



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

**NÁVRH HYDRAULICKÉHO SYSTÉMU PRO DÁLKOVOU
PŘEPRAVU VODY**

DESIGN OF A HYDRAULIC SYSTEM FOR LONG-DISTANCE WATER TRANSPORT

ZKRÁCENÁ VERZE DISERTAČNÍ PRÁCE

SHORT VERSION OF PHD THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. MARTIN DOBROVOLNÝ

ŠKOLITEL

SUPERVISOR

prof. Ing. FRANTIŠEK POCHYLÝ, CSc.

BRNO 2024

Abstrakt

Dizertační práce se zabývá přepravou vody na větší vzdálenosti pomocí sériového uspořádání axiálních čerpadel. Konkrétně je zde analyzován vyrobený prototyp axiálního čerpadla. Konstrukčně je čerpadlo řešeno specifickým způsobem, a to tak, že do dutého rotoru elektromotoru je vlisováno axiální oběžné kolo. Z toho vyplývají určité výhody v porovnání s běžnými čerpadly a čerpacími stanicemi. Jako příklad těchto výhod lze uvést kompaktní tvar a malé zatížení potrubní stěny tlakem od kapaliny, díky čemuž je možné použít i pružné potrubí. Zároveň je tímto konstrukčním řešením určena i hlavní nevýhoda. Problematické je především těsnění relativně velkého rotujícího průměru vzhledem k hydraulickému výkonu čerpadla u analyzovaného prototypu. Proto je významná část práce věnována čerpadlovým ucpávkám. V rámci dizertační práce byl navržen specifický tvar drážkování čelní uhlíkové ucpávky. Ucpávka samotná byla vyrobena a odzkoušena. V průběhu prací se také prokázalo, že původní hydraulický návrh čerpadla je nevhodný. Proto bylo nezbytné provést nový návrh oběžného kola a rozvaděče.

Abstract

The Ph.D. thesis aims to design a hydraulic system for long-distance water transport by the serial connection of axial pumps. Specifically, there is presented an analysis of the axial centrifugal pump prototype, which was tested. The prototype has a specific design. An asynchronous electric motor with a hollow-shaft rotor is used. The pump's impeller is pressed into the hollow shaft. Some advantages follow from the design compared to common pumps and pumping stations. For example, it is possible to designate a compact design of a pump and lower pressure load of pipe, so the elastic material for the pipe's wall can be used. However, the main disadvantage of this design is related to the large rotating diameter, where the pump's seals are located. It leads to quite large mechanical losses on seals and in the context of relatively small hydraulic power also to small efficiency. Therefore one part of the Ph.D. thesis is focused on the pump's seal. The result of the work is a new design of the mechanical face seal with a spiral grooves. The seal was manufactured and subjected to the test. During the testing of the prototype axial pump, it was also revealed inappropriate hydraulic design. Therefore it was necessary to redesign the impeller and guide vanes of the pump.

Klíčová slova

Dálková přeprava vody, dálková přeprava kapalin, axiální čerpadla, mechanické ucpávky, návrh mechanických ucpávek, návrh axiálních čerpadel.

Keywords

Long-distance water transport system, long-distance liquid transport system, axial pumps, mechanical seals, design of mechanical seals, axial pumps design.

Citace

DOBROVOLNÝ, Martin. *Návrh hydraulického systému pro dálkovou přepravu vody*. Brno, 2024. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Školitel prof. Ing. František Pochylý, CSc.

Návrh hydraulického systému pro dálkovou přepravu vody

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto dizertační práci vypracoval samostatně pod vedením pana prof. Ing. Františka Pochylého, CSc. a uvedl jsem všechny literární prameny, publikace a další zdroje, ze kterých jsem čerpal.

.....
Martin Dobrovolný
28. února 2024

Poděkování

Na tomto místě bych rád poděkoval školiteli prof. Ing. Františku Pochylému, CSc. za odborné vedení, rady, připomínky a za svůj čas, který mi věnoval. Dále velký dík patří doc. Ing. Pavlovi Rudolfovi, Ph.D.; Ing. Martinovi Hudcovi, Ph.D.; Bronislavovi Kusému a paní Radce Záviškové za pomoc se zajištěním experimentální části dizertační práce. Za cenné podněty a diskuze k tématu práce a nejen k němu děkuji dvěma kolegům Ing. Davidovi Štefanovi, Ph.D. a Ing. Janu Zbaviteli. Rovněž děkuji rodině a všem mým přátelům za podporu, kterou mi vždy poskytli a bez jejichž přičinění by tato práce nevznikla.

Obsah

Předmluva	2
1 Současné trendy v energetice a vodárenství – přehled	3
2 Dálková doprava kapalin pomocí axiálních čerpadel - hybridní čerpací systém	5
2.1 Úvod	5
2.2 Měření prototypu čerpadla s prstencovým motorem	6
2.3 Analýza hydraulických ztrát u měřeného prototypu	6
2.4 Dílčí závěr	9
2.5 Hydraulický návrh axiálního oběžného kola a CFD výpočet	10
2.5.1 Návrh rotorové lopatky	11
3 Čerpadlové ucpávky - návrh těsnění motorového prostoru	15
3.1 Experimentální ověření parametrů navržené ucpávky	17
3.1.1 Návrh testovacího zařízení	17
3.1.2 Zkušební trať	19
3.1.3 Výsledky měření	20
3.2 Srovnání experimentálních výsledků s výpočty	23
4 Závěr	27
Literatura	29
Životopis	31

Předmluva

Dizertační práce, v průběhu svého vzniku, doznala značných změn. Její náplň musela reagoval na aktuální potřeby, které se objevily při testování nového prototypu axiálního čerpadla. Původním záměrem práce bylo věnovat se návrhu hydraulického systému pro dálkovou dopravu vody. Tato koncepce měla být založena právě na zmíněném prototypu. Bohužel se ale ukázalo, že vyvinuté čerpadlo nedosahuje obstojných parametrů. Proto bylo nezbytné vrátit se pomyslně o krok zpět. Provést podrobnou analýzu čerpadla a navrhnout takové úpravy, které by zajistily dosažení přijatelných parametrů stroje. Na začátku třetího ročníku doktorského studia, kdy bylo zřejmé, že původního záměru nebude možné dosáhnout, došlo ke změně specifikace zadání dizertační práce. Její původní název však zůstal zachován, respektive jej již nebylo možné změnit.

Práce je rozdělena do čtyř hlavních kapitol. V kapitole 1 je diskutována současná situace a výhled do budoucnosti energetiky a vodárenství s důrazem na analýzu výroby elektrické energie z obnovitelných zdrojů. Jedná se o jakýsi průzkum budoucí využitelnosti prototypu čerpadla, které by našlo uplatnění jak při výrobě elektrické energie, tak při její spotřebě a lokálně by tak mohlo kompenzovat výkyvy elektrické sítě. Ve vodárenství je čerpadlo zajímavou alternativou ke stávajícím systémům. Díky specifickým vlastnostem vyplývajících z odlišného konstrukčního řešení a použitím axiálního oběžného kola má čerpadlo jiné požadavky na zástavbový prostor a odlišnou charakteristiku, než je tomu u tradičních čerpacích stanic. Sériovým uspořádáním čerpadel je pak řešena přeprava kapalin na větší vzdálenosti.

Druhá kapitola (2) je věnována prototypu čerpadla. Jsou zde analyzovány ztráty v ložiskách a dále ztráty v zaplavených spárách čerpadla. Rovněž jsou ověřeny hydraulické parametry původního oběžného kola. Následuje kapitola, kde je uvedeno stručné shrnutí dosažených výsledků. V závěru je proveden nový hydraulický návrh čerpadla a jeho parametry jsou ověřeny CFD výpočtem.

Kapitola 3 je zaměřena na problematiku ucpávek. Je zde provedena rešerše ucpávek a návrh nové koncepce těsnění rotorů čerpadel. Jsou zde uvedeny analytické a CFD výpočty nově navržené ucpávky a dále je proveden návrh testovacího zařízení. V závěru této části jsou prezentovány výsledky jejich experimentálních testů.

V následující kapitole Závěr 4 jsou uceleně shrnuty získané poznatky, a také jsou zde diskutovány další možnosti vývoje a výzkumu v analyzované problematice.

Autor:
Martin Dobrovolný

Kapitola 1

Současné trendy v energetice a vodárenství – přehled

V současné době čelí evropský energetický sektor řadě výzev. Společné politické rozhodnutí zemí EU omezit využití fosilních paliv a zaměřit se na výrobu elektřiny z obnovitelných zdrojů představuje celkovou změnu koncepce energetické infrastruktury, která zde byla budována v posledních dekádách. Tlak na energetickou soběstačnost jednotlivých zemí nadále roste. Příčinou je vypuknutí válečného konfliktu mezi Ukrajinou a Ruskem. Rusku, jakožto historicky největšímu exportéru energetických komodit do východní Evropy, je v důsledku sankcí zamezeno nadále obchodovat s Evropou. Ve snaze dosáhnout energetické nezávislosti však částečně dochází k odložení původně ambiciózních plánů na nízkouhlíkovou energetiku. V blízké budoucnosti je možné nadále očekávat značné kolísání cen energetických komodit a energií samotných. Pro utvoření představy o budoucím vývoji v energetice je vhodné prozkoumat energetické koncepce největších světových hráčů, tedy Ameriky (USA), Číny, Indie, Německa (a s přihlédnutím k lokálnímu významu bude zařazena i Česká republika).

Z porovnání energetických koncepcí jednotlivých zemí vyplývá, že se vybrané státy zavázaly omezit spalování fosilních paliv a v budoucnu počítají se zapojením většího podílu zdrojů obnovitelných. Současně se také snaží snížit spotřebu energie zvyšováním účinnosti strojů. Obdobná situace nastává i v případě budov, kde je snaha především zateplit staré, energeticky nehospodárné stavby.

Při podrobnějším průzkumu koncepcí jednotlivých států jsou evidentní rozdíly v časovém měřítku i v metodách, kterými chtějí jednotlivé státy daných cílů dosáhnout. Zatímco v EU je tlak na uhlíkovou energetiku enormní již v současnosti, například Čína počítá s omezením fosilních paliv až od roku 2030 a aktuálně pokračuje v nastaveném kurzu, který se opírá především o uhelné elektrárny. Z pohledu budoucího zapojení obnovitelných zdrojů, lze státy rozdělit do dvou skupin, a to na státy, které počítají s výrazným podílem jaderných elektráren na budoucí produkci (Čína, Indie, Francie, ČR), a na státy které se jaderné energetiky zcela zřekly (Rakousko, Německo) a spoléhají se především na plynové, větrné a solární elektrárny. Pokud dojde ke srovnání z pohledu objemu produkce škodlivých emisí v energetickém sektoru, mezi největší znečišťovatele patří USA a Čína. Tato dvojice je zodpovědná za více než 50 % celosvětové produkce CO₂.

Z provedené literární rešerše dále vyplývá, že lze očekávat decentralizaci výroby elektrické energie. V zemích EU je tento trend zřejmý již dnes a jeho důsledky je možné pozorovat i v běžném životě. V posledních letech jsou v České republice na vzestupu především instalace solárních elektráren pro rodinné domy. Zároveň však v některých lokalitách do-

cháží k vyčerpání kapacit rozvodné sítě, takže její provozovatelé již nechtějí připojovat nové solární zdroje. Postupnou nutností se tak stává budování bateriových úložišť pro ukládání přebytečné energie. V budoucnu lze předpokládat jejich intenzivní výstavbu v širokém výkonovém spektru. Z dalších technologií sloužících k akumulaci energie lze jmenovat: přečerpávací elektrárny, vodíkové technologie a ukládání energie ve stlačených plynech.

Zatímco přečerpávací elektrárny a ukládání energie ve stlačených plynech jsou metody dobře známé a ve větším či menším měřítku běžně používané, ukládání energie ve formě vodíku patří mezi novější technologie. Ačkoliv je v současné chvíli na vodíkové technologie soustředěno poměrně velké úsilí, stále se nedaří jeho průmyslová výroba v dostatečném množství a za přijatelné ceny. Proto se při výrobě dává přednost metodě tzv. parního reformingu. Do tohoto procesu po surovinové stránce vstupuje voda respektive pára a zemní plyn. Jako vedlejší produkt vzniká velké množství CO_2 . I přes energetickou a surovinovou náročnost parního reformingu je výroba vodíku levnější než jeho ekologické varianty.

Decentralizace energetiky v konečném důsledku vede k hledání řešení způsobu ukládání energie v rámci jednotlivých projektů respektive zařízení. V budoucnu lze očekávat, že nově připojené obnovitelné zdroje budou muset mít alespoň na část jejich výkonu instalovanou zálohu.

Jako příklad realizovaného projektu s využitím čerpadel/turbín, který by mohl být určitou inspirací, je elektrárna Gaildorf [3, 4]. Ta v rámci jednoho projektu kombinuje větrnou a přečerpávací vodní elektrárnu. Dalším zajímavým a také testovaným konceptem je axiální protiběžná mikroturbína [6, 14], která zpracovává přebytečný spád v potrubních systémech. Právě na zmíněnou mikroturbínu volně navazuje prototyp axiálního čerpadla s prstencovým motorem. Zatímco protiběžná mikroturbína slouží pouze ke zpracování přebytečného spádu, čerpadlo má univerzálnější aplikaci. Lze jej využít jak čerpání kapalin, tak i k výrobě elektřiny v turbínovém režimu.

