



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**EXPERIMENTÁLNÍ OVĚŘENÍ PARAMETRŮ VODNÍ
MIKROTURBÍNY**

TESTING OF MICRO WATER TURBINE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Miroslav Zrání

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Miroslav Zrání**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Experimentální ověření parametrů vodní mikroturbíny

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Možnosti pro vytváření velkých vodních děl v naší zemi jsou výrazně omezené. Proto je stále více v popředí zájmu využití hydroenergetického potenciálu malých vodních toků. Není jednoduché najít vhodnou turbínu, která je schopna, s vysokou účinností zpracovávat malé průtoky při malých spádech. Na Odboru fluidního inženýrství Victora Kaplana byla navržena a postavena mikroturbína, určená pro spády kolem 1 m a nízké průtoky řádově v desítkách litru za sekundu. Její konstrukce vychází z vodních kol. Je třeba proměřit charakteristiku turbíny v závislosti na nastavení lopatek a nastavení nátoku na vodní kolo.

Cíle diplomové práce:

Proměření charakteristiky mikroturbíny pro daná nastavení lopatek oběžného kola a pro dané polohy hrany horního žlabu vůči vodnímu kolu.

Zpracování a vyhodnocení měření.

Provést konstrukční návrhy na manuální či automatickou regulaci lopatek oběžného kola a polohy hrany žlabu.

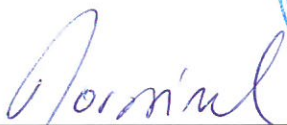
Seznam doporučené literatury:

NECHLEBA. M., Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství, Druhé rozšířené vydání, SNTL, 1962, Praha

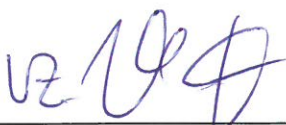
Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 26. 10. 2017





doc. Ing. Jiri Pospisil, Ph.D.
ředitel ústavu



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

ABSTRAKT

Cieľom diplomovej práce je zmerať a následne vyhodnotiť charakteristiky mikroturbíny. Jedná sa o nový typ turbíny, ktorá bola navrhnutá v rámci diplomovej práce a vychádza z teórie vodných kôl. Je určená pre oblasť malých spádov a nízkych prietokov, kde nie sú vhodné bežne používané turbíny. Využitie tejto oblasti s malými spádmi bude v budúcnosti veľmi významné, pretože hydroenergetický potenciál sa postupne vyčerpáva. Turbína disponuje dvomi spôsobmi regulácie – natočením lopatiek a posunom výsuvnej časti žľabu. V prvej fáze boli uskutočnené dve komplexné merania. Ďalším krokom bolo spracovanie nameraných dát postupne v troch programoch. Výsledkom je vykreslenie charakteristík, ktoré popisujú hydraulické parametre turbíny. V poslednej kapitole sú znázornené konštrukčné návrhy automatickej regulácie.

Kľúčové slová

Mikroturbína, vodné kolo, účinnosť a prietoková charakteristika

ABSTRACT

The aim of the diploma thesis is to measure and subsequently to evaluate microturbine characteristics. This is a new type of turbine, which was designed in the diploma thesis and is based on the theory of waterwheels. It is designed for low heads and low flow, where conventional turbines are not suitable. Taking advantage of this low heads area will be very important in the future as the hydroenergetic potential is getting gradually exhausted. The turbine has two ways of regulation - turning blades and shifting the drawer. In the first phase, two complex measurements were performed. The next step was to process the measured data gradually in three programs. The result is the rendering of the characteristics that describe the hydraulic parameters of the turbine. The last chapter shows the design proposals for automatic regulation.

Key words

Microturbine, waterwheel, efficiency and flow characteristic

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ZRÍNI, M. *Experimentální ověření parametrů vodní mikroturbíny*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 69 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.

PREHLÁSENIE

Prehlasujem, že som diplomovú prácu na téma **Experimentální ověření parametrů vodní mikroturbíny** vypracoval samostatne s použitím odbornej literatúry uvedenej v zozname.

Dátum

Bc. Miroslav Zrání

POĎAKOVANIE

V prvom rade by som sa chcel poďakovať svojmu vedúcemu p. doc. Ing. J. Štiglerovi, PhD. za cenné návrhy, rady a pripomienky. Ďalej vedeniu laboratória fluidního inženýrství, p. Ing. M. Hudcovi a B. Kusému za realizáciu a pomoc pri meraní. Potom aj spolužiakovi Bc. D. Kubinovi za pomoc pri spracovaní a v poslednej rade rodine a svojej priateľke Monike za podporu. Nakoniec všetkým, ktorí mi s prácou pomohli.

OBSAH

1	Vodná energetika	17
1.1	Vhodnosť vodného stroja	17
1.2	Malé vodné stroje	19
2	Mikroturbína	25
3	Experiment	29
3.1	Meracia trať	29
3.2	Meracie prístroje	30
3.2.1	Meranie prietoku	30
3.2.2	Meranie spádu	30
3.2.3	Meranie krútiaceho momentu a otáčok	30
3.3	Postup merania	31
3.4	Vyhodnotenie prvého merania	35
3.4.1	Závislosť prietoku na výške hladiny	36
3.5	Charakteristiky turbíny	37
3.6	Vyhodnotenie druhého merania	43
4	Neistoty merania	51
4.1	Neistota typu B	51
5	Porovnanie s vybranými turbínami	55
6	Konštrukčné návrhy	57
	ZÁVER	59
	ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV	61
	ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK	63
	ZOZNAM OBRÁZKOV	65
	ZOZNAM TABULIEK	67
	ZOZNAM PRÍLOH	69

ÚVOD

Voda patří k obnovitelným zdrojům, které nezatěžují atmosféru žádnými emisemi. Je vhodná na okamžité pokrytí spotřeby energie, ale zejména pro akumulaci energie. Světový hydroenergetický potenciál nie je v rade krajín vyčerpaný. K výrobe elektrickej energie sa využíva asi pätina technicky využiteľných zdrojov. Víziou do budúcnosti je toto číslo zvýšiť.

Podľa spoločnosti ČEZ sú dve tretiny vodných tokov v Českej republike energeticky využitých. Ostatná tretina tokov ponúka ekonomicky menej výhodný potenciál vďaka veľmi nízkym spádom. Preto sa zvyšuje záujem o využitie hydroenergetického potenciálu menších riek. Nie je však jednoduché nájsť turbínu, ktorá by bola schopná spracovávať malé prietoky pri malých spádoch s „rozumnou“ účinnosťou. Momentálne sa pri týchto parametroch využívajú turbíny, ktoré majú buď veľmi malú účinnosť, alebo je ich výroba ekonomicky nevýhodná. [15]

Mesto Brno má v obore vodných diel dlhú tradíciu. Na začiatku 20. storočia tu pôsobil rakúsky vynálezca Viktor Kaplan, ktorý v roku 1912 vytvoril novú turbínu s nastaviteľnými lopatkami obežného kola. Od začiatku tohto storočia bola na obore fluidního inženýrství Victora Kaplana na VUT FSI v Brně vyvíjaná vírová turbína tímom okolo prof. F. Pochýlého, ktorá je vhodná pre nízke spády. Aktuálne je vírová turbína v prevádzke na MVE v Želíne. [4] Pred dvomi rokmi bola tom istom obore navrhnutá a postavená mikroturbína určená pre spády okolo 1 m a pre prietoky rádovo v desiatkoch litrov za sekundu. Táto turbína je ešte vo vývoji a nie sú známe jej charakteristiky.

Využitie nízko potenciálových zdrojov bude v budúcnosti kľúčové. V práci je v stručnosti predstavených zopár vodných strojov, ktoré dokážu v tejto oblasti efektívne pracovať. Ďalej je podrobnejšie prezentovaná mikroturbína, ktorá je predmetom práce. Konštrukcia turbíny vychádza z vodných kôl a disponuje dvojitou možnosťou regulácie. Z tohto pohľadu pripomína Kaplánovu turbínu. Regulovať je možné natáčaním lopatiek a pohybom prírodného žľabu. Aby bolo možné stanoviť charakteristiky, bolo uskutočnené meranie. Potom ako je popísané meranie experimentu, sú zobrazené aj výsledky, ktoré spočívajú vo vykreslení charakteristík turbíny. Výsledky sú podložené aj neistotami merania. Posledná kapitola sa zaoberá rozborom nutnosti oboch regulácií a následne aj konštrukčným návrhom automatickej regulácie pre jednu z nich.

1 Vodná energetika

Vodná energia je v histórii ľudstva najdlhšie technicky využívanou formou energie v prírode. Je to zdroj relatívne dostupný, čistý a predovšetkým obnoviteľný. Voda v prírode je nositeľom energie chemickej, tepelnej a mechanickej. Pod pojmom mechanická energia vôd sa zahŕňa mechanická energia vodných zrážok, ľadovcov, morí a vodných tokov. Z hľadiska technického využitia je najvýznamnejšou energia vodných tokov, pričom sa využíva prevažne jej potenciálna zložka (polohová a tlaková) a iba okrajovo kinetická. Súčasťou každého vodného diela je vodný motor (turbína), t.j. stroj, v ktorom dochádza ku transformácii energie vodného toku na energiu mechanickú.

Vodné elektrárne je možné rozlišovať podľa rôznych kritérií, ktoré sa vzájomne preliňujú. Rozdelenie podľa veľkosti inštalovaného výkonu v súlade s ČSN 75 0128:

- veľké – s inštalovaným výkonom nad 200 MW¹
- stredné – s inštalovaným výkonom od 10 MW do 200 MW
- malé – s inštalovaným výkonom do 10 MW

Pre obsah tejto práce majú zmysel malé vodné elektrárne (MVE), ktoré sa ďalej delia:

- priemyselné (s výkonom nad 60 kW)
 - verejné nad 100 kW
 - závodné nad 60 kW
- drobné (s výkonom pod 60 kW)
 - minielektrárne nad 35 kW
 - mikrozdroje pod 35 kW
 - mobilné zdroje pod 2 kW

Česká republika má dostatok lokalít pre výstavbu resp. obnovu MVE. V 30. rokoch 20. storočia bolo na území Československa takmer 15 000 lokalít, v ktorých sa využívala vodná energia. Jednalo sa najmä o pohon píl, mlynov i o MVE. Väčšina z nich bola v 50. rokoch buď zničená alebo zrušená. Koncom minulého storočia nastal nový rozvoj v oblasti MVE. V súčasnosti je záujem o obnovu vodných diel, ktoré už v minulosti spracovávali vodnú energiu. Dôvody pre rekonštrukciu oproti budovaniu nového vodného diela sú predovšetkým ekonomické. Napriek tomu má využívanie nízkopotenciálnych zdrojov vodnej energie stále veľký význam a prináša so sebou niekoľko výhod:

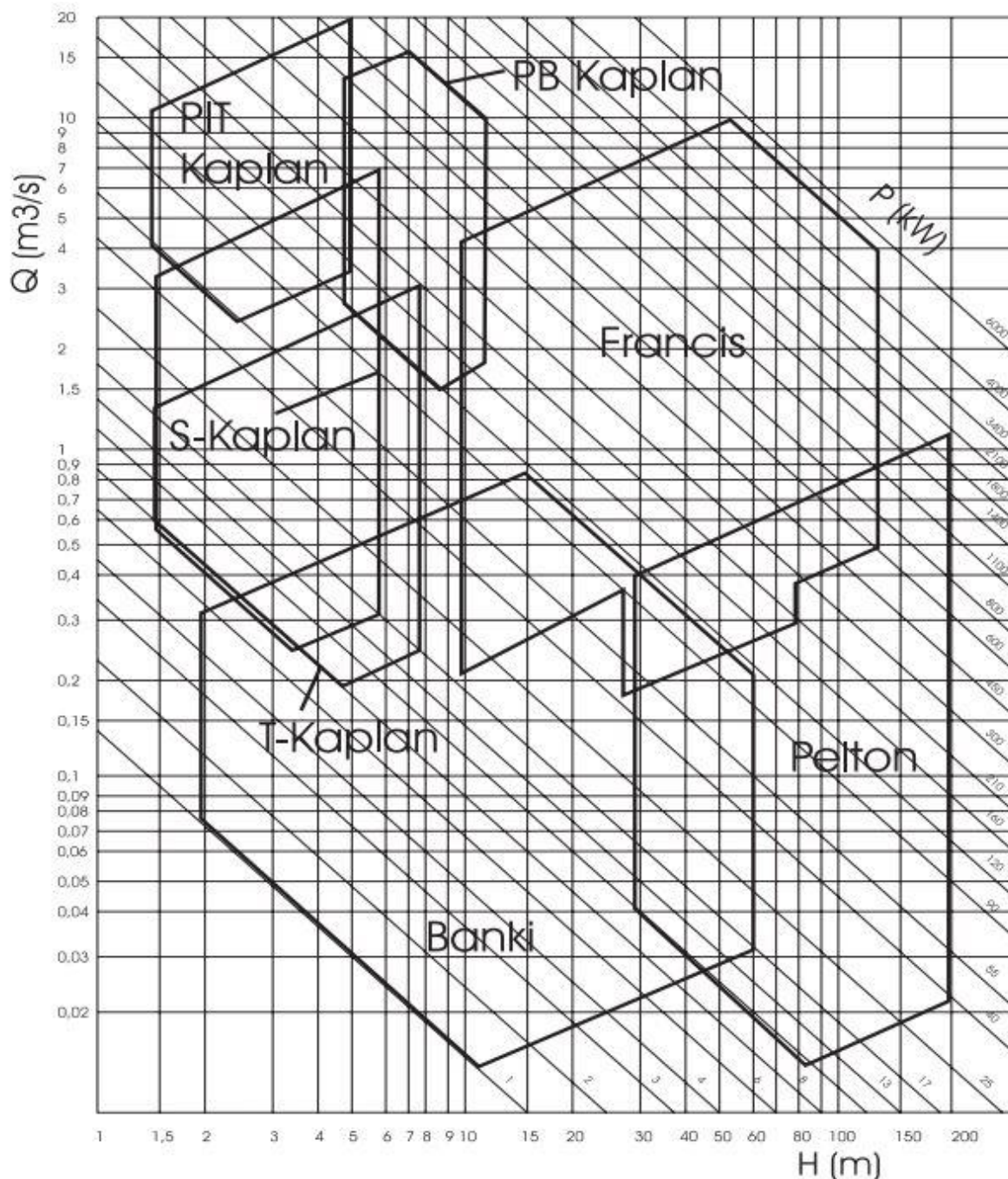
- disponujú prakticky nevyčerpatelným a trvalým zdrojom energie;
- najmenej nebezpečným typom elektrárne z hľadiska pôsobenia na životné prostredie (v porovnaní s bežne využívanými spôsobmi výroby elektrickej energie a pri prevedení na patričnej technickej úrovni);
- relatívne malá poruchovosť, nízke prevádzkové náklady a vysoký počet prevádzkových hodín v roku. [12]

1.1 Vhodnosť vodného stroja

Od počiatku až po súčasnosť bolo snahou pri vývoji vodných turbín, resp. ich hydraulického a konštrukčného riešenia, zvyšovať účinnosť stroja pri znižovaní hmotnosti na jednotku jeho výkonu a raste výkonu turbíny. V súčasnej dobe sa bežne používajú:

- pretlakové stroje: Francisova, Dériazova, Kaplánova turbína
- rovnotlaké stroje: Peltonova a Bánkiho turbína

¹ Elektrárne s inštalovaným výkonom nad 100 MW bývajú niekedy zaraďované medzi veľké.



Obr. 1.1 Vhodné oblasti pre použitie vodných turbín², prevzaté z [15]

Určenie hlavných parametrov (prietok a spád) turbíny ovplyvňuje efektívnosť celej vodnej elektrárne. Návrhové parametre turbíny plynú z technicko-ekonomického rozboru pre konkrétnu lokalitu vodného diela. Na obr. 1.1 je znázornená základná charakteristika vodných turbín podľa vymedzenia oblastí ich použitia v závislosti na dispozícii vodného zdroja, pričom Q je prietok turbínou, H je spád a P je dosiahnuteľný výkon. [15]

Ako je zrejmé z predchádzajúceho grafu, nachádza sa v ňom oblasť nízkych prietokov a spádov, pre ktorú nie je vhodná žiadna bežne dostupná turbína. Existuje však niekoľko typov menej známych tekutinových strojov, ktoré by mohli v tejto oblasti pracovať.

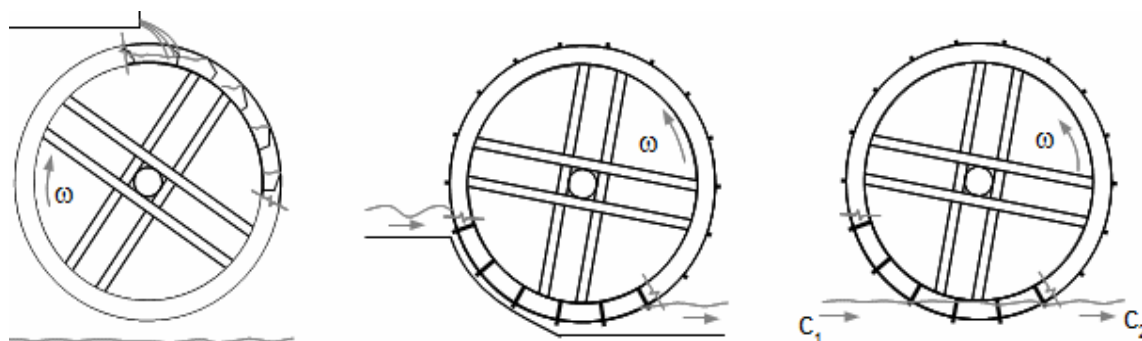
² PIT, PB, S a T sú rôzne konštrukčné prevedenia Kaplánovej turbíny

1.2 Malé vodné stroje

Konstrukčné riešenia malých vodných strojov vychádzajú z dlhoročnej praxe overených princípov hydraulického návrhu. Nové riešenia sú väčšinou modifikáciou známych riešení uvedených typov turbín.

Najstarším typom vodného stroja je **vodné kolo**. Z počiatku boli využívané ako mechanický pohon jednoduchých zariadení. Ich vývoj prišiel až koncom 18. storočia. V súčasnosti je ich použitie ojedinelé. Dôvodom stagnácie vodných kôl pri výrobe elektrickej energie sú veľké rozmery kola, nemožnosť využitia väčších spádov a získanie malých dosahovaných výkonov. Vodné kolá využívajú prevažne polohovú energiu, pretože voda pôsobí svojou hmotnosťou. Kolo sa môže otáčať aj vplyvom kinetickej energie, ale je nutné časť polohovej energie premeniť pred vstupom do kola na kinetickú energiu. [12]

Obecne sa vodné kolá delia podľa typu spracovania energie na horizontálne a vertikálne. Vertikálne vodné kolá sa líšia aj spôsobom prítoku vody na kolo, na kolá so spodným, stredným alebo horným prítokom, ako je znázornené na obr. 1.2.



Obr. 1.2 Vodné kolo na hornú, strednú a spodnú vodu, prevzaté z [18]

Vírová turbína

Pre nízke spády sa používali Kaplánove turbíny, ktoré však vykazovali nízku účinnosť. V roku 1999 prišiel tím okolo Prof. Ing. F. Pochylého, CSc s novým nápadom. V spolupráci so spoločnosťou ČEZ pracovali na výskume a vývoji nového typu turbíny.

Princíp vírovej turbíny spočíva v tom, že voda vstupuje do obežného kola v smere osi rotácie a až za ním začne rotovať. To znamená, že pri návrhu sa dbalo na elimináciu prvého člena ($c_{u1} = 0$) v Eulerovej turbínovej rovnici [7],

$$\eta_t \cdot g \cdot H = u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} \quad \text{Rov. 1.1}$$

kde η_t [-] je hydraulická účinnosť, g [m.s^{-2}] gravitačné zrýchlenie, H [m] spád na turbínu, u_1 [m.s^{-1}] unášaná rýchlosť OK na vstupe, c_{u1} [m.s^{-1}] obvodová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny na vstupe do OK, u_2 [m.s^{-1}] unášaná rýchlosť OK na výstupe, c_{u2} [m.s^{-1}] obvodová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny na výstupe z OK.

Dôležitou podmienkou je, aby do sacej trúby neprichádzala kvapalina s príliš vysokou zložkou unášanej rýchlosti. Jedná sa tak o opačný princíp Kaplánovej turbíny, pretože u nej rozvádzač udeľuje vode rotáciu už pred vstupom na obežné kolo. Rozvádzač je síce regulačný člen, ale konštrukčne zložitý a ekonomicky náročný. Vírová turbína pracuje bez špirály a rozvádzačieho kola. Regulácia sa realizuje zmenou otáčok. Turbína pracuje pri vyšších otáčkach a vďaka tomu nepotrebuje prevodovku. Celkovo je teda konštrukčne jednoduchšia a finančne menej nákladná. Turbína môže pracovať v priamoprúdom alebo násoskovom usporiadaní. Účinnosť vírovej turbíny sa pohybuje okolo 80%. [7]

V roku 2016 boli po komplexných skúškach uvedené do prevádzky na MVE Želina dve vírovej turbíny s celkovým inštalovaným výkonom 29 kW, pričom využívajú spád 1,9 až 2,4 m. [4]



Obr. 1.3 MVE v Želine, převzaté z [4]

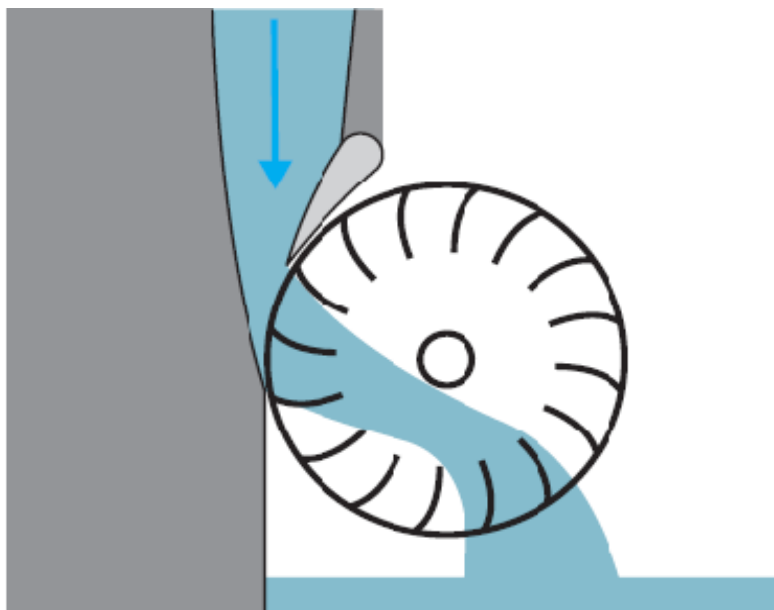
Na nasledujúcom obrázku je zobrazené dvoj lopatkové obežné kolo vírovej turbíny, ktoré sa používa pri náskokovom usporiadaní. Fotografia je získaná priamo v laboratóriu fluidního inženýrství, kde bolo toto obežné kolo aj testované.



