

OPTIMALIZACE VNITŘNÍCH TVARŮ ČERPADEL V TURBÍNOVÉM REŽIMU

Jiří Souček

ČVUT v Praze, Fakulta stavební, katedra hydrotechniky, Thákurova 2077/7, 166 29, Praha 6, Česká republika, jiri.soucek.2@fsv.cvut.cz

Eva Bílková

ČVUT v Praze, Fakulta stavební, katedra hydrotechniky, Thákurova 2077/7, 166 29, Praha 6, Česká republika, eva.bilkova@fsv.cvut.cz

Petr Nowak

ČVUT v Praze, Fakulta stavební, katedra hydrotechniky, Thákurova 2077/7, 166 29, Praha 6, Česká republika, petr.nowak@fsv.cvut.cz

ANNOTATION

Pumps in turbine mode (PAT) are used worldwide in micro-, mini- and small hydropower plants. Thanks to serial production and easy installation, they offer an economically efficient solution. Nevertheless, the use of PAT has some disadvantages – in particular, lower efficiency, limited flow control, and a sharp efficiency curve compared to standard turbines. In addition, it is difficult to select the appropriate pump for specific head and flow conditions, leading to further efficiency reductions when operating outside the best efficiency point (BEP).

To minimize these shortcomings while preserving the advantages of PAT, we propose an innovative approach based on a standard series-produced pump or from a pump that is already located in the given location. Most of the hydraulic parts of the pump (spiral housing, bearings, seals) and the electrical part are preserved. To improve the hydraulic parameters for given site parameters (head, flow, and generator speed), the original pump impeller is replaced with a new runner. The shape is optimized for the site respecting turbine operational mode.

Optimizing the new runner's shape starts by finding the exact 3D shape of the internal surfaces of the pump using 3D scanning, which allows the creation of a digital spatial model. Subsequently, a multi-criteria optimization of the new runner is carried out using the CAESES parametric 3D modeller connected to Ansys CFX. The fully parametric model enables effective optimization while taking into account existing pump parts, hydraulic requirements and any other constraints.

The result of this optimization process is a PAT unit for small hydropower plants that keeps the advantages of low investment cost, and significantly improved hydraulic parameters compared to original PAT. The increase of hydraulic efficiency by approximately 15% is demonstrated on the example of real HPP site with replaced old standard pump impeller with optimized runner for turbine operation. The optimization of the shape of the runner blades for this location was also carried out with regard to the avoid cavitation, noise and vibration. This will reduce mechanical stress and thereby extend the lifetime of the new stainless-steel runner.

KLÍČOVÁ SLOVA

PAT, CFD optimization, ANSYS CFX, CAESES

1. ÚVOD

Čerpadla v turbínovém režimu (Pump As Turbines – PAT) jsou celosvětově široce využívané zejména v malých vodních elektrárnách a obzvláště u mikro lokalit (do cca 100 kW výkonu). Sériová výroba čerpadel umožňuje zachovat nízké investiční náklady a velmi nízké ceny náhradních dílů. Sériovost výroby je zároveň nevýhodou, jelikož PAT stroje jsou často

nevhodne používaná mimo oblasť najvyššej účinnosti, obecně mají ostrou křivku účinnosti ve srovnání s klasickými turbínami a nevhodné tvary lopatek častěji kavitují atd. Zásadní nevýhodou je velmi omezená regulace průtoku.

Jednou z možností je úprava nevhodných průtočných profilů strojů (zejména oběžného kola) s využitím moderních metod jako je numerická tvarová optimalizace. Tento článek má za cíl představit základní postup při tvarové optimalizaci stroje na konkrétní lokalitě.

2. TYPOVÁ LOKALITA

Ještě před samotnou optimalizací je třeba získat průtočné tvary turbíny. U starších čerpadel prakticky nikdy není dostupná detailní dokumentace. Tvary obtékaných ploch je vhodné získat pomocí 3D skenování (stereofotogrammetrie, 3D lidar, ToF kamery apod.). Tématem reverzního inženýrství pro získání průtočných ploch a následné CFD analýzy existujícího PAT stroje se podrobně věnuje Souček et al. [1].

Po získání tvarů a předběžné CFD analýzy je třeba rozhodnout které části PAT je možné a vhodné optimalizovat. Obecně lze doporučit minimalizaci ostrých hran a přechodů s cílem minimalizovat hydraulické ztráty. Pro efektivní postup je třeba vystavět automatickou optimalizační smyčku s využitím CFD.