Rešeršní práce v oblasti vodárenských systému se zabývala jejich konkrétními předpisy a požadavky vzhledem k zamýšlené aplikaci čerpadla s prstencovým motorem ve vodárenských sítích. Bylo zjištěno, že v případě použití čerpadla v systémech s pitnou vodou musejí být vnitřní prostory stroje opatřeny zdravotně nezávadnou povrchovou úpravou nebo musí být díly vyrobeny z nerezové oceli. Čerpadla nebo systém čerpadel by měla přednostně pracovat v plně automatickém režimu. Případné požadavky na spolehlivost a zálohy systému pro sériového uspořádání čerpadel jsou určeny provozovatelem vodárenské sítě [2, 1].

Kapitola 2

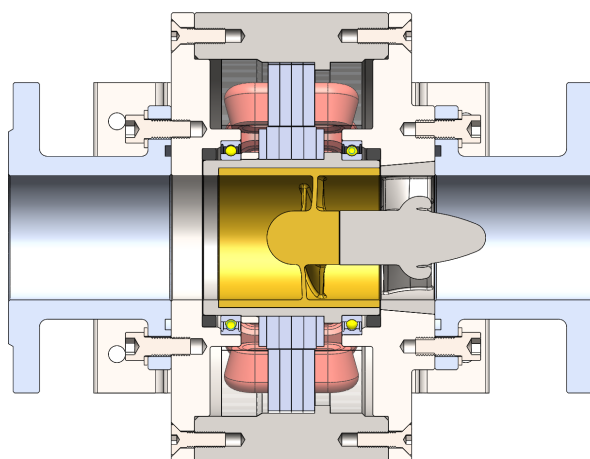
Dálková doprava kapalin pomocí axiálních čerpadel - hybridní čerpací systém

2.1 Úvod

Koncepce nového hybridního čerpacího systému vznikla na základě požadavků na rozšíření a doplnění tradičních čerpacích stanic. Ty jsou běžně vybaveny radiálními, popřípadě diagonálními čerpadly. V praxi však nastávají situace, kdy je takový systém nepružný. Takovou situací mohou být například povodně, čerpání kapalin z velkých hloubek, případně využití čerpadel k rekuperaci energie, dálková doprava kapalin a další aplikace, kde je zapotřebí mít k dispozici mobilní systém, který bude mít nízkou hmotnost a bude umožňovat snadnou manipulaci [7, 16].

Pro tento systém se nabízí využít výhody axiálních oběžných kol. Díky jejich vlastnostem je možné dosáhnout při relativně malém průměru potrubí vysokých průtoků a nízkých tlaků. Výtlačné potrubí za čerpadlem potom může být konstruováno z potrubních profilů o malé tloušťce stěny, nebo může být použito i pružné potrubí. Tím je možné dosáhnout nízké hmotnosti systému. Axiální oběžná kola také umožňují konstruovat čerpadlo jako kompaktní celek. Potřebné měrné energie se dosahuje zařazením čerpadel do série [7, 16].

Základní konstrukčním uzlem je elektromotor s vnitřním rotorem (prstencový elektromotor). Dutý rotor elektromotoru je uložen ve statoru, který tvoří součást potrubí. Do dutiny rotoru je vlisováno oběžné kolo čerpadla (Obrázek 2.1). Na rotoru elektromotoru jsou umístěna kuličková ložiska, která jsou na svém vnějším průměru zajištěna ve statoru elektromotoru. V původní variantě se před ložisky nachází gufera, která zabraňuje průsaku vody do tenké spáry mezi rotorem a státorem elektromotoru, a zároveň chrání ložiska před zaplavením. Za oběžným kolem čerpadla se nachází kolo rozváděcí. Čela statoru elektromotoru jsou osazena přírubami, které slouží k připojení čerpadla do potrubní sítě. Jedna z přírub zároveň slouží k zajištění rozváděcího kola proti axiálnímu posunu. Elektromotor čerpadla je napájen frekvenčním měničem. Vnější průměr čerpadla je potom velmi blízký průměru sacího a výtlačného potrubí (závisí na konkrétních parametrech stroje) [7, 16].



Obrázek 2.1: Konstrukční uspořádání čerpadla s prstencovým elektromotorem [7].

2.2 Měření prototypu čerpadla s prstencovým motorem

V tomto bodě práce navazuje na předchozí vývoj čerpadla s prstencovým motorem na odboru Fluidního inženýrství Viktora Kaplana. K dispozici tedy byl již hotový prototyp stroje, který byl testován a analyzován. Hydraulika oběžného kola byla odvozena ze vzorového čerpadla pomocí aplikace pravidel hydraulické podobnosti. Samotné oběžné kolo je z plastu a bylo vyrobeno 3D tiskem. Čerpadlo je vybaveno asynchronním elektrickým motorem. Dopad těchto informací o vyrobeném prototypu na výsledky měření bude rozveden v závěru této kapitoly.

V průběhu měření prototypu se u čerpadla vyskytly potíže s těsností gufer, takže více či méně docházelo k zaplavení kuličkových ložisek a tenké spáry mezi statorem a rotorem elektromotoru (viz Obrázek 2.1). Rovněž byly provedeny pokusy o modifikaci gufer a jejich úložných ploch tak, aby došlo k eliminaci mechanických ztrát na guferech a zamezení průsaku vody do motorové části čerpadla. Výsledky se však výrazně nezlepšily.

V průběhu měření se účinnost čerpadla pohybovala v rozsahu 10 % až 20 % [7]. Příčinou těchto ztrát jsou velké třecí ztráty na guferech v kombinaci se ztrátami třením kapaliny v prostoru ložisek a ve spáře mezi rotorem a statorem elektromotoru (v případech, kdy došlo k významné netěsnosti gufer). Odhadnout ztrátu na guferu pro dané otáčky a průměr guferu lze například ze zdroje [5]. Pro dané parametry čerpadla je odhadovaná ztráta na dvou guferech 900 W. Dodejme, že předpokládaná hodnota hydraulického výkonu čerpadla v návrhovém bodě je 720 W, takže už jen samotné ztráty na guferech jsou nepřiměřené vzhledem k očekávanému výkonu čerpadla. Proto se při podrobné analýze ztrát v čerpadle vycházelo z varianty měření bez gufer, kde problematika určení mazacích podmínek odpadá. V měření jsou tedy zahrnuty jen ztráty třením kapaliny ve spárách a v prostoru ložisek.

2.3 Analýza hydraulických ztrát u měřeného prototypu

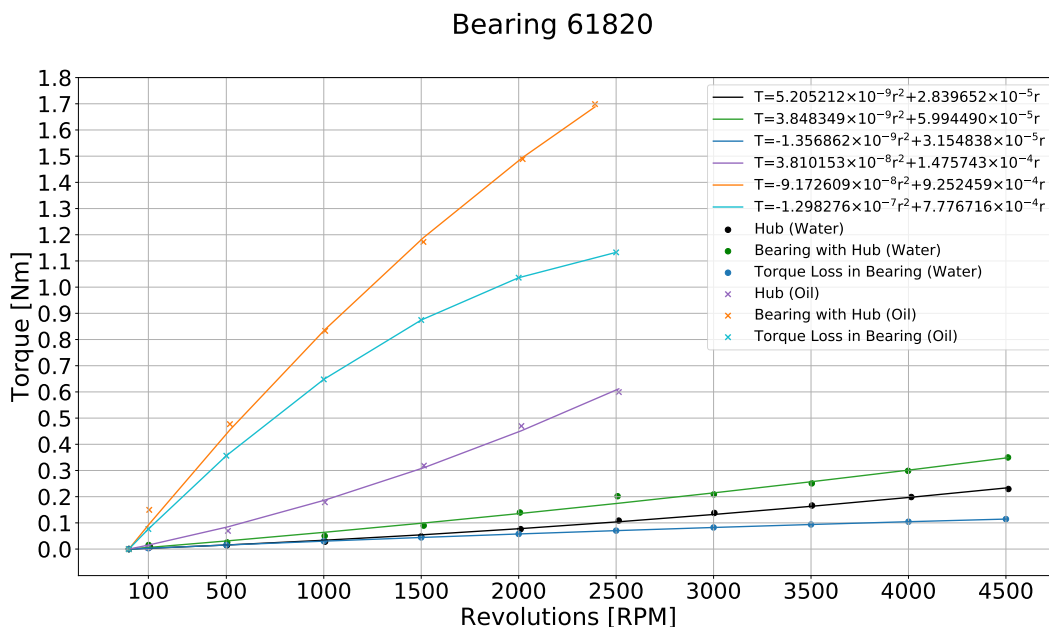
Jak již bylo zmíněno v úvodu kapitoly, hydraulika oběžného kola byla odvozena ze vzorového čerpadla pomocí aplikace pravidel hydraulické podobnosti. Už v tomto bodě však dochází k nepřesnosti, protože podmínky na špičce lopatky oběžného kola u prototypu jsou odlišné od vzorového čerpadla. U vzorového čerpadla dochází vlivem radiální spáry

mezi špičkou lopatky a statorem k odchylení proudu od ideálních rychlostních trojúhelníků a špička lopatky je tomuto faktu přizpůsobena. Oproti tomu u prototypu tvoří lopatka s krycím a nosným diskem čerpadla jeden kompaktní celek tudíž proudění v oblasti špičky lopatky bude odlišné. Dále v důsledku konstrukčního uspořádání čerpadla s prstencovým motorem muselo dojít k prodloužení krycího disku lopatky, aby na něj mohl být z vnější strany nalisován rotor elektromotoru a ložiska (viz Obrázek 2.1). Proto dochází k ovlivnění rychlostních trojúhelníků, jak na vstupu do čerpadla, tak i na výstupu. Z tohoto důvodu je nutné se při analýze ztrát na čerpadle zaměřit jak na ověření hydraulických parametrů oběžného kola a rozvaděče, tak i na analýzu ztrát v zaplavené motorové spáře a ložiscích. Ověření hydraulických vlastností oběžného kola a rozvaděče bylo provedeno pomocí CFD výpočtu. Rozbor ztrát v zaplavené spáře a ložiscích vychází z experimentálního měření. Z naměřené čerpadlové charakteristiky byl určen bod (Tabulka 2.1), který je blízký teoretickému návrhovému bodu čerpadla a s jehož parametry se dále pracuje.

Tabulka 2.1: Návrhový bod čerpadla s prstencovým motorem.

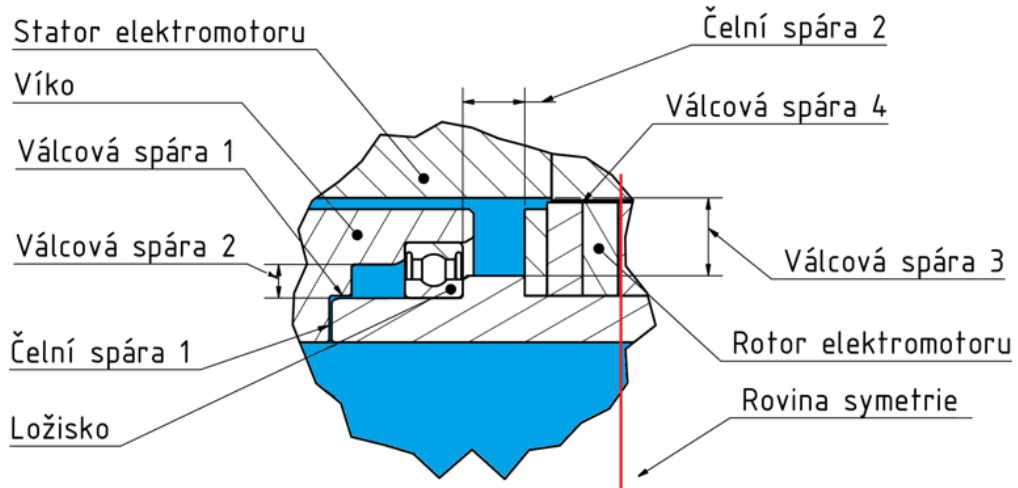
	Otáčky n [ot/min]	Průtok Q [m ³ /s]	Měrná energie Y [J/kg]	Účinnost η [-]
Návrhový bod (teoretický)	4200	0,01198	43,73	0,718
Návrhový bod (změřený)	4200	0,01160	30,38	0,136

Výsledky experimentálního měření hydraulických ztrát v zaplaveném ložisku 61820 lze vidět na Obrázku 2.3, podrobněji v [8]. Ztráta na jednom ložisku při otáčkách odpovídajícím návrhovému bodu (4200 ot/min) činí 0,109 Nm, tedy 48 W.



Obrázek 2.2: Ložisko 61820 - ztrátový kroutící moment[8].

Systém zaplavených spár čerpadla, u kterého bylo rovněž nezbytné určit podíl na celkových ztrátách čerpadla, je zobrazen na Obrázku 2.3, respektive jeho jedna polovina, protože obrázek je symetrický podle vyznačené roviny.



Obrázek 2.3: Detail systému spár v čerpadle s prstencovým motorem.

Jak je z obrázku zřejmé, jedná se o poměrně složitý systém s měnící se výškou/šířkou spáry. Spáry v čerpadle jsou rozlišeny na čelní a válcové. V čelních spárách jsou ztrátové kroutící momenty určeny pomocí poloempirických rovnic, které vychází z měření diskových ztrát [15, 22]. Obdobně tomu je i při určení ztrátového kroutícího momentu ve válcových spárách [18]. V tomto případě jsou rovnice odvozeny na základě měření dvou koncentrických válců, jejichž meziválcový prostor je zaplněn kapalinou a vnitřní válec rotuje.