Obr. 1.4 Obežné kolo vírovej turbíny

Bánkiho turbína je špecifickým typom rovnotlakej turbíny s dvojnásobným prietokom kvapaliny obežným kolom. Obežné kolo má lopatky vytvorené z kruhovo prehnutých dosiek, ktoré sú osadené medzi paralelnými kotúčmi. Vstup vody do obežného kola je dostredivý a výstup odstredivý. Regulácia prietoku sa uskutočňuje klapkou umiestnenou vo vtokovom telese alebo segmentovým uzáverom. Usporiadanie turbíny je horizontálne a býva v prevedení s odpadnou šachtou alebo sacou trúbou. Jej účinnosť činí 78 až 84 %. [12]

Turbína bola vynájdená austrálskym inžinierom A.G.M, Mitchelom, ale pre praktické použitie ju dopracoval v roku 1918 maďarský profesor D. Banki, po ktorom dostala meno. Schéma turbíny je znázornená na nasledujúcom obrázku. [17]



Obr. 1.5 Schéma Bánkiho turbíny, prevzaté z [17]

Archimedova skrutka

Jedná sa o skrutku šikmo uloženú v žľabe alebo v trubke, pričom využíva potenciálnu energiu vody. Jej vynálezcom je grécky fyzik Archimedes už v 3.st. pred n. l. V začiatkoch sa používala na čerpanie vody, no môže pracovať i ako turbína. Voda priteká k prvým závitom skrutky, do ktorých sa vlieva. Závitovka sa v dôsledku jej pôsobenia odvíja smerom nadol. Posledný závit sa brodí v odpadnom kanále, kam je voda voľne vypustená. Dĺžka skrutky závisí na spáde a sklone. Bežne sa používa sklon od 22° do 35° . Strmší žľab a menej chodov závitovky je vhodný pre väčšie spády. Priemer skrutky závisí od požadovanej hĺtkosti. Účinnosť činí 70 až 82 %. [11]

V súčasnosti sa používajú Archimedove skrutky pri čerpaní silne znečistených kvapalín v ČOV. Uplatňujú sa aj ako vodné motory v nízko spádových lokalitách s malými, ale meniacimi sa prietokmi, kde dosahujú vysokú účinnosť. Začínajú sa budovať pri väčších rybníkoch a rekreačných vodných nádržiach, kde využívajú marenú energiu v jalových prepadoch. Dajú sa použiť aj ako doplnkový motor ku turbínam v objekte. Navyše neohrozujú vodnú faunu, čo vítajú ochrancovia prírody. Koncom roku 2015 bola spustená unikátna vodná elektrárňa na Vltave v Planej, kde pracujú tri skrutkové turbíny pri celkovom výkone 600 kW. Prevedenie elektrárne spolu s rotormi je zobrazené na nasledujúcom obrázku. [20]



Obr. 1.6 MVE Planá na Vltave, převzaté z [20]

Turbína SETUR je vertikální bez lopatkový vodný motor, ktorý sa odlišuje od ostatných turbín. Pracuje na princípe odvalovania rotačného telesa vo výtokovom konfuzore, pričom využíva hydrodynamický paradox. To je jav, ktorý spôsobuje, že guľa je ku stene priťahovaná o to viac, čím rýchlejšie medzi telesom a stenou prúdi kvapalina. Turbína sa v svojom počiatku skladala z valcovej komory, do ktorej bolo tangenciálne vyústené prívodné potrubie. V spodnej časti komory bolo zúžené miesto, v ktorom sa nachádzala guľa s gumovým povrchom, zavesená na dlhom tenkom a pružnom hriadeľi. Behom vývoja však nastalo niekoľko technických zmien. Tiež sa ukázalo, že pri malých prietokoch a veľkých spádoch je vhodné smer prúdenia vody otočiť. To znamená, že kvapalina preteká strojom zospodu nahor. Účinnosť turbíny závisí na usporiadaní a činí 40 až 75 %. Vynálezcom je český inžinier Miroslav Sedláček a systém je patentovo chránený. [10]



Obr. 1.7 Turbína Setur, převzaté z [19]

Peltonova turbína nie je určená pre nízke spády, ale naopak pracuje v oblasti veľkých spádov. V tejto kapitole je zaradená z dôvodu značnej podobnosti s mikroturbínou. Je to akčná turbína. Voda je privádzaná dýzou, ktorá usmerňuje kvapalinu v kompaktný lúč vstupujúci na obežné kolo. To má po obvode upevnené korčekovité lopatky, ktoré sú k lepšiemu odvodu vody, ostrým britom rozdelené na dve zrkadlové časti. Lopatka má na radiálne najvzdialenejšom okraji výrez, aby bola lopatka zasiahnutá vždy kolmo k lúču vody. Navyše je priestrený, aby bol vstup lopatky do lúča, čo najviac bezstratový. Turbína sa reguluje zmenšovaním alebo zväčšovaním priemeru lúča pomocou ihly, ktorá zatvára alebo otvára hrdlo dýzy. V dýze sa premení celková merná energia na mernú energiu kinetickú, ktorú charakterizuje stredná výtoková rýchlosť lúča,

$$c_0 = \varphi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad \text{Rov. 1.2}$$

kde φ je účinnosť dýzy, ktorej hodnota činí 0,95 až 0,98.

Špecifické otáčky sa pohybujú medzi 4 až 35 ot/min na jednu trysku. Jednotkové otáčky u Peltonovej turbíny závisia len od účinnosti dýzy a ich hodnota činí približne 41 ot/min. Taktiež platí, že obvodová rýchlosť sa rovná polovici strednej rýchlosti. [16]

$$u = \frac{c_0}{2} \quad \text{Rov. 1.3}$$

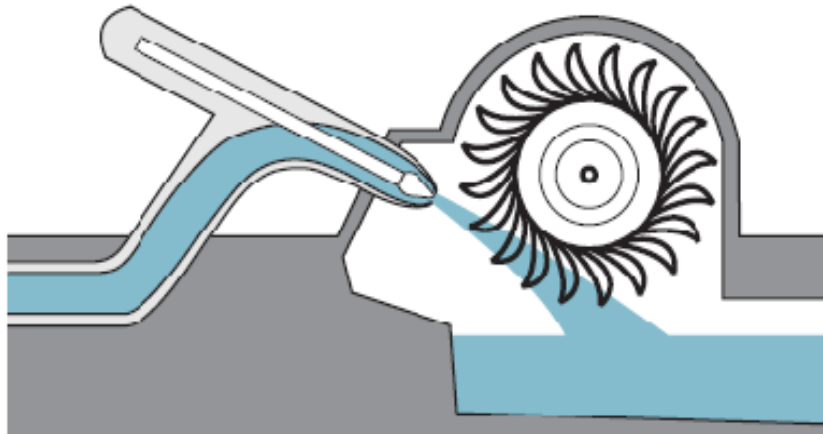
Pri určovaní počtu lopatiek je nutné, aby všetky vodné čiastočky lúča odovzdali svoju kinetickú energiu obežnému kolu a zároveň nesmie lopatka vstupovať často do lúča, pretože tým ovplyvňuje jeho prúdové pole. Z týchto dôvodov sa počet lopatiek volí 17 až 26. [2]

Na obr 1.8 je vidieť detail obežného kola Peltonovej turbíny. Snímka bola vytvorená vo výrobnej hale firmy Strojiny Brno, a.s. sídliacej v Kuřimi.



Obr. 1.8 Obežné kolo Peltonovej turbíny

Na nasledujúcom obrázku je zobrazená schéma turbíny s dýzou a obežným kolom.



Obr. 1.9 Schéma Peltonovej turbíny, prevzaté z [17]

V nasledujúcej tabuľke sú zobrazené základné parametre o predstavených vodných strojoch, pričom údaje v nej sú čerpané z príslušných zdrojov.

Tab. 1.1 Prehľad parametrov vybraných vodných strojov.

	Spád H	Prietok Q	Účinnosť
	m	l/s	%
Archimedova skrutka	1 – 8	100 – 5000	70 – 82
Bánkiho turbína	1 – 50	0,5 – 20 000	78 – 84
Peltonova turbína	30 – 700	1,5 – 34 000	85 – 90
Turbína SETUR	0,6 – 20	4 – 500	40 – 75
Vírová turbína	1 – 5	od 200	75 – 85
Vodné kolo	1 – 12	do 5000	60 – 78

2 Mikroturbína

Mikroturbínu navrhol v rámci diplomovej práce Ing. Libor Macek a nasledujúce údaje sú čerpané z jeho záverečnej práce. [9]

Konštrukcia mikroturbíny vychádza z teórie vodných kôl. Inšpiráciou pre samotný návrh turbíny bolo vodné kolo s horným prítokom, tzv. Zuppingerovo kolo. Tieto kolá spracúvajú z väčšej časti polohovú energiu vody, a preto priemer kola závisí na spáde. Pre mobilný zdroj nie sú vhodné veľké priemery kola, preto bolo snahou upraviť obežné kolo tak, aby spracúvalo aj kinetickú energiu vody.

Tvar korčeka bol navrhnutý, aby bola voda po dopade otočená o 180° a zostala v ňom až do vyliatia v najnižšom bode obežného kola. Jedná sa o korček valcového tvaru s ostrou vstupnou hranou, pričom sa pozdĺžne odstránila štvrtina materiálu. Korček je znázornený na obr. 2.1.



Obr. 2.1 Lopatka obežného kola

Pre výrobu modelu obežného kola a prívodného žľabu bol zvolený materiál PVC-U (nemäkčený polyvinylchlorid), ktorý vykazuje dobrú obrobiteľnosť a zdravotnú nezávadnosť. Umožňuje tiež ľahké spojovanie pomocou lepenia. Obežné kolo je zložené z dvoch diskov, medzi ktoré je vložených 17 lopatiek turbíny. Z dôvodu pozorovania prúdenia vody v korčekom je jedna strana vyrobená z plexiskla.

Kvôli nízkym otáčkam obežného kola je nutné medzi kolo a generátor zaradiť prevod. Navrhovaný generátor má otáčky 500 ot/min. Prevod ešte nebol realizovaný, ale uvažuje sa ozubené súkolie, ktoré je bežne dostupné ako náhradný diel stavebných miešačiek, pričom prevodový pomer je 1:12. V rámci práce bolo vybrané a zakúpené plastové ozubené kolo s vnútorným ozubením a kovový pastorok spolu s hriadeľom a príslušenstvom. Osadenie ozubeného súkolia by malo byť predmetom ďalšieho merania. Uvažuje sa súosové umiestnenie ozubeného kola na obežnom kole, pričom pastorok sa bude odvažovať mimo osu. Alternátor bude vyvedený dostatočne ďaleko a osadený krytom, aby bol chránený pred vodou. Zakúpené ozubené súkolie je zobrazené na nasledujúcich obrázkoch.

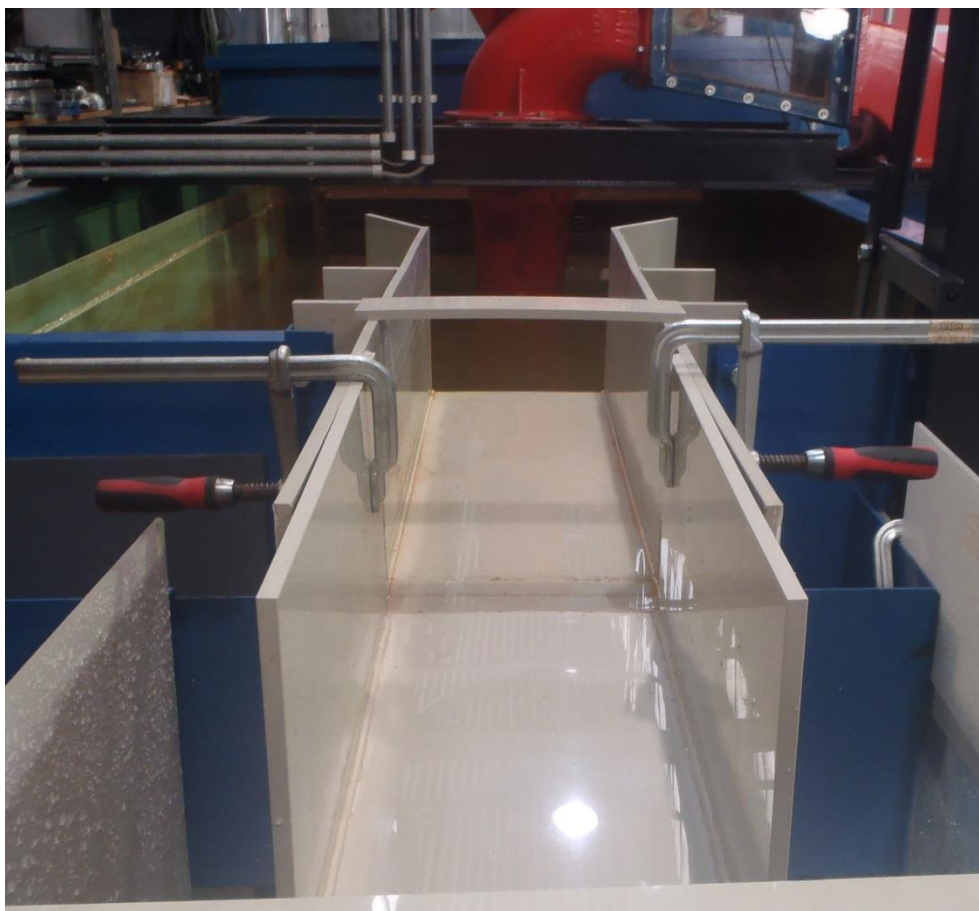


Obr. 2.2 Plastové ozubené kolo



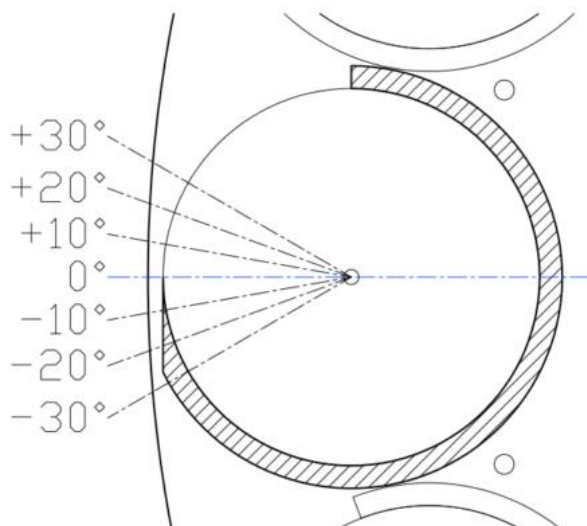
Obr. 2.3 Kovový pastorok

Samotný žľab je obdĺžnikového prierezu, zvarovaný z PVC plátov hrúbky 14 mm. Pri návrhu koryta sa vychádzalo z Chézyho rovnice. Dĺžka výsuvnej časti žľabu činí 500 mm. Detail je vidieť na obr. 2.4.



Obr. 2.4 Prívodné koryto s výsuvnou časťou

Mikroturbína umožňuje dva stupne regulácie. Prvou možnosťou je zmena uhlu korčeka. Natočenie jednotlivých lopatiek je realizované v intervale -30° až $+30^\circ$ s krokom 10° . Nulová pozícia odpovedá miestu, kde je nábežná hrana rovnobežná s dotyčnicou disku obežného kola, ako je zobrazené na obr. 2.5. Optimálne natočenie korčeka má vplyv na účinnosť stroja a ovplyvňuje tiež vstup a výstup vody z obežného kola.



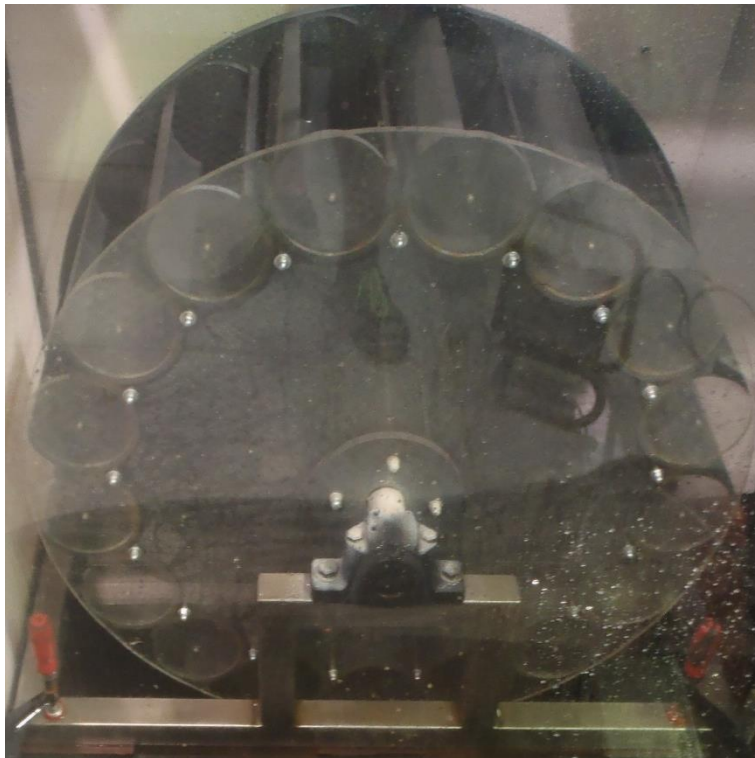
Obr. 2.5 Natočenie korčeka, prevzaté z [9]

Druhú možnosť regulácie realizuje polohovateľná výstupná časť privádzacieho koryta. Pri optimálnych podmienkach dopadá voda na obežné kolo dotyčnicovo. Aby to bolo dosiahnuté pri malých aj veľkých prietokoch, je nutné vhodné posunutie výstupnej časti. Kvôli meraniu bolo preto vytvorených niekoľko polôh s odstupom 40 mm, ktoré sú znázornené na obr. 2.6. Správna poloha hrany žľabu ovplyvňuje účinnosť turbíny, pretože vyššie prietoky pri maximálnom vysunutí dopadajú až za obežné kolo.

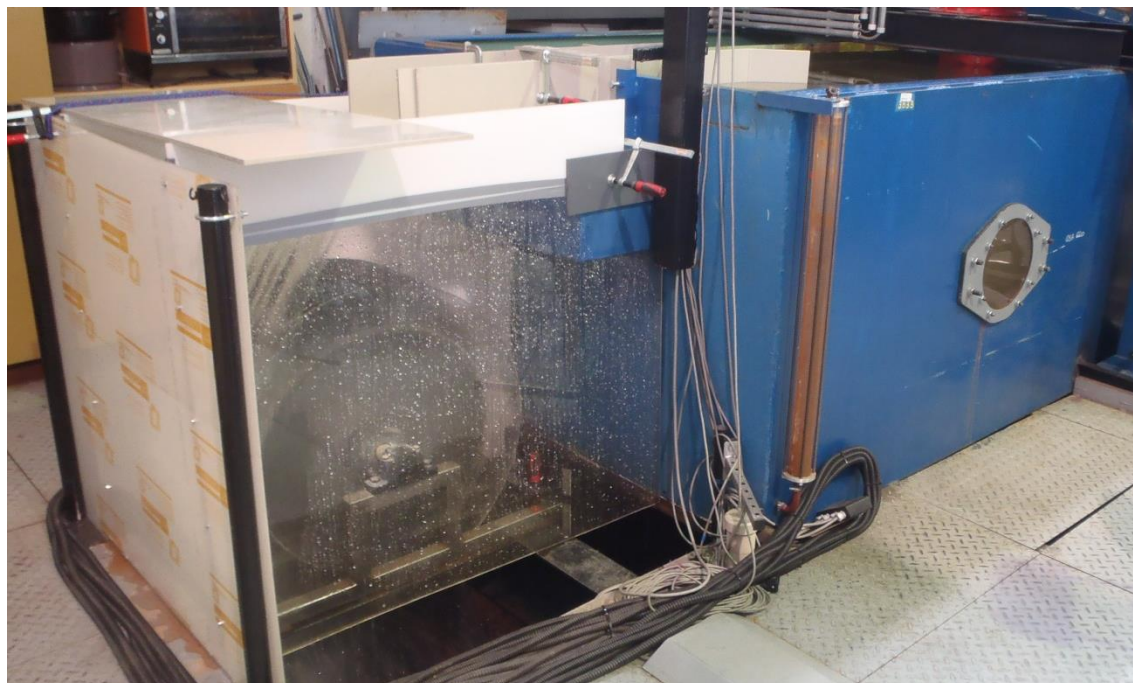


Obr. 2.6 Polohy na žľabe

Vizualizácia obežného kola je zobrazená na obr. 2.7. Na nasledujúcom obrázku je zobrazené usporiadanie obežného kola, prírodného koryta a hornej nádrže. Dynamometer je umiestnený na druhej strane od OK. Kvôli značnému prskaniu vody bol osadený provizórny kryt. Detailný popis meracej trate a jednotlivého príslušenstva bude popísaný v nasledujúcej kapitole.



Obr. 2.7 Obežné kolo

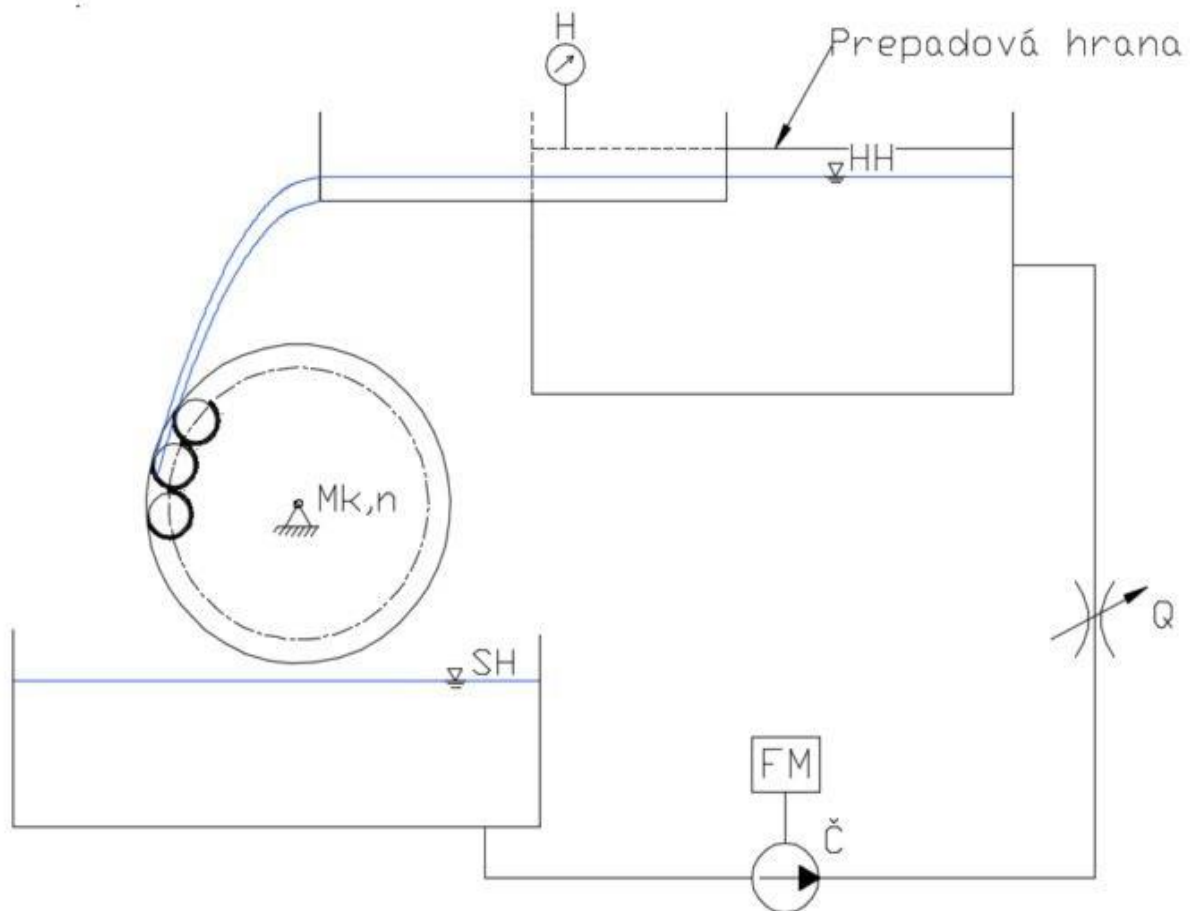


Obr. 2.8 Obežné kolo spolu s nádržou

3 Experiment

3.1 Meracia trať

Turbína je umiestnená a testovaná na univerzálnej trati v laboratóriu fluidního inženýrství Victora Kaplana. Meracia trať pozostáva z dvoch nádrží, podávacieho čerpadla a obežného kola. Súčasťou trate je aj indukčný prietokomer, ultrazvukový snímač hladiny a motor s prírubou na meranie krútiaceho momentu a otáčok kola. Celá schéma je zobrazená na nasledujúcom obrázku, pričom Č – radiálne čerpadlo; FM – frekvenčný menič; Q – prietokomer; H – ultrazvukový hladinomer; Mk,n – dynamometer; SH – spodná hladina; HH – horná hladina.



Obr. 3.1 Schéma meracej trate pri prvom meraní, prevzaté z [9]

Elektrické signály sú spracované meracou kartou PCL 812-PG. Vzorkovacia frekvencia je 10 Hz a doba ustálenia je 30 s.

Pre správne meranie je nutné udržať konštantný prietok turbínou, ktorý je zabezpečený konštantnou hladinou v hornej nádrži. Vodu zo spodnej nádrže do hornej čerpá radiálne čerpadlo. Zmena prietoku je realizovaná pomocou frekvenčného meniča.

3.2 Meracie prístroje

3.2.1 Meranie prietoku

Pre meranie prietoku kvapalín, ktoré majú elektrickú vodivosť väčšiu ako $50 \mu\text{S}\cdot\text{cm}^{-1}$, je možné použiť indukčné prietokomery využívajúce Faradayov zákon. Podľa tohto zákona vzniká v elektrickom vodiči pohybujúcim sa v magnetickom poli napätie, ktoré je úmerné počtu preťatých magnetických siločiar za časovú jednotku. Pohyb pevného vodiča je nahradený pohybom vodiča kvapalného. Pri prietoku kvapaliny mernou trubicou dochádza ku vzniku indukovaného napätia medzi elektródami podľa vzťahu

$$U_i = B \cdot l \cdot v \quad \text{Rov. 3.1}$$

Ak sa predpokladá stála veľkosť magnetickej indukcie B a vzdialenosť elektród l je indukované napätie U_i priamo úmerné rýchlosti prietoku kvapaliny.

