průběžných otáček i nad nimi.

V dalším kroku byly změněny vstupní okrajové podmínky výpočtu, tak aby odpovídaly provoznímu stavu na elektrárně Želina pro několik hodnot průtokových součinitelů a vznikla tak tabulka a grafická závislost času zastavení na hodnotě K_v pro celkem 3 provozní spády.

H _b =1.9 m										
Kv	[m ³ /hod]	350	300	288	250	200	150	144	100	90
t	[s]	6.5	7	7.1	7.8	9.6	13.9	15	43.4	NE
Q ₂	[m ³ /s]	1.84	1.53	1.45	1.24	0.97	0.72	0.68	0.47	0.42
n _p	[min ⁻¹]	950	900	890	850	810	780	770	750	

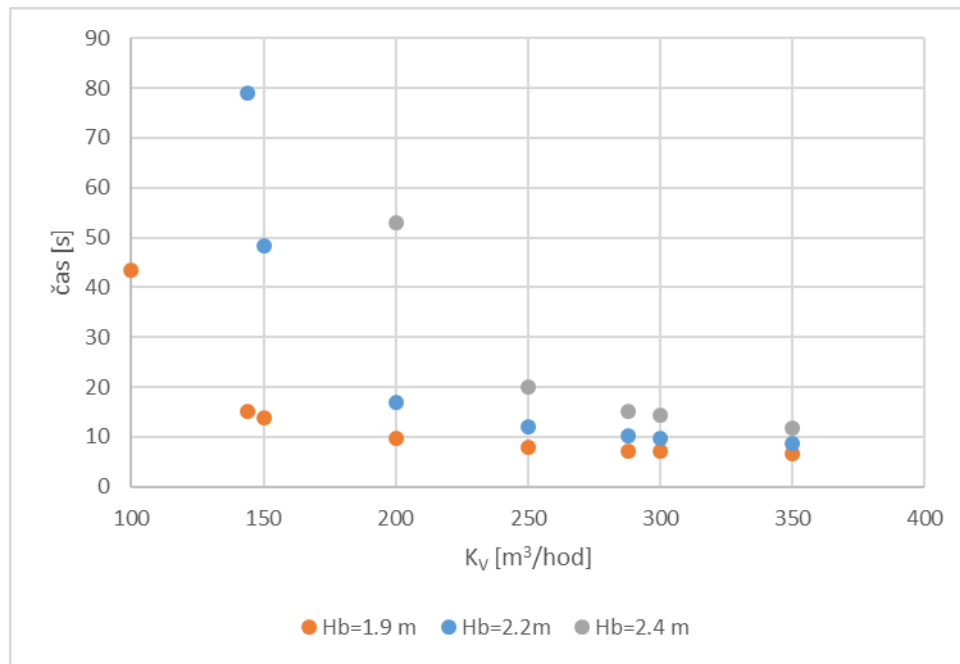
H _b =2.2m										
Kv	[m ³ /hod]	350	300	288	250	200	150	144	140	
t	[s]	8.7	9.8	10.2	12	17	48.4	79	NE	
Q ₂	[m ³ /s]	1.85	1.52	1.45	1.24	0.97	0.71	0.68	0.65	
n _p	[min ⁻¹]	1000	937	934	900	860	816	825		

H _b =2.4 m							
Kv	[m ³ /hod]	350	300	288	250	200	190
t	[s]	11.8	14.3	15.2	20	53	NE
Q ₂	[m ³ /s]	1.85	1.53	1.46	1.24	0.97	0.91
n _p	[min ⁻¹]	1050	995	985	940	905	

V tabulkách pro jednotlivé spády jsou tučně označeny hodnoty skutečně instalovaných zavzdušňovacích ventilů, typ EVPE 1100 s obrácenou funkcí NO – bez napětí otevřen, DN100 od firmy Peveko viz. *Obr. 6.8*, na elektrárně Želina. Ze zprávy o hodnocení ročního zkušebnímu provozu [20] bylo možné vyčíst konstatování, že k ostavení turbín dojde za přibližně 10 s při otevření obou ventilů. K nouzovému odstavení turbíny stačí pouze jeden funkční ventil, bez uvedení konkrétní doby.