Výsledky ztrátových kroutících momentů, respektive výkonů pro válcové spáry čerpadla z Obrázku 2.3 jsou uvedeny v Tabulce 2.2. Obdobným způsobem jsou v Tabulce 2.3 uvedeny výsledky pro jednotlivé disky, které modelují čelní spáry.

Tabulka 2.2: Přehled parametrů a výsledků pro válcové spáry.

	Délka spáry	Vnitřní poloměr	Vnější poloměr	R_1/R_2	Rey. č.	Rey. č.	σ/σ_{lam}	Ztrátový kroutící moment	Ztrátový výkon
	L [m]	R_1 [m]	R_2 [m]	ϵ [-]	R_i [-]	R_e [-]	-	M_z [Nm]	P_z [W]
Spára 1	0,0045	0,05	0,0505	0,99099	10 995	11 050	8	0,0251	11,1
Spára 2	0,012	0,05	0,0575	0,869565	164 934	176 440	50	0,0339	14,9
Spára 3	0,0125	0,055	0,0725	0,758621	423 329	481 434	80	0,0393	17,3
Spára 4	0,041	0,071	0,0715	0,993007	15 613	15 669	11	0,8997	395,7

Tabulka 2.3: Přehled parametrů a výsledků pro disky, které modelují čelní spáry.

	Poloměr disku	Výška spáry	Rey. číslo	Poměr h/R	Výsledná oblast	Třecí koe- ficient	Ztrátový kroucí moment	Ztrátový výkon
	R [m]	h [m]	Re [-]	G [-]	-	C_m [-]	M_z [Nm]	P_z [W]
Disk 1	0,04	0,0005	703 716	0,0125	III	0,00395	0,0039	17,18
Disk 1-1	0,05	0,0005	1 099 557	0,01	III	0,00375	0,1132	49,80
Disk 2	0,055	0,011	1 330 464	0,2	IV	0,00409	0,1988	87,43
Disk 2-2	0,07	0,011	2 155 133	0,157	IV	0,00385	0,6240	187,0

Výsledný ztrátový výkon pro čelní spáru 1 (viz Obrázek 2.3) se potom stanoví následovně:

$$P_z = P_{zDisk1-1} - P_{zDisk1} = 32,63 [W]. \quad (2.1)$$

Obdobným způsobem je možné určit ztrátový výkon pro spáru s indexem 2. Jeho velikost je 187 W.

2.4 Dílčí závěr

V závěru kapitoly budou shrnuty poznatky získané při analýze ztrát na prototypu. Hydraulický výkon čerpadla (P_h) je znám z provedeného měření a činní 352 W. Zpětnou analýzou přes jednotlivé ztráty je možné stanovit celkovou účinnost (rovnice 4.15) stroje a porovnat ji s výsledky z měření.

$$\eta_c = \frac{P_h}{\frac{P_h}{\eta_h} + 2(P_{v1} + P_{v2} + P_{v3} + P_{ce1} + P_{ce2} + P_L) + P_{v4}} \eta_{em} \quad [-], \quad (2.2)$$

kde η_h je hydraulická účinnost stanovená pomocí CFD, P_v jsou příkony stanovené na válcových spárách viz Obrázek 2.3, P_{ce} jsou příkony stanovené na čelních spárách, P_L je příkon určený na ložisku a η_{em} je účinnost elektromotoru určená z jeho charakteristiky ($\eta_{em} = 0,84$).

Celková účinnost stroje stanovená z rovnice 2.2 je 20,6 %. V Tabulce 2.1 je uvedena celková účinnost z měření, která je 13,6 %. Rozdíl tedy činí 7 %. Vzniklý rozdíl může být zapříčiněn více faktory. Jednou z možných příčin může být nadhodnocená velikost hydraulické účinnosti v důsledku použitého turbulentního modelu k- ϵ Realizable a také nezahrnutí vlivu drsnosti povrchu do výpočtu. Připomeňme, že prototyp oběžného kola byl tištěn na 3D tiskárně, takže jeho povrch odpovídá filamentové struktuře a je poměrně hrubý.

Pro výpočet ztrátových příkonů ve spárách byly použity poloempirické rovnice, které vychází z měření jednotlivých druhů spár. Rovnice jsou tedy určeny pro „ideální“ mezidiskové, respektive meziválcové prostory na rozdíl od prostoru spár, které se nachází v čerpadle s prstencovým motorem. Lze tedy předpokládat určité odchylky od vypočtených příkonů na spárách v porovnání se skutečností.

Dále při určení ztrát v ložisku nebyl uvažován vliv radiální ani axiální síly. Z příslušné literatury je ale zřejmé, že axiální a radiální síla celkový ztrátový kroucí moment ovlivňuje. Zahrnutí tohoto vlivu do výpočtu však v současnosti není možné. Není totiž známa axiální

ani radiální síla působící na rotor čerpadla a na daném prototypu ji nelze ani změřit. Celý úkol by vedl k přestavbě prototypu tak, aby bylo možné tyto síly měřit, a současně by bylo nutné vyvinout testovací aparaturu pro měření jednotlivých ložisek. To je však úkol, který přesahuje rozsah této práce.

Co je však podstatné, rozbořem ztrát v čerpadle se podařilo určit kritická místa, kde dochází k největším ztrátám. Prvním místem je tenká spára mezi statorem a rotorem elektromotoru, jejíž vypočtená ztráta je 396 W. Druhým místem je pak čelo rotoru elektromotoru, kde se ztrácí 187 W. Další ztráty jsou způsobeny nevhodným hydraulickým návrhem čerpadla, jehož hydraulická účinnost by se dle předlohy a literatury [10] měla pohybovat okolo 70 %.

Na základě těchto skutečností lze tedy navrhnout další postup prací:

1. Optimalizovat hydraulický návrh.
2. Navrhnout funkční ucpávkový systém s přijatelnými mechanickými ztrátami vzhledem k hydraulickému výkonu čerpadla nebo navrhnout opatření, která by vedla ke snížení ztrát ve spárách.

2.5 Hydraulický návrh axiálního oběžného kola a CFD výpočet

Při prvotním návrhu geometrie oběžných kol čerpadel byl využit přístup popsáný v publikaci [10], který ale bylo třeba dále modifikovat. Modifikace vyplývaly z nutnosti zohlednit specifická konstrukční řešení čerpadel. Především došlo k záměně předem známých a neznámých parametrů, než jak je tomu při běžné návrhové proceduře. Běžnou návrhovou procedurou se rozumí proces návrhu čerpadla, při kterém známe jeho návrhový bod, tedy hodnotu průtoku, měrné energie a případně otáček elektromotoru.

V případě návrhu geometrie oběžného kola s prstencovým elektromotorem byly volnými parametry čerpadla objemový průtok Q , měrná energie Y (respektive výška H) a otáčky elektromotoru n . Naopak bylo nutné dodržet kritérium pro měrné objemové otáčky (rovnice 2.3, tak aby odpovídaly axiálnímu stroji ($n_q > 140$)) [10].

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}}, \quad (2.3)$$

kde otáčky jsou v jednotkách ot/min. Minimální hodnota měrných objemových otáček byla v průběhu návrhu upravena na hranici $n_q = 160$. Pro hraniční hodnotu $n_q = 140$ totiž docházelo k velkému zkroucení rotorových lopatek. Návrhové průměry oběžných kol byly voleny s ohledem na zamýšlené použití čerpadla v potrubních systémech. V úvahu tedy připadala oběžná kola čerpadel odpovídající těmto průměrům potrubí: DN 50, 80, 100, 125, 150, 200, 250, 300, 350, 400. V případě takto definované úlohy se však nabízí otázka, jak určit volitelné parametry návrhu tak, aby bylo dosaženo co nejvyšší účinnosti stroje. Proto určení optimálních návrhových bodů bylo provedeno v softwaru Microsoft Excel za pomoci řešitele a evolučního genetického algoritmu. Nastavení parametrů řešitele pro čerpadlo s prstencovým motorem zobrazuje Tabulka 2.4 a výsledky výpočtu potom Tabulka 2.5. Algoritmus počítá při určení optimálního návrhového bodu i s příkonem ucpávky respektive ucpávek. Detailní rozbor problematiky ucpávek je uveden v kapitole 3.

Tabulka 2.4: Nastavení parametru řešitele pro čerpadlo s prstencovým motorem.

Veličina	Interval	Popis
$NPSH_R$	-	Vstup od uživatele
d_2	-	Vstup od uživatele
n	<500; 40 000>	Proměnná
H	<0,2; 50>	Proměnná
L_i/L_a	<0,7; 0,9>	Proměnná
ν	<0,1; 0,9>	Proměnná
n_q	<160; 600>	Závislá
ζ_a	<0; 1,25>	Závislá
η_m	-	Účelová funkce

Tabulka 2.5: Přehled návrhových bodů pro čerpadlo s prstencovým elektromotorem pro $NPSH_r = 5$ m

DN	D_2 [m]	ν [-]	D_1 [m]	n [ot/min]	H [m]	Q [m ³ /s]	n_q	P_h [W]	η_{seal} [%]	η_c [%]
50	0,0529	0,5301	0,0280	4389,12	3,55	0,0095	166	331	90,85	51,10
80	0,0818	0,5072	0,0415	4389,11	6,25	0,0208	160	1 275	96,52	54,29
100	0,1	0,5333	0,0533	2921,07	4,89	0,0329	161	1 576	97,99	55,12
125	0,124	0,4890	0,0606	2872,90	5,88	0,0493	169	2 839	98,65	55,49
150	0,15	0,3953	0,0593	1298,11	2,46	0,0895	198	2 157	99,25	55,83
200	0,2064	0,3564	0,0736	1130,86	2,84	0,1760	217	4 896	99,60	56,03
250	0,259	0,3874	0,1003	1063,21	3,39	0,2655	219	8 808	99,73	56,10
300	0,308	0,4178	0,1287	937,93	3,78	0,3611	208	13 359	99,80	56,14
350	0,359	0,4234	0,1520	815,28	3,88	0,4862	206	18 479	99,85	56,16
400	0,429	0,4219	0,1810	736,44	4,23	0,6790	206	28 141	99,88	56,18

V Tabulce 2.5 má η_{seal} následující význam:

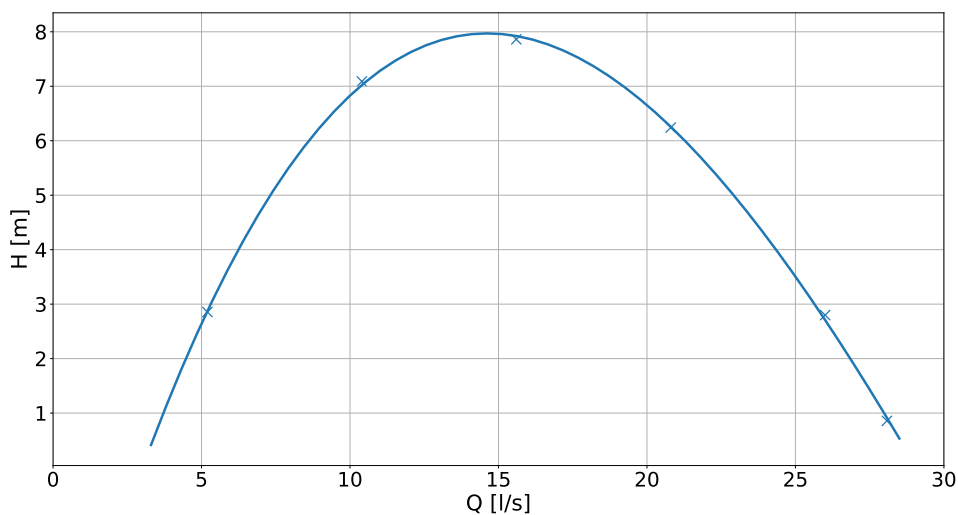
$$\eta_{seal} = \frac{P_{seal}}{P_h} 100 \quad [\%], \quad (2.4)$$

kde P_{seal} je příkon na ucpávce a P_h hydraulický výkon čerpadla. Z porovnání $NPSH_r$ a H pro jednotlivé vypočtené provozní body vyplývá, že čerpadla ve většině případů potřebují na sání větší tlak, než jaký jsou sama schopna vyrobit. Výjimku tvoří v Tabulce 2.5 body, které odpovídají průměru potrubí DN 80 a DN 125. Tyto body se vzhledem k uvažovanému sériovému zapojení čerpadel jeví jako nejvhodnější pro další postup, tedy nový hydraulický návrh a návrh ucpávek.