Indukčné prietokomery sa vyrábajú v širokom rozmedzí svetlostí. Pri montáži do trate sa odporúčajú ukladňovacie dĺžky minimálne $5 \times \text{DN}$ pred a $3 \times \text{DN}$ za prietokomerom. Rozsah meranej rýchlosti je $0,5 - 10 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. [2]

Pre meranie prietoku je použitý indukčný prietokomer typu MQI série 99 SMART od spoločnosti ELA Brno. Jeho parametre sú DN 300, PN 16 pri prúdovom výstupe $0 - 20 \text{ mA}$. Merací rozsah činí $0 - 500 \text{ l/s}$, pričom trieda presnosti v tomto rozsahu predstavuje $\pm 0,2 \%$ z meranej hodnoty. [5]

3.2.2 Meranie spádu

Na merania hladiny v hornej nádrži je použitý ultrazvukový dvojsondový hladinomer typu 2HMU série 99 SMART od spoločnosť ELA Brno. Prúdový výstup je $0 - 20 \text{ mA}$. Merací rozsah činí 2 m . Garantovaná presnosť je $\pm 0,8 \%$ z rozsahu. [6]

Prístroj sa skladá z meracej sondy a riadiacej jednotky. Meracia sonda pozostáva z ultrazvukového vysielača, prijímača a elektronického prevodníku. Riadiaca jednotka slúži k úprave a vyhodnoteniu signálu z meracích sond. Je možné pripojenie dvoch ultrazvukových sond súčasne. Meracia sonda sníma pomocou vyslanej ultrazvukovej vlny a pomocou spätného odrazu stanoví okamžitú výšku hladiny kvapaliny. Namerané hodnoty sú spracovávané v riadiacej jednotke riadenej mikropočítačom. [6]

3.2.3 Meranie krútiaceho momentu a otáčok

Na určenie výkonu rotačných strojov sa využíva moment sily (krútiaci moment). Pre meranie sa používajú väčšinou deformačné členy. Najbežnejším je hriadeľ s kruhovým prierezom. Moment sily namáha merací člen krutom, ktorý sa prevádza na deformáciu a meria tenzometrom alebo snímačom výchylky. [8]

Meranie krútiaceho momentu je zaistené tenzometrickou mernou prírubou typu T10F od firmy HBM. Merací rozsah činí 50 Nm , pričom trieda presnosti je $0,2 \%$ z rozsahu. Výstupný signál je napäťový o hodnote $\pm 10 \text{ V}$. [13]

Otáčky sú druhou základnou veličinou pre určenie výkonu rotačných strojov. Sú určené počtom otáčok vykonaných za jednotku času. [8]

Meranie otáčok sa realizuje pomocou optického inkrementálneho čidla, ktoré je súčasťou tenzometrickej príruby typu T10F od firmy HBM. Rozsah činí $2 - 15\,000 \text{ min}^{-1}$, pričom jeden dielok odpovedá 1° . Signál je spracovávaný pomocou programovateľného čítača Orbit Merret typu OM 611UQC. Celková trieda presnosti je $0,1 \%$ z nastaveného rozsahu $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. [13]

3.3 Postup merania

Aby bolo možné posúdiť mikroturbínu z energetického hľadiska, je nutné stanoviť charakteristiky turbíny. Z tohto dôvodu bol vykonaný experiment, ktorého postup merania pozostáva z týchto bodov:

1. kontrola meracích prístrojov,
2. nastavenie natočenia korčiekov,
3. nastavenie polohy žľabu,
4. nastavenie prietoku,
5. nastavenie otáčok,
6. zápis nameraných hodnôt,
7. späť do bodu 4,
8. späť do bodu 3,
9. späť do bodu 2.

Prvý krok pozostáva z preventívnej kontroly všetkých zariadení. Pred začiatkom merania je potrebné skontrolovať všetky prístroje, meracie snímače a odvdzušniť tlakové snímače.

V druhom kroku sa nastaví konkrétne natočenie korčiekov. Vychádza sa z nulovej pozície a postupne sa zmerajú všetky natočenia (30° do plusu a 30° do mínusu).

V bode 3 je nastavená poloha žľabu voči obežnému kolu. Maximálne vysunutie žľabu odpovedá miestu, kde je hrana žľabu umiestnená kolmo nad osou obežného kola. Nulová poloha je od tejto vzdialená 120 mm smerom ku nádrži. Medzi týmito krajnými bodmi sú ešte dve polohy s rozstupom 40 mm. Pre každé natočenie korčiekov je nutné premerať všetky 4 polohy žľabu.

V ďalšom kroku je nastavený prietok turbínou. Vychádza sa od minimálneho ku maximálnemu prietoku s krokom približne $2 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Maximálny prietok činí zhruba $22 \text{ l}\cdot\text{s}^{-1}$. Po navýšení začne voda pretekať cez prepadovú hranu nádrže, pričom nie je zaručený konštantný prietok turbínou.

V bode 5 sú pomocou dynamometru nastavené otáčky na požadovanú hodnotu. Vychádza sa z minimálnych otáčok 25 min^{-1} , pri ktorých vykonáva obežné kolo ešte rotačný pohyb, až po priebežné otáčky³ s krokom 5 min^{-1} .

Ďalším krokom je zápis nameraných hodnôt. Merané veličiny je nutné nechať ustáliť aspoň po dobu 30 s. Potom je možné dáta pomocou počítača uložiť.

Po premeraní celej škály otáčok sa postupuje do bodu 4. Po zmeraní všetkých relevantných prietokov sa prejde do bodu 3 a konečne po všetkých 4 polohách žľabu sa vracia do bodu 2, kde sa zmení natočenie korčiekov.

Z toho vyplýva, že pre každé natočenie korčiekov, konkrétnu polohu žľabu a celú škálu prietokov je potrebné prejsť celé rozmedzie otáčok. Takto bolo získaných vyše 1 500 bodov. Namerané hodnoty veličín sú prepočítané na jednotkové veličiny pomocou nasledovných vzťahov.

Jednotkové otáčky n_{11} vyjadrujú prepočet otáčok meraného stroja na stroj o priemere obežného kola $D = 1 \text{ m}$ a spáde $H = 1 \text{ m}$.

$$n_{11} = \frac{n \cdot D}{\sqrt{H}} \quad \text{Rov. 3.2}$$

Kde $n [\text{min}^{-1}]$ sú otáčky stroja, $D [\text{m}]$ je priemer obežného kola a $H [\text{m}]$ je spád na turbínu.

³ Priebežné otáčky sú maximálne otáčky stroja, pri ktorých je krútiaci moment rovný nule.

Jednotkový prietok Q_{11} vyjadruje prepočet prietoku meraného stroja na stroj o priemere obežného kola $D = 1 \text{ m}$ a spáde $H = 1 \text{ m}$.

$$Q_{11} = \frac{Q}{D^2 \cdot \sqrt{H}} \quad \text{Rov. 3.3}$$

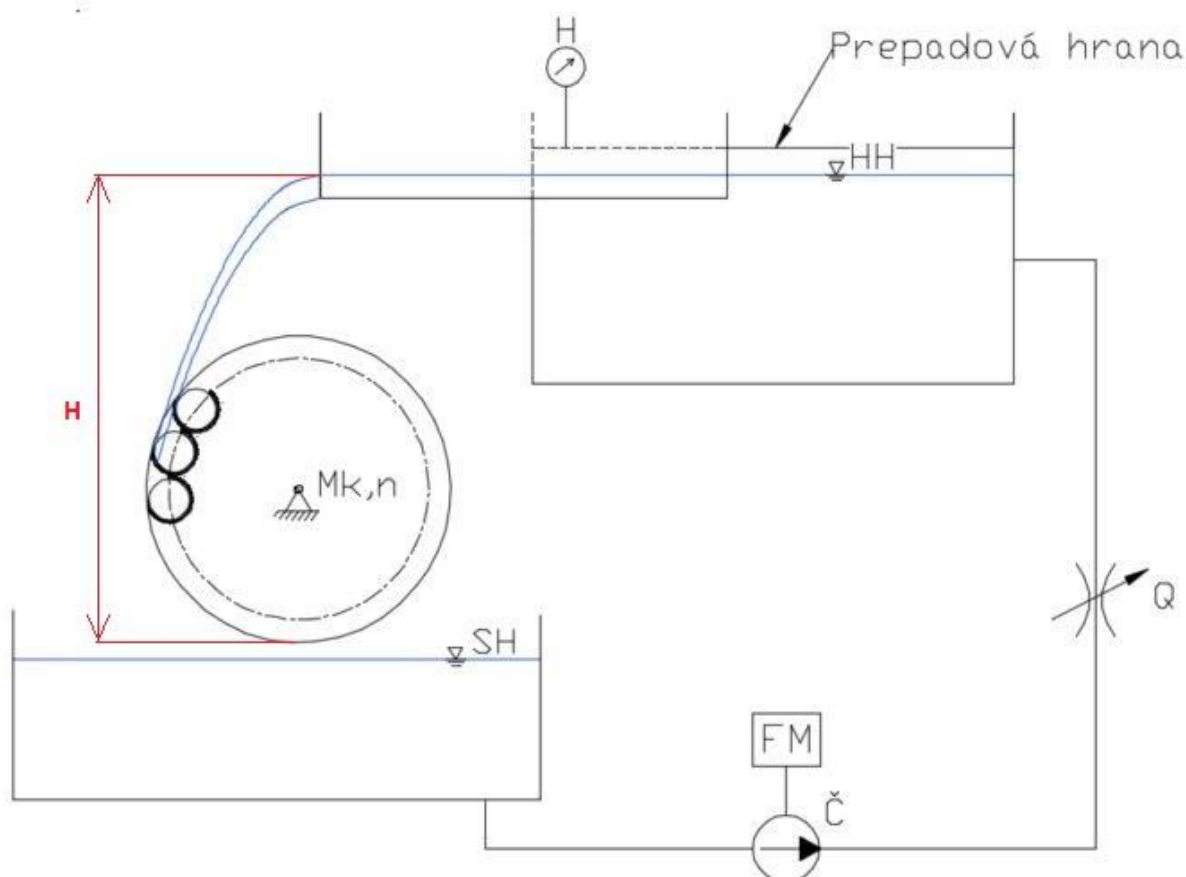
Kde $Q [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je prietok turbínou, $D [\text{m}]$ je priemer obežného kola a $H [\text{m}]$ je spád na turbínu.

Pozn.: Jednotkové parametre definované podľa uvedených vzťahov si zachovávajú svoj rozmer plynúci z fyzikálneho hľadiska. [1]

Účinnosť turbíny η je definovaná ako pomer mechanického a teoretického výkonu, rov. 3.4 zahrňuje všetky straty energie, ku ktorým dochádza a predstavuje celkovú účinnosť. Pri vynásobení 100 je hodnota účinnosti turbíny v percentách, [12]

$$\eta = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{Q \cdot H \cdot \rho \cdot g} \quad \text{Rov. 3.4}$$

kde $M_k [\text{N} \cdot \text{m}]$ je krútiaci moment, $n [\text{min}^{-1}]$ sú otáčky turbíny, $Q [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$ je prietok turbínou, $H [\text{m}]$ je spád na turbínu, $\rho [\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}]$ je hustota kvapaliny, $g [\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$ je gravitačné zrýchlenie. Spád H je v tomto prípade definovaný od výšky hladiny vody v hornej nádrži až po najnižší bod na obežnom kole turbíny, ako je znázornené na obr. 3.2.

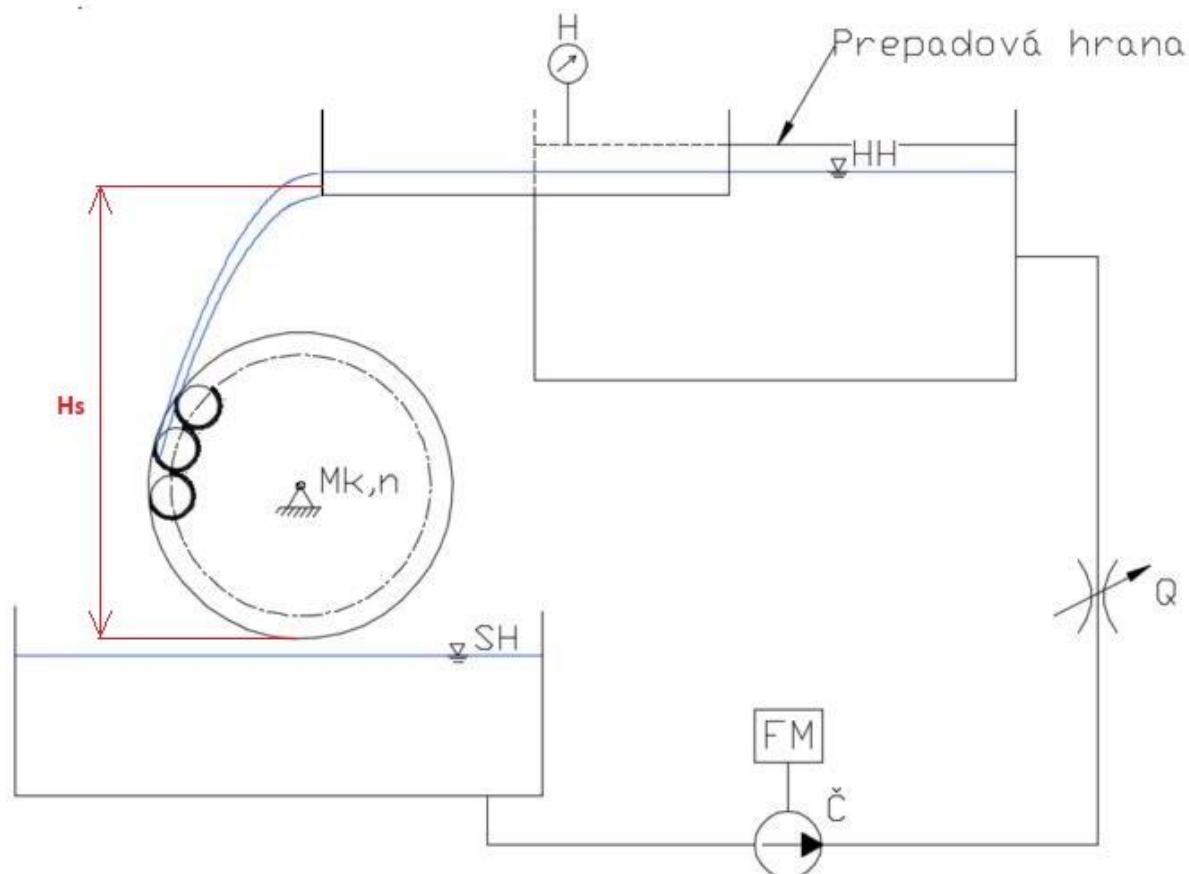


Obr. 3.2 Spád H na turbínu

V druhom prípade je účinnosť turbíny definovaná podobne. Výkonový potenciál prúdu je spočítaný z kinetickej energie vody na výstupe zo žľabu a výšky tohto bodu,

$$\eta_s = \frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{Q \cdot \rho \cdot \left(\frac{v_s^2}{2} + g \cdot H_s \right)} \quad \text{Rov. 3.5}$$

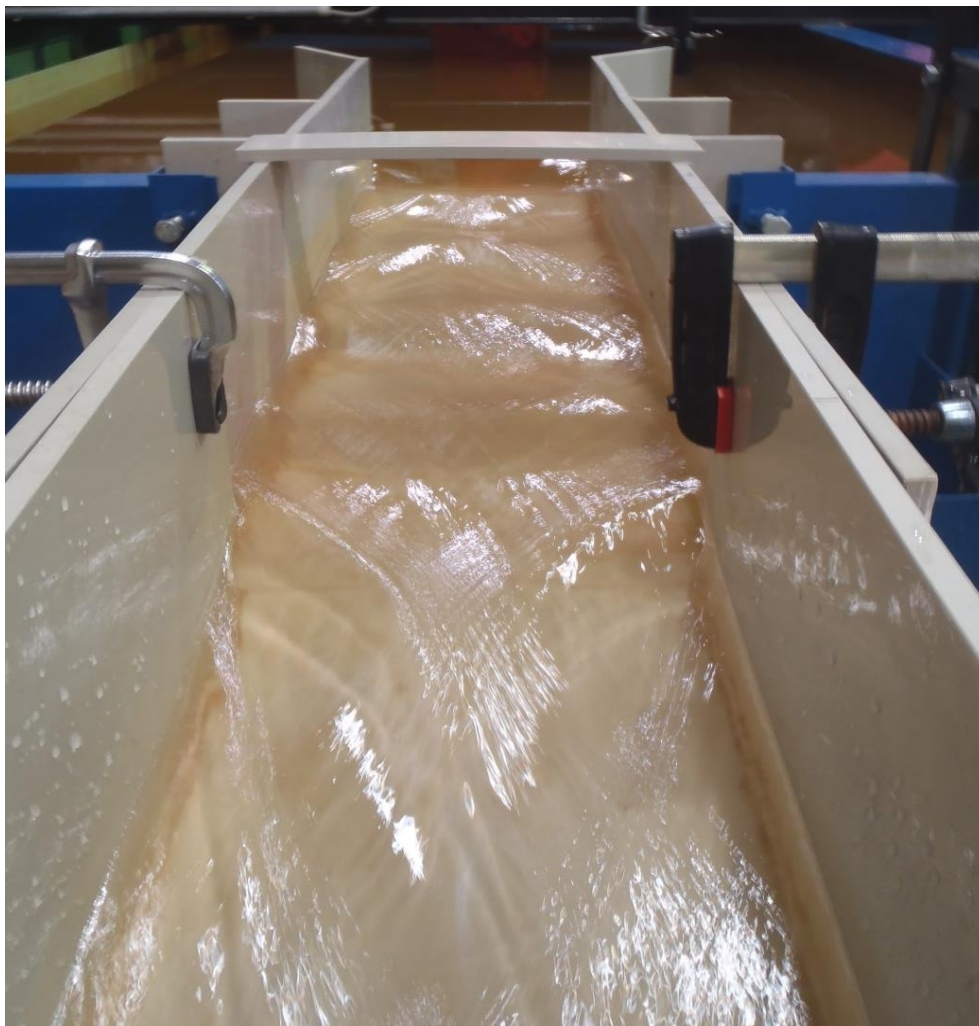
kde M_k [N.m] je krútiaci moment, n [min^{-1}] sú otáčky turbíny, Q [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$] je prietok turbínou, ρ [$\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$] je hustota kvapaliny, g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$] je gravitačné zrýchlenie, H_s [m] je spád na turbínu, v_s [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$] je stredná výstupná rýchlosť. Spád H_s je v tomto prípade definovaný od stredy výstupu prúdu zo žľabu po najnižší bod obežného kola, ako je znázornené na obr. 3.3.



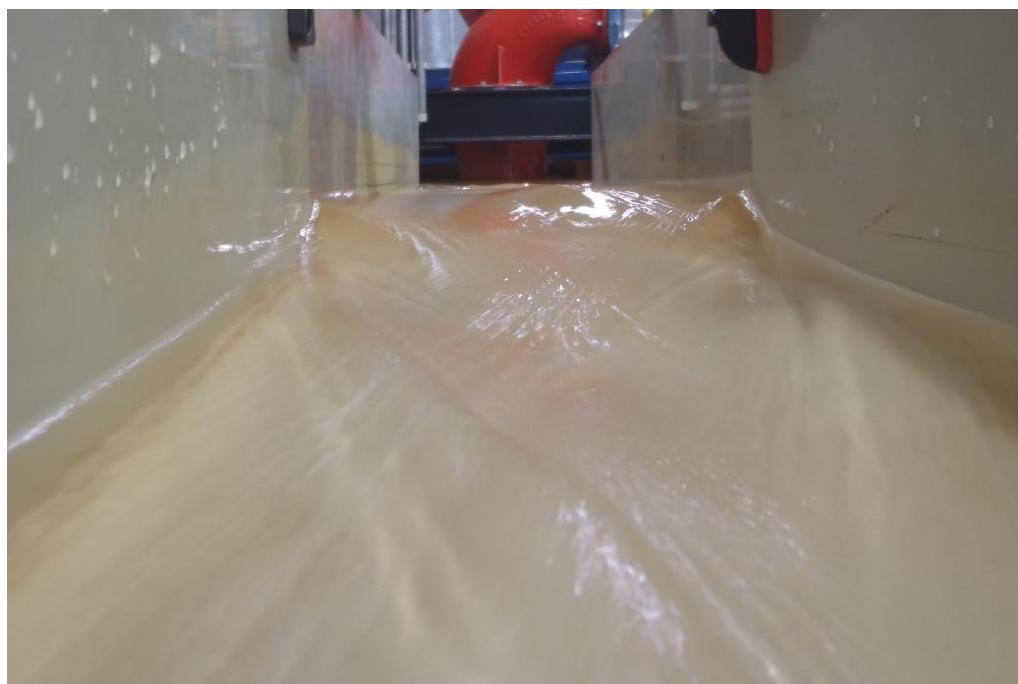
Obr. 3.3 Spád H_s na turbínu

Účinnosť získaná podľa rov. 3.4, teda užitím celého spádu H , zahrňuje straty v prívodnom koryte. Jedná sa o účinnosť celého systému. V druhom prípade, kde sa uvažuje súčet polohovej a kinetickej energie, sa eliminujú straty v koryte a vymedzuje sa účinnosť samotného obežného kola. Stredná výtoková rýchlosť v_s sa získa užitím rovnice kontinuity z prietoku vody žľabom a prierezu vodného lúča. Pre zjednodušenie výpočtu sa uvažuje deformácia skutočného tvaru na obdĺžnikový prierez, pričom výška hladiny závisí od prietoku.

Primárne bolo cieľom vzájomné porovnanie oboch účinností, aby sa vyhodnotili straty v prívodnom koryte. Najprv bolo snahou merať výšku priamo v koryte v prúde vody, ale dochádzalo k vzájomnému ovplyvňovaniu prúdu a meradla. Preto sa merala výška vodného lúča až na výstupe z koryta, a to pomocou zvinovacieho metra. Avšak kvôli nepresnému odčítaniu hladiny sa vyskytli body, v ktorých vychádzali účinnosti získané z kinetickej zložky menšie, čo nie je fyzikálne možné. Na nasledujúcich obrázkoch je vidieť značné vírenie v koryte a pokles hladiny na výstupe.



Obr. 3.4 Virenie v prívodnom koryte



Obr. 3.5 Pokles hladiny na výstupe

Pre určenie strát bol zvolený iný prístup. Vychádza z Bernoulliho rovnice medzi vstupom do koryta (1) a hranou na výstupe zo žľabu (2). Medzi týmito bodmi platí zákon zachovania energie. Po úprave a odčítaní nulových členov sa získa vzťah pre výpočet stratovej energie:

$$Y_{z1-2} = g \cdot H_1 - \frac{v_{s2}^2}{2} \quad \text{Rov. 3.6}$$

kde H_1 [m] je výškový rozdiel medzi bodmi, v_{s2} [$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$] je stredná výtoková rýchlosť v bode 2.

Následne bol určený percentuálny podiel medzi celkovým výkonovým potenciálom a stratovou energiou. Tento výpočet prebehol len pre nulovú polohu žľabu pri nulovom natočení korčiekov. Hodnoty sú zaznamenané v tabuľke. Z nej je zrejmé, že stratová energia s narastúcim prietokom stúpa. Pri najvyššom prietoku činí strata v koryte približne 4,5% z celkovej energie, ktorá je k dispozícii. O koľko % sa zmení účinnosť už nie je uvedené, ale je isté, že i v tomto prípade bude zmena závislá na prietoku.

Tab. 3.1 Určenie strát v koryte.

h	Q	v_{s2}	H_1	Yz	Yz/gH
cm	l/s	m/s	m	J/kg	%
3.0	8.463561	1.226603	0.088619	0.117077	0.937049
3.5	9.748306	1.210970	0.100081	0.248571	1.971748
4.0	11.901016	1.293589	0.113486	0.276609	2.171503
4.5	13.415762	1.296209	0.120474	0.341769	2.668673
5.0	15.476762	1.345805	0.131162	0.381106	2.951667
5.5	17.309597	1.368348	0.140561	0.442712	3.404496
6.0	19.125064	1.385874	0.149634	0.507586	3.876843
6.5	20.593862	1.377516	0.156009	0.581671	4.421575

Aby bolo možné presnejšie vyhodnotenie účinnosti zo súčtu polohovej a kinetickej zložky energie, je nevyhnutné presné meranie výšky hladiny v koryte, napr. pomocou posuvného kužeľu.

3.4 Vyhodnotenie prvého merania

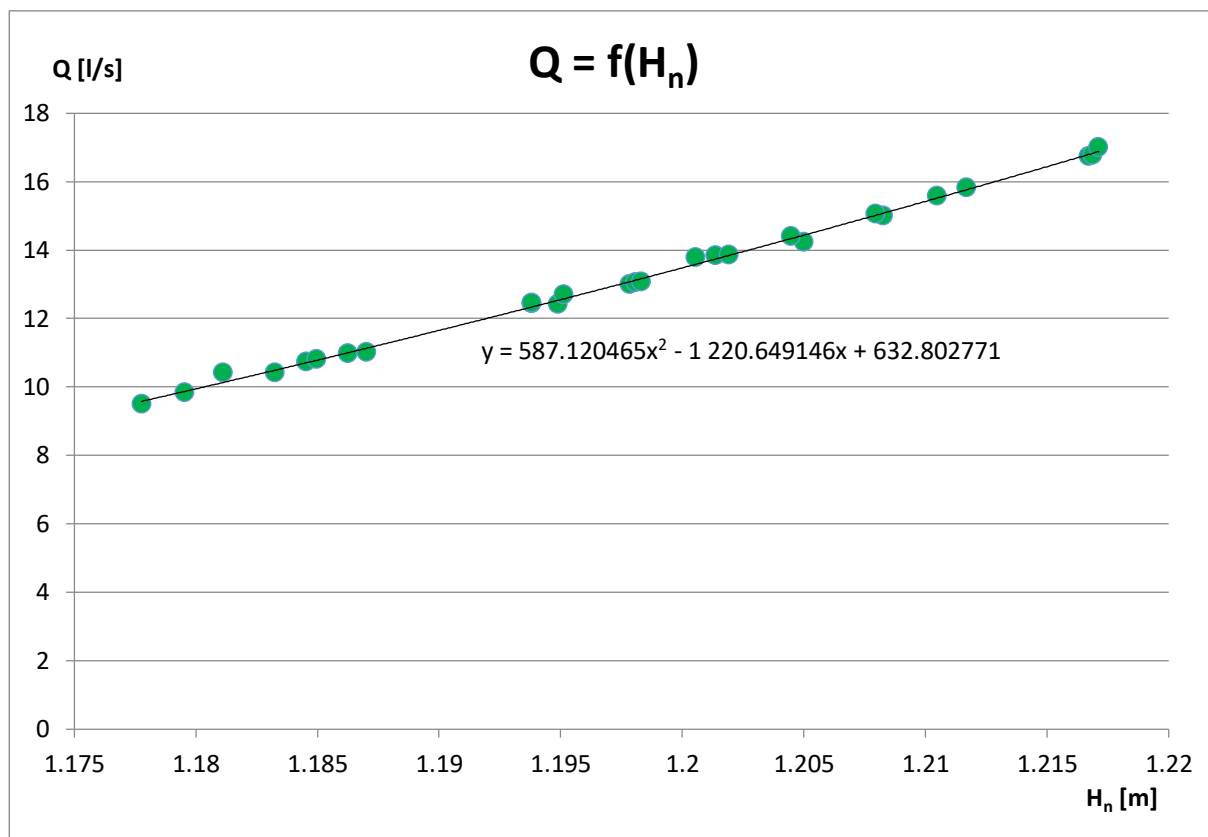
Prvotné merania mikroturbíny uskutočnil Ing. L. Macek ešte v rámci svojej záverečnej práce. Avšak z dôvodu časovej tiesne a najmä komplikáciám s dynamometrom bolo zameraných len minimum bodov. Cieľom bolo premerať celé pásmo, v ktorom môže turbína pracovať, a to podľa postupu popísaného v úvode kapitoly.