Pro optimalizaci byl vybrán PAT stroj na přehradě na řece Odravě v západních Čechách. Stroj DET 450 o průměru 450 mm je instalován na spádu 14.5 metru a při průtoku 650 l/s dosahuje výkonu generátoru 55 kW. Vzhledem k vnitřnímu uspořádání bylo rozhodnuto o tvarové optimalizaci pouze oběžného kola a úprav kuželové savky s navazujícím kolenem (původně sací víko čerpadla). Cílem je dosažení co nejvyšší hydraulické účinnosti η_h a snížení kavitačního součinitele σ_s pod hodnotu 0.4 pro daný spád, průtok a otáčky generátoru. Návrhový průtok je snížen na 450 l/s pro snížení hydraulických ztrát v příváděcím potrubí a s tím související zvýšení využitelného spádu.

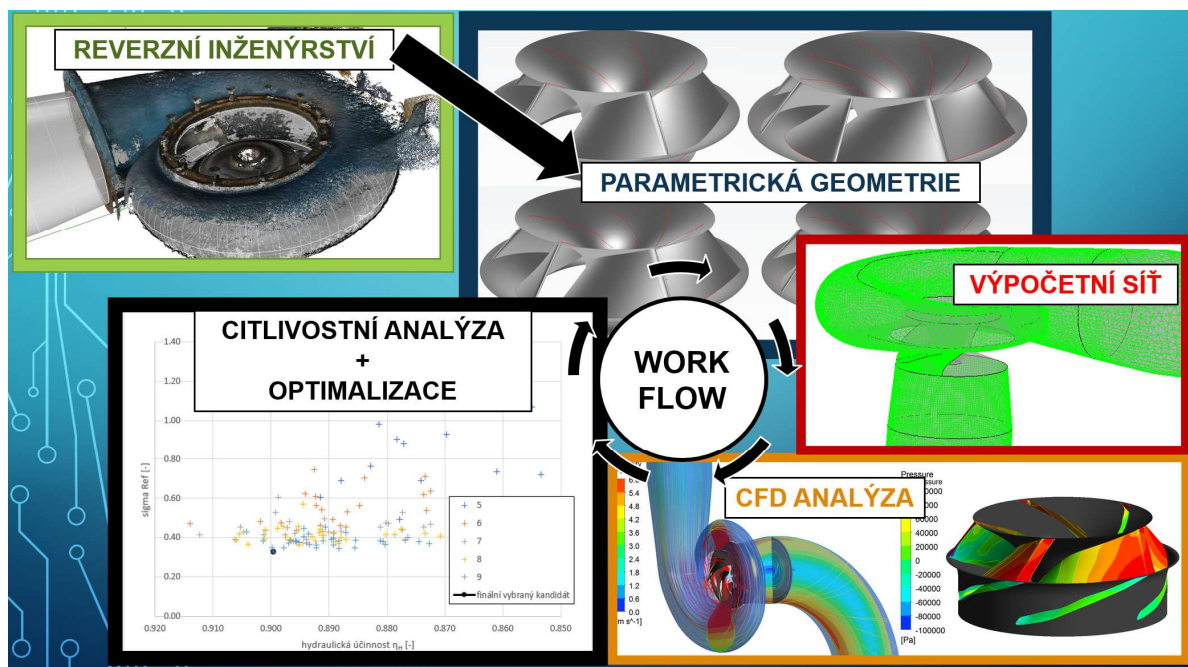


Obr.1 Stávající PAT s vizualizací proudnic

3. OPTIMALIZAČNÍ SMYČKA

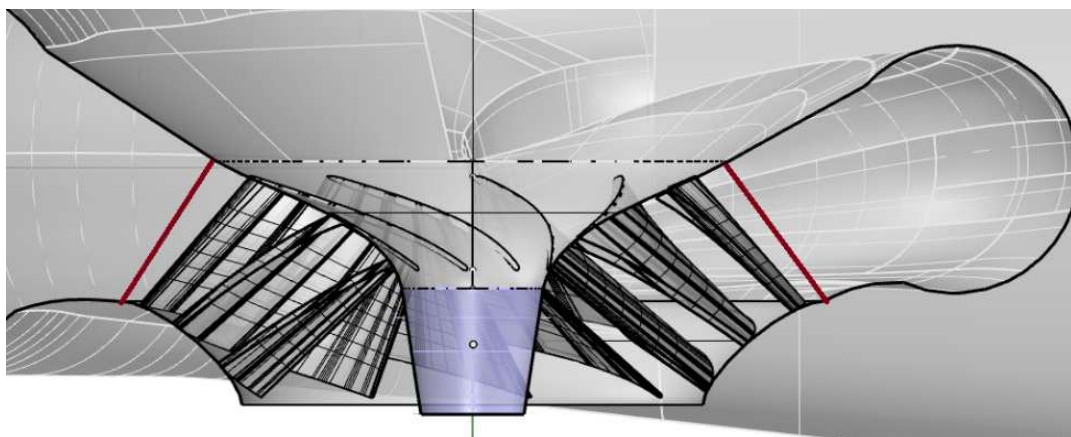
Optimalizační postup je naznačen na Obr.2. **Chyba! Nenalezen zdroj odkazů.** a skládá se celkem ze tří hlavních kroků:

1. Tvorba parametrické geometrie – v našem případě v programu CAESES, který zároveň řídí celou optimalizační smyčku
2. Tvorba výpočetních sítí (ICEM CFD a TurboGrid) a numerická simulace v ANSYS CFX