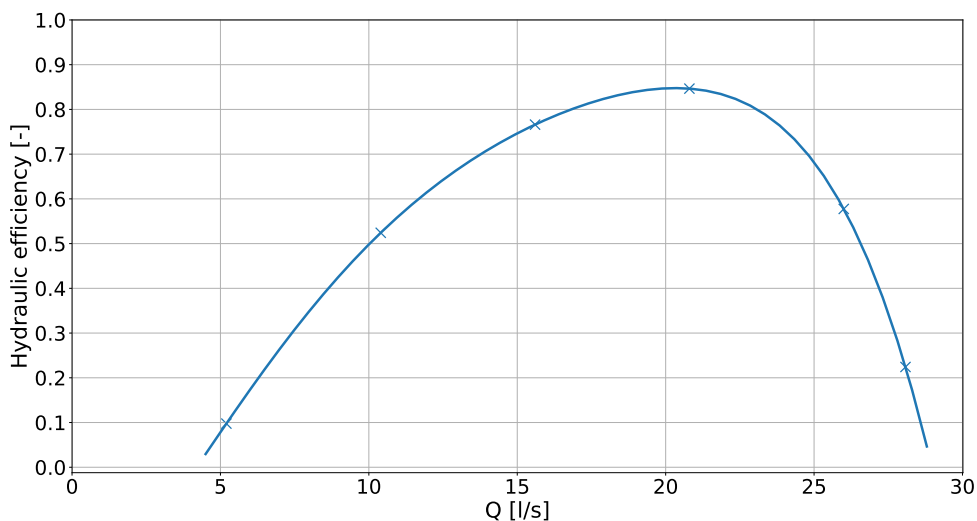
2.5.1 Návrh rotorové lopatky

V závěru předešlé kapitoly se podařilo určit dva vhodné návrhové body čerpadla. Samotný návrh rotorové lopatky však bude proveden pouze pro průměr DN 80. Toto rozhodnutí má zcela pragmatické odůvodnění, a to že na shodný průměr je v současnosti k dispozici elektromotor.

Design rotorové lopatky vychází z předpokladu použití profilů série NACA 65. Samotný postup je detailně popsán v literatuře [10]. Ten bylo třeba dále modifikovat, protože autor zjistil, že pro atypické konstrukce typu čerpadla s prstencovým motorem nevedou empirické korekce lopatky ke kýženému výsledku¹. Vlastnosti nově navržených hydraulických částí čerpadla byly ověřeny pomocí nestacionárních CFD výpočtů s turbulentním modelem $k-\omega$ SST.



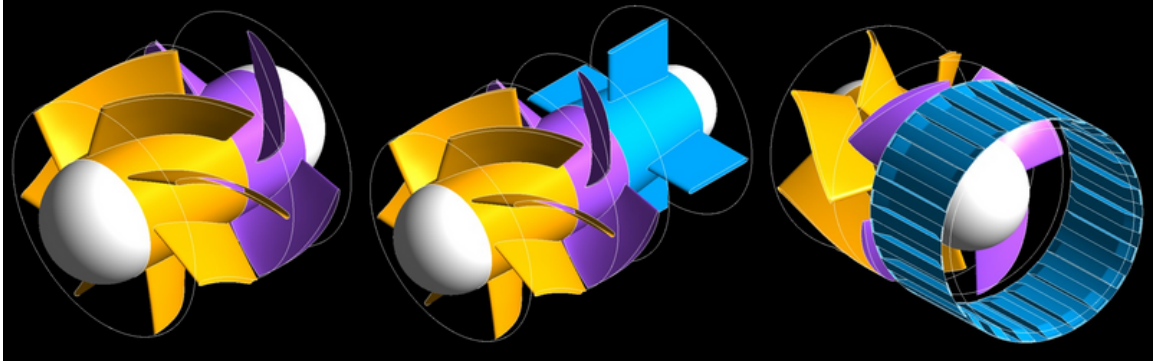
Obrázek 2.4: Charakteristika čerpadla $H = f(Q)$.



Obrázek 2.5: Charakteristika čerpadla $\eta_h = f(Q)$.

¹Podrobnosti uvedeny v plné verzi dizertační práce.

Vybrané charakteristiky čerpadla určené pomocí CFD výpočtů jsou zobrazeny na obrázcích 2.4, 2.5. Z charakteristiky $H = f(Q)$ (Obrázek 2.4) vyplývá, že v blízkosti průtoku $Q = 15 \text{ l/s}$ se charakteristika stává nestabilní. Tato nestabilita je způsobená ucpáním průtočného kanálu rotoru čerpadla. Nejvýrazněji se tento jev projevuje v oblasti krycího a nosného disku rotoru.



Obrázek 2.6: Varianty hydraulického návrhu zleva: základní návrh, verze s vloženými žebry, verze „drážkovaný náboj“ (Poznámka: oběžné kolo – fialová, rozvaděč – okrová, žebra nebo „drážkovaný náboj“ – modrá).

Při ucpání průtočného kanálu má vektor absolutní rychlosti před vtokem do rotoru dominantní složku v obvodovém směru. V průběhu času dochází k postupné propagaci obvodové složky i do přívodní části potrubí, což se projevuje vznikem víru a nestabilní charakteristiky. Prakticky lze takto vzniklou nestabilitu řešit dvěma způsoby (Obrázek 2.6), a to buď vložením žebér vtokové části potrubí, nebo vytvořením „drážkovaného náboje“ v potrubí před vtokem rotoru viz například [10]. Oba dva tyto způsoby, eliminace předrotace kapaliny, byly vyzkoušeny. Nestabilita charakteristiky se sice zmenšila nicméně vlivem použití žebér, respektive „drážkovaného náboje“ došlo k výraznému poklesu účinnosti v návrhovém bodě a to o cca 15 %.

Úlohu navíc značně stěžuje fakt, že návrh geometrických rozměrů drážek, respektive žebér a jejich umístění do vtokové části potrubí vychází do značné míry z empirických poznatků. Tyto modifikace také mají vliv i na původní hydraulický návrh, takže je třeba provést jeho korekci. Proto v tuto chvíli bylo od dalších pokusů upuštěno. V budoucnu by bylo vhodné tuto problematiku hlouběji analyzovat. V případě čerpadla s prstencovým motorem se lze v určitých případech nestabilní části charakteristiky vyhnout. Pokud bude čerpadlo pracovat v zařízení s odpovídající charakteristikou potrubního systému, lze nižších průtoků docílit otáčkovou regulací elektromotoru čerpadla pomocí frekvenčního měniče².

V návrhovém bodě čerpadla se dle provedených výpočtů podařilo dosáhnout hydraulické účinnosti $\eta_h = 0,845$. Na základě této hodnoty je nyní možné provést odhad celkové účinnosti čerpadla. Účinnost elektromotoru dle charakteristiky je $\eta_{em} = 0,86$ předpokládaná ztráta na ucpávkách $P_{seal} = 100 \text{ W}$ viz kapitola 3 a P_{ce} hydraulická (disková) ztráta mezi čely rotoru a konfuzorem (nátok na rotor), respektive rozváděcím kolem na odtoku z rotoru. Tuto ztrátu lze určit obdobným způsobem, jak bylo provedeno v [15, 22]. Pro následující parametry spáry $h = 0,0008 \text{ m}$; $R = 0,02075 \text{ m}$; $Ra = 1,6 \mu\text{m}$ (h – výška spáry, R – poloměr náboje oběžného kola, Ra – drsnost povrchu) vychází ztráta na jednu spáru přibližně rovna 0,8 W.

²Frekvenční měnič je součástí prototypu čerpadla.

$$\eta_c = \frac{P_h}{\frac{P_h}{\eta_h} + 2P_{ce} + P_{seal}} \eta_{em} = 0,69 \quad [-]. \quad (2.5)$$

Celkovou účinnost stroje lze tedy odhadovat na 0,69. Nyní se nabízí tyto výsledky porovnat s referencemi uvedenými v úvodní části dizertační práce. Pokud dojde na srovnání s protiběžnou axiální turbínou [6, 14], tak turbína dosahuje hydraulické účinnosti v návrhovém bodě 0,9 (navržené čerpadlo 0,845)³. K přihlídnutím k tomu že axiální protiběžná mikroturbína je navržena na větší průměr potrubí, konkrétně DN 100, je možné v tomto směru označit hydraulický návrh čerpadla za dobrý. Jisté rezervy se ještě také nachází v účinnosti použitého asynchronního motoru, jelikož motor u současného prototypu dosahuje $\eta_{em} = 0,86$, avšak generátor u protiběžné mikroturbíny má účinnost až 0,92 viz [14].

³Uvedená účinnost čerpadla je sice vztažená k čerpadlovému režimu, ale lze předpokládat, že čerpadlo i v turbínovém režimu dosáhne obdobné účinnosti.

Kapitola 3

Čerpadlové ucpávky - návrh těsnění motorového prostoru

Na základě návrhového bodu čerpadla je možné specifikovat konkrétní požadavky kladené na ucpávky. Cílem definice těchto kritérií je určit vhodné typy ucpávek, se kterými bylo možné dosáhnout smysluplných účinností stroje. Ucpávka si musí zachovat svoji funkci i při obvodových rychlostech vyšších než 19 m/s a při tlaku od pracovní kapaliny stroje alespoň 100 kPa. Ztráta na jedné ucpávce by neměla přesáhnout 50 W. Z provedené literární rešerše vyplývají tyto závěry.

- O-kroužky jsou nevhodné pro těsnění rotačního pohybu, vlivem špatného mazání dochází k jejich rychlému opotřebení.
- Standardní gufera jsou vhodná pro těsnění jen nízkých diferencí tlaků, při nízkých obvodových rychlostech. Pro dané parametry (průměr hřídele 80 mm a otáčky 4400 ot/min) lze na základě [5] odhadnout ztrátu na jednom guferu na 250 W. Současně gufera nespĺňují požadavek na tlak 100 kPa. Z těchto důvodů jsou gufera pro těsnění čerpadla s prstencovým motorem nevhodná.
- V-kroužky by splnily požadavky ohledně příkonu na ucpávce. Problém spočívá v jejich ztrátě těsnosti v rozsahu obvodových rychlostí od 15 m/s do 20 m/s.
- Provazcové ucpávky se jeví jako jeden z možných kandidátů pro těsnění čerpadla s prstencovým motorem. Některými svými vlastnostmi jsou si podobny s mechanickými ucpávkami. Jejich aplikace by však vyžadovala rozsáhlejší testovací kampaň, protože při dodržení doporučených standardů pro jejich návrh se dostáváme až na nepřiměřenou délku ucpávky oproti délce rotoru čerpadla s prstencovým motorem.
- Bezdotyková těsnění a labyrinty slouží jen k navýšení tlakové ztráty v těsněné spáře. To vede ke snížení průsaku. Samy o sobě však nezaručují těsnost. Jejich funkce je závislá na otáčkách stroje.
- Ucpávky s magnetickými kapalinami by mohly být dalším vhodným kandidátem pro použití v čerpadle s prstencovým motorem. Pro dané parametry prototypu čerpadla by bylo patrně nutné zajistit chlazení magnetické kapaliny v ucpávce (Pozn. Chlazení je nutné od obvodových rychlostí 10 m/s [11].). Dalším kritickým místem by bylo zkoumání vzájemného ovlivnění magnetického pole ucpávky a magnetického pole

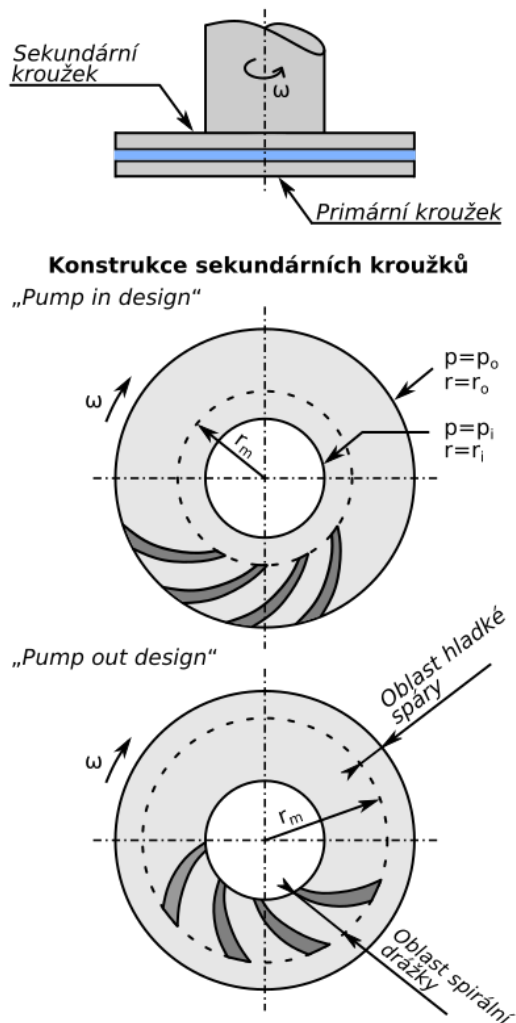
elektromotoru. V neprospěch ucpávky s magnetickou kapalinou vystupuje i její cena a celková složitost (návrh, konstrukce, prostorová náročnost).

- Mechanické ucpávky se také jeví jako vhodné pro použití v čerpadlech s prstencovým motorem. Mají dobrou těsnost a nízké ztráty i při vysokých obvodových rychlostech a jsou principiálně jednoduché. Jejich nevýhodou je vyšší cena, která souvisí s požadavky na přesnost výroby a nutnost použít při návrhu specializovaný software nebo software pro řešení CFD úloh. Neexistují totiž obecné analytické postupy pro jejich návrh. Na druhou stranu se jedná o léty prověřenou technologii jak na plyných médiích, tak i kapalných. Také je k dispozici poměrně velké množství zdrojů, ze kterých lze při ověřování výpočtů vyjít.

Na základě výsledků literární rešerše je možné učinit následující závěr: Principiálně je možné použít na těsnění čerpadla s prstencovým motorem provazcové ucpávky, mechanické ucpávky, ale i ucpávky s magnetickou kapalinou. Po zohlednění všech konstrukčních požadavků a vlastností ucpávek se jeví jako nejlepší řešení použití mechanické ucpávky.