Merania sa uskutočnili dve. V prvom meraní sa vychádzalo z pôvodného návrhu, to znamená, že OK bolo umiestnené 285 mm pod úrovňou žľabu, ako je znázornené na schéme trate; obr. 3.1. V druhom meraní bolo OK umiestnené tesne pod úroveň žľabu s voľou asi 10 mm. Obe merania prebehli bez výrazných komplikácií a výsledky budú uvedené postupne.

Vyhodnotenie nameraných dát pozostávalo z troch krokov a bolo rovnaké pre obe merania. Najprv boli dáta spracované pomocou programu Excel, v ktorom sa spočítali veličiny podľa uvedených vzťahov z predchádzajúcej podkapitoly. Následne boli výsledky importované do programu Matlab, v ktorom sa pomocou vlastného skriptu vykreslila, pre každú polohu žľabu a natočenie korčeka, dvojica grafov – účinnosť a prietoková charakteristika (PCH tvorili len body priesečníku účinnosti a jednotkových prietokov). Najprv boli tieto body spojené lomenými čiarami, čo nebolo dostačujúce. V poslednej fáze sa jednotlivé body spojili pomocou kriviek Spline v programe AutoCad.

3.4.1 Závislost' prietoku na výške hladiny

Experiment bol meraný na trati, ktorá disponuje indukčným prietokomerom o parametre DN 300. Presnosť tohto prietokomeru je garantovaná nad 35 l/s, z čoho vyplýva, že celé meranie sa uskutočnilo mimo túto oblasť. Problém nastával pri meraní pod 9 l/s, pretože hodnoty prietoku sa pohybovali vo veľkom rozmedzí, miestami sa blížili k nule alebo nadobúdali aj zápornú hodnotu. Tieto dáta nebolo možné zahrnúť do výpočtu a bolo snahou ich vhodným spôsobom nahradiť. V prvom kroku sa pre najnižší prietok uvažovala konštantná hodnota 8,5 l/s, čo sa neskôr ukázalo ako nesprávne. V ďalšom kroku sa skúmala závislosť prietoku na výške hladiny v hornej nádrži, ktorá bola snímaná ultrazvukovým hladinomerom. Jeho presnosť je popísaná v predchádzajúcej kapitole. Pri stanovení tejto závislosti sa vychádzalo zo všetkých zmeraných bodov, v ktorých bol prietok vyšší než 9 l/s. Jednotlivé body boli zoradené podľa polohy žľabu (0, 1, 2) a vynesené do troch grafov. Vo všetkých grafoch bol zaznamenaný rovnaký trend, a preto sa vybral prípad, u ktorého bol rozptyl bodov najmenší. Vybraná závislosť je zobrazená na obr. 3.6, na ktorom je vidieť aj predpis s použitými koeficientmi.



Obr. 3.6 Závislosť prietoku na výške hladiny

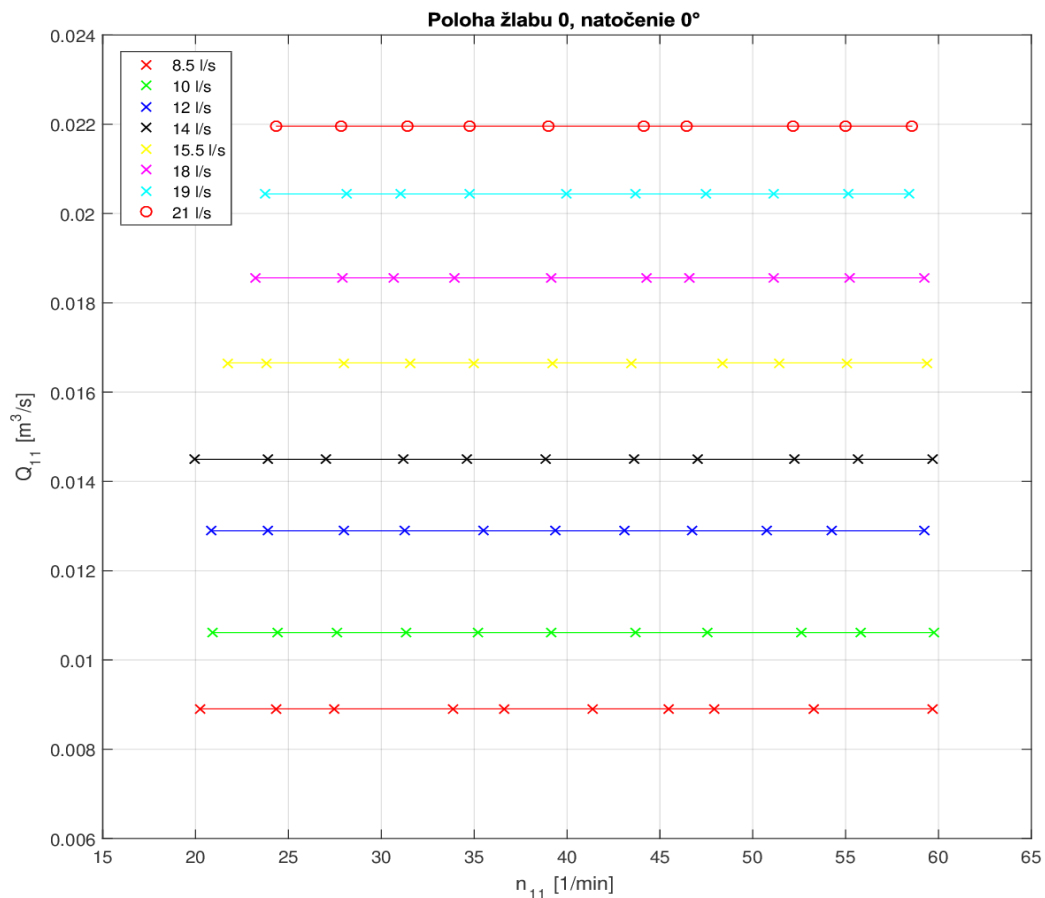
Priebeh bodov vykazuje lineárny charakter, napriek tomu bol aproximovaný polynómom druhého stupňa. Pri spätnom dopočítavaní hľadaných prietokov vychádzali vyššie hodnoty oproti lineárnej regresii a z toho vyplývajú nižšie účinnosti, čo je v konečnom dôsledku vhodnejšie. Táto aproximácia je taktiež nepresná, pretože je závislá od stupňa zvoleného polynómu, ale umožňuje skúmať chovanie turbíny aj pri nižších prietokoch. V každom bode najnižšieho prietoku bola jeho hodnota nahradená pomocou získaného polynómu a v grafoch sú tieto krivky znázornené červenou farbou a body sú označené ako \times .

Riešením nepresného merania prietoku by mohol byť bypass čerpadla s prietokomerom o menšej svetlosti potrubia, ktorý by mal garantovanú presnosť aj v nižších

hodnotách prietoku. Bolo snahou o opätovné zmeranie vybraných pozícií pomocou tejto úpravy trate, avšak realizácia sa už neuskutočnila. Do budúca je však kvôli presnejšiemu určeniu charakteristík turbíny nevyhnutné odstránenie vplyvu nepresnosti merania prietoku.

3.5 Charakteristiky turbíny

Jednotkové parametre sú vhodné pre grafické vyjadrenie vzájomných súvislostí parametrov turbíny a vykresľujú sa do tzv. charakteristiky turbíny. Prietoková charakteristika sa uvádza vo forme diagramu v súradnicových osách Q_{11} a n_{11} a je zobrazená na obr. 3.7. Pre ukážku je vybraná jedna závislosť, pretože jej priebeh je takmer totožný pre všetky polohy žľabu a natočenie korčiekov. Ďalej budú vykreslené prietokové charakteristiky aj s účinnosťou turbíny. Charakter je podobný prietokovej charakteristike Peltonovej turbíny a ich vzájomné porovnanie bude popísané v ďalšej kapitole.



Obr. 3.7 Prietoková charakteristika

Druhou hlavnou charakteristikou je účinnosťná charakteristika, ktorá je vo forme diagramu o súradnicových osách η a n_{11} . V tomto prípade sa uvažuje účinnosť celková, to znamená získaná podľa rov. 3.4. Prepojenie oboch charakteristík je možné preneseným konštantných hodnôt účinnosti v podobe vrstevníc do prietokovej charakteristiky. Vo všetkých grafoch je zachovaná rovnaká mierka.

Do práce je vybraných len niekoľko závislostí, na ktorých sú ukázané základné hydraulické vlastnosti turbíny. Ostatné grafy sú uvedené v prílohe práce. Postupne je znázornená účinnosťná a prietoková charakteristika s krivkami konštantnej účinnosti turbíny pre každú polohu žľabu pri nulovej polohe korčiekov.

Na preloženie bodov v účinnosťnej charakteristike boli zvolené lomené čiary, ktoré prechádzajú získanými bodmi, aby v ďalšom výpočte nedochádzalo ku strate maxim účinnos-

ti. Pri aproximácii druhým alebo vyšším stupňom polynómu krivky bodmi neprechádzali, čo nemalo výpovednú hodnotu.

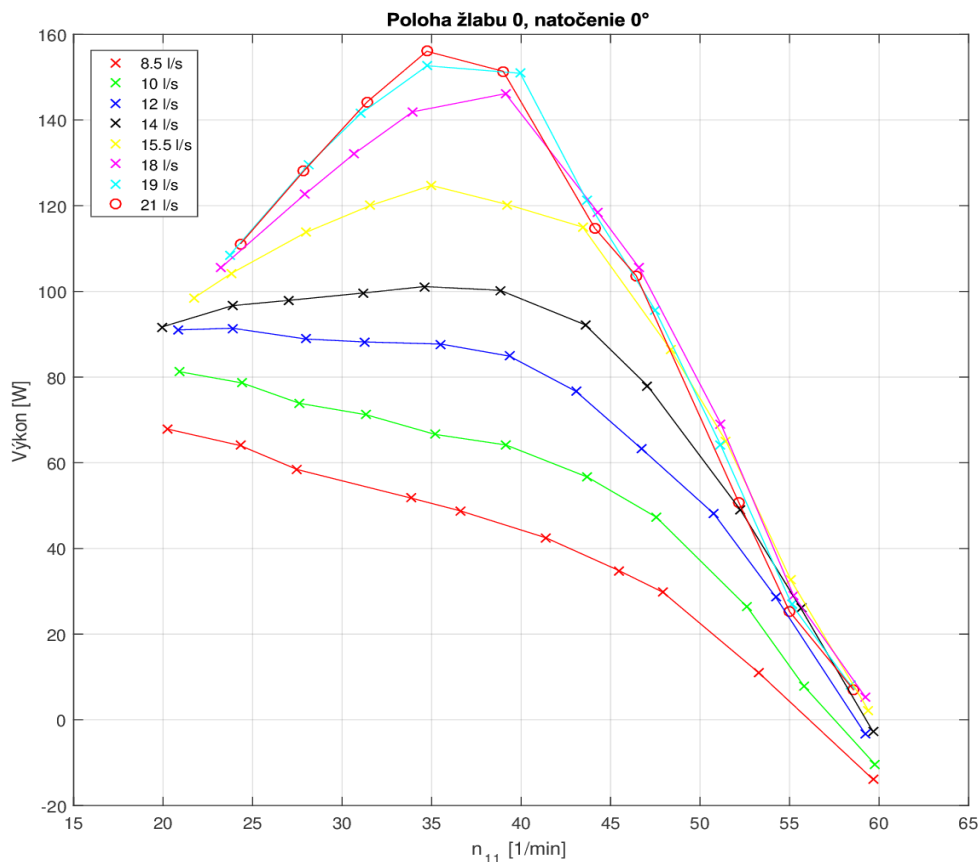
Krivky nadobúdajú svojho maxima prevažne v rozmedzí 35 – 40 ot./min. Avšak prvé dva prietoky pri maximálnom zasunutí výsuvného žľabu dosahujú vrchol mimo toto rozmedzie a z dôvodu požiadavky minimálnych otáčok dynamometra nie je možné jednoznačné určenie tohto bodu.

Posuv žľabu má vplyv na počet prietokov. S postupným výsuvom žľabu dopadá voda pri vyšších prietokoch čoraz viac za obežné kolo, čo sa prejaví poklesom účinnosti. Posledná poloha má zmysel len pre prvé dva najnižšie prietoky. Okrem toho je vidieť, že v závislosti na posuve sa mení hodnota prietoku, pri ktorej sa v konkrétnej polohe dosahuje najvyššej hodnoty účinnosti.

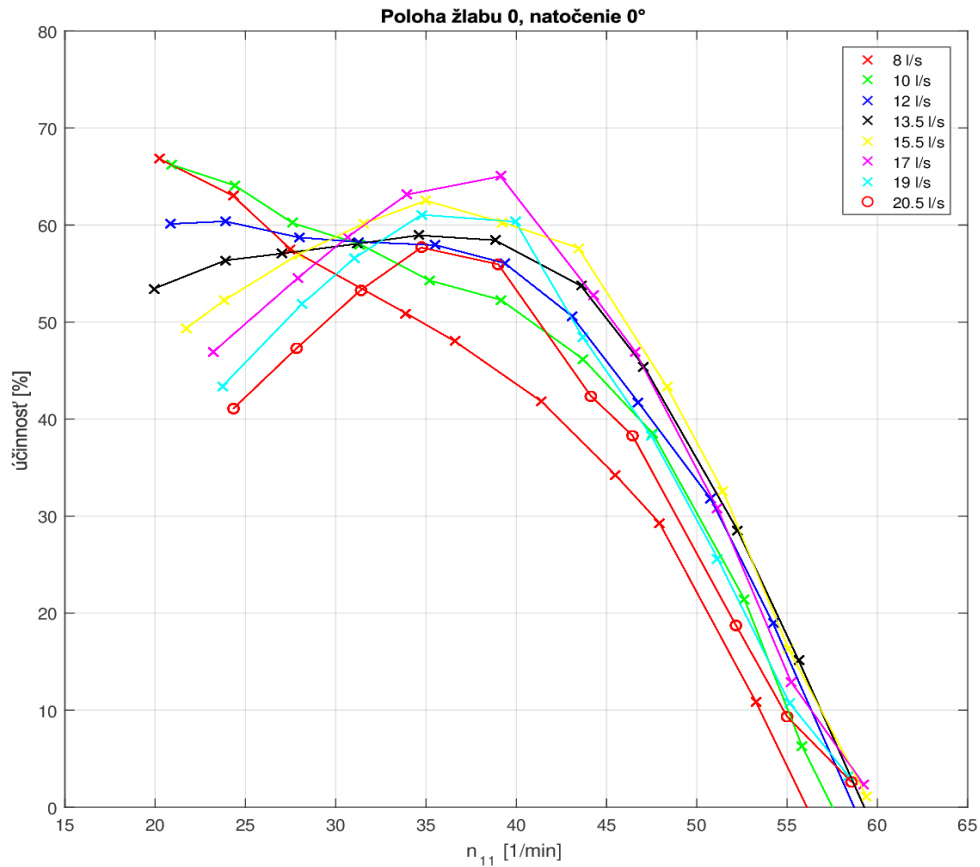
Krivky v prietokovej charakteristike sú volené s rozstupom po 5 až 10 % pri najnižších hodnotách účinnosti a v oblasti vyšších hodnôt sa delenie zhusťuje. Krivky sú spočiatku otvorené a postupne sa uzatvárajú do kružníc v okolí maxima účinnosti, ktoré je v danom natočení korčeka a konkrétnej polohe žľabu označené zelenou farbou a zaokrúhlené na celé číslo. Ostatné hodnoty sú červenou a všetky sú uvedené v %.

Vplyv posuvu žľabu sa v prietokových charakteristikách prejavuje poklesom kriviek ku nižším hodnotám jednotkových prietokov. Takmer ideálny priebeh vykazuje graf v polohe 2, kde sú krivky uzavreté okolo vrcholu účinnosti. Najhoršie sa tvorili krivky v polohe 3, pretože sú k dispozícii len jeden alebo dva body, a priebeh je znázornený len ilustračne.

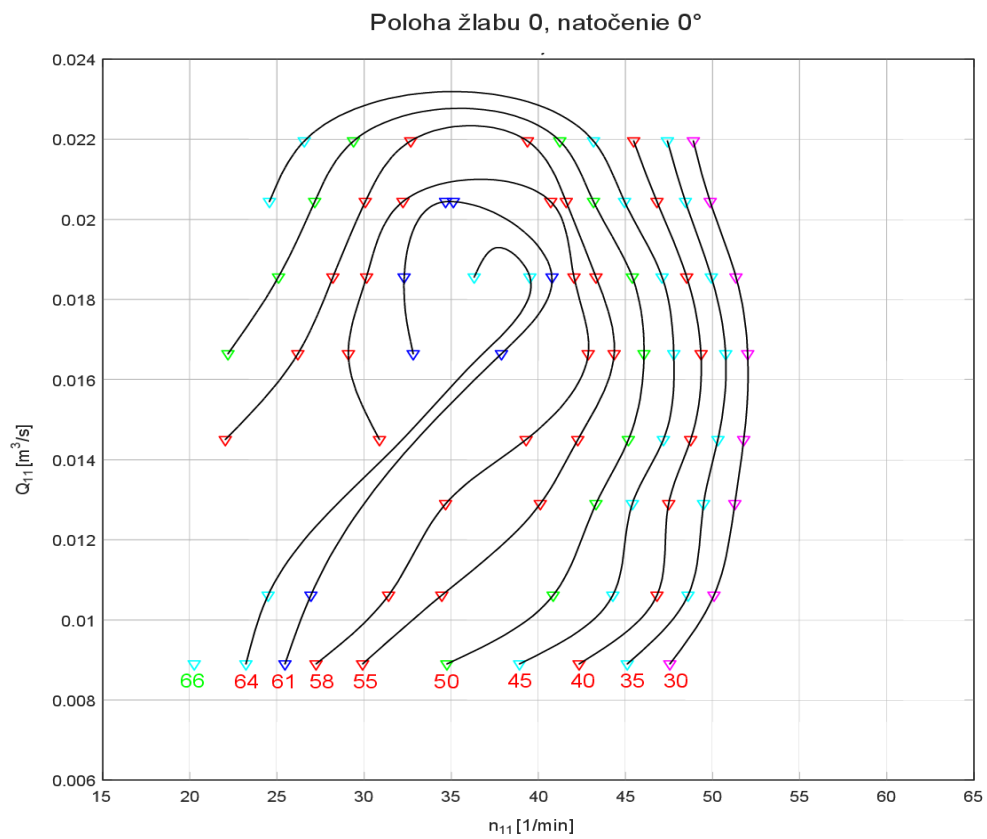
Skôr než budú zobrazené charakteristiky, je ukázaná závislosť výkonu na otáčkach. Je vidieť, že s postupným nárastom prietoku stúpa hodnota generovaného výkonu. Na vrchole pri najvyššom prietoku dosahuje hodnotu približne 155 W. Vo všetkých prípadoch je sledovaný podobný trend, pričom najväčšia hodnota činí 163 W.



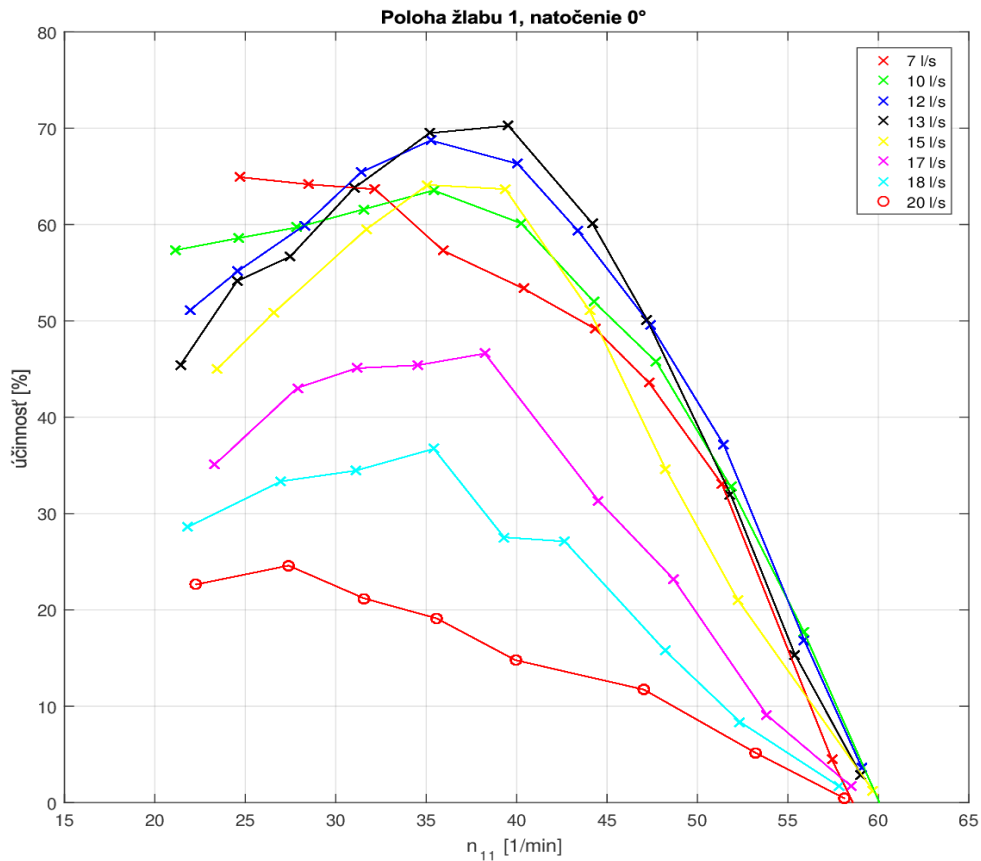
Obr. 3.8 Závislosť výkonu na jednotkových otáčkach



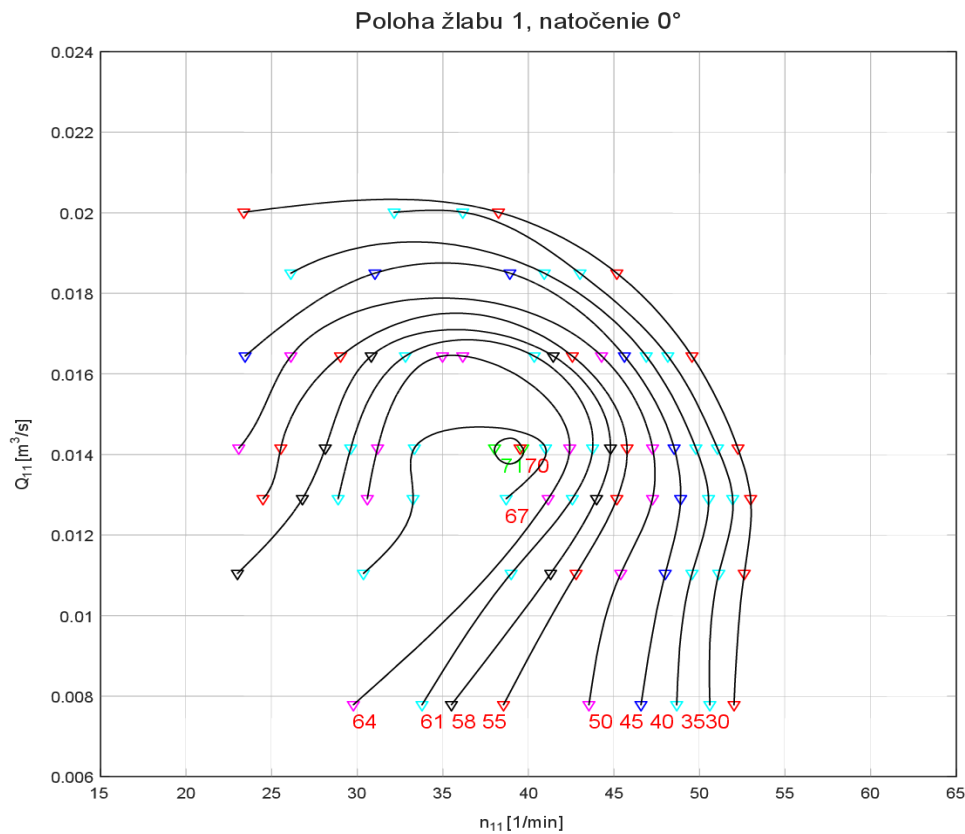
Obr. 3.9 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 0, natočení 0°, SP