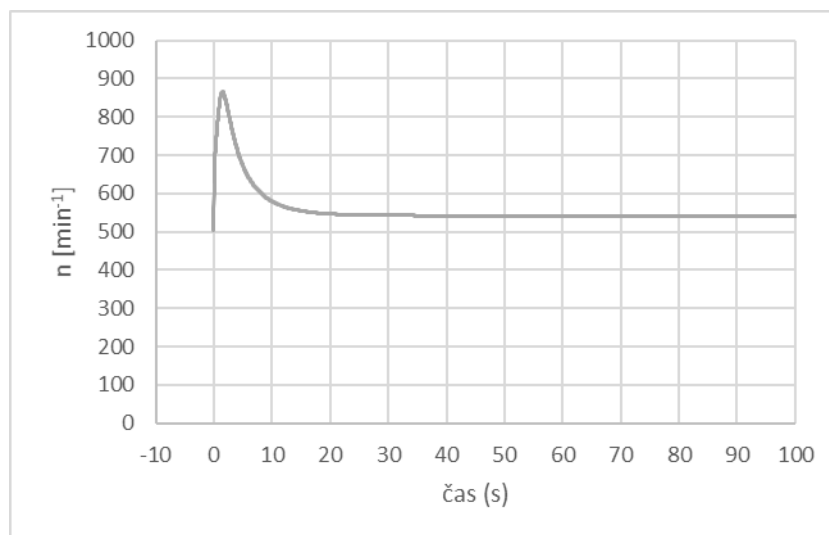


Obr. 6.8 Instalované dvoucestné ventily EVPE 1100/NO na lokalitě MVE Želina



Obr. 6.9 Závislost doby zastavení na velikosti průtokového součiniteli pro lokalitu MVE Želina

Na základě provedených simulací časů odstavení soustrojí na lokalitě Želina lze konstatovat, že pro všechny definované provozní stavy v rozsahu spádů 1,9 až 2,4 m ventily vyhovují svojí kapacitou a zaručují bezpečné odstavení. Výjimku tvoří hypotetická možnost poruchy jednoho z ventilů za stavu vyššího spádu než je obvyklý (2,2 m), kdy nedojde k odstavení turbíny, ale pouze k poklesu průběžných otáček na hladinu okolo 550 min^{-1} , průtok strojem bude pod $0,8 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, viz. Obr. 6.10.



Obr. 6.10 Výpočet průběhu otáček při odstavování s jedním ventilem na MVE Želina

7 Závěrečné shrnutí

V předložené práci je uvedeno základní rozdělení soudobého řešení využití hydraulického potenciálu o velmi nízkém spádu. Stávající technické prostředky se dělí na několik skupin, které jsou popsány v první kapitole. Způsob řešení dané problematiky využití nízkospádových lokalit šel na VUT vlastní cestou. Zcela nový pohled vyústil ve vývoj stroje, který vychází z klasické teorie vodních turbín a snaží se reflektovat poptávku po investičně dostupných alternativách k zavedeným a osvědčeným technologiím. Kombinace využití nového stroje s dlouho známým principem násosky oživila starší otázky.

Pro účely experimentální části práce bylo modifikováno stávající laboratorní zařízení, aby mohlo být provedeno víc než 200 měření stacionárních a především nestacionárních stavů souvisejících s provozem násoskové varianty vírové turbíny. Zvláštní pozornost byla věnována méně častému způsobu zavodňování bez instalace pomocných zařízení, pouze s využitím vlastní energie. Druhým zkoumaným stavem byl děj opačný k uvádění do provozu, tedy odstavení turbíny a přetržení vodního proudu pomocí dodatečně přivedeného vzduchu do místa, kde se během provozu stroje přirozeně vyskytuje podtlak.



