



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

SPOTŘEBA ŽIVOTNOSTI VYBRANÝCH DÍLU VODNÍ TURBÍNY V ZÁVISLOSTI NA PROVOZNÍM STAVU

FATIGUE OF SELECTED WATER TURBINE COMPONENTS BASED ON OPERATING CONDITIONS

DIPLLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominik Androvič

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.

BRNO 2024

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Dominik Androvič**
Studijní program: Energetické a termofluidní inženýrství
Studijní obor: Fluidní inženýrství
Vedoucí práce: **doc. Ing. Vladimír Habán, Ph.D.**
Akademický rok: 2023/24

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:

Spotřeba životnosti vybraných dílů vodní turbíny v závislosti na provozním stavu

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Pomocí regulačních schopností vodních turbín je zajišťována stabilita elektrické sítě. V současné době, kdy narůstající procento zdrojů elektrické energie nemá žádnou výkonovou regulaci nabývá tento požadavek na důležitosti. Vlivem těchto neregulovaných zdrojů jsou vodní elektrárny velmi často provozovány mimo optimální provozní bod a zvyšuje se počet startů vodních turbín. Tento jev má negativní vliv na množství vyrobené energie, ale především má vliv na životnost vodní turbíny. Úkolem diplomové práce bude stanovení spotřeby životnosti vybraných částí vodní turbíny v závislosti na výkonu. Porovnání spotřeby životnosti bude provedeno pro kaplanovu turbínu.

Cíle diplomové práce:

1. Rešerše problematiky diplomové práce.
2. Odhad tlakových pulsací a zatížení lopat OK turbíny.
3. Stanovení spotřeby životnosti od zatížení tlakovými pulsacemi v závislosti na výkonu a při startu turbíny.
4. Životnost bude posuzována pro lopaty OK a pro čepy těchto lopat. Čepy budou posouzeny i s vlivem mikroposuvů.

Seznam doporučené literatury:

Vlk, M., Florian, Z.: Mezní stavy a spolehlivost, Brno 2007. Studijní opory [online]. Dostupný z [www: http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf](http://www.zam.fme.vutbr.cz/~vlk/meznistavy.pdf) Derksen, A.: Numerical simulation of a forced and freely-vibrating cylinder at supercritical Reynolds numbers, MS thesis, TU Delft and Siemens, Delft, the Netherlands, 2019

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2023/24

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jiří Hlinka, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Táto diplomová práca sa zaoberá určením životnosti klzných púzdiar otočného uloženia rotorových lopatiek Kaplanovej turbíny. Zmenou spôsobu prevádzky turbín v posledných rokoch bolo pozorované zníženie životnosti klzných púzdiar. Cieľom práce bolo vytvoriť model, ktorý by zachytil vplyv prevádzkového režimu turbíny na životnosť klzných púzdiar. Pre simulovanie správania otočného uloženia bola úloha rozdelená na hydraulickú a mechanickú časť. Hydraulické zaťaženie lopatky Kaplanovej turbíny bolo riešené na zjednodušenom modeli reprezentovaného samostatným aerodynamickým profilom pomocou CFD výpočtu. Mechanická časť modelu bola tvorená otočným čapom uloženého v klzných púzdrach. Zaťaženie uloženia bolo odvodené z výpočtu CFD a na výpočet bola využitá metóda MKP s kontaktnou úlohou. Základná životnosť pre zvolený typ klzných púzdiar bola odvodená na základe empirického vzťahu a kontaktných tlakov odvodených z mechanickej časti modelu. Na základe dostupných experimentálnych štúdií bolo našou snahou posúdiť vplyv regulácie mikroposuvmi na životnosť zvoleného typu klzných púzdiar poprípade korigovať základnú vypočítanú životnosť.

KLÚČOVÉ SLOVÁ

Kaplanova turbína, uloženie rotorovej lopatky, životnosť klzného ložiska, mikroposuv

ABSTRACT

This diploma thesis deals with the determination of the service life of the journal bushings of the rotary bearing of the Kaplan turbine rotor blades. Due to the change in the way turbines are operated in recent years, a reduction in the service life of the journal bushings has been observed. The work aimed to create a model that would capture the effect of the turbine's operating mode on the service life of the sliding bushings. To simulate the behavior of the rotary bearing, the task was divided into hydraulic and mechanical parts. The hydraulic load of the Kaplan turbine blade was solved on a simplified model represented by a separate aerodynamic profile using CFD calculation. The mechanical part of the model was made up of a rotary pin mounted in journal bushings. The load of the bearing was derived from the CFD calculation and the FEM method with a contact task was used for the calculation. The basic service life of the selected type of journal bushings was derived from the foundation of an empirical relationship and contact pressures derived from the mechanical part of the model. Based on available experimental studies, our effort was to assess the influence of regulation by microdisplacements on the service life of the selected type of journal bushings or to correct the basic calculated service life.

KEYWORDS

Kaplan turbine, placement of the rotor blade, service life of the journal bearing, microdisplacement

BIBLIOGRAFICKÁ CITÁCIA

ANDROVIČ, Dominik. *Spotřeba životnosti vybraných dílu vodní turbíny v závislosti na provozním stavu*. Brno, 2024. Dostupné také z: <https://www.vut.cz/studenti/zav-prace/detail/158179>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Energetický ústav. Vedoucí práce Vladimír Habán.

POĎAKOVANIE

Na tomto mieste by som rád poďakoval vedúcemu práce doc. Vladimírovi Habánovi za cenné rady a dobré vedenie.

PREHLÁSENIE AUTORA O PÔVODNOSTI PRÁCE

Prehlasujem, že diplomovú prácu som vypracoval samostatne, pod odborným vedením doc. Ing. Vladimíra Habána, Ph.D. Súčasne prehlasujem, že všetky zdroje obrazových a textových informácií som z ktorých som čerpal, sú riadne citované v zozname použitých zdrojov.

.....

Podpis autora

OBSAH

Obsah

Titulná strana	1
Zadanie záverečnej práce	3
Abstrakt	5
klúčové slová	5
abstract	5
keywords	5
Bibliografická citácia	7
Ďakovanie	9
Prehlásenie autora o pôvodnosti práce	9
obsah	11
1 úvod	14
2 Prehľad súčasného stavu poznania	15
2.1 Kaplanova turbína	15
2.1.1 Oblasti použitia Kaplanových turbín	15
2.1.2 Univerzálna charakteristika Kaplanovej turbíny	16
2.1.3 Obežné koleso	16
2.1.4 Regulačný mechanizmus obežného kolesa	20
2.1.5 Klzné uloženie pohyblivých častí regulačného mechanizmu:	21
2.2 Teória klzného uloženia	23
2.2.1 Model kontaktu kinematickej dvojice	24
2.2.2 Nekomformný elastický kontakt – Hertzov model	25
2.2.3 Konformný elastický kontakt	27
2.2.4 Základné mechanizmy suchého trenia	28
2.2.5 Režimy mazania	29
2.2.6 Mechanizmy opotrebovania povrchu	30
2.2.7 Výpočtové metódy opotrebovania	31
2.3 Štúdia opotrebovania klzného uloženia	34

2.3.1	Opotrebovania a povrchová charakteristika samomazných klzných puzdier pre malé oscilačné natočenia [11]	34
2.3.2	Meranie opotrebovania samomazných klzných puzdier pre malé oscilačné natočenia [12]	35
3	analýza regulačného systému	38
3.1	Zaťaženie uloženia lopatky Kaplanovej turbíny	38
3.2	Zvolený postup práce	41
4	hydraulický výpočet zaťaženia na lopatku kaplanovej turbíny	42
4.1	CFD výpočet modelu lopatky	43
4.2	Výsledky	46
5	výpočet zaťaženia regulačného mechanizmu	51
5.1	Model pohyblivého uloženia a jeho zaťaženie	51
5.2	Nastavenie výpočtu MKP	53
5.3	Výsledky	56
5.3.1	Analýza napätia a deformácia	58
5.3.2	Analýza klzných uložení	60
6	Odhad životnosti uloženia lopatky	66
6.1	Pracovný cyklus turbíny	66
6.2	Výpočet životnosti klzných púzdiar	67
6.2.1	Rýchlosť regulácie	68
6.2.2	Prevádzkové súčinitele a konštanty	69
6.2.3	Ekvivalentné zaťaženie	71
6.2.4	Výpočet životnosti	75
6.3	Zahrnutie vplyvu mikroposuvov	76
6.3.1	Vplyv mikroposuvov na klzná dĺžky	77
6.3.2	Vplyv mikroposuvov na opotrebovanie	79
7	diskusia	81
8	Záver	84
9	Zoznam použitých zdrojov	86
10	Zoznam použitých skratiek	88
11	Zoznam obrázkov	90

12	Zoznam grafov	92
13	Zoznam tabuliek	93

1 ÚVOD

Kaplanova turbína je typ vodnej turbíny, ktorá tvorí nezastupiteľné miesto pri spracovaní nižších spádov a vyšších prietokov. Jej špecifikom je regulácia s dvomi stupňami voľnosti. Regulácia je možná nielen pomocou rozvádzačích lopatiek umiestnených na statore, ale zároveň má možnosťou natáčania respektíve regulácie rotorových lopatiek. Tento spôsob umožňuje prevádzku v širokej pracovnej oblasti so zachovaním vysokej hydraulickéj účinnosti turbíny. Výhodou je tiež potlačenie niektorých negatívnych javov, ktoré vznikajú pri prevádzke mimo optimálneho režimu. Ide napr. o vírový cop, ktorý vzniká pri prevádzke Francisovej turbíny mimo optimum a spôsobuje zvýšené zaťaženie obežného kolesa ako aj jeho uloženia. Nevýhodou je však zvýšená mechanická komplexnosť rotora kvôli pohyblivému uloženiu rotorových lopatiek. Vzniká tak množstvo možných poruchových stavov, ktoré závisia od prevádzky turbíny.

Táto práca sa zameriava na životnosť otočného uloženia rotorovej lopatky. Prevádzkovateľmi turbín bola totiž pozorovaná znížená životnosť klzných puzdier pohyblivého uloženia a to aj pri starších strojoch, ktoré pôvodne problém nemali. Keďže sa v posledných rokoch mení spôsob prevádzky vodných turbín, je vhodné preskúmať vplyv spôsobu regulácie na životnosť klzného puzdra. Predpokladá sa, že časté regulačné zásahy s relatívne malým natočením lopatky môžu zvyšovať opotrebovanie respektíve znižovať životnosť puzdier oproti zásahom s väčším natočením.

V prvej časti tejto práce bude vypracovaný teoretický základ posudzovania životnosti a opotrebovania klzného uloženia pri rôznych prevádzkových podmienkach. Tiež je vhodné uviesť teoretické základy Kaplanovej turbíny a regulačného mechanizmu rotorových lopatiek.

Praktické časti práce sa zameriavajú na určenie hydrodynamického zaťaženia podľa prevádzkového režimu pomocou CFD výpočtu. Následne je aplikované toto zaťaženie na klzné uloženie otočného čapu pomocou výpočtu MKP. Zaťaženie klzných puzdier je následne možné využiť na určenie životnosti klzného uloženia. Nakoniec sa určí vplyv častej regulácie v malom rozsahu označeného ako mikroposuv.

Z výsledkov práce tak bude zrejmý vplyv jednotlivých parametrov na životnosť klzného uloženia otočného čapu rotorovej lopatky. Tieto podklady môžu následne slúžiť ako odporúčanie pre konštrukciu a prevádzkovanie Kaplanových turbín.

2 PREHĽAD SÚČASNÉHO STAVU POZNANIA

2.1 Kaplanova turbína

Kaplanova turbína je pretlaková axiálna vodná turbína [1]. Obežné koleso je zložené z náboja a zvyčajne natáčacích lopatiek. Napríklad v prípade Francisovej turbíny je možná nielen regulácia statorových (rozvodných) lopatiek, ale aj rotorových lopatiek, ide o reguláciu s dvomi stupňami voľnosti. Vďaka tomu je možné zaistiť vysokú účinnosť pre široké spektrum prietokov a spádov.

2.1.1 Oblasti použitia Kaplanových turbín

V návrhu turbíny pre danú lokalitu je nutné kvantifikovať hlavné parametre vodného diela, ktoré sa berú pri návrhu do úvahy. Prvým je prietok Q a spád H respektive merná energia Y . Z týchto parametrov sú počítané merné otáčky n_q podľa vzorca 2.1[2].

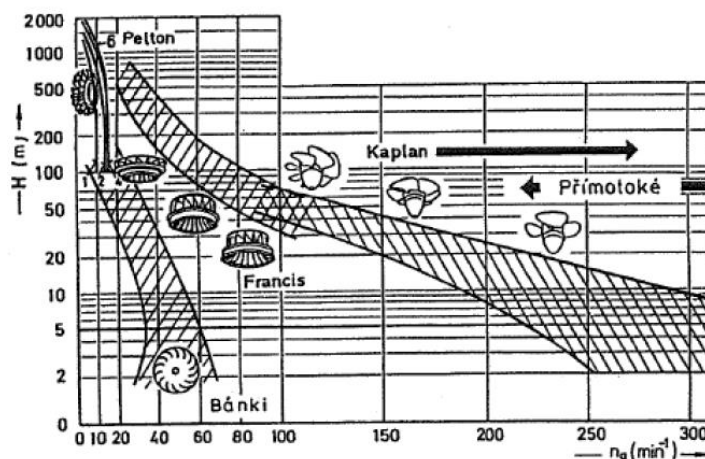
$$n_q = 333 \cdot n \cdot \sqrt{\frac{Q}{\sqrt{Y^3}}} \quad (2.1)[2]$$

Kde: Q prietok

Y (H) merná energia (spád)

n otáčky turbíny

Následne je možné určiť typ turbíny pri uvažovaní konštantnej obvodovej rýchlosti na vstupe u_1 a prietoku Q . S rastúcimi mernými otáčkami n_q tak prechádza tvar obežného kolesa na axiálny tvar (Kaplanova turbína). Pre konkrétne merné otáčky n_q je potom možné určiť nielen typ, ale aj presnejší tvar obežného kolesa Obr. 2-1.

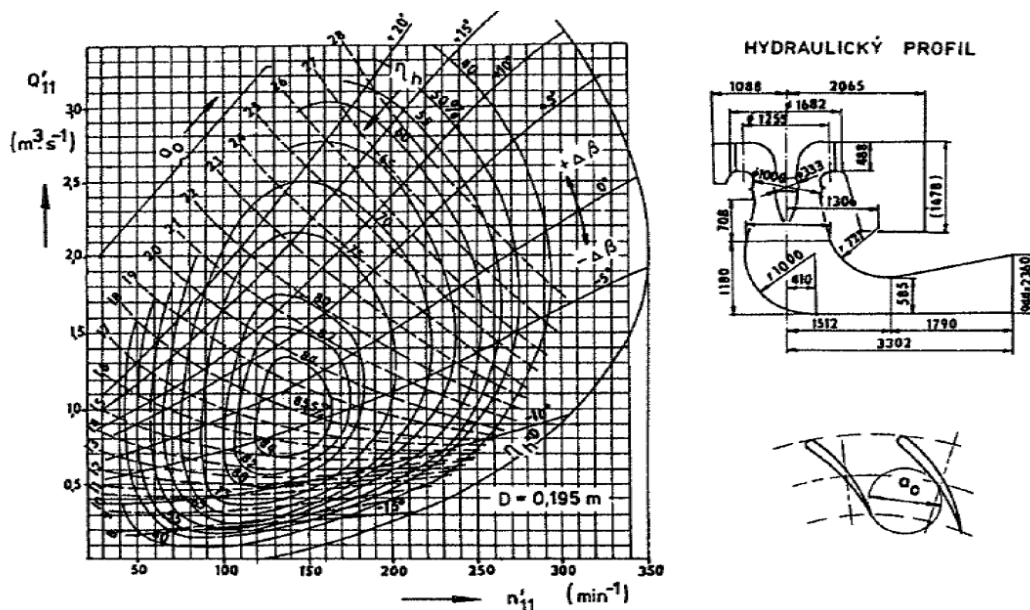


Obr. 2-1 Oblasti spádu H vhodné pre rôzne typy vodných turbín [2]

Kaplanova turbína má axiálne obežné koleso s pomerne malým počtom lopatiek (maximálne 10 lopatiek). Toto usporiadanie obmedzuje spracovávať väčšie množstvo mernej energie E , ale zároveň umožňuje väčší prietok turbínou [2]. Na základe týchto vlastností je Kaplanova turbína určená pre lokality s malým spádom a väčšími prietokmi.

2.1.2 Univerzálna charakteristika Kaplanovej turbíny

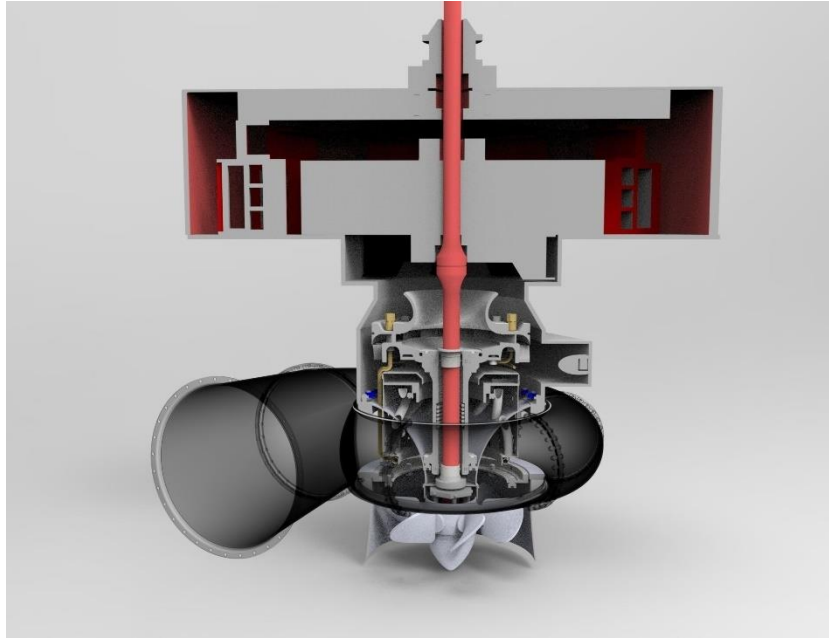
Kvalitatívne porovnanie parametrov vodných turbín s rôznou geometriou, mernou energiou (spádom) a prietokom je možné zavedením jednotkových parametrov [1]. Vzťahy pre jednotkové parametre prepočítavajú prietok Q a otáčky n na geometricky podobnú turbínu so spádom $H = 1 \text{ m}$ a priemerom obežného kolesa $D = 1 \text{ m}$. Univerzálnu charakteristiku pre daný typ turbíny potom vyjadrujeme pomocou jednotkových otáčok n_{11} a jednotkového prietoku Q_{11} [2]. V charakteristike sú vyjadrené krivky konštantnej účinnosti η , otvorenia kanálov rozvádzacích lopatiek α , nastavenia lopatiek β , konštantného kavitačného súčiniteľa σ a konštantných merných otáčok n_q obr. Táto charakteristika tvorí základ pre prevádzku danej turbíny.



Obr. 2-2 Univerzálna charakteristika Kaplanovej turbíny [2]

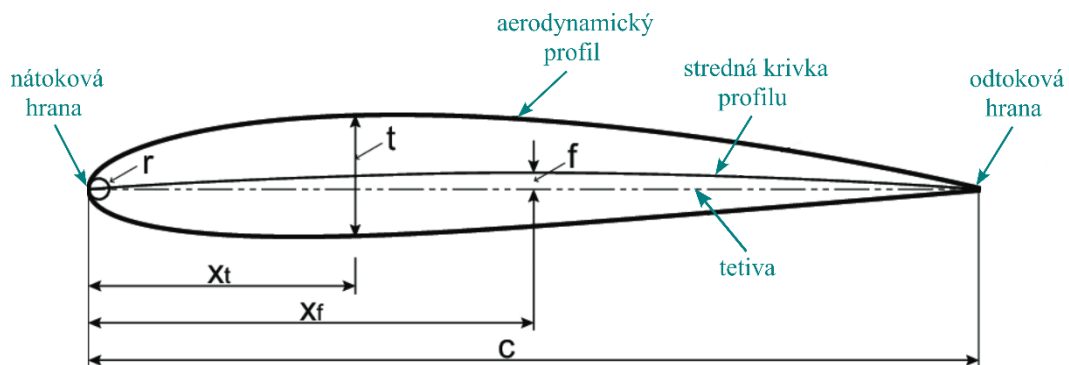
2.1.3 Obežné koleso

Celková konštrukcia Kaplanovej turbíny je zobrazená na Obr. 2-3. Konštrukcia tak musí zakomponovať pohyblivé uloženie lopatiek ako aj prestavný mechanizmus. Dimenzovanie jednotlivých komponentov závisí na hydraulickom namáhaní [1]. Analýza obežného kolesa je rozdelená na silové zaťaženie od hydrodynamických síl a následné prenesenie zaťaženia na konštrukciu obežného kolesa.

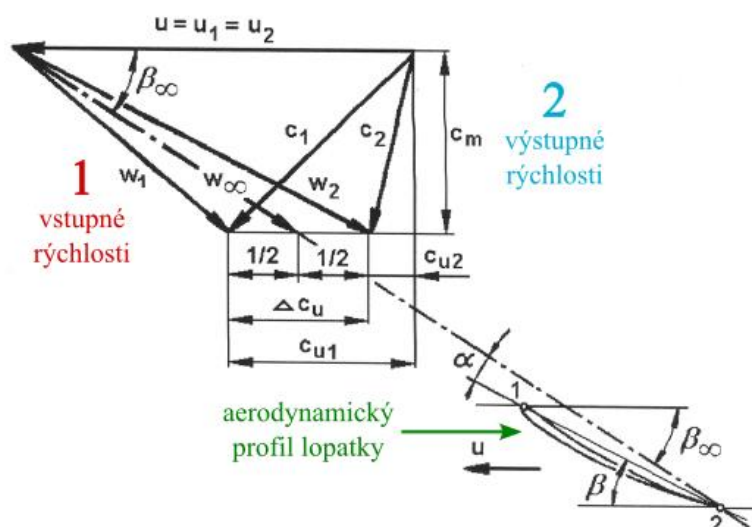


Obr. 2-3 Celkové usporiadanie Kaplanovej turbíny a generátora [3]

Lopatky axiálnych turbín, na rozdiel od napr. Francisových turbín, nevytvárajú presne definované prietokové kanály. Nie je tak možné spoľahlivo uvažovať o riešení na základe prúdenia v lopatkovom kanáli. Pri riešení hydrodynamických silových účinkov sa berie do úvahy aerodynamický profil lopatky jako samostatný objekt [1]. Základné geometrické charakteristiky profilu sú definované na Obr. 2-4. Konkrétne rozmery sú potom dané výberom z databázy aerodynamických profilov NACA. Pre určenie kinematických pomerov na lopatke sa vychádza z rýchlostných trojuholníkov [2]. Zavádza sa tu však stredná relatívna rýchlosť w_∞ určená na Obr. 2-5. Rýchlosť w_∞ je náhradou relatívnej rýchlosti w , ktorá je pri samostatnom profile rovnaká pred aj za profilom. Lopatková mreža spôsobuje deviáciu prúdu, takže relatívne rýchlosti $w_1 \neq w_2$. Uhol nábehu $\alpha = \beta_\infty - \beta$ je potom uhol, ktorý zvierá rýchlosť w_∞ s tetivou profilu lopatky turbíny.



Obr. 2-4 Rozmery a základné časti aerodynamického profilu [4]



Obr. 2-5 Kinematické pomery na lopatke Kaplanovej turbíny [2]

Základné silové pôsobenie na aerodynamický profil je zložené zo sily vztlakovej F_L a sily odporovej F_D [4]. Vztlaková sila pôsobí kolmo na smer obtekaného prúdu. Odporová sila pôsobí naopak proti smeru odtekaného prúdu. Silové pôsobenie je potom vyjadrované v bezrozmerných koeficientoch vztlaku C_L (2.2) a odporu C_D (2.3). Aerodynamické sily sú v nich v pomere k dynamickému tlaku toku tekutiny $\frac{1}{2}\rho V^2$ a maximálnej projektovanej plochy profilu S .

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2}\rho V^2 S} \quad (2.2)[3]$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2}\rho V^2 S} \quad (2.3)[3]$$

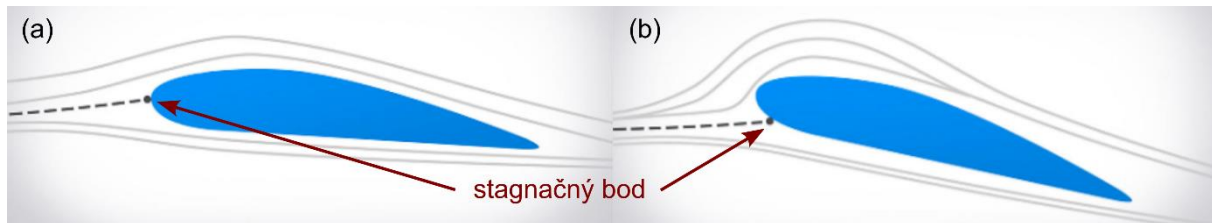
Vztlaková a odporová sila sú závislé na rozložení tlaku na aerodynamickom profile [4]. Rozloženie na profile nie je rovnomerné, závisí nielen od tvaru profilu, ale najmä na uhle nábehu. Vyjadruje sa pomocou koeficientu tlaku C_p (2.4), ktorý je daný ako rozdiel lokálneho tlaku p a neovplyvneného tlaku pred profilom p_∞ .

$$C_p = \frac{p - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho V^2} \quad (2.4)[3]$$

Pri zvyšovaní uhla nábehu α dochádza k zmene tlakového poľa nasledujúcim spôsobom [4]:

- Pri uhle nábehu $\alpha = 0^\circ$ dochádza k poklesu tlaku na hornej aj dolnej strane profilu vid' Obr. 2-6 (a). Pokles tlaku je pritom väčší na hornej strane profilu, čím vzniká vztlaková sila F_L .

- Zväčšovaním uhlu nábehu α dochádza k poklesu tlaku na hornej strane profilu, zvyšovaniu tlaku na dolnej strane profilu a posuvu stagnačného bodu na spodnú stranu profilu vid' Obr. 2-6 (b).
- Po dosiahnutí kritického uhla α_{krit} nastane odtrhnutie prúdenia od profilu, čo spôsobí zvýšenie tlaku na hornej strane. Dochádza tak k strate vztlaku profilu označovaného jako „stall“.

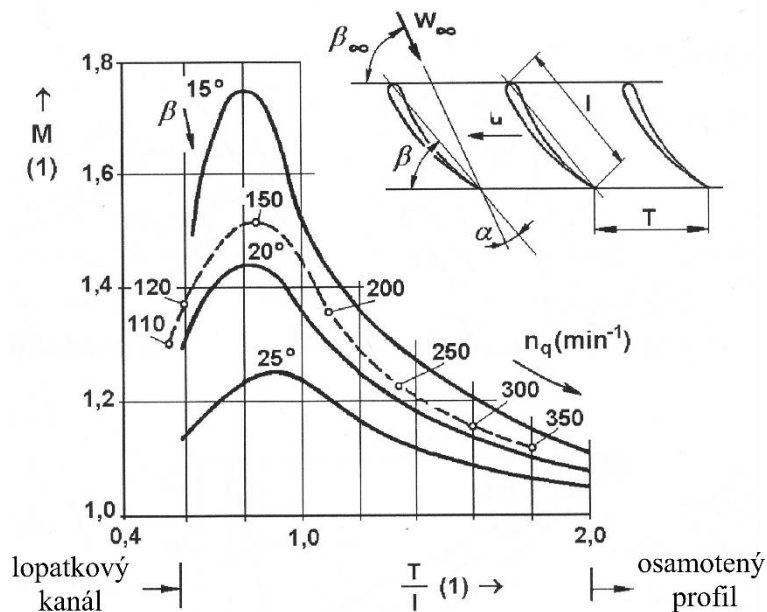


Obr. 2-6 Zmena stagnačného bodu na základe uhlu nábehu α ; (a) malý uhol nábeh; (b) vyšší uhol nábehu

Zmena uhlu nábehu má takisto vplyv aj na koeficient odporu C_D [4]. Je preto nutné poznať mechanizmy vzniku odporu ako aj celkovú zmenu voči uhlu nábehu. Celkový odpor tvorí strata trením na ploche profilu spôsobený viskozitou kvapaliny. Ďalší odporový mechanizmus sa stáva významnejším najmä pri strate vztlaku a to stratou vírením.

Tieto parametre sú odvodené pre samostatný aerodynamický profil, ktorý pri umiestnení na Kaplanovú turbínu vytvára profilovú mrežu [2]. Súčiniteľ vztlaku c_L je naviazaný na mernú energiu Y_T . Z tohto dôvodu je súčiniteľ vztlaku na samostaný profil c_L korigovaný pomocou súčiniteľa M , aby zahŕňal vplyv lopatkovej mreže uvedenej vo vzťahu (2.5). Pomery v lopatkovej mreži charakterizuje pomer T/l , kde T je pomerná rozteč lopatiek, l je dĺžka tetivy profilu a β uhol profilov v lopatkovej mreži.

$$Y_T \cdot \eta_h = M \cdot c_L \cdot \frac{1}{T} \cdot \frac{u}{c_m} \cdot \frac{w_\infty^2}{2} \cdot \sin \beta \quad (2.5)[2]$$

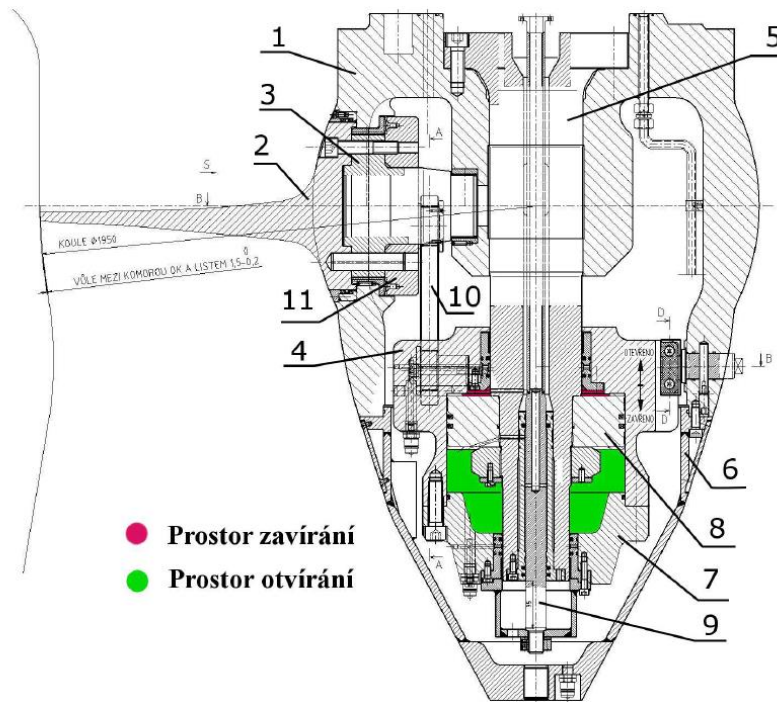


Obr. 2-7 Závislosť korekčného súčiniteľa M na pomernej rozteči T/l [2]

Vplyv lopatkovej mreže dosahuje maximum približne pri hodnote pomeru $T/l = 0,8$. Znižuje sa so znižujúcou mernou energiou Y_T respektíve zvyšujúcou rýchlobežnosťou (zvyšujúce n_q) [2]. Nad hodnotou pomeru $T/l > 2$ sa vplyv lopatkovej mreže takmer neprejavuje.