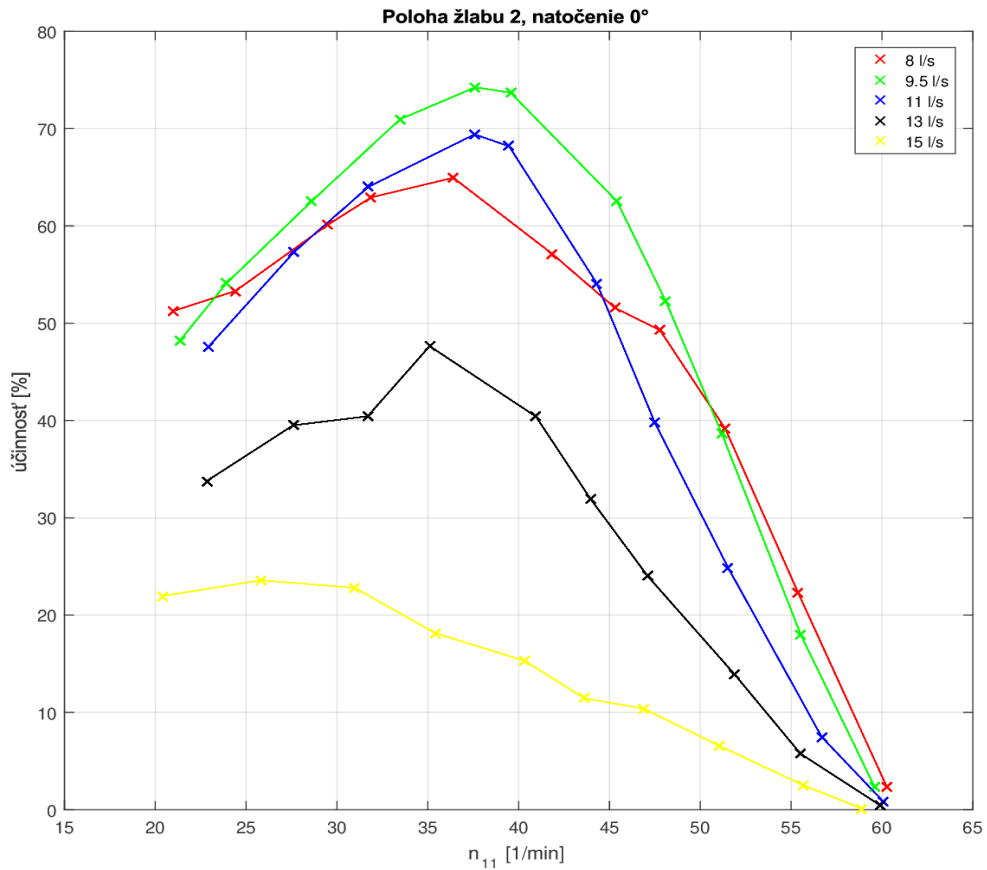
Obr. 3.10 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 0, natočení 0°, SP



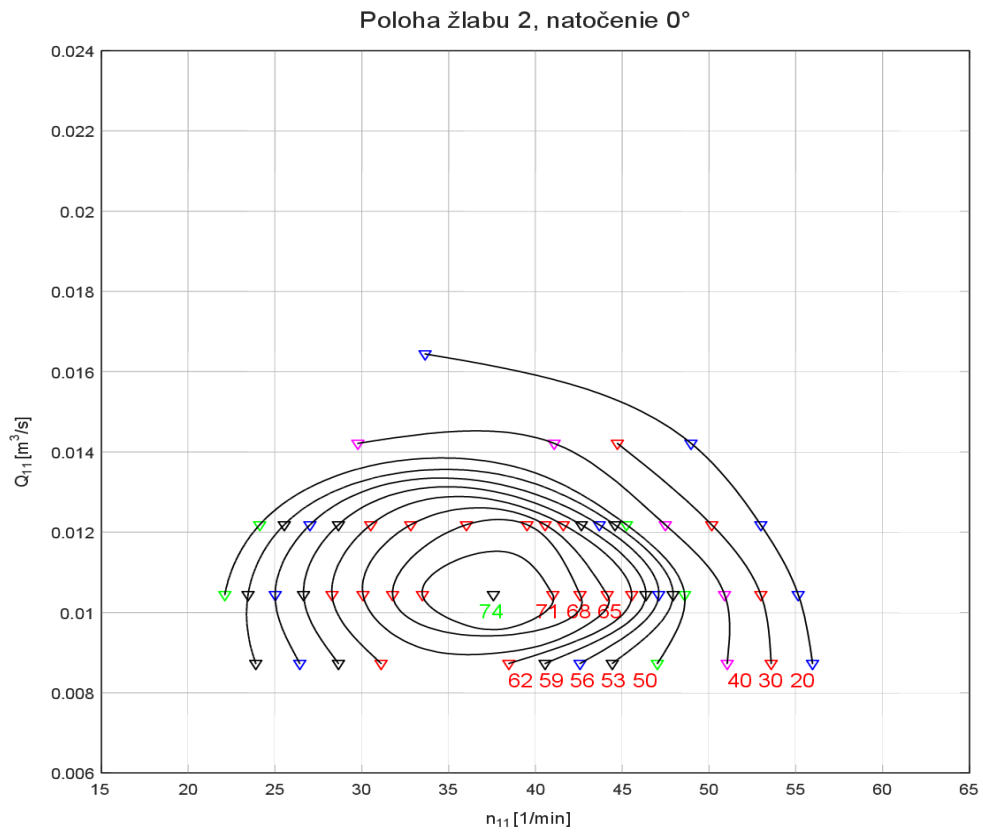
Obr. 3.11 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 1, natočení 0°, SP



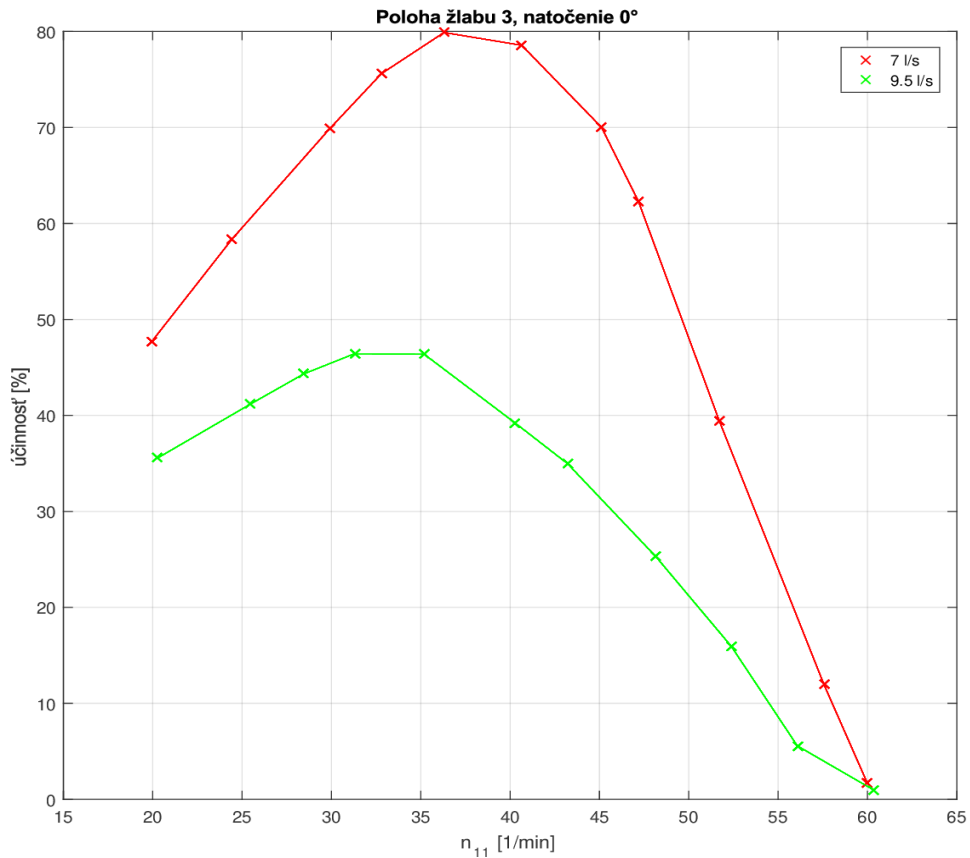
Obr. 3.12 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 1, natočení 0°, SP



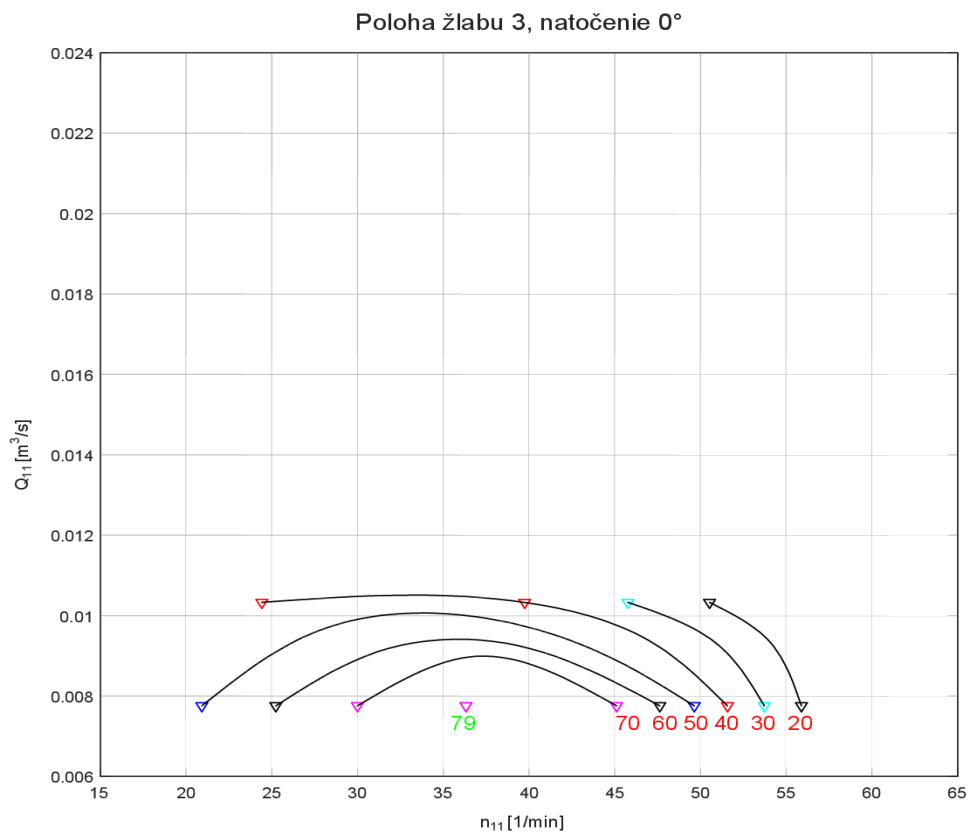
Obr. 3.13 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 2, natočení 0°, SP



Obr. 3.14 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 2, natočení 0°, SP



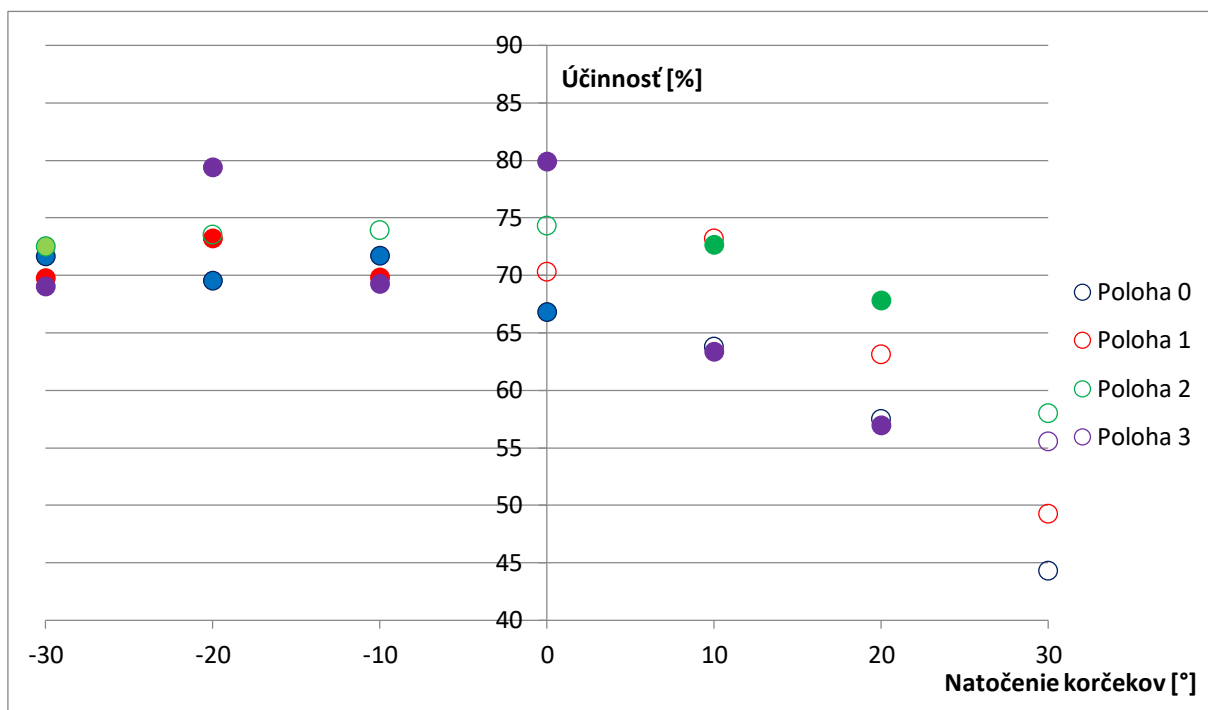
Obr. 3.15 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 3, natočení 0°, SP



Obr. 3.16 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 3, natočení 0°, SP

Na ďalšom grafe sú zobrazené maximálne hodnoty účinností pre jednotlivé polohy a natočenie korčiekov. Sú vynesené všetky hodnoty, aj tie, kde bol prietok aproximovaný polynómom. Tieto body sú vyplnené plným krúžkom. Ako je vidieť, veľa maxim sa vyskytuje práve v najnižších prietokoch. Aj z tohto dôvodu je potrebné presnejšie meranie prietoku.

Z grafu je vidieť značný pokles účinností vo všetkých polohách pri kladnom natočení 20° a 30° , pretože lopatky sú viac zatvorené dovnútra. Voda nevstupuje do OK optimálne a navyše ho opúšťa mimo najnižšieho bodu. Hodnoty v polohe 2 vykazujú takmer kvadratický priebeh s vrcholom pri nulovom natočení. Najvyššia účinnosť zobrazená v grafe činí $(79,8893 \pm 2,5355) \%$ pre nulové natočenie a polohu žľabu 3. Približne rovnaká hodnota je aj pri natočení -20° v tej istej polohe. Ak sa však nebudú akceptovať tieto dve maximá z dôvodu nepresného určenia prietoku, potom najvyššia dosiahnutá účinnosť činí $(74,2435 \pm 1,8495) \%$ pri nulovom natočení a polohe 2.

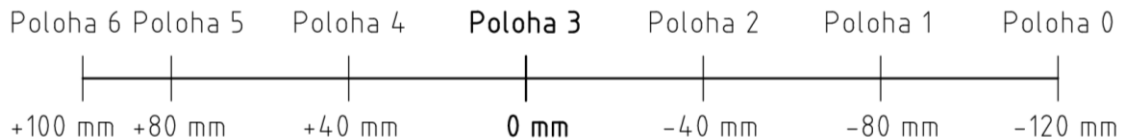


Obr. 3.17 Graf účinností v závislosti na natočení korčiekov, SP

3.6 Vyhodnotenie druhého merania

Ako bolo spomenuté, pri druhom meraní bolo OK zdvihnuté tesne pod hranu žľabu. Dôvod tejto úpravy bol nasledovný. Vodné kolá, ktoré majú prívodné koryto tesne nad kolom, dosahujú vysokých účinností blížiac sa hodnote 85%. Cieľom preto bolo, tento fakt potvrdiť alebo vyvrátiť aj v prípade mikroturbíny.

Postup merania bol totožný ako je popísaný na začiatku kapitoly. Avšak vyskytlo sa niekoľko výrazných zmien. Zmenila sa hodnota priebežných otáčok zo 75 ot/min na 55 ot/min. Druhou zmenou bolo upravenie skúšobných polôh posunu žľabu. Primárne sa meralo pri rovnakých polohách ako v prvom meraní, ale z odstupom času sa zistilo, že tieto nie sú pre túto konfiguráciu vhodné. Prejavovalo sa najmä zvukovým efektom pri dopade vody na obežné kolo, pretože dopadala kolmo než dotýčnicovo. Okrem toho bol badať skôr pokles účinnosti ako nárast. Po konzultácii s p. doc. Štiglerom boli pridané ďalšie tri polohy tak, aby voda dopadala optimálne. Všetky skúmané polohy pri oboch meraní sú zobrazené na obr. 3.18.

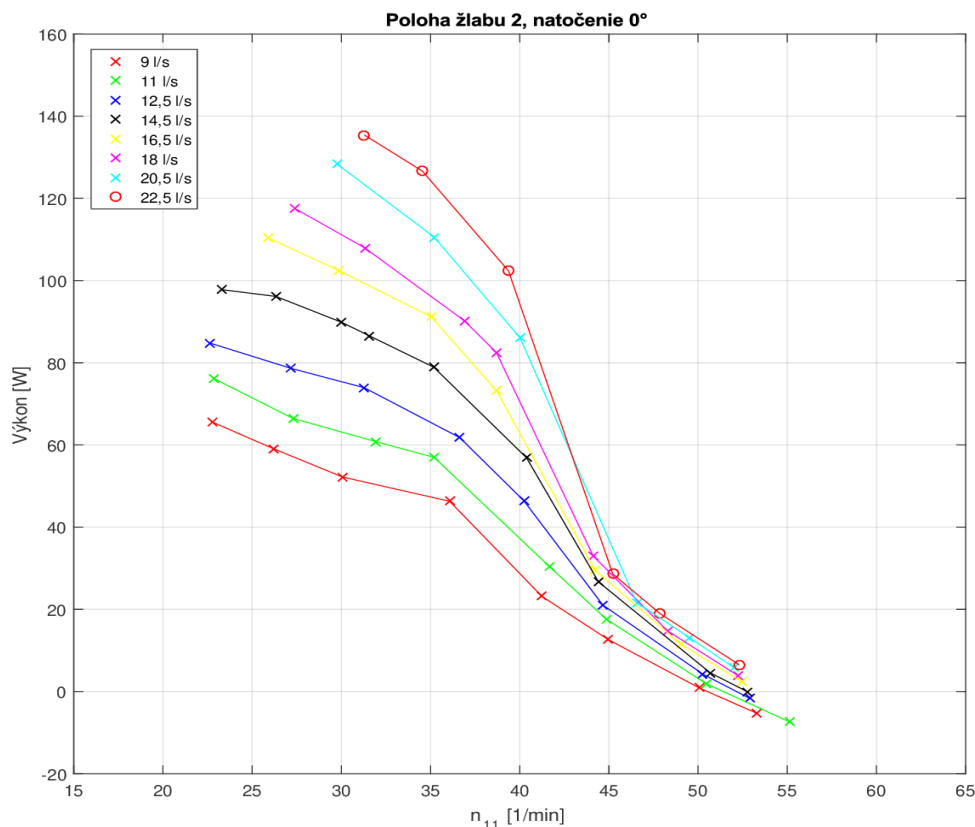


Obr. 3.18 Skúmané polohy žlabu

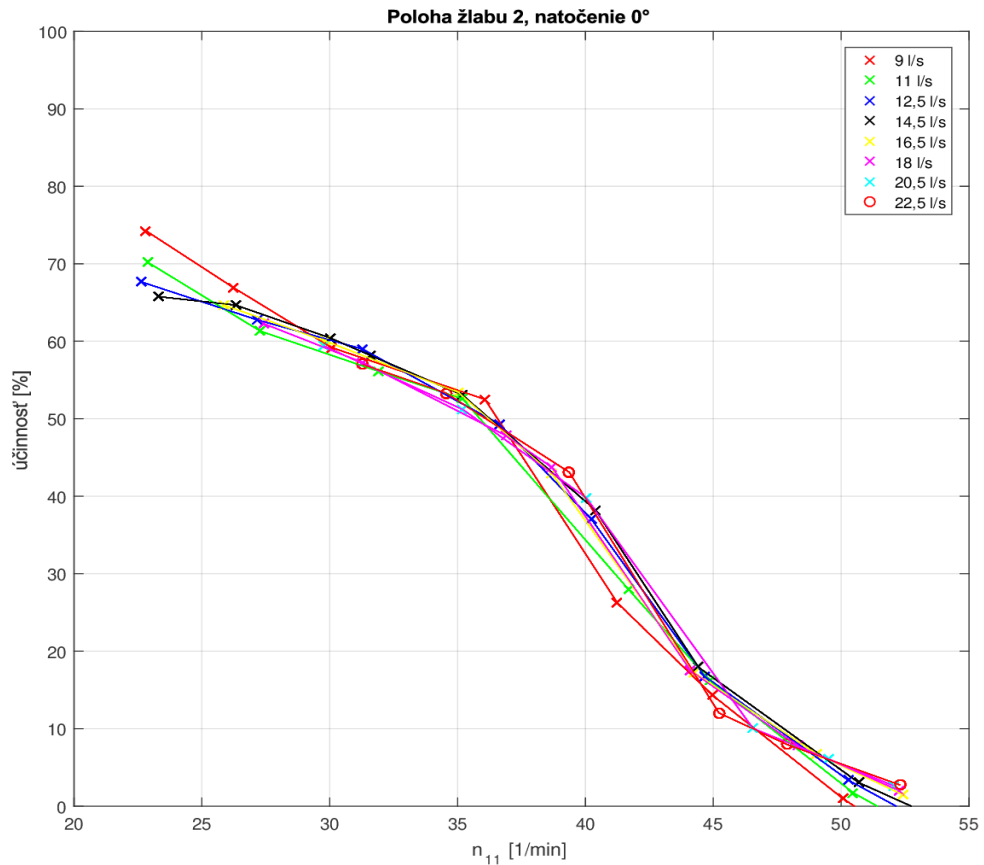
Spracovanie nameraných dát bolo taktiež totožné pozostávajúc z troch krokov. Pri niektorých natočeniach sa meralo aj v starých polohách, ktoré boli pre porovnanie vyhodnotené tiež. Keďže sa meralo na rovnakej trati s tým istým vybavením, vyskytol sa totožný problém s prietokomerom. Kvôli tomu boli opäť najnižšie prietoky nahradené polynómom druhého stupňa, ktorého predpis sa však zmenil. V tomto prípade neboli merané výšky hladiny na výstupe zo žlabu, a preto nebudú vyhodnotené ani straty v koryte. Z jednotkových parametrov boli vykreslené dvojice grafov – účinnosť a prietoková charakteristika. Do práce je vybraných opäť len niekoľko z nich a ostatné sú uvedené v prílohe.

Aj napriek tomu, že voda v polohe 2 nedopadá na obežné kolo optimálne, generuje pomerne vysoký výkon. Celá škála prietokov vykazuje rovnaký priebeh a krivky sa navzájom prekrývajú, z čoho vyplýva, že výkon závisí len na polohovej zložke energie. Krivky v prietokovej charakteristike zmenili tvar z pol kružníc na rovnobežné čiary so zvislou súradnicovou osou. Rovnaký jav bol badať v polohách 0, 1, 2, a preto je zobrazená len jedna poloha z nich. Na ostatných grafoch je vidieť vplyv posunu žlabu na počte prietokov aj tvare kriviek, pretože sa opäť postupne uzatvárajú do kružníc.

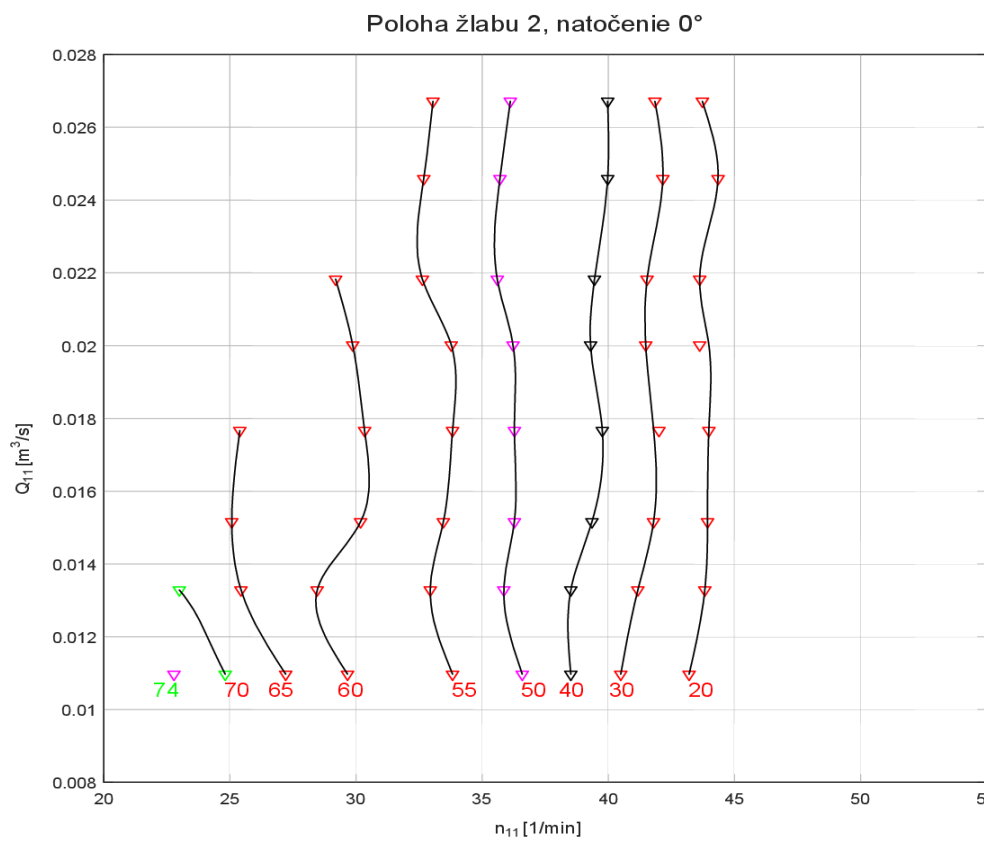
Tak isto bol skúmaný generovaný výkon na hriadeli turbíny. Je zaujímavé, že výkon dosahuje menších hodnôt ako v prvom meraní. V celom meraní je zaznamenaný rovnaký trend, pričom maximum zo všetkých skúmaných prípadov sa pohybuje okolo 140 W. Do práce je vybraná závislosť pre polohu 2 pri nulovom natočení korčiekov znázornená na obr. 3.19.