3. Následná citlivostní analýza a MOGA optimalizace probíhající v jednotlivých modulech v prostředí CAESES



Obr.2 Optimalizační smyčka

Nejprve je potřeba stanovit „počáteční“ tvar geometrie, na který je navázána následná parametrická geometrie a její optimalizace. Inicializační tvar geometrie oběžného kola byl vytvořen dle literatury [1]. Tento tvar sloužil zejména ke stanovení prvotních úhlových poměrů lopatek oběžného kola. Nejpodstatnější geometrickým omezením je výstupní profil spirály čerpadla, resp. vstupní profil našeho oběžného kola (OK) – viz. Obr.3. Vstupní část oběžného kola musí co nejlépe tvarově navazovat na stávající litinovou spirálu s minimalizací úprav. Tvarové úpravy spirály nejsou s ohledem na náklady a malý přínos žádoucí.

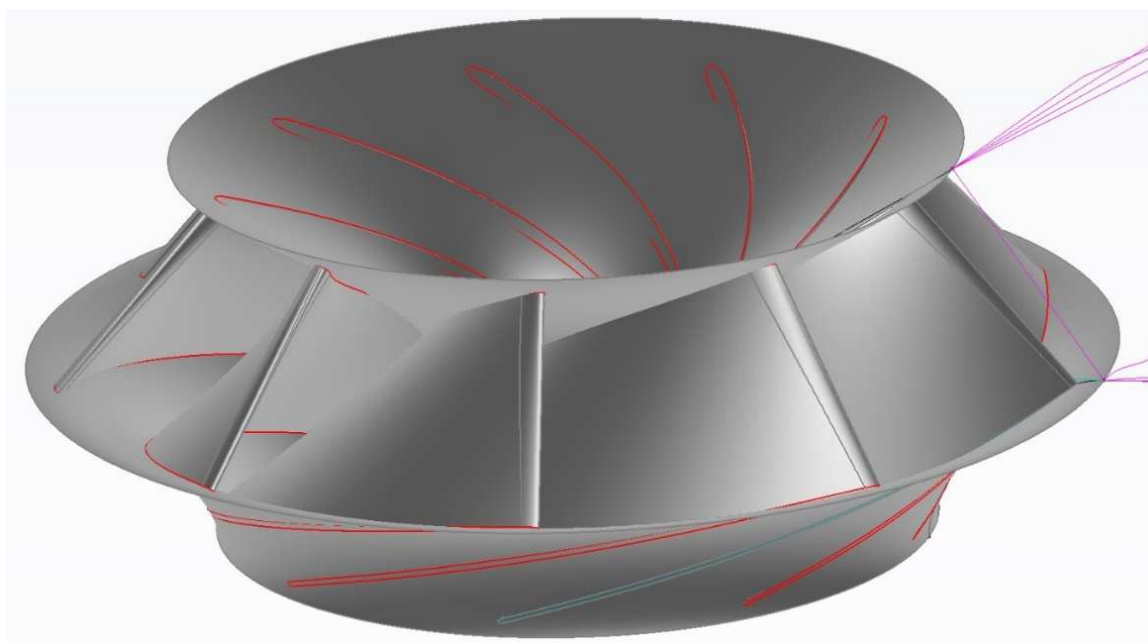


Obr.3 Řez připojení OK na stávající spirálu (červeně vyznačeny)

Následující Tab.1 udává volně optimalizované parametry tvaru oběžného kola – počet a tvar lopatek, tvar náboje a komory oběžného kola. Tyto parametry vyvstaly z předchozích citlivostních analýz a jejich počet se ustálil na 11, z nichž nejpodstatnější je samozřejmě počet lopatek OK a výstupní průměr D_{OK} .