V současné době se návrh mechanických ucpávek provádí převážně pomocí CFD výpočtů. Společnosti zabývající se jejich návrhem, jsou často vybaveny úzce specializovaným softwarem. Výpočty ucpávek je také možné provádět v univerzálních softwarech pro CFD. Doba řešení však bude výrazně delší. To je dáno tím, že při sestavování rovnic je možné využít některé zjednodušující předpoklady, čehož specializované softwarey využívají. Jejich kompletní analytické řešení není možné. Za určitých zjednodušujících předpokladů, lze některé specifické typy řešit analyticky, a tak přibližně stanovit část hlavních parametrů, jako například: průtok, axiální sílu, rozložení tlaku. V rámci disertační práce bylo provedeno odvození analytického řešení pro čelní uhlíkové ucpávky se spirální drážkou (Pozn. Vzhledem ke komplexnosti kapitoly ji nebylo možné uvést v této zkrácené verzi práce, avšak v následujícím textu se s těmito výsledky dále pracuje. V případě potřeby je možné analytické řešení nastudovat v jejím originálu.).

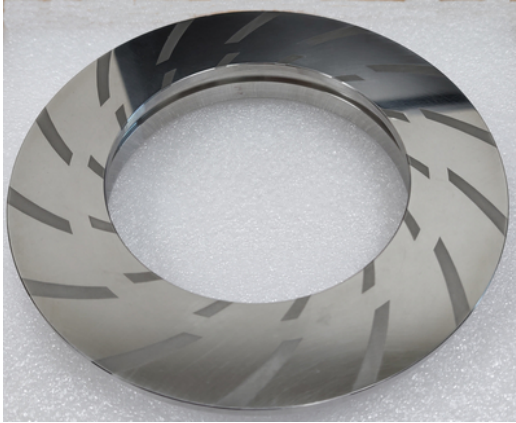
Geometrie ucpávky byla odvozena ze zdrojů [9, 19, 20, 12, 21]. V tomto případě však zdroje sloužily spíše k inspiraci, jelikož samotný návrh při uvažování dvoufázového proudění (voda, vzduch) je stále ještě záležitostí spíše empirickou. Nejprve byl proveden návrh se standardní spirální drážkou. V tomto případě je drážka tvarována tak,



Obrázek 3.1: Schéma čelní spirální ucpávky. Převzato a upraveno z [13].

že při provozu čerpadla je voda tlačena mezi čela ucpávky Obrázek 3.1 „*pump out design*“. Tím dochází k jejímu chlazení a mazání.

Jednofázovým CFD výpočtem bylo ověřeno, že příkon ucpávky je příliš velký vzhledem k hydraulickému výkonu čerpadla. Druhá verze úlohy byla počítána s obráceným smyslem otáček ucpávky.



Obrázek 3.2: Sekundární kroužek ucpávky s novým způsobem drážkování.

příkonu. Samotný návrh spirálních drážek byl proveden pomocí skriptu v programovacím jazyku Python. Vnitřní průměr ucpávky byl dán rozměrem prototypu čerpadla s prstencovým motorem. To je navrženo na průměr potrubí DN 80. Vnější průměr, počet drážek a jejich hloubka, vzdálenost mezi čely ucpávky a konstanty do rovnice logaritmické spirály 3.1 byly vhodně zvoleny. Konkrétně vnější průměr 131,8 mm, počet drážek 14, hloubka drážek 5 μm, vzdálenost mezi čely ucpávky 8 μm.

$$r = r_g e^{\Theta \tan(\alpha)}. \quad (3.1)$$

Symbole v rovnici mají následující význam: r ; Θ – polární souřadnice, e – Eulerovo číslo, r_g – rádius spirální drážky, α – úhel mezi spirálou a její tečnou.

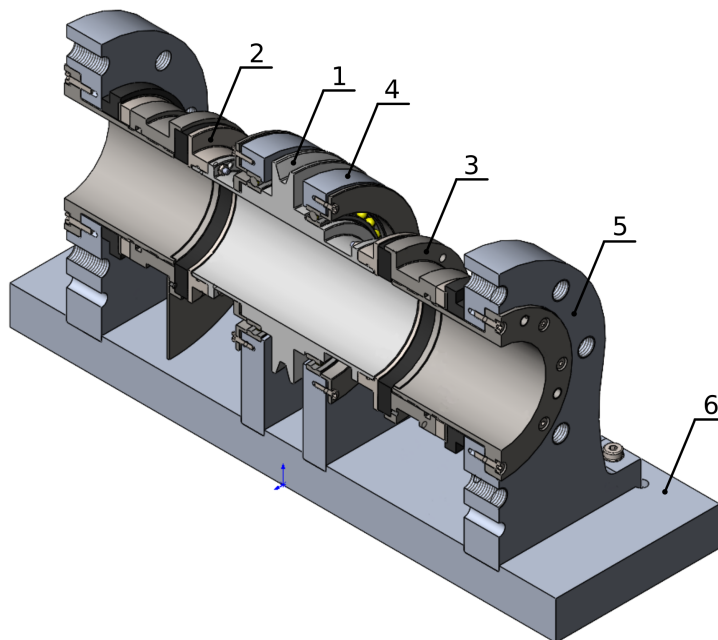
V rámci předběžné analýzy sledovaných vlastností ucpávky (axiální síla, kroutící moment, průtok(prúsak)) byly provedeny jednofázové i dvoufázové CFD výpočty. V případě jednofázových CFD výpočtů byly úlohy řešeny jednak pro vodu, ale také i pro vzduch. Tyto výsledky byly následně porovnány s analytickým řešením. Dvoufázové výpočty byly řešeny pro dvě varianty geometrického modelu ucpávky tzv. model osamocená ucpávka a rozšířený model ucpávky. V rozšířeném modelu ucpávky je do CFD výpočtu zahrnuta i část potrubí a část okolní atmosféry s čímž souvisí i změna definice okrajových podmínek než je tomu u varianty osamocené modelu. Podrobnosti lze najít v plném znění dizertační práce.

3.1 Experimentální ověření parametrů navržené ucpávky

3.1.1 Návrh testovacího zařízení

V rámci dizertační práce byl proveden i návrh testovacího zařízení. Při něm se vycházelo z konstrukce čerpadla s prstencovým motorem. Vzhledem k problematické aplikaci podobnostních kritérií na ucpávky je zařízení konstruováno na vnitřní průměr potrubí DN 80, tj. průměr shodný s daným čerpadlem. Testovanou ucpávku lze tedy přenést na dílo bez

dalších přepočtů¹. Zařízení je možné výhledově použít i na testování ucpávek s vnitřním průměrem menším než DN 80. V tomto případě však bude nutné některé díly vyrobit zcela nové. Do budoucna se nabízí možnost využít zkušební stroj i k experimentům s ucpávkami na magnetickou kapalinu.



Obrázek 3.3: Testovací zařízení na ucpávky – 3D řez.

Samotná konstrukce (Obrázek 3.3) se skládá z rotoru (1), který je hnán pomocí klínového řemene. Rotor je také zároveň nosičem sekundárních kroužků ucpávek (2). Proti sekundárním kroužkům se nachází primární kroužky s uhlíkem (3). Dosednutí funkčních ploch ucpávky je zajištěno díky vlnovým pružinám. Ty se nachází za primárními kroužky. Jejich potřebné předepnutí je realizováno vložením přesných podložek při montáži. Jednotlivé komponenty jsou přes ložiskové stojany (4) a přípojovací konzole (5) spojeny s deskou (6). Zařízení je osazeno kuličkovými ložisky 61821. Těsnění komponent ucpávky je řešeno pomocí O-kroužků. Z pohledu návrhu lze označit jako kritické místo řešení těsnění primárního kroužku. Jedná se o součástku, která může konat kmitavý pohyb v axiálním směru. Současně s tímto pohybem musí být zajištěna její těsnost a sousost². Veškeré díly, které přichází do přímého kontaktu s vodou, jsou vyrobeny z nerezové oceli. Konkrétně sekundární kroužek ucpávky AISI 316 a ostatní díly AISI 304. Deska (6), ložiskové stojany (4) a přípojovací konzole (5) jsou vyrobeny ze slitiny hliníku EN-AW 5083.

Zkušební stanice může být provozována ve dvou odlišných variantách finálního sestavení. V první z nich jsou příruby (5) zaslepeny víčky s ventily. Přes tyto ventily je možné vnitřní prostor natlačit zkušebním tlakem. Následně je rotor uvedený do pohybu. Za provozu zařízení potom dochází k úniku vody přes ucpávky do okolní atmosféry. Voda je do vnitřních prostor průběžně doplňována z tlakové nádoby.

¹V případě použití ucpávky v reálném provozu, je třeba mít na paměti, že především tlakové poměry v průběhu testu se budou od skutečných provozních lišit. Hlavní příčinou je absence oběžného kola v testovacím zařízení. Na čerpadle tedy bude vždy jedna ucpávka více zatížena tlakem než ucpávka druhá.

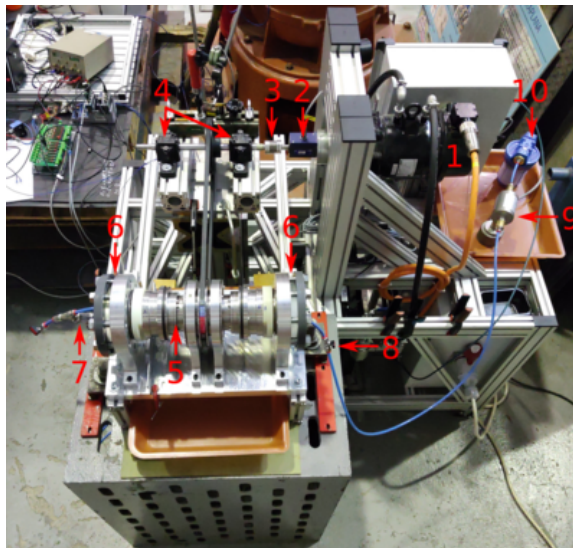
²Na sousosti primárního kroužku závisí dosednutí funkčních ploch ucpávky.

U druhého provozního režimu je celé zařízení usazeno do čerpadlové tratě. V takovém případě je vnitřní prostor přímo protékán, tak jak tomu je i v čerpadle s prstencovým motorem. Regulací čerpadla nebo regulačního ventilu na čerpadlové trati je možné nastavit tlakové a průtokové poměry ve zkušebním zařízení.

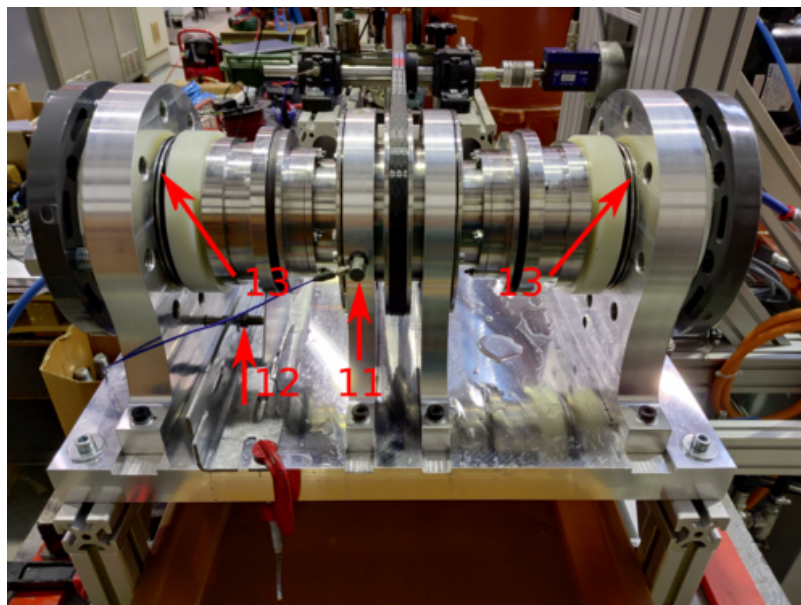
3.1.2 Zkušební trať

Cílem měření bylo experimentálně ověřit hlavní parametry ucpávky. Tedy zdali při určitých otáčkách, závěrné síle a tlaku vody bude dosaženo odpovídajícího průsaku a ztrátového kroutícího momentu, respektive příkonu. Za tímto účelem byly měřeny následující veličiny: otáčky, kroutící moment, tlak vody v pracovním prostoru a průtok. V rámci provozního měření byly také snímány vibrace na ložisku u rotoru s ucpávkami a axiální výchylka primárního kroužku s uhlíkem.

Hlavní popis samotného testovacího zařízení na ucpávky byl již proveden v předešlé kapitole 3.1.1. Proto zde bude uvedeno pouze jeho doplnění. Sestava experimentálního zařízení je zobrazena na Obrázku 3.4 a 3.5. Jedná se o variantu zapojení s tlakovou nádobou. Jako hnací člen je zde použit elektromotor (1). Mezi elektromotorem a vlnovcovou spojkou (3) je umístěna měrná hřídel (2), jejíž pomocí je možné měřit kroutící moment a otáčky. Z druhé strany spojka navazuje na hnací hřídel. Jeho uložení je řešeno domečkou (4) s naklápěcími kulíčkovými ložisky. Kroutící moment je přenášen z hnací řemenice pomocí klínového řemene na rotor s ucpávkami (5) (Pozn. Poměr řemenového převodu je 1:1.). Na Obrázku 3.4 lze vidět plexisklová víčka (6) přišroubovaná ke konzolám testovacího zařízení. Do levého víčka je přes odvodušňovací hadičku s ventilem připojen snímač tlaku (7). Do pravého víčka je přes hadičku s ventilem (8) přivedena voda z tlakové nádoby. Díky ní je možné kompenzovat průsak z ucpávkového prostoru. Mezi tlakovou nádobou a ventilem (8) se nachází průtokoměr (9) a filtr (10). Na Obrázku 3.5 je vidět snímač zrychlení (11) umístěný na domeček ložiska a snímač axiální výchylky (12) primárního kroužku ucpávky. Z obrázku je také zřejmá pozice vlnových pružin (13).