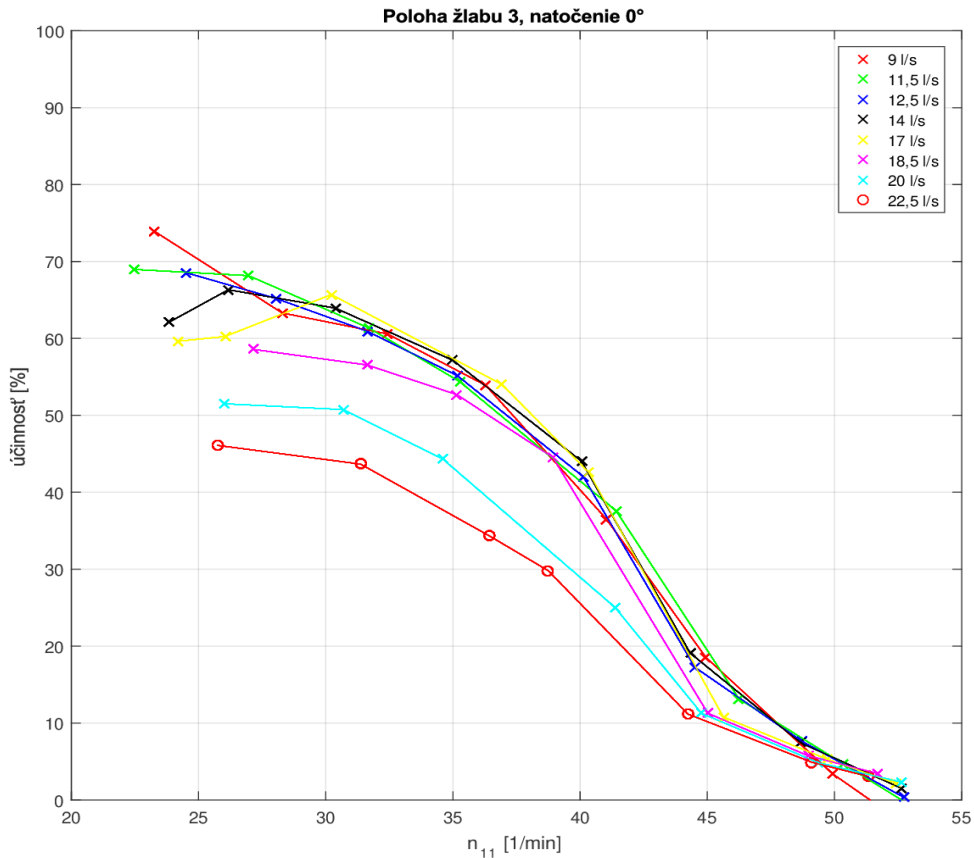
Obr. 3.19 Závislosť výkonu na jednotkových otáčkach, HP



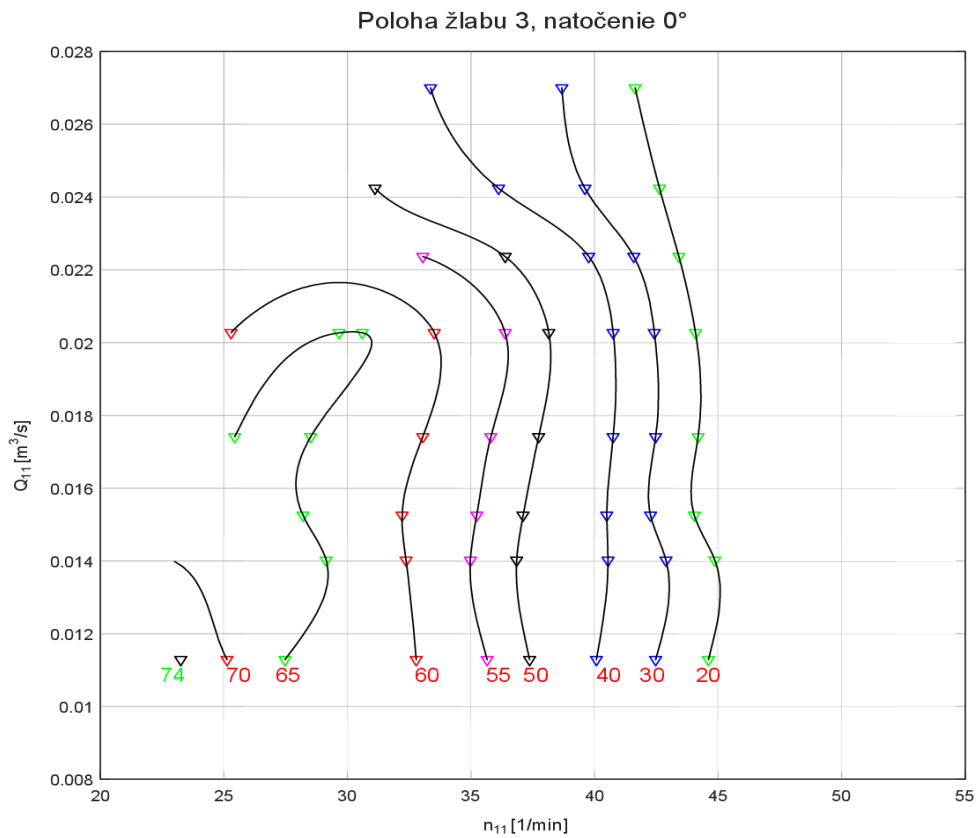
Obr. 3.20 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 2, natočení 0°, HP



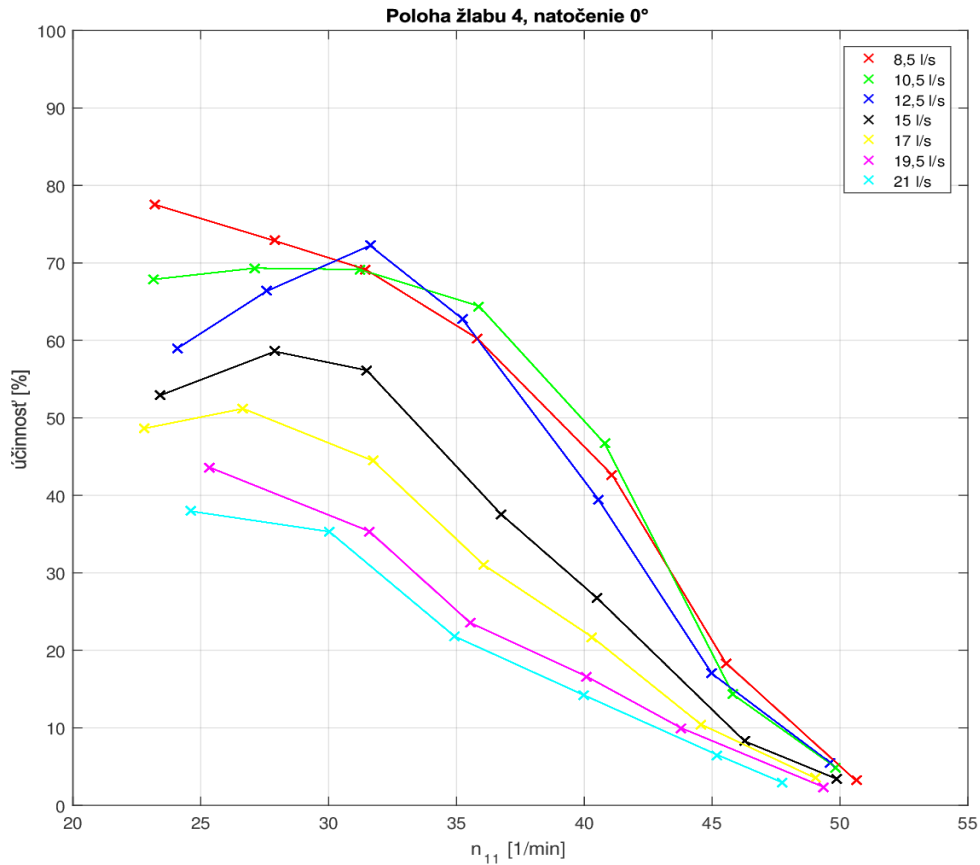
Obr. 3.21 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 2, natočení 0°, HP



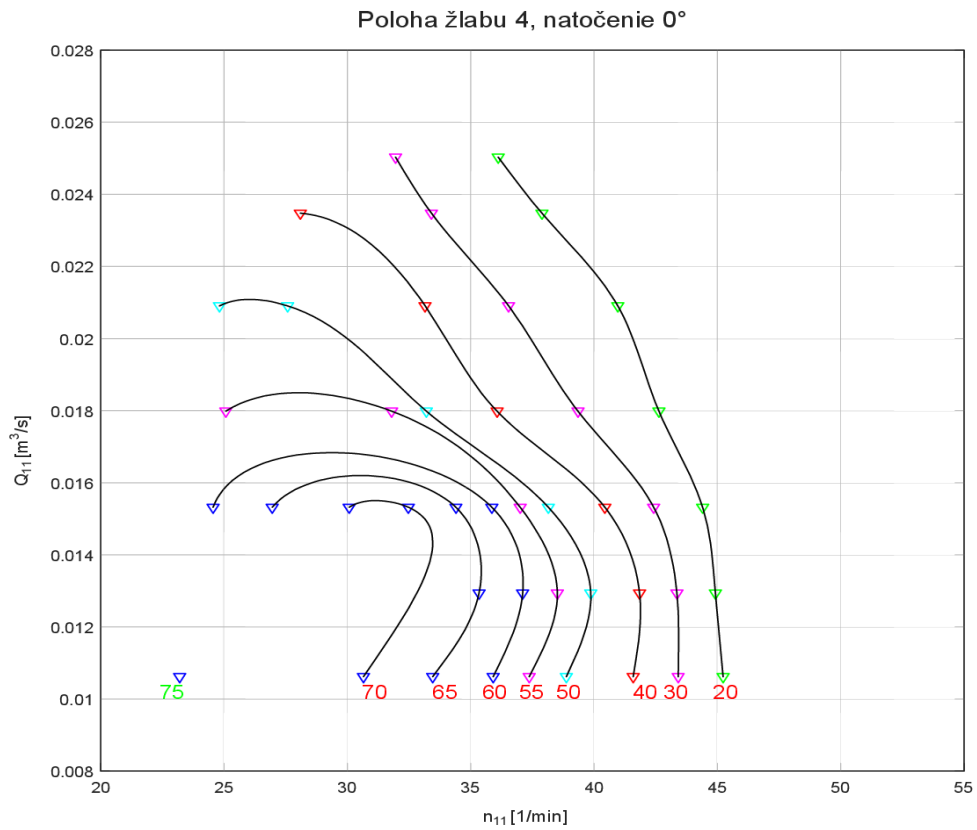
Obr. 3.22 Účinnosť charakteristika; poloha žlabu 3, natočenie 0°, HP



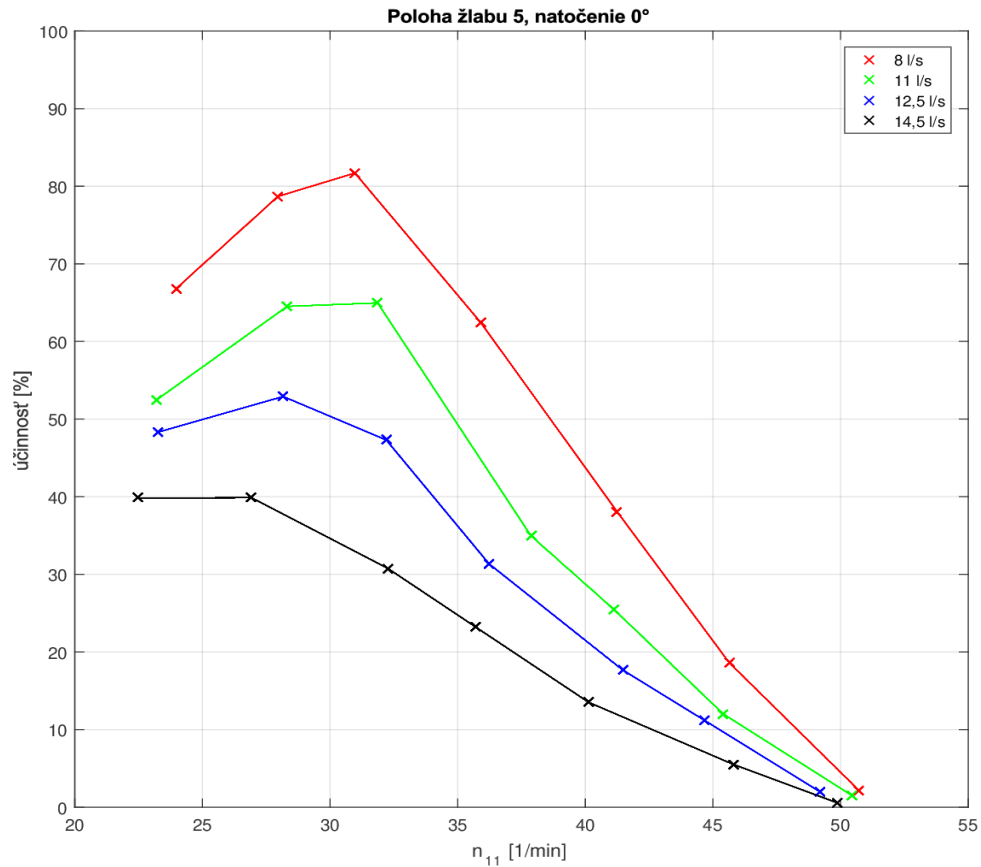
Obr. 3.23 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 3, natočenie 0°, HP



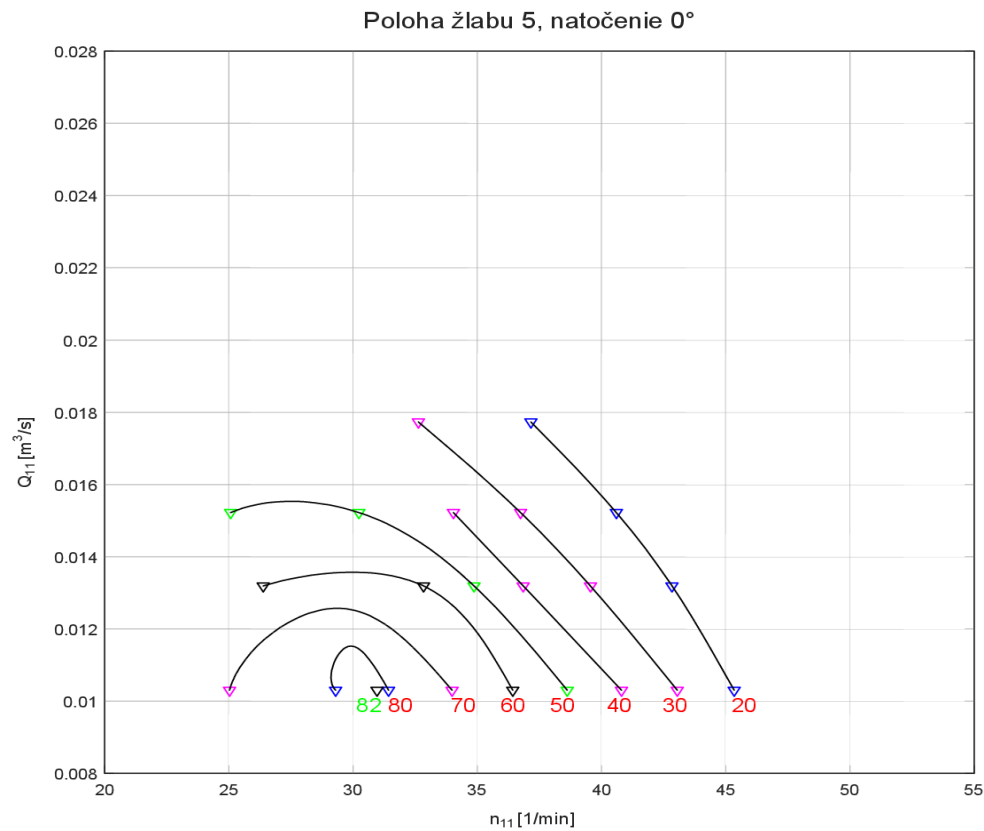
Obr. 3.24 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 4, natočení 0°, HP



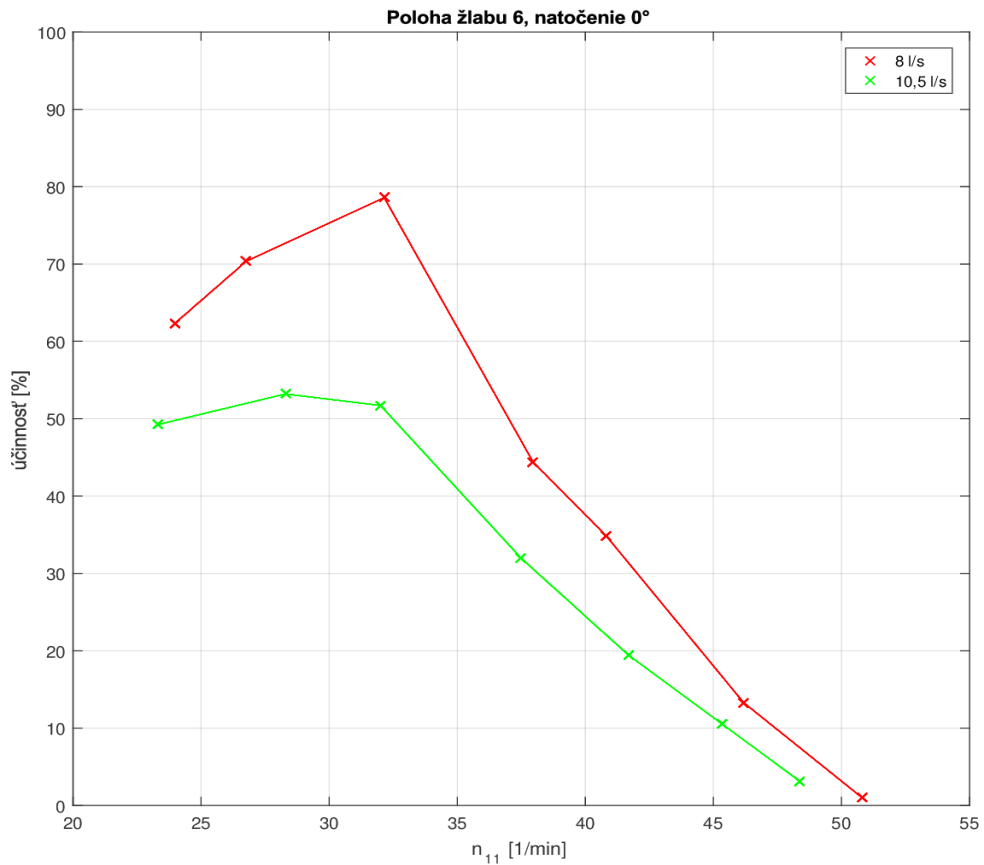
Obr. 3.25 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 4, natočení 0°, HP



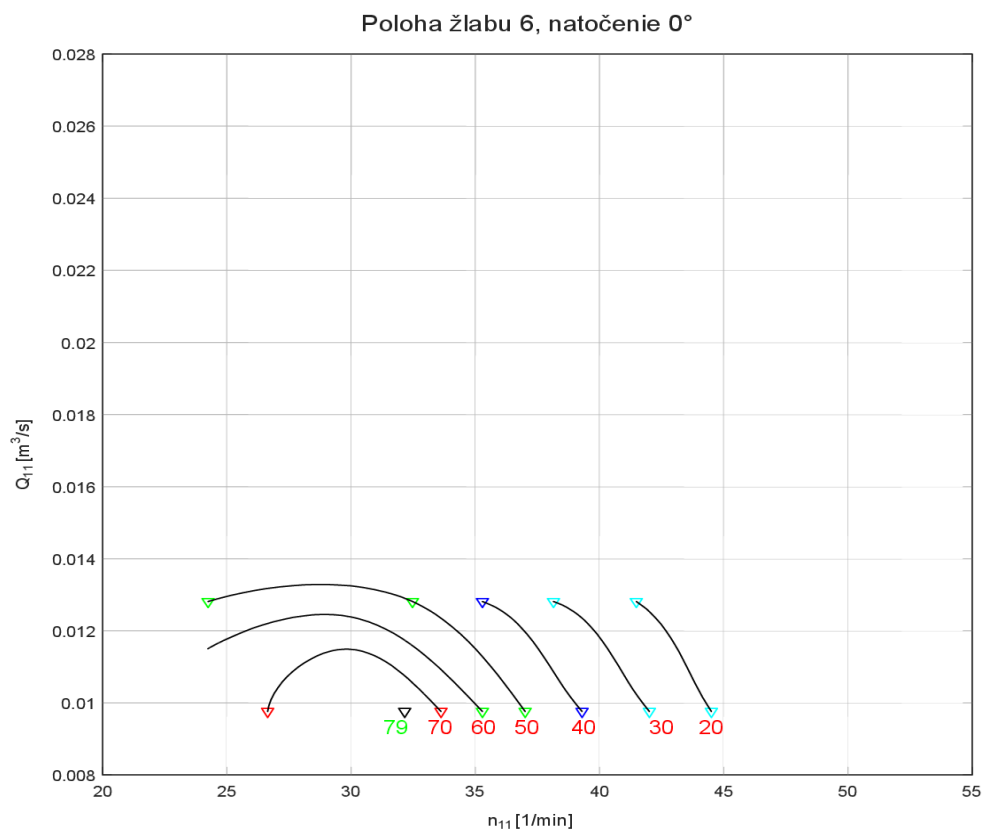
Obr. 3.26 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 5, natočení 0°, HP



Obr. 3.27 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 5, natočení 0°, HP

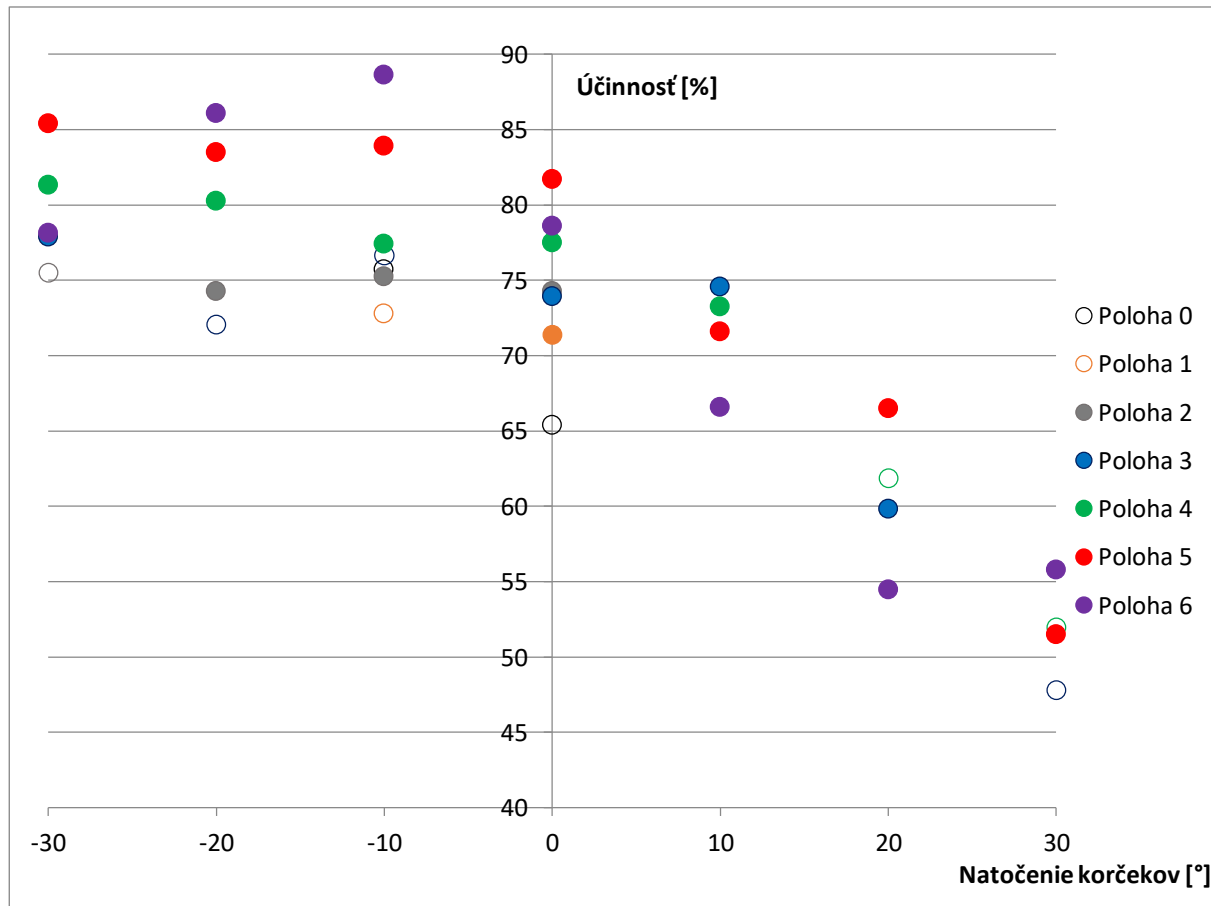


Obr. 3.28 Účinnostná charakteristika; poloha žlabu 6, natočení 0°, HP



Obr. 3.29 Prietoková charakteristika; poloha žlabu 6, natočení 0°, HP

Opäť bol vytvorený rovnaký graf ako v prvom meraní, v ktorom sú vynesené všetky maximá účinnosti pre jednotlivé natočenie korčiekov a polohu žľabu. Znova platí, že hodnoty, v ktorých bol prietok aproximovaný, sú znázornené plným krúžkom. Z grafu je zrejmé, že až v 3/4 bodov je maximum práve pri najnižšom prietoku. Takisto je zaznamenaný trend poklesu účinností v kladným stupňoch natočenia. Maximálna hodnota účinnosti činí $(88,6444 \pm 2,9112) \%$ pri natočení korčiekov -10° a polohe žľabu 6. K tejto hodnote je nutné prihliadať s istým nadhľadom. Stále sa jedná o nepresne zmeraný prietok a v tomto bode navyše dopočítaný numericky. Je však vidieť, že aj pri malých prietokoch je generovaný vysoký výkon v porovnaní s energiou, ktorá je k dispozícii.