číslo parametru	název parametru	min	max	jednotky
1	výstupní poloměr náboje OK	50	70	mm
2	vstupní úhel kontury náboje	25	40	°
3	výstupní úhel kontury náboje	0	20	°
4	délka (výška) náboje	80	120	mm
5	výstupní poloměr komory OK	160	170	mm
6	délka(výška) komory OK	40	80	mm
7	parametry křivosti kontury komory OK	0.3	0.5	
8	výstupní úhel lopatky u náboje	40	60	°
9	vstupní úhel lopatky u komory OK	60	80	°
10	výstupní úhel lopatky u komory OK	68	74	°
11	počet lopatek OK	5	9	ks

Tab.1 Rozsahy volných parametrů optimalizační smyčky



Obr.4 Ukázka vnitřních tvarů pro OK s 9 lopatkami

4. VÝPOČETNÍ SÍŤ A NASTAVENÍ NUMERICKÉ SIMULACE

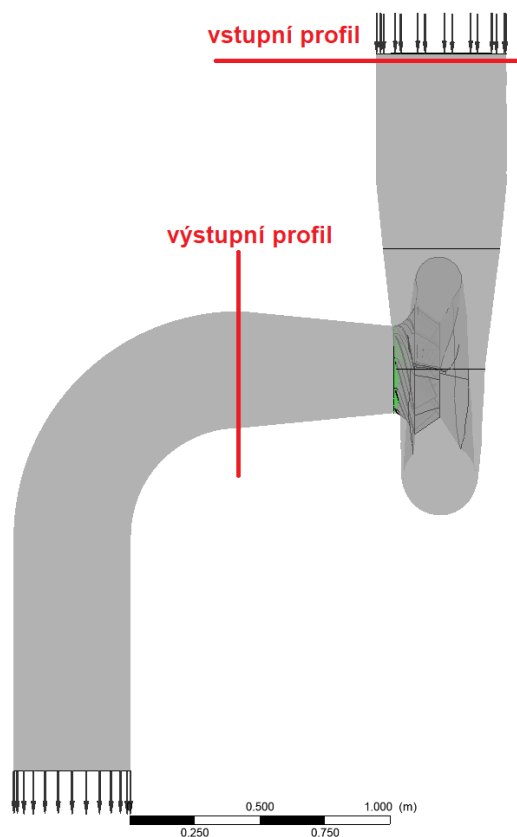
Metodika tvorby výpočetních sítí, jejich typ a počet elementů a nastavení numerické simulace je z větší části převzata z dřívějších prací autorů – např. Kantor et al. [3] nebo Bílková et al. [4]. Strukturované výpočetní sítě byly vytvořeny v segmentu oběžného kola a savce. Nestrukturovaná výpočetní síť musela být vytvořena ve volutě. Celkově obsahují všechny

výpočetní síť cca 0.5 milionu elementů a výška prvního elementu u stěn je volena tak, aby se hodnota y^+ pohybovala v rozmezí 30-200 s následným použitím stěnové funkce.

K simulaci používáme nejnovější verzi komerčního softwaru ANSYS CFD 2023 R2, který umožňuje řešení RANS rovnic. Pro urychlení optimalizace je kromě kvalitních sítí s menším počtem prvků nutné odpovídající nastavení numerického modelu. Podrobné nastavení modelu:

- Ustálená simulace (*Steady-state*) nestlačitelného proudění vody o hustotě 999.8 kg/m^3 .
- Model turbulence SST s automatickou stěnovou funkcí.
- Využití rotační periodicity – modelován mezilopatkový kanál odpovídající výseku jedné lopatky oběžného kola.
- Rozhraní (*interface*) mezi statickými částmi (spirála a savka) a rotujícím oběžným kolem je definováno jako General Grid interface (GGI) typem „*Staggered*“ (*Mixing plane*), který průměruje proudové charakteristiky z jedné části rozhraní na druhou.
- Horní okrajová podmínka typu *Inlet* odpovídá nastavení celkové mechanické energie odpovídající vstupnímu tlaku na reálném díle.
- Dolní okrajová podmínka typu *Outlet* je definována průměrnou hodnotou statického tlaku.
- Podmínka typu *No-Slip wall* pro všechny obtékané povrchy modelu – stěna spirály, savky a lopatky, náboj a komora OK.