Obrázek 3.4: Sestava experimentálního zařízení pro měření ucpávek – pohled ze shora.



Obrázek 3.5: Sestava experimentálního zařízení pro měření ucpávek – pohled zepředu.

Elektrické signály snímačů byly zpracovány počítačem pomocí digitálních měřících karet. Počítač je vybaven měřícím softwarem LabView 2021 pro měření energetických charakteristik hydraulických zařízení. Frekvence vzorkování byla 10 kHz, doba ustáleného měření byla 20 s.

Z pohledu budoucnosti čerpadel s prstencovým motorem jsou klíčovým parametrem mechanické ztráty na ucpávce. Proto nyní bude primárně určena nejistota měření kroutícího momentu. Absolutní chyba snímače kroutícího momentu je $\pm 0,04$ Nm. Chyba měření napětí na měřicí kartě (National Instrument 9215) je $\pm 0,014$ % z měřeného rozsahu, což po přepočtu na chybu měření kroutícího momentu činí $\pm 0,003$ Nm. Celková nejistota měření kroutícího momentu tedy je $\pm 0,043$ Nm. Obdobným způsobem lze stanovit chybu měření tlaku a průtoku. V konečném důsledku však určení těchto nejistot není nutné. Tyto veličiny byly měřeny jako referenční a sloužily k porovnání jednotlivých měřených variant mezi sebou. Současně například měření tlaku bylo zdvojeno analogovými manometry na kompresoru a na tlakové nádobě s vodou.

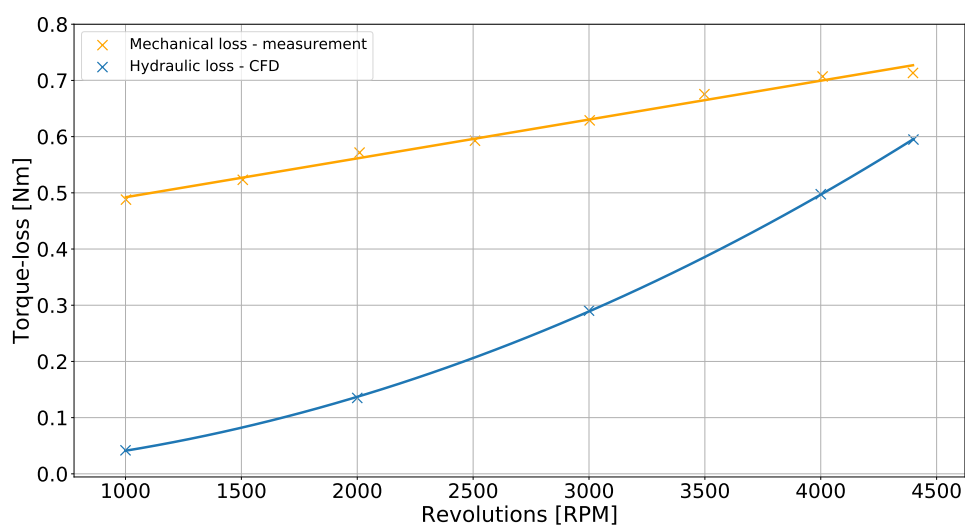
3.1.3 Výsledky měření

Výsledky měření byly zpracovány pomocí programovacího jazyka Python. Zatímco průtok ucpávkami v závislosti na otáčkách bylo možné určit přímo z naměřených dat, tak v případě stanovení ztrátového kroutícího momentu, respektive příkonu bylo nejprve nutné provést jeho korekci. Je to proto, že naměřená data obsahují i dílčí ztráty, které přímo nesouvisí s ucpávkami.

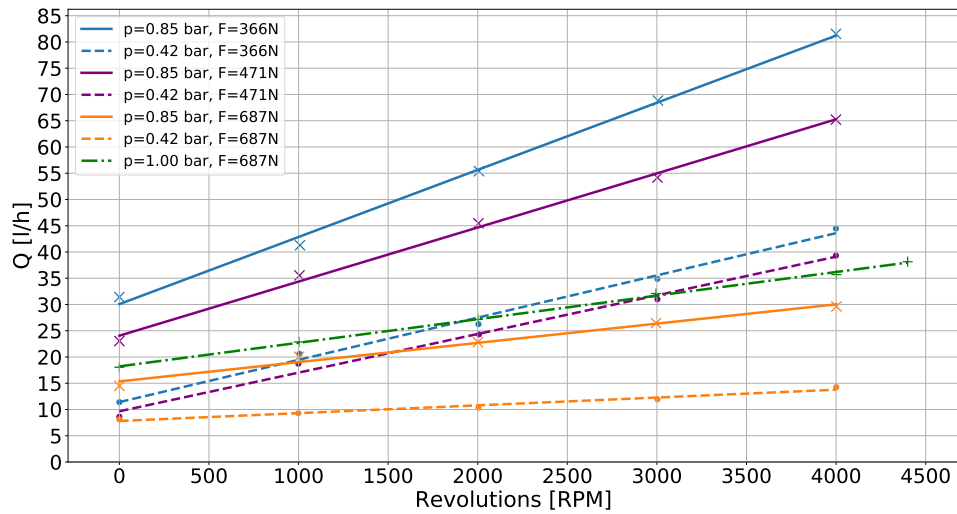
Za tímto účelem proběhlo měření mechanických ztrát na vzduchu ve chvíli, kdy byly demontovány primární kroužky ucpávek. Takto bylo možné stanovit ztrátový kroutící moment způsobený ložisky a řemenovým převodem v závislosti na otáčkách. Poté následovalo určení ztrátového kroutícího momentu, který vzniká v důsledku rotace vody mezi rotorem s ucpávkami a statickou částí potrubí. V tomto případě však v podstatě nezbývala jiná možnost než použití CFD analýzy k jeho určení.

Byl tedy vytvořen odpovídající model zavodněných prostor zkušebního zařízení, ale bez ucpávek samotných. Úloha byla řešena v softwaru OpenFOAM 9 jako 3D nestacionární, nestlačitelná s turbulentním modelem $k-\omega$ SST. Jako samotný řešič byl použit pimpleFoam. Výpočetní síť byla strukturovaná hexahedrální o velikosti 1 785 600 buněk. Časový krok byl řízen hodnotou Courantova čísla, jehož maximální hodnota byla nastavena na 6. Jednotlivé výpočty byly ukončeny po stabilizaci hodnoty výsledku ztrátového kroučícího momentu.

Výsledky měření mechanických ztrát a výsledky CFD výpočtu hydraulických ztrát jsou uvedeny ve společném grafu (Obrázek 3.6). Na Obrázcích 3.7, 3.8 a 3.9 jsou postupně zobrazeny jednotlivé naměřené charakteristiky ucpávek. Konkrétně na Obrázku 3.7 jsou uvedeny výsledky měření průsaku ucpávkami v závislosti na otáčkách. Na Obrázcích 3.8 a 3.9 je zobrazen průběh momentu, respektive příkonu.

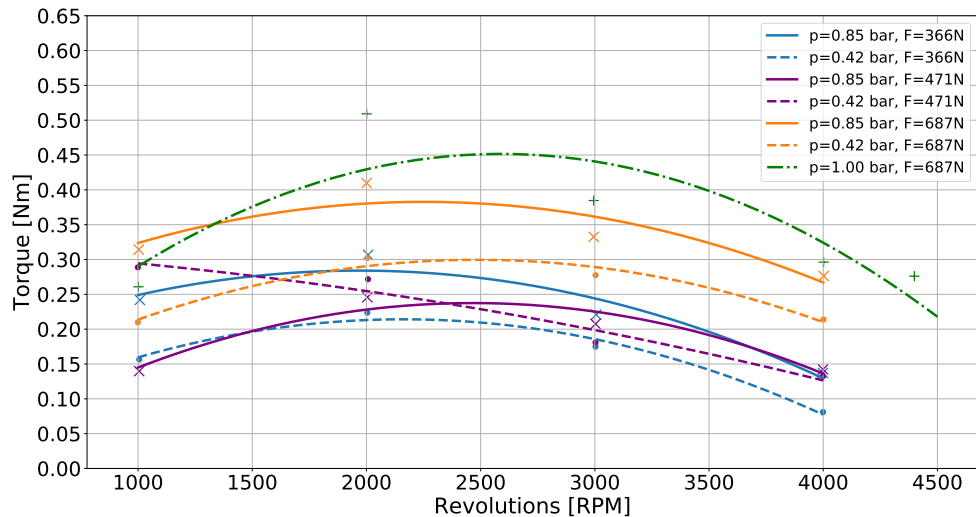


Obrázek 3.6: Graf zobrazuje příspěvek mechanických a hydraulických ztrát na celkovém ztrátovém kroučícím momentu v závislosti na otáčkách.

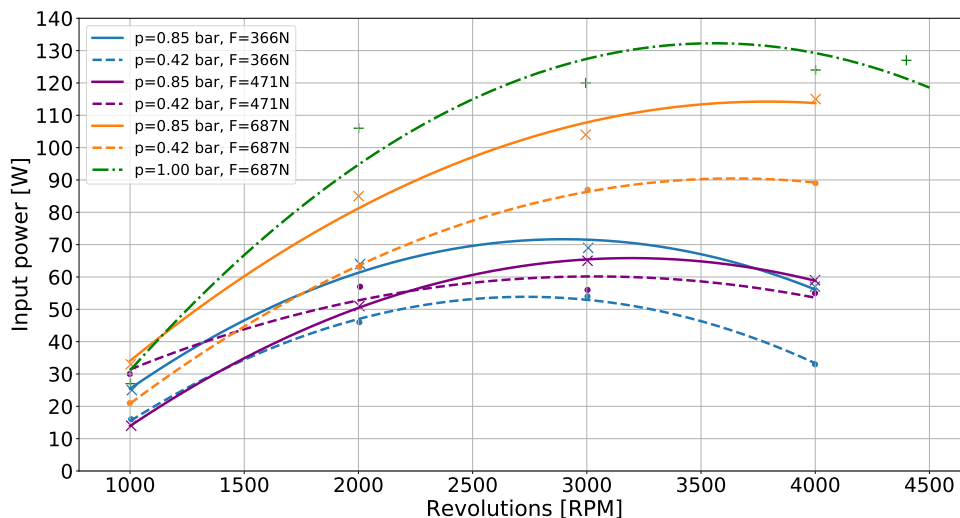


Obrázek 3.7: Závislost celkového průsaku ucpávkami na otáčkách.

Jak je patrné z Obrázku 3.7, tak k úniku vody dochází i při pouhém statickém zatížení od tlaku kapaliny, tedy při nulových otáčkách rotoru. Proto bylo v rámci experimentu přistoupeno ke změření více variant nastavení ucpávek. Jednotlivé varianty se od sebe lišily v síle předepnutí pružin a v nastaveném tlaku vody. Konkrétně bylo měření provedeno pro přítláčné síly 366 N, 471 N, 687 N. Pro každou z těchto sil byly nastaveny dva pracovní tlaky vody 0,42 bar a 0,85 bar. Finální měření bylo provedeno pro sílu 687 N a tlak 1 bar, přičemž bylo dosaženo maximálních otáček 4400 ot/min.



Obrázek 3.8: Závislost celkového ztrátového kroutícího momentu ucpávek na otáčkách.



Obrázek 3.9: Závislost celkového příkonu ucpávek na otáčkách.

Z provedených měření vyplývá, že i přes zvyšování přítlačné síly na primární kroužek ucpávky, stále dochází k průsaku vody, a to i pro otáčky $n = 0$. Dle předpokladu se únik s rostoucí silou zmenšuje. Velikost přítlačné síly $F = 687 \text{ N}$ přibližně odpovídá stavu, kdy na celou funkční plochu ucpávky působí tlak 1 bar. V takovém případě by měla zůstat ucpávka těsná, a přesto dochází k průsaku i při tlacích nižších než 1 bar. Po konzultaci s výrobcem bylo navrženo ponechání ucpávek v provozu po dobu alespoň 6 hodin při 1000 ot/min tak, aby mohlo dojít k jejich zaběhnutí. Ani po uplynutí této doby k výraznému zlepšení nedošlo. Jako další krok byla navržena demontáž ucpávek a přeměření rovinnosti styčných ploch. Tento úkon se však již nepovedlo zrealizovat před termínem odevzdání dizertační práce.

Z pohledu ztrát na ucpávce lze experiment označit za částečný úspěch. Při zkušebním tlaku 1 bar a 4400 ot/min sice ucpávky překračují na začátku stanovenou přípustnou hranici 100 W pro dvě ucpávky (viz Obrázek 3.9), nicméně děje se tak z důvodu vysoké hodnoty přítlačné síly a při vysokém zkušebním tlaku. Pro návrhový bod čerpadla $p = 0,6 \text{ bar}$ a adekvátní sílu lze očekávat snížení příkonu ucpávek pod hranici 100 W. K hodnocení příkonu je potřeba přistupovat s jistou obezřetností. Výsledek je totiž ovlivněn nejistotou spojenou jednak se samotnou přesností použitých měřících přístrojů (viz závěr kapitoly 3.1.2), ale také s určením hydraulických ztrát od rotující vody ve zkušebním zařízení. Hydraulické ztráty byly stanoveny pomocí CFD výpočtů. Jejich výsledky ale nelze jednoduše experimentálně ověřit.