Obr. 3.30 Graf účinností v závislosti na natočení korčiekov, HP

4 Neistoty merania

Neistota merania je nezáporný parameter pridružený k výsledku, ktorý charakterizuje rozptyl hodnôt, ktoré môžu byť dôvodne priradené ku meranej veličine. Zdroje neistôt merania sú:

- neúplná definícia meranej veličiny,
- nedostatočná znalosť účinkov, ktoré ovplyvňujú veličiny alebo ich nepresné meranie,
- subjektivita pri zápise údajov z analógových meracích prístrojov,
- obmedzená rozlišovacia schopnosť prístrojov,
- nepresnosť etalónov a referenčných materiálov,
- nepresné hodnoty konštánt používaných pri spracovaní výsledkov,
- aproximácia a predpoklady zahrnuté v metóde a postupe merania.

Základnou kvantitatívnou charakteristikou neistoty je štandardná neistota u . Je to smerodajná odchýlka veličiny, pre ktorú je neistota udaná. Podľa spôsobu vyhodnotenia sa štandardné neistoty delia na:

- a) neistoty stanovené metódou A (neistoty typu A) u_{Ay} – získané štatistickými metódami z výsledkov vykonaných pozorovaní
- b) neistoty stanovené metódou B (neistoty typu B) u_{By} – získané iným spôsobom [3]

Výsledná kombinovaná neistota veličiny sa označuje u_{cy} a stanoví sa ako odmocnina zo súčtu štvorcov oboch typov neistôt A a B podľa vzťahu

$$u_{cy} = \sqrt{u_{Ay}^2 + u_{By}^2} \quad \text{Rov. 4.1}$$

V niektorých oblastiach sa miesto kombinovanej štandardnej neistoty vyhodnocuje rozšírená neistota merania U , ktorá sa získa vynásobením kombinovanej štandardnej neistoty koeficientom rozšírenia k_r , ktorý je väčší ako 1.

Pri meraní miktoturbíny bol každý bod získaný práve raz, a preto nemá význam vyhodnocovať neistotu typu A, ktorá súvisí s opakovaním merania. Celková neistota je stanovená len z neistoty typu B, ktorej výpočet je znázornený v nasledujúcej podkapitole.

4.1 Neistota typu B

Vyhodnotenie štandardných neistôt vstupnej veličiny metódou typu B je založené na iných než štatistických prístupoch ku sérii pozorovaní. Metódou typu B je možné odhadnúť i vplyv náhodných chýb napr. pri kalibrácii využitím minulých meraní. Štandardná neistota sa odhaduje pomocou racionálneho úsudku na základe všetkých možných a dostupných informácií. Najčastejšie sa používajú:

- údaje výrobcu meracej techniky,
- skúsenosti z predchádzajúcich sérií meraní,
- znalosti vlastností materiálov a techniky,
- údaje z kalibrácií a certifikátov,
- neistoty referenčných údajov v príručkách. [14]

Neistota typu B nepriamo meraných veličín (účinnosť) sa stanoví podľa nasledujúceho vzťahu, [3]

$$u_{By} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial y}{\partial x_i} \cdot u_{Bxi} \right)^2} \cdot 100 \quad \text{Rov. 4.2}$$

pričom u_{Bxi} je neistota snímača, ktorá sa stanoví nasledovne:

$$u_{Bxi} = \text{trieda presnosti} \cdot \text{rozsah} \quad \text{Rov. 4.3}$$

$$u_{BQ} = 0,2 \cdot \text{trieda presnosti} \cdot Q_{max} \quad \text{Rov. 4.4}$$

Príslušné hodnoty je možné dohľadať v príručke snímača od výrobcu.

Pri stanovení neistoty typu B pre výpočet účinnosti sa vychádza zo vzťahu, ktorý popisuje rov. 3.4. Po aplikácii rov. 4.2 prejde do tvaru: [13]

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial M_k} \cdot u_{BM_k} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial Q} \cdot u_{BQ} \right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial H} \cdot u_{BH} \right)^2} \quad \text{Rov. 4.5}$$

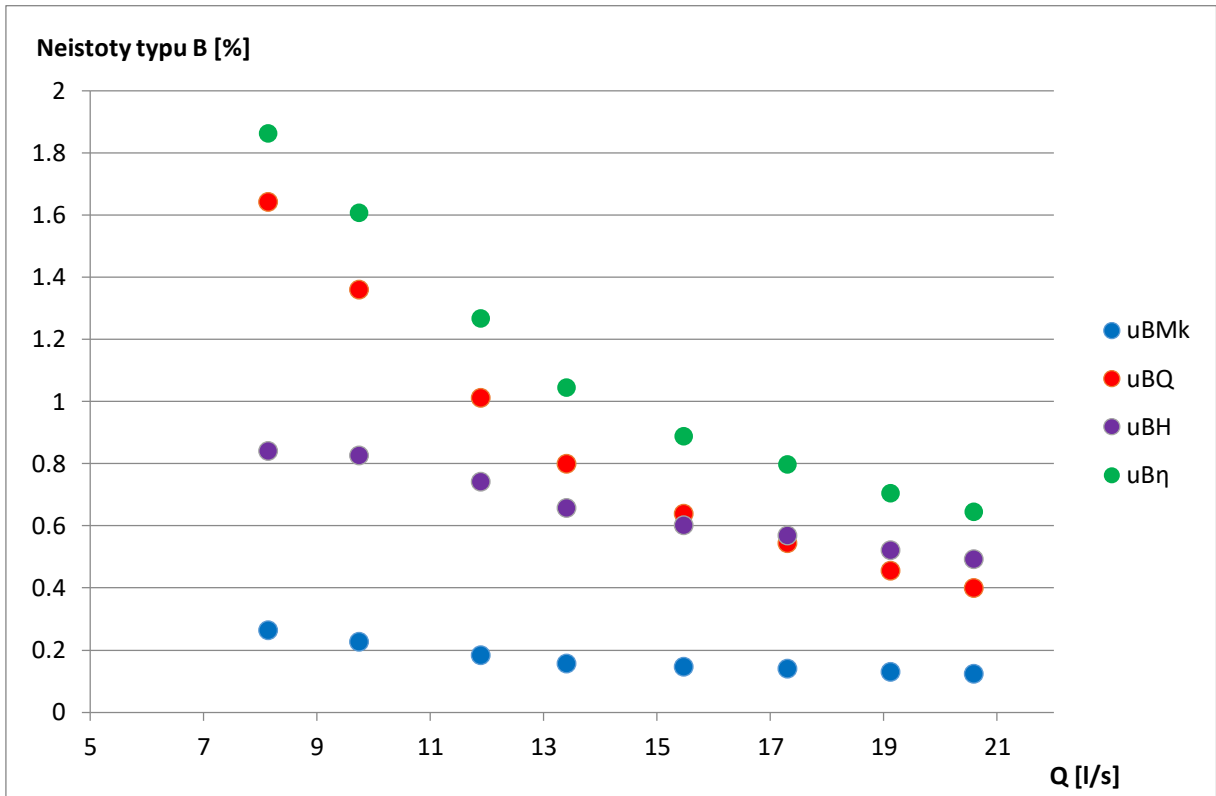
Po konzultácii s p. doc. V. Habánom nebola neistota typu B merania otáčok zahrnutá do výpočtu kvôli jej zanedbateľne malej hodnote. Jednotlivé čiastkové neistoty pre krútiaci moment a spád sú získané podľa rov. 4.3. Tak isto bolo rozhodnuté, stanoviť neistotu prietoku podľa rov. 4.4, pretože prietokomer pracuje v oblasti, kde nie je garantovaná presnosť. Potrebné údaje o meracích prístrojoch sú uvedené v kapitole 3. Po dosadení rov. 3.4 do predchádzajúcej rovnice, prejde vzťah do tvaru:

$$u_{B\eta} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \cdot u_{BM_k} \right)^2 + \left(\frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot g \cdot H \cdot Q^2} \cdot u_{BQ} \right)^2 + \left(\frac{M_k \cdot 2 \cdot \pi \cdot n}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H^2} \cdot u_{BH} \right)^2} \quad \text{Rov. 4.6}$$

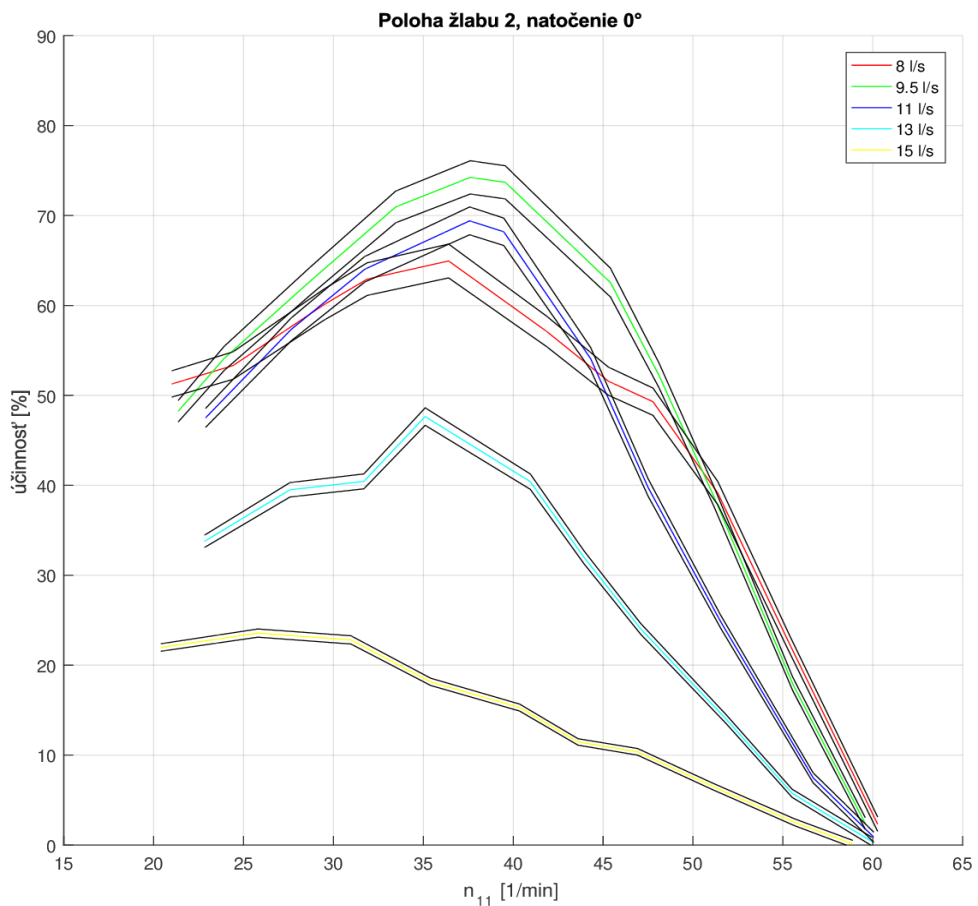
Predchádzajúce vzťahy boli aplikované na obe merania, ale v práci sú uvedené výsledky len z nulového natočenia korčiekov pri pozícii OK v pôvodnej polohe, na ktorých sú ukázané hlavné znaky. Dá sa povedať, že neistoty merania vykazujú rovnaký trend.

Na nasledujúcom grafe sú znázornené neistoty typu B uvažovaných veličín v závislosti na prietoku. V grafe je vidieť hyperbolická závislosť neistoty prietoku, pretože závisí na mínus druhej mocniny prietoku, vid' druhý člen rov. 4.6. Neistota krútiaceho momentu a takisto i neistota spádu je v prvej mocniny prietoku, a preto vykazuje podobný priebeh, len je menej strmý. Účinnosť je nepriamou veličinou, pretože závisí na predošlých veličinách a stanovenie jej neistoty sa rovná súčtu štvorcov jednotlivých neistôt pod odmocninou. Priebeh neistoty typu B merania účinnosti je takmer totožný ako u neistoty prietoku. U všetkých priebehov je vidieť rovnaký trend, a to, že neistota s rastúcim prietokom klesá.

Na ďalšom grafe (obr. 4.2) je zobrazená účinnosť charakteristika aj s pásmom neistôt typu B pre výpočet účinnosti pre polohu žľabu 2. Pre túto polohu je relevantných len 5 prietokov, ale je vybraná pre názornosť. I v tomto prípade je vidieť závislosť na prietoku, pričom znova platí, že najväčšie pásma sú na vrchole účinností najnižších prietokov. S rastúcim prietokom sa pásmo neistoty zmenšuje. Taktiež podobná závislosť platí aj v prípade samotnej účinnosti stroja. Najväčšia hodnota neistoty je v mieste maxima účinnosti a smerom ku priebežným otáčkam turbíny sa znižuje. Jednotlivé body z grafu sú vynesené v tab. 4.1 až tab. 4.5, kde sú vidieť aj konkrétne hodnoty neistôt.



Obr. 4.1 Závislosť neistôt typu B na prietoku



Obr. 4.2 Pásma neistôt účinnosti

Tab. 4.1 Vybrané veličiny pre $Q = 8$ l/s.

n11	η	uB η
1/min	%	%
21.014553	51.2710	1.4630
24.416947	53.3161	1.5282
29.493628	60.1143	1.7286
31.877437	62.9292	1.8126
36.405388	64.9462	1.8820
41.853078	57.1233	1.6930
45.291356	51.5829	1.5638
47.775703	49.2917	1.5179
51.377482	39.1441	1.2890
55.378706	22.3242	0.9613
60.270559	2.3278	0.7972

Tab. 4.2 Vybrané veličiny pre $Q = 9,5$ l/s.

n11	η	uB η
1/min	%	%
21.365487	48.2455	1.1948
23.923103	54.1156	1.3401
28.608304	62.5304	1.5506
33.463361	70.9531	1.7617
37.612369	74.2435	1.8495
39.556616	73.6915	1.8413
45.409579	62.5373	1.5979
48.106383	52.2372	1.3733
51.172558	38.7080	1.0938
55.545008	17.9272	0.7469
59.579093	2.4027	0.6536

Tab. 4.3 Vybrané veličiny pre $Q = 11$ l/s.

n11	η	uB η
1/min	%	%
22.890125	47.5079	1.0534
27.643060	57.3251	1.2711
31.739410	64.0224	1.4212
37.575794	69.4075	1.5472
39.472334	68.1912	1.5256
44.308224	54.0744	1.2446
47.502483	39.7607	0.9702
51.529313	24.8705	0.7226
56.682580	7.4776	0.5526
60.052825	0.8764	0.5599

Tab. 4.4 Vybrané veličiny pre $Q = 13$ l/s.

n11	η	uB η
1/min	%	%
22.831608	33.7766	0.6841
27.582397	39.5017	0.8020
31.689759	40.4362	0.8288
35.102528	47.6463	0.9714
40.949214	40.4082	0.8533
43.945629	31.9708	0.7148
47.096212	24.0259	0.5992
51.866062	13.9512	0.4924
55.516939	5.7482	0.4531
59.935647	0.4082	0.4740

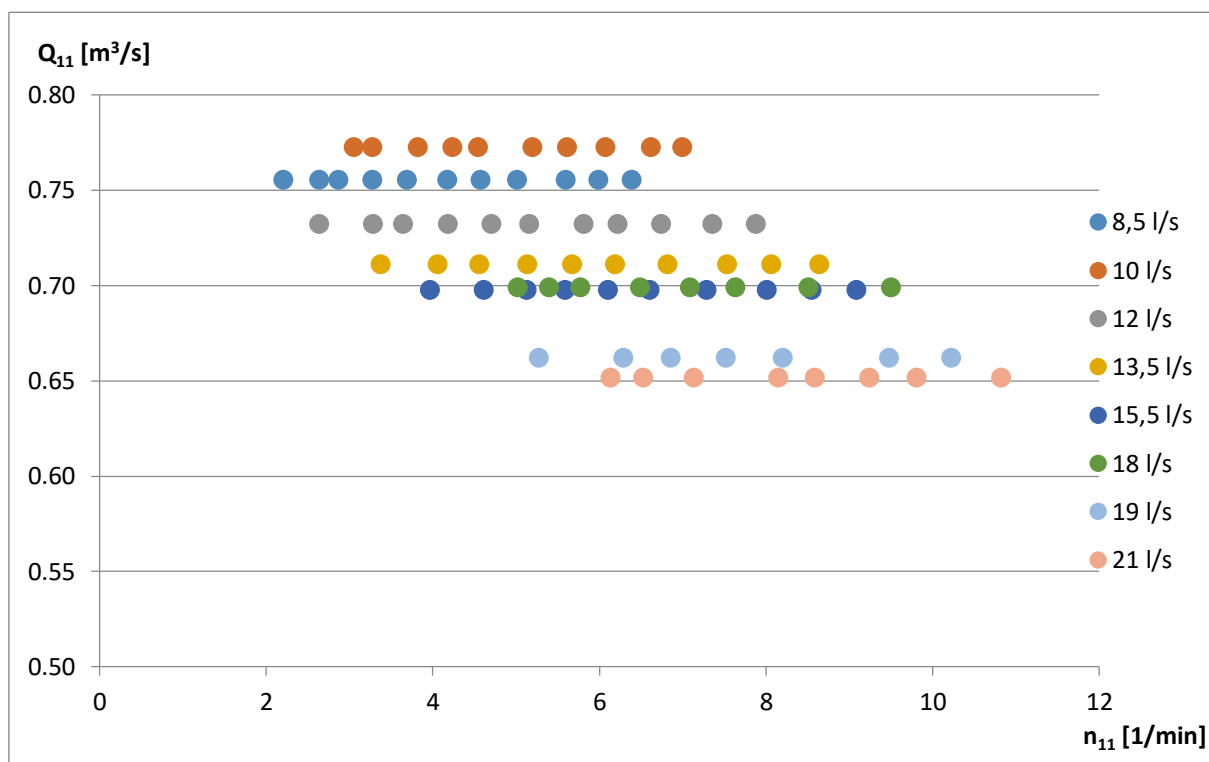
Tab. 4.5 Vybrané veličiny pre $Q = 15$ l/s.

n11	η	uB η
1/min	%	%
20.398605	21.9637	0.4164
25.797902	23.5700	0.4564
30.972673	22.8109	0.4588
35.404241	18.1503	0.4038
40.352153	15.2889	0.3869
43.604457	11.4636	0.3599
46.916391	10.3662	0.3683
51.072464	6.5389	0.3657
55.645610	2.5355	0.3802
58.883257	0.1224	0.3995

5 Porovnanie s vybranými turbínami

Keďže sa jedná o novú a neznámu turbínu s dosiaľ nepoznanými charakteristikami, je snahou porovnať výsledky s niektorou turbínou, ktorej charakteristiky vyzerajú podobne. Do úvahy prichádza Peltonova a Bánkiho turbína, ktoré boli zmienené v prvej kapitole.

Pri stanovení jednotkových otáčok Peltonovej turbíny sa vychádza z rov. 3.2, pričom za charakteristický rozmer D sa uvažuje priemer hrdla dýzy. U ostatných turbín sa však počíta s priemerom OK, a tak to bolo aj v prípade mikroturbíny. Po konzultácii s p. doc. J. Štiglerom bol priemer kola nahradený hydraulickým priemerom⁴ prívodného koryta, ktorý by sa mohol prirovnáť k hrdlu dýzy. V prípade dýzy sa jedná o konštantný rozmer, ale v koryte sa výška hladiny mení závisle od prietoku. Z toho vyplýva aj meniaci sa hydraulický priemer, čo ovplyvnilo výpočet. Okrem toho, že sa rozmer D zmenšil o jeden rád, začala sa dovedy približne konštantná škála jednotkových otáčok meniť. Navyše jednotkový prietok začal s prietokom klesať, čo je inverzné ku charakteristike mikroturbíny. Opísaná závislosť je zobrazená na obr. 5.1.



Obr. 5.1 Prietoková charakteristika po prepočítaní

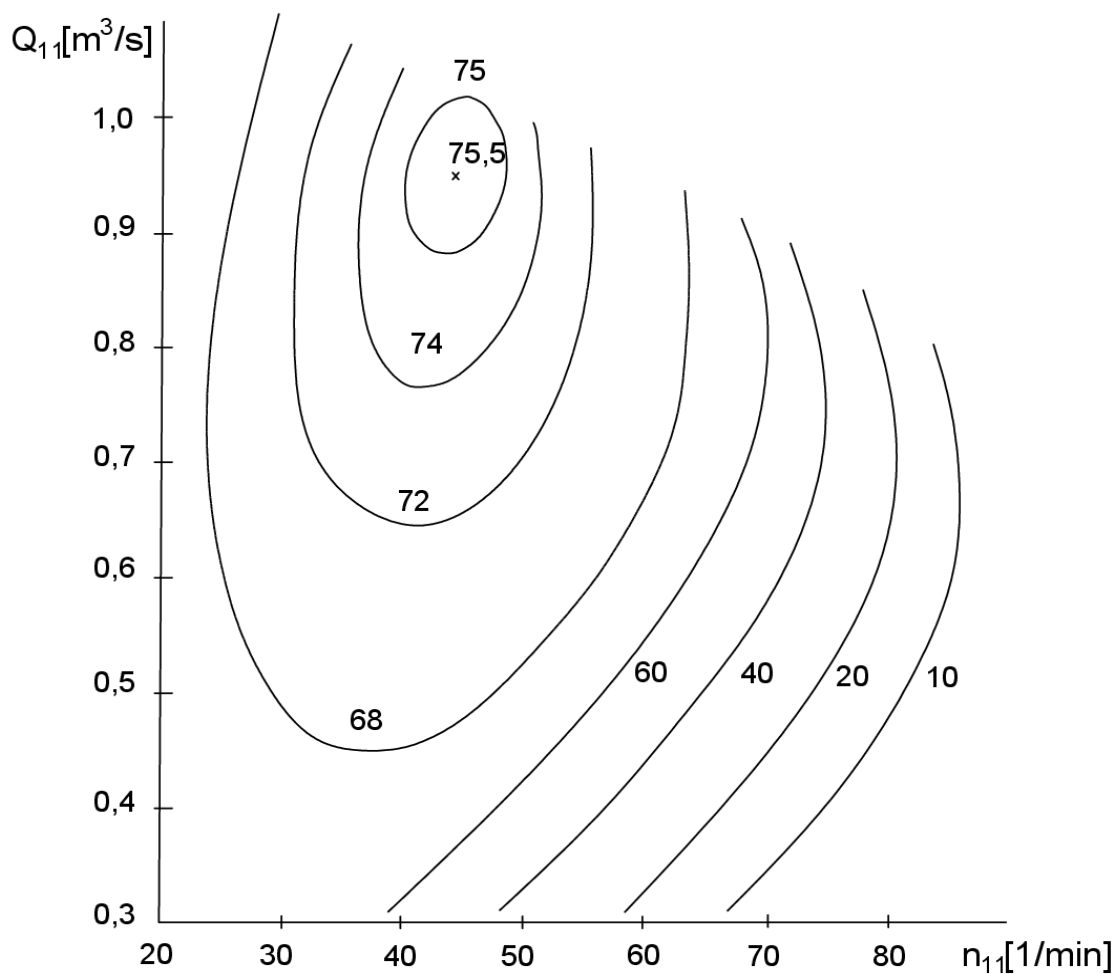
Podobne sa postupovalo aj pri porovnaní s Bánkiho turbínou. Pri nej sa ako charakteristický rozmer uvažuje šírka \times priemer lopatky. Tento rozmer bol nahradený šírkou koryta a výškou hladiny v koryte. Tentokrát vyšiel o dva rády menší než priemer OK. Keďže opäť do výpočtu vstupuje premenná výška, nastal totožný problém. Priebeh charakteristiky je takmer rovnaký ako na predchádzajúcom obrázku. Pokus o vykreslenie ďalších grafov zlyhal, pretože vo výsledku obe charakteristiky degradovali na iný tvar. Z toho vyplýva, že aj napriek tomu,

⁴ je definovaný ako $d_h = \frac{4 \cdot S}{o}$, kde S [m²] je obsah plochy a o [m] je omočený obvod.

že všetky tri turbíny majú podobnú prietokovú charakteristiku, nie je možné ich vzájomné porovnanie vzhľadom ku charakteristickému rozmeru.

Do úvahy prichádza opačný prístup. Porovnanie predošlých turbín na základe prepočítania na priemer obežného kola a skúmanie charakteristík po tejto úprave. Toto však nebolo predmetom práce najmä z dôvodu chýbajúcich dát.

Na obr. 5.2 je zobrazená prietoková charakteristika Bánkiho turbíny, ktorá bola prekreslená podľa predlohy z materiálu od p. doc. M. Haluzu. Ak by sa zanedbalo porovnanie ku rovnakému charakteristickému rozmeru a charakteristiky sa porovnali len na základe optickej podobnosti, je zrejmých niekoľko znakov. Turbína pracuje pri vyšších prietokoch, kde sa oproti mikroturbíne nachádza vrchol účinnosti, ale nie je známe konkrétne nastavenie. Hodnoty jednotkových otáčok pre maximum sú približne rovnaké. Krivky vykazujú takmer totožný charakter v okolí maxima a pripomínajú tvarom elipsy, pričom sa postupne otvárajú.



Obr. 5.2 Prietoková charakteristika Bánkiho turbíny;
upravené podľa predlohy

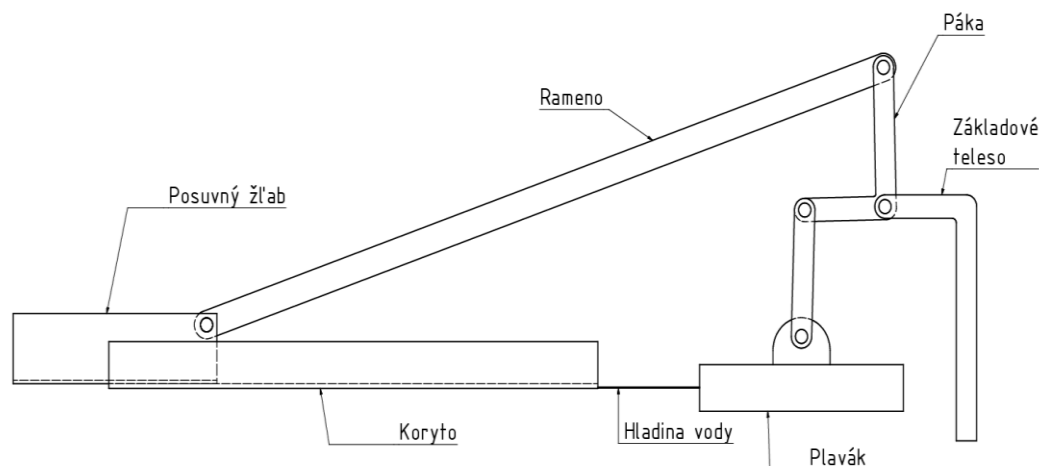
6 Konštrukčné návrhy

Okrem vyhodnotenia merania bolo cieľom práce navrhnuť riešenie pre manuálnu alebo automatickú reguláciu lopatiek obežného kola a polohy žľabu.

Aktuálne sa natáčanie lopatiek realizuje pri odstavenom obežnom kole, keď je nutné ručne natočiť všetky korččky po jednom. Možnosťou automatickej regulácie lopatiek by mohol byť hydraulicky ovládaný regulačný kruh, ktorý by otáčal všetkými lopatkami naraz. Ako bolo popísané v predchádzajúcich kapitolách, účinnosti pri natočení lopatiek $+20^\circ$ a $+30^\circ$ dosahujú podstatne nižších hodnôt. Najlepšie sa v celom rozsahu prietokov javí nulové natočenie, teda základná poloha lopatiek. V ostatných natočeniach sú síce porovnateľné hodnoty, ale nedosahujú väčších hodnôt. Aj vzhľadom na tieto skutočnosti nie je nutné natáčanie lopatiek zložitým mechanizmom, ktorý by značne navýšil náklady bez výrazného navýšenia účinnosti. Navyše ak by bol pripevnený na rám obežného kola pri prevádzke, spôsoboval by nevyváženosť v podobe ďalšej rotujúcej hmoty.

Druhá regulácia pomocou posuvu žľabu má na účinnosť turbíny veľký vplyv. V tomto prípade má zmysel uvažovať nad mechanizmom, ktorý by dokázal posúvať žľabom v závislosti na výške hladiny v nádrži. Pre tento účel bol navrhnutý kĺbový mechanizmus, ktorý pozostáva z plaváku a ramena, ktorým sa realizuje posun žľabu.

Pri návrhu sa vychádzalo zo zistených parametrov z prvého merania, pretože je tvorený pre tento prípad. Skúmané polohy boli v rozmedzí 120 mm. Zistený výškový rozdiel hladín medzi najnižším a najvyšším prietokom bol 80 mm. Tieto hodnoty sú v pomere 3:2. Pre zjednodušenie sa uvažuje iba translačný pohyb plaváku. Aby to bolo možné, plavák by mal byť umiestnený vo vedení prípadne v trubke. Premena translačného pohybu plaváku na posun žľabu sa realizuje pomocou páky v tvare „L“, pričom rozmery sú volené v pomere 2:3. Páka sa natáča okolo pevného bodu. Mechanizmus v uvažovanej nulovej polohe je znázornený na obr. 6.1.



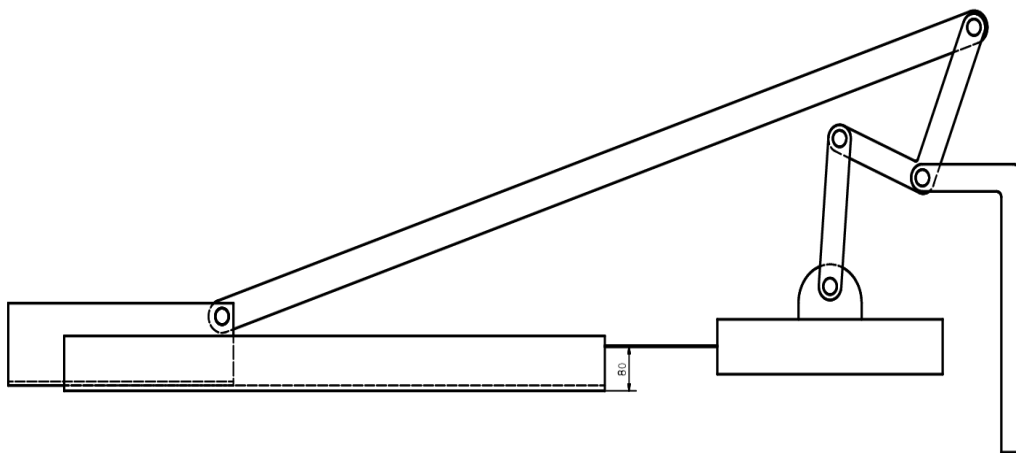
Obr. 6.1 Mechanizmus na posun žľabu, nulová poloha

Aby bolo možné hýbať so žľabom, je nutné prekonať treciu silu od podložky a tiažovú silu od kvapaliny. Ostatné vplyvy sa neuvažovali. Aby to bolo možné, je potrebná dostatočná vztlaková sila plaváku. Trecia sila je závislá od súčiniteľa trenia. Posun žľabu koná axiálna zložka sily v ramene, ktorá závisí od uhlu medzi korytom. Zároveň je tento uhol závislý na uhle natočenia okolo čapu základového telesa. Túto závislosť popisuje nasledujúca rovnica:

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{e + r_2 \cdot \cos \beta}{L}\right) \quad \text{Rov. 6.1}$$

kde α [°] je uhol medzi ramenom a korytom, β [°] je uhol natočenia okolo čapu, e [m] je kolmá vzdialenosť čapu od bodu styku ramena so žlabom, L [m] je dĺžka ramena a r_2 [m] je dĺžka dlhšej strany na páke.

Ak by sa uvažovala trecia sila v hodnote 50 N, potom by bola potrebná vztlaková sila o hodnote 150 N. Z toho vyplýva hmotnosť plaváku asi 15 kg. Aj v tomto prípade sa zanedbala samotná hmotnosť zariadenia. Z výpočtov vychádza pri tejto konfigurácii, že na prekonanie trecej sily je plavákom potrebné vyvolať trikrát väčšiu silu. Všetko by bolo potrebné nadimenzovať na skutočnú prevádzku a správne fungovanie overiť experimentom. Na poslednom obrázku je zobrazený mechanizmus v druhej krajnej polohe.



Obr. 6.2 Mechanizmus v krajnej polohe

ZÁVER

Cieľom práce bolo stanoviť charakteristiky mikroturbíny. Z toho dôvodu sa uskutočnili dve komplexné merania. V prvom prípade sa jednalo o určenie chovania turbíny v návrhovom stave. Pri druhom meraní sa obežné kolo umiestnilo tesne pod prírodné koryto a zisťovala sa zmena na účinnosti. Merania prebehli bez komplikácií a z každého bolo získaných vyše 1500 nameraných bodov.

Vyhodnotenie takého množstva dát zabralo najviac času. Pre hlavné výpočty bol zvolený program Excel, hlavne kvôli prehľadnému usporiadaniu dát. Z dôvodu veľkého množstva grafov boli tieto výsledky importované do programu Matlab a pomocou skriptu boli vykreslené jednotlivé charakteristiky. Otázkou bolo vypovedajúce preloženie bodov. V účinnostných charakteristikách boli spájané lomenými čiarami, aby bol zaručený prechod získanými bodmi, pretože údaje vstupovali do ďalšieho výpočtu. Pri aproximácii polynómom dochádzalo ku strate maxim. Ďalej boli vykreslené prietokové charakteristiky. Prepojenie oboch grafov je možné preneseným hodnôt účinnosti v podobe vrstevníc. V poslednej fáze boli ručne dokreslené krivky predstavujúce hodnoty konštantných účinnosti, a to pomocou kriviek spline v programe Autocad. Prekladanie týmto spôsobom nemusí vždy predstavovať reálne chovanie turbíny, pretože medzi niektorými bodmi sa môžu krivky správať náhodne, ale umožňujú aspoň čiastočný pohľad na priebeh charakteristik.

Tie vzhľadom pripomínajú charakteristiky Peltonovej alebo Bánkiho turbíny. Avšak pri počítaní jednotkových parametrov sa v oboch prípadoch uvažuje iný hydraulický priemer a z tohto dôvodu nie je možné ich vzájomné porovnanie, pretože krivky degradujú na iný tvar.

Kľúčovým parametrom bola účinnosť turbíny. V pôvodne navrhnutom stave činí jej maximálna hodnota ($74,2435 \pm 1,8495$) %, pri nulovom natočení a polohe žľabu 2. Pri zdvihnutom obežnom kole sa zvýšila na hodnotu ($88,6444 \pm 2,9112$) %. Na túto hodnotu je však lepšie prihliadať tak, že aj pri malých prietokoch sa generuje dostatočný výkon z dostupnej energie. Je vhodné zdôrazniť, že sa uvažuje účinnosť celého systému, ktorá zahŕňa aj straty v prírodnom koryte. Účinnosť samotného obežného kola je približne o tieto straty vyššia.

Bolo snahou vyhodnotiť aj túto účinnosť, ale z dôvodu nepresného merania hladiny v koryte pomocou zvinovacieho metra, sa to nepodarilo. Určil sa aspoň podiel strát v koryte ku celkovému výkonovému potenciálu, ktorý činí asi 4% pri najvyššom prietoku.

Niektoré body v grafoch sa výrazne vychýľujú z predpokladaného trendu, čo môže byť spôsobené nepresnosťou merania alebo zjednodušením prekladacej krivky. Prietokové charakteristiky sa medzi oboma merania príliš nelíšia. Výnimkou sú nevhodne volené polohy žľabu, čo bolo neskôr vyriešené. Krivky sa postupne uzatvárajú okolo maxima účinnosti. V druhom meraní bol zaznamenaný nárast účinnosti, čím sa potvrdil zámer merania. Na druhej strane sa však nenavýšil generovaný výkon, ale naopak sa znížil. Rozdiel v najvyšších prietokoch činí asi 20 W. Je to spôsobené tým, že primárne sa výkon navýšil pri nižších prietokoch.

Laboratórium disponuje určitým technickým vybavením a z toho dôvodu sa meralo na trati, ktorej súčasťou je indukčný prietokomer o parametre DN 300. To sa ukázalo ako najväčší problém oboch meraní. Kvôli veľmi nízkym prietokom pracoval počas celého merania mimo oblasť s garantovanou presnosťou. V najnižších hodnotách prietoku dokonca prestal ukazovať relevantné hodnoty. V týchto bodoch bol prietok aproximovaný polynómom druhého stupňa. Táto náhrada je takisto nepresná, ale umožnila skúmanie aj najmenších prietokov. Ideou bolo upraviť trať pomocou bypassu čerpadla, ktorý by umožňoval zaradenie iného prietokomeru. Boli zakúpené aj komponenty, ale opätovné meranie sa už neuskutočnilo. Do budúcnosti je však nevyhnutné presnejšie meranie prietoku.

Mikroturbína umožňuje dva spôsoby regulácie. Prvý pomocou natočenia korčiekov, druhý vďaka výsuvnej časti koryta. Ako sa ukázalo natočenie korčiekov do kladných hodnôt spôsobuje pokles účinnosti. V záporných natočeniach sa hodnoty od nulovej polohy príliš nelíšia. Preto nie je potrebné navrhovať zložitý mechanizmus na prestavbu korčiekov, ktorý by značne navýšil náklady. Druhú reguláciu je však významné uvažovať. Bol vytvorený návrh mechanizmu, ktorý pomocou plaváku a kĺbového mechanizmu realizuje posun žľabu. Jedná sa však o ideový prípad, ktorý nie je konštrukčne doladený a bolo by ho nutné experimentálne overiť.

Mikroturbína sa uvažuje ako ostrovny zdroj energie, kde je aj takýto výkon postačujúci. Výhodou môže byť nepretržitá prevádzka z dôvodu menších prietokov. Ak by pracovala 24 hodín každý deň v roku pri výkone 155 W, tak by vyrobila zhruba 1357 kWh energie. Toto číslo je síce nereálne, ale ukazuje, že aj menšia turbína dokáže z dlhodobého hľadiska vyrobiť dostatok energie.

Práca mi umožnila merať dlhodobo skutočné dielo a spracovať veľké množstvo dát. Pri vyhodnotení som sa snažil vytvoriť programy a skripty tak, aby som ich mohol aplikovať na ostatné prípady. Na začiatku sa vyskytlo mnoho problémov, ktoré sa však časom podarilo vyriešiť. Ďalej som si mohol vyskúšať aspoň čiastočný návrh regulačného mechanizmu. Nakoniec verím, že aj táto práca bude dobrou prezentáciou vodnej mikroturbíny.

ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] BEDNÁŘ, Josef. *Malé vodní elektrárny*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1989.
- [2] BEDNÁŘ, Josef. *Měření tekutinových systémů*. Brno: VUT, 1982.
- [3] BOHÁČEK, Jaroslav. *Metrologie*. 2. vydání. Praha: České vysoké učení technické v Praze, 2017. ISBN 978-80-01-06169-5.
- [4] BUDÍN, Jan. *Na MVE Želina zahájily provoz unikátní vírové turbíny* [online]. 10. července 2016 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://oenergetice.cz/technologie/obnovitelne-zdroje-energie/v-mve-zelina-byly-uvedeny-o-provozu-unikatni-virove-turbiny-video/>
- [5] ELA Brno: MQI 99 – SMART. *Katalogový list* [online]. 2006, , 28 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.elabrno.cz/cs/mqi-99/>
- [6] ELA Brno: Ultrazvukový hladinoměr 2 M H U 99 SMART. *Uživatelská příručka* [online]. 2006, , 28 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.elabrno.cz/cs/mqu-99-smart>
- [7] HALUZA, Miloslav. *Vývoj vírové turbíny: The swirl turbine development : zkrácená verze habilitační práce*. Brno: VUTIUM, 2004. ISBN 80-214-2731-0.
- [8] KUHN, Ludvík a Josef JENČÍK. *Technická měření ve strojnictví*. Praha: SNTL, 1982. Technický průvodce (SNTL).
- [9] MACEK, L. *Návrh vodní mikroelektrárny pro malé spády a malé průtoky*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 76s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Jaroslav Štigler, Ph.D.
- [10] *Malá voda: Turbína Setur* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/jineturbiny/setur.htm>
- [11] *Malá voda: Archimédův šroub* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://mve.energetika.cz/jineturbiny/archimedes.htm>
- [12] MELICHAR, Jan. *Malé vodní turbíny*. Vyd. 2. přeprac. Praha: České vysoké učení technické, 2000. ISBN 80-01-02164-5.
- [13] *Měření průtokové a účinnostní charakteristiky vírové turbíny* [online]. Brno, 2007 [cit. 2018-05-24]. Návod k laboratornímu cvičení. Vysoké učení technické v Brně, odbor fluidního inženýrství Victora Kaplana.
- [14] *Měřicí technika: Nejistoty v měření I:* [online]. AUTOMA, 2001 [cit. 2018-05-24].

- [15] MOTLÍK, Jan. *Obnovitelné zdroje energie a možnosti jejich uplatnění v České republice* [online]. Praha: ČEZ, 2007 [cit. 2018-05-24]. ISBN 978-80-239-8823-9.
- [16] NECHLEBA. M., *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*, Druhé rozšířené vydání, SNTL, 1962, Praha
- [17] *Obnovitelné zdroje energie* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.oze.stuba.sk/oze/vodna-energia/>
- [18] ŠKORPÍK, Jiří. *Transformační technologie: Lopatkový stroj* [online]. In: . Brno: Jiří Škorpík, 2009 [cit. 2018-05-24]. ISSN 1804-8293. Dostupné z: <http://www.transformacni-technologie.cz/11.html>
- [19] *Turbína Setur: Domácí vodní elektrárna DVE 120* [online]. [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: <http://www.mechanikakd.cz/turbina.html>
- [20] TŮMA, Jan. *Archimédův šroub v roli vodní turbíny* [online]. 9.zář 2016 [cit. 2018-05-24]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/veda-vyzkum-inovace/archimedu-v-sroub-v-rol-i-vodni-turbiny_37014.html

ZOZNAM POUŽITÝCH SYMBOLOV A SKRATIEK

Symbol	Veličina	Jednotka
B	Magnetická indukcia	T
c_0	Stredná výtoková rýchlosť	m.s^{-1}
c_{u1}	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny na vstupe do OK	m.s^{-1}
c_{u2}	Obvodová zložka absolútnej rýchlosti kvapaliny na výstupe do OK	m.s^{-1}
D	Priemer OK	m
e	Kolmá vzdialenosť čapu od bodu styku ramena so žlabom	m
g	Gravitačné zrýchlenie	m.s^{-2}
H, H_s	Spád na turbínu	m
l	Vzdialenosť elektród	m
L	Dĺžka ramena	m
M_k	Krútiaci moment	N.m
n	Otáčky stroja	s^{-1}
n_{11}	Jednotkové otáčky	min^{-1}
P	Výkon	W
Q	Prietok	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
Q_{11}	Jednotkový prietok	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
r_2	Dĺžka dlhšej strany na páke	m
u	Unášaná rýchlosť	m.s^{-1}
u_1	Unášaná rýchlosť OK na vstupe	m.s^{-1}
u_2	Unášaná rýchlosť OK na výstupe	m.s^{-1}
u_{Ay}	Neistota typu A	%
u_{BH}	Neistota typu B merania výšky hladiny	%
u_{BMk}	Neistota typu B merania krútiaceho momentu	%
u_{BQ}	Neistota typu B merania prietoku	%
u_{Bxi}	Neistota typu B jednotlivého snímača	%
u_{By}	Neistota typu B	%
$u_{B\eta}$	Neistota typu B pre výpočet účinnosti	%
u_{Cy}	Celková neistota	%
U_i	Indukované napätie	V
v	Rýchlosť kvapaliny	m.s^{-1}
v_s	Stredná výtoková rýchlosť	m.s^{-1}

α	Uhol medzi ramenom a korytom	°
β	Uhol natočenia okolo čapu	°
η, η_s	Účinnosť	%
η_t	Hydraulická účinnosť	%
ρ	Hustota kvapaliny	kg.m ⁻³
φ	Účinnosť dýzy	-
ČOV	Čistiarne odpadových vôd	
HP	Horná poloha obežného kola	
MVE	Malá vodná elektráreň	
OK	Obežné kolo	
PCH	Prietoková charakteristika	
SP	Spodná poloha obežného kola	

ZOZNAM OBRÁZKOV

- Obr. 1.1 Vhodné oblasti pre použitie vodných turbín, prevzaté z [15]
Obr. 1.2 Vodné kolo na hornú, strednú a spodnú vodu, prevzaté z [18]
Obr. 1.3 MVE v Želine, prevzaté z [4]
Obr. 1.4 Obežné kolo vírovej turbíny
Obr. 1.5 Schéma Bánkiho turbíny, prevzaté z [17]
Obr. 1.6 MVE Planá na Vltave, prevzaté z [20]
Obr. 1.7 Turbína Setur, prevzaté z [19]
Obr. 1.8 Obežné kolo Peltonovej turbíny
Obr. 1.9 Schéma Peltonovej turbíny, prevzaté z [17]
Obr. 2.1 Lopatka obežného kola
Obr. 2.2 Plastové ozubené kolo
Obr. 2.3 Kovový pastorok
Obr. 2.4 Prívodné koryto s výsuvnou časťou
Obr. 2.5 Natočenie korčiekov, prevzaté z [9]
Obr. 2.6 Polohy na žľabe
Obr. 2.7 Obežné kolo
Obr. 2.8 Obežné kolo spolu s nádržou
Obr. 3.1 Schéma meracej trate pri prvom meraní, prevzaté z [9]
Obr. 3.2 Spád H na turbínu
Obr. 3.3 Spád Hs na turbínu
Obr. 3.4 Vírenie v prívodnom koryte
Obr. 3.5 Pokles hladiny na výstupe
Obr. 3.6 Závislosť prietoku na výške hladiny
Obr. 3.7 Prietoková charakteristika
Obr. 3.8 Závislosť výkonu na jednotkových otáčkach
Obr. 3.9 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 0, natočenie 0°, SP
Obr. 3.10 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 0, natočenie 0°, SP
Obr. 3.11 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 1, natočenie 0°, SP
Obr. 3.12 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 1, natočenie 0°, SP
Obr. 3.13 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 2, natočenie 0°, SP
Obr. 3.14 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 2, natočenie 0°, SP
Obr. 3.15 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 3, natočenie 0°, SP
Obr. 3.16 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 3, natočenie 0°, SP
Obr. 3.17 Graf účinností v závislosti na natočení korčiekov, SP
Obr. 3.18 Skúmané polohy žľabu
Obr. 3.19 Závislosť výkonu na jednotkových otáčkach, HP
Obr. 3.20 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 2, natočenie 0°, HP
Obr. 3.21 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 2, natočenie 0°, HP
Obr. 3.22 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 3, natočenie 0°, HP
Obr. 3.23 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 3, natočenie 0°, HP
Obr. 3.24 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 4, natočenie 0°, HP
Obr. 3.25 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 4, natočenie 0°, HP
Obr. 3.26 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 5, natočenie 0°, HP
Obr. 3.27 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 5, natočenie 0°, HP
Obr. 3.28 Účinnosťná charakteristika; poloha žľabu 6, natočenie 0°, HP
Obr. 3.29 Prietoková charakteristika; poloha žľabu 6, natočenie 0°, HP
Obr. 3.30 Graf účinností v závislosti na natočení korčiekov, HP

- Obr. 4.1 Závislost' neistôt typu B na prietoku
- Obr. 4.2 Pásma neistôt účinnosti
- Obr. 5.1 Prietoková charakteristika po prepočítaní
- Obr. 5.2 Prietoková charakteristika Bánkiho turbíny;
upravené podľa predlohy
- Obr. 6.1 Mechanizmus na posun žľabu, nulová poloha
- Obr. 6.2 Mechanizmus v krajnej polohe

ZOZNAM TABULIEK

Tab. 1.1 Prehľad parametrov vybraných vodných strojov.

Tab. 3.1 Určenie strát v koryte.

Tab. 4.1 Vybrané veličiny pre $Q = 8$ l/s.

Tab. 4.2 Vybrané veličiny pre $Q = 9,5$ l/s.

Tab. 4.3 Vybrané veličiny pre $Q = 11$ l/s.

Tab. 4.4 Vybrané veličiny pre $Q = 13$ l/s.

Tab. 4.5 Vybrané veličiny pre $Q = 15$ l/s.

ZOZNAM PRÍLOH

- 1 Prietokové charakteristiky pre spodnú polohu kola, zoradené podľa polohy žľabu
- 2 Prietokové charakteristiky pre hornú polohu kola, zoradené podľa polohy žlabu