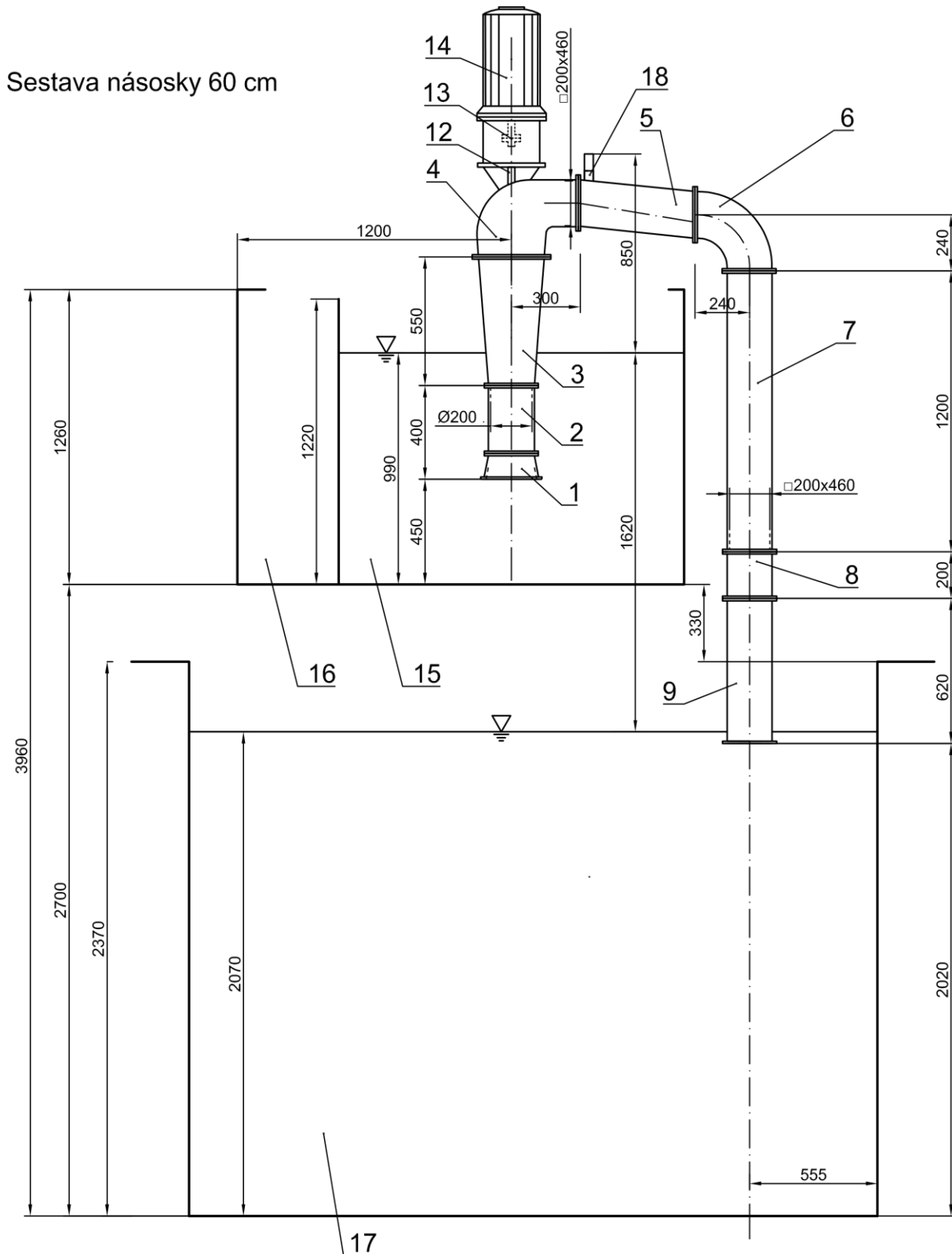
Obr. 7.1 Pohled na dvojici savek násoskových Vírových turbín MVE Želina

Zatímco popis prvně jmenovaného děje se víceméně opírá o experimentální data, z kterých lze vyvodit širší závěry pro podobná zařízení, druhý provozní režim byl popsán matematickým modelem, jehož řešení poskytlo kvalitativně dobré výsledky pro laboratorní model i reálné dílo. Na základě získaných dat z více jak 3 letého provozu MVE Želina, lze konstatovat, že matematický model poskytuje věrohodná data v oblasti maximálních průběžných otáček, dimenzování zavzdušňovací armatury i odhadu doby do úplného zastavení soustrojí. Obecná širší platnost odvozeného, matematického modelu přechodového stavu spojeného s odstavením soustrojí byla testována na laboratorním modelu násoskové vírové turbíny v pracovních režimech, které na díle vzniknout nemohou. Především šlo o stavy extrémního nárůstu spodní hladiny a s tím spojené větší zanoření savky nebo naopak pokles spodní hladiny s možností vynoření savky nad hladinu.

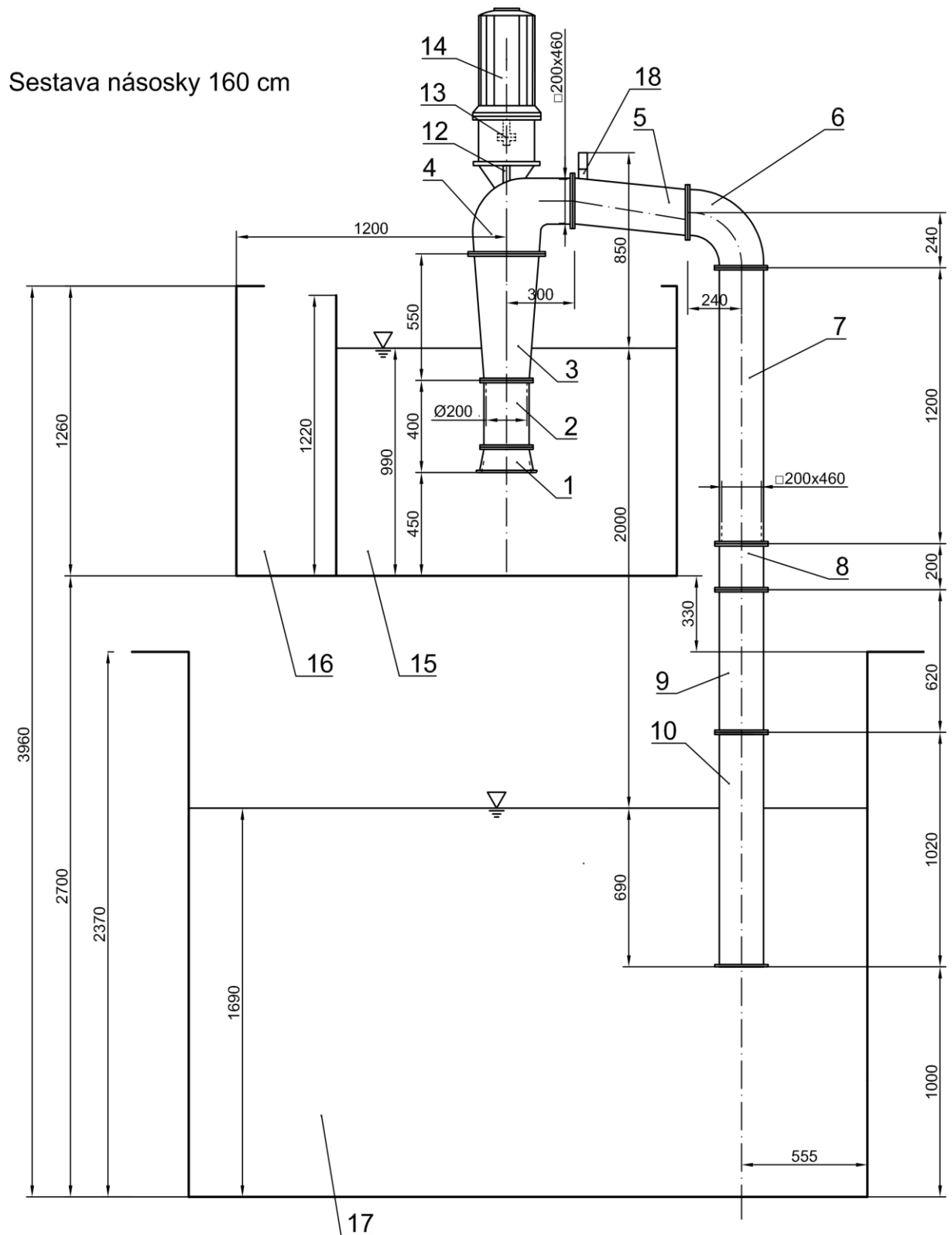
Na základě výstupů z matematického modelování lze zvýšit jistotu při návrhu násoskových turbín a zajistit tak jejich bezpečný provoz.

PŘÍLOHY

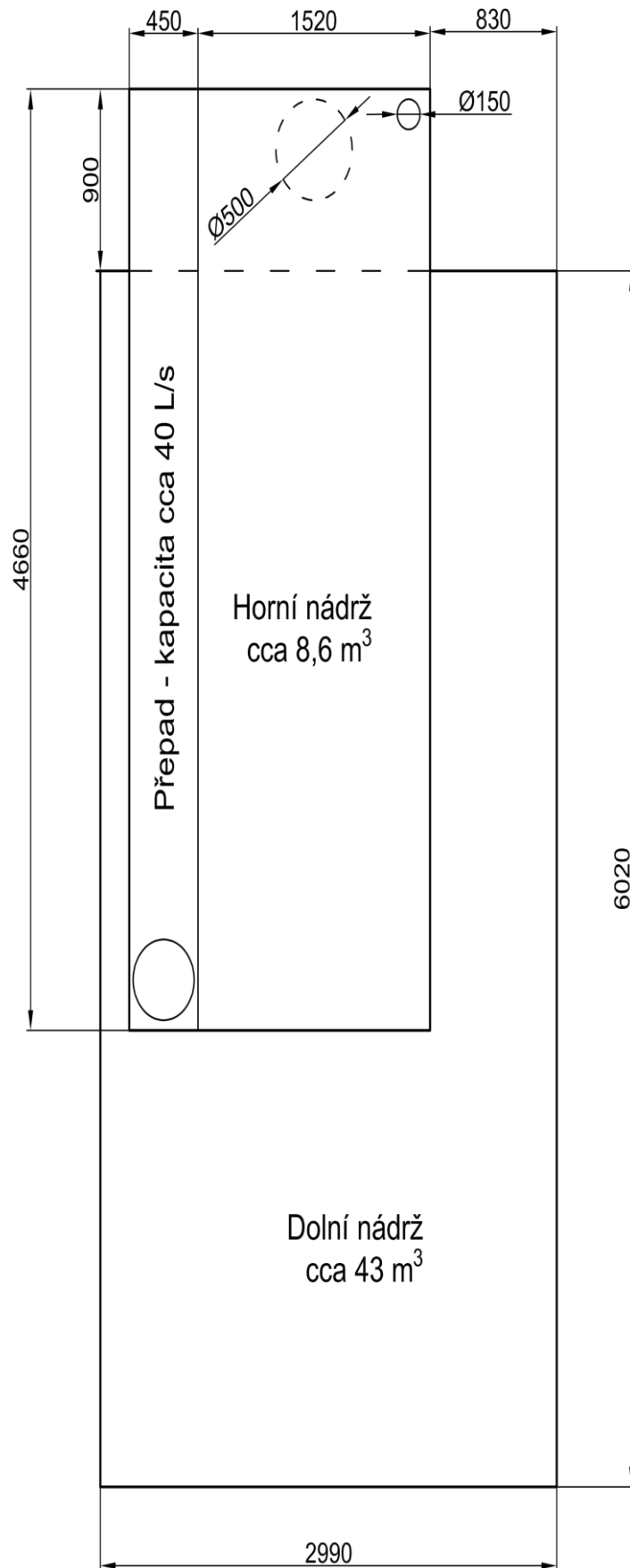
PŘÍLOHA č.1: Konfigurace experimentu pro savku 60 cm



PŘÍLOHA č.2: Konfigurace experimentu pro savku 160 cm



PŘÍLOHA č.4: Konfigurace experimentu , půdorys.



SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] DUŠIČKA, Peter, Pavel GABRIEL a Tomáš HODÁK. *Malé vodní elektrárny*. Bratislava: Jaga, 2003. ISBN 80-889-0545-1.
- [2] MOTLÍK, Jan, Libor ŠRÁMEK, Josef ŠTEKL, Jaroslav VÁŇA, Radim BAŘINKA a Miroslav ŠAFAŘÍK. *Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich uplatnění v České republice: Studie analyzující současný stav, předpoklady rozvoje do r. 2010 a výhled vzdálenějšího horizontu*. Praha: ČEZ, 2003.
- [3] Energetická koncepce statutárního města Brna: Hodnocení využitelnosti obnovitelných zdrojů energie. *Stránky magistrátu města Brna*[online]. Brno: Sdružení firem TENZA a.s. a KEA, 2005, 2005 [cit. 2018-12-16]. Dostupné z: https://www.brno.cz/fileadmin/user_upload/sprava_mesta/magistrat_mesta_brna/OTS/koncepce/ek3.pdf
- [4] *EnviWeb: Malých vodních elektráren přibývá, ale pomalu* [online]. 2014 [cit. 2018-12-16]. Dostupné z: <http://www.enviweb.cz/99343>
- [5] Steffturbine. A micro hydro turbine based on conveyor belt technology. In: *AFRICA 2013 - Water Storage and Hydropower Development for Africa*. Addis Abeba, 2013, s. 7.
- [6] COHEN, Tamara. Merry waves of Windsor: Green Queen uses water power to run her castle. *Daily Mail* [online]. 2011, 21.12.2011 [cit. 2018-12-27]. Dostupné z: <https://www.dailymail.co.uk/news/article-2076675/Merry-waves-Windsor-Green-Queen-uses-water-power-run-castle.html>
- [7] STRAALSUND, Jerry L., Samuel F. HARDING, Dirk M. NUERNBERGK a Chris RORRES. Experimental Evaluation of Advanced Archimedes Hydrodynamic Screw Geometries. *ASCE Journal of Hydraulic Engineering*. 2018, , 11. DOI: 10.1061/(ASCE)HY.1943-7900.0001479.
- [8] HUZLÍK, Rostislav. *MOTOR-GENERÁTOR PRO VÍROVOU TURBÍNU*. Brno, 2014. Doktorská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií. Vedoucí práce Doc. Ing. Čestmír Ondrůšek, CSc.
- [9] FRASER, Richard, Claire DESCHÊNES, Claude O'NEIL a Marc LECLERC. Development of a new turbine for Very Low Head sites. In: *Waterpower XV: Advancing Technology for Sustainable Energy* [online]. Chattanooga, Tenn., 2007, 2007, s. 9. Dostupné také z: https://www.researchgate.net/publication/237640268_VLH_Development_of_a_new_turbine_for_Very_Low_Head_sites
- [10] LAUTIER, Philippe, Claude O'NEIL, Claire DESCHENES, Herve Joel NANGA NDJANA a Richard FRASER. Variable Speed Operation of a New Very Low Head Hydro Turbine with Low Environmental Impact. In: 2007 IEEE Canada Electrical Power Conference. Montreal, 2008, s. 7. DOI: 10.1109/EPC.2007.4520311.
- [11] MUIS, Abdul a Priyono SUTIKNO. Design and Simulation of Very Low Head Axial Hydraulic Turbine with Variation of Swirl Velocity Criterion. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*. 2014, 7(2), 68-79. DOI: 10.5293/IJFMS.2014.7.2.068. ISSN 1882-9554.
- [12] MUIS, Abdul, Priyono SUTIKNO, Aryadi SOEWONO a Firman HARTONO. Design optimization of axial hydraulic turbine for very low head application. In: *2nd*

- International Conference on Sustainable Energy Engineering and Application:*
<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.03.255>. 2014, s. 263-273. DOI:
10.1016/j.egypro.2015.03.255.
- [13] MAVEL a.s. [online]. [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <https://mavel.cz/turbines/tm-micro-turbines/>
- [14] In: *MVE Planá* [online]. [cit. 2018-12-29]. Dostupné z: <http://www.mveplana.cz/>
- [15] POKORNÝ, Tomáš. *KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ VÍROVÉ TURBINY S PROTIBĚŽNÝMI KOLY*. Brno, 2012. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Roman Klas Ph.D.
- [16] KILIÁN, Ondřej. *VESTAVBY V SAVCE VÍROVÉ TURBINY*. Brno, 2011. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Miloslav Haluza, CSc.
- [17] NOVÁK, Pavel. *KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ MODELU PRUTOČNÉ RÍČNÍ ELEKTRÁRNY*. Brno, 2008. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Čestmír Ondrušek, CSc.
- [18] AIGNER, Detlef a Hans B. HORLACHER. *INVESTIGATION OF AERATED SIPHON*. Institute for Hydraulic Engineering and Applied Hydromechanics, Dresden University of Technology, 2008, , 8.
- [19] Násoska. In: *Wikipedia: the free encyclopedia* [online]. San Francisco (CA): Wikimedia Foundation, 2001- [cit. 2018-12-30]. Dostupné z: <https://cs.wikipedia.org/wiki/N%C3%A1soska>
- [20] VESELÝ, Radek a Vlastimil PEŠULA. *Vyhodnocení provozu Vírových turbin: Návrh opatření*. Štěchovice: Čez Inženýring, 2017.
- [21] KREJČÍŘÍK, Stanislav. *POPIS NESTACIONÁRNÍCH PROVOZNÍCH STAVŮ NÁSOSKOVÉ VÍROVÉ TURBINY*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Martin Hudec.
- [22] BEDNÁŘ, Josef. *Turbíny: Malé vodní elektrárny*. Druhé vydání. Českovice: Marcela Bednářová, 2013. ISBN 978-80-905437-0-6.
- [23] HUDEC, Martin, Vladimír HABÁN, Miloslav HALUZA, Pavel RUDOLF, Luděk KOUTNÝ a KOLEKTIV. *Jednostupňová vírová turbina - hydraulický návrh pro konkrétní lokalitu MVE Želina: QR-07-13*. Brno, 2013.
- [24] HABÁN, Vladimír, Miloslav HALUZA a Pavel RUDOLF. *Charakteristika Vírové turbíny s kroužkovým motorem PMGW 350/10: QR-15-07*. Brno, 2007.
- [25] HUDEC, Martin, Vladimír HABÁN, Miloslav HALUZA, František POCHYLÝ, Luděk KOUTNÝ a Pavel RUDOLF. *Vývoj dvoustupňové vírové turbíny a kavitačně odolné jednostupňové vírové turbíny pro vyšší spády: QR-06-13*. Brno, 2013.
- [26] POCHYLÝ, František, Miloslav HALUZA, Ondřej KILIÁN, Pavel RUDOLF, Martin HUDEC a Luděk KOUTNÝ. *Analýza proudění v savce Vírové turbíny se zaměřením na disipaci mechanické energie: QR-01-11*. Brno, 2011.
- [27] ŠOB, František, Vladimír HABÁN a Miloslav HALUZA. *Charakteristika modelových trubni VUT-FSI pro velké spády a malé průtoky: QR-37-00*. Brno, 2000.
- [28] HALUZA, Miloslav, František ŠOB a Pavel RUDOLF. *Hydraulický návrh oběžného kola Vírové turbíny pro násoskové uspořádání: QR-28-03*. Brno, 2003.

- [29] ŠOB, František, Vladimír HABÁN a Oldřich PROCHÁZKA. *Experimentální výzkum Vírové turbíny v násoskovém uspořádání: QR-15-04*. Brno, 2004.
- [30] HALUZA, Miloslav a František POCHYLÝ. *Vývoj speciálních technologií pro využití vodní energie: QR-02-10*. Brno, 2010.
- [31] HALUZA, Miloslav. *Vývoj Vírové turbíny*. Brno, 2003. Habilitační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [32] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. rozšířené vydání. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1962. Typové číslo L13-C3-4-III/2624.
- [33] KOPECKÝ, Vojtěch, Christos MADENAS a Pavel POSPÍCHAL. *Výzkum násoskového uzávěru*. Brno, 1992. VZ-HSZ-094. Výzkumná zpráva.

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ A ZKRATEK

a,b	[m]	Rozměry průtočného profilu (obdélník)
c	[m.s ⁻¹]	Absolutní rychlost
c _m	[m.s ⁻¹]	Meridiální rychlost
c _u	[m.s ⁻¹]	Obvodová rychlost
D	[m]	Průměr oběžného kola
d	[m]	Průměr otvoru škrtkícího orgánu
d _h	[m]	Hydraulický průměr průtočného profilu
d _n	[m]	Průměr náboje oběžného kola, vnitřní průměr kruhového potrubí
dt	[s]	Elementární přírůstek času
dρ ₃	[kg.m ⁻³]	Elementární přírůstek hustoty směsi
g	[m.s ⁻²]	Tíhové zrychlení
H	[m]	Čistý spád
H ₂	[m]	Výška od hladiny HN do místa přisávání vzduchu
H _B	[m]	Hrubý spád
H _{HN}	[m]	Výška hladiny v horní nádrži
K _v	[m ³ .h ⁻¹]	Průtokový součinitel
L	[m]	Délka potrubí
M ₁₁	[N.m]	Jednotkový moment
M _K	[N.m]	Krouticí moment
n	[s ⁻¹ ;min ⁻¹]	Otáčky
n ₁₁	[min ⁻¹]	Jednotkové otáčky
p	[Pa]	Tlak
P ₁₁	[W]	Jednotkový výkon
p ₂₁	[Pa]	Tlak v místě přisávání
Q,Q ₁	[m ³ .s ⁻¹]	Průtok
Q ₁₁	[m ³ .s ⁻¹]	Jednotkový průtok
Q ₃	[m ³ .s ⁻¹]	Průtok směsi vody a vzduchu
Q _{vz}	[kg.s ⁻¹]	Průtok vzduchu
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
S	[m ²]	Plocha
S _i	[m ²]	Plocha v i-tém dílu
u	[m.s ⁻¹]	Unášivá rychlost
v	[m.s ⁻¹]	Rychlost proudění
V ₂	[m ³]	Objem násosky
w	[m.s ⁻¹]	Relativní rychlost
Y	[J.kg ⁻¹]	Měrná energie
Δp	[Pa]	Tlaková diference
Δt	[s]	Časová diference
η	[-]	Účinnost turbíny
η _h	[-]	Hydraulická účinnost turbíny
η _s	[-]	Účinnost savky
ρ, ρ ₁	[kg.m ⁻³]	Hustota vody
ρ _{vz}	[kg.m ⁻³]	Hustota vzduchu