Pozn. V tomto zjednodušeném modelu pro optimalizační výpočty nebyl modelován přítok těsnícím labyrintem OK ani pávko. Do modelu nejsou zahrnuty diskové zátěhy oběžného kola.

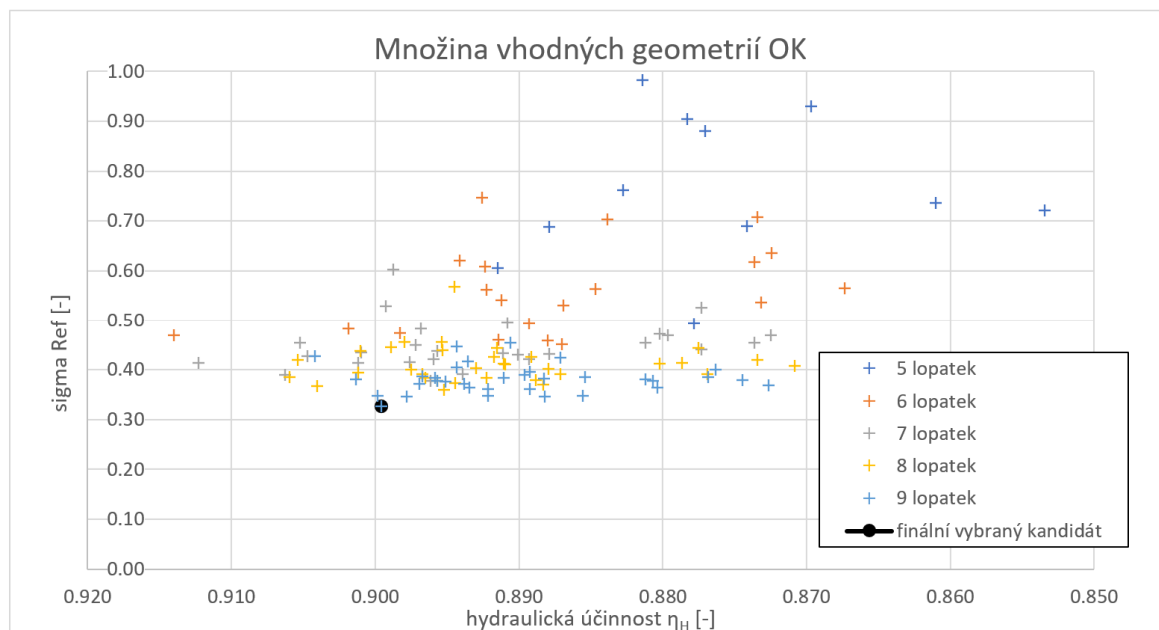


Obr.5 Numerický model s vyznačenými profily pro měření tlaku

5. VÝSLEDKY OPTIMALIZACE

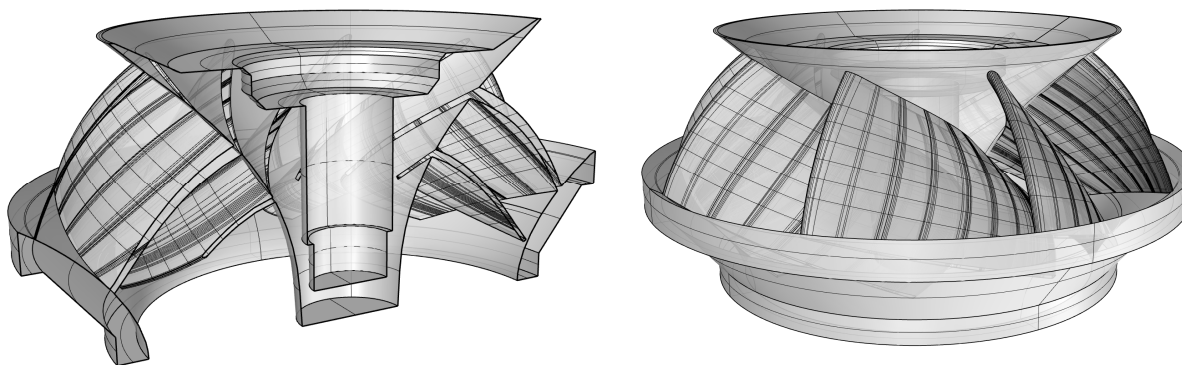
Optimalizace tvaru oběžného kola je dvoukritériová. Prvním kritériem je účinnost oběžného kola η_H definovaná dle IEC 60041 [5]. Druhým kritériem je hodnota kavitačního součinitele σ . Tato hodnota je vyhodnocena staticky z průběhu tlaku na rotujících plochách OK, konkrétně z podílu ploch daného tlaku (podtlaku) ve vztahu k celkovým plochám rotující části.