Druhým limitujícím faktorem je fakt, že například při přítlačné síle $F = 687 \text{ N}$ rozběhový moment dosahuje maximálního momentu dynamometru (20 Nm). V tomto případě bylo dokonce nezbytné ucpávkám při rozběhu manuálně pomoci. Vysoká hodnota rozběhového momentu tak do značné míry omezuje použití přesnějšího snímače krouťícího momentu.

3.2 Srovnání experimentálních výsledků s výpočty

V průběhu třetí kapitoly byly postupně definovány sledované parametry u nově navržené ucpávky. Mezi tyto parametry patří příkon ucpávky/ucpávek, který by neměl překročit hod-

notu 50 W na ucpávku, respektive 100 W pro dvě ucpávky. Dále byla sledována axiální síla, ztrátový kroutící moment a průtok (průsak). Tyto parametry jsou vztaženy k nominálnímu bodu nového hydraulického návrhu čerpadla s prstencovým motorem, kde $n = 4389 \text{ ot/min}$, $Q = 20,8 \text{ l/s}$, $H = 6,25 \text{ m}$. S přihlédnutím k charakteristice čerpadla a uvažováním jisté rezervy byl sledovaný zkušební tlak ucpávky určen na 1 bar ($H = 10 \text{ m}$). V Tabulce 3.1 jsou shrnuty dosažené výsledky z výpočtů a experimentu právě pro tlak 1 bar a 4389 ot/min. Hodnoty příkonu, kroutícího momentu a průtoku (vody) jsou v tabulce uvedeny pro dvojici ucpávek. Síla od pružiny F_{sp} je vztažena na jednu ucpávku.

Tabulka 3.1: Srovnání výsledků pro zkušební tlak 1 bar a 4389 ot/min.

	Fáze	P [W]	M_k [Nm]	Q [l/h]	F_{sp} [N]
Experiment	v/vz	127	0,276	38,1	687
CFD-osamocená ucpávka (A)	v/vz	32	0,0686	0	358
CFD-rozšířený model ucpávky (A)	v/vz	110	0,238	0	112
CFD-osamocená ucpávka (B)	voda	1220	2,652	5	1882
CFD-osamocená ucpávka (C)	vzduch	22	0,0476	22,4	308
Analytický výpočet (B)	voda	-	-	0,2	857
Analytický výpočet (C)	vzduch	-	-	22,8	301

Síla (F_{sp}) byla z analytických a CFD výpočtů určena následujícím způsobem:

$$F_{sp} = F_{ax} - F_{cor} \quad [N], \quad (3.2)$$

kde F_{ax} je axiální síla na ucpávku určená výpočtem a F_{cor} je síla korekční. Jelikož u veškerých prováděných výpočtů byly dosazovány do okrajových podmínek absolutní tlaky, tak je nezbytné F_{ax} zkorigovat o sílu, kterou vyvolá okolní atmosféra na povrch ucpávky. V tomto případě je $F_{cor} = 907 \text{ N}$.

Při vzájemném porovnání příslušných výsledků v Tabulce 3.1 je na první pohled zřejmý jejich značný nesoulad. K dobré shodě došlo konkrétně v případě jednofázového CFD výpočtu na vzduchu a jeho analytickým řešením.

Porovnáme-li výsledky multifázových simulací s experimentem, tak pro případ CFD-osamocená ucpávka (A) je v simulaci voda z ucpávkového prostoru zcela vytlačena vzduchem, což neodpovídá experimentálním výsledkům. Možnou příčinu této neshody lze hledat v kombinaci použitého řešitele (interFoam) a definice okrajových podmínek přímo na hranici rotující domény³. Pro potvrzení této teorie by bylo v budoucnu vhodné vyzkoušet řešení této úlohy pomocí jiného softwaru.

Pro variantu výpočtu CFD-rozšířený model ucpávky (A) dochází k relativně dobré shodě s experimentem pro ztrátový kroutící moment, respektive příkon ucpávek. Už se ale podstatně rozchází výsledky síly předepnutí pružiny a průtoku. Při takovémto srovnání, je třeba mít na zřeteli, že výsledný příkon je závislý na součiniteli tření a velikosti normálové síly, která je pro tento případ přibližně rovna $|F_{sp}|$. V experimentu je nastavená síla F_{sp} záměrně vysoká, protože byla snaha eliminovat průsak při daném pracovním tlaku vody a $n = 0 \text{ ot/min}$. Jelikož k tomuto průsaku stále dochází, vede to k závěru, že kontaktní

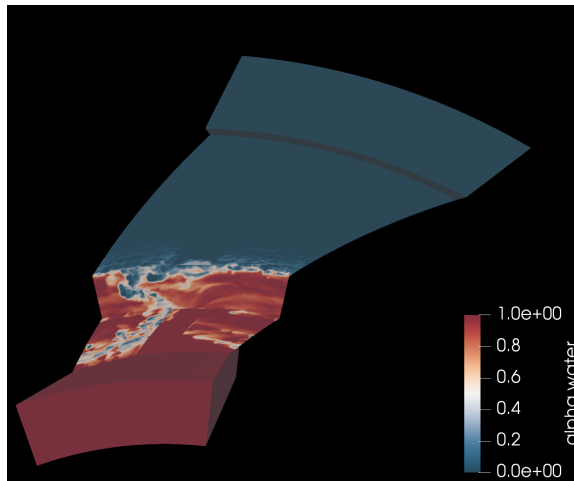
³K tomuto závěru vedou dosažené výsledky pro případ CFD-osamocená ucpávka (C), analytické řešení a také porovnání výpočtů CFD-osamocená ucpávka (A) a CFD-rozšířený model ucpávky (A).

plochy ucpávek nejsou souosé nebo nemají patřičnou rovinnost. Proto takové vzájemné srovnávání výsledků není zcela korektní. Je zjevné, že i při zanedbání další vlivů, nebyl splněn základní požadavek na geometrickou shodu modelu s experimentem.

Z Obrázku 3.10 také vyplývá, že CFD řešení úlohy by vyžadovalo ještě delší výpočetní čas. Postupně totiž dochází k pronikání vody směrem k vnějšímu poloměru ucpávky. V čase zastavení výpočtu je však průtok vody na vnějším poloměru ucpávky nulový. Pokles síly předepnutí pružiny u této verze výpočtu lze vysvětlit poklesem průměrné hodnoty absolutního statického tlaku vody ($183\,314\text{ Pa}$) na vtoku do ucpávky. To je způsobeno odsunutím okrajových podmínek na začátek, respektive konec „potrubí“. Současně také v ucpávce dochází k poklesu tlaku vody pod tlak sytých par, což použitý model nezohledňuje. Aby bylo možné silové poměry u jednotlivých řešení mezi sebou porovnat, je třeba provést korekci na vstupní tlak vody do ucpávky. Dále je také možné zkorigovat hodnotu výsledné axiální síly z CFD výpočtu tím, že tam kde na povrchu ucpávky dochází k poklesu tlaku pod hranici sytých par, budou tyto tlaky nahrazeny právě tlakem sytých par cca 2000 Pa . Tímto způsobem je možné odhadnout skutečnou velikost síly působící na ucpávku tak, aby byly verze modelu osamocená ucpávka (A) a rozšířený model ucpávky porovnatelné (A).

$$F_{spCorr} = F_{ax} - F_{cor} = S(p_{cfd} + p_{bc} - 1,83314 \cdot 10^5) - F_{cor} \quad [N], \quad (3.3)$$

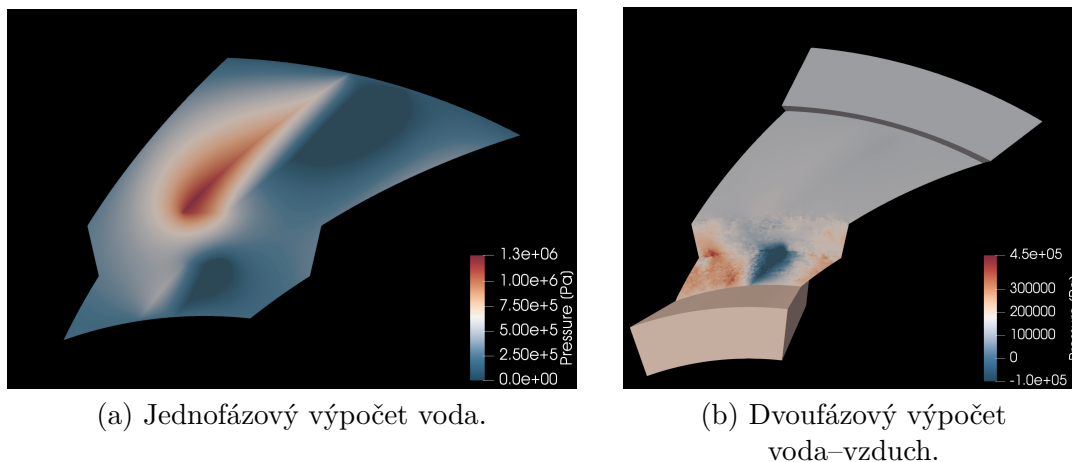
kde p_{cfd} je výsledný průměrný tlak z výpočtu působící na primární kroužek ucpávky včetně uvažované korekce na tlak sytých par, p_{bc} je tlak definovaný na okrajové podmínce a to je $2 \cdot 10^5\text{ Pa}$, konstanta $1,83314 \cdot 10^5\text{ Pa}$ je průměrný tlak vody na vtoku do ucpávky a F_{cor} je korekční síla viz Rovnice 3.2. Výsledná síla F_{spCorr} je pro případ výpočtu CFD-rozšířený model ucpávky (A) rovna 287 N . Přičemž podíl korekce na tlak sytých par činí 45 N a vliv korekce okrajové podmínky je 130 N .



Obrázek 3.10: Rozložení fází na ucpávce pro variantu rozšířený model ucpávky (A).

Z výše uvedeného vyplývá, že po provedení korekcí se výsledky výpočtu blíží analytickému řešení ucpávky na vzduchu (C) i verzi CFD-osamocená ucpávka (C), což lze označit za posun správným směrem (původní výsledek $F_{sp} = 112\text{ N}$). Při analýze výsledku se také nabízí otázka, jakým způsobem souvisí průtok se ztrátovým kroutícím momentem. Tedy zdali není pro ztrátový kroutící moment primárně určující podíl jednotlivých fází, otáčky a výška spáry. Pokud dojde na srovnání tlakových polí z výpočtu CFD-rozšířený model ucpávky (A) a CFD-osamocená ucpávka B (jednofázový výpočet na vodě) je vidět, že u multifázového

řešení nedochází k tak významnému nárůstu tlaku na tlačné hraně spirální drážky. Naopak je zde dominantnější pokles tlaku v oblasti sací hrany spirální drážky.



Obrázek 3.11: Porovnání kontur absolutních tlaků na povrchu sekundárních kroužků ucpávek.

Z výsledků provedených simulací lze pro případné budoucí práce vyvodit několik závěrů. Při uvažování vzduchu jako pracovního média se zdá být zvolený přístup dostatečný. I v tomto případě by bylo vhodné vypočtené výsledky experimentálně ověřit. V současné chvíli nebyl experiment na vzduchu proveden, protože při něm lze předpokládat zničení ucpávky v důsledku vysokého teplotního zatížení. Na takový test nebyla ucpávka navržena.

Pokud se nyní zaměříme na řešení ucpávky jako nestlačitelné multifázové úlohy, ukazuje se, že stávající řešení má svoje limity. V první řadě je z výsledků patrné, že v oblasti podtlakové hrany spirální drážky/drážek dochází k poklesu tlaku na hranici sytých par. V budoucnu tedy bude nezbytné ve výpočtech uvažovat s kavitací. Druhým limitujícím faktorem tohoto řešení je uvažování konstantní hodnoty kontaktního úhlu na fázovém rozhraní. Ten je totiž určený jako statický kontaktní úhel. Za provozu ucpávky však statický úhel neodpovídá skutečnosti a měl by být správně nahrazen úhlem dynamickým, respektive jeho funkční závislostí na příslušných veličinách, například na obvodové rychlosti. Samotná problematika určení dynamických kontaktních úhlů je značně komplikovaná a nebylo možné ji v rámci provedených prací postihnout. I v případě známé funkční závislosti, by implementace této krajové podmínky patrně vyžadovala modifikaci samotného softwaru.

V průběhu řešení CFD výpočtů se také ukázala jistá omezení. Mohou vznikat buď v důsledku definice samotné úlohy nebo mohou souviset s použitým softwarem. Pro případ multi-fázových úloh totiž nepomáhala příliš vysoká paralelizace výpočtu. V softwaru OpenFOAM 9 nejvíce času zabrala iterační smyčka při výpočtu tlaků pomocí řešiče GAMG, přičemž spuštění úlohy na větší počet jader prakticky nemělo na rychlost výpočtu tlaků vliv. Nejrychlejšího času výpočtu bylo dosaženo na šestnácti fyzických jádrech. Tento fakt limituje možnosti použití větších a kvalitnějších sítí. V budoucnu by tedy bylo vhodné provést vzájemné porovnání výsledku simulací pro různé softwary.

Kapitola 4

Závěr

Když se čtenář poprvé seznámí s názvem dizertační práce (Návrh hydraulického systému pro dálkovou dopravu vody), téma si nejspíš spojí s velkými čerpacími stanicemi, které slouží například k: čerpání pitné vody ve vodárenských sítích, čerpání chladicí vody pro jaderné elektrárny nebo třeba k přepravě ropných produktů. Pravděpodobně by si ale nepředstavil problematiku, která byla řešena na předchozích stránkách.

Práce však ve své podstatě navazuje na vizi dopravy vody na větší vzdálenosti pomocí axiálních čerpadel, která byla předmětem užitého vzoru (2016) [16] a později i patentu [17]. Přitom se autor dizertační práce na vzniku této myšlenky, a ani na vzniku prototypu axiálního čerpadla nikterak nepodílel. Změna nastala až ve chvíli, kdy byl k dispozici vyrobený prototyp stroje. Měření charakteristiky čerpadla se totiž stalo jedním z předmětů jeho diplomové práce. Jelikož výsledky experimentu zůstaly za očekáváním, nabízela se možnost danou problematiku dále analyzovat v rámci dizertační práce.

Během následujících let se podařilo určit hlavní nedostatky prototypu čerpadla a navrhnout způsoby řešení, které by měly vést ke zlepšení celkových parametrů stroje. Prvním z těchto nedostatků byl nevhodně provedený hydraulický návrh. Druhým potom způsob těsnění rotoru čerpadla pomocí gufer. Hydraulickou účinnost čerpadla se podařilo zlepšit z 50 % na 84,5 %. Odhadovaná celková účinnost čerpadla v návrhovém bodě činí 69 %. Tyto výsledky bude v budoucnu nezbytně experimentálně ověřit.

Dále se částečně podařilo vyřešit těsnění rotoru. Byl totiž navržen nový tvar čelní uhlíkové ucpávky se specifickým spirálním drážkováním. Její parametry byly ověřeny jednak odvozeným analytickým řešením, ale také jednofázovými a dvoufázovými CFD výpočty. Nakonec byly ucpávky vyrobeny a také podrobeny laboratorním testům. K tomuto účelu bylo navrženo a vyrobeno testovací zařízení. Výsledky lze s obezřetností interpretovat mírně pozitivně. U ucpávek docházelo k průsaku jak za provozu, tak i při otáčkách rotoru $n = 0$. Hodnota průsaku a příkonu (pro dvě ucpávky) se řádově pohybovala od 8 l/h po 82 l/h respektive 15-130 W v závislosti na provozním režimu (podrobněji v kapitole 3.1.3). V současnosti se dále pracuje na odstranění závady v podobě průsaku ucpávky i při nulových otáčkách. Po konzultacích s výrobcem bylo navrženo přeměření rovinnosti kontaktních ploch ucpávek.

Z práce vyplynulo taktéž několik zajímavých podnětů pro budoucí činnost. Jedním z nich může být zlepšení stability charakteristiky nového hydraulického návrhu. Ačkoliv prvotní pokusy byly učiněny i v rámci této práce (byla vyzkoušena vložená žebra do nátoky a varianta drážkovaný náboj), nedošlo k celkovému zlepšení chování stroje. Sice byla významně eliminována předrotace kapaliny v oblasti nátoky čerpadla, avšak částečné ucpání kanálů rotoru zůstalo zachováno. Poměrně problematickou okolností je i to, že tyto zásahy

na vtoku mají vliv na kompletní průběh charakteristik, tudíž dochází k celkovému ovlivnění proudění a v analyzovaných případech i k poměrně výraznému pádu účinnosti v návrhovém bodě. Současně lze také velikost předrotace kapaliny ovlivnit volbou vhodného návrhového bodu. To v konečném důsledku vede k otázce, za jakých podmínek bude stroj provozován. Vzhledem k uvažovanému sériovému zapojení se zdá být legitimní požadavek na minimální hodnotu tlaku na výtlaku čerpadla v návrhovém bodě. Ten by měl být vyšší než požadované $NPSH_r$ na sání čerpadla. Tento fakt však značně limituje možnosti volby návrhového bodu a zároveň předurčuje čerpadlo k nízkým hodnotám měrných objemových otáček, což vede k výrazně zakřiveným lopatkám. Tyto okolnosti v konečném důsledku vedou k nestabilní charakteristice čerpadla. Od samého vzniku myšlenky čerpadla s prstencovým motorem se uvažovalo i s jeho chodem v turbínovém režimu a jeho využitím pro rekuperaci energie. V oblasti CFD výpočtů se lze dále zabývat turbínovou charakteristikou čerpadla, která nebyla realizována.

V problematice ucpávek dizertační práce poukázala na řadu témat, které by bylo možné v budoucnu dále rozvíjet. U analytického řešení ucpávky se spirální drážkou se nabízí lépe vymezení platnosti jeho řešení. Z provedených prací vyplývá, že omezující předpoklad nekonečného respektive konečného, ale vysokého počtu drážek ucpávky je platný, současně však závisí na hustotě a dynamické viskozitě média. Tyto závěry plynou z porovnání výsledků CFD řešení jednofázového proudění pro vodu, respektive vzduch a analytického přístupu. V případě vzduchu totiž došlo k dobré shodě porovnávaných výpočtů.

Při řešení multifázových úloh bylo zjištěno, že v určitých oblastech spirálních drážek dochází k poklesu tlaku pod tlak sytých par a bude tedy nezbytné ve výpočtech zohlednit i kavitaci. Vhodné by také bylo provést ověření získaných výsledků pomocí jiného softwaru a porovnat časovou náročnost výpočtů. Na řešení CFD úloh ucpávek byl použit software OpenFOAM 9. Doba výpočtů se počítala v řádech měsíců a některé verze trvaly i přes rok. Z výsledků simulací je však patrné, že například multifázový výpočet verze rozšířený model ucpávky (viz kapitola 3.2) by vyžadoval ještě další čas pro výpočet. V případě, že by u jiného softwaru nedošlo k výraznému zlepšení časového průběhu výpočtů, patrně by nezbylo jiné možné řešení, než napsat vlastní software pro analýzu ucpávek. Program by měl být založen na Reynoldsových rovnicích pro tenké spáry.

Výsledky experimentální části práce také vedou k několika zajímavým podnětům. V budoucnu by stálo za zvážení opakování měření, ale tentokrát s testovacím přípravkem umístěným do čerpadlové tratě (Pozn. V současné chvíli byl pracovní prostor zařízení plněn vodou z tlakové nádoby. Tímto způsobem docházelo ke kompenzaci průsaku ucpávek, ale zařízení samotné nebylo přímo protékáno.). Vzhledem k tomu, že se v oblasti multifázových výpočtů nepodařilo dosáhnout přijatelných výsledků, nabízí se možnost nové výroby sekundárních kroužků ucpávek nyní však bez spirálních drážek. S nově vyrobenými kroužky by bylo možné prokázat nebo vyvrátit funkci navrženého spirálního drážkování.

Literatura

- [1] ČSN 75 5355. Česká agentura pro standardizaci, 2011. Vodojemy.
- [2] ČSN 75 5301. Česká agentura pro standardizaci, 2014. Vodárenské čerpačí stanice.
- [3] *Gaillardorf pioneers electricity storage* [online]. Max Bögl, říjen 2016 [cit. 2023-11-30]. Dostupné z: <https://www.mbrenewables.com/en/pilot-project/>.
- [4] *Voith to deliver pump turbines for first combination of wind and pumped storage power plant* [online]. Voith, říjen 2016 [cit. 2023-11-30]. Dostupné z: https://www.voith.com/corp-en/sala-de-imprensa__press-releases-77217_72434.html.
- [5] *Technical specifications for radial shaft seals* [online]. SKF, duben 2023 [cit. 2023-04-03]. Dostupné z: <https://www.skf.com/id/products/industrial-seals/power-transmission-seals/radial-shaft-seals/technical-specification>.
- [6] BINER, D., HASMATUCHI, V., VIOLANTE, D., RICHARD, S., CHEVAILLER, S. et al. Engineering and Performance of DuoTurbo: Microturbine with Counter-Rotating Runners. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. IOP Publishing, nov 2016, sv. 49, č. 10, s. 102013. DOI: 10.1088/1755-1315/49/10/102013. Dostupné z: <https://dx.doi.org/10.1088/1755-1315/49/10/102013>.
- [7] DOBROVOLNÝ, M. *Konstrukční studie axiálních bezucpávkových čerpadel*. Brno, CZ, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dostupné z: <https://dspace.vutbr.cz/bitstream/handle/11012/82304/final-thesis.pdf?sequence=-1&isAllowed=y>.
- [8] DOBROVOLNÝ, M., HABÁN, V., TANCJUROVÁ, J. a ZBAVITEL, J. An Investigation of Viscous Torque Loss in Ball Bearing Operating in Various Liquids. *Water*. 2021, sv. 13, č. 10, s. 1–10. DOI: <https://doi.org/10.3390/w13101414>.
- [9] GAO, L. Steady Simulation of T-groove and Spiral Groove Dry Gas Seals. *International Journal of Heat and Technology*. Září 2019, sv. 37, s. 839–845. DOI: 10.18280/ijht.370321.
- [10] GÜLICH, J. *Centrifugal Pumps*. Springer Berlin Heidelberg, 2007. ISBN 9783540736950.
- [11] JANČÍK, K. *Návrh hydrodynamické ucpávky axiálního čerpadla s prstencovým motorem*. Brno, CZ, 2018. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dostupné z: https://www.vut.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=174600.

- [12] LI, X., WANG, K. a DU, B. The Structure Optimization of T-slots Dry Gas Seal Faces. In: *Proceedings of the 2016 International Conference on Advanced Materials Science and Environmental Engineering*. Atlantis Press, 2016/04, s. 187–190. DOI: 10.2991/amsee-16.2016.51. ISBN 978-94-6252-209-1. Dostupné z: <https://doi.org/10.2991/amsee-16.2016.51>.
- [13] MALANOSKI, S. B. a PAN, C. H. T. The Static and Dynamic Characteristics of the Spiral-Grooved Thrust Bearing. *J. Basic Eng.* 1965, sv. 87, č. 3, s. 547–555. DOI: <https://doi.org/10.1115/1.3650603/>.
- [14] MELLY, D., HORTA, R., MÜNCH, C., BINER, H. a CHEVAILLER, S. Development of a PM-generator for a counter-rotating micro-hydro turbine. In: *2014 International Conference on Electrical Machines (ICEM)*. 2014, s. 124–129. DOI: 10.1109/ICELMACH.2014.6960169.
- [15] NECE, R. E. a DAILY, J. W. Roughness Effects on Frictional Resistance of Enclosed Rotating Disks. *J. Basic Eng.* 1960, sv. 82, č. 3, s. 553–560. Dostupné z: <https://asmedigitalcollection.asme.org/fluidsengineering/article-abstract/82/3/553/423920/Roughness-Effects-on-Frictional-Resistance-of?redirectedFrom=fulltext>.
- [16] POCHYLÝ, F., HALUZA, M., HUDEC, M. a ONDRŮŠEK Čestmír. *Hybridní čerpací systém*. 2016. 29274, užitečný vzor.
- [17] POCHYLÝ, F., HALUZA, M., HUDEC, M. a ONDRŮŠEK Čestmír. *Hybridní čerpací systém*. 306386. 29274, patent.
- [18] RAVELET, F., DELFOS, R. a WESTERWEEL, J. *Experimental studies of turbulent Taylor-Couette flow : single phase and liquid-liquid dispersions*. [online]. -, srpen 2023 [cit. 2023-08-24]. Dostupné z: <https://hal.science/hal-00161197v2/file/PresETC11.pdf>.
- [19] ROZOVA, L. a MARTYNYENKO, G. Information Technology in the Modeling of Dry Gas Seal for Centrifugal Compressors. *CEUR Workshop Proceedings*. 2012, sv. 2608. ISSN 1613-0073.
- [20] SHAHIN, I., GADALA, M., ALQARADAWI, M. a BADR, O. Centrifugal Compressor Spiral Dry Gas Seal Simulation Working at Reverse Rotation. *Procedia Engineering*. 2013, sv. 68, s. 285–292. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.12.181>. ISSN 1877-7058. INTERNATIONAL TRIBOLOGY CONFERENCE MALAYSIA 2013. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1877705813020353>.
- [21] SZERI, A. *Fluid Film Lubrication*. Cambridge University Press, 2010. ISBN 9781139495196. Dostupné z: <https://books.google.cz/books?id=U5VXXRagKwsC>.
- [22] ZEMANOVÁ, L. a RUDOLF, P. Flow Inside the Sidewall Gaps of Hydraulic Machines: A Review. *Energies*. 2020, sv. 13, č. 24, s. 1–26. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13246617>.

Životopis

Jméno a příjmení: Martin Dobrovolný
Datum narození: 25. 9. 1993

Vzdělání:

2018 – dosud	<i>Doktorské studium</i> – Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor Konstrukční a procesní inženýrství
2016 – 2018	<i>Magisterské studium</i> – Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor Fluidní inženýrství
2013 – 2016	<i>Bakalářské studium</i> – Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, obor Strojní inženýrství
2009 – 2013	<i>Středoškolské studium</i> – Střední průmyslová škola Třebíč, obor Technické lyceum

Zaměstnání:

2021 – dosud	<i>Ekol, spol. s.r.o.</i> – CFD výpočtář
2020	<i>Sobriety s.r.o.</i> – test engineer
2018 – 2020	<i>Aquatris a.s.</i> – projektant strojních zařízení