2.1.4 Regulačný mechanizmus obežného kolesa

Ako bolo spomenuté pri Kaplanovej turbíne je možné regulovať uhol nábehu pomocou natáčania lopatiek rotora [2]. Konštrukčné riešenie zahŕňa pohyblivé uloženia lopatky a prestavný mechanizmus. Lopatka je zvyčajne spojená s čapom, ktorý je pohyblivo uložený v klzných puzdrach a zároveň prenáša krútiaci moment potrebný na prestavenie [5]. Prestavný mechanizmus je v základe tvorený hydraulickým servomotorom. Ten môže byť umiestnený na hriadelí medzi turbínou a generátorom, kde je sila prenášaná prestavnou tyčou v hriadelí do náboja. Druhou možnosťou je umiestnenie mechanizmu priamo v náboji pokiaľ to umožňujú rozmery a usporiadanie. Prepojenie medzi servomotorom a lopatkami je následne realizované pákovým mechanizmom. Schéma regulačného mechanizmu so servomotorom umiestneným v náboji je zobrazená na Obr. 2-8.



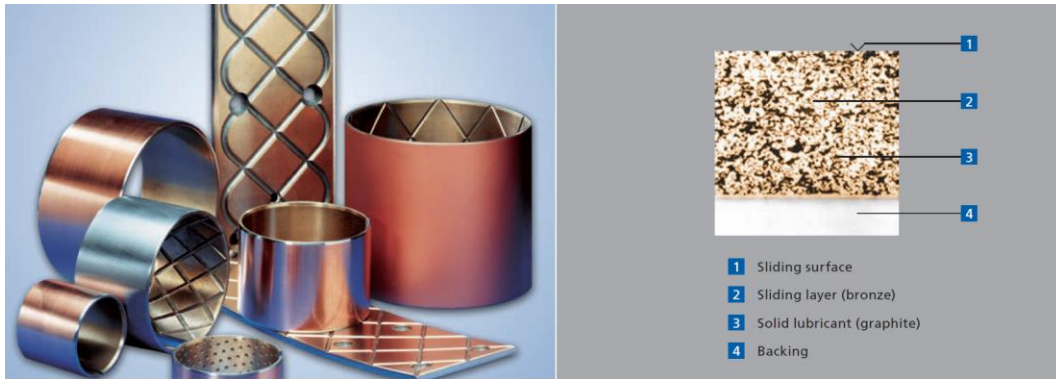
Obr. 2-8 Schéma regulačného mechanizmu Kaplanovej turbíny umiestneného v náboji rotora [6]

2.1.5 Klzné uloženie pohyblivých častí regulačného mechanizmu:

Historicky boli uloženia pohyblivých častí regulačného mechanizmu osadené bronzovými puzdrami [1]. Tie vytvárali klzné uloženie s oceľovým prípadne liatinovým čapom lopatky. Mazanie ložiska bolo zabezpečené pomocou oleja, pričom viskozita bola volená na základe merných tlakov v ložisku. Jedným z osvedčených spôsobov utesnenia je kožená upchávka s prítlakom k bronzovému kruhu. Navzdory snahe zabrániť únikom maziva do vody, dochádza časom vplyvom opotrebovanie a starnutia komponentov k netesnostiam. Je preto záujem pri rekonštrukcii alebo novostavbe uloženie s mazivom nahradiť za bezmazné uloženie poprípade mazané vodou. Výrobcovia ponúkajú niekoľko alternatív, ktoré majú vyhovieť požiadavke na minimalizáciu potreby mazív. Tiež je snaha zabezpečiť vysokú životnosť pre rôzne režimy prevádzky, najmä časté rozbehy, ktoré majú negatívny vplyv na opotrebovanie ložiska. Príklad rôznych typov bezmazných klzných puzdier je možné uviesť pomocou katalógu spoločnosti Federal-Mogul DEVA [7].

Kovové kompozitné ložiská DEVA.BM:

Tento typ ložiska je vyrábaný pomocou práškovej metalurgie [7]. Podľa aplikácie je základná kovová matrica z bronzu, železa alebo niklu. Do matrice je zakomponované pevné mazivo ako napríklad grafit alebo sulfid molybdeničitý (MoS_2). Tento kompozit môže tvoriť aj povrchovú vrstvu s podkladovým kovom ako napríklad oceľ, nerez alebo monolitický bronz. To umožňuje prevádzku bez externého mazania aj pri vysokom zaťažení a nízkej relatívnej rýchlosti.



Obr. 2-9 Kovové kompozitné ložisko typu DEVA.BM [7]

Monolitické ložiská s pevným mazivom DEVA.GLIDE:

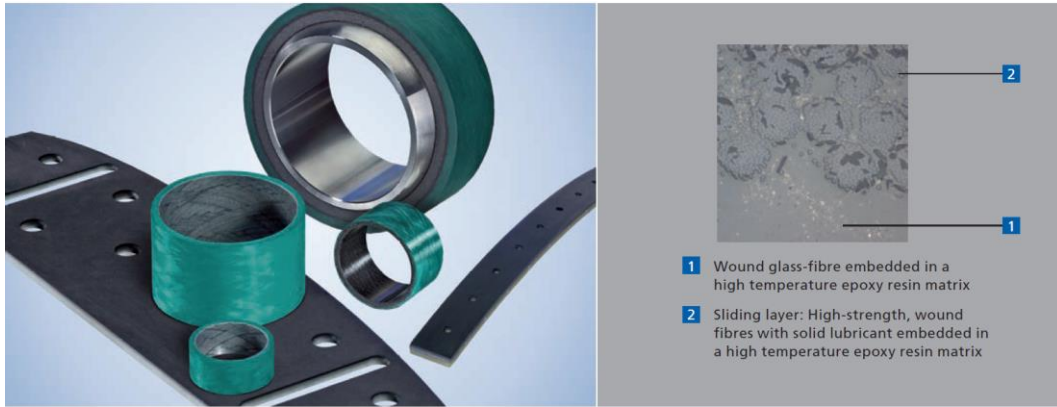
Základ ložiska tvorí monolitický bronzový základ [7]. Mazanie je zabezpečené pomocou pevného maziva (grafitu) uloženého v komôrkach po obvode puzdra. Tenký mazací film vzniká postupným opotrebovaním grafitu a rozotretím po celej ploche kontaktu a nahrádza klasické púzdra mazané olejom. Medzi vlastnosti ložiska patrí nízky koeficient trenia a vysoká odolnosť proti opotrebovaniu, čo prispieva k jeho vysokej životnosti.



Obr. 2-10 Monolitické ložisko s pevným mazivom typu DEVA.GLIDE [7]

Sklolaminátové ložisko s PTFE klznou vrstvou DEVA .TEX:

Základ ložiska tvoria sklené vlákna zaliate v epoxidovej živici [7]. Epoxidová živica potom obsahuje polytetrafluóretylén (PTFE), ktorý slúži ako mazivo a poskytuje výborné tribologické vlastnosti. Tento typ puzdra má potom široké uplatnenie vďaka vlastnostiam ako vysoká korozívna odolnosť, odolnosť proti opotrebovaniu, odolnosť proti nečistotám a útlm vibrácií.



Obr. 2-11 Sklolaminátové ložisko s PTFE klznou vrstvou typu DEVA.TEX [7]

Kovové kompozitné ložisko s PTFE klznou vrstvou DEVA.GLYCODUR F:

Kompozitné ložisko je zložené z titánovej vrstvy, oceľového základu, bronz-titánovej pórovitej vrstvy a výplň tvorí polytetrafluóretylén (PTFE) [7]. PTFE slúži ako klzná vrstva, ktorá môže byť doplnená o ďalšie aditíva znižujúce trenie a opotrebovanie.



Obr. 2-12 Kovové kompozitné ložisko s PTFE klznou vrstvou typu DEVA.GLYCODUR F [7]

2.2 Teória klzného uloženia

Klzné uloženie je v základe založené na interakcii dvoch telies, ktoré sú v kontakte a vykonávajú voči sebe vzájomný relatívny pohyb. Pri vzájomnom pohybe tak dochádza pomocou rôznych mechanimou k vzniku trenia (trecej sily) a tým vzniká energetická strata [8]. Z tohto dôvodu je väčšina klzných uložení mazaná kvapalinou alebo plynom, ktorý vytvára mazací film oddel'ujúci povrchy telies a znižujúci trenie a opotrebovanie kontaktu. Tieto oblasti zahŕňa odbor tribológie a pri uložení posudzuje rozloženie kontaktného tlaku, režim mazania a spôsob opotrebovania.

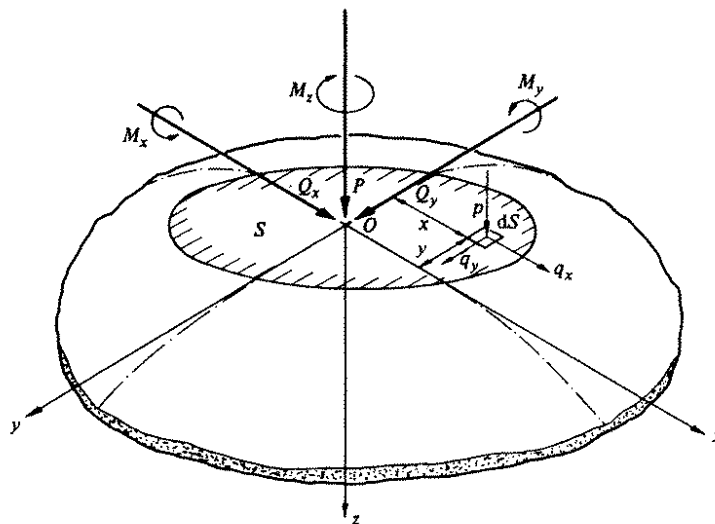
2.2.1 Model kontaktu kinematickej dvojice

Pre zistenie rozloženia povrchových a podpovrchových napätí je nutné zaoberať sa stykom dvoch telies. Určenie týchto napätí je nutné pre predstavu, aké podmienky panujú v mieste kontaktu. Tieto výsledky budú následne prenesené na posúdenie intenzity a tým aj životnosti posudzovaných puzdier.

Pred uvedením jednotlivých modelov kontaktov je vhodné určiť silové pôsobenia pri všeobecnom kontakte. Základná sila pôsobiaca v kontakte je normálová P (2.6), od ktorej je závislá deformácie v kontakte ako aj tangenciálne sily Q_x, Q_y (2.7) valivé momenty M_x, M_y a rotačný moment M_z [9].

$$P = \int_S p \, dS \quad (2.6)[8]$$

$$Q = \int_S q \, dS \quad (2.7)[8]$$



Obr. 2-13 Sily a momenty pôsobiace na plochu kontaktu

Ich hodnoty sú odvodené od trenia, ktoré závisí na súčiniteli trenia μ a normálovej sile P . Tangenciálne sily Q sú tak limitované vzťahom 2.8 [9].

$$Q \leq \mu \cdot P \quad (2.8)[8]$$

Limitnú hodnotu dosahujú pri čistom šmykovom kontakte, pričom pôsobí proti smeru pohybu [9]. Vďaka deformácii kontaktu na konečnú plochu potom aj pri valení vznikajú valivé momenty M_x, M_y , ktoré vytvárajú odpor proti valeniu v osi x, y . Rotačný moment M_z vzniká sčítaním valivých momentov. Predstavuje tak celkový odpor proti valeniu.

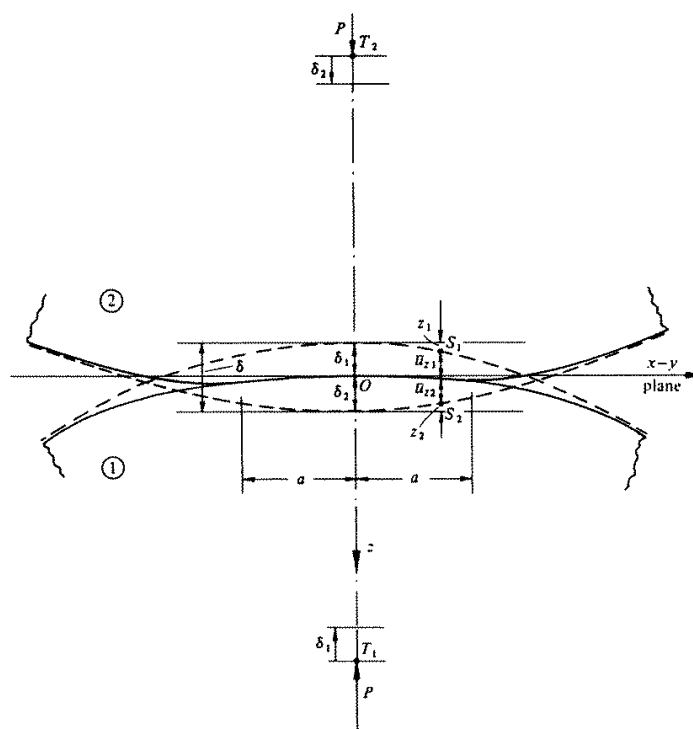
2.2.2 Nekomformný elastický kontakt – Hertzov model

Nekomformný kontakt je typ styku, pri ktorom sa na začiatku telesá dotýkajú buď v bode alebo na stykovej čiare [9]. Pri zaťažení kontaktu potom nastane deformácia v okolí bodu alebo čiary a dôjde k vytvoreniu stykovej plochy s malou plochou oproti zvyšnej ploche telesa.

Deformácia telies v mieste kontaktu:

Ako bolo uvedené vyššie po aplikovaní zaťaženia silou P na dve nekomformné telesá, dôjde k ich deformácii a vytvoreniu kontaktnej plochy [9]. Rovnica pre deformované povrchy telies (2.9) je odvodená z posuvov bodov s , kde $h = Ax^2 + By^2$ je vzdialenosť medzi dvomi povrchmi vyjadrená z aproximovanej rovnice profilov deformovaného povrchu polynómom druhého stupňa.

$$\overline{u_{z1}} + \overline{u_{z2}} + h = \delta_1 + \delta_2 \quad (2.9)[8]$$



Obr. 2-14 Deformácia telies v oblasti kontaktu

Pre telesá v nekomformnom kontakte následne platí vzťah pre profil oblasti kontaktu (2.10) a vzťah pre profil telies mimo kontaktu (2.11) [9]. Z týchto vzťahov je následne možné odvodiť priebeh napätí v telesách.

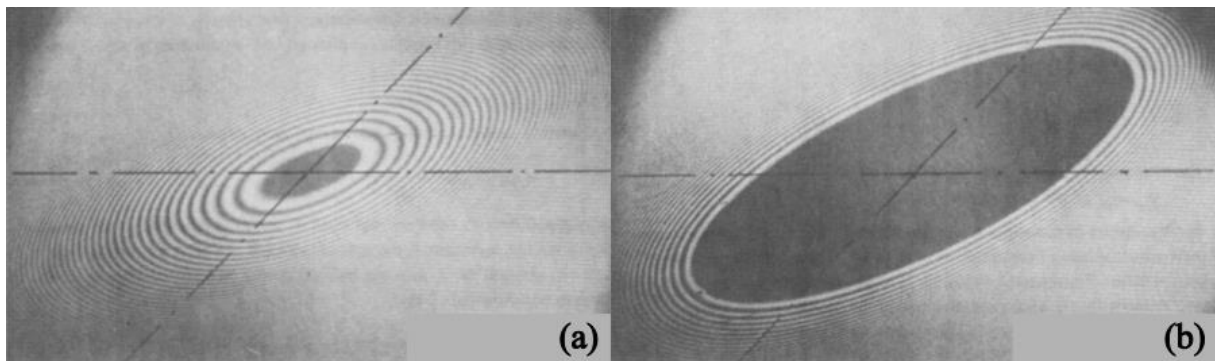
$$\overline{u_{z1}} + \overline{u_{z2}} = \delta - Ax^2 - By^2 \quad (2.10)[8]$$

$$\overline{u_{z1}} + \overline{u_{z2}} > \delta - Ax^2 - By^2 \quad (2.11)[8]$$

Tvar deformovaných oblastí pri styku rôznych druhov telies je zvyčajne zisťovaný experimentálne pomocou fotoelasticimetrie vďaka ktorej je možné určiť čiary konštantných napätí a zistiť ich priebeh pri styku telies Obr. 2-15 [9]. Zistené rozloženie napätí je možné následne využiť pri ďalšom skúmaní kontaktu.

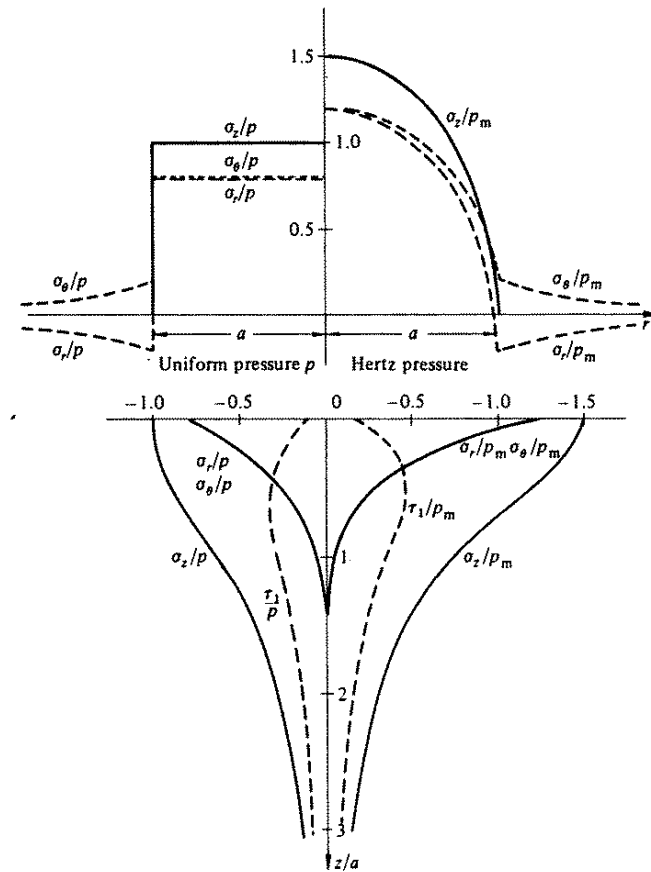
Hertzova teória:

Zaoberá sa analýzou napätí pri elasticom styku dvoch telies. Telesá sú zjednodušené na pomerne veľké telesá s malou plochou kontaktu [9]. V oblasti kontaktu je napätie výrazne vyššie ako v zvyšnej časti telesa a v tejto oblasti sú hodnoty napätia riešené oddelene. Maximálne napätia v telesách musia byť v oblasti lineárnej teórie elasticity. Povrchy telies sú tiež uvažované bez trenia a preto sa neberie do úvahy deformácia od trecích síl.



Obr. 2-15 Interferenčné čiary kontaktného šmykového napätia získané pomocou fotoelasticimetrie [9]

Po zavedení zjednodušujúcich predpokladov je následne možné riešiť rovnice pre deformované povrchy telies v kontakte. Rozloženie tlaku po ploche kontaktu je následne riešené podľa podmienky deformovaného povrchu (dosiahnutie predpokladanej deformácie) vyplývajúcej zo vzťahov (2.10) a (2.11 [9]. Príklad Hertzovho rozloženia tlaku pôsobiaceho na kruhovú stykovú plochu je zobrazený na Obr. 2-16. Rozloženie napätí je zobrazené v cylindrickom súradnom systéme a označuje p_m stredný kontaktný tlak, σ_r σ_θ σ_z normálové napätia v telesách a τ_1 šmykové napätie.

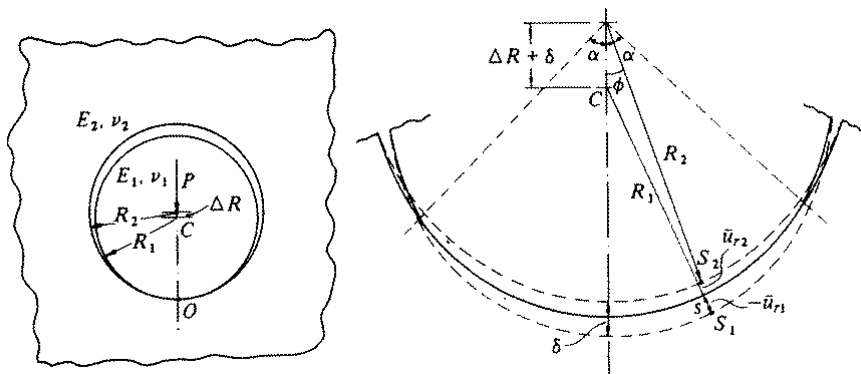


Obr. 2-16 Rozloženie povrchového a podpovrchového napätia pre (vľavo) konštantný tlak na kruhovú plochu; (vpravo) kontaktný tlak podľa Hertzovej teórie[9]

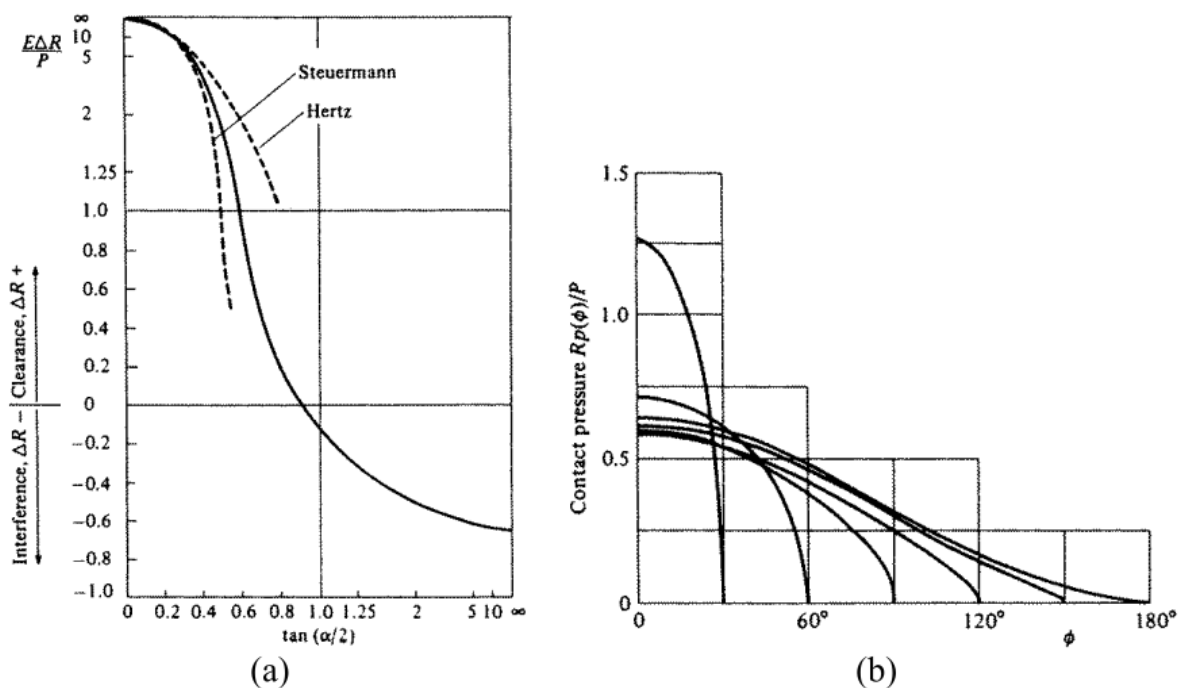
2.2.3 Konformný elastický kontakt

Pri kontakte dvoch konformných telies, na rozdiel od nekonformného kontaktu, dochádza zvyšovaním zaťaženia k výraznému zväčšovaniu kontaktnej plochy Obr. 2-17. Kontaktná plocha je pritom veľkostne porovnateľná s celkovou plochou telies [9]. Nie je preto možné použiť predpoklady Hertzovej teórie.

Podobne ako pri Hertzovej teórii dostávame vzťah podľa deformácie bodov s_1 s s_2 [9]. Posuv bodov pri deformácii telies je nielen v radiálnom, ale aj v tangenciálnom smere. Kontakt je potom realizovaný v uhle $\pm\alpha_k$. Rozloženie tlaku v kontakte je závislé na uhle kontaktu α_k a na vôle ($+\Delta R$) alebo presahu ($-\Delta R$) telies. Rozloženie tlaku bolo popísané Perssonom a na Obr. 2-18 (a) je porovnané s Hertzovou a Steuermannovou teóriou. So zmenou stykového uhla $2\alpha_k$ dochádza k zmene kontaktného tlaku po uhle kontaktu ϕ zobrazeného na Obr. 2-18 (b)



Obr. 2-17 Nekonformný elastický kontakt



Obr. 2-18 (a) rozloženie tlaku na základe vôľe/presahu voči kontaktnému uhlu α_R podľa Petersona; (b) priebeh kontaktného tlak po celom uhle styku [9]

2.2.4 Základné mechanizmy suchého trenia

Základný mechanizmus trenia je označovaný ako suché trenie a vzniká medzi kontaktní kinematickej dvojice bez prítomnosti maziva [8]. Patrí tu adhézne a deformačné trenie. Pokiaľ ide o valivý pohyb, zahŕňame tu aj elastické valivé trenie.

Adhezívne trenie:

Po zaťažení dochádza ku kontaktu na iba na výstupkoch na povrchu, čím je zvyčajne dosiahnuté vyššie napätie ako medza sklzu a dochádza k plastickej deformácii [8]. Po deformácii výstupkov sa vytvára adhezívny spoj pomocou studeného zvaru. Koeficient adhezívneho trenia μ_a (2.12) je vyjadrený zo sily nutnej k porušeniu týchto spojov F_a a zaťaženia kontaktu W . Závislý je na module pružnosti v šmyku a tvrdosti povrchu.

$$\mu_a = \frac{F_a}{W} \quad (2.12)[7]$$

Deformačné trenie:

Pri zaťažnom styku dvoch telies dochádza vždy k určitej deformácii oboch telies. Pokiaľ sú telesá vo vzájomnom relatívnom pohybe, výsledná sila musí prekonať odporovú (deformačnú) silu F_p . Koeficient deformačného trenia μ_p je podobne ako pri adhezívnom trení definovaný zo sily F_p a zaťaženia kontaktu W , ale taktiež je odvodený z pomeru podpornej plochy A_1 a deformovanej plochy A_2 .

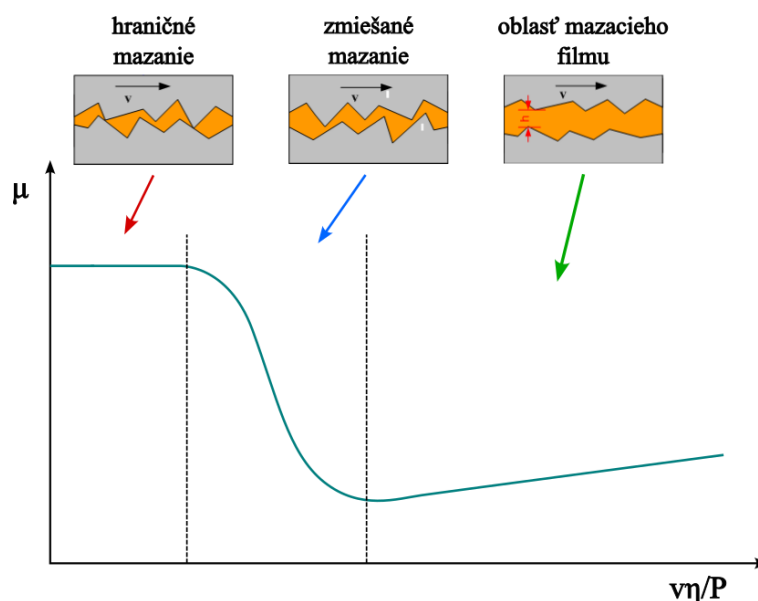
$$\mu_p = \frac{F_p}{W} = \frac{A_2}{A_1} \quad (2.14)[7]$$

Elastické valivé trenie:

Pokiaľ pri styku dvoch telies dochádza k odval'ovaniu, objavuje sa v kontakte elastické valivé trenie [8]. To je opäť spôsobené elastickou deformáciou s nutnosťou prekonať deformačnú silu a platí tak podobný princíp ako pri deformačnom trení.

2.2.5 Režimy mazania

Keďže intenzita mazania má významný podiel na miere opotrebovania povrchov, tak je vhodné zaviesť jednoduché určenie režimu mazania pre konkrétnu kinematickú dvojicu. Pri mazaní je medzi povrchmi kinematickej dvojice vrstva iného materiálu (maziva), ktorý znižuje treciu silu [8]. Vytvorenie mazacieho filmu však závisí na viacerých faktoroch, pričom bežne sa uvažuje dynamická viskozita η , relatívna rýchlosť v a zaťaženia P . Stribeckova krivka Obr. 2-19 potom vyjadruje závislosť súčiniteľa trenia μ na parametri $\lambda = v\eta/P$. Podľa Stribeckovej krivky je následne možné určiť režimy mazania.



Obr. 2-19 Režimy mazania určené podľa Stribeckovej krivky [8]

Medzné mazanie:

V oblasti medzného mazania dochádza k stálemu styku povrchov [8]. Mazanie povrchov potom prebieha pomocou viacerých mechanizmov. Na povrchoch môže vzniknúť oxidačná vrstva alebo dochádza k uvoľňovaniu mäkšieho materiálu, ktoré znižujú trenie. Ďalšou možnosťou je napustenie povrchov mazivom. Tento režim je prítomný napríklad pri klzných puzdrach.

Zmiešané mazanie:

Oblasť zmiešaného alebo čiastočného mazania sa vyznačuje postupnou formáciou mazacieho filmu pričom zvyšná časť zaťaženia je prenášaná medzi povrchmi telies ako pri medznom mazaní [8]. V tejto oblasti dochádza so zvyšujúcou hrúbou mazacieho filmu (zvyšovaním parametra λ) k výraznému poklesu súčiniteľa trenia. Ide o najčastejší režim mazania, pričom je často prítomný aj pri zábehu.

Elastohydrodynamické mazanie:

Pri prekročení určitej výšky mazacieho filmu (definovanej hodnoty parametra λ) dôjde k úplnému oddeleniu povrchov a vytvoreniu súvislej mazacej vrstvy [8]. V tejto oblasti sa vyskytujú veľmi vysoké tlaky, čo spôsobuje jednak zvýšenie dynamickej viskozity maziva ako aj elastickej deformácie povrchov. Tento režim je prítomný pri valivých ložiskách alebo zábere ozubených kolies.

Hydrodynamické mazanie:

Tento režim mazania zahŕňa hydrodynamické a hydrostatické mazanie (tlak dodávaný z externého zdroja) [8]. Do režimu je možný prechod z elastohydrodynamického mazania buď zvýšením rýchlosti alebo znížením zaťaženia. Výška mazacieho filmu zabezpečuje úplné oddelenie povrchov, čím nedochádza takmer k žiadnemu opotrebovaniu povrchov.

Tlak mazacieho filmu je tiež výrazne menší ako pri elastohydrodynamickom mazaní, čím nedochádza k výraznej elastickej deformácii povrchov.

2.2.6 Mechanizmy opotrebovania povrchu

Opotrebovanie je progresívne poškodzovanie povrchu kinematickej dvojice spojené s hmotnostným úbytkom [10]. Jeho miera je naviazaná na trenie v kontakte a preto je nutné špecifikovať režim mazania. Opotrebovanie je v základe delené na mierne alebo ťažké opotrebovanie. Obidve majú svoje špecifické vlastnosti, na základe ktorých ich je možné určiť.

Hmotnostný úbytok môže navyše nastať rôznymi spôsobmi. Pre určenie miery opotrebovania je tak nutné posúdiť mechanizmy opotrebovania v kontakte telies.

Adhezívne opotrebovanie:

Ako už bolo popisované pri adhezívnom trení, k adhézii dochádza pokiaľ pri zaťaženom kontakte dôjde na výstupku povrchu k plastickej deformácii a vzniku studeného spoja [10]. Či dôjde k oddeleniu časti materiálu závisí od pevnosti spoja. K oddeleniu dochádza pri styku mäkkšieho materiálu s tvrdším, kde pri mäkkšom materiály dôjde k vytvoreniu približne polguľovej oblasti plastickej deformácie. Tá sa má potom tendenciu oddeliť, keďže studený spoj dosahuje vysokej pevnosti.

Abrazívne opotrebovanie:

Tento typ opotrebovania má rovnaký mechanizmus ako pri abrazívnom trení. Dochádza pri ňom k plastickej deformácii povrchu a vytváraniu hmotnostného úbytku oddeľovaním častí povrchu [10]. Opotrebovanie môže prebiehať medzi dvomi povrchmi kinematickej dvojice (tvrdší a mäkkší) označené ako dvoj-telesové opotrebovanie alebo môže byť medzi dvomi povrchmi a tvrdou časticou označené ako opotrebovanie cudzím telesom.

Únavové opotrebovanie:

Charakterické je kumuláciou trhlín v povrchovej vrstve materiálu pri cyklickom kontaktnom namáhaní [10]. K vzniku porúch dochádza pod povrchom v mieste maximálneho kolísania šmykové napätia. Tento typ poškodenia je označený ako jamková korózia a vyskytuje sa napríklad na povrchu súčiastok s elasto-hydrodynamickým režimom mazania.

Iné druhy opotrebovania:

Ďalšie druhy opotrebovania môžu zahŕňať napríklad korozívne opotrebovanie, ktoré prebieha chemickou reakciou medzi povrchmi kontaktu a korozívnym prostredím [10]. Avšak na tento ani iné druhy opotrebovania sa táto práca nezameriava a preto nepopisuje ich presnejší mechanizmus.

2.2.7 Výpočtové metódy opotrebovania

Pre určenie životnosti klzného uloženia je nutné určiť medznú mieru lineárneho opotrebovania h_{OM} , respektíve objemového opotrebovania V_{OD} , kedy dôjde k strate funkčnosti uloženia [10]. Opotrebovanie je náhodná veličina, ktorá je citlivá aj na veľmi malé zmeny prevádzkových podmienok. Experimentálne získané veličiny v uvedených vzťahoch pre výpočet opotrebovania, sú vyhodnocované zo série meraní pomocou krivky hustoty pravdepodobnosti. Pravdepodobnosť bezporuchového stavu je následne možné vyjadriť distribučnou funkciou vzhľadom na meznú opotrebovanie h_{OM} (2.15) alebo na požadovanej dobe prevádzky t_1 (2.16).

$$P(h_0) = P[h_0(t) < h_0] \quad (2.15)[10]$$

$$P(t) = P[t < t_1] \quad (2.16)[10]$$

Určená je hustota pravdepodobnosti poruchy $f(t)$ pre medzné opotrebovanie h_{OM} a hustota pravdepodobnosti lineárneho opotrebovania $f(h_0)$ pre požadovanú dobu prevádzky t_1 .

Kragelskij:

Táto metóda vychádza pri určení opotrebovania jeho intenzity I_h [10]. Veľkosť intenzity lineárneho oteru I_h je určovaná na základe predstavy o úlohe adhezívneho a abrazívneho opotrebovania v únavových procesoch pri elasticom alebo plastickom kontakte. Rovnice potom zahŕňajú veličiny:

- mechanické vlastnosti (Re, Rm, \dots)
- mikrogeometrické charakteristiky trecích plôch (drsnosť, ...)
- trecie charakteristiky (súčiniteľ trenia μ, \dots)
- prevádzkové podmienky (kontaktný tlak p, \dots)

Veľkosť objemového oteru V_o je daný rovnicou vzťahom (2.17):

$$V_o = I_h \cdot A_r \cdot s_T = \frac{h_o}{s_T} \cdot A_r \cdot s_T = h_o \cdot A_r \quad (2.17)[10]$$

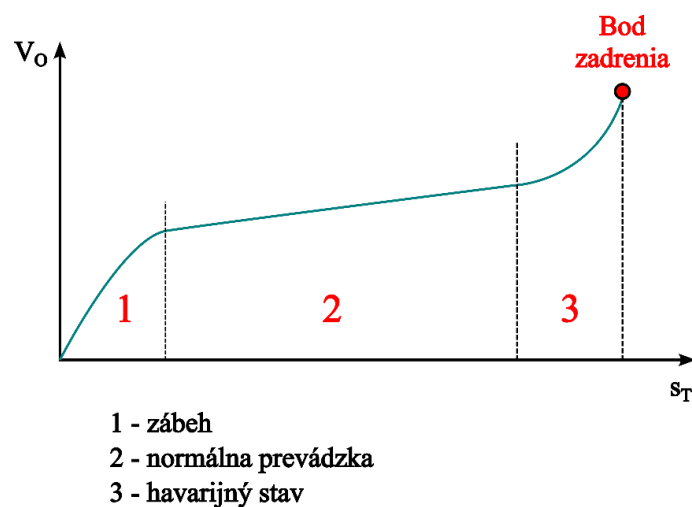
Kde: I_h intenzita lineárneho oteru

h_o výška opotrebovania

A_r reálna kontaktná plocha

s_T celková dráha

Intenzita lineárneho oteru I_h je pri väčšine času prevádzky konštantná (oblasť 2 Obr. 2-20). Zábehu kontaktných plôch začína s vysokou intenzitou oteru I_h ale s degresívnym trendom až na konštantnú prevádzkovú hodnotu (oblasť 1 Obr. 2-20). Po určitej dobe prevádzky dochádza k opätovnému zvyšovaniu intenzity oteru I_h až do bodu zadrenia kontaktných plôch (oblasť 3 Obr. 2-20).



Obr. 2-20 Závislosť objemového oteru V_o počas doby prevádzky

Burwell:

Metóda využíva pôvodný vzťah podľa Kragelskijho avšak zavádza predpoklad, že priemerná veľkosť dotykových plôch sa nezväčšuje, ale zvyšuje sa ich počet [10]. Z toho bol odvodený vzťah objemového oteru V_O ako funkcia dráhy a zaťaženia.

$$V_O = k_2 \cdot P \cdot s_T \quad (2.18)[10]$$

Kde: k_2 súčiniteľ adhézneho opotrebovania
 P zaťaženie kontaktných plôch
 s_T celková dráha

Súčiniteľ adhézneho trenia k_2 má priebeh ako pri intenzite lineárneho oteru I_h . Priebeh opotrebovania má tak rovnaký kvalitatívny priebeh ako Obr. 2-20.

Bayer:

Táto metóda vychádza z predpokladu, že opotrebovanie je únavový proces. Zavádza vzťah (2.19) tak maximálne šmykové napätie, aby nedochádzalo k opotrebovaniu, keďže únavové poškodenie povrchu je závislé na maximálnom šmykovom napätí τ_{max} pod kontaktnou plochou [10].

$$\tau_{max} \leq \left(\frac{2000}{N}\right)^{\frac{1}{9}} \cdot \gamma_R \cdot \tau_K \quad (2.19)[10]$$

Kde: τ_{max} maximálne šmykové napätie v povrchovej oblasti
 N počet pohybov na dráhe kontaktu
 γ_R konštanta charakterizujúca interakčnú schopnosť daného systému pre $N = 2000$

Archard:

Model opotrebovania podľa Archarda nahrádza reálny povrch modelom náhodne rozložených polguľových nerovností v styku s hladkou rovinou [10]. Metóda predpokladá, že častice oteru sa tvoria iba na malej časti celkového počtu mikrospojov.

Tento predpoklad je podporený aj experimentálnymi meraniami. Pravdepodobnosť, že pri styku dvoch nerovností dôjde k oteru je vyjadrená veličinou K_A . Veličina K_A je potom viazaná na určitú materiálovú dvojicu pri daných prevádzkových podmienkach. Celý model opotrebovania je potom daný vzťahom (2.20) pričom všetky konštanty je možné určiť experimentálne.

$$V_O = K_A \cdot s_T \cdot \left(\frac{M}{1 + q_A}\right) \cdot e_A \cdot \left(\frac{P \cdot (1 + p_A)}{M \cdot c_A}\right)^{\frac{1+q_A}{1+p_A}} \quad (2.20)[10]$$

Kde: K_A súčiniteľ opotrebovania
 s_T celková dráha
 M počet mikronerovností na jednotkovej klznej dráhe
 P zaťaženie kontaktných plôch

q_A, e_A, c_A, p_A konštanty oddeľovania častíc a deformácii v oblasti kontaktu

Fleischer:

Metóda v základe definuje maximálnu hustotu trecej práce na jednotku objemového opotrebovania, ktorú môže za daných podmienok teleso absorbovať bez poškodenia, ktorá je označená ako fiktívna hustota energie trenia e_T^* . Hustota energie trenia e_T^* v základnej energetickej rovnici zahŕňa všetky vplyvy na opotrebovanie, ktoré nie sú zahrnuté v strednom šmykovom napätí $\bar{\tau}$. Objemové opotrebovanie V_O je potom dané vzťahom (2.22).

$$e_T^* = \frac{W_T}{V_O} = \frac{\bar{\tau}}{l_h} \quad (2.21)[10]$$

$$V_O = \frac{W_T}{e_T^*} \quad (2.22)[10]$$

Vzťahy je možné upraviť pre rozdelenie opotrebovania na materiálovú oblasť 1 a 2. Podiel je vyjadrený pomocou súčiniteľov $\alpha_1 + \alpha_2 = 1$.

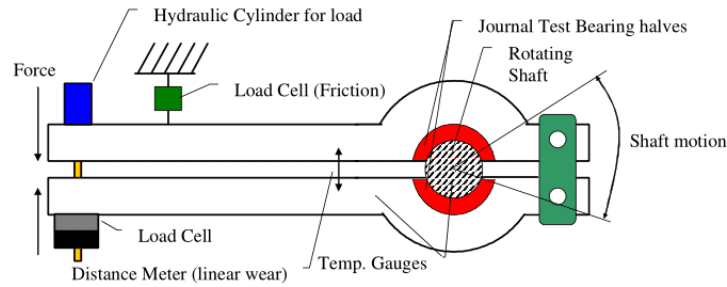
$$V_O = V_{O1} + V_{O2} = \frac{W_T \cdot \alpha_1}{e_{T1}^*} + \frac{W_T \cdot \alpha_2}{e_{T2}^*} \quad (2.23)[10]$$

2.3 Štúdiá opotrebovania klzného uloženia

2.3.1 Opotrebovania a povrchová charakteristika samomazných klzných puzdier pre malé oscilačné natočenia [11]

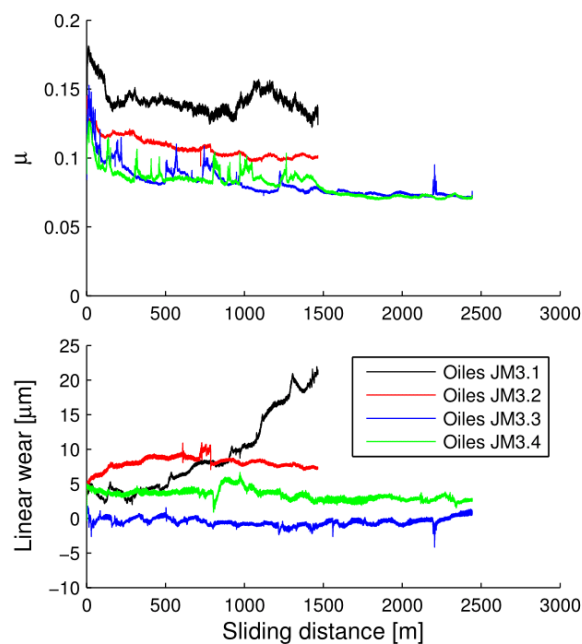
Klzné puzdra sú používané vo viacerých častiach vodných turbín. Ako bolo spomenuté, je snaha nahrádzať puzdra mazané olejom samomaznými puzdrami. Avšak náhrada za samomazné puzdra spôsobila zníženie životnosti a preto bol vypracovaný postup pre testovanie životnosti pre rôzne pohybové vzory.

Na test bol vytvorený testovací prípravok s reguláciou zaťaženie puzdra a natočenia zobrazený na Obr. 2-21 Do prípravku je potom umiestnený na puzdro s hriadeľom. Testované boli druhy samomazných puzdier používaných na vodných strojoch pri dvoch pohybových vzoroch. Prvý vzor zahŕňa 10 000 cyklov zložených z viacerých striedavých natočení o 10° - 60° . Druhý pohybový vzor zahŕňa 350 000 cyklov zložených z striedavých natočení o 10° .



Obr. 2-21 Experimentálne zariadenie pre meranie opotrebovania klzných uložení [11]

Vo výsledkoch bolo následne posudzované opotrebovanie a zmena súčiniteľa trenia μ v závislosti na prejdenej vzdialenosti. Hlavné porovnanie potom spočívalo v posúdení výsledných parametrov pre dva pohybové vzory.



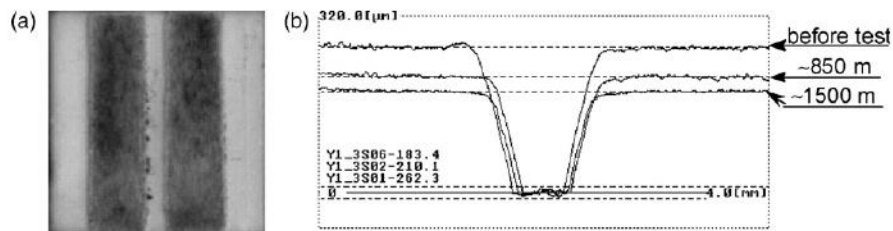
Obr. 2-22 Závislosť lineárneho opotrebovania na sklznej dĺžke [11]

Z výsledkov pre bolo zistené, že pre rôzne pohybové vzory dôjde k vytvoreniu odlišných vzorov na opotrebovanom povrchu ako je možné vidieť porovnaním na obr. Avšak pri meraní opotrebovania bolo zistené, že pri väčšine testovaných puzdier bola miera opotrebovania nezávislá na pohybovom vzore.

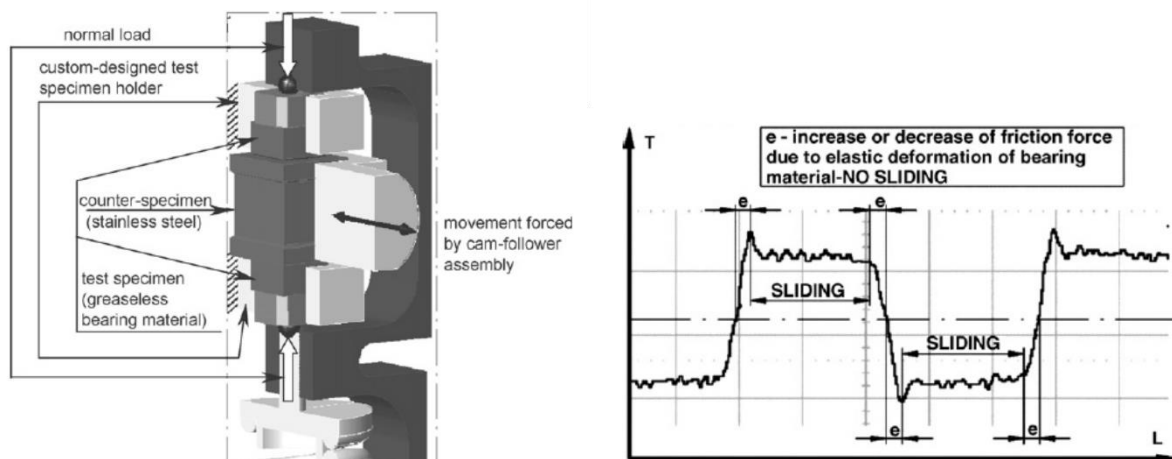
2.3.2 Meranie opotrebovania samomazných klzných puzdier pre malé oscilačné natočenia [12]

Podobne ako v predchádzajúcej práci [11] sa táto zaoberá samomaznými klznými puzdrami. V tomto prípade bolo cieľom simulovať podmienky a mieru opotrebovania spôsobenú vibráciami indukovaných na lopatke.

Pre meranie bol vytvorený prípravok schopný kontrolovať základné parametre ako amplitúdu, frekvenciu a kontaktný tlak. Detail na uloženie testovaného materiálu je zobrazený na Obr. 2-24 (vľavo). Oopotrebovanie bolo merané pomocou kalibrovannej drážky (Obr. 2-23), ktorej hĺbka bola v priebehu experimentu kontrolovaná. Zmena trecej sily, pri pohybe vyvolanom vibráciami, je zobrazená na Obr. 2-24 (vpravo). V priebehu je vidieť deformáciu uloženia e pred prekročením statického súčiniteľa trenia a začiatkom sklzu (stick-slip efekt). Je tak možné zisťovať prejdenú vzdialenosť zdanlivú zahŕňajúcu deformáciu a skutočnú prejdenú vzdialenosť iba so sklzom.

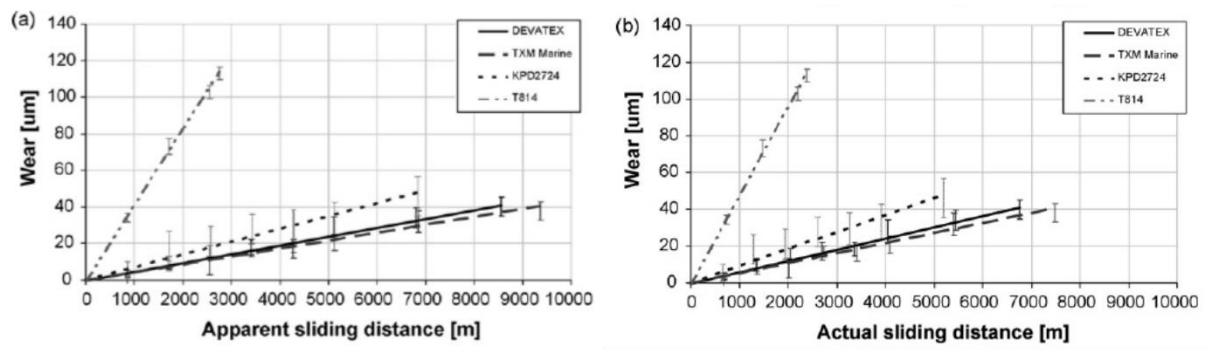


Obr. 2-23 Vytvorená drážka pre meranie opotrebovania [12]



Obr. 2-24 (vľavo) experimentálne zariadenie na meranie vplyvu stick-slip efektu; (vpravo) priebeh trecej sily pri stick-slip efekte a jeho vplyv na sklznú dĺžku [12]

Vo výsledkoch bolo sledované opotrebovanie v závislosti na prejdenej vzdialenosti. Hlavné zistenie bolo nameranie vyššej sklznej dĺžky ako vyplýva z Obr. 2-25. Tento jav je spôsobený stick-slip efektom v uloženiach s polymerickým základom. Samotná sklzná vzdialenosť je potom zmenšená o deformácie pred sklzom ako je možné odvodiť z Obr. 2-24 (vpravo). Vďaka tomuto zisteniu je pri ďalšom posudzovaní klzných puzdier presnejšie odhadnúť klznú vzdialenosť ako aj opotrebovanie.



Obr. 2-25 (vpravo) závislosť opotrebovania na zdanlivej sklznej vzdialenosti; (vpravo) závislosť opotrebovania na skutočnej sklznej vzdialenosti [12]

3 ANALÝZA REGULAČNÉHO SYSTÉMU

V tejto kapitole je potrebné uviesť parametre použitej Kaplanovej turbíny a analyzovať zaťaženie jednotlivých komponentov. Keďže všetky parametre nie sú známe z dôvodu obchodného tajomstva, vychádza sa v týchto bodoch z predpokladov odvodených z iných zdrojov.

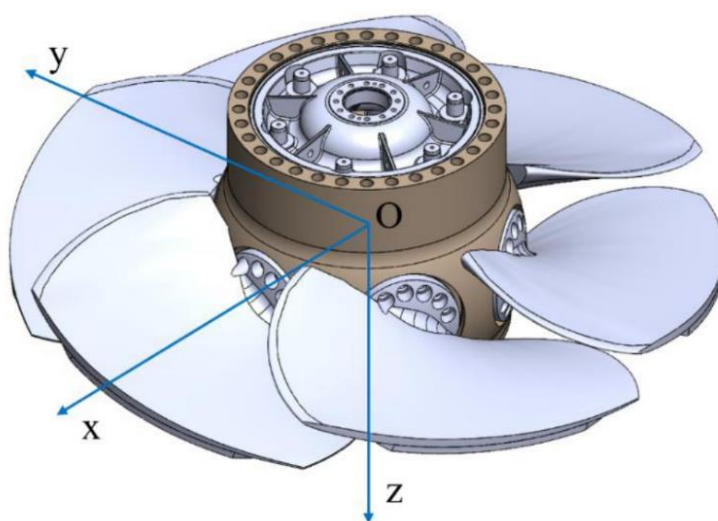
Kaplanova turbína použitá v tejto práci je osadená na elektrárni Slapy. Jej základné parametre sú uvedené v tabuľke.

Tab. 3-1 Parametre turbíny inštalovanej na elektrárni Slapy [13]

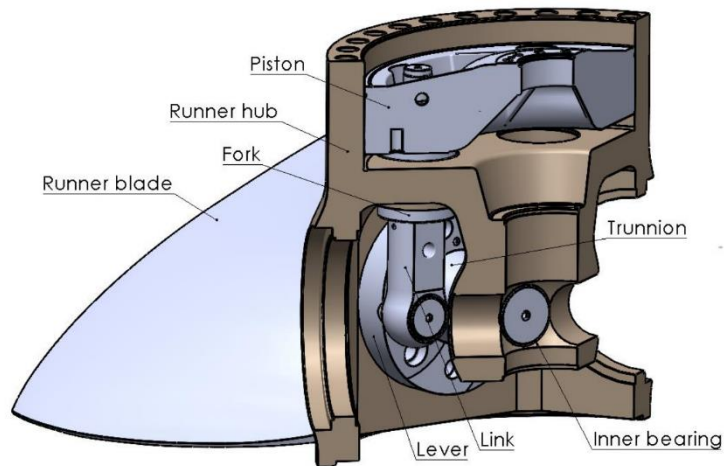
počet lopatiek	6
spád	56 – 27 m
prietok	100 m ³ /s
max. výkon turbíny	48 MW
otáčky	230,8 min ⁻¹

3.1 Zaťaženie uloženia lopatky Kaplanovej turbíny

Analýza síl pôsobiacich na uloženie lopatky je uvedená v článku [5]. Silový rozbor je uvedený pre podobný rotor šesť-lopátkovej Kaplanovej turbíny. Súradnicový systém je zobrazený na Obr. 3-1. Pôsobiace sily sa rozdeľujú na hydrodynamické, zotrvačné a regulačné. Regulačný piest je v tomto prípade umiestnený v náboji obehového kolesa. Detail je zobrazený na Obr. 3-2.



Obr. 3-1 Rotor šesť lopátkovej Kaplanovej turbíny [5]



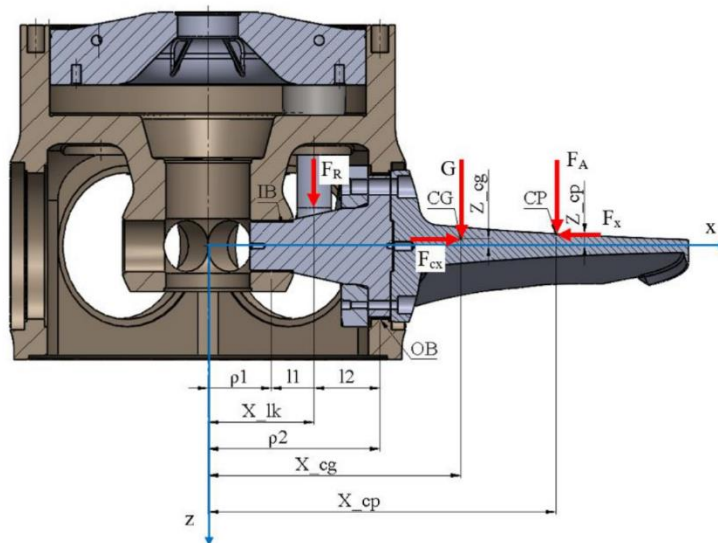
Obr. 3-2 Detail regulačného mechanizmu rotorových lopatiek

Hydrodynamické sily sú spôsobené prietokom kvapaliny na lopatke a skladajú sa z F_A axiálnej sily (axiálny ťah) F_A , tangenciálnej sily F_T a radiálnej sily F_x (zvyčajne výrazne menšia ako F_A a F_T). Pôsobisko a veľkosť hydrodynamických síl závisí na rozložení tlaku, ktoré sa mení v závislosti na výkone a nastavení regulácie turbíny. Rozloženie tlaku na lopatke je získané buď experimentálne alebo pomocou CFD simulácie. Od pôsobiska a veľkosti týchto síl je potom odvodený moment vyvolaný na lopatku turbíny. Tento moment je kompenzovaný regulačnou silou F_R pomocou regulačného mechanizmu.

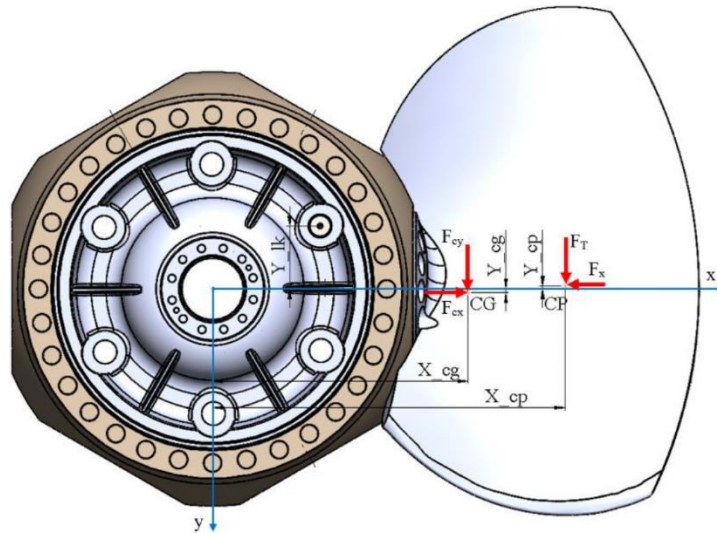
Zotrvačné sily súvisia s hmotou samotných lopatiek a ich uložením. Rotáciou vzniká odstredivá sila F_C s pôsobiskom v ťažisku zostavy otočný čap – lopatka. Odstredivá sila F_C je potom funkciou hmotnosťou zostavy m_{BTL} , uhlovej rýchlosti rotora ω a polomera ťažiska zostavy ρ_{cg} .

$$F_C = m_{BTL} \cdot \rho_{cg} \cdot \omega^2 \quad (3.1) [5]$$

$$\rho_{cg} = \sqrt{X_{cg}^2 + Y_{cg}^2} \quad (3.2) [5]$$

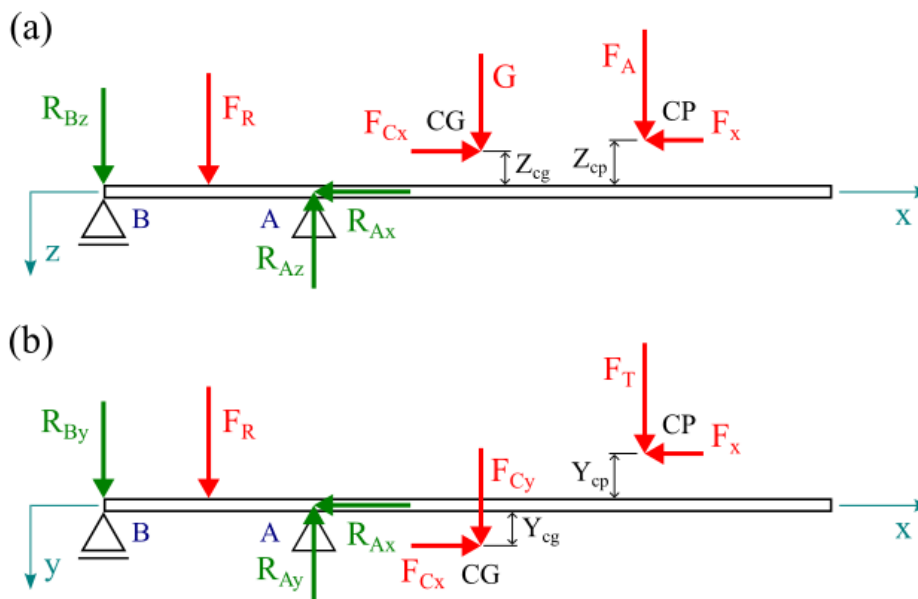


Obr. 3-3 Rez regulačným mechanizmom s uvedenými rozmermi [5]



Obr. 3-4 Horný pohľad na regulačný mechanizmus so zaťažením [5]

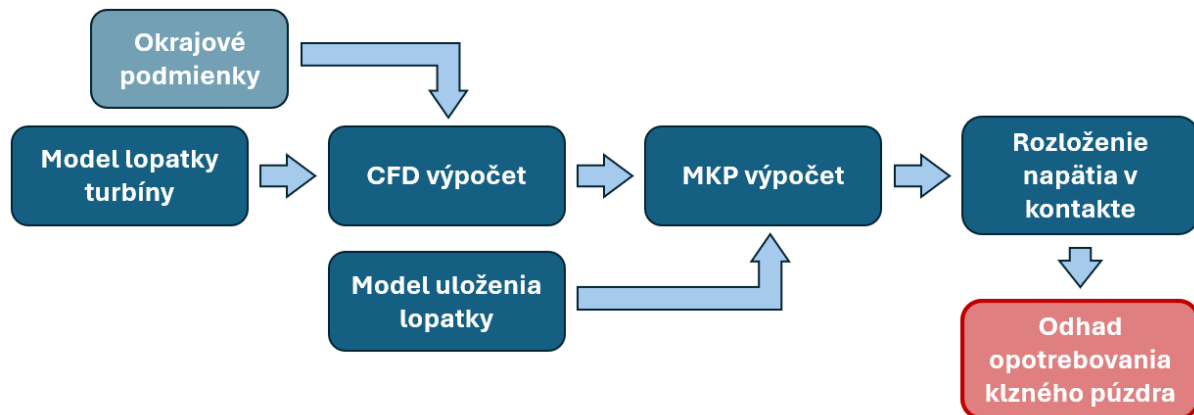
Silové rozloženie na lopatke je zobrazené na obr. v rovine XZ a XY. Z rovníc silovej rovnováhy je následne možné odvodiť zaťaženie klzného uloženia čapu lopatky [5].



Obr. 3-5 Silové rozloženie [5]

3.2 Zvolený postup práce

Pre analýzu životnosti klzných puzdier lopatiek Kaplanovej turbíny je nutné zostaviť model, ktorý zahŕňa hydraulické zaťaženie ako aj prenesenie tohto zaťaženia na jednotlivé komponenty regulačného mechanizmu. Je nutné však brať do úvahy, že celkový výpočet hydraulickej aj mechanickej časti Kaplanovej turbíny je komplexný problém a preto je vhodné pristúpiť k určitým zjednodušujúcim predpokladom. Na tomto základe bol zvolený nasledujúci postup.



Obr. 3-6 Zvolený postup pre určenie odhadu životnosti klzného púzdra

V prvej časti práce bude odvodené hydrodynamické zaťaženie lopatiek turbíny. Pre ich odvodenie v celej prevádzkovej oblasti je vhodný výpočet pomocou CFD simulácie. Tú je vhodné kalibrovať na základe dát z reálneho stroja, vďaka čomu je možné zahrnúť do zaťaženia požadované deje ako napríklad tlakové pulzácie. Hlavným obmedzením v tejto práci je však nedostupnosť celej geometrie stroja a nameraných dát z dôvodu obchodného tajomstva. Bude tak nutné zvoliť náhradný model a zaťaženie kvalifikovane odhadnúť.

V druhej časti práce bude prenesené hydrodynamické zaťaženie na čap lopatky a tým do klzných uložení. V tejto časti je hlavnou úlohou získať rozloženie a veľkosť kontaktných tlakov v klzných uloženiach. Na ich výpočet bude využitý výpočet kontaktnej úlohy pomocou MKP.

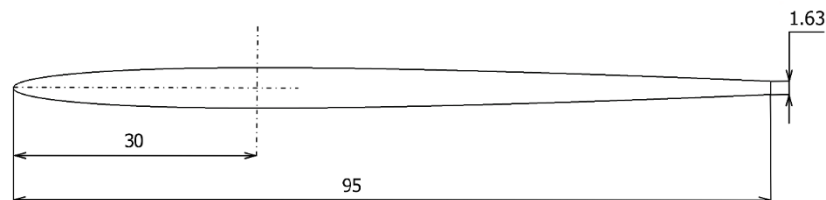
V tretej časti práce budú hodnoty kontaktných tlakov v klzných uloženiach použité na vyhodnotenie životnosti puzdier. Je preto nutné zvoliť vhodný postup odhadu životnosti a následne podľa možnosti posúdiť hodnoty pre zvolené prevádzkové parametre.

Pre zistenie zaťaženia bol model Kaplanovej turbíny tak rozdelený na hydraulickú a mechanickú časť. Hydraulický výpočet bude realizovaný iba na jednej lopatke. Zaťaženie bude následne prenesené na regulačný mechanizmus. Postup výpočtu zaťaženia je zobrazený na Obr. 3-6.

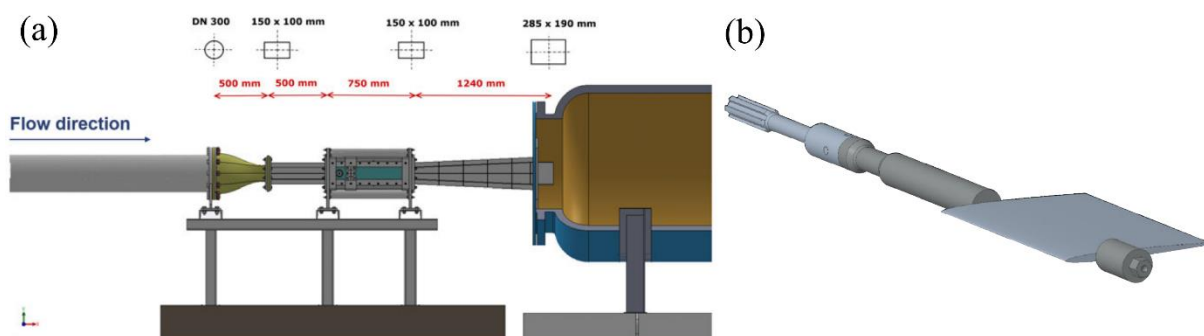
4 HYDRAULICKÝ VÝPOČET ZAŤAŽENIA NA LOPATKU KAPLANOVEJ TURBÍNY

V tejto práci bolo cieľom kvalitatívne posúdenie vplyvu tlakových pulzácií pred obežným kolesom na zaťaženie lopatky. Prístupuje sa tak k zjednodušenému výpočtu zaťaženia na zjednodušený model jedinej lopatky.

Lopatku turbíny tak uvažujeme ako samostatný aerodynamický profil v aerodynamickom tuneli. Využívame tak geometriu uvedenú [14] v dizertačnej práci. Ide o symetrický profil NACA 0006, využívaný pri vodných turbínach [14], ktorého rozmery sú uvedené na Obr. 4-1. Z dôvodu nedostupnosti dát z meraní profilu NACA 0006 bol zvolený podobný profil NACA 0006 so zhodnými základnými rozmermi. Lopatka je umiestnená v aerodynamickom tuneli odvozenom z reálnej meracej trate. Presná geometria je však mierne upravená o ukludňujúce dĺžky pričom prierez sa nemení a má rozmer 150 x 100 mm.



Obr. 4-1 Aerodynamický profil NACA 0006 s uvedenými rozmermi pre model použitý v aerodynamickom tuneli [14]



Obr. 4-2 (a) model aerodynamického tunela s uvedenými tvarmi a rozmermi prierezov potrubia, (b) aerodynamický profil NACA 0006 umiestnený na otočnom čape pre nastavenie uhlu nábehu [14]

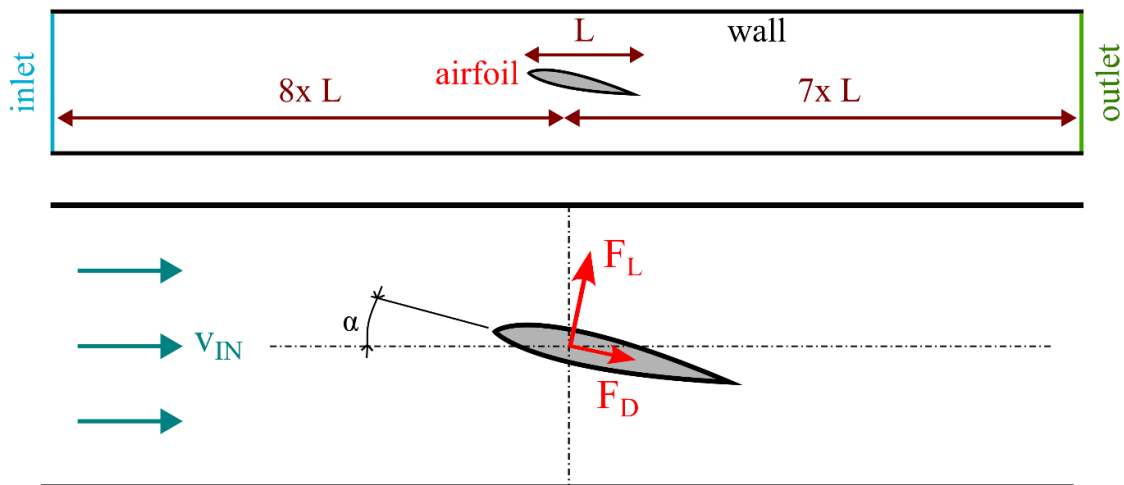
K modelu uloženia lopatky pristupujeme miernym zjednodušením regulačného mechnizmu obežného kolesa, ktorého popis a silové zaťaženie je uvedený v teoretickej časti. Model bol vytvorený tak, aby bolo možné dostatočne presne odhadnúť zaťaženie vonkajšieho a vnútorného puzdra. Pozostáva z čapu a dvoch klzných puzdier pričom niektoré geometrické prvky sú odstránené kvôli malému vplyvu na zaťaženie a zároveň výraznému zvýšeniu náročnosti na sieť.

4.1 CFD výpočet modelu lopatky

Na výpočet CFD bolo využité software ANSYS Fluent. Keďže model lopatky má konštantný prierez, je možné využiť 2D symetriu. Tlakové pulzácie budú do výpočtu zahrnuté pomocou vstupnej okrajovej podmienky. Uhol nábehu bol zvolený v rozsahu $1 - 8^\circ$ podľa dostupných nameraných dát, kde dochádza k odtrhnutiu prúdenia pri uhle nábehu 7° . Pre jednotlivé uhly nábehu bude následne možné vyhodnotiť vplyv tlakových pulzácií na zaťaženie.

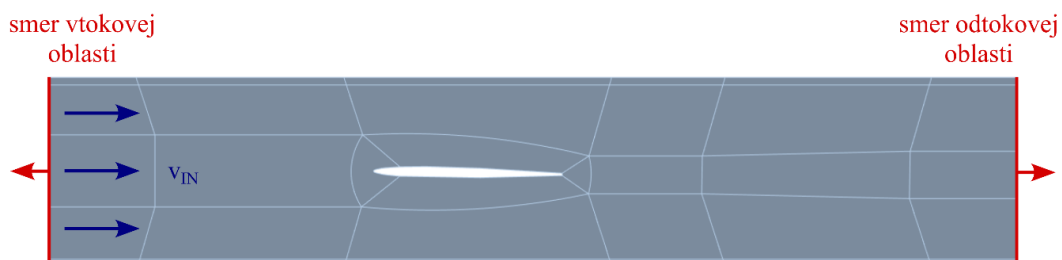
Výpočtová geometria a sieť:

Ako bolo spomenuté, celková výpočtová geometria je odvodená z experimentálnej zostavy. Experimentálny tunel má v časti s uložením lopatky rozmery $150 \times 100 \text{ mm}$. Výpočtová geometria (Obr. 4-3) má tak konštantný prierez rovnaký ako pri experimentálnom tuneli a je doplnená o ukludňovacie časti pred a za profilom.



Obr. 4-3 Výpočtová 2D geometria s uvedenými okrajovými podmienkami, uhol nábehu vztlačovú silu F_L a odporovú silu F_D pôsobiaca na aerodynamický profil

Vo výpočtovej geometrii bola vytvorená štrukturovaná (zložená iba z štvorhraných prvkov „QUAD“) pomocou dekompozície zobrazenej na Obr. 4-4. Pri vytváraní siete bolo hlavnou oblasťou záujmu na aerodynamickom profile. Požiadavka bola dosiahnuť maximálne hodnotu $y^+ < 5$, ideálne by mala dosahovať hodnotu $y^+ < 1$. Táto podmienka neskôr umožňuje použiť dvojrovnícový turbulentný model SST k- ω . Na stenách bola tiež meraná hodnota y^+ avšak tu bolo za dostatočnú hodnotu $y^+ < 5$. Zhrnuté štatistiky veľkosť siete a kvalitu siete sú uvedené v Tab. 3-1.



Obr. 4-4 Dekompozícia výpočtovej geometrie pre vytvorenie štrukturovanej siete

Tab. 4-1 Kvalitatívne parametre vytvorenej siete

Kvalita	Parameter	Hodnota
„element quality“ (ortogonálna kvalita)	min	1,7e-2
	max	0,999
	priemer	0,512
„aspect ratio“ (tlakový výstup)	min	1,0001
	max	113,8
	priemer	6,312
„skewness“ (šikmosť bunky)	min	1,31e-10
	max	0,67
	priemer	0,213
y ⁺ (steny)	max	
y ⁺ (profil)	max	

Nastavenie CFD výpočtu:

V prvom kroku nastavenia boli zadefinované okrajové podmienky. Požiadavka pre odhad zaťaženia bola zahrnutie tlakových pulzácií pred lopatkou turbíny. Presný časový priebeh takýchto pulzácií je vhodné získať na základe meraní pri rôznych bodoch pracovnej oblasti. Následne je možné kalibrovať vstupnú okrajovú podmienku, aby charakter tlakových pulzácií zodpovedal reálnemu stroju a pomocou výpočtu porovnanie zaťaženia pre konkrétne pracovné body. Bez dostupnosti nameraných dát je však nutný odhad tlakových pulzácií, ktoré je po potrebných meraniach možné opraviť a prepočítať zaťaženie lopatky.

V tomto prípade bol zvolený odhad pulzácií pomocou vzťahu pre vstupnú rýchlosť, ktorý je zložený zo statickej zložky v_s , dynamickej zložky v_d a frekvencie f charakterizujúce tlakové pulzácie na vstupe do domény.

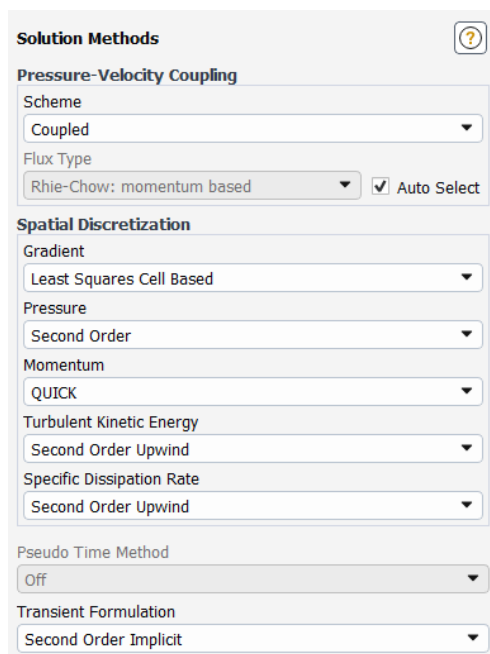
$$v = v_s + v_d \sin(2\pi \cdot f \cdot t) \quad (4.1)$$

Tento výraz je zadaný na vstupe („inlet“) pomocou rýchlostnej podmienky („velocity inlet“) ako funkcia zmeny vstupnej rýchlosti. Na výstupe („outlet“) bola zadaná tlaková podmienka („pressure outlet“). Na ostatných plochách vrátane aerodynamického profilu bola zadaná okrajová podmienka steny označená ako „wall“ s podmienkou ulpievania na stene („no-slip condition“). Podrobnejšie nastavenie okrajových podmienok je uvedené v Tab. 4-2.

Tab. 4-2 Typy a parametre okrajových podmienok

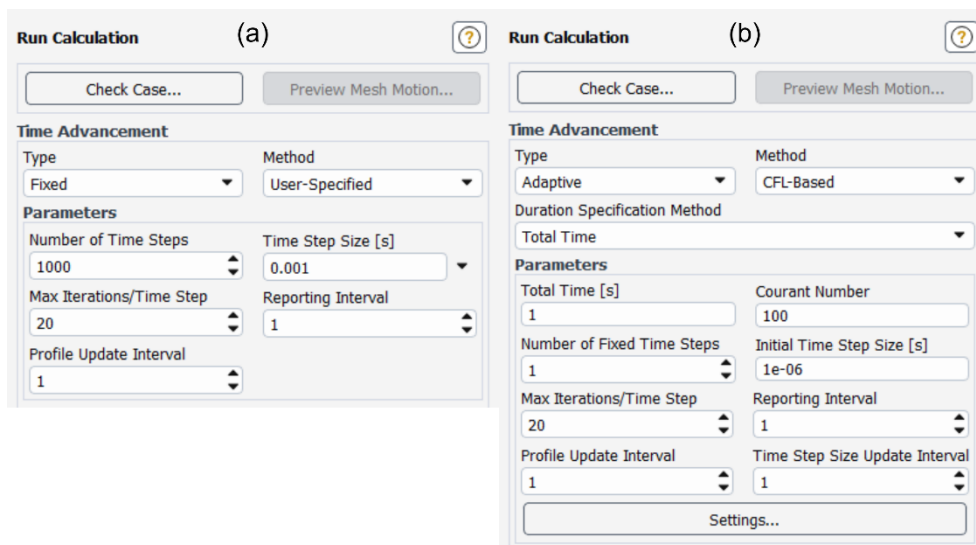
Typ OP	Parameter	Hodnota
„velocity inlet“ (rýchlostný vstup)	veľkosť rýchlosti	„v“
	intenzita turbulencie	5 %
	hydraulický priemer	0,12 m
„pressure outlet“ (tlakový výstup)	atmosférický tlak	-
	intenzita spätnej turbulencie	10 %
	hydraulický priemer	0,12 m
„wall“ (stena)	stacionárna stena	-
	podmienka ulpievania – no slip	-
	výška drsnosti	0

Nastavenie riešiča bolo odvodené od povahy riešenej úlohy pomocou ANSYS User Guide[15]. Išlo o prúdenie nestlačiteľnej kvapaliny (voda) pri časovo premennej vstupnej podmienke. Na základe povahy prúdenia bol zvolený typ riešiča „pressure-based“ a na základe časovej premenlivosti bola zvolená úloha ako „transient“ (časovo závislá úloha). Zvolený typ riešiča je segregovaný (rovnica kontinuity a momentová rovnica sú riešené oddelene) a je doplnený o väzbu medzi tlakom a rýchlosťami („pressure-velocity coupling“). V tomto prípade bola na začiatku zvolená schéma PISO, avšak po úvodných výpočtoch bola z dôvodu problému s konvergenciou zmená na schému COUPLED. Schéma rieši rovnice kontinuity a momentové rovnice spolu a tým poskytuje lepšiu konvergenciu riešenia najmä pri použití väčšieho časového kroku. Nastavenie riešiča je uvedené na Obr. 4-5. Priestorovo interpolačné schémy pre tlak („Pressure“), turbulentnú kinetickú energiu („Turbulent Kinetic Energy“) a miera disipácie („Specific Dissipation Rate“) bola zvolená schéma 2. rádu. Pre zotrvačnosť („Momentum“) bola zvolená interpolačná schéma 3. rádu „QUICK“.



Obr. 4-5 Nastavenie riešiča CFD výpočtu

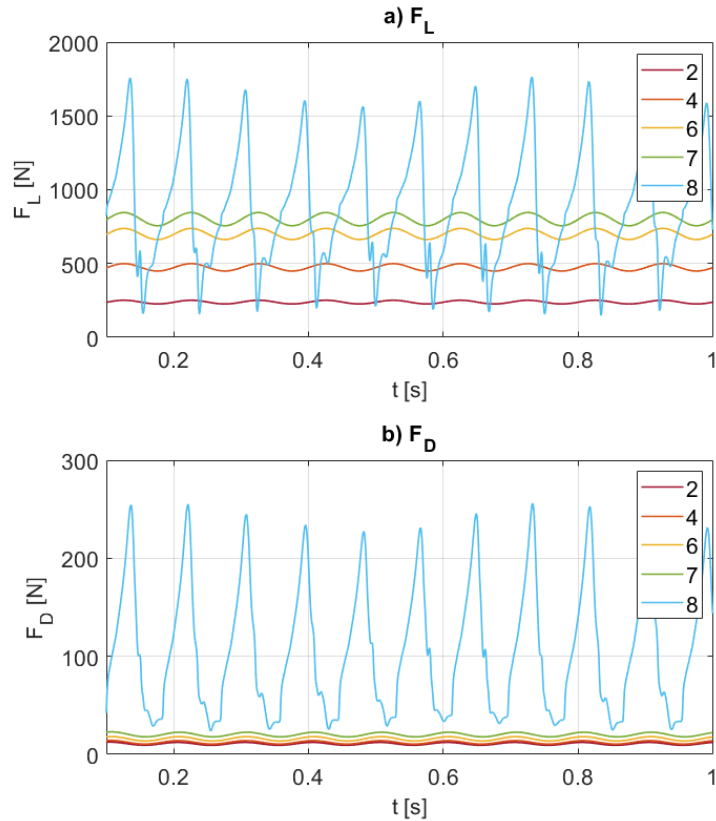
Časový krok ΔT bol určený z frekvencie vstupnej podmienky podľa zvyčajne zaužívaného pravidla, kde sa uvažuje dostatočný počet 100 časových krokov na periódu najrýchlejšieho dejav. t. j. $\Delta T = 1/f \cdot 100$. V oblasti ustáleného prúdenia okolo aerodynamického profilu je tento výpočet ΔT vhodný, avšak v oblasti odtrhnutia prúdenia („stall“), kde je predpoklad vzniku dejov aj s väčšou frekvenciou. Z tohto dôvodu bol pre výpočet uhlov nábehu 7° a 8° zvolený časový krok Courantovho čísla. Courantovo číslo vyjadruje prechod informácie cez výpočtovú sieť pomocou rýchlosti prúdenia v ($C > 1$ – informácia prechádza cez viac ako jednu bunku). V prípade premenlivého časového kroku je nutné požiť vzorkovanie so stálym časovým krokom. Pre schému COUPLED je podľa [15] odporúčanie voliť rozsah 10 – 100. Nižšie hodnoty je totiž vhodné voliť pre segregované schémy ako napr. PISO.



Obr. 4-6 Nastavenie trasientného výpočtu pre (a) pevný časový krok $TS = 0,001$ s pre výpočet uhlu nábehu $\alpha = 1 - 7^\circ$, (b) adaptívny časový krok na základe Courantovho čísla ($C = 100$) pre výpočet uhla nábehu $\alpha = 8^\circ$

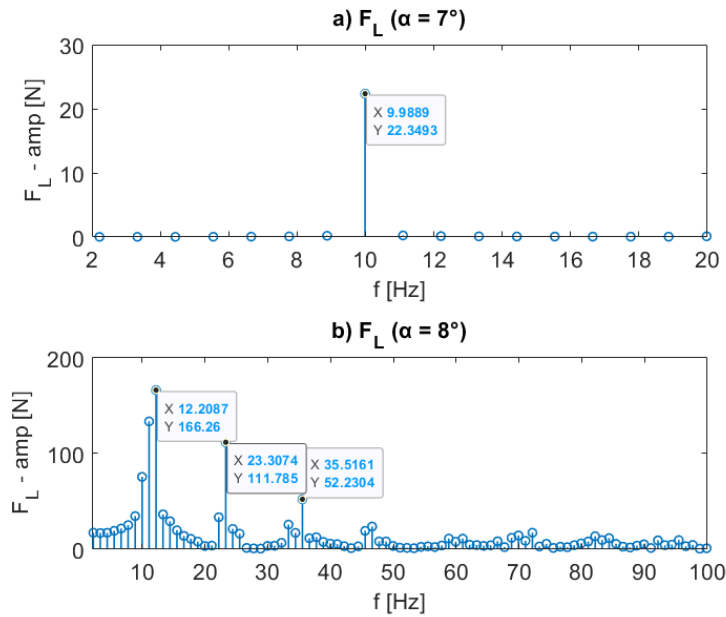
4.2 Výsledky

Výpočet CFD bol realizovaný pre nábehové uhly aerodynamického profilu $1 - 8^\circ$. Hlavnými sledovanými parametrami bola vztlková sila F_L a odporová sila F_D , na základe ktorých boli odvodená charakteristika a veľkosť zaťaženia profilu. Vypočítané priebehy síl F_L a F_D sú zobrazené na Obr. 4-7. Z nich je možné prvotne odhadnúť, že pre uhly nábehu $1 - 7^\circ$ je profil proporcionálne zaťažovaný tlakovými pulzáciami a vztlková sila F_L sa zväčšuje spolu s uhlom nábehu. Pri zväčšení uhlu na 8° dochádza k výraznému pulzácií vztlakovej sily F_L ako aj odporovej sily F_D , čo môžeme charakterizovať ako odtrhnutie prúdenie od profilu („stall“).



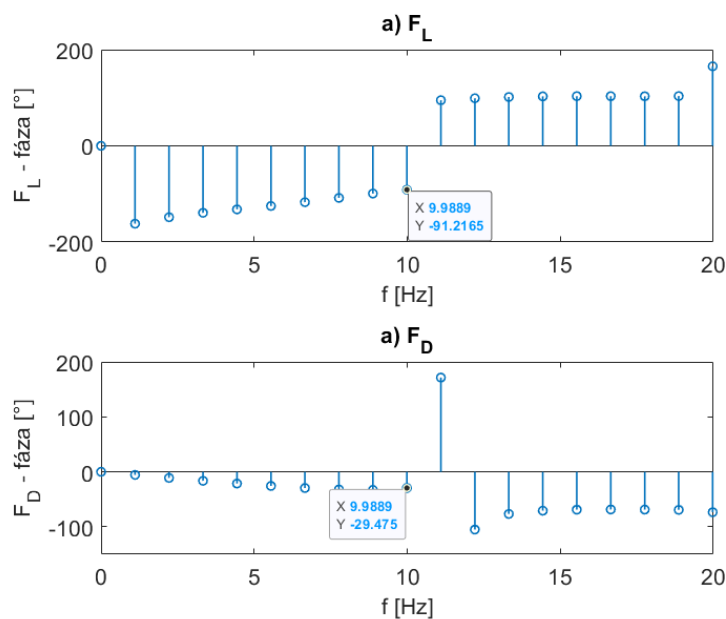
Obr. 4-7 (a) časový priebeh vztlakovej sily F_L pre nábehové uhly $\alpha = 1 - 8^\circ$, (b) časový priebeh odporovej sily F_D pre nábehové uhly $\alpha = 1 - 8^\circ$

Pre ďalšiu analýzu je možné využiť Fourierovu transformáciu (Fast Fourier Transform) FFT. Pre uhly nábehu $1 - 7^\circ$ bola pre vztlakovú silu F_L zistená jediná frekvencia 10 Hz Obr. 4-8 (a), ktorá je zhodná s frekvenciou vstupnej rýchlostnej podmienky. Pri uhle nábehu 8° , kde už došlo k odtrnutiu prúdenia, bol priebeh sily F_L rozložený na niekoľko frekvencií s vyššou amplitudou Obr. 4-8 (b). Potvrdil sa tak predpoklad, že pri odtrnutí prúdenia prestáva byť zmena sily F_L závislá len na vstupnej podmienke, ale najmä na vzniku periodicky odtrhávajúcich vírov, spôsobujúcich vysoké dynamické namáhanie lopatky.



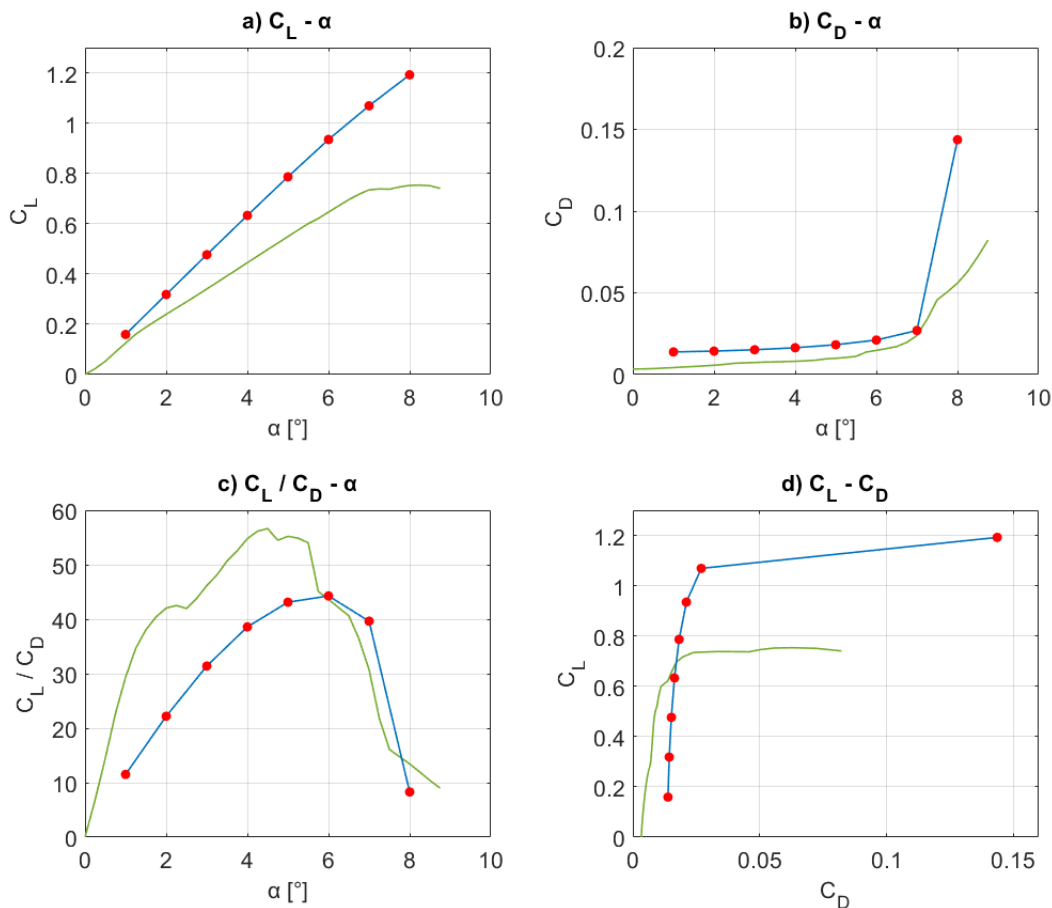
Obr. 4-8 Analýza FFT pre amplitúdu (a) pre nábehový uhol $\alpha = 7^\circ$, (b) pre nábehový uhol $\alpha = 8^\circ$

Analýza FFT bola využitá tiež na zistenia fázového posuvu vztlakovej sily F_L a odporovej sily F_D voči vstupnej rýchlostnej podmienke. Vztlaková sila F_L zaostáva za rýchlostnou podmienkou a je tak fázovo posunutá o $-91,2^\circ$ ($\approx -\pi/2$). Podobne zaostáva odporová sila F_D , ktorá je fázovo posunutá o $-29,5^\circ$ ($\approx -\pi/6$). Fázový posuv obidvoch síl voči vstupnej rýchlostnej podmienke bol očakávaný, keďže aerodynamický profil je umiestnený v určitej vzdialenosti od vstupu. Fázový posuv medzi silami F_L a silou F_D bol však neočakávaný, keďže podľa predpokladu sú sily F_L a F_D vo fáze. Z výsledkov však vyplýva, že odporová sila F_D predbieha vztlakovú silu F_L o $59,7^\circ$ ($\approx -\pi/3$).



Obr. 4-9 Analýza FFT pre fázový posuv (a) pre vztlakovú silu F_L , (b) pre odporovú silu F_D

Hodnoty síl F_L a F_D boli prepočítané na súčiniteľ vztlaku C_L a súčiniteľ odporu C_D . Získané výsledky je nutné porovnať s experimentálnymi dátami, aby mohli byť na ich základe overené. Namerané dáta boli získané z databázy aerodynamických profilov NACA. Základné charakteristiky pre konkrétny profil sú definované na základe súčiniteľov C_L , C_D a uhlu nábehu α . Tieto charakteristiky tak boli vytvorené aj pre dáta získané pomocou CFD výpočtu. Pre porovnanie boli využité výsledky síl F_L a F_D bez zahrnutia tlakových pulzácií. Porovnanie charakteristík je zobrazené na Obr. 4-10.



Obr. 4-10 Porovnanie koeficientu vztlaku C_L , koeficientu odporu C_D a nábehového uhla α získaného pomocou výpočtu CFD oproti experimentálne získaným dátam pre aerodynamický profil NACA 0006

Z porovnania experimentálnych hodnôt a výsledkov CFD je možné pozorovať určité rozdiely. Výraznejším rozdielom sú vyššie vypočítané hodnoty CFD koeficientu vztlaku C_L oproti experimentu Obr. 4-10 Túto nezrovnalosť je však možné pripísať umiestneniu profilu v aerodynamickom tuneli. Ako bolo spomenuté v teoretickej časti, umiestnenie profilu do profilovej mreže vedie k určitému navýšeniu súčiniteľa C_L v závislosti na rozmeroch mreže. Naproti tomu experimentálne hodnoty boli získané z osamoteného profilu.

Vypočítané hodnoty súčiniteľa odporu C_D pomocou CFD sú opäť vyššie oproti experimentu. Zachytávajú však trend a aj výrazný nárast súčiniteľa C_D pri dosiahnutí kritického uhla nábehu a odtrhnutí prúdenia. Predpoklad je nedokonalé modelovanie medznej vrstvy, v ktorej neboli dosiahnuté ideálne kvalitatívne parametre siete. Hodnota $y^+ = 3$ (pre model SST k- ω $y^+ \leq 5$) avšak ideálne je vhodné dodržať $y^+ \leq 1$. Ďalšou hodnotou je pomer strán buniek „Aspect Ratio,“ ktorá bola v medznej vrstve ≈ 100 avšak ideálne je vhodné dodržať hodnotu pomeru $\approx 20 - 50$. Po dosiahnutí kritického uhla nábehu je navyše hodnota súčiniteľa C_D ovplyvnená umiestnením profilu v tuneli podobne ako pri C_L .

Tab. 4-3 Výsledky vztlakovej sily F_L a odporovej sily F_D pre jednotlivé uhly nábehu v rozsahu $\alpha = 1-8^\circ$

α [°]	F_L [N]	F_{L_min} [N]	F_{L_max} [N]	F_D [N]	F_{D_min} [N]	F_{D_max} [N]	C_L [-]	C_D [-]
1	119,4	113,1	125,9	10,36	8,923	12,09	0,159	0,0138
2	238,5	226	251,3	10,75	9,242	12,51	0,318	0,0144
3	356,9	338,2	375,9	11,36	9,75	13,21	0,477	0,0152
4	473,9	449	499,2	12,28	10,51	14,31	0,633	0,0164
5	588,8	557,7	620,4	13,66	11,68	15,94	0,786	0,0182
6	699,9	662,6	737,8	15,82	13,6	18,04	0,935	0,0211
7	800,4	755,8	845,4	20,2	17,8	22,94	1,069	0,027
8	892,2	147,5	1763	107,8	23,8	256,1	1,192	0,144

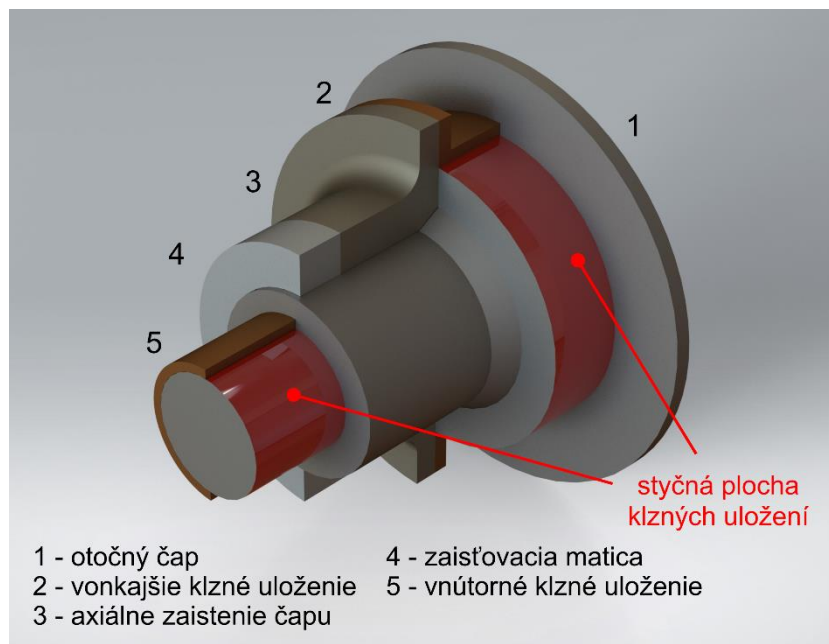
Zo získaných dát boli vyvedené závery, ktoré je s určitým obmedzením možné aplikovať na lopatku Kaplanovej turbíny napr. ako určenie rozsahu uhlu nábehu. Ten môže byť pri bežnej prevádzke v rozsahu $1 - 7^\circ$. Vztlaková sila F_L a odporová sila F_D je v tomto rozsahu proporcionálna s tlakovými pulzáciami. Sily F_L a F_D z tohto rozsahu je tak možné využiť pre výpočet zaťaženia lopatky pri normálnej prevádzke. Po prekročení kritického uhla nábehu (pri $\alpha = 8^\circ$) dochádza k výraznému navýšeniu dynamického zaťaženia od síl F_L a F_D . Sily F_L a F_D pre uhol nábehu $\alpha = 8^\circ$ je tak možné použiť pre simulovanie zakázanej oblasti, v ktorej nie je dovolené prevádzkovať turbínu. Povolené je len prechádzanie tejto oblasti pri nábehu turbíny. Obidva prepoklady pre oblasť normálnej prevádzky ako aj zakázanú oblasť sú však zjednodušenia, zavedené pre nedostatok reálnych dát z kompletnej geometrie.

Prepočet síl získaných z modelu na lopatku Kaplanovej turbíny je možné pomocou výkonu P turbíny na základe vztlakovej sily F_L . Silové pôsobisko bolo určené v nasledujúcej kapitole zaoberajúcej sa silami pôsobiacimi v uložení lopatky. Pre simulovanie rôznych prevádzkových režimov boli zvolené percentuálne výkonové zaťaženia v rozsahu od $5 - 100\%$.

5 VÝPOČET ZAŤAŽENIA REGULAČNÉHO MECHANIZMU

Mechanickú časť úlohy tvorí regulačný mechanizmus a uloženie lopatky je zobrazený na obr. Hlavnou oblasťou záujmu je uloženie v radiálnych klzných púzdrach. Zostava obsahuje aj axiálne zaistenie lopatky, ktoré je tiež spočiatku nutné uvažovať keďže pri ohybovom namáhaní môžu prenášať zaťaženie. Celá zostava je uložená v náboji rotora, na ktorom nie sú v tomto prípade uvažované deformácie a tiež nie je uvažované uloženie klzných púzdiar s presahom. Úlohu bude riešená nasledujúcim postupom:

- Určenie pôsobiacich síl a ich silové rozloženia v uložení
- zostavenie modelu MKP so zavedením kontaknej úlohy
- overenie výsledkov kontaknej úlohy v závislosti na zavedenom faktore tuhosti
- spracovanie výsledkov



Obr. 5-1 Zostava uloženia otočného čapu regulačného mechanizmu rotorových lopatiek

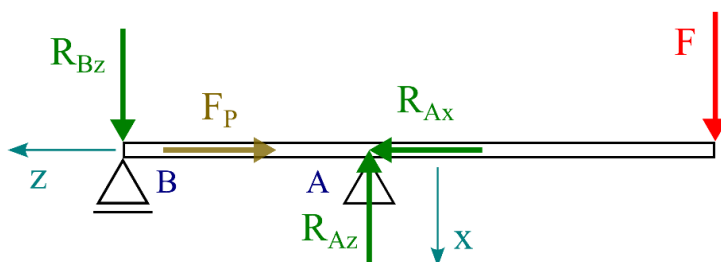
5.1 Model pohyblivého uloženia a jeho zaťaženie

Presné rozmery otočného čapu a klzného uloženia regulačného mechanizmu sú uvedené ako obchodné tajomstvo. Z tohoto dôvodu boli uvedené len najpodstatnejšie rozmery a to priemer vonkajšieho klzného púzdra $D_{VN} = 480 \text{ mm}$ a vnútorného klzného púzdra $D_{VU} = 200 \text{ mm}$. Ostatné rozmery však boli použité pri prepočte veľkosti a pôsobiska hydrodynamickej sily F_{LP} .

Silové rozloženie a určenie pôsobiska hydrodynamickej sily:

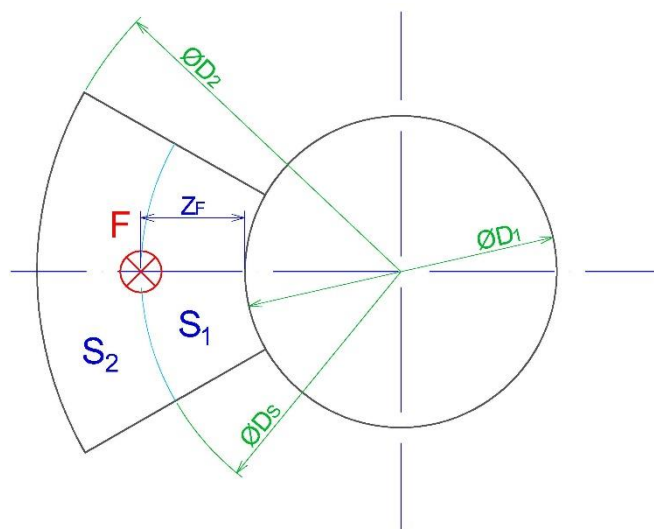
Silové rozloženie v zostave uloženia bolo uvedené v analýze problému. V ňom boli zahrnuté všetky pôsobiace sily ako aj ich poloha voči osi rotácie. V modeli uloženia lopatky pre MKP výpočet boli zahrnuté zjednodušujúce predpoklady, ktoré majú malý vplyv na zaťaženie

radiálnych klzných uložení. Vo výpočte bola zanedbaná odstredivá sila F_C , axiálna sila od kvapaliny F_x a rovnako sa zanedbáva poloha voči osi rotácie a tým pádom aj regulačná sila F_R . Predpnutie axiálneho uloženia maticou je nahradený pomocou predpäťovej sily F_P . Všetky pôsobiace sily tak pôsobia na jednej osi a výsledné silové rozloženie pre výpočet MKP.



Obr. 5-2 Silové rozloženie otočného čapu zaťažený hydrodynamickou silou F_{LP} a silou predpätia F_P ; R_A a R_B vyjadrujú reakciu v klzných uloženiach

Hydrodynamické zaťaženie silou F_{LP} (stredná hodnota sily F_{LP}) je odvodené z výkonu P (krútiaceho momentu M_k). Vplyv tlakových pulzácií je možné určiť pomocou síl vypočítaných z pomocou CFD a určiť maximálnu a minimálnu hodnotu sily F_{LP} . Poloha pôsobiska sily F_{LP} je určená pomocou rozdelenia lopatky na rovnaké plochy ($S_1 = S_2$).



Obr. 5-3 Pôsobisko hydrodynamickej sily na lopatku turbíny F_{LP} určenú pomocou rovnakých plôch S_1 a S_2

$$P = 2\pi \cdot n \cdot M_k \rightarrow M_k \quad (5.1)$$

$$\frac{1}{2} \frac{\pi(D_2^2 - D_1^2)}{4} = \frac{\pi(D_S^2 - D_1^2)}{4} \rightarrow D_S \rightarrow z_F \quad (5.2)$$

$$F_{LPC} = \frac{D_S}{2} \cdot M_k \rightarrow F_{LP} \quad (5.3)$$

Prepočet hydrodynamickej sily F_{LP} na základe výkonu turbíny:

Keďže jedným z cieľov práce bolo zachytenie vplyvu prevádzkového režimu turbíny, tak boli zvolených niekoľko výkonových hladín. Na ich základe je následne možné vytvoriť pracovný cyklus turbíny a posúdiť tak jeho vplyv na životnosť klzných púzdiar. Výkonové hladiny boli zvolené v rozsahu 10 – 100% a pre každú bola hodnota hydrodynamickej sily na lopatku F_{LP} prepočítaná podľa vyššie uvedeného postupu. Do výpočtu MKP bola zadaná polovičná sila $F_{LP0,5}$ z dôvodu využitia roviny symetrie. Pri výkonovej hladine 10% bol vplyv tlakových pulzácií prepočítaný pre uhol za odtrhnutím $\alpha = 8^\circ$ podľa kapitoly hydrodynamickeho výpočtu.

Tab. 5-1 Zaťaženie otočného čapu na základe výkonovej hladiny turbíny

P [%]	P [MW]	F_{LP} [N]	$F_{LP0,5_min}$ [N]	$F_{LP0,5_str}$ [N]	$F_{LP0,5_max}$ [N]
10	4,8	22890	4824	11445	18064
20	9,6	45780	21615	22890	24177
40	19,2	91561	43231	45781	48354
60	28,8	137341	64846	68671	72530
80	38,4	183122	86462	91561	96707
100	48	228902	108077	114451	120884

Veľkosť sily predpätia F_p bola zvolená ako cca 10% maximálne zaťažovacej sily pre zostavu s rovinnou symetrie $F_{LP0,5_max}$. Hodnota sily je $F_p = 12000\text{ N}$.

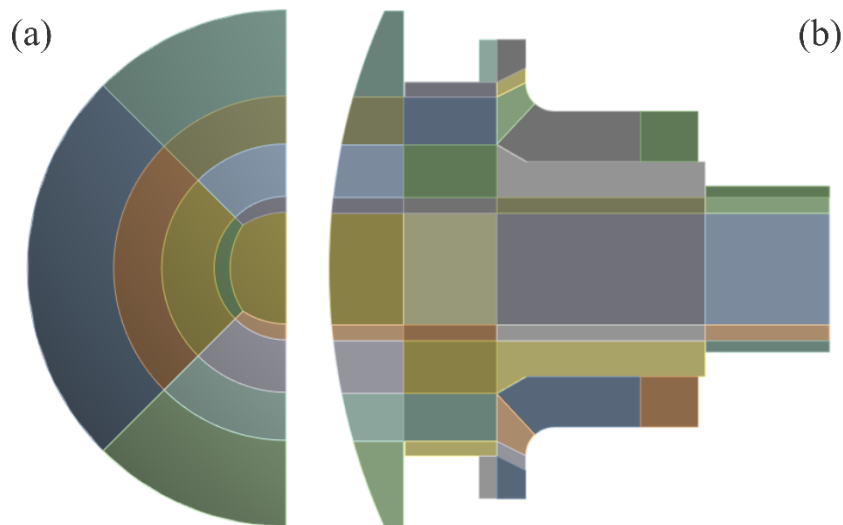
5.2 Nastavenie výpočtu MKP

Na výpočet bol využitý software ANSYS Mechanical a nastavenie bolo prevedené podľa [16]. Ako bolo uvedené vyššie zaťaženie je vyhodnocované v radiálnych uloženiach keďže hlavné axiálne zaťaženie od odstredivých síl sa neuvažuje. Je preto vhodné zistiť či nie je možné axiálne zaistenie z výpočtu vyradiť a tým skrátiť výpočtový čas. Zaťaženie axiálneho uloženia však môže vzniknúť aj pri deformácií ohybom. Vo výpočte tak bude najskôr posúdená jedna varianta s axiálnym zaistením.

Výpočtová geometria a sieť:

Z prepočtov uvedených v silovom rozložení vyplýva, že zostava uloženia je zaťažená len v jednej rovine. Z tohoto dôvodu môže byť riešená zostava uloženia zavedením roviny symetrie. Pre sieť bol zvolený šesťstenný kvadratický prvok typ SOLID 186. Na geometrii bola následne vytvorená dekompozícia z dôvodu použitia štrukturovanej siete.

Pre oblasti kontaktných plôch bola použité zjemňovanie prvkov (znižovanie výšky prvku) smerom k povrchu. Najmä pre tenkostenné púzdra tak bola snaha dosiahnuť vyššiu presnosť.



Obr. 5-4 Dekompozícia čapu

Materiálové vlastnosti modelu:

Pri voľbe materiálu sa vychádzalo použitých v danom uložení. Pre otočný čap bola použitá oceľ na odliatky. Pre axiálne zaistenie a matice je predpokladané tiež použitie ocele na odliatky. V modeli pre MKP výpočet tak bola zvolená hustota, modul pružnosti a poissonova konštanta pre konštrukčnú oceľ „Structural Steel“.

Tab. 5-2 Materiálové vlastnosti pre konštrukčnú oceľ zadaná do MKP výpočtu

Structural Steel			
hustota	ρ	7850	kg/m ³
modul pružnosti	E	210	GPa
poissonova konštanta	μ	0,33	-

Klzné púzdra môžu byť aj kompozitné. Materiál klzných púzdiar nebol presne známy a z tohoto dôvodu bolo zvolené monolitické púzdro z monolitického bronzu. V modeli pre MKP boli zvolené vlastnosti pre zliatiny medi „Copper Alloy“.

Tab. 5-3 Materiálové vlastnosti pre zliatiny medi zadaná do MKP výpočtu

Copper Alloy			
hustota	ρ	8300	kg/m ³
modul pružnosti	E	110	GPa
poissonova konštanta	μ	0,34	-

Nastavenie okrajových podmienok a zaťaženia:

Okrajové podmienky a zaťaženie zostavy boli zvolené tak aby dostatočne reprezentovalo reálne uloženie avšak je nutné zahrnúť uvedené zjednodušujúce predpoklady. Prvým predpokladom bolo úvaha zaťaženie len od hydrodynamických síl na osi čapu. Neuvažuje sa tak natáčanie čapu a tým pádom bola zavedená väzba „Remote Displacement“ zamedzujúca natočeniu v ose Z. Druhým predpokladom je uvažovaná rovina symetrie YZ, ktorá je vytvorená zamedzením posuvu v ose X z a pre splnenie symetrie bol zamedzený posuv deliacej roviny v smere osi x pomocou väzby „Displacement“. Uloženie klzných púzdiar v náboji rotora bolo realizované pomocou pevnej väzby „Fixed“. Zavedenie tejto väzby vychádza z predpoklad nulových deformácií náboja rotora.

Predpísanie zaťaženia na zostavu závisí od toho či uvažujeme axiálne zaistenie čapu. Pre obidva prípady je zaťaženie od hydrodynamických síl rovnaké a je predpísané na celú vonkajšiu plochu. Pre variantu s axiálnym zaistením je navyše nutné uvažovať silu predpätia, ktorou sa simuluje zaistenie maticou.

Nastavenie modelu kontaktu:

Pri modelovaní kontaktu sa povrchy stýkajúcich telies zadefinujú ako kontaktný povrch „CONTACT“ (povrch s nižšou tuhosťou, vždy deformovateľný) a podporný povrch „TARGET“ (povrch s vyššou tuhosťou, možnosť deformácie). Na základe zadefinovania povrchov sú vytvorené na nich vytvorené prvky kontaktu.

Následne je nutné nastaviť hlavné parametre určujúce správanie kontaktného modelu. Kontakt v klzných uloženiach je uvažovaný ako trecí („Frictional“) kde bola statického súčiniteľa trenia odhadnutá na 0,11 pre kinematickú dvojicu bronz – oceľ. Formulácia kontaktu bola zvolená ako „Augmented Lagrange“. Formulácia predstavuje kompromis medzi penalizačnou metódou „Pure Penalty“ a Lagrangeovou metódou „Normal Lagrange“. Oproti formulácii „Pure Penalty“ výrazne obmedzuje penetráciu a tým zvyšuje presnosť. Naopak vďaka čiastočnej penetrácii zlepšuje konvergenciu oproti formulácii „Normal Lagrange“, ktorá penetráciu neumožňuje. Bolo tiež nastavené symetrické správanie kontaktu pri ktorom dochádza k deformácii obidvoch povrchov. Detekcia kontaktu, respektíve určenie penetrácie bodov podkladovej plochy do kontaknej plochy, bola určená v Gaussových bodoch („On Gauss Point“). Metóda totiž zvyčajne dosahuje presnejšie výsledky voči iným metódam pri kontakte dvoch povrchov. Keďže sú posudzované rôzne veľkosti vôle v uložení, bola zvolená metóda vymedzenia vôle na dotyk „Adjust to Touch“.

Zvyšné nastavenia zadané definujú tuhosť kontaktu a toleranciu penetrácie. Tuhosť kontaktu je definovaná faktorom normálovej tuhosti „Normal Stiffness“. Pre väčšinové použitie je faktor volený v rozsahu 1 – 10 (1 – najmenšia tuhosť, základná hodnota). Pri zvolení vyššej hodnoty faktoru dochádza k zhoršeniu konvergencie avšak nižšie hodnoty môžu viesť k skresleniu výsledkov. Preto je vhodné vytvoriť štúdiu na jednej konfigurácii úlohy, výsledné hodnoty porovnať na základe zvolenej veličiny napr. kontaktný tlak. Druhá nastavovaná hodnota je faktor tolerancie penetrácie „Penetration Tolerance Factor“, ktorým je určená maximálna dovolená penetrácia. Základná hodnota je 0,1 pričom so znižujúcou hodnotou klesá aj dovolená penetrácia. V tomto prípade bola zvolená hodnota 0,02 čím bola snaha obmedziť penetráciu a spresniť tak výsledky pri zachovaní konvergencie viazanej na „Normal Stiffness“ faktor.

Zhodný postup bol použitý aj v prípade nastavenia kontaktu axiálneho zaistenia. Základný rozdiel však bol v definícii kontaktu ktorý bol uvažovaný bez trenia („Frictionless“). Vypočítané hodnoty totiž slúžili na porovnanie s radiálnym uložením a či je nutné uvažovať aj axiálne zaistenie.

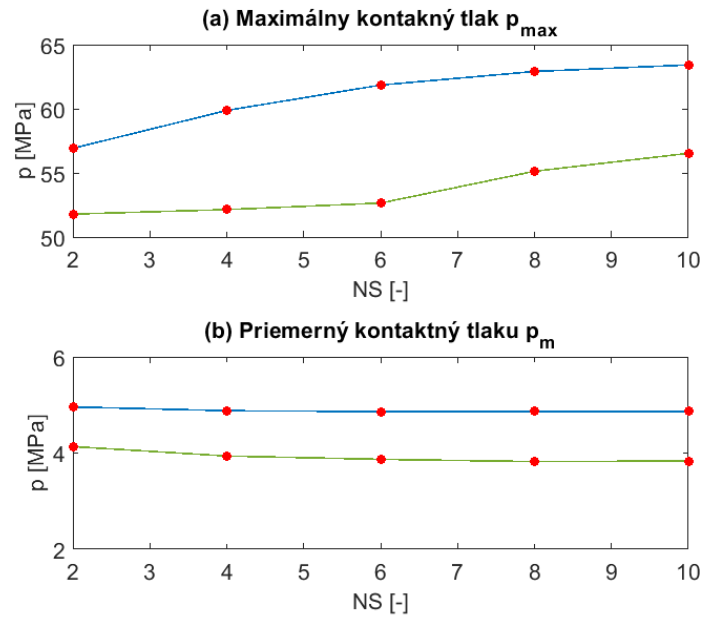
Výpočet MKP:

Kontaktná úloha je nelineárna a je ju nutné riešiť iteračne. Rovnako je rozdelená aj aplikácia zaťaženia zostavy. V prvom kroku je zostava uloženia počítaná bez vonkajších síl. V nasledujúcich troch krokoch je aplikovaná minimálna, stredná a maximálna sila pôsobiaca na lopatku odvodená z výpočtu CFD. Výpočet tak prebiehal štyroch krokoch pre zostavu. Tieto kroky sú následne rozdelené na podkroky v ktorých je postupne aplikované požadované zaťaženie. Ich počet je riadený podľa konvergencie úlohy a je možné zadefinovať ich minimálny a maximálny počet.

Pre variantu s axiálnym zaistením sú doplnené kroky v ktorých je aplikované predpätie. Aby bola simulovaná funkcia zaistenia je nutné doplniť niekoľko zaťažovacích krokov. Tie zahŕňajú aj zmenu okrajových podmienok na zostave zaistenia tak aby zodpovedali mechanizmu predpätia. Kvôli skráteniu výpočtového času bola zvolená len varianta s najväčšou vôľou v radiálnych klzných uloženiach o hodnote 200 μm . So zväčšujúcou vôľou je totiž predpoklad narastajúceho zaťaženia axiálnych uložení z dôvodu vyosenia otočného čapu.

5.3 Výsledky

Ako bolo spomenuté v nastaveniach modelu kontaktu, faktoru tuhosti „Normal Stiffness“ má vplyv na výsledné hodnoty kontaktného tlaku. Z tohoto dôvodu bola vytvorená štúdiu vplyvu faktoru „Normal Stiffness“ na výsledky pri zachovaní rovnakých podmienok. Hodnoty faktoru boli zvolené 2, 4, 6, 8, 10. Zmena bola pozorovaná na hodnotách maximálneho kontaktného tlaku p_{max} a priemerného kontaktného tlaku p_m na vonkajšom (VN) a vnútornom (VU) uložení.



Graf 5-1 Závislosť maximálneho kontaktného tlaku p_{max} a priemerného kontaktného tlaku p_m na faktore normálovej tuhosti „Normal Stiffness“ (NS)

NS	p_{max_VN}	Δp_{max} [%]	p_m_VN	Δp_m [%]	p_{max_VU}	Δp_{max} [%]	p_m_VU	Δp_m [%]
2	57,23	-	4,985	-	52,06	-	4,156	-
4	60,15	4,86	4,905	1,64	52,4	0,64	3,959	4,99
6	62,7	4,07	4,889	0,323	52,92	0,986	3,89	1,76
8	63,29	0,927	4,891	-0,042	54,9	3,61	3,866	0,643
10	63,71	0,666	4,893	-0,037	55,87	1,74	3,858	0,197

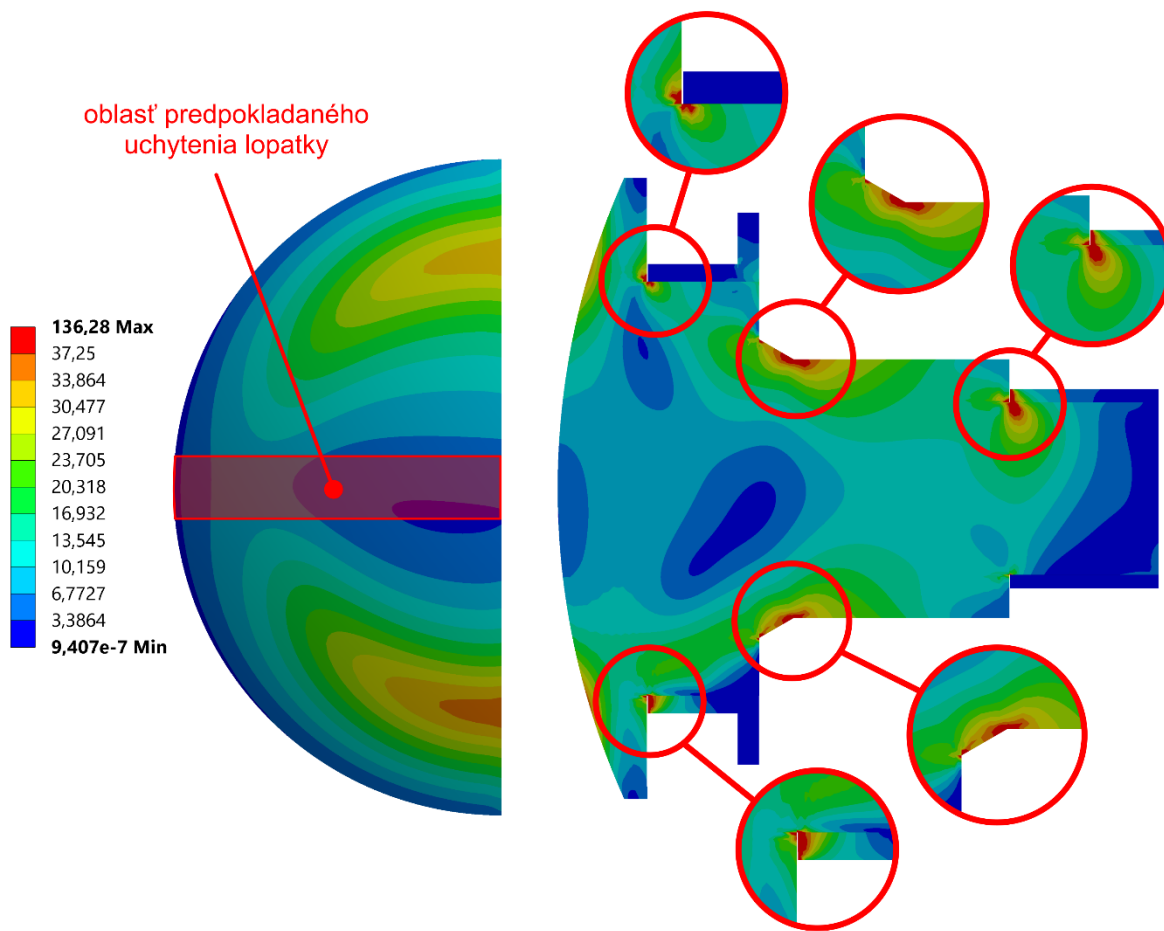
Voľba bola na základe ustálenia hodnoty do 1%. Ustálenie priemerného kontaktného tlaku p_m v oboch klzných ulohzeniach bolo dosiahnuté už pri hodnote 6 faktora „Normal Stiffness“. Ustálenie maximálneho kontaktného tlaku p_{max} vo vonkajšom klznom ulohzení bolo dosiahnuté pri hodnote 8 faktora „Normal Stiffness“. Pre vnútorné klzné ulohzení nebola hodnota maximálneho kontaktného tlaku ustálená p_{max} . Keďže je z pohľadu výpočtu životnosti podstatnejšia hodnota priemerného tlaku p_m , bola zvolená hodnota 8 faktoru „Normal Stiffness“.

Po nastavení hodnoty faktora „Normal Stiffness“ bola ako prvá počítaná varianta s axiálnym zaistením. Zámerom bolo určiť či dôjde k preneseniu výraznejšieho zaťaženia na plochu axiálneho klzného ulohzení. Maximálny kontaktný tlak p_{max} bola 15,868 MPa a hodnota priemerný kontaktný tlak p_m bol na úrovni 0,978 MPa. Z tohto dôvodu bolo rozhodnuté zanedbať axiálne zaistenie z dôvodu výrazne menšieho zaťaženia oproti radiálnym klzným puzdram. Axiálne zaistenie by však bolo nevyhnutné v prípade zahrnutia odstredivých síl.

5.3.1 Analýza napätia a deformácia

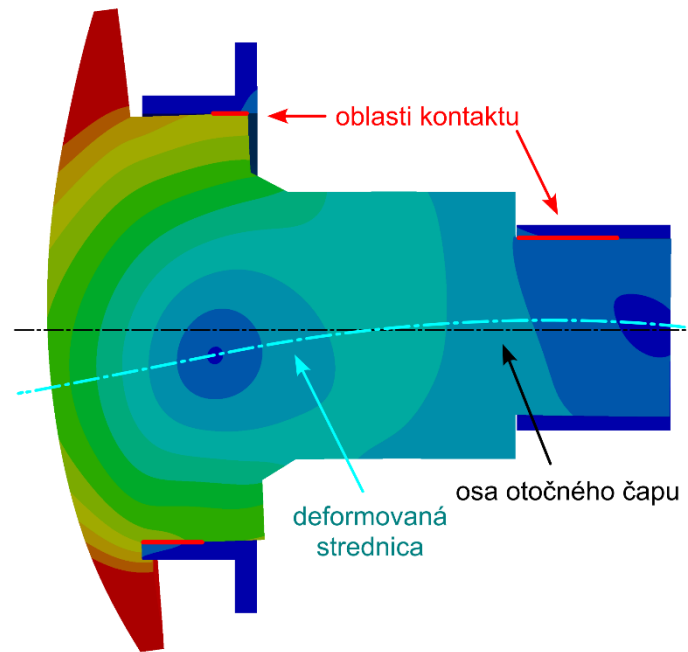
Pred analýzou získaných kontaktných tlakov boli analyzované výsledky napätia a deformácie z výpočtu MKP. Napätie bolo vykreslené ako redukované napätie σ_{red} podľa HMM (ANSYS – Equivalent Von Misses Stress). Na jeho základe bolo možné určiť kritické miesta na otočnom čape pri ohybovom namáhaní od hydrodynamických síl. Z výsledkov napätí σ_{red} možné určiť, že kritické miesta sú ostrých prechodoch. Z nich je možné odvodiť koeficient bezpečnosti k medzi sklzu R_e materiálu čapu. Podmienkou však pre model MKP zostáva zahrnutie prechodového polomeru spolu s dostatočne jemnou sieťou. Hrubšia sieť totiž ovplyvňuje aj v tomto prípade výsledky avšak pevnostný výpočet samotného otočného čapu nie je cieľ tejto práce pre ktorú je dostatočné získať priebeh napätí σ_{red} . Najdôležitejší záver z výsledkoch napätí σ_{red} je koncentrácia napätia v blízkosti prechodu medzi klzným púzdom a otočným čapom. Je tak nutná kontrola voči medzi sklzu R_e použitých materiálov keďže v predchodoch môže dochádzať k otlaceniu respektíve k plastickej (trvalej) deformácii povrchu. To by mohlo spôsobiť znefunkčnenie uloženia pred vyčerpaním celkovej životnosti, ktorá je odvodená od priemerného kontaktného tlaku p_m .

Z priebehu redukovaného napätia σ_{red} je tiež možné posúdiť vhodnosť zadania zaťažovacej sily na vonkajšiu plochu čapu do ktorej je votknutá lopatka turbíny. Vo votknutí je vytvorený prechodový polomer, ktorý slúži na zníženie koncentrácie napätia. Zo získaných výsledkov výpočtu MKP napätia σ_{red} bola zistená maximálna hodnota cca v 3/4 polomeru vonkajšej plochy otočného čapu. Oproti votknutiu lopatky (naznačeného na Obr. 5-5) je tak predpoklad rozdielneho rozloženia napätia σ_{red} . Najväčší rozdiel je práve na vonkajšom krycom disku otočného čapu. Pri výpočte kontaktného tlaku v klzných uloženiach však bol predpokladaný zanedbateľný rozdiel oproti výpočtu s votknutou lopatkou. Rozdiel sa však môže líšiť podľa pomeru veľkosti hrúbky lopatky a prechodového polomeru k priemeru vonkajšej plochy čapu. Je preto nutné brať toto obmedzenie do úvahy a pri budúcom pevnostnom výpočte častí obežného kola zahrnúť aj votknutú lopatku s hydrodynamickým zaťažením.



Obr. 5-5 Rozloženie redukovaného napätia σ_{red} a vyznačenie kritických miest

Ďalšie vyhodnotenie je na základe deformácie otočného čapu a uloženia. Posúdenie celkovej deformácie naznačenej na Obr. 5-7. je najmä s ohľadom na rozloženie kontaktného tlaku v klzných uloženiach. Vo vonkajšom klznom uložení dochádza vplyvom zaťažovacej sily dochádza k natočeniu otočného čapu a ku kontaktu na obidvoch okrajoch klzného púzdra. Nie je tak možné presne určiť stykový uhol ako bolo uvedené v teoretickej časti. Pri vnútornom klznom uložení dochádza podobne k natočeniu otočného čapu avšak ku kontaktu dochádza iba na jednej strane klzného púzdra. Podobne vplyvom natočenia dochádza k nerovnomernému rozloženiu tlaku v púzdre nie tak možné presne určiť stykový uhol. Pre podrobnejšiu analýzu uloženia je nutné použiť kontaktné modely na ktorých je možné overiť vyššie uvedené závery.



Obr. 5-6 Deformácia čapu

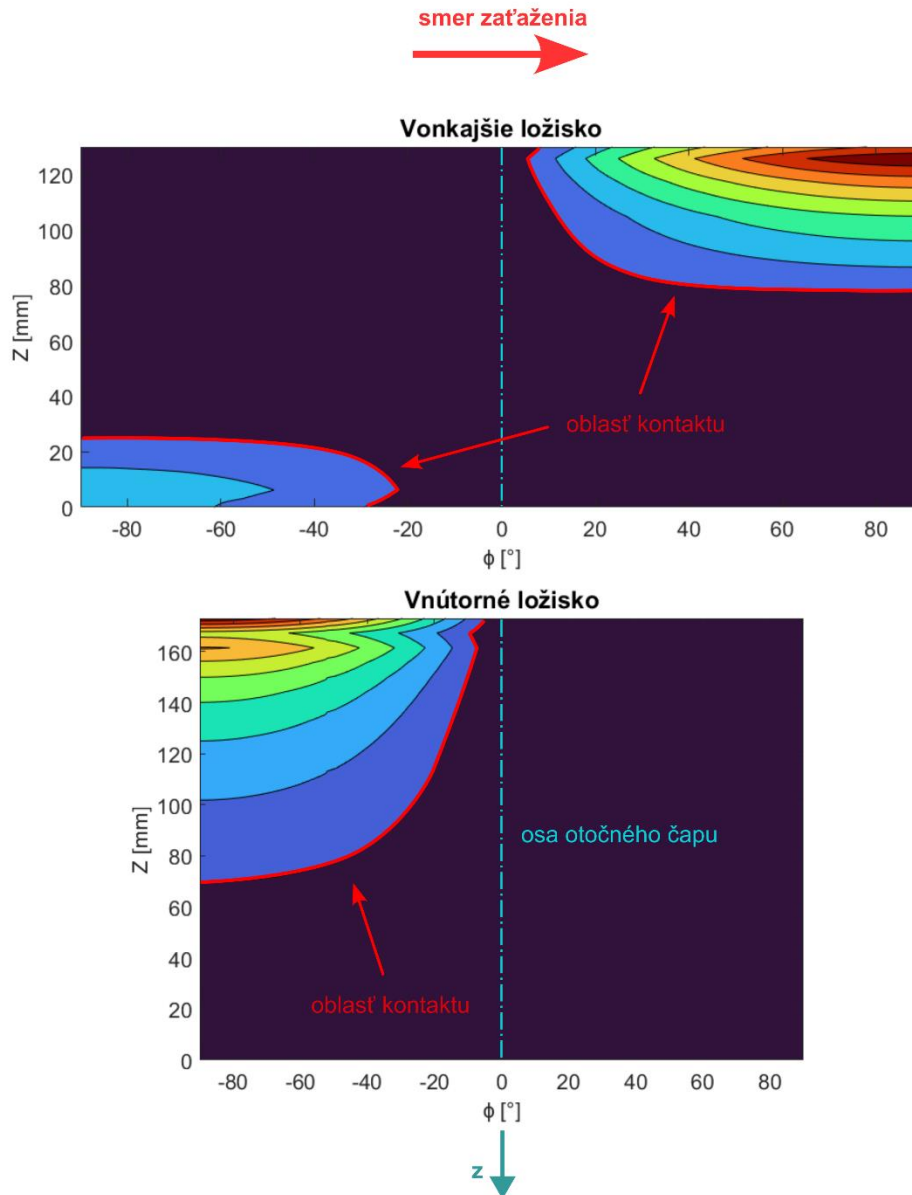
5.3.2 Analýza klzných uložení

Hlavnou časťou MKP výpočtu bolo vyhodnotenie kontaktných tlakov, ktoré majú priamy vplyv na životnosť klzných púzdiar. Pre vonkajšie a vnútorné púzdro je nutné odvodiť maximálny kontaktný tlak p_{max} a priemerný kontaktný tlak p_m .

Rozloženie kontaktného tlaku:

Rozloženie kontaktného tlaku na vonkajšie a vnútorné klzné púzdro je pre vôľu $\Delta = 200 \mu m$ (maximálna výrobná vôľa). Zo získaných dát o rozložení tlaku vyplýva, že vplyvom ohybovej deformácie otočného čapu dochádza k nerovnomernému zaťaženiu klzného púzdra. V prípade vonkajšieho púzdra došlo k vytvoreniu kontaktných oblastí na protiľahlých hranách klzného púzdra. Z rozloženia kontaktného tlaku je možné určiť, že vplyvom deformácie čapu dochádza k posunu miesta maximálneho kontaktného tlaku smerom od hrany púzdra. Toto zistenie sa tak líši od predpokladu pri určení kritických miest podľa ktorého malo dochádzať ku koncentrácii napätia na hrane klzného púzdra. V prípade vnútorného púzdra došlo k vytvoreniu jednej kontaktnej oblasti. Maximálny kontaktný tlak je v tomto prípade na hrane púzdra čo zodpovedá predpokladu. Je tiež možné pozorovať rozloženie kontaktného tlaku je závislé na ohybovej deformácii čapu keďže po poklese tlaku dochádza k jeho opätovnému zvýšeniu smerom od hrany púzdra.

Na základe rozloženia tlaku bol zvolený postup vyhodnotenia maximálneho kontaktného tlaku p_{max} a priemerného kontaktného tlaku p_m . Podľa teoretickej časti, je pre analýzu vplyvu vôle na kontaktný tlak a jeho rozloženie je využívané určenie stykového uhla ϕ . V tomto prípade je priemerný tlak p_m bol v tomto prípade definovaný ako aritmetický priemer kontaktného tlaku na ploche kde dochádza ku kontaktu.



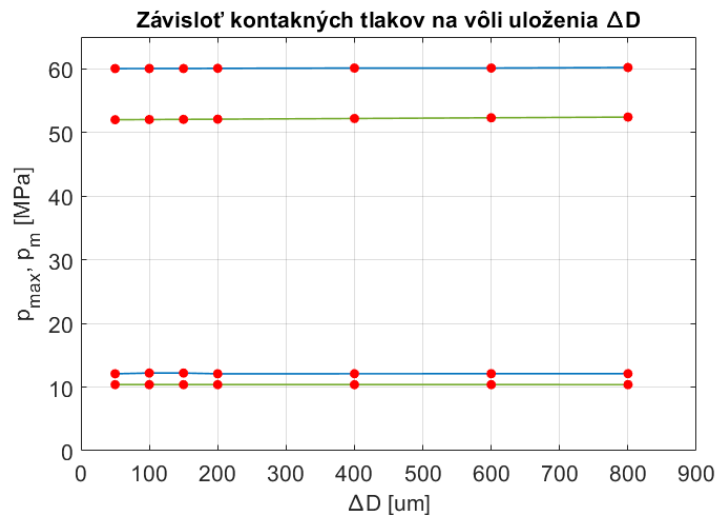
Obr. 5-7 Rozloženie kontaktného tlaku na vonkajšom a vnútorom klznom púzde; vymedzenie oblasti kontaktu; uvedený smer zaťaženia hydrodynamickou silou a osa otočného čapu

Závislosť kontaktných tlakov na vôle uloženia:

Hodnotenie vplyvu vôle uloženia bolo vyhodnocované na základe zmeny kontaktných tlakov p_m , p_{max} . Podľa získaných výsledkov bolo možné posúdiť ďalší výpočtový postup. V tomto prípade bolo zaťaženie zvolené na základe maximálneho výkonu turbíny bez uvažovania tlakových pulzácií. Ako základ bola uvažovaná výrobná vôľa h_8 pre priemery otočného čapu pre vonkajšie ($D_{VN} = 480 \text{ mm}$) a vnútorné ($D_{VU} = 200 \text{ mm}$) klzné uloženie.

Jej hodnota bola zaokrúhlená na 200 μm pre obidve púzdra (rozsah pre výpočet 50 – 200 μm .) Bolo tiež realizované výpočty v oblasti and výrobnou vôľou, ktoré slúžilo na určenie závislosti kontaktných tlakov na opotrebovaní. Vôľa spôsobená opotrebovaním bola zvolená v rozsahu 400 – 800 μm .

Uvedené závislosti sú zobrazené v pre tlak p_{max} , p_m a v tabuľkách sú zistené výsledky zhrnuté.



Graf 5-2 Závislosť maximálneho kontaktného tlaku p_{max} a priemerného kontaktného tlaku p_m na vôli uloženia ΔD ; zobrazené rozdelenie na oblasť výrobnjej vôľe a oblasť opotrebovania

Z uvedenej závislosti vyplýva, že vôľ a klzného uloženia ΔD v uvedenom rozsahu sa nemení. Tento záver bol urobený na základe percentuálnej zmeny kontaktného tlaku Δp voči počiatočnej hodnote vôle $\Delta D = 50 \mu\text{m}$. Na tomto základe možné vyvodit' dva závery.

Prvý záver sumarizuje vplyv vôle uloženia ΔD na jeho správanie. Výrobná vôľ a ΔD neovplyňuje výsledné hodnoty kontaktného tlaku a z tohoto dôvodu nie je prepoklad vplyvu na výslednú životnosť uloženia. Rovnako ani pri určitom opotrebovaní a zväčšení vôle ΔD nedôjde k postupnému navyšovaniu kontaktného tlaku.

Tab. 5-4 Hodnoty kontaktného tlaku (p_{max} a p_m) v závislosti na vôli ΔD pre vonkajšie klzné púzdro VN; uvedená percentuálna zmena Δp voči počiatočnej hodnote

ΔD [μm]	p_m _VN [MPa]	Δp_{max} _VN [%]	p_m _VN [MPa]	Δp_m _VN [%]
50	12,09	0	60,03	0
100	12,2	0,91	60,04	0,02
150	12,2	0,91	60,04	0,02
200	12,09	0	60,07	0,07
400	12,09	0	60,11	0,13
600	12,1	0,08	60,16	0,22
800	12,1	0,08	60,2	0,28

Toto zistenie je možné overiť aj pomocou teórie nekomformného styku telies [9], kde bolo zistené navýšenie kontaktného tlaku pri výraznejšom zmenšení kontaktného uhla ϕ na hodnotu cca 60° [9]. Stykový uhol v tomto prípade je pre všetky prípady blízky hodnote 180° . To že nedôjde k zmene stykového uhla respektíve navýšeniu kontaktného tlaku je možné vidieť aj na percentuálnej zmene priemeru medzi minimálnou ($800 \mu\text{m}$) a maximálnou uvažovanou vôľou ($800 \mu\text{m}$) ΔD , ktorá je $0,377\%$ pre VU púzdro.

Tab. 5-5 Hodnoty kontaktného tlaku (p_{max} a p_m) v závislosti na vôli ΔD pre vnútorné klzné púzdro VU; uvedená percentuálna zmena Δp voči počiatočnej hodnote

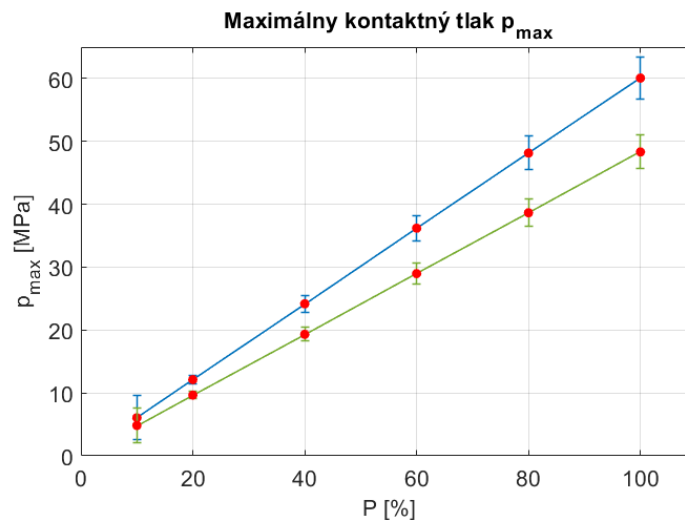
ΔD [μm]	p_{m_VU} [MPa]	$\Delta p_{\text{max_VU}}$ [%]	p_{m_VU} [MPa]	Δp_{m_VU} [%]
50	10,38	0	52	0
100	10,38	0	52,03	0,06
150	10,38	0	52,05	0,1
200	10,38	0	52,08	0,15
400	10,38	0	52,2	0,38
600	10,38	0	52,3	0,58
800	10,37	-0,1	52,4	0,77

Druhý záver zahŕňa úvahu o nasledujúcom výpočetnom postupe. Keďže podľa uvedených výsledkov nebola dokázaná súvislosť medzi vôľou uloženia ΔD a zmenou kontaktného tlaku, boli nasledujúce výpočty realizované pre rovnakú hodnotu vôle uloženia ΔD .

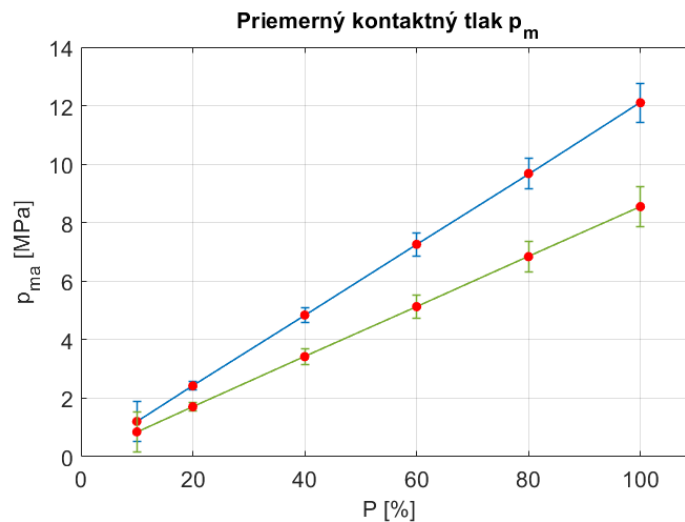
Závislosť kontaktných tlakov na výkonovej hladine a tlakových pulzáciach:

Výpočet vplyvu výkonových hladín a tlakových pulzácií boli realizované pre model s vôľou uloženia $\Delta D = 200 \mu\text{m}$. Hydrodynamické zaťaženie bolo určené podľa v kapitole 5.1 na základe výkonovej hladiny v rozsahu $10 - 100\%$ a tlakových pulzácií odvodených z CFD výpočtu. Získané výsledky tvorili hlavný výstup MKP výpočtu, ktorý bol následne využitý pre výpočet životnosti klzných púzdiar.

Závislosti sú zobrazené v pre Graf 5-3 maximálny kontaktný tlak p_{max} a v pre Graf 5-4 priemerný kontaktný tlak p_m . Lineárny priebeh tlaku na percentuálnom výkone bol prepokladaný v prípade priemerného tlaku p_m . Z uvedených charakteristík však vyplýva aj lineárny priebeh maximálneho tlaku p_{max} . Vplyv tlakových pulzácií je reprezentovaný na základe rozsahu vykresleného v každom pracovnom bode.



Graf 5-3 Závislosť maximálneho kontaktného tlaku p_{max} na percentuálnom výkonovom zaťažení tubíny; vplyv tlakových pulzácií na tlak p_{max} zobrazuje rozsah uvedený v každom pracovnom bode



Graf 5-4 Závislosť priemerného kontaktného tlaku p_m na percentuálnom výkonovom zaťažení tubíny; vplyv tlakových pulzácií na tlak p_m zobrazuje rozsah uvedený v každom pracovnom bode

Výsledné hodnoty pre priemerný kontaktný tlak p_m sú uvedené v Tab. 5-6. Tieto hodnoty vstupujú do výpočtu životnosti klzných púzdiar kde reprezentujú konkrétny prevádzkový režim. Dôležitý záver odvodený z hodnôt priemerného tlaku p_m bol vplyv rozbehu reprezentovaný odtrhnutím prúdenia na aerodynamickom profil. Amplitúda priemerného tlaku $p_{m,a}$ má pri rozbehu hodnotu viac ako 50% strednej hodnoty priemerného tlaku p_m . Bol tak zavedený predpoklad výrazného vplyvu na životnosť klzného púzdra. Jeho vplyv je možné zahrnúť do výpočtu ekvivalentného zaťaženia pomocou prevádzkového súčiniteľa a_f , na základe postupu uvedeného v kapitole 6.

Výsledky maximálneho kontaktného tlaku p_{max} sú dôležité z hľadiska posúdenia otláčenia pre konkrétny typ klzného púzdra. Maximálna hodnota tlaku bola $p_{max} = 63,41 \text{ MPa}$, zistená na vonkajšom klznom púzdre pri maximálnej hodnote amplitúdy tlakových pulzácií.

Tab. 5-6 Hodnoty priemerného kontakného tlaku p_m v závislosti na percentuálnom zaťažení turbíny; vonkajšie klzné púzdro VN, vnútorné klzné púzdro VU

P [%]	p_{m_VN} [MPa]	$p_{m_a_VN}$ [MPa]	p_{m_VU} [MPa]	$p_{m_a_VU}$ [MPa]
10	1,207	0,697	0,85	0,488
20	2,423	0,134	1,71	0,095
40	4,843	0,265	3,42	0,189
60	7,26	0,398	5,13	0,285
80	9,68	0,553	6,84	0,379
100	12,1	0,668	8,55	0,472

6 ODHAD ŽIVOTNOSTI ULOŽENIA LOPATKY

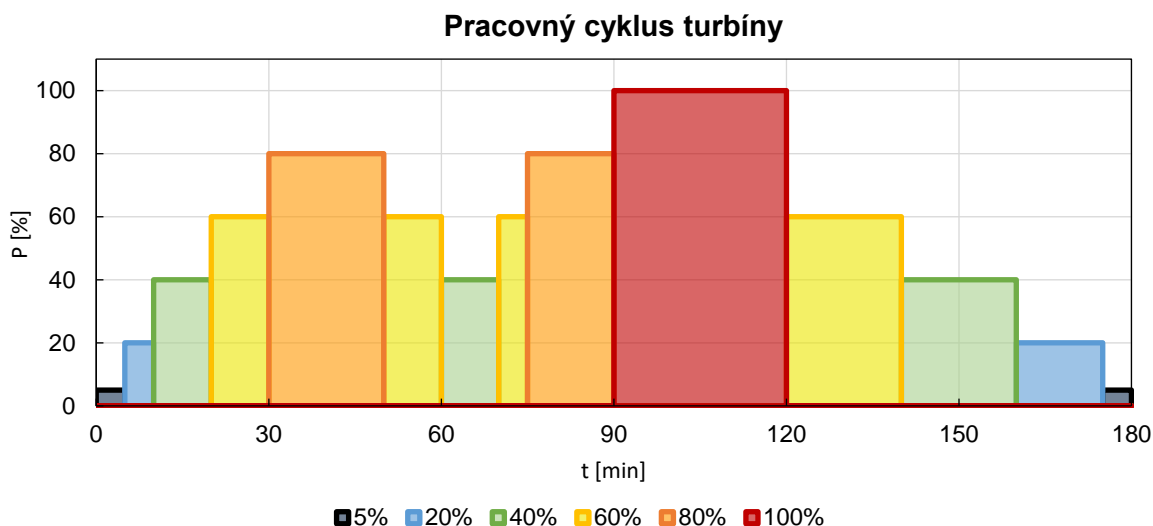
Ako bolo uvedené v predchádzajúcej kapitole, zaťaženie uloženia lopatky turbíny bolo niekoľko výkonových hladín pomocou výpočtu MKP. Hlavným parametrom je priemerný kontaktný tlak p_m popri prípade maximálny kontaktný tlak p_{max} . Úlohou v tejto kapitole je tak aplikovať výsledky pre pracovný cyklus turbíny a získať tak tzv. ekvivalentné zaťaženie, z ktorého je následne možné určiť životnosť pre vonkajšie a vnútorné klzné púzdro. Životnosť je následne možné určiť podľa vzťahu kde je nominálna životnosť klzného púzdra korigovaná ovplyvňujúcimi parametrami. Tie sú závislé na zaťažení, relatívnej rýchlosti, teplote alebo napríklad na drsnosti povrchov. Sú tak odvodené od samotného klzného púzdra a preto je nutné zvoliť jeho typ.

6.1 Pracovný cyklus turbíny

Prvým krokom pri určení ekvivalentného zaťaženia z hodnôt kontaktného tlaku je určenie pracovného cyklu, respektive časové rozloženie jednotlivých výkonových hladín. Pracovný cyklus sa líši pri každej prevádzke turbíny, avšak zo zaznamenaných priebehov je možné určiť priemerný pracovný cyklus. Ten je však vyhodnocovať aspoň na mesačnej báze keďže napríklad ročné obdobie významne ovplyvňuje hydrologické podmienky ale dochádza aj k ovplyvňovaniu iných zdrojov. Tiež je vhodné počítať s mimoriadnymi situáciami, kedy dôjde napríklad k odstávke dôležitého zdroja a daný stroj je časovo vyťažený ako zvyčajne.

Keďže cieľom tejto práce bolo najmä preskúmať možnosti určenia životnosti klzných uložení lopatky, bolo pristúpené na zavedenie modelového pracovného cyklu. V modelovom cykle tak boli zachytené všetky výkonové hladiny od 5% do 100% pričom bolo vytvorených niekoľko prechodov medzi nimi. Rovnako boli do cyklu zahrnuté aj nábeh a odstavenie turbíny. Tie boli modelované pomocou pulzácií spôsobené odtrhnutím prúdenia od aerodynamického profilu lopatky v nízkom výkonovom pásme uvedeného predchádzajúcej kapitole. Práve z dôvodu vysokého dynamického zaťaženia môžu mať tieto oblasti rozhodujúci vplyv na životnosť púzdier aj keď z pohľadu prevádzky je ich čas maximálne obmedzovaný.

Modelový cyklus bude prevádzka turbíny po dobu 3 hodín reprezentujúci špičkovú prevádzku. Cyklus sa začína nábehom turbíny do ktorého je zahrnutý roztočenie stroja na synchronne otáčky, prifázovanie generátora k elektrizačnej sieti a voľnobežný chod. Nábeh sa končí zaťažením generátora na požadovaný výkon. Po zaťažení bude trubína prevádzkovaná vo výkonovom rozsahu 20 – 100%. Prevádzka končí odstavením do ktorého je zahrnuté odľacenie generátor, odpojenie generátora od siete a dobeh stroja.



Obr. 6-1 Priebeh pracovného cyklu turbíny vyjadrujúci časové rozloženie výkonových hladín v rámci špičkovej prevádzky

Časový priebeh pracovného cyklu turbíny je vyhodnotený v Tab. 6-1. Výkonové hladiny sú vyhodnocované na základe času t respektíve časového podielu f_i . Táto hodnota potom vstupuje do vzťahu pre výpočet ekvivalentného zaťaženia.

Tab. 6-1 Vyhodnotenie pracovného cyklu

P [%]	P [MW]	t [min]	f_i [-]
10	4,8	10	0,0556
20	9,6	20	0,111
40	19,2	40	0,222
60	28,8	45	0,25
80	38,4	35	0,194
100	48	30	0,167

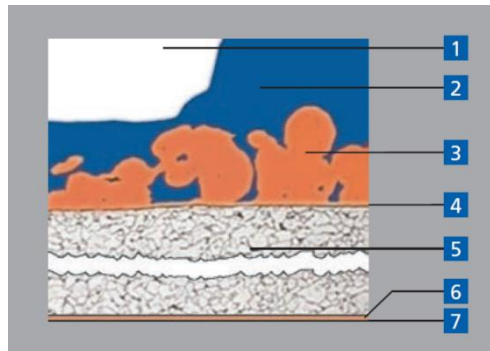
6.2 Výpočet životnosti klzných púzdiar

Ako bolo uvedené v úvode kapitoly, pre určenie korigujúcich súčiniteľov ovplyvňujúci životnosť klzného púzdra, je nutné zvoliť jeho typ. Klzné púzdro bolo zvolené podľa katalógu spoločnosti Federal-Mogul DEVA [17]. Zvolené bolo klzné púzdro s katalógovým ozančením GLYCODUR A.

Klzné púzdro Federal – Mogul DEVA GLYCODUR A:

Ide o bezmazné klzné púzdro s oceľovým podkladom. Základ tvorí titánová – bronzová spekaná vrstva. Vrchnú vrstvu tvorí polyoxymetylen (POM). Vo vrchnej vrstvy sú navyše vytvorené kapsy naplnené pevným mazivom. Použitie je vhodné najmä pre pomalobežné aplikácie poprípade uloženia s kývavým pohybom, kde je dostupné len obmedzené možnosti mazanie

alebo je požiadavok bezmazného uloženia. Je tak vhodné k použitiu na pohyblivých regulačných prvkoch vodných turbín najmä vďaka bezúdržbovosti ako aj ekologickým aspektom.

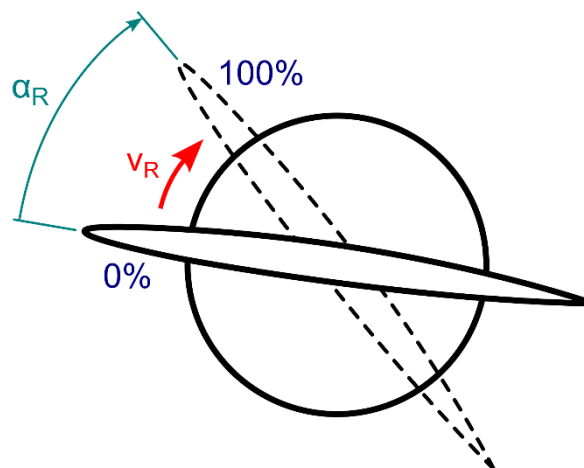


Obr. 6-2 Štruktúra klzného púzdra DEVA GLYKODUR A, (1) vrstva polyoxymetylénu (POM), (2) pevné mazivo, (3) spekaný titán - bronz, (4) medená vrstva, (5) oceľový základ, (6) medená vrstva, (7) titánová vrstva

6.2.1 Rýchlosť regulácie

Rýchlosť regulácie je závislá od hydraulického časti regulačného mechanizmu a kinematickej charakteristiky pákového prevodu ako je uvedené v [6]. Z lineárnej rýchlosti regulačného piesta, ktorý je závislý na prietoku a priemere piesta, je tak možné určiť uhlovú rýchlosť otočného čapu. Avšak zvyčajne je známy čas prestavenia rotorových lopatiek v rozsahu 0 až 100%. Na základe známeho uhla rozsahu regulácie lopatiek je možné určiť priemernú uhlovú rýchlosť respektíve relatívnu rýchlosť povrchov klzného uloženia.

Keďže nie sú k dispozícii bližšie údaje tak aj v tomto prípade bolo pristúpené na voľbu regulačného času a uhla α_R rozsahu regulácie lopatiek t_R . Cekový uhol regulačného rozsahu α_R bol zvolený 45° . Ten vyjadruje rozsah prestavenia rotorových lopatiek z pozície otvorenia 0 až 100%. Čas prestavnie lopatiek z 0 na 100% t_R bol zvolený 15 s. Pre reguláciu pri konštantnej výkonovej hladine bol zvolený regulačný zásah s pootočením lopatky o $\alpha_R = 2^\circ$. Počet regulačných zásahov mimo rozbehovú a dobehovú oblasť bol odhadnutý na 3x za minútu.



Obr. 6-3 Regulačný rozsah rotorovej lopatky turbíny daný uhlom α_R , v_R označuje rýchlosť regulácie

Zo zvolených hodnôt je možné určiť relatívna rýchlosť klzného uloženia pre vonkajšie púzdro v_{R_VN} a vnútorné púzdro v_{R_VU} , na základe priemeru otočného čapu D_L . Regulačná rýchlosť v_R je uvažovaná ako konštantná v celom rozsahu a to nie len pri nábehu ale aj pri doregulovaní na konštantnom výkone turbíny P . Keďže regulačný čas t_R je pre uhol 45° perióda T_R je rovná $8t_R$ ($T_R = 120$ s)

$$v_R = \omega_R r_L = \frac{\pi D_L}{T_R} \quad (6.1)$$

Tab. 6-2 Rýchlosť klzného uloženia v_R pre vonkajšie a vnútorné púzdro (D_L – priemer púzdra)

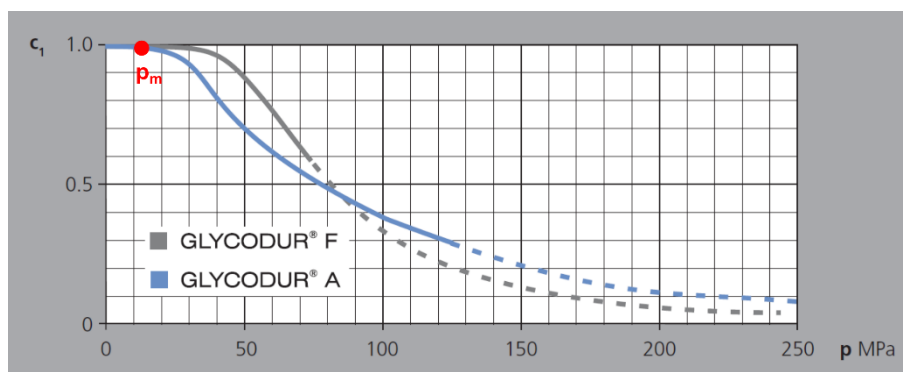
Uloženie	D_L [mm]	v_R [m/s]
vonkajšie klzné púzdro	480	0,01257
vnútorné klzné púzdro	200	0,005236

6.2.2 Prevádzkové súčinitele a konštanty

Pre výpočet nominálnej životnosti klzných púzdiar je nutné určenie prevádzkových súčiniteľov $c_{p1} - c_{p5}$, ktoré zahŕňajú vplyvy ovplyvňujúce životnosť. Zároveň sa určuje exponent zaťaženia a_p a konštanta K_M , ktorá je určená na základe typu klzného púzdra. Všetky konštanty boli určené na základe [17].

Prevádzkový súčiniteľ c_{p1} :

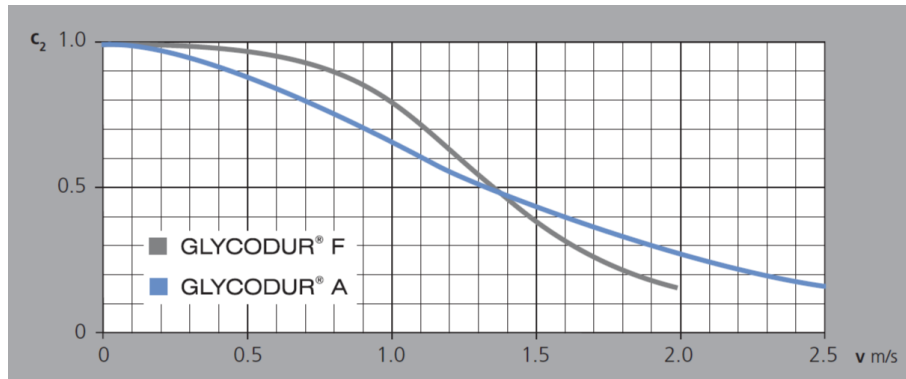
Súčiniteľ zahŕňa vplyv zaťaženia klzného púzdra vyjadreného priemerným kontaktným tlakom p_m . Zvyšovanie zaťaženia totiž znižuje kapacitu statického zaťaženia klzného púzdra práve o súčiniteľ c_{p1} podľa grafu. Na základe zisteného maximálne priemerného kontaktného tlaku $p_{m_max} \approx 13$ MPa je možné určiť pre púzdro typu GLYCODUR A hodnotu súčiniteľa $c_{p1} = 1$.



Obr. 6-4 Závislosť súčiniteľa zaťaženia C_{p1} na priemernom kontaktnom tlaku p_m [17]

Prevádzkový súčiniteľ c_{p2} :

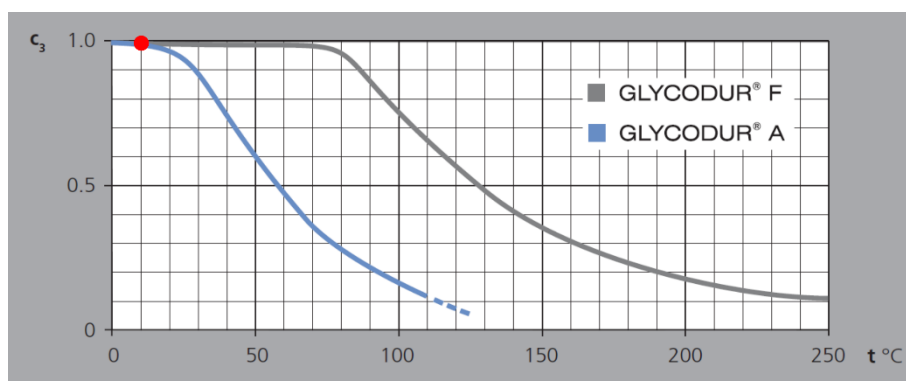
Súčiniteľ zahŕňa vplyv rýchlosti klzného púzdra v_R . Zo zvyšujúcou rýchlosťou v_R tak dochádza k zvýšeniu trením generovaného tepla a tým sa zvyšuje miera opotrebovania. Na základe rýchlosti v_R je pre púzdro GLYCODUR A možné určiť hodnotu súčiniteľa c_{p2} na základe grafu. Pre vonkajšie aj vnútorné klzné púzdro je hodnota súčiniteľa $c_{p2_VN} = 1$.



Obr. 6-5 Závislosť súčiniteľa rýchlosti C_{p2} na rýchlosti klzného púzdra v_R pre vonkajšie púzdro VN a vnútorné púzdro VU [17]

Prevádzkový súčiniteľ c_{p3} :

Súčiniteľ zahŕňa vplyv prevádzkovej teploty v oblasti kontaktu. Pre konkrétny typ klzného púzdra existuje teplotný limit nad ktorým dochádza k zvyšovaniu miery opotrebovania. Klzné púzdra v regulačnom mechanizme nie sú vystavené kontinuálnemu pohybu a z tohto dôvodu nie je očakávané výrazné zvýšenie teploty oproti okoliu. Hodnota teploty je predpokladaná pod 10°C keďže prúdiaca voda má celoročnú teplotu cca $4 - 5^\circ\text{C}$. Hodnota súčiniteľa je $c_{p3} = 1$ podľa grafu.

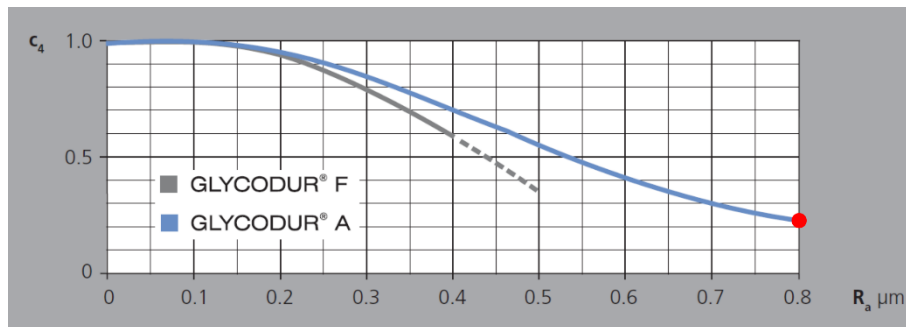


Obr. 6-6 Závislosť súčiniteľa teploty C_{p3} na prevádzkovej teplote v oblasti kontaktu t [7]

Prevádzkový súčiniteľ c_{p4} :

Súčiniteľ zahŕňa vplyv drsnosti stykovej plochy voči klznému púzdra. Drsnosť povrchu je volená na základe funkcie avšak je daná aj tolerančnou triedou. Pre klzné púzdro typu GLYCODUR A je maximálna dovolená drsnosť povrchu $Ra = 0,8 \mu\text{m}$. Pre klzné plochy otočného čapu tak bola zvolená hodnota drsnosti $Ra = 0,8 \mu\text{m}$, ktorá zodpovedá triede presnosti IT4 oproti tolerančnej triede h8 ako rozmerovej tolerancii priemeru.

Pre zadanú drsnosť je tak možné určiť hodnotu súčiniteľa $c_{p4} = 0,32$ podľa grafu. V tomto prípade bude dodržanie hornej hranice pre drsnosť spôsobovať výrazné zníženie životnosti cca o 2/3.



Obr. 6-7 Závislosť súčiniteľa drsnosti C_{p4} na drsnosti otočného čapu R_a [17]

Prevádzkový súčiniteľ c_{p5} :

Súčiniteľ zahŕňa vplyv rozloženia napätia v klznom púzdre. Pokiaľ totiž dochádza k posuvu kontaktnej plochy po púzdre v rámci pracovného cyklu tak dochádza k navýšeniu životnosti. V tomto prípade je predpoklad čiastočného posuvu pracovnej oblasti avšak jej posúdenie by bolo nutné uvažovať CFD výpočet celej 3D geometrie a následne posúdiť silové výslednice pôsobiace na púzdro. Hodnota súčiniteľa rozloženia napätia tak bola zvolená konzervatívne $c_{p5} = 1$.

Konštanta K_M a exponent a_p :

Konštanta vyjadruje základnú hodnotu životnosti na základe typu ložiska, ktorá je následne korigovaná prevádzkovými súčiniteľmi. Pre radiálne klzné púzdro typu GLYCODUR A je hodnota $K_M = 1900$.

Exponent vyjadruje, ktorý vyjadruje závislosť medzi zaťažením a životnosťou púzdra (definované v kapitole ekvivalentného zaťaženia). Je daný pomerom kontaktného tlaku p_m a klznej rýchlosti v_R . Na základe uvedenej podmienky pre púzdro typu GLYCODUR A je pri pomere $p_m \cdot v_R \leq 1$ má exponent zaťaženia hodnotu $a_p = 1$

$$p_{m_max} \cdot v_{R_max} = 0,16 \quad (6.2)$$

6.2.3 Ekvivalentné zaťaženie

Pri zaťažení ložiska cyklickým blokovým poprípade periodickým zaťažením, je nutné určiť ekvivalentné zaťaženie. Ekvivalentné zaťaženie P_p predstavuje zaťaženie pri ktorom je dosiahnutá rovnaká životnosť ako pri sčítaní premenlivého zaťaženia P_{p_pr} [18].

Ekvivalentné zaťaženie od periodických tlakových pulzácií:

Postup odvodenia ekvivalentného zaťaženia na základe periodicky premenlivého je uvedený v [18]. Pre periodické premenlivé zaťaženie sa definuje elementárna miera poškodenia dD_p ktoré spôsobuje zaťaženie $P_{p_{pr}}^{a_p}$ pri pootočení o $d\theta$. Celková miera poškodenia za daný uhol je daná integráciou.

$$dD_p = P_{p_{pr}}^{a_p} \cdot d\theta \quad (6.3)$$

$$D_p = \int_0^\phi P_{p_{pr}}^{a_p} d\theta = P_p^{a_p} \cdot \theta \quad (6.4)$$

$$P_p = \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta P_{p_{pr}}^{a_p} d\theta \right]^{\frac{1}{a_p}} = \overline{P_{p_{pr}}} \cdot a_f \quad (6.5)$$

- Kde: P_p ekvivalentné zaťaženie púzdra
 $P_{p_{pr}}$ periodické zaťaženie púzdra
 D_p celková miera poškodenia
 a_p exponent (odvodený zo vzťahu zaťaženie a životnosť)
 θ uhol natočenia v rámci jednej periódy
 a_f prevádzkový súčiniteľ

V tomto prípade bol určený prevádzkový súčiniteľ pre nábeh a_{f_n} ($\alpha_R = 0^\circ \rightarrow 45^\circ = \pi/4 \text{ rad}$) a pre reguláciu na konštantnej výkonovej hladine $a_{f_{reg}}$ ($\Delta\alpha_R = 2^\circ = \pi/90 \text{ rad}$). Prevádzkový súčiniteľ by mal byť určovaný pre každú zmenu výkonovej hladiny zvlášť avšak nábehový súčiniteľ a_{f_n} pri vysokom dynamickom zaťažení môže byť konzervatívnejšia voľba. Pri výpočte sa vychádzalo z premenlivého zaťaženia dané tlakovými pulzáciami.

$$p_m = \overline{p_m} + p_{m_A} \sin(\theta) \quad (6.6)$$

- Kde: p_m kontaktný tlak
 $\overline{p_m}$ stredná hodnota kontaktného tlaku
 p_{m_A} amplitúda kontaktného tlaku
 θ uhol natočenia čapu

Nábehový prevádzkový súčiniteľ a_{f_n} je odvodený podľa vzťahu pre ekvivalentné zaťaženie pre exponent zaťaženia $a_p = 1$.

$$p_{pm} = \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\theta p_m^{a_p} d\theta \right]^{\frac{1}{a_p}} = \frac{4}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{4}} (\overline{p_m} + p_{m_A} \sin(\theta)) d\theta \quad (6.7)$$

$$p_{pm} = \frac{4}{\pi} \cdot [\theta \cdot \bar{p}_m - p_{mA} \cos(\theta)]_0^{\frac{\pi}{4}} = \frac{4}{\pi} \cdot \left[\frac{\pi}{4} \bar{p}_m - p_{mA} \cos\left(\frac{\pi}{4}\right) \right] - \frac{4}{\pi} \cdot [-p_{mA} \cos(0)] \quad (6.8)$$

$$p_{pm} = \bar{p}_m \left[1 + \frac{4}{\pi} \frac{p_{mA}}{\bar{p}_m} \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \right] = a_{f_n} \cdot \bar{p}_m$$

$$a_{f_n} = \left[1 + \frac{4}{\pi} \frac{p_{mA}}{\bar{p}_m} \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2} \right) \right] \quad (6.10)$$

$$a_{f_n} = 1,215$$

Regulačný prevádzkový súčiniteľ $a_{f_{reg}}$ je odvodený rovnako jako nábehový a_{f_n} avšak pre rozdielny uhol natočenia θ . Pre uhol $\pi/90$ uvažujeme $\cos(\pi/90) \approx 1$.

$$p_{pm} = \left[\frac{1}{\theta} \int_0^\phi p_m^{a_p} d\theta \right]^{\frac{1}{a_p}} = \frac{90}{\pi} \int_0^{\frac{\pi}{90}} (\bar{p}_m + p_{mA} \cdot \sin(\theta)) d\theta \quad (6.11)$$

$$p_{pm} = \frac{90}{\pi} \cdot [\theta \cdot \bar{p}_m - p_{mA} \cdot \cos(\theta)]_0^{\frac{\pi}{90}} = \frac{90}{\pi} \cdot \bar{p}_m \cdot \frac{\pi}{90} = 1 \cdot \bar{p}_m$$

$$a_{f_{reg}} = 1$$

Ekvivalentné zaťaženie od cyklického blokového zaťaženia:

Cyklické blokové zaťaženie predstavuje stupňovitú zmenu zaťaženia, ktoré je následne konštantné rovnako ako v prípade zmena výkonovej hladiny turbíny pri zvolenom pracovnom cykle. Pre vzťah medzi zaťažením P_p a celkovou životnosťou L_p platí závislosť.

$$P_p^{a_p} L_p = \text{konšt.} = K_p$$

Celková životnosť L sa mení na základe zaťaženia P_p^a podľa uvedenej závislosti na obr. pričom obsah obdĺžnika je rovný konštante K_p . Podľa hypotézy lineárnej kumulácie únavového poškodenia, platí že pri zaťažení P_{p1} je miera poškodenia D_p daná obsahom obdĺžnika ohraničeného priamkou L_{pA} už spotrebovanej životnosti. Zo závislosti potom vyplýva vzťah pre mieru poškodenia od blokového zaťaženia P_{p1} , P_{p2} a P_{p3} a vzťah pre odvodenie ekvivalentného zaťaženia P_p .

$$D_p = P_{p1}^{a_p} \cdot L_{pA} \quad (6.12)$$

$$D_p = P_{p1}^{a_p} \cdot l_{p1} + P_{p2}^{a_p} \cdot l_{p2} + P_{p3}^{a_p} \cdot l_{p3} \quad (6.13)$$

$$D_p = P_p^{a_p} (l_{p1} + l_{p2} + l_{p3}) \quad (6.14)$$

Po odvodení vzťahu ekvivalentného zaťaženia P_p (v tomto prípade p_{mpp}) pre celkovú životnosť L_p je zavedený podiel počtu otáčok f_i pre jednotlivé bloky zaťaženia. Pokiaľ má zaťaženie v blokoch periodický charakter, je možné jeho vplyv zahrnúť pomocou prevádzkového súčiniteľa a_f určeného pre dané periodicky premenlivé zaťaženie.

$$P_p = \left[\frac{P_{p1}^{a_p} \cdot l_{p1} + P_{p2}^{a_p} \cdot l_{p2} + P_{p3}^{a_p} \cdot l_{p3}}{l_{p1} + l_{p2} + l_{p3}} \right]^{\frac{1}{a_p}} = \left[\sum f_i P_{pi}^{a_p} \right]^{\frac{1}{a_p}} \quad \#(6.15)$$

$$P_p = \left[\sum f_i (a_{fi} P_{pi})^{a_p} \right]^{\frac{1}{a_p}} \quad (6.16)$$

V tomto prípade je najskôr vypočítané ekvivalentné zaťaženie od periodického zaťaženia pomocou prevádzkových súčiniteľov (nábehový a_{f_n} a regulačný $a_{f_{reg}}$). Následne je možné zahrnúť blokové zaťaženie pomocou časového podielu jednotlivých výkonostných hladín f_i . Výsledné hodnoty ekvivalentného zaťaženia pre vonkajšie a vnútorné klzné púzdro sú uvedené v tab.

Tab. 6-3 Výsledné hodnoty pre vonkajšie klzné púzdro na základe zaťaženia pri jednotlivých výkonových hladinách

P [%]	a_f [-]	f_i [-]	p_{m_VN} [MPa]	$p_{m_a_VN}$ [MPa]
10	1,215	0,0556	1,207	0,697
20	1	0,111	2,423	0,134
40	1	0,222	4,843	0,265
60	1	0,25	7,26	0,398
80	1	0,194	9,68	0,553
100	1	0,167	12,1	0,668

Tab. 6-4 Výsledné hodnoty pre vnútorné klzné púzdro na základe zaťaženia pri jednotlivých výkonových hladinách

P [%]	a_f [-]	f_i [-]	p_{m_VU} [MPa]	$p_{m_a_VU}$ [MPa]
10	1,215	0,0556	0,85	0,488
20	1	0,111	1,71	0,095
40	1	0,222	3,42	0,189
60	1	0,25	5,13	0,285
80	1	0,194	6,84	0,379
100	1	0,167	8,55	0,472

Na základe uvedených hodnôt bol zistené ekvivalentné zaťaženie respektíve ekvivalentný tlak pre vonkajšie $p_{m_VN_pp}$ a vnútorné klzné púzdro $p_{m_VU_pp}$. Pre vonkajšie klzné púzdro bol hodnota ekvivalentného priemeného tlaku $p_{m_VN_pp} = 7,14 \text{ MPa}$. Pre vnútorné klzné púzdro bol hodnota ekvivalentného priemeného tlaku $p_{m_VU_pp} = 5,04 \text{ MPa}$.

6.2.4 Výpočet životnosti

Životnosť klzného uloženia ovplyvňuje mnoho faktorov jako napríklad klzná rýchlosť, drsnosť alebo aj kontaminácia maziva opotrebovanými časťami a schopnosť odvodu mimo kontakt. Vypočítaná životnosť je tak iba štatistický odhad a v realite môže dôjsť k rozdielnej životnosti aj pri indentických podmienkach.

Pre klzné púzdra typu GLYCODUR je uvedený vzťah pre výpočet životnosti púzdra zahŕňajúci všetky určené prevádzkové parametre a konštanty zhrnuté v tab.

$$G_h = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{p3} \cdot c_{p4} \cdot c_{p5} \cdot \frac{K_M}{(p_{m_{pp}} \cdot v_R)^{a_p}} \quad (6.17)$$

Kde:	G_h	časová životnosť uloženia	[h]
	c_{p1}	súčiniteľ zaťaženia púzdra	[-]
	c_{p2}	súčiniteľ klznej rýchlosti	[-]
	c_{p3}	súčiniteľ teploty	[-]
	c_{p4}	súčiniteľ drsnosti	[-]
	c_{p5}	súčiniteľ rozloženia zaťaženia	[-]
	K_M	konštanta životnosti pre typ klzného púzdra	
	a_p	exponent zaťaženia	[-]
	$p_{m_{pp}}$	priemerný kontaktný tlak (ekvivalentný)	[MPa]
	v_R	klzná rýchlosť	[m/s]

Tab. 6-5 Prevádzkové parametre pre výpočet životnosti

parameter	hodnota
c_{p1}	1
c_{p2}	1
c_{p3}	1
c_{p4}	0,32
c_{p5}	1
K_M	1900
a_p	1
$v_{R_{VN}}$	0,01257
$v_{R_{VN}}$	0,005236

V tomto prípade bolo rozhodnuté vyhodnocovať životnosť ako s pohľadu časovej tak aj ako celkovú sklznú dĺžku ložiska L_h . Sklznú dĺžku L_h je možné do vzťahu životnosti dosadiť cez klznú rýchlosť v_R (pre hodnotu exponentu $a_p = 1$)

$$v_R = \frac{L_h[m]}{3600 \cdot G_h[h]} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (6.19)$$

$$G_h = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{p3} \cdot c_{p4} \cdot c_{p5} \cdot \frac{3600^{a_p} \cdot K_M \cdot G_h^{a_p}}{p_{m_{pp}}^{a_p} \cdot L_h^{a_p}} \quad (6.20)$$

$$L_h = \sqrt[ap]{c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{p3} \cdot c_{p4} \cdot c_{p5} \cdot \frac{3600^{a_p} \cdot K_M \cdot G_h^{a_p-1}}{p_{m_{pp}}^{a_p}}} \quad (6.21)$$

$$L_h = c_{p1} \cdot c_{p2} \cdot c_{p3} \cdot c_{p4} \cdot c_{p5} \cdot \frac{3600 \cdot K_M}{p_{m_{pp}}} \quad (6.22)$$

Na základe časovej životnosti je určený počet pracovných cyklov (dĺžka cyklu $t_{cyklu} = 180 \text{ min}$). Z nich je určený počet nábehov, odstavení ako aj počet regulačných zásahov na koštantnej výkonovej hladine (3x za minútu \rightarrow 510x za cyklus).

Výsledné hodnoty časovej životnosti G_h a celkovej sklznej dĺžky L_h pre vonkajšie a vnútorné klzné púzdro sú uvedené v tabuľke. Na základe nižšej hodnoty časovej životnosti pre vonkajšie klzné púzdro je určený aj počet regulačných zásahov n_{reg} .

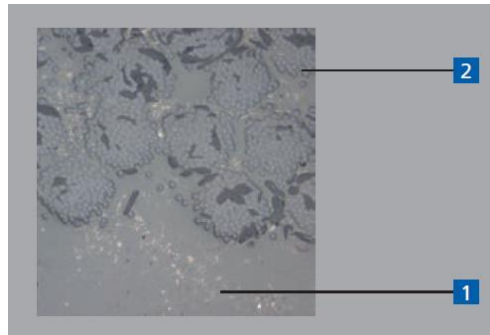
Tab. 6-6 Výsledné hodnoty časovej životnosti G_h a celkovej sklznej dĺžky L_h pre vonkajšie VN a vnútorné VU klzné púzdro; hodnota počtu regulačných zásahov n_{reg}

názov	parameter	hodnota	jednotka
Vonkajšie klzné púzdro	G_{h_VN}	6 774	h
	L_{h_VN}	306 555	m
Vnútorné klzné púzdro	G_{h_VU}	23 039	h
	L_{h_VU}	434 286	m
Počet regulačných zásahov	n_{reg}	1 151 580	-

6.3 Zahrnutie vplyvu mikroposuvov

Mikroposuv je označenie relatívneho posuvu klzných povrchov, pri ktorom má pomerne významný percentuálny podiel rozbehový jav zvaný stick-slip efekt. Pri ňom dochádza k relatívnemu posuvu iba na základe elastickej deformácie kontaktných povrchových výstupkov vďaka adhézii. Z tohoto dôvodu môže viesť k zvýšenej miere opotrebovania ako aj k skresleniu klznej dĺžky povrchov uloženia. Na základe prác zaoberajúcich sa opotrebovaním pri mikroposuvoch [12] a porovnaním opotrebovania pri rôznych pohybových vzorcoch [11].

Merania v uvedených prácach neprebíhali na zvolenom typ púzdra DEVA GLYCODUR A a z tohoto dôvodu bolo pristúpené k voľbe náhrady. Pre posúdenie vplyvu mikroposuvov tak bol zvolený typ púzdra DEVA TEX. Ide o samomazné púzdro s sklolaminátovým základom [7] (popis uvedený v 2. kapitole). Uvedený postup tak slúži ako možný postup určenia vplyvu mikroposuvov.



Obr. 6-8 Štruktúra klzného púzdra DEVA TEX, (1) sklolaminátový základ zaliaty v epoxide, (2) klzná vrstva tvorená vláknami a epoxidom s PTFE ako pevné mazivo

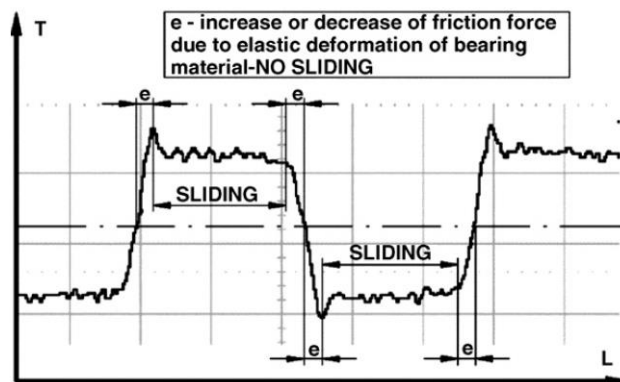
Experimentálne metódy:

Experimentálne určenie vplyvu mikroposuvov na opotrebovanie a stick-slip efektu využívalo ploché vzorky daného klzného púzdra pohybujúce periodicky voči protikusku [12]. Na vzorku bol sledovaný priebeh trecej sily. Amplitúda kmitov mala hodnotu $120\ \mu\text{m}$ s frekvenciou do 93 Hz. Kontaktný tlak bol regulovaný na 29 MPa.

Pre experimentálne určenie vplyvu pohybového vzorca na opotrebovanie a súčiniteľ trenia μ boli využité radiálne púzdra na ktorých bol vyvolaný stály kontaktný tlak okolo 20 MPa [11]. Po zaťažení boli na vzorky aplikované dva pohybové vzorce. Prvý vzorec tvorí symetrické natáčanie v rozsahu $60^\circ - 10^\circ$ po dobu 10000 cyklov (široký rozsah regulačných zásahov). Druhý vzorec tvorí symetrické natáčanie o 10° po dobu 350000 cyklov (vplyv malých posuvov).

6.3.1 Vplyv mikroposuvov na klzná dĺžky

Pokiaľ uloženie púzdra prevádzkujeme pri mikroposuvoch dochádza podľa nameraných dát v [12] k zväčšeniu vplyvu stick-slip efektu zmenšením zdanlivej klznej dĺžky L_{h_zdan} na skutočnú klzná dĺžka L_{h_skut} . Dĺžku L_{h_skut} je možné určiť na základe merania veľkosti elastickej deformácie e pre sklzom a počte regulačných zásahov n_{reg} .



Obr. 6-9 Priebeh meranej trecej sily v rámci jednej periódy, z priebehu je určená veľkosť oblasti stick-slip efektu e a dĺžke sklzu (SLIDING) [12]

$$L_{h_zdan} = L_{h_skut} + e \cdot n_{reg}$$

Pre púzdro typu DEVA TEX bola zistená veľkosť stick-slip oblasti 25,2 μm [12]. Táto veľkosť bola zahrnutá do každého regulačného zásahu na konštatnej výkonovej hladine. Pri pohybe dochádza k stick-slip efektu pri rozbehu ako aj pri zasatavovaní kedy dôjde k opätovnej adhézii povrchov. Pre tento prípad je možné uvažovať vypočítanú klznú dĺžku L_h , bez vplyvu stick-slip efektu ako skutočnú klznú dĺžku L_{h_skut} .

Po zahrnutí stick-slip efektu je možné určiť navýšenie zdanlivej klznej dĺžky L_{h_zdan} a tým pádom aj časovú životnosť. Rozdiel spôsobuje tangenciálna pružnosť klzných materiálov s polymerickým základom. Meranie natočenia čapu je tak nutné korigovať o veľkosť stick-slip efektu aby bola zistená aktuálna hodnota skutočnej dĺžky L_{h_skut} určujúcu životnosť uloženia. Mieru opotrebovania je tiež nutné odvodiť na základe skutočnej dĺžky L_{h_skut} [12]. Hodnota dĺžky L_{h_zdan} pri vzniku stick-slip efektu spôsobuje podhodnotenie miery opotrebovania. Výsledné hodnoty prepočítanej celkovej znadlivej sklznej dĺžky L_{h_zdan} a následné navýšenie časovej životnosti pre klzné púzdro s nižšou životnosťou (vonkajšie) sú uvedené v Tab. 6-7.

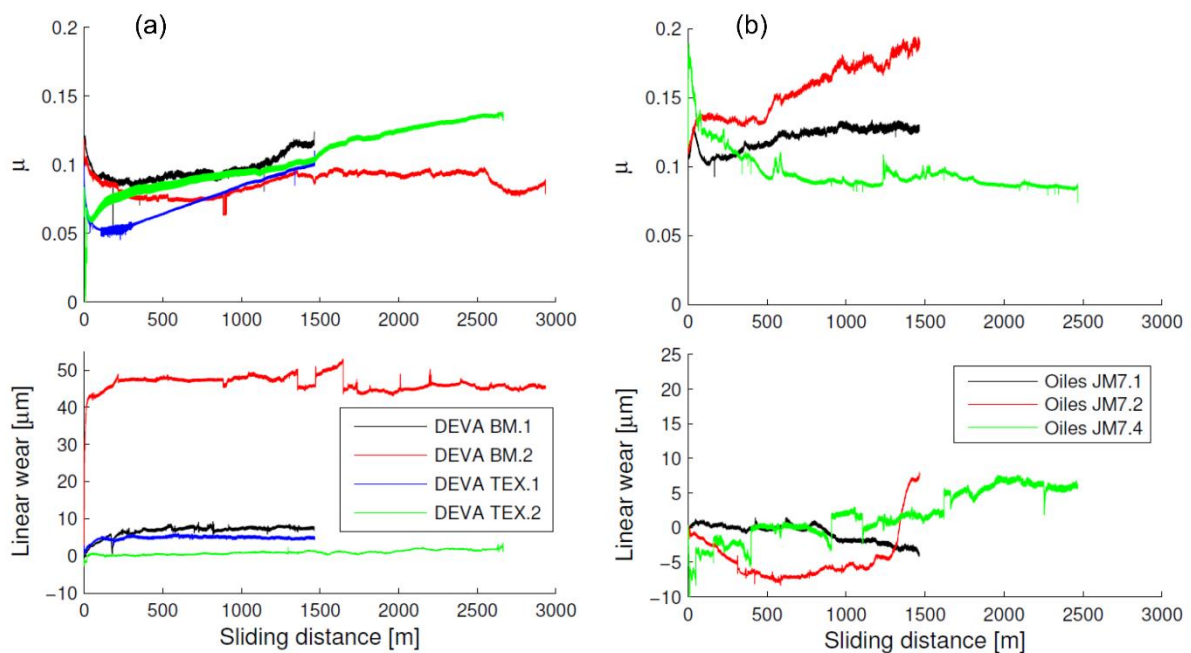
Tab. 6-7 Korekcia životnosti a celkovej sklznej dĺžky pre vonkajšie klzné púzdro na základe stick-slip efektu

parameter	hodnota	jednotka
$L_{h_skut_VN}$	306 555	m
$L_{h_zdan_VN}$	335 345	m
ΔL_{h_VN}	28 790	m
G_{h_VN}	6 774	h
ΔG_{h_VN}	637	h
$\Delta L_h, \Delta G_h$	9,39	%

Z uvedeného výpočtu na základe merania vplyvu stick-slip efektu je možné vyvodit' nasledujúce závery. Pre púzdro typu DEVA TEX došlo vďaka stick-slip efektu k predĺženiu sklznej dĺžky $\Delta L_{h_{VN}}$ o 28 790 m a časovej životnosti vonkajšieho klzného púzdra $\Delta G_{h_{VN}}$ o 637 hodín. Percentuálne sa tak zvýšila celková sklzná dĺžka $\Delta L_{h_{VN}}$ a časovej životnosti $\Delta G_{h_{VN}}$ o 9,39%. Predĺžením klznej dĺžky dôjde k navýšeniu časovej životnosti uloženia. Keďže zvolený typ púzdra má tiež polymerický základ, je predpokladané podobné navýšenie časovej životnosti. Veľkosť stick-slip efektu sa však môže líšiť na základe rozdielneho modulu pružnosti v šmyku medzi polymermi PTFE (TEX) a POM (GLYCODUR A) [7].

6.3.2 Vplyv mikroposuvov na opotrebovanie

Na základe vzniku stick-slip efektu pri klzných uloženiach s polymerickým základom bolo zistené navýšenie klznej dĺžky a tým aj časovú životnosť. Stick-slip efekt je však založený na vzniku adhézneho spoja medzi povrchmi. Je tak možné zvýšenie miery opotrebovania pri vzniku stick-slip efektu. Táto hypotéza bola skúmaná v [11] na základe zmeny pohybového vzorca. Sledované boli hodnoty lineárneho opotrebovania klzného púzdra a súčiniteľ trenia μ . Namerané dáta pre klzné púzdro typu DEVA TEX a samomazené bronzové klzné púzdro typu Oiles 500 sú zobrazená na Obr. 6-10.



Obr. 6-10 Závislosť súčiniteľa trenia μ a lineárneho opotrebovania na klznej dĺžke, (a) pre klzné púzdro DEVA TEX, (b) pre klzné púzdro Oiles 500 [11]

Analýzou opotrebovania pre púzdro DEVA TEX je možné odvodiť záver, že vplyvom zmeny pohybového vzorca nedochádza k zmene lineárneho opotrebovania. Rozdiel bol zistený len v oblasti zábehu púzdra avšak následne bola hodnota lineárneho opotrebovania konštatná. Na priebehu súčiniteľa trenia μ bola určená oblasť zábehu trvajúca cca 200 m klznej dĺžky pri ktorej dochádza k výraznejšej zmene. Po zábehu púzdra bol zaznamenaný lineárny nárast súčiniteľa trenia μ s rozdielnymi smernicami pre prvý a druhý pohybový vzorec. Hodnota v mieste ukončenia merania pre prvý vzorec však bola zhodná s druhým. Pokiaľ by došlo k trvaniu zaťaženia podľa prvého vzorca pri rovnakej smernici je predpoklad vyššieho nárastu súčiniteľa trenia μ ako pri druhom vzorci zahŕňajúci vplyv malých posuvov.

Pre určenie vplyvu mikroposuvov na základe typu púzdra bolo rovnaké meranie aplikované aj na typ púzdra Oiles 500. Oproti púzdru typu DEVA TEX bol zistený vplyv pohybového vzorca na lineárne opotrebovanie. Pri druhom pohybovom cykle reprezentujúci vplyv malých posuvov je možné pozorovať nárast lineárneho opotrebovania v priebehu merania. Opačné správanie vykazuje púzdro v prípade prvého pohybového cyklu reprezentujúceho široký rozsah regulačných zásahov. Podobne je možné rozdiel pozorovať aj v prípade súčiniteľa trenia μ . Tu dochádza k poklesu a následnému ustáleniu hodnoty súčiniteľa trenia μ v prípade druhého vzorca a opačné správanie bolo pozorované pri prvom pohybovom vzorci.

Z uvedeného merania závislosti súčiniteľa trenia μ a opotrebovania klzných púzdiar na zmene pohybového vzorca je možné vyvodiť nasledujúce závery. Pre púzdro typu DEVA TEX nebola zistená závislosť opotrebovania na zmene pohybového vzorca. Keďže toto púzdro má tiež polymerický základ klznej vrstvy je predpoklad podobnej závislosti aj v prípade zvoleného púzdra DEVA GLYCODUR A. Je tak možné vyvodiť záver, že pri púzdračoch s polymerickým základom nedochádza k poklesu životnosti ale naopak k jej miernemu navýšeniu keďže časť mikroposuvu je realizovaná elastickou deformáciou povrchu.

Rozdielne správanie sa prejavilo v prípade samomazného bronzového púzdra typu Oiles 500. Pri zavedení pohybového druhého vzorca reprezentujúci vplyv malých posuvov došlo v priebehu merania k navyšovaniu lineárneho opotrebovania. Je tak možné vyvodiť záver, že pri použití bronzových samomazných púzdiar dochádza vplyvom mikroposuvov k navýšeniu opotrebovania a tým zníženiu životnosti.

Rozdiel v závislosti opotrebovania je tu možné pripísať pevnosti adhezívneho spoja. V prípade bronzových spojov dochádza k vzniku spojov s vyššou pevnosťou ako pri púzdračoch s polymerickým základom. Rozdiel je daný pomerom medzi zdanlivou a skutočnou plochou kontaktu[8]. Púzdra s polymerickým základom majú rádovo nižší modul pružnosti čím je aj väčšia skutočná plocha kontaktu a nižšie lokálne kontaktné napätia a pevnosti adhezívneho spoja. Ide však o prepoklady odvodené na základe teoretických znalostí a je nutné ich overiť pri každom individuálnom prípade.

7 DISKUSIA

Na splnenie cieľa práca bol vytvorený model pohyblivého uloženia rotorovej lopatky podľa rešerše zhrnutej v prehľade súčasného stavu poznania. Keďže zámerom bolo zistiť možnosti výpočtu životnosti klzného uloženia muselo sa pri realizácii pristúpiť na zjednodušujúce predpoklady. Tento prístup umožnil zamerať sa na konkrétne problémy posúdenia životnosti klzných púzdiar bez nutnosti podrobného zahrnutia všetkých ovplyvňujúcich faktorov. Negatívum tohoto postupu je skreslenie výsledkov a tak je nutné upozorniť, že v práci uvedený vypracovaný postup ukazuje možnosť posúdenia avšak vypočítané hodnoty je nutné brať s rezervou.

Výpočet hydrodynamického zaťaženia lopatky turbíny:

Pre zníženie nárokov na CFD výpočet bolo pristúpené k zjednodušeniu geometrie na samostatný aerodynamický profil umiestnený v tuneli (využitá 2D symetria). Tým došlo k celej rade nepresností oproti reálnej turbíne. Hlavné rozdiely súvisia s rozdielom v geometrii a rozdielnym rýchlostným poľom na vstupe daným aktuálnym pracovným režimom. Podmienky sú výrazne odlišné pri modeli a reálnej turbíne a tak nie je možné s istotou určiť presné silové zaťaženie v závislosti na výkone. Získané výsledky hydrodynamického zaťaženia na základe výkonového zaťaženia majú čisto modelový charakter a nie je ich možné využiť na presné vyhodnotenie. Rozdiel bola však zistený aj medzi experimentálnymi dátami súčiniteľa vztlaku c_L a odporu c_D pre profil NACA 0006 a výpočtom. Súčiniteľ c_L vykazoval v tomto prípade vyššie hodnoty čo je možné pripísať pomerne malým rozmerom tunela voči profilu čím dochádza k navýšeniu vplyvom profilovej mreže ako je uvedené v [2]. Vyššiu hodnotu súčiniteľa c_D je možné pripísať viacerím faktorom ale ako hlavný vplyv sa predpokladalo použitie 2D symetrie. Vplyv môže mať napríklad aj samotná geometria tunela.

V prípade posúdenia vplyvu tlakových pulzácií je možné na základe získaných výsledkov uviesť dobré odfiltrovanie mnohých ovplyvňujúcich faktorov zaťaženia lopatky. Priebeh vztlakovej F_L a odporovej F_D sily bol totiž v FFT analýze pozorovaný priebeh zhodný s vstupnou podmienkou simulujúcou tlakové pulzácie. Vďaka tomu bol zistený fázový posuv síl F_L a F_D . Oporová sila F_D prebiehala vztlakovú silu F_L o cca 60°. Základné vysvetlenie môže byť takmer okamžitá zmena odporovej sily F_D vďaka náhlej zmene smeru prúdenia pri nábehu na profil. Vztlaková sila F_L naopak potrebuje na navýšenie zmenu na rýchlostného poľa respektíve rozloženia tlaku na celom profile. Hypotézu je však nutné overiť pozorovaním zmeny rozloženia tlaku v čase ako aj zmenou geometrie samotného tunela a podobne.

Oporúčanie pre nadväznú prácu je výpočet kompletnej geometrie turbíny v celom prevádzkovom rozsahu. Namerané tlakové pulzácie je možné využiť na jej kalibráciu CFD výpočtu. Rovnako je tiež vhodné preskúmať mechanizmus tlakových pulzácií ovplyvňujúcich zaťaženie aerodynamického profilu.

Výpočet zaťaženia regulačného mechanizmu:

Model pohyblivého mechanizmu lopatky vychádzal z reálneho stroja. Je tak možné predpokladať pomerne presné určenie rozloženia kontaktného tlaku na klzných púzdrach. Avšak aj v tomto prípade boli zavedené zjednodušujúce predpoklady, ktoré môžu viesť k skresleniu výsledkov.

Prvé zjednodušenie bolo predpísanie zaťaženia pomocou vzdialenej sily na plochu vonkajšiu plochu čapu. Z priebehu redukovaného napätia σ_{red} vyplynulo, predpísanie zaťaženia týmto spôsobom nezodpovedá reálnemu votknutiu lopatky. Výsledné rozloženie napätia a deformácie otočného čapu bude pravdepodobne rozdielne najmä na krycom disku. Môže tiež dôjsť k zmene rozloženia kontaktného tlaku na klznom púzdre čo môže mať vplyv na maximálny kontaktný tlak p_{max} . Výpočet životnosti však využíva hodnotu priemerného tlaku p_m na kontaktnú plochu pri ktorom by nemalo dôjsť k zmene a ani ovplyvnenie výpočtu životnosti.

Druhé zjednodušenie bolo prepísanie votknutia na vonkajšie plochy klzných púzdiar. Počas výpočtu je tak zachovaný dokonalý kruhový tvar púzdra. Púzdra sú však tenkostenné a preto v realite závisí ich deformácia od deformácie uloženia respektíve náboja turbíny. Ako vyplýva z [5] k deformácii náboja dochádza najmä v oblasti klzných púzdiar, ktoré prenášajú celkové hydrodynamické zaťaženie.

Oporúčanie pre naväznú prácu je zahrnutie do výpočtu MKP votknutie lopatky na otočnom čape ako a náboj turbíny. Hydrodynamické zaťaženie je vhodné odvodiť z rozloženia tlaku na lopatke turbíny pre jednotlivé výkonové hladiny.

Odhad životnosti klzných púzdiar uloženia lopatky:

Životnosť klzného púzdra bola posúdená na základe empirickej rovnice pre zvolený typ klzného púzdra DEVA GLYCODUR A podľa katalógu výrobcu [17]. Výpočet bolo možné použiť aj pre prípad pohybu v určitom uhlovom rozsahu čo zodpovedá spôsobu prevádzky klzných púzdiar pohyblivého uloženia lopatky. Aj napriek korigovaniu životnosti na základe preprevádzkových parametrov vypočítaná životnosť predstavuje štatistický odhad. Napriek obmedzeniam je ho možné odporučiť keďže poskytuje rýchly a jednoduchý výpočet životnosti.

Ekvivalentné zaťaženie, vstupujúce do výpočtu životnosti, bolo určené pre zvolený pracovný cyklus podľa [18]. Vo výpočte však bol použitý predpoklad natočenia v celom rozsahu pri rozbehu turbíny a následné regulovanie na konkrétnej výkonovej hladine. Tento predpoklad nezodpovedá realite keďže k prestaveniu mechanizmu dochádza spolu so zmenou výkonu a až následne sa reguluje v malom rozsahu natočenia. Keďže je však natočenie v celom rozsahu v oblasti najväčších tlakových pulzácií pri rozbehu, je možné predpokladať že ide o konzervatívnejší odhad. Aj napriek tomu je konkrétny výpočet možné považovať len za modelový.

Do výpočtu životnosti bola snaha zahrnúť aj vplyv mikroposuvov respektíve regulácie v malom rozsahu natočení. K tomuto boli využité experimentálne dáta dostupných štúdií. Pri mikroposuvoch bol tak zistený vplyv takzvaného stick-slip efektu. Zo štúdie [12] vyplýva vplyvom stick-slip efektu respektíve elastickej deformácie povrchu môže dôjsť k navýšeniu klznej vzdialenosti a tým aj zvýšenie časovej životnosti. Tento prepoklad môže byť správny pokiaľ nebude dochádzať k zvýšeniu miery opotrebovania pri mikroposuvoch. Zvýšenie miery opotrebovania môže byť spôsobené zvýšeným adhezívnym opotrebovaním. To bude závisieť od zaťaženia ako aj na použitých materiáloch. Preto bola použitá štúdia [11] kde bolo pozorované lineárne opotrebovania klzného púzdra v závislosti na pohybe vo veľkom alebo malom rozsahu natočenia. Pre podobný typ púzdra, DEVA TEX ako DEVA GLYCODUR A, s polymerickou nebol zistený vplyv rozsahu natočení na lineárne opotrebovanie púzdra. Z týchto zistení vyplýva, že pri mikroposuvoch dochádza k navýšeniu časovej životnosti. Toto tvrdenie je tak v rozpore s intuitívnou predstavou.

Prvé tvrdenie o navýšení sklznej vzdialenosti je v [12] dobre podložené. Pokiaľ totiž použijeme napríklad púzdro s polymerickou klznou vrstvou je tangenciálne pružné. Z tohoto dôvodu je časť relatívneho pohybu medzi púzdrom a čapom realizovaná elasticou deformáciou. Toto zistenie je dôležité keďže môžeme z neho vyvodiť, že napríklad pri kmitaní lopatky tieto vibrácie pohlť pružnosť klzného púzdra bez opotrebovania. Pri púzdрах z ložiskového bronzu však môže byť už veľkosť stick-slip efektu respektíve elastickej deformácie zanedbateľná.

Druhé tvrdenie o nenavýšení opotrebovania pri zmene pohybového vzorca je problematickejšie. V štúdií [11] bol rozdiel medzi pohybovým vzorcom pre malé a veľké natočenia zvolený dostatočne (10° malé natočenia, 60° veľké natočenia). Navýšenie opotrebovania vplyvom mikroposuvov sa tak nemuselo prejaviť. Aj napriek tomuto obmedzeniu však bolo zistené zvýšené opotrebovanie vďaka malým posuvom pre samomazné bronzové púzdro typu Oiles 500. Je tak možné prepokladať, že rovnaké navýšenie môže nastať aj v prípade zvolených púzdiar s polymerickou klznou vrstvou (DEVA TEX a DEVA GLYCODUR A). Prejaví sa však až zväčšením rozdielu medzi malými a veľkými natočeniami a zvýšením zaťaženia blízko ich medzi únosnosti. Ak by došlo k navýšeniu opotrebovania tak by mohol byť neutralizovaný jav navýšenia sklznej vzdialenosti poprípade aj jej zníženie teda aj zníženie časovej životnosti.

Odporúčanie pre nadväzné práce je tak realizovanie experimentálnych meraní pre rôzne pohybové vzorce. Na ich základe by bolo možné kalibrovať výpočet opotrebovania ako napríklad a následné aplikácia na pohyblivé uloženie lopatky so zaťažením odvodením v predchádzajúcich častiach. Bude tak možné posúdiť či naozaj nebude.

8 ZÁVER

Táto práca sa zamerala na možnosti určenia životnosti klzných puzdier pohyblivého uloženia lopatky Kaplanovej turbíny. Problematika bola spracovaná v teoretickej časti práce. Na jej základe bol úloha rozdelená na tri časti.

V prvej časti bol realizovaný CFD výpočet. Lopatka Kaplanovej turbíny bola nahradená samostatným aerodynamickým profilom v tuneli. Na zistenie vplyvu tlakových pulzácií bola zavedená premenlivá rýchlostná podmienka. Výpočet bol realizovaný v rozsahu uhla nábehu 1-8°. Kritický uhol nábehu pri ktorom dochádza k odtrhnutí prúdenia bol určený medzi 7° a 8°. Pri posudzovaní vplyvu tlakových pulzácií bol zistený fázový posuv medzi odporovou a vztlakovou silou. Odporová sila predbiehala vztlakovú o cca 60°. V kapitole diskusie bola uvedená aj hypotéza vzniku fázového posuvu medzi silami, ktorá môže byť preskúmaná v nadväzujúcich prácach. Výstupné dáta z výpočtu CFD boli následne využité v druhej časti práce MKP výpočtu.

V druhej časti bol realizovaný výpočet MKP. Model otočeného čapu bol vytvorený na základe reálneho stroja. Zaťaženie od hydrodynamických síl bolo určené na základe výkonu turbíny a dát z CFD výpočtu, ktoré reprezentovali vplyv tlakových pulzácií. Pred samotným výpočtom bola vytvorená štúdia tuhosti kontaktu na kontaktný tlak, na základe ktorej bol nastavený faktor tuhosti kontaktu „Normal Stiffness“. Tiež bol posudzovaný vplyv axiálneho zaistenia, ktorý bol z ďalších výpočtov vylúčený s ohľadom na rádovo nižšie zaťaženie. Pre zvolené konfigurácie bol následne určovaný priemerný kontaktný tlak respektíve maximálny kontaktný tlak, ktoré následne vstupovali do výpočtu životnosti. Pre vonkajšie klzné púzdro boli maximálne hodnoty priemerného tlaku 12,1 MPa. Pre vnútorné klzné púzdro boli maximálne hodnoty priemerného tlaku 8,55 MPa. Hodnota maximálneho kontaktného tlaku bola zistená na vonkajšom klznom púzdre o hodnote 63,41 MPa.

V tretej časti bola vypočítaná životnosť klzných puzdier. Zvolený bol ukázkový pracovný cyklus turbíny vo výkonovom rozsahu 10-100%. Bol do neho zahrnutý aj vplyv rozbehu. Na jeho základe bolo určený ekvivalentný priemerný kontaktný tlak. Výpočet bol realizovaný na základe empirického vzťahu pre zvolený typ klzného puzdra DEVA GLYCODUR A, korigovaný príslušnými prevádzkovými súčiniteľmi. Výsledná životnosť celého otočného uloženia bola určená ako nižšia hodnota životnosti vonkajšieho alebo vnútorného klzného puzdra. Menšiu životnosť dosiahlo vonkajšie klzné púzdro. Časová životnosť celého uloženia tak bola 6 774 hodín. Celková prejdená vzdialenosť bola na vonkajšom púzdre 306 555 m a vnútornom 127 687 m.

Súčasťou výpočtu životnosti bola aj snaha posúdiť vplyv mikroposuvov na základe dostupných experimentálnych štúdií. Na ich základe bolo zistené možné navýšenie celkovej sklznej dĺžky na základe elastickej deformácie pri stick-slip efekte. Zo štúdií tiež vyplynulo, že pre púzdra s polymerickou klznou vrstvou by nemuselo dôjsť vplyvom mikroposuvov k zvýšeniu opotrebovania. Tieto zistenia však nie sú dostatočne podložené ako je uvedené v kapitole diskusie. Pre ich potvrdenie alebo vyvrátenie je tak nutné hlbšie preskúmanie vplyvu mikroposuvov na opotrebovanie ideálne pomocou vhodne navrhnutého experimentu.

9 ZOZNAM POUŽITÝCH ZDROJOV

- [1] NECHLEBA, Miroslav. *Vodní turbíny, jejich konstrukce a příslušenství*. 2. vyd. Praha: SNTL, 1962.
- [2] MELICHAR, Jan; VOJTEK, Jan a BLÁHA, Jaroslav. *Malé vodní turbíny: konstrukce a provoz*. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1998. ISBN 80-01-01808-3.
- [3] *Kaplan type hydro-turbine generator 3D print model*. Online. Dostupné z: <https://www.cgtrader.com/3d-print-models/science/engineering/kaplan-type-hydro-turbine-generator>. [cit. 2024-05-24].
- [4] HOUGHTON, E. L. (Edward Lewis); CARPENTER, P. W. (Peter William); COLLICOTT, Steven H. a VALENTINE, Daniel T. *Aerodynamics for engineering students*. Seventh edition. Kidlington, Oxford: Butterworth-Heinemann, 2017. ISBN 0081001940.
- [5] COJOCARU, V; MICLOSINA, C-o; CAMPIAN, C V; FRUNZEVERDE, D a NEDELICU, D. Numerical investigation of the stress state in the runner hub of a Kaplan turbine. Online. *IOP conference series. Materials Science and Engineering*. 2022, roč. 1262, č. 1, s. 12046. ISSN 1757-8981. Dostupné z: <https://doi.org/10.1088/1757-899X/1262/1/012046>. [cit. 2024-05-24].
- [6] VESELÝ, Josef. *Regulační mechanismus Kaplanovy turbíny*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2014.
- [7] *Deva - products & services*. Federal-Mogul Deva, 2023. Dostupné také z: <https://www.deva-bearings.com/>.
- [8] GOHAR, R. (Ramsey) a RAHNEJAT, Homer. *Fundamentals of tribology*. London: Imperial College Press, 2008. ISBN 978-1-84816-184-9.
- [9] JOHNSON, K. L. (Kenneth Langstreth). *Contact mechanics*. Cambridge: Cambridge University Press, 1985. ISBN 0-521-25576-7.
- [10] BOHÁČEK, František. *Části a mechanismy strojů. II, hřídele, tribologie, ložiska*. Brno: Ediční středisko VUT, 1983.

- [11] *Performance and surface characteristics of slow oscillating journal bearing types subjected to various motion pattern*. Online, vědecký článek. Luleå: Luleå University of Technology, 2013. Dostupné z: https://thordonbearings.com/docs/default-source/hydro-power/technical-papers/vattenfall_lulea-university---performance-characteristics-of-slow-oscillating-journal-bearings.pdf?sfvrsn=2a5789f5_8. [cit. 2024-05-24].
- [12] GAWARKIEWICZ, R. a WASILCZUK, M. Wear measurements of self-lubricating bearing materials in small oscillatory movement. Online. *Wear*. 2007, roč. 263, č. 1, s. 458-462. ISSN 0043-1648. Dostupné z: <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.060>. [cit. 2024-05-24].
- [13] Online. Dostupné z: <https://www.cez.cz/cs/o-cez/vyrobní-zdroje/obnovitelné-zdroje/voda/vodní-elektrárny/ceska-republika/vodní-elektrárna-slapy-58142>. [cit. 2024-05-24].
- [14] ČUPR, Pavel. *Hydroelastic Response of Hydrofoil Under Cavitation Conditions*. Vysoké učení technické v Brně. Fakulta strojního inženýrství, 2021.
- [15] *ANSYS Fluent User Guide*. Release 2024 R1. ANSYS Inc, 2024.
- [16] *ANSYS Mechanical User Guide*. Release 2024 R1. ANSYS Inc, 2024.
- [17] *Deva - GLYCODUR*. Federal-Mogul Deva, 2023. Dostupné také z: <https://www.deva-bearings.com/triboworld/glycodur-manual/>.
- [18] SHIGLEY, Joseph Edward; MISCHKE, Charles R.; BUDYNAS, Richard G. (Richard Gordon); HARTL, Martin a VLK, Miloš. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUT IUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

10 ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK

prietok

Y	merná energia
H	spád
n	otáčky turbíny
F	sila
F_L	vztlaková sila
F_D	odporová sila
C_L	koeficient vztlaku
C_D	koeficient odporu
C_p	koeficient tlaku
α	uhol nábehu
M	korekčný súčiniteľ lopatkovej mreže
T	vzdialenosť medzi lopatkami v mreži
l	dĺžka profilu
β	uhol profilov v lopatkovej mreži
w	relatívna rýchlosť
p	tlak
S	plocha
μ	súčiniteľ trenia
σ	normálové napätie
τ	šmykové napätie
$\phi(\alpha_k)$	kontaktný uhol
λ	parameter mazacieho filmu
v	rýchlosť
f	frekvencia
t	čas
VN	vonkajšie klzné púzdro
VU	vnútorné klzné púzdro

p_m	priemerný kontaktný tlak
p_{max}	maximálny kontaktný tlak
P	výkon turbíny
P_p	ekvivalentné zaťaženie
D_p	miera poškodenia
f_i	časový podiel
c_p	korekčný prevádzkový súčiniteľ na určenie životnosti
a_f	prevádzkový súčiniteľ
a_p	prevádzkový exponent
K_A	konštanta ložiska
G_h	časová životnosť
L_h	celková sklzná dĺžka (daná životnosťou)

11 ZOZNAM OBRÁZKOV

OBR. 2-1 OBLASTI SPÁDU H VHODNÉ PRE RÔZNE TYPY VODNÝCH TURBÍN [2]	15
OBR. 2-2 UNIVERZÁLNA CHARAKTERISTIKA KAPLANOVEJ TURBÍNY [2]	16
OBR. 2-3 CELKOVÉ USPORIADANIE KAPLANOVEJ TURBÍNY A GENERÁTORA [3]	17
OBR. 2-4 ROZMERY A ZÁKLADNÉ ČASTI AERODYNAMICKÉHO PROFILU [4]	17
OBR. 2-5 KINEMATICKÉ POMERY NA LOPATKE KAPLANOVEJ TURBÍNY [2]	18
OBR. 2-6 ZMENA STAGNAČNÉHO BODU NA ZÁKLADE UHLU NÁBEHU α ; (A) MALÝ UHOL NÁBEH; (B) VYŠŠÍ UHOL NÁBEHU	19
OBR. 2-7 ZÁVISLOSŤ KOREKČNÉHO SÚČINITELA M NA POMERNEJ ROZTEČI T/L [2]	20
OBR. 2-8 SCHÉMA REGULAČNÉHO MECHANIZMU KAPLANOVEJ TURBÍNY UMIESTNENÉHO V NÁBOJI ROTORA [6]	21
OBR. 2-9 KOVOVÉ KOMPOZITNÉ LOŽISKO TYPU DEVA.BM [7]	22
OBR. 2-10 MONOLITICKÉ LOŽISKO S PEVNÝM MAZIVOM TYPU DEVA.GLIDE [7]	22
OBR. 2-11 SKLOLAMINÁTOVÉ LOŽISKO S PTFE KLZNOU VRSTVOU TYPU DEVA.TEX [7]	23
OBR. 2-12 KOVOVÉ KOMPOZITNÉ LOŽISKO S PTFE KLZNOU VRSTVOU TYPU DEVA.GLYCODUR F [7]	23
OBR. 2-13 SILY A MOMENTY PÔSOBIACE NA PLOCHU KONTAKTU	24
OBR. 2-14 DEFORMÁCIA TELIES V OBLASTI KONTAKTU	25
OBR. 2-15 INTERFERENČNÉ ČIARY KONTAKTNÉHO ŠMYKOVÉHO NAPÄTIA ZÍSKANÉ POMOCOU FOTOELASTICIMETRIE [9]	26
OBR. 2-16 ROZLOŽENIE POVRCHOVÉHO A PODPOVRCHOVÉHO NAPÄTIA PRE (VĽAVO) KONŠTANTNÝ TLAK NA KRHOVÚ PLOCHU; (VPRAVO) KONTAKTNÝ TLAK PODĽA HERTZOVEJ TEÓRIE [9]	27
OBR. 2-17 NEKONFORMNÝ ELASTICKÝ KONTAKT	28
OBR. 2-18 (A) ROZLOