



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
Fakulta mechatroniky, informatiky
a mezioborových studií ■

Najížděcí pochod turbogenerátoru přečerpávací elektrárny

Bakalářská práce

Studijní program: B2612 – Elektrotechnika a informatika
Studijní obor: 2612R011 – Elektronické informační a řídicí systémy
Autor práce: **Milan Kolář**
Vedoucí práce: Ing. Lukáš Hubka, Ph.D.



ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Milan Kolář**
Osobní číslo: **M13000054**
Studijní program: **B2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Elektronické informační a řídicí systémy**
Název tématu: **Najížděcí pochod turbogenerátoru přečerpávací elektrárny**
Zadávající katedra: **Ústav mechatroniky a technické informatiky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Sestavte vhodný simulační model turbogenerátoru přečerpávací elektrárny pro simulaci najíždění.
2. Definujte potřebná data pro verifikaci modelu a pokuste se o ní.
3. Analyzujte současný způsob realizace najížděcího pochodu.
4. Pokuste se nalézt a definovat omezení rychlosti najíždění v současné konfiguraci. Navrhněte, jaké by mohly být možnosti případných změn, které dovolí rychlejší start.

Rozsah grafických prací: dle potřeby dokumentace
Rozsah pracovní zprávy: cca 30–40 stran
Forma zpracování bakalářské práce: tištěná/elektronická
Seznam odborné literatury:

- [1] KOLEKTIV AUTORŮ. Řízení a stabilita elektrizační soustavy. Praha: AEM, 2013. ISBN 978-80-260-44671-1.
- [2] PRUDEK, Stanislav. Modely silové částí vodní turbíny. Brno, 2009. Dostupné také z: http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2009/DP_Prudek.pdf. Diplomová práce. VUT v Brně.
- [3] ČEPS. Kodex přenosové soustavy. Praha: ČEPS, 2014.
- [4] ČEPS, a.s.: Systémové služby. ČEPS, a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-10-07]. Dostupné z: <https://www.ceps.cz/CZE/Cinnosti/Systemove-sluzby/Stranky/Default.aspx>

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Lukáš Hubka, Ph.D.
Ústav mechatroniky a technické informatiky

Datum zadání bakalářské práce: 10. října 2015
Termín odevzdání bakalářské práce: 16. května 2016


prof. Ing. Václav Kopecký, CSc.
děkan




doc. Ing. Milan Kolář, CSc.
vedoucí ústavu

Prohlášení

Prohlášení Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

Současně čestně prohlašuji, že tištěná verze práce se shoduje s elektronickou verzí, vloženou do IS STAG.

Datum: 16.5.2016

Podpis: 

Poděkování

Rád bych na tomto místě poděkoval všem, kteří mě během mé práce podporovali. Zvláštní poděkování bych chtěl věnovat mému vedoucímu práce Ing. Lukáši Hubkovi, PH.D. za trpělivost, ochotu a cenné a podnětné rady v průběhu řešení problému spjatých s prací.

Abstrakt

Tato bakalářská práce se zabývá verifikací modelů vodní turbíny obecné přečerpávací vodní elektrárny při najíždění do turbínového provozu a rozborem najížděcích pochodů. V otázce modelu je uvažována přečerpávací vodní elektrárna s dvou strojovým uspořádáním a reversní Francisovou turbínou. Výstupem modelů je mechanický výkon hřídele v závislosti na otevření rozváděcích lopatek oběžného kola turbíny a derivace jejích otáček. Simulace jsou prováděny v prostředí Matlab Simulink. V oblasti najížděcího pochodu jsou nejprve analyzovány najížděcí pochody přečerpávacích vodních elektráren a následně je formou diskuze řešena možná optimalizace.

Klíčová slova

Najížděcí pochod, přečerpávací vodní elektrárna, vodní turbína, simulace vodní turbíny, regulace vodní turbíny

Abstract

This bachelor thesis is concerned with verification of the model of water turbine of general pumped storage power plant during start-up process of the turbine operation and analysis of the start-up process. In terms of the model it is considered the pumped-storage power station with two machine configuration with reversible Francis turbine. The output of the model is the mechanical shaft power, depending on the opening of the gate of the impeller and turbine derivation of its revolutions. Simulations are performed in Matlab Simulink. In the start-up process are firstly analyzed the start-up processes of different pumped storage power plants and then it is subsequently dealt by discussion about possible optimization.

Key words:

start-up process, pumped-storage power plant, water turbine, water turbine simulation, control of water turbine

Obsah

1	Úvod.....	13
2	Využití energie vodního spádu	14
2.1	Historie vodních strojů	14
2.2	Vodní turbíny.....	16
2.3	Savka.....	17
2.4	Energetická bilance vodní turbíny.....	19
2.5	Francisova turbína	21
2.6	Kaplanova turbína.....	22
2.7	Bánkiho turbína	23
2.8	Peltonova turbína	24
3	Přečerpávací vodní elektrárna	26
3.1	Význam v síti	26
3.2	Princip.....	27
3.3	PVE v České republice	29
3.3.1	PVE Dalešice	30
3.3.2	PVE Štěchovice 2	31
3.3.3	PVE Dlouhé stráně	32
3.3.4	PVE Černé jezero	33
4	Modely	34
4.1	Nelineární model	36
4.2	Lineární model.....	39
4.3	Traveling wave model	41
4.4	Porovnání modelů.....	43

4.5	Verifikace modelů.....	44
5	Regulace soustavy.....	47
5.1	Najížděcí pochod.....	47
5.2	Možná vylepšení najížděcího pochodu.....	48
6	Závěr.....	50

Seznam symbolů

Značka	Veličina	Jednotka
P_{\max}	maximální využitelný výkon vodního spádu	W
P	výkon stroje využívajícího výkonu vodního spádu	W
ρ	hustota	Kg.m^{-3}
g	tíhové zrychlení	m.s^{-2}
h	výškový rozdíl hladin	m
η	účinnost stroje	-
a_i	měrná vnitřní práce lopatkového stroje	J.kg^{-1}
$p_{i, e}$	tlak na vstupu a na výstupu	Pa
$c_{i, e}$	rychlost tekutiny na vstupu a na výstupu	m.s^{-1}
$H_{i, e}$	výšková hladina vstupu a výstupu	m
q_T	měrné teplo pracovní tekutiny sdílené s okolím	J.kg^{-1}
$u_{i, e}$	měrná vnitřní tepelná energie uvnitř a vně stroje	J.kg^{-1}
$y_{i, e}$	měrná energie kapaliny na vstupu a výstupu	J.kg^{-1}
Δy	změna měrné energie kapaliny mezi vstupem a výstupem	J.kg^{-1}
z_{i-e}	ztráta měrné energie kapaliny mezi vstupem a výstupem	J.kg^{-1}
P_i	vnitřní výkon lopatkového stroje	W
\dot{m}	hmotnostní průtok	kg.s^{-1}
P_l	ztráta mechanického výkonu	pu.
D	vnitřní průměr přivaděče	m
G	otevření rozváděcích lopatek	pu.
T_w	časová konstanta vody	s
L	délka přivaděče	m
q_{base}	maximální objemový průtok turbínou	m^3s^{-1}
h_{base}	maximální rozdíl hladin	m
P_m	mechanický výkon výstupu turbíny	pu.
A_t	proporcionální faktor soustrojí	-
q_0	objemový průtok v pracovním bodě	pu.
q_{nL}	průtok naprázdno	pu.
G_0	otevření rozváděcích lopatek v pracovním bodě	pu.
h	výška hladiny horní nádrže nad soustrojím	pu.

h_l	ztráta potenciálu výšky hladiny nad soustrojím vlivem tření	pu.
f_p	koeficient ztrát vlivem tření	$s^2 \cdot m^{-5}$
q	objemový průtok turbínou	pu.
Z_0	impedance přivaděče	pu.
α	výpočetní koeficient, $\alpha = \rho g \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{fE} \right)$	-
K	modul objemové pružnosti	Pa
f	šířka stěny přivaděče	m
E	Youngův modul pružnosti materiálu stěny přivaděče	Pa
T_e	časová konstanta šíření vodního rázu	s

Seznam obrázků

Obrázek 1 Vodní kola	15
Obrázek 2 Segnerovo kolo	15
Obrázek 3 Fourneyronova turbína	15
Obrázek 4 Savka kuželová přímá	18
Obrázek 5 Savky kuželové kolenové	18
Obrázek 6 Francisova turbína diagram	21
Obrázek 7 Francisova turbína řez	21
Obrázek 8 Kaplanova turbína schéma	22
Obrázek 9 Kaplanova turbína řez	22
Obrázek 10 Bánkiho turbína	23
Obrázek 11 Peltonova turbína	24
Obrázek 12 Využitelnost vodních turbín	25
Obrázek 13 Schéma PVE	27
Obrázek 14 Čtyř strojové uspořádání	28
Obrázek 15 Tří strojové uspořádání	28
Obrázek 16 Dvou strojové uspořádání	29
Obrázek 17 PVE Dalešice	30
Obrázek 18 PVE Dalešice turbína Francis	30
Obrázek 19 PVE Štěchovice 2	31
Obrázek 20 PVE Štěchovice 2 strojovna	31
Obrázek 21 PVE Dlouhé stráně horní nádrž	32
Obrázek 22 PVE Dlouhé stráně turbína	32
Obrázek 23 PVE Černé jezero	33
Obrázek 24 PVE Černé jezero strojovna	33
Obrázek 26 Nelineární model	37
Obrázek 25 Lineární model	39
Obrázek 27 Traveling wave model	42

Seznam tabulek

Tabulka 1 Parametry PVE	35
Tabulka 2 Integrál	45
Tabulka 3 Integrál redukováno	46

1 Úvod

Nestálost spotřeby elektrické energie v přenosové soustavě přináší potřebu dostatečně rychlého a účinného způsobu regulace okamžitého výkonu. Dva výkony nejvýznamnější druhy elektráren v České republice, uhelné a jaderné, nemohou vzhledem dlouhým časovým konstantám dostatečně rychle reagovat na změny požadavků. Přecherčovací vodní elektrárna oproti tomu představuje člen schopný najetí do generátorového režimu v řádu minut. Další předností je pak možnost akumulace energie, která by v případě nadprodukce elektrické energie byla ztracena. Elektrárna tedy nevyrábí vlastní elektrickou energii, pouze akumuluje energii vyrobenou v jiných zdrojích.

Najížděcí pochod přecherčovací vodní elektrárny je pevně spjat s její konstrukcí, použitým druhem turbíny, případně čerpadla, a efektivitou řídicích algoritmů. Vzhledem k nákladnosti případných úprav konstrukce soustrojí se optimalizace najížděcího pochodu v drtivé většině provádí pomocí úprav řídicích algoritmů nebo případně modernizací akčních členů soustavy. Pro potřeby optimalizací je nutné systém turbíny dostatečně věrně namodelovat pomocí výpočetní techniky a následně verifikovat pomocí naměřených dat.

Cílem této bakalářské práce je nalezení vhodného modelu vodní turbíny a jeho verifikace pomocí zobecněných dat. Dalším cílem je popis najížděcího pochodu přecherčovací vodní elektrárny a návrh jeho optimalizace ve formě diskuse. Popisu plnění cílů práce předchází text věnující se tématu vodních strojů a přecherčovací vodních elektráren.

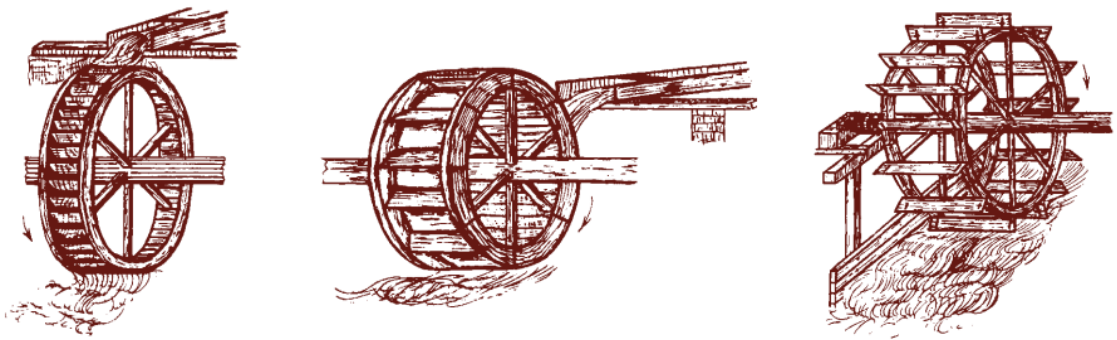
2 Využití energie vodního spádu

2.1 Historie vodních strojů

První doložený záznam o využití vodní energie pomocí stroje pochází z 6. století př. n. l. Jednalo se o čerpací vodní kolo používané Chaladejci na Blízkém východě. Od 3. století př. n. l. bylo v Egyptě používáno hnací lžicové kolo k čerpání vody a na počátku našeho letopočtu se vodní pohon začal používat po celém Blízkém východě. Většina vodních kol té doby byla používána k pohánění mlýnských kamenů a měla horizontální polohu, čímž odpadala nutnost převodování, která je u kol svislých. První zmínka o rozmachu svislých kol pochází z Francie z roku 300 n. l. a pojednává o vodním velkomlýnu využívající spád 18 m ve dvou paralelních kanálech. Nejstarší známý vodní mlýn na území české republiky pochází z 8. st. n. l. Následně byl vodní pohon užíván pro různé účely. Nejznámější jsou mlýny, proto obecné označení mlýnské kolo, ale své využití si vodní pohon našel taktéž na pilách, či v hamrech. Nicméně účinnost vodních kol nikdy nepřesáhla 30 %.

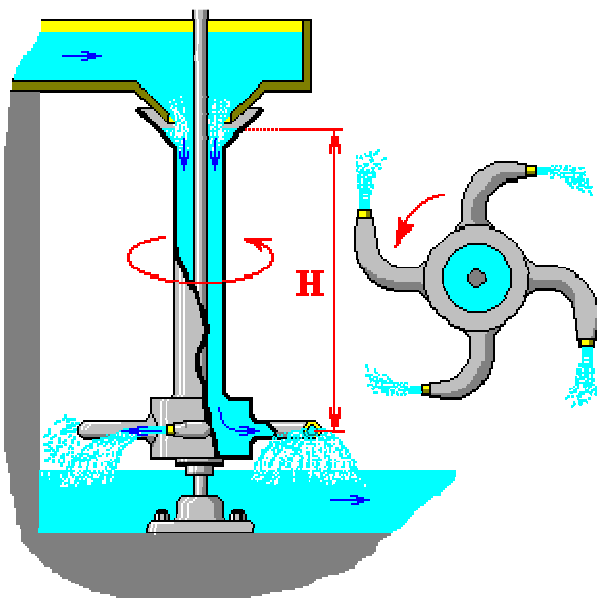
Vodní kola lze rozdělit podle typu působení vodního proudu na tři typy. Kola na spodní vodu s rovnými lopatkami, které jsou smáčeny ve vodním proudu. Míra ponoření vodního kola do vodního proudu se může lišit podle konstrukce kola nebo podle vlivu kolísání vodní hladiny. Směr otáčení těchto kol je opačný oproti směru toku vody. Své využití si tato kola našla zvláště v lodních mlýnech, které představovaly plovoucí konstrukci, jejíž výška vůči okolí se měnila v závislosti na změnách výšky hladiny vodního toku a mohla tedy pracovat bez hrozby ztráty výšky vody v náhonu. Vodní kola na svrchní vodu mají místo lopatek žlábký, jinak také korečky, do kterých se kumuluje voda, následně pod tíhou vody klesají a uvádějí tak kolo do pohybu ve směru proudění vody. Účinnost těchto kol je až dvakrát vyšší, než je účinnost kol na spodní vodu. Stejně tak jsou méně náchylná na změnu průtoku v náhonu, kterým je v tomto případě voda přiváděna svrchu. Nevýhodou je potom složitější konstrukce náhonu i samotného kola. Jakýmsi kompromisem mezi těmito dvěma řešeními je potom kolo na střední vodu, kdy lopatky kola jsou rovné a voda je přiváděna náhonem. Na prvním obrázku je vi-

dět kolo na svrchní vodu, prostřední obrázek zobrazuje kolo na střední vodu a napravo se nachází kolo na spodní vodu. [1][2]

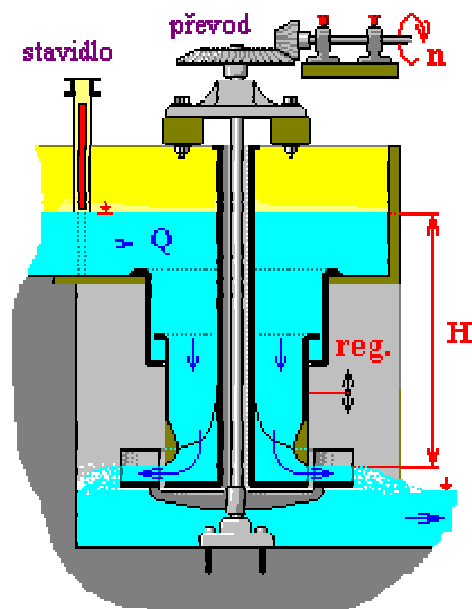


Obrázek 1 Vodní kola [1]

Dalším krokem ve vývoji vodních strojů byl popis zákonů hydromechaniky Danielelem Bernoullim a Leonardem Eulerem, kteří v 18. století pracovali v Ruské akademii věd v Petrohradě. Na základě jejich teoretických prací v oblasti hydrodynamiky a popisu ideální kapaliny německý profesor Johann Andreas Segner z Göttingenské univerzity sestavil první praturbínu, Segnerovo kolo. První turbínu v pravém slova smyslu zkonstruoval francouzský inženýr Benoit Fourneyron mezi léty 1827 a 1833. Jeho radiální turbína dosáhla účinnosti 80 %, což byl více než dvojnásobek do té doby používaného vodního kola. [1] [3]



Obrázek 2 Segnerovo kolo [4]



Obrázek 3 Fourneyronova turbína [4]

Rozhodujícím krokem byl vynález Francisovy přetlakové turbíny v roce 1849. Na svou dobu velmi moderní konstrukce dosahovala ve své době nejlepších vý-

sledků i přes původní nedůvěru evropské veřejnosti, která vycházela z faktu, že v době Francisova vynálezu neexistoval matematicko-fyzikální aparát, podle kterého by bylo možné činnost turbíny popsat. V roce 1880 došlo k vynálezu Peltonovy rovnotlaké turbíny Američanem Lesterem Allanem Peltonem. Další v současnosti převážně používané turbíny byly sestrojeny na začátku 20. století. Jedná se o Kaplanovu turbínu sestrojenou roku 1912 rakouským profesorem Viktorem Kaplanem toho času působícím na Brněnské universitě a Bánkiho turbínu sestrojenou roku 1917 maďarským inženýrem Donátem Bánkim. [1][2][4]

2.2 Vodní turbíny

Vodní turbíny obecně představují lopatkové vodní pohony dosahující vysoké účinnosti. Jejich konstrukci lze popsat jako soustavu rozváděcího zařízení, oběžného lopatkového kola a zařízení pro regulaci výkonu. Jednotlivé turbíny se liší podle toho, která část soustavy plní jakou funkci. Využitelnost jednotlivých turbín pro liší v závislosti na vnějších podmínkách toku, na kterém mají být použity, kdy zásadní roli zde hraje průtok a výška vodního spádu. Dále turbíny dělíme na přetlakové turbíny, reakční, a rovnotlaké turbíny, impulzní.

Přetlakové turbíny pracují na principu přívodu přetlakové vody do oběžného kola. Přetlak a rychlost následně při průchodu vody kolem lopatek oběžného kola s výškou postupně klesají a nejnižší hodnoty dosahují na výstupu savky. Mezi nejpoužívanější přetlakové turbíny řadíme Francisovu a Kaplanovu turbínu.

Pro rovnotlaké turbíny platí, že tlak vody na vstupu je stejný jako tlak vody na výstupu. Energie vodního spádu je na přívodu turbíny převedena na kinetickou energii, která je následně předávána lopatkám oběžného kola turbíny. Mezi nejpoužívanější rovnotlaké turbíny řadíme Peltonovu a Bánkiho turbínu.

Při návrhu vodní turbíny je prvním krokem vytvoření zmenšeného zkušebního modelu a jeho ověření v laboratorních podmínkách. Parametry modelové turbíny jsou v případě úspěšné konstrukce přepočítány na základě principů hydraulické podobnosti. Následuje sestavení prototypu vodní turbíny a její testování. [2][4][5]

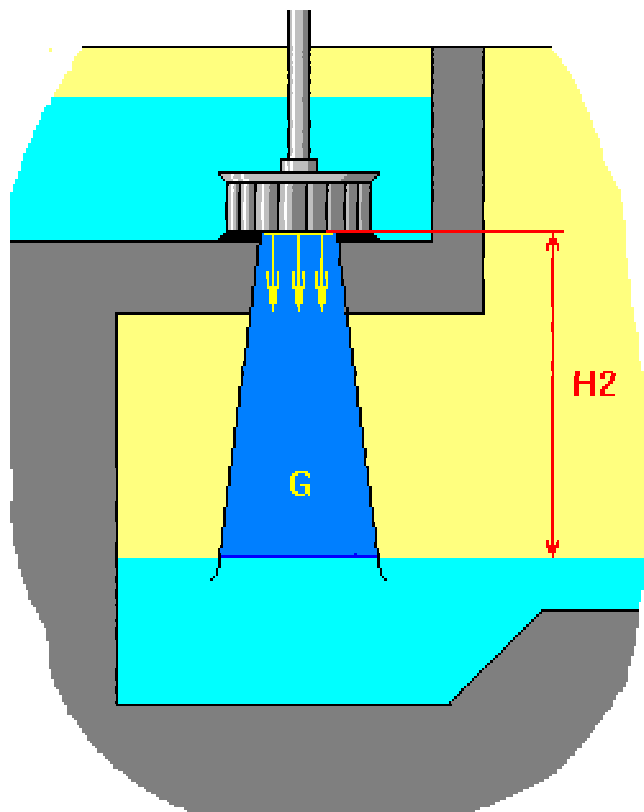
2.3 Savka

Savka neboli sací trouba se vyskytuje zpravidla u přetlakových turbín. Její využití je v případě rovnotlakých turbín, například Bánkiho turbíny, možné, ale není nutné pro dosažení maximální možné účinnosti stroje. Savka byla vynalezena v roce 1837, nicméně její využití vyniklo až v roce 1848 po vynálezu přetlakové Francisovy turbíny. Savky umožnily umístit turbínu v téměř libovolné výšce nad spodní hladinou bez ztráty využitého spádu a tak účinně bránit případnému zatopení stroje v případě vzestupu spodní hladiny.

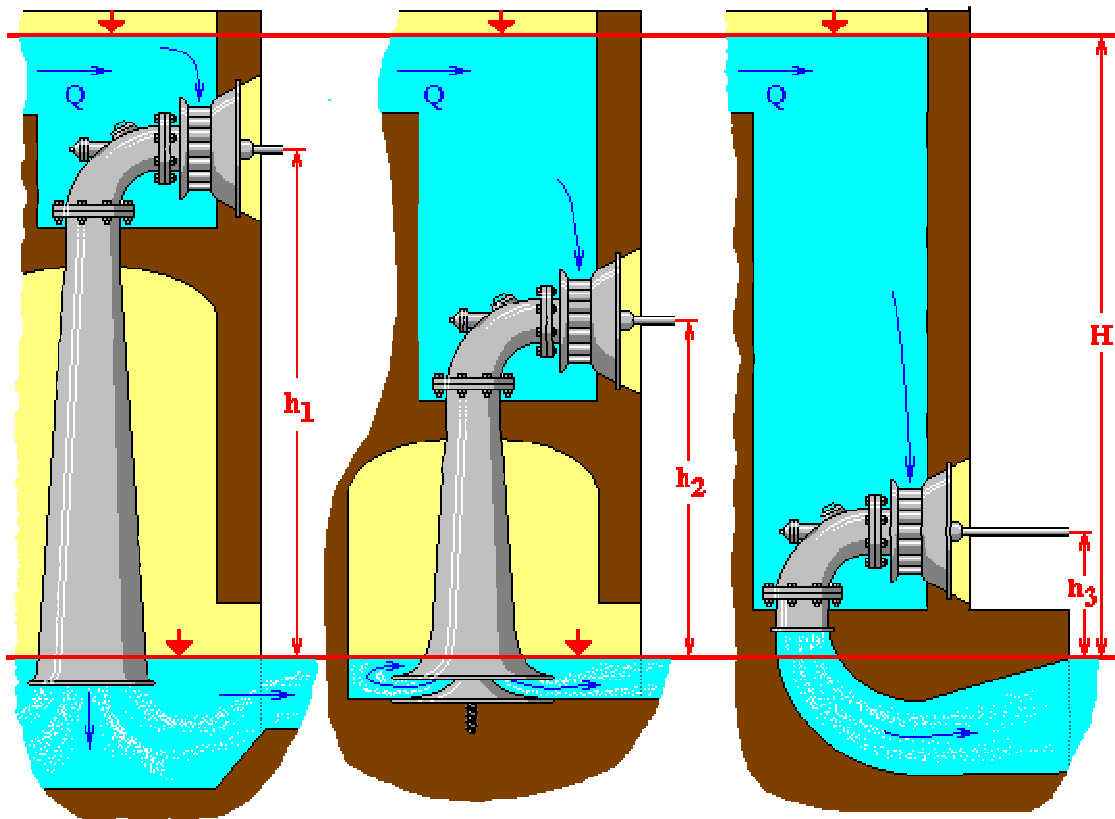
Princip savky spočívá ve vytvoření spojitého vodního sloupce, který následně vlivem tíhové síly vytváří podtlak úměrný své výšce. Tuto funkci nazýváme hydrostatickým efektem savky. Druhou funkcí savky je využití zbytkové energie vody vytékající z oběžného kola. Vodní proud má zpravidla nezanedbatelnou rychlost a tím pádem nese i nezužitkovanou kinetickou energii. Při použití rozšiřující se savky je proud nucen zaujímat stále širší průřez, čímž klesá jeho rychlost. V důsledku savka způsobuje podtlak přenášející se vodním sloupcem až na lopatky oběžného kola turbíny, kde dochází ke změně kinetické energie na energii tlakovou. Tento efekt savky nazýváme hydrodynamickým účinkem a projevuje se pouze u kuželových savek.

V současné době používané savky lze dělit podle konstrukce na kuželové přímé a kuželové kolenové. Vyšších účinností dosahují savky přímé, protože v nich nedochází ke ztrátám vlivem změny směru proudění a vznikajících turbulencí.

[4][5][6]



Obrázek 4 Savka kuželová přímá [4]



Obrázek 5 Savky kuželové kolenové [4]

2.4 Energetická bilance vodní turbíny

Rozdíl potenciální energie mezi dvěma vodními hladinami nazýváme energií vodního spádu. Potenciální výkon lze vyjádřit z Bernouliho rovnice:

$$P_{max} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h \quad (1)$$

Vodu z horní nádrže přivádíme na vodní stroj, v současnosti zpravidla vodní turbínu, ve které je vodní energie transformována na kinetickou energii. Pro reálně využitelný výkon je nutné do vzorce zahrnout i účinnost použitého stroje:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot h \cdot \eta \quad (2)$$

Vodní turbíny transformují potenciální, kinetickou nebo tlakovou energii kapalného média na práci hřídele. V případě výpočtu energetické bilance vodních turbín je obvykle aplikováno zjednodušení:

$$\rho \doteq konst. \quad (3)$$

Pro výpočet energetické bilance lopatkového stroje je nutné definovat fyzikální veličiny, které popisují účinnost transformace energie proudícího média.

Prvním parametrem je měrná vnitřní práce lopatkového stroje. Proudící médium v lopatkovém stroji může konat nebo spotřebovávat energii. Uvažujeme-li vodní turbínu, jedná se o změnu entalpie, kinetické a potenciální energie proudícího média. Výpočet vnitřní práce lopatkového stroje je popsán prvním zákonem termodynamiky.

$$a_i = \frac{p_i}{\rho} + \frac{c_i}{2} + gH_i - \left(\frac{p_e}{\rho} + \frac{c_e}{2} + gH_e \right) + q_T + (u_i - u_e) \quad (4)$$

Pro zjednodušení se používá zápis.

$$\Delta y = y_i - y_e \quad (5)$$

$$-z_{i-e} = q + (u_i - u_e) \quad (6)$$

Kde Δy značí změnu celkové energie proudícího média a vypočítá se jako rozdíl mezi měrnou energií proudícího média na vstupu systému a měrnou energií proudícího média na výstupu systému. Změnu vnitřní energie proudícího média hydraulického stroje vlivem tření a trubulencí počítáme jako ztrátu, neboť změna teploty proudícího média nemá vliv na práci vodního stroje. Proto z_{i-e} představuje vždy ztrátu měrné práce stroje.

Vnitřní výkon lopatkového stroje pak lze spočítat jako součin měrné vnitřní práce lopatkového stroje a hmotnostního průtoku proudícího média.

$$P_i = a_i \dot{m} \quad (7)$$

Dále je definována vnitřní účinnost vodní turbíny jako poměr měrné vnitřní práce lopatkové stroje a celkové změny energie proudícího média.

$$\eta = \frac{a_i}{\Delta y} \quad (8)$$

Vodní turbíny se řadí mezi nejúčinnější lopatkové stroje s vnitřní účinností až 95%. [5]

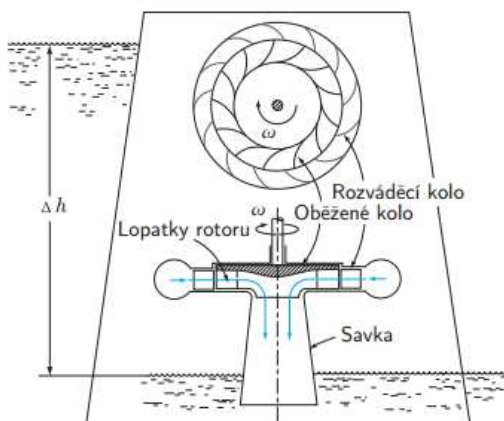
2.5 Francisova turbína

Francisova turbína představuje v současné době nejvíce používanou vodní turbínu. Dosahuje účinnosti okolo 90 % a výkonů i vyšších než 1 000 MW. Účinnost turbíny se mění v závislosti na poloze rozváděcích lopatek a specifických otáčkách turbíny. Francisova turbína je užívána pro střední až velké průtoky a spády a je ji možné instalovat vertikálně nebo horizontálně.

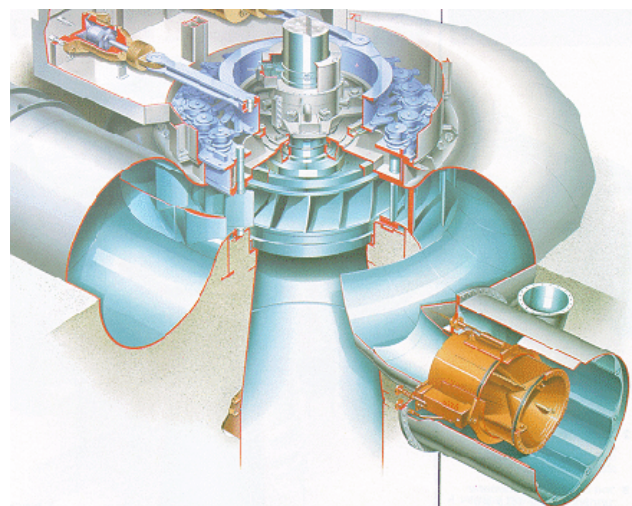
Voda je přiváděna šnekovitým potrubím k rozváděcímu kolu, kde prochází mezi rozváděcími lopatkami k lopatkám oběžného kola. Nad savkou vzniká rotující proud vody. Rotující proud vody se při průchodu turbínou postupně blíží k jejímu středu, čímž ztrácí moment hybnosti, který je předáván hřídeli.

Regulace výkonu turbíny probíhá pomocí rozváděcích lopatek, kterými je možné ovlivňovat průtok vody turbínou. Negativním vlivem této regulace je změna úhlu, pod kterým voda na lopatky oběžného kola dopadá, a s tím spojený pokles účinnosti turbíny v případě větších regulačních zásahů.

Zvláštní kapitolu tvoří čerpadlové, reverzní, Francisovy turbíny, jejichž konstrukce umožňuje v reverzním směru plnit funkci čerpadla. Nevýhodou je nižší účinnost turbíny v turbínovém i čerpadlovém režimu oproti strojům plnícím specificky pouze jednu funkci. Své uplatnění nachází v přečerpávacích vodních elektrárnách. [1][2][3]



Obrázek 6 Francisova turbína schéma [7]



Obrázek 7 Francisova turbína řez [8]

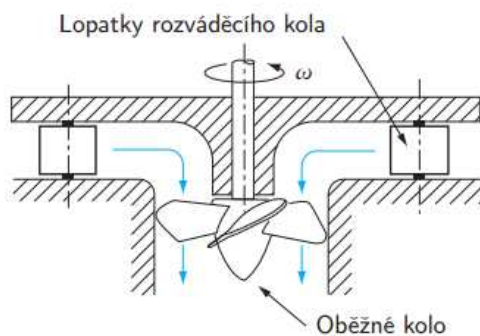
2.6 Kaplanova turbína

Kaplanovy turbíny nalézají své uplatnění ve vodních dílech s vysokým průtokem a nižšími spády. V oblasti výkonů dosahují Kaplanovy turbíny nižších hodnot, než Francisovy turbíny. Taktéž počet lopatek oběžného kola je nižší než u Francisových turbín.

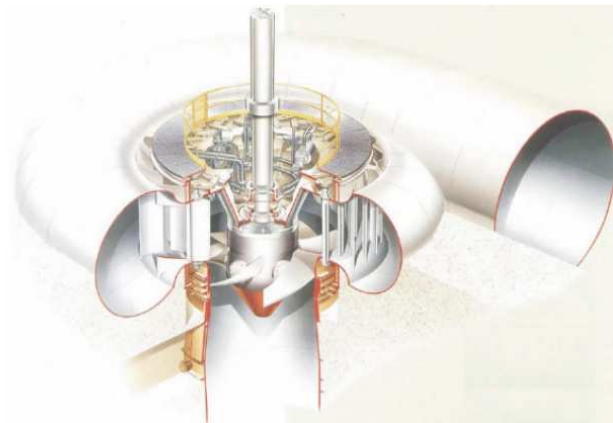
Voda je přiváděna skrz rozváděcí lopatky do oběžného kola a protéká v tangenciálním směru kolem lopatek, čímž je uvádí do pohybu a následně odtéká do savky.

Regulace Kaplanovy turbíny probíhá ve dvou částech. První je natočení rozváděcích lopatek, kterými se mění průtok vody turbínou. Druhá část regulace probíhá přímo na lopatkách oběžného kola, která je možné natáčet, takže turbína si zachovává vysokou účinnost i při změně průtoku vody turbínou. Některé menší turbíny instalované v malých vodních elektrárnách obsahují oběžná kola s pevnými lopatkami bez možnosti natočení.

I přes větší rozsah vysoké účinnosti způsobený možností natáčet lopatky oběžného kola, Kaplanova turbína nebývá využívána v přečerpávacích vodní elektrárnách, protože vyžaduje vysoké průtoky a nepracuje na vysokých spádech. Své využití nachází především v akumulacích vodních elektrárnách. [1][2][4]



Obrázek 8 Kaplanova turbína schéma [7]



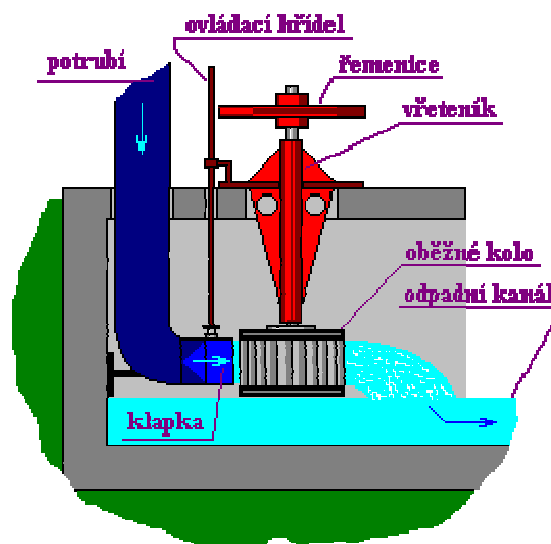
Obrázek 9 Kaplanova turbína řez [3]

2.7 Bánkiho turbína

Bánkiho turbína představuje rovnotlakou turbínu nacházející využití v současné době zvláště v malých vodních elektrárnách. Její nevýhodou je zejména citlivost na vzestup hladiny v toku, na kterém je instalována. Naopak výhodou je její využitelnosti pro malé spády již od 1 m i nenáročnost návrhu turbíny a odolnost vůči nečistotám.

Voda je k turbíně přiváděna zpravidla v kruhovém přiváděči, který ve své koncové části, hrdle, mění průřez na obdélníkový, aby došlo rovnoměrnému rozprostření vodního proudu na celou plochu lopatky oběžného kola. Tvar lopatek odchyluje proudění vody směrem na hřídel a výsledná síla vodního proudu roztáčí turbínu. Tímto způsobem je turbíně předáno 79% celkového výkonu. Zbýlých 21% je předáno při dopadu vodního proudu na spodní část oběžného kola. Vzniká zde ztrátový spád mezi spodní hladinou a oběžným kolem, který je nutný, aby nedošlo k zatopení oběžného kola turbíny vodou spodního toku.

Bánkiho turbína je regulována pomocí klapky měnící průtok představující vhodný princip vzhledem k tomu, že turbína pracuje s dobrou účinností pro 30 až 100 % navrhovaného průtoku. [1][2][4]



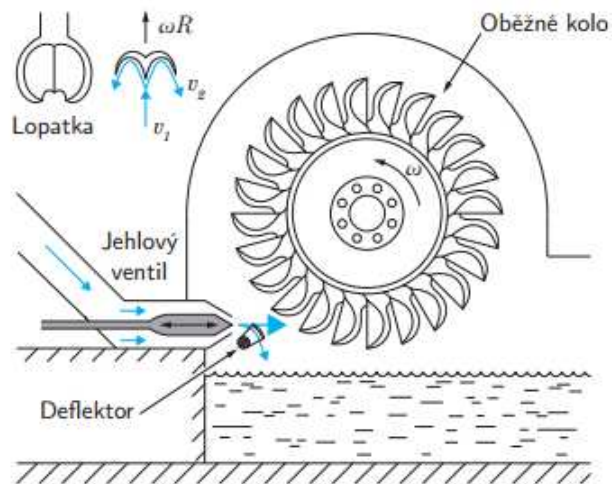
Obrázek 10 Bánkiho turbína [4]

2.8 Peltonova turbína

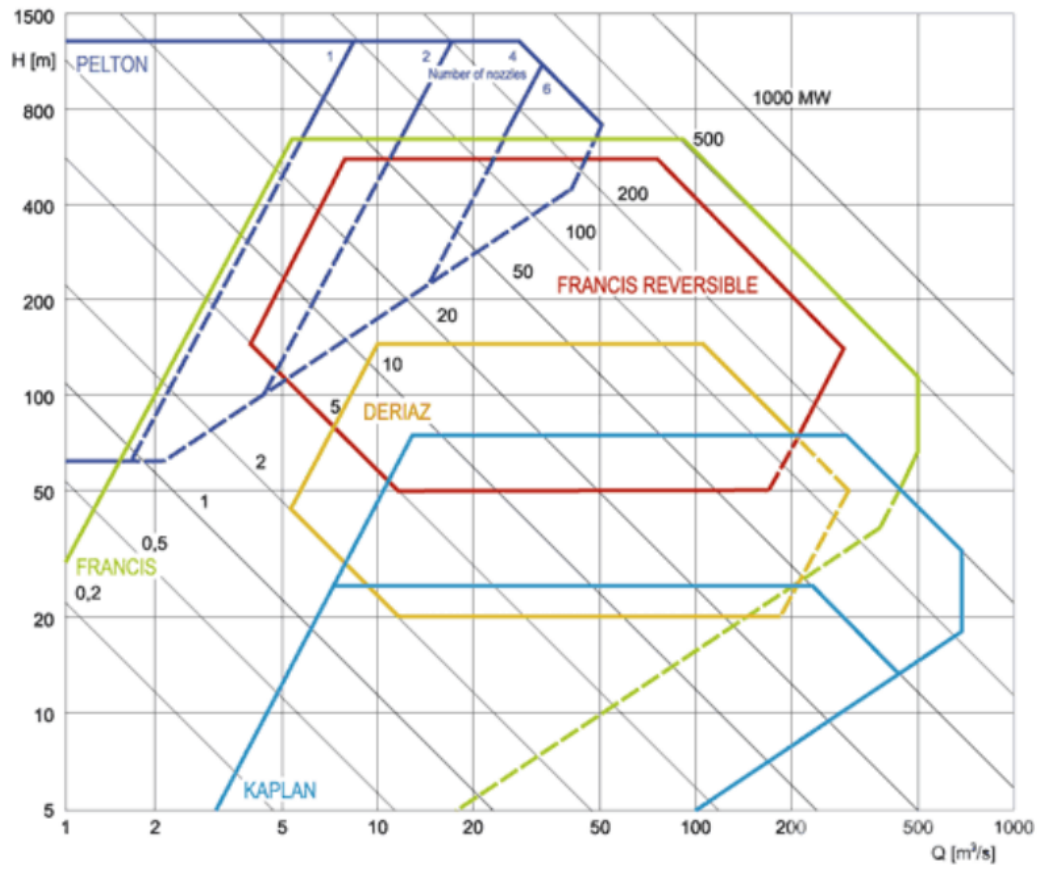
Peltonovy turbíny se používají v místech s velkým spádem a malým průtokem. Využití nacházejí v energetice i v malých vodních elektrárnách.

Peltonova turbína pracuje na principu předání kinetické energie vody urychlené v jedné nebo více dýzách lžícovitým lopatkám oběžného kola. Na lopatce dochází k rozpůlení vodního paprsku na dva a lžícovitý tvar lopatky následně směřuje tyto paprsky zpět, čímž dochází k předání kinetické energie oběžnému kolu. Turbína může být poháněna jednou, nebo více dýzami zároveň.

Regulace turbíny je prováděna pomocí jehlového ventilu v dýze, který přímo ovlivňuje průtok vody nebo pomocí deflektoru, který mění směr a tím i účinnost dopadu vodního paprsku.[2][4]



Obrázek 11 Peltonova turbína [7]



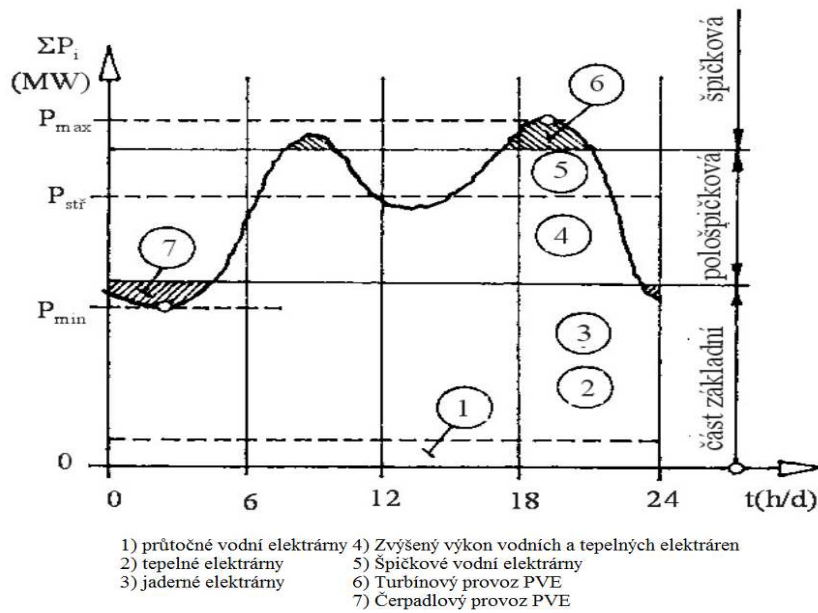
Obrázek 12 Využitelnost vodních turbín [7]

3 Přečerpávací vodní elektrárna

3.1 Význam v síti

Pro stabilitu přenosové soustavy je nutné, aby odběr i dodávky okamžitého elektrického výkonu byly v rovnováze. Odběr z přenosové soustavy v čase kolísá, ať už se jedná o vliv panujících přírodních podmínek nebo činnost průmyslových podniků. Hlavní zdroje elektrické energie v České republice, tepelné a jaderné elektrárny, nemohou reagovat na případnou poptávku, či přebytek elektřiny v síti s dostatečnou rychlostí. Pomalá reakce uhelných a jaderných elektráren je dána dlouhými časovými konstantami tepelných dějů, na jejichž principu pracují. Pro udržení rovnováhy v produkci a odběru elektrické energie, protože technicky není možné velké množství energie skladovat v elektrické podobě, je nutný akumuláční člen soustavy, který by v případech nerovnováhy dokázal s dostatečnou rychlostí reagovat na změny poptávky a převádět elektrickou energii na jiný druh energie, či naopak.

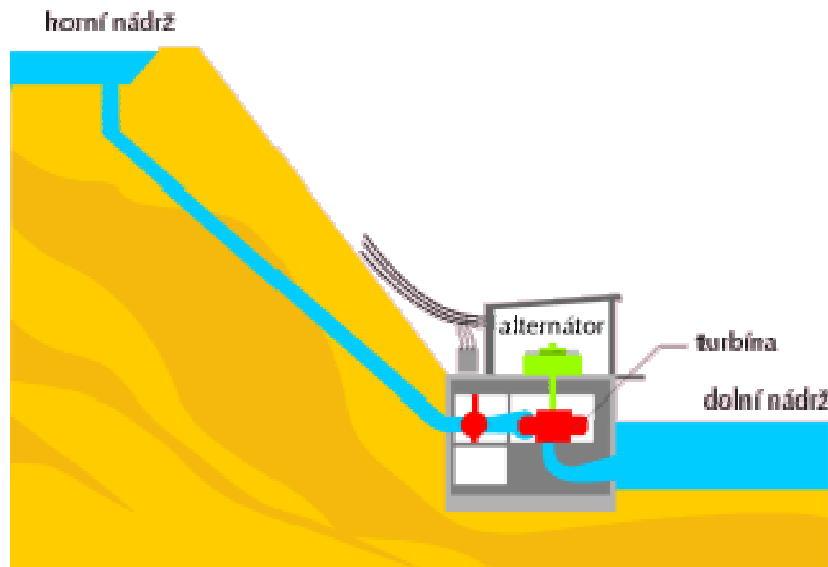
Akumulační člen přenosové soustavy představují přečerpávací vodní elektrárny (dále PVE), které v přenosové soustavě plní tři funkce. První funkcí je funkce statická, kdy v případě přebytku elektrické energie v přenosové soustavě elektrárna odčerpává energii a v čerpadlovém provozu plní horní nádrž, nebo v případě nedostatku energie v přenosové soustavě přechází do turbínového provozu, kdy mění akumulovanou energii vodního spádu na elektrický proud dodávaný do soustavy. Druhou funkcí PVE je funkce dynamická, kdy elektrárna reguluje výkon a frekvenci v přenosové soustavě a plní s tím spojenou funkci pohotové rezervy přenosového systému. Třetí funkcí je funkce kompenzační, kdy je PVE použita pro regulaci a udržení elektrického napětí přenosové soustavy. [3][9]



Graf 1 Zatížení sítě [3]

3.2 Princip PVE

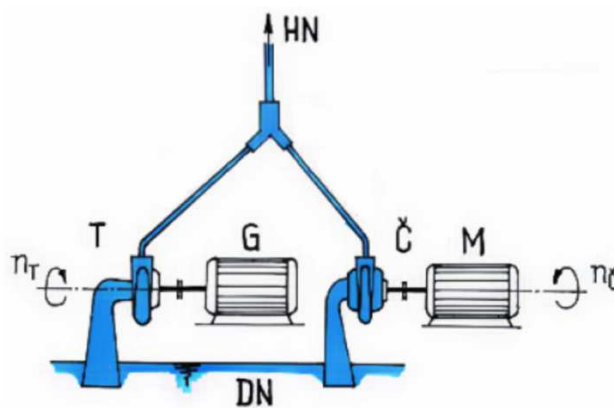
PVE se skládá ze soustavy dvou výškově rozdílných nádrží spojených přetlakovým potrubím se soustrojím ve spodní části vodního díla, které slouží v závislosti na provozu k čerpání vody do horní nádrže nebo využití potenciální energie nahromaděné vody horní nádrže ke generování elektrické energie.



Obrázek 13 Schéma PVE [10]

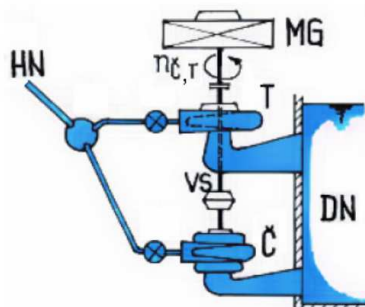
Počet strojů soustrojí závisí na uspořádání. Čtyř strojové uspořádání sestává z turbíny, generátoru, čerpadla a pohonu čerpadla. Čerpadlo je propojeno s motorem a turbína s generátorem. Toto uspořádání má výhodu vysoké účinnosti soustrojí, protože dvě nezávislé soustavy mohou pracovat v na sobě vzájemně

nezávislých pracovních otáčkách. Cenou jsou vysoké pořizovací náklady a požadavek na velké prostory, proto se toto uspořádání téměř nepoužívá. Při využití motorgenerátoru jako pohonu čerpadla vzniká tři strojové uspořádání s motorgenerátorem, turbínou a čerpadlem. Celé soustrojí sdílí jednu hřídel, kdy je čerpadlo obvykle připojeno přes rozpojitelnou spojku a směr otáčení motorgenerátoru se nemění, tudíž orientace turbíny a čerpadla jsou opačné. Tři strojové uspořádání nalezneme například v PVE Čierný Váh na Slovensku. V současné době se nejčastěji používá dvou strojové uspořádání, kdy se jedná o soustavu motorgenerátoru a čerpadlové turbíny. Zpravidla se používají reversní Francisovy turbíny. Z hlediska nákladů se jedná o nejúspornější uspořádání. Jeho nevýhodou je, že reversní Francisova turbína nedosahuje maximální účinnosti ani v jednom z provozů. Vzhledem k nutnosti dosáhnout dostatečného spádu budují se PVE zpravidla v horských oblastech.



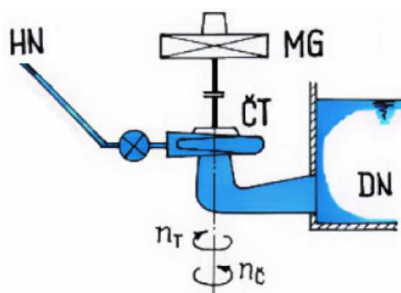
M – motor, G – generátor, T – turbína, Č – čerpadlo, HN – horní nádrž, DN – dolní nádrž, $\eta_{\text{Č}}$ – otáčky čerpadla, η_{T} – otáčky turbíny

Obrázek 14 Čtyř strojové uspořádání [3]



MG – motorgenerátor, T – turbína, Č – čerpadlo, HN – horní nádrž, DN – dolní nádrž, $\eta_{\text{Č,T}}$ – otáčky čerpadla i turbíny, VS – výsuvná spojka

Obrázek 15 Tří strojové uspořádání [3]



Obr. 17 Schéma dvou strojového uspořádání

MG – motorgenerátor, ČT – čerpadlová turbína, HN – horní nádrž, DN – dolní nádrž,
 n_C – otáčky čerpadla, n_T – otáčky turbíny,

Obrázek 16 Dvou strojové uspořádání [3]

V případě nadprodukce elektrické energie přechází PVE na čerpadlový provoz, kdy elektrický stroj pracuje v motorickém režimu a pohání čerpadlovou turbínu, nebo čerpadlo. Tímto způsobem přenáší elektrickou energii na mechanickou energii čerpadla a ta je následně převedena potenciální energii vody v horní nádrži. V případě odběrové špičky najíždí elektrárna na turbínový provoz, kdy soustrojí funguje jako turbína s generátorem. Doba najetí PVE do žádaného režimu se pohybuje v řádu minut. Účinnost procesu akumulace se pohybuje okolo 60 až 75%. Protože PVE nevyrábí vlastní elektrickou energii, pouze pracuje s elektrickou energií vyrobenou v jiných zdrojích, je nutné aby PVE pracovala v čerpadlovém režimu v době, kdy je energie vzhledem ke stavu sítě nejlevnější, a naopak přecházet do čerpadlového provozu v době odběrových špiček, kdy je cena energie nejvyšší. Tímto opatřením se zabrání, aby provoz byl ekonomicky ztrátový, vzhledem k účinnosti procesu akumulace. [1][3][4][10]

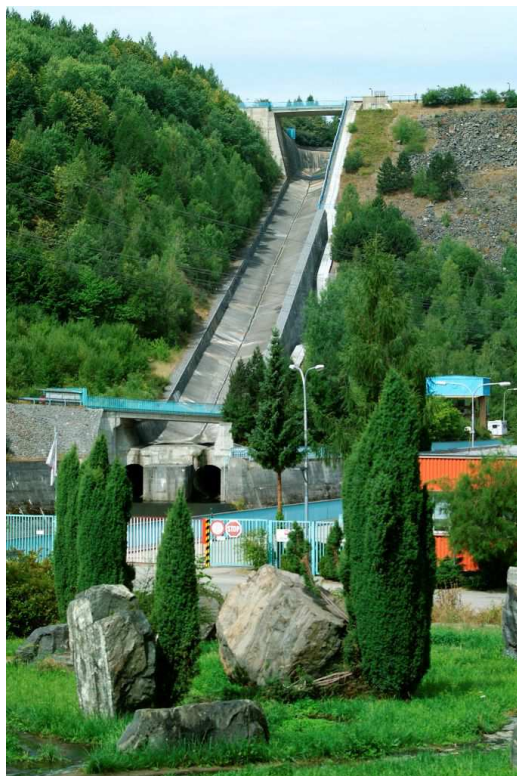
3.3 PVE v České republice

Podíl elektřiny vyrobené v České republice z PVE je 5% (2014). V České republice se nachází celkem čtyři PVE. Všechny PVE v České republice jsou v pod správou skupiny ČEZ. První PVE na území České republiky, Černé jezero, byla postavena Škodovými závody na Šumavě v roce 1930. [1][11]

3.3.1 PVE Dalešice

Vodní dílo Dalešice bylo vybudováno v souvislosti s výstavbou nedaleké Jaderné elektrárny Dukovany. Vyrovňovací nádrž nezajišťuje vodu jen pro provoz samotné PVE, ale zásobuje chladicí vodou i jadernou elektrárnu Dukovany. Vodní dílo se nachází u toku řeky Jihlavy a napomáhá k regulaci jejího toku. Vodní dílo bylo vystaveno v letech 1970 - 1978.

Doba najezení do generátorového režimu je 60 sekund. Najíždění je zcela automatizované a příkaz k němu se zadává z dispečinku skupiny ČEZ nebo ČEPS. Celkový výkon soustrojí čtyř reverzních Francisových turbín se synchronními motorgenerátory dosahuje 480 MW při spádu 90 m. Z hlediska výkonu je tedy PVE Dalešice druhou největší PVE v České republice. Samotná soustrojí se nachází u paty hráze.[1][11]



Obrázek 17 PVE Dalešice [11]



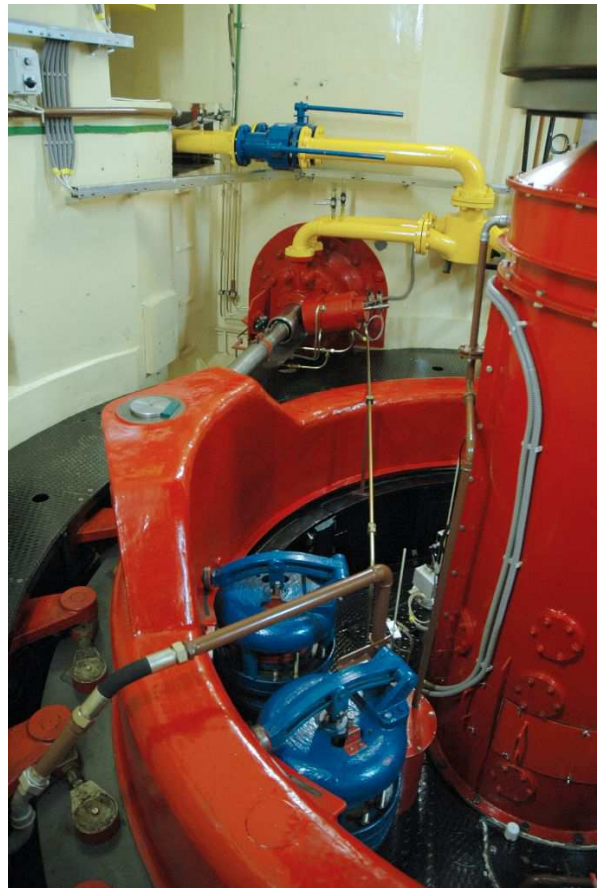
Obrázek 18 PVE Dalešice turbína Francis [11]

3.3.2 PVE Štěchovice 2

Vodní dílo Štěchovice 2 bylo uvedeno do provozu již v roce 1947. PVE se zařadila mezi vodní díla tzv. Vltavské kaskády. V roce 1991 došlo k jejímu odstavení z důvodu zastaralosti a následně v letech 1992 - 1996 proběhla výstavba nové PVE využívající původní umělé nádrže na kopci Homole se spádem 220 m. Dvě původní soustrojí o výkonu 21 MW byla nahrazena jedním soustrojím s reverzní Francisovou turbínou o výkonu 45 MW. Strojovna se nachází 45 m pod zemským povrchem. Její soustrojí bylo poškozeno během povodní v roce 2002. Po generální opravě bylo znovu uvedeno do provozu v roce 2005. [1][11]



Obrázek 19 PVE Štěchovice 2 [11]

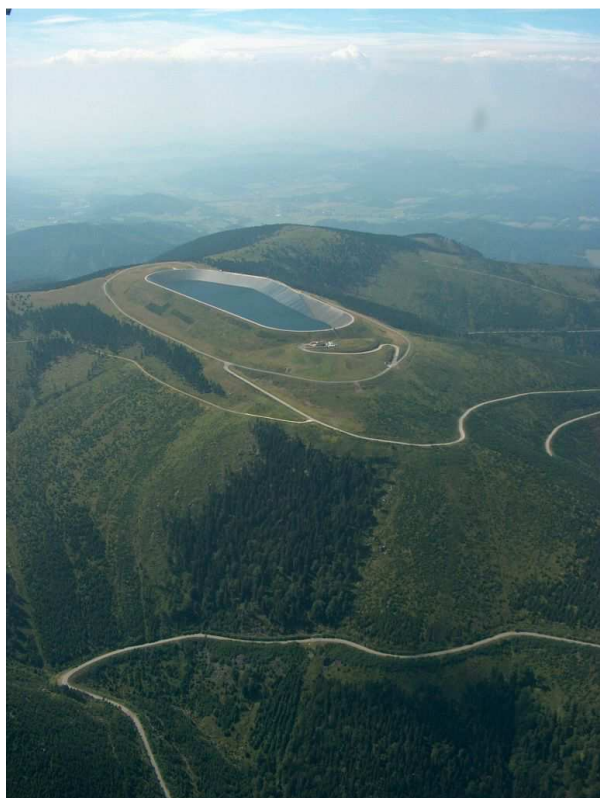


Obrázek 20 PVE Štěchovice 2 strojovna [11]

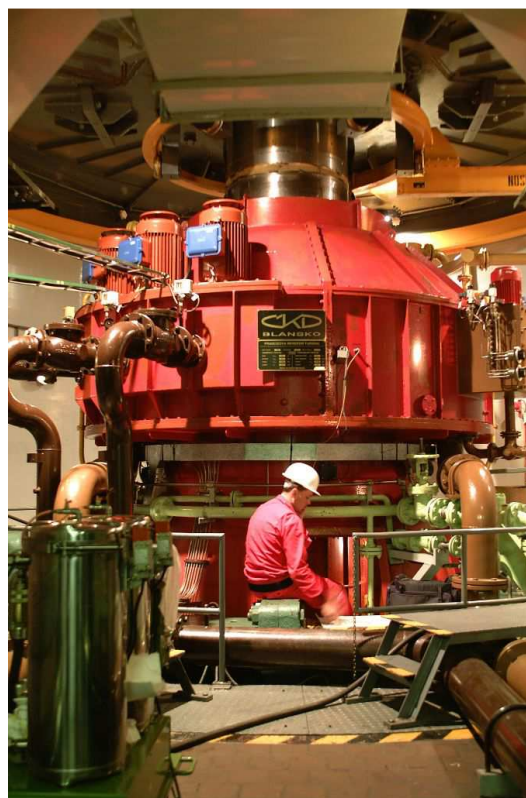
3.3.3 PVE Dlouhé stráně

Výstavba PVE Dlouhé stráně byla zahájena v roce 1978. Původní projekt počítal s použitím čtyř tří strojových soustrojí o výkonu 600 MW. Nicméně na začátku osmdesátých let byla stavba převedena do útlumového programu. Po roce 1989 došlo k rozhodnutí o obnově stavby a změně projektu, kdy původně zamýšlená čtyři soustrojí byla nahrazena dvěma dvou strojovými soustrojími. Do provozu byla elektrárna uvedena v roce 1996.

Vodní dílo se nachází uprostřed Jeseníků na říčce Divoká Desná a elektrárna se pyšní dvojicí největších reverzních Francisových turbín v Evropě, které obě dosahují výkonu 325 MW. Taktéž se jedná o PVE s největším výkonem v České republice. Všechna soustrojí se nachází v kaverně ukrytá pod zemí. Účinnost přečerpávacího cyklu PVE dosahuje rekordních 76,5 %. Technická životnost vodního díla je odhadována na 100 let. [1][3][11]



Obrázek 21 PVE Dlouhé stráně horní nádrž [11]



Obrázek 22 PVE Dlouhé stráně turbína [11]

3.3.4 PVE Černé jezero

Nejstarší PVE v České republice je šumavská PVE Černé jezero. Její stavba byla dokončena v roce 1930. Instalovaný výkon činil původně 1500 kW při spádu 247 m s použitím Peltonovy turbíny. Původní soustrojí bylo při rekonstrukci v roce 2004 doplněno o průtočnou Kaplanovou turbínou o výkonu 40 kW zpracovávající odtok vody z vyrovnávací nádrže. O rok později byl do strojovny instalován další turbogenerátor s novou Peltonovou turbínou o výkonu 370 kW. [1][11]



Obrázek 23 PVE Černé jezero [11]



Obrázek 24 PVE Černé jezero strojovna [11]

4 Modely

Použité modely byly vyvinuty pracovní skupinou IEEE sestavenou v roce 1987. Jejím hlavní cílem byl sběr dat a dynamických charakteristik hnacích strojů a energetických systémů. Dalším cílem pracovní skupiny bylo zdokonalit modely vytvořené v rámci IEEE v roce 1973. [12]

Na modely byly aplikovány následující předpoklady:

1. Voda je ideální kapalinou, je tudíž nestlačitelná. Tento bod neplatí pro statický model, kde je pomocí modulu objemové pružnosti určována rychlost vodního rázu a impedance přivaděče.
2. Přivaděče jsou považovány za lineární. Ztráty v potrubí zanedbávají vliv zakřivení potrubí. Neplatí pro lineární model, kde nejsou započítány ztráty v potrubí vůbec.
3. Veličiny jsou udávány v hodnotě per unit, není-li stanoveno jinak. Jejich hodnoty se pohybují v rozmezí 0 - 1 a jejich hodnotu určíme podle vzorce:

$$X = \frac{x}{X_{max}} \quad (9)$$

4. Výškový rozdíl mezi horní nádrží a turbínou považujeme při výpočtu koeficientů za konstantní.
5. Tíhové zrychlení považujeme za konstantní hodnotu:

$$g = 9,81 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2} \quad (10)$$

6. Hustotu vody je považována za konstantní hustotu vody při teplotě 15 °C:

$$\rho = 999,099 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3} \quad (11)$$

7. Průtok naprázdno v turbíně považujeme za konstantní.

Fakt, že se jedná o per unit modely, vhodně koresponduje pro verifikaci pomocí zobecněných dat. Konstrukční parametry modelu byly voleny podle rozměrů odpovídajících konstrukci PVE Dlouhé stráně.

Použité parametry PVE	
Spád	511 m
Průměr přivaděče	3,6 m
Délka přivaděče	1499 m
Tloušťka stěny přivaděče	33 mm
Maximální průtok turbínou	68,5 m ³ s ⁻¹
Výkon turbíny	325 MW

Tabulka 1 Parametry PVE [3][11]

Vstupními proměnnými modelu jsou otevření rozváděcích lopatek a derivace otáček turbíny. Protože se u otáček jedná o derivaci, byl po sestavení modelů proveden pokus zda by bylo možné zvýšit vypovídací hodnotu modelu pomocí filtrace dat za účelem odstranění šumů. Výsledky byly negativní, vypovídací hodnota modelu klesla, proto byla data otáček ponechána v původní podobě. Výstupní hodnotou je potom mechanický výkon na hřídeli. Všechny modely byly vytvářeny v programovacím prostředí Matlab Simulink verze 8.2.

4.1 Nelineární model

Nelineární modely jsou schopné pracovat v celém rozsahu dané soustavy s dobrou přesností, protože vychází z přímého fyzikálního popisu daného děje. Nelineární modely není možné řešit pomocí matematické analýzy, což je v současné době překonáno pomocí vysokého výkonu moderní výpočetní techniky. Nevýhodou nelineárního systému je, že je obtížné na něj aplikovat standardní řízení, které předpokládá práci v okolí pracovního bodu.

Časová konstanta T_w určuje dynamiku, se kterou se projeví změna otevření rozváděcích lopatek na průtoku vody turbínou.

$$T_w = \left(\frac{L}{A}\right) \frac{q_{base}}{h_{base}g} \quad (12)$$

Vyjádření průtoku q je provedeno pomocí diferenciální rovnice charakterizující derivaci průtoku v závislosti na výškovém rozdílu horní nádrže a oběžného kola se započtením vlivu ztrát v důsledku tření vyjádřených v poměru k maximálnímu průtoku. Po integraci získáváme vztah objemový průtok, který převedeme pomocí Laplaceovy transformace do přenosové funkce.

$$q(s) = \frac{(1 - h - h_l)}{T_w s} \quad (13)$$

Od hodnoty výšky vodního spádu je odečítána hodnota ztráty výšky hladiny vlivem tření v potrubí.

$$h_l = f_p q^2 \quad (14)$$

Velikost průtoku média turbínou vzhledem k otevření rozváděcích lopatek a výškovému rozdílu je dána následujícím vztahem.

$$q = G\sqrt{h} \quad (15)$$

Z tohoto vztahu je vyjádřena rovnice pro výpočet rozdílu hladiny jak funkci průtoku a otevření rozváděcích lopatek.

$$h = \left(\frac{q}{G}\right)^2 \quad (16)$$

Nakonec je nutné určit ztrátu mechanického výkonu při změně otáček turbíny.

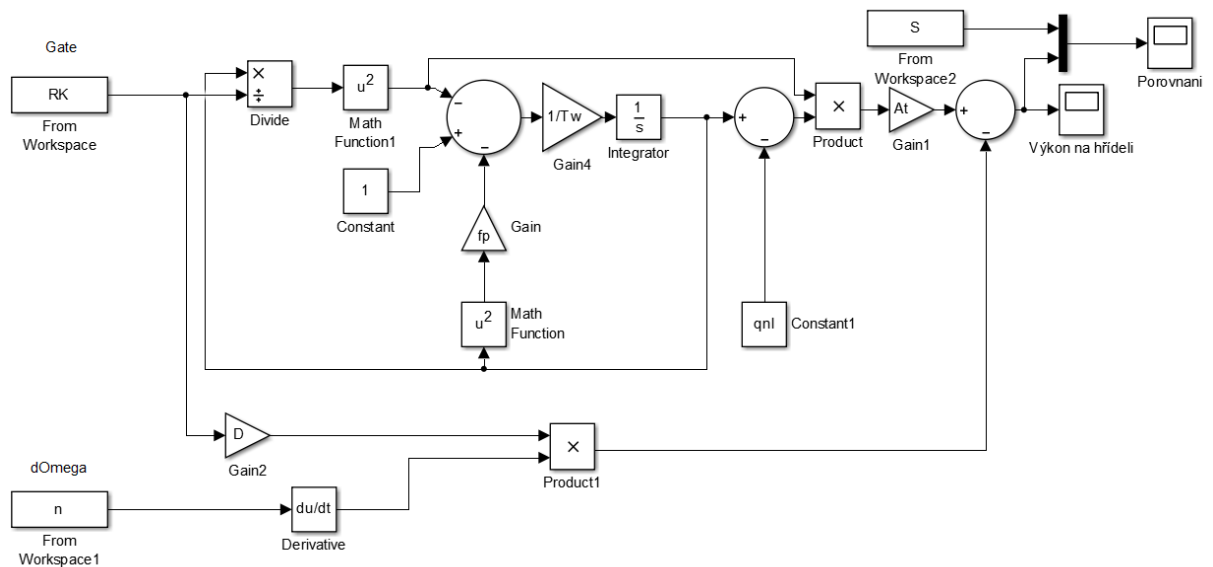
$$P_l = DG \frac{d\omega}{dt} \quad (17)$$

Nelineární model vychází z rovnice pro mechanický výkon turbíny v závislosti na otevření rozváděcích lopatek a změně otáček turbíny.

$$P_m = A_t h(q - q_{nl}) - DG \frac{d\omega}{dt} \quad (18)$$

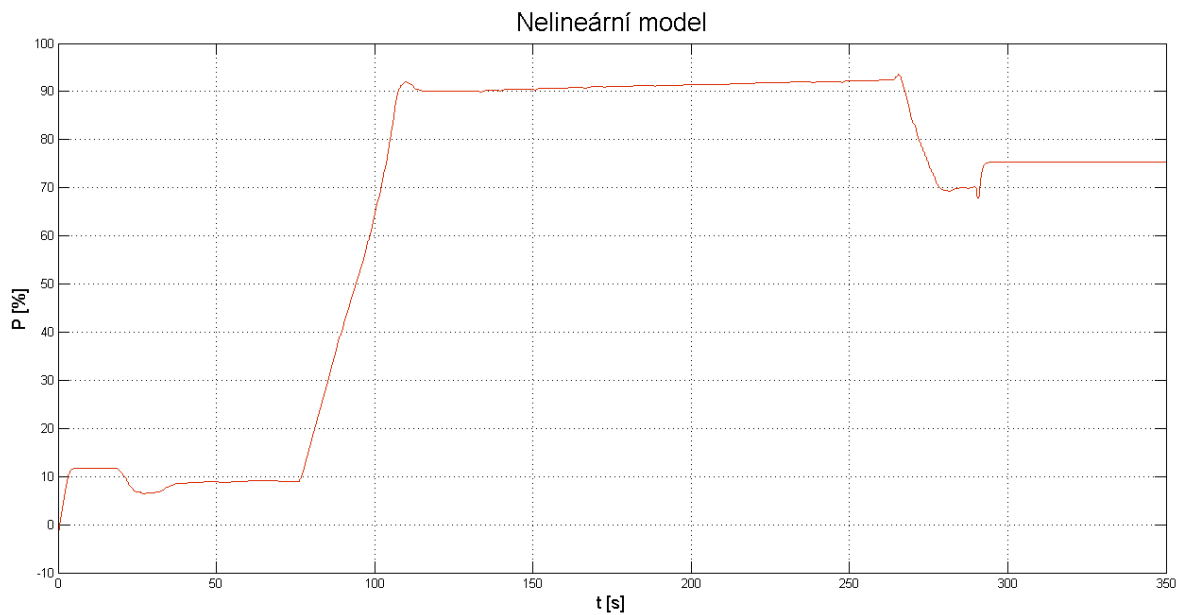
Veličina A_t charakterizuje proporcionální faktor soustrojí a je možné ji určit podle vzorce, nicméně vzhledem k nedostatku údajů a nutnosti korekce byl proporcionální faktor určen experimentálně pro každý model a využit jako ladící koeficient.

Na základě rovnic bylo sestaveno blokové schéma.



Obrázek 25 Nelineární model

Výsledný průběh výstupu, mechanického výkonu turbíny, byl převeden na procentuální hodnotu zaznamenaná do grafu:



Graf 2 Výstup nelineárního modelu

4.2 Lineární model

Lineární modely vznikají linearizací obecně nelineárních fyzikálních dějů pomocí Taylorova rozvoje. Modely se vyznačují stanoveným pracovním bodem, v jehož okolí je jejich vypovídací hodnota nejvyšší, naopak při vzdalování se od pracovního bodu jejich vypovídací hodnota klesá. Zásadní výhodou lineárních modelů je možnost analytického řešení, nižší náročnost výpočtu a snadná aplikace řízení.

Pracovní bod je definován otevřením rozváděcích lopatek na 70 %.

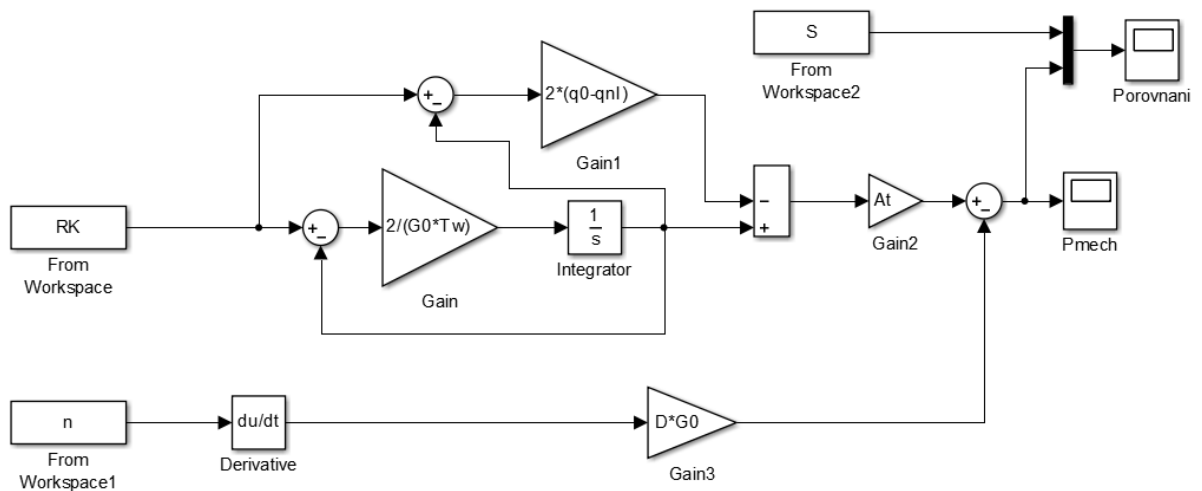
Ztrátu mechanického výkonu při změně otáček turbíny vyjádříme stejnou rovnicí jako v případě nelineárního modelu.

$$P_l = DG \frac{d\omega}{dt} \quad (19)$$

Hodnota mechanického výkonu turbíny je dána přenosovou funkcí.

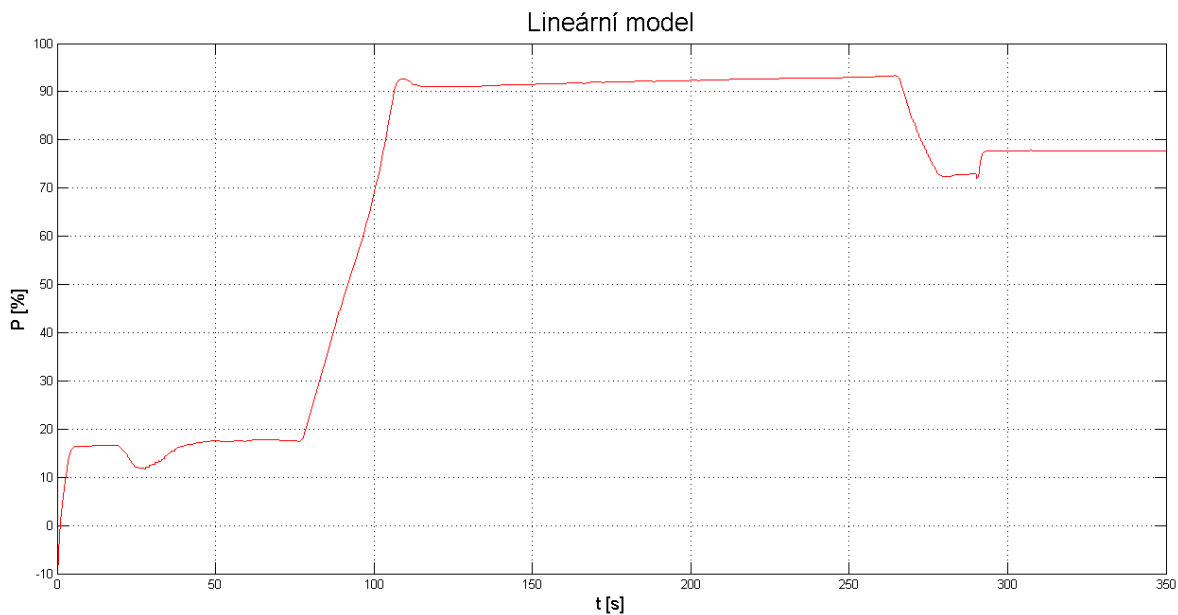
$$P_m(s) = \frac{A_t (1 - [q_0 - q_{nL}]T_w s)G}{1 + \frac{G_0 T_w s}{2}} - DG_0 \frac{d\omega}{dt} \quad (20)$$

Podle přenosové funkce byl sestaven následující diagram.



Obrázek 26 Lineární model

Výsledný průběh výstupu, mechanického výkonu turbíny, byl převeden na procentuální hodnotu zaznamenaný do grafu:



Graf 3 Výstup linárního modelu

4.3 Traveling wave model

Název traveling wave lze doslovně přeložit jako "cestující vlna". Tento název byl zvolen, protože model počítá s nekontinuálním prouděním vody skrze turbínu. Model počítá s rázy vody působícími na turbínu.

Pro tento model je nutné stanovit impedanci přivaděče pro vodní rázy.

$$Z_0 = \frac{q_{base}}{h_{base}} \frac{1}{\sqrt{g\alpha}} \quad (21)$$

Koeficient výpočtu α je reprezentován následujícím vztahem.

$$\alpha = \rho g \left(\frac{1}{K} + \frac{D}{fE} \right) \quad (22)$$

Další důležitou veličinu představuje rychlost šíření vodního rázu v potrubí.

$$a = \sqrt{\frac{g}{\alpha}} \quad (23)$$

Dopravní zpoždění šíření vodního rázu, T_e , bylo určen z poměru časové konstanty T_w a impedance přivaděče.

$$T_e = \frac{T_w}{Z_0} \quad (24)$$

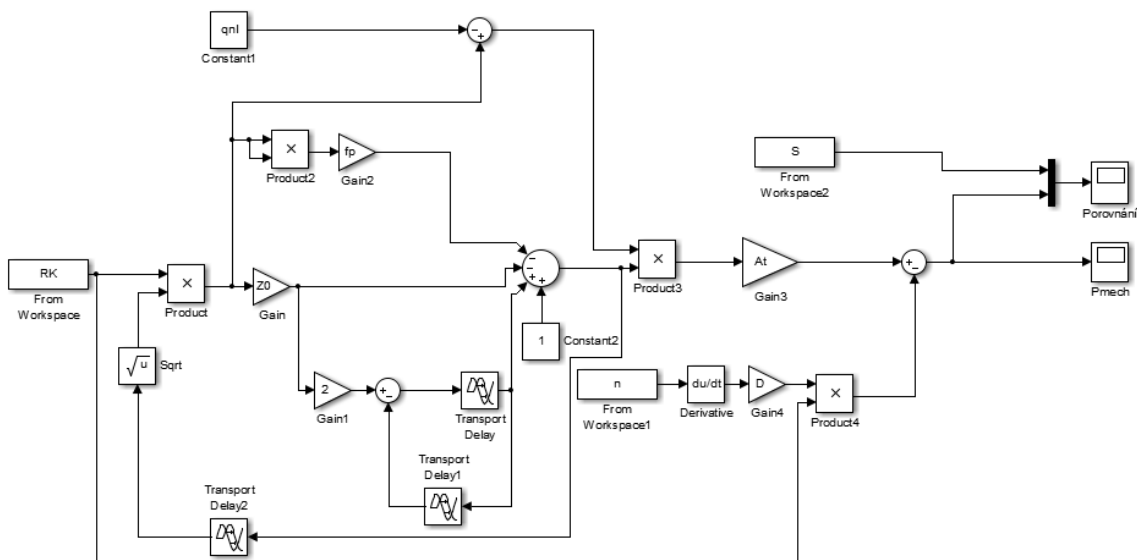
Funkce procházejícího vodního rázu je reprezentována poměrem funkcí výšky vodního sloupce a průtoku turbínou.

$$f(s) = \frac{h(s)}{q(s)} = \frac{-Z_0(1 - e^{-2T_e s})}{1 + e^{-2T_e s}} \quad (25)$$

Výsledný mechanický výkon je potom dán stejnou funkcí jak v případě nelineárního modelu.

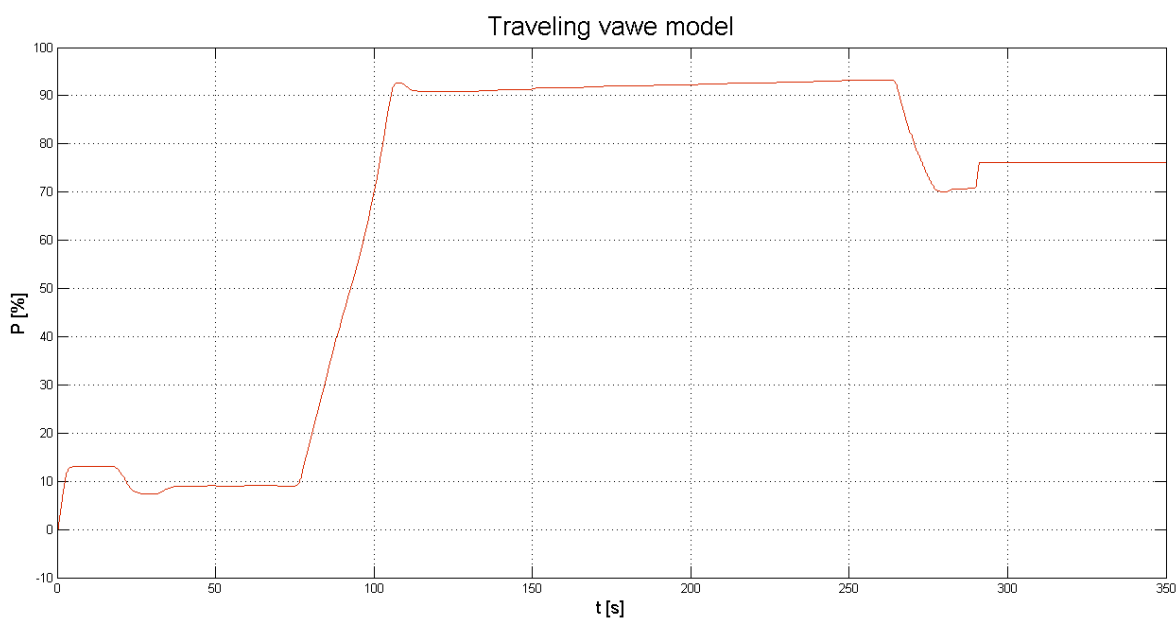
$$P_m = A_t h(q - q_{nl}) - DG \frac{d\omega}{dt} \quad (26)$$

Jedná se o statický model postrádající dynamiku, proto pro jeho realizaci byl použit program Simulink s pevně stanoveným krokem na 0,001 s. Aby bylo možné provést výpočet byly do míst, kde by vznikaly algebraické smyčky umístěny bloky transport delay s nastaveným zpožděním na 0,001 s, tedy na dobu jednoho kroku řešení.



Obrázek 27 Traveling wave model

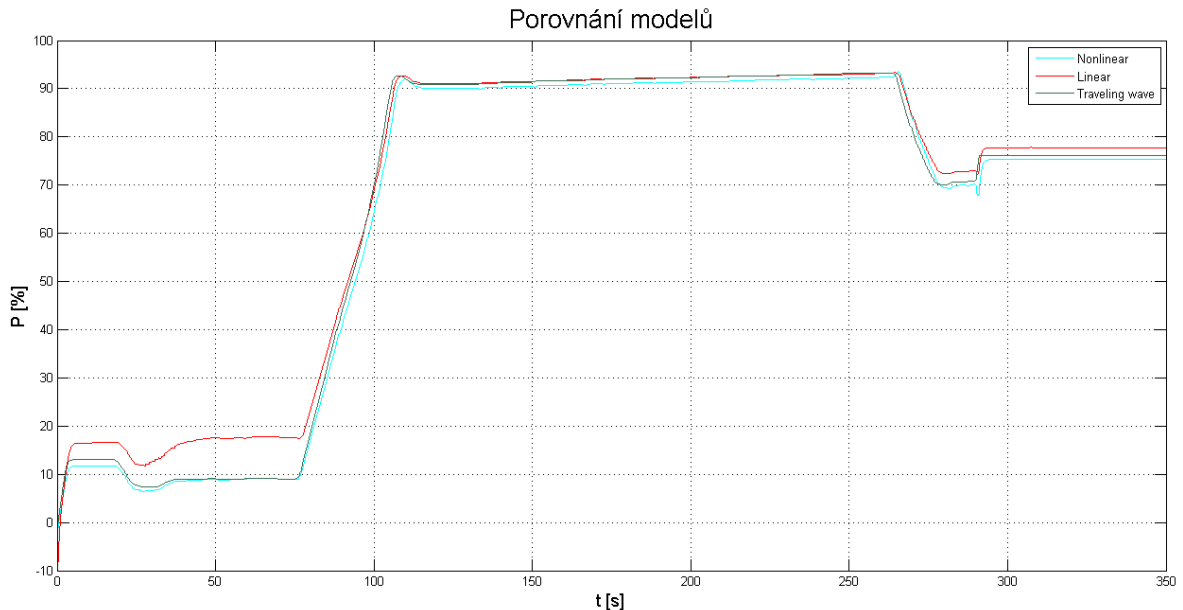
Výsledný průběh výstupu, mechanického výkonu turbíny, byl převeden na procentuální hodnotu zaznamenan do grafu.



Graf 4 Výstup diskrétního modelu

4.4 Porovnání modelů

Při porovnávání výsledků jednotlivých modelů je nutné mít na paměti jejich rozdílné . Pro výpočet všech modelů byla použita metoda ode15s, pomocí které se podařilo minimalizovat dobu výpočtu. Pro možnost reprezentativního porovnání jednotlivých modelů byla data výstupů jednotlivých modelů zavedena do společného grafu:



Graf 5 Porovnání modelů

Na počátku najížděcího pochodu je patrný překmit, který se objevuje u všech tří modelů. Nejvyšších hodnot dosahuje u lineární modelu. Tento jev lze zdůvodnit velkým rozdílem mezi pracovním bodem, který je umístěný pro hodnotu $G_0 = 0,7$. Méně výrazný je pak pro nelineární model, kde dochází k velké hodnotě překmitu trvající ho do $t = 0,002$ s. Překmit v případě statického modelu je pravděpodobně způsoben chybou vstupních dat.

V případě prvotních ustálení výstupního výkonu nelze, vzhledem k chybějícím datům s jistotou určit správnou hodnotu výstupu. Lze předpokládat, že ustálená hodnota výstupu vypočítaná pomocí lineárního modelu je chybná, protože model stále operuje daleko od svého pracovního bodu.

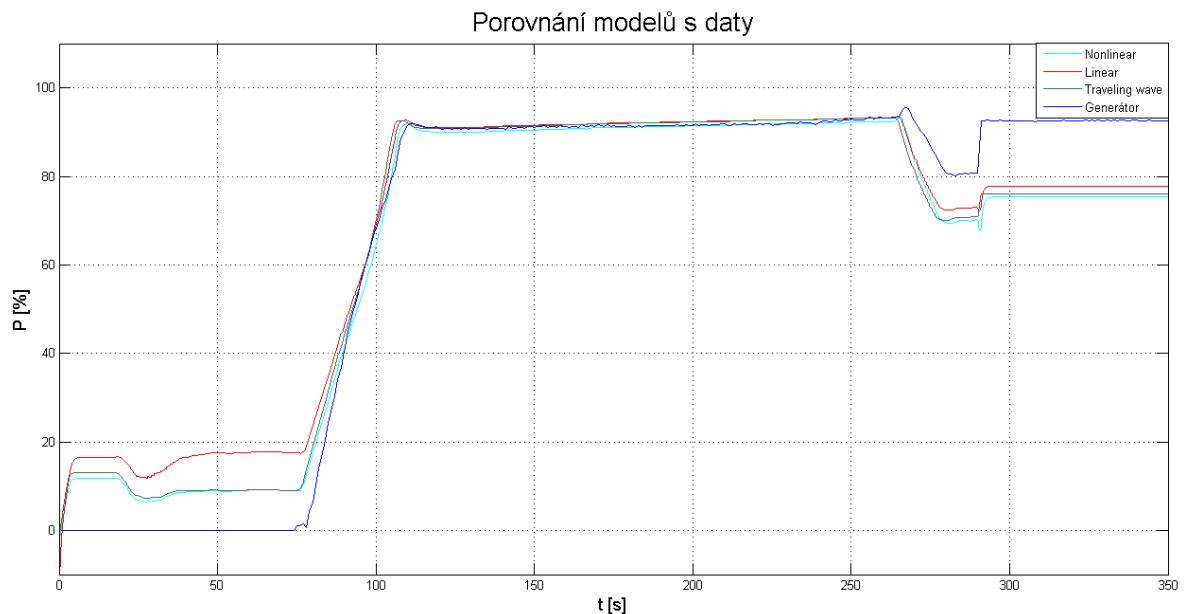
Přechod na pracovní otáčky turbíny je nejrychlejší v případě statického modelu, který zanedbává dynamické děje. Jako druhý dosáhne cílových hodnot lineár-

ní model, který sice počítá dynamický děj se stejnou časovou konstantou jako del nelineární, ale zanedbává ztráty v potrubí.

V oblasti ustálené hodnoty se hodnoty lineárního a nelineárního modelu liší o 1 % výstupního výkonu, ale dynamický průběh je prakticky totožný. Nastolený stav se mění až příchodem dalšího přechodového děje, kdy se snižuje výstupní výkon turbíny. Tento děj se projevuje v případě lineárního i nelineárního modelu značným překmitem v dynamice, který v případě statického modelu zcela chybí, protože postrádá dynamickou složku.

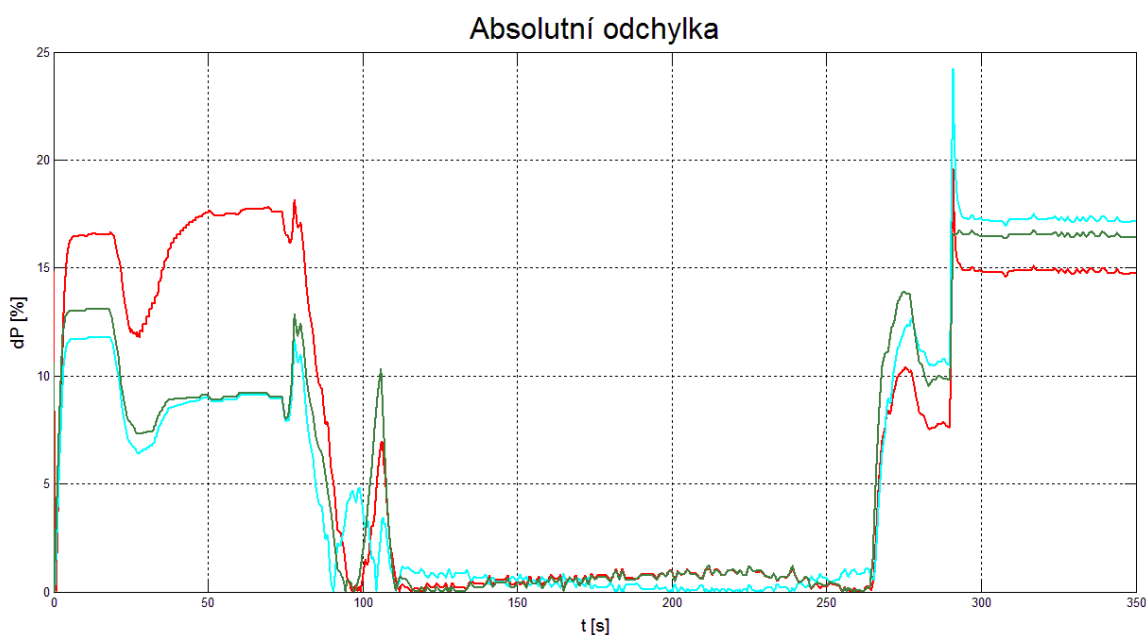
4.5 Verifikace modelů

Při verifikaci byla použita zobecněná data PVE. Jedná se o výstup generátoru, proto data se v určitých částech grafu od výstupů modelů značně liší.



Graf 6 Porovnání se zobecněnými daty

Pro reprezentativnější zobrazení výsledku verifikace byly křivky interpolovány s ekvivalentní frekvencí vzorkování a následně byla použita metoda absolutní odchylky a zanesena do grafu:



Graf 7 Absolutní odchylky

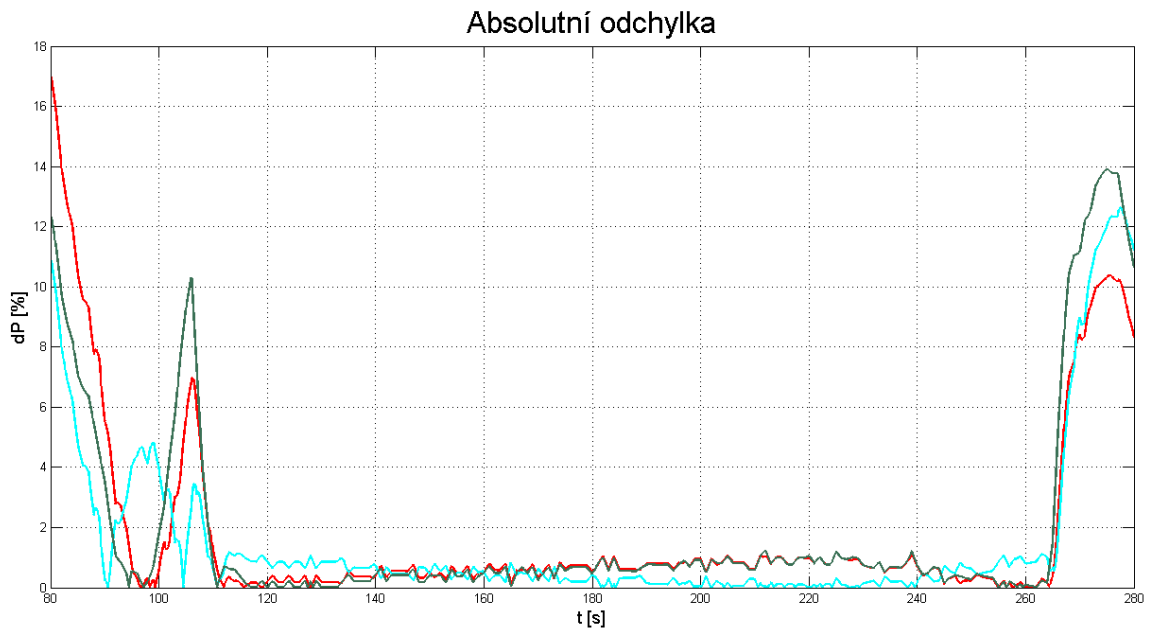
V první části grafu, není možné porovnat naměřené a simulované hodnoty, protože výkon generátoru není měřen. Z toho pravděpodobně plynou i rozdíly v přechodovém ději před ustálením hodnoty, kde se nejvíce ke křivce verifikačních dat přimykají data výstupu nelineárního modelu. V dalším průběhu se verifikační data rovnoměrně přecházejí od hodnot lineárního a statického modelu k modelu nelineárnímu a zpět před snížením výkonu hřídele. I v případě přechodového děje na konci procesu se nejdéle k naměřeným datům přimyká nelineární model. V konečné části grafu se hodnoty simulací a verifikačních hodnot liší, pravděpodobně z důvodu změny buzení v elektrické části soustrojí, která není předmětem této bakalářské práce.

Po provedení integrace průběhů absolutních odchylek jednotlivých modelů, byl jako model s nejmenší chybou vyhodnocen nelineární model. Druhým nejméně chybovým byl statický model a jako nejméně přesným se ukázal být lineární model.

Druh modelu	Hodnota integrálu odchylky
Nelineární model	2183,0
Lineární model	2607,4
Traveling wave model	2250,4

Tabulka 2 Integrál

Omezíme-li výběr dat na část grafu, kde se průběhy výstupů modelů a dostupná verifikační data nejvíce shodují, získáme následující průběh absolutní odchylky:



Graf 8 Absolutní odchylky redukováno

Po integrování hodnot odchylek vychází jako nejpřesnější opět nelineární model, nicméně jako druhý nejpřesnější byl určen lineární model a jako nejméně vypovídající byl vyhodnocen statický model. Tento jev lze vysvětlit tím, že v zobrazených hodnotách se model pohybuje blízko pracovního bodu lineárního modelu.

Druh modelu	Hodnota integrálu odchylky
Nelineární model	311,67
Lineární model	370,10
Traveling wave model	389,68

Tabulka 3 Integrál redukováno

5 Regulace soustavy

Jako jakoukoli jinou soustavu dodávající elektrickou energii do sítě je i neutné PVE regulovat. Kromě běžných požadavků, jako jsou udržení hodnoty a frekvence výstupního elektrického napětí, se v případě PVE přidává i požadavek na minimalizaci trvání najížděcího pochodu.

5.1 Najížděcí pochod

Najížděcím pochodem nazýváme proces, kdy se v PVE mění režim z klidového stavu na turbínový, nebo čerpadlový provoz, či dochází ke změně mezi jednotlivými provozny navzájem. Doby trvání najížděcích pochodů se liší podle strojového uspořádání i dle užitých akčních členů.

Nejrychlejší najíždění do libovolného provozu je u PVE v případě tří strojového uspořádání. Oproti dvou strojovému uspořádání má zásadní výhodu při najíždění do čerpadlového režimu, protože komora čerpadlem je obvykle pod úrovní hladiny vodní nádrže a je stále zavodněná. Navíc při změně režimu nemění motorgenerátor směr otáčení a přechod mezi čerpacím a turbínovým provozem je jen otázkou změny nastavení rozpojovací spojky. V případě dvou strojového uspořádání je nutné počítat s nutností změny směru rotace soustrojí, tedy nájezd do reversního režimu čerpadlové turbíny.

Při najíždění do turbínového provozu při tří strojovém uspořádání elektrárny započaté nastavením rozpojovací spojky na turbínu je rychlost procesu omezena u přetlakových turbíny, které PVE nejčastěji používají, dobou vytvoření spojitého vodního sloupce v savce turbíny. Proces zavodňování savky se zpravidla provádí nastavením rozváděcích lopatek na nízkou hodnotu do doby, kdy dojde k odvzdušnění sacího tunelu. Potom je možné operovat s rozváděcími lopatkami v plném rozsahu turbíny. Před přifázováním generátoru zpravidla dochází ke krátkému ději, kdy žádanou výstupní hodnotou jsou otáčky soustrojí. Dále je při turbínovém provozu nejčastěji sledován výstupní elektrický výkon soustrojí.

Jak již bylo řečeno, najíždění elektrárny do čerpadlového režimu v případě tří strojového uspořádání je pouze otázkou přepnutí spojky na zpravidla permanentně zavodněné čerpadlo a rozjetí motorgenerátoru. U dvou strojového uspořádání je nutné uvést soustrojí do rotace, což se obvykle provádí pomocí asynchronního

motoru. Při dosažení provozních otáček je přifázován motorgenerátor. Následuje zavodnění prostoru čerpadlové turbíny. Zavodnění je možné provádět buď pomocí čerpadla nebo se prostor turbíny může nacházet pod hladinou dolní nádrže a zavodnění proběhne pasivně vlivem tíhové síly.

Přechod mezi jednotlivými režimy je v případě tří strojového uspořádání jen otázkou přepnutí spojky a sepnutí motorického režimu motorgenerátoru. U dvou strojového uspořádání je nutné vždy při přechodu mezi jednotlivými režimy provádět zavzdušnění prostoru turbíny a změně směru otáček turbíny. [1][3][4]

5.2 Možná vylepšení najížděcího pochodu

Možná vylepšení najížděcího pochodu lze rozdělit na ta, která budou vyžadovat zásah do soustrojí, a ta, která se budou týkat úpravy řídicích algoritmů. S přihlédnutím na případné ekonomické nároky úpravy soustrojí, lze předpokládat, že za reálně proveditelná opatření se budou týkat případně jen řídicích algoritmů.

Co se týče úpravy řídicích algoritmů je ve většině provozů stále používána skupinová zpětnovazebná PID, PI nebo P regulace. [13][14] Potenciální vylepšení najížděcího pochodu by tedy mohlo spočívat v úpravě nastavení regulátoru pro lepší adaptaci na najížděcí pochod soustrojí. Nastavení regulace se běžně provádí pomocí vyhodnocení přechodové charakteristiky a následným výpočtem podle některé z desítek známých metod. [15] To je za normálních podmínek prováděno na modelech, aby bylo možné analyzovat soustavu bez ohledu na fyzikální omezení reálného systému. Dalším stupně vylepšení by bylo možné použít prediktivní regulátor, který obsahuje prvky prediktivního řízení. Pro svou činnost vyžaduje znalost chování daného systému, čemuž je obvykle používána přechodová charakteristika. [16] Jinou a myšlenkou je využití regulátoru s fuzzy logikou. Oproti klasické matematice pracuje fuzzy logika s množinami, jejichž prvky nejsou zpravidla jednoznačně součástí množiny, nebo mimo ni. Jejich příslušnost je dána ne-diskrétní hodnotou a rozdíl mezi jednotlivými množinami se často stírá. [17] Přestože se jedná o poměrně nový způsob řešení, lze z výsledků simulací předpokládat velký potenciál této metody regulace. [18][19] Další stupeň by představovalo zavedení prediktivního řízení, které by ovšem oproti předcházejícím

možnostem značně zvýšilo zátěž na výpočetní kapacity řídicího systému a pravděpodobně vedlo k nutnosti zvýšit výpočetní kapacity.

V oblasti úprav soustrojí je možné uvažovat o změně akčních členů a samotné turbíny. Jak již bylo zmíněno v PVE se nejčastěji používají reversní Francisovy turbíny a jsou budovány ve dvou strojovém uspořádání. Francisovu turbínu je možné regulovat pouze pomocí rozváděcích lopatek, proto její účinnost při zvláště malých průtocích značně klesá, což by se dalo kompenzovat použitím Dériazovy turbíny. Tato turbína je jakýmsi mezistupněm mezi Kaplanovou a Francisovou turbínou. Její regulace probíhá pomocí rozváděcího kola i pomocí natáčení lopatek oběžného kola, které mají větší rozměry a je jich více, než v případě Kaplanovy turbíny. Použitím reverzní turbíny je možné přecházet mezi čerpadlovým a turbínovým provozem. Navíc je možné pomocí natáčení lopatek rotoru zajistit vysokou účinnost i při nízkém průtoku a tím i zrychlit nájezd soustrojí do turbínového režimu. [2][3] S tím také souvisí i volba akčních členů, v případě vodních turbín zpravidla hydraulickým servomotorů ideálně s krátkými časovými konstantami, které umožní ovládat akční členy s minimálním zpožděním vůči příchozímu signálu. [20] V případě akčních členů a potažmo i řízení je nutné uvažovat případné vznikající vodní rázy, které by mohly způsobovat únavu materiálu na lopatkách turbíny. [14] Další možnou úpravou je změna objemu savky, kdy snížením jejího objemu dosáhneme kratší doby jejího zavodnění, ale také ve výsledku klesne účinnost savky. [6]

6 Závěr

Na začátku bakalářské práce probíhá seznámení s problematikou využívání energie vodního spádu a vodních strojů. Dále je práce zaměřena na seznámení se s principem a použitím savky u přetlakových vodních turbín. Stejně tak je zmíněna energetická bilance v současné době nejvíce používaných vodních strojů, vodních turbín. Následně jsou zmíněny v současné době nejvíce využívané vodní turbíny, princip jejich funkce a způsoby jejich regulace.

Třetí kapitola se zabývá problematikou PVE. Nejprve je nastíněn jejich význam pro udržení stability rozvodové sítě. Následuje popis principu jejich fungování, způsoby uspořádání a informace o PVE na území České republiky.

Čtvrtá kapitola se zabývá třemi verifikovanými modely turbíny, jejich vlastnostmi a nedostatky. Kapitola je zakončena porovnáním výstupních dat modelů mezi sebou i s dostupnými verifikačními daty pomocí kritéria absolutní odchylky. Naneštěstí verifikační data pro mechanických výstup turbíny nebyla k dispozici, proto bylo v druhé části vyhodnocování přistoupeno na redukci verifikovaných hodnot, kdy jako nejpřesnější model je vyhodnocen nelineární model.

Ve páté kapitole byla pozornost zaměřena na analýzu a optimalizaci procesu najížděcího pochodu PVE. Z analýzy vyplývá, že největší omezení vychází z nutnosti zavodňovat savku vodní turbíny v případě najíždění do turbínového provozu a změny rotace turbíny při přecházení mezi turbínovým a čerpadlovým provozem u dvou strojově uspořádaných PVE. V otázce optimalizace je pozornost zaměřena na zásahy do algoritmů řízení, kde by mohlo dojít ke zlepšení stavu použitím prediktivního nebo fuzzy regulátoru. Při analýze potenciálních změn soustrojí je největší pozornost věnována použití Dériazovy turbíny, které je však z ekonomických a technických důvodů značně nepravděpodobné.

Použitá literatura

- [1] *Encyklopedie energetiky* [online]. Praha: ČEZ, 2011 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.cez.cz/cs/vyzkum-a-vzdelavani/pro-zajemce-o-informace/materialy-ke-studiu/tiskoviny/24.html>
- [2] MACHÁT, Pavel. *Vodní turbíny a jejich využití*. Brno, 2008. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [3] ŠIMEK, Petr. *Přečerpávací vodní elektrárna*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [4] *Abeceda malých vodních pohonů* [online]. Olomouc: Laika, 2010 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz>
- [5] *Transformační technologie* [online]. Brno: Škorpík, 2006 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz>
- [6] HAVLÁT, Pavel. *Úloha sací trouby pro práci vodní turbíny*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně.
- [7] ROBENEK, Bronislav. *Optimalizace výkonu vodní elektrárny*. Praha, 2013. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze.
- [8] *Applied Mechanics* [online]. Gothenburg: Chalmers University Of Technology [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.chalmers.se/en/departments/am/Pages/default.aspx>
- [9] *ČEPS a. s.* [online]. [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.ceps.cz/CZE/Cinnosti/Systemove-sluzby/Stranky/Default.aspx>
- [10] *Energyweb.cz* [online]. [cit. 2016-05-13]. Dostupné z: <http://www.energyweb.cz/web/index.php>
- [11] *Skupina ČEZ* [online]. Praha: ČEZ, 1999 [cit. 2016-05-12]. Dostupné z: <http://www.cez.cz>
- [12] IEEE WORKING GROUP. Hydraulic turbine and turbine control models for system dynamic studies. *Transactions on Power Systems*. 1992, (7), 167 - 179.
- [13] KOLEKTIV AUTORŮ. *Řízení a stabilita elektrizační soustavy*. Praha: AEM, 2013. ISBN 978-80-260-44671-1.
- [14] KOLEKTIV AUTORŮ. *Dynamic models for turbine-governors in power system studies*. IEEE Power & Energy society, 2013.
- [15] Moderní metody nastavení PID regulátorů. *Automa* [online]. 2000, **2000**(9), 54 - 57 [cit. 2016-05-15].
- [16] Prediktivní regulátor pro průmyslovou praxi. *Automa* [online]. 2007, **2007**(2), 13 - 16 [cit. 2016-05-15].
- [17] MODRLÁK, Osvald. *Fuzzy řízení a regulace*. Liberec: TUL, 2002.
- [18] PRIYADHARSOUN, A., R. GANESAN a P. SURARAPU. PLC - HMI Automation based Cascaded Fuzzy PID for Efficient Energy Management and Storage in Real

- Time Performance of a Hydro Electric Pumped Storage Power Plant. *Procedia Technology*. 2015, (21), 248 - 255.
- [19]XU, Yanhe, Jianzhong ZHOU, Xiaoming XUE, Wenlogn FU, Wenlong ZHU a Chao-shun LI. An adaptive fast fuzzy fractional order PID control for pumped storage hydro unit using improved gravitational search algorithm. *Energy Conversion and Management*. 2016, (111), 67 - 78.
- [20]PRUDEK, Stanislav. *Modely silové části regulace vodní turbíny*. Brno, 2009. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně.

Přílohy

Obsah přiloženého CD

text bakalářské práce

— bakalarska_prace_2016_Milan_Kolar.pdf