Průběh optimalizace je nadále omezen hodnotou průtoku, tj. aby se od návrhového průtoku 450 l/s (pro referenční čistý spád 15.5 m) lišily o $\pm 5\%$. Tím byla výsledná množina kandidátů vhodná pro lokalitu omezena na cca 100 kandidátů.



Obr.4 Množina vhodných kandidátů s počty lopatek 5-9 ($Q=450$ l/s $\pm 5\%$)

Vybraná geometrie z výsledné množiny má nejnižší hodnotu součinitele kavitace σ_s a zároveň dosahuje velmi dobré hydraulické účinnosti těsně pod 90 %. V množině existují kandidáti i s vyšší hydraulickou účinností (cca max. o 1.3%), ale prioritou je naprosté zamezení kavitace, kterou se eliminují problémy vzniklé s častou výměnou stávajících oběžných kol a to následně umožní dosažení vyšší výroby elektrické energie za danou časovou jednotku i za dobu trvání celkové životnosti oběžného kola.



Obr.5 Podoba finálního vybraného tvaru oběžného kola

6. ZÁVĚR

V tomto článku byl představena numerická tvarová optimalizace oběžných kol pro čerpadla v turbínovém režimu. Pro typovou lokalitu se stávajícím oběžným čerpadlovým kolem v turbínovém režimu byla předvedena optimalizace oběžného kola pro dané parametry lokality. Toto současné oběžné kolo není z hlediska hydraulické účinnosti nejhorší (cca 70 %), ale je kavitačně velice namáhané – kolo je nutné každý rok vyspravovat či vyměnit za nové. Provedenou optimalizací tvaru dojde ke zvýšení účinnosti o cca 15 % a zejména k úplné eliminaci kavitace. Velikou výhodou je zachování většiny hydraulických částí čerpadla (voluta, ložiska a těsnění) a celé elektrické části. Výměna se týká pouze samotného oběžného kola a víka s navazující savkou. V době psaní článku (srpen 2024) je oběžné kolo vyráběno. Instalace a měření bude realizováno na konci září 2024. V průběhu měření bude také testováno využití proměnných otáček tento nový optimalizovaný tvar.

7. PODĚKOVÁNÍ

Tento článek vznikl v rámci projektu Optimalizace PAT s proměnnými otáčkami (TK05020037) podpořené Technologickou agenturou TAČR. Zároveň bychom rádi poděkovali Povodí Ohře s.p. za možnost realizace optimalizovaného oběžného kola a firmě Elzaco, spol. s.r.o. jakožto výrobci.

8. LITERATURA

- [1] SOUČEK, Jiří, Eva BÍLKOVÁ a Petr NOWAK. Reverse engineering of pump as turbine for CFD analysis. *Acta Polytechnica* [online]. 2024, **64**(1), 52-58 [cit. 2024-08-26]. ISSN 1805-2363. Dostupné z: doi:10.14311/AP.2024.64.0052
- [2] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 1. vydání. Praha: SNTL - Státní nakladatelství technické literatury, 1962.
- [3] KANTOR, Martin, Milan CHALUPA, Jiří SOUČEK, Eva BÍLKOVÁ a Petr NOWAK. Application of genetic algorithm methods for water turbine blade shape optimization. *Manufacturing Technology*. 2020, **20**(4), 453-458. Dostupné z: doi:10.21062/mft.2020.072
- [4] BÍLKOVÁ, Eva, Jiří SOUČEK, Martin KANTOR, Roman KUBÍČEK a Petr NOWAK. Variable-Speed Propeller Turbine for Small Hydropower Applications. *Energy*. 2023, **16**(9). ISSN 1996-1073. Dostupné z: doi:10.3390/en16093811
- [5] IEC 60041:1991. *Field acceptance tests to determine the hydraulic performance of hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines*. 3. -: International Electrotechnical Commission, 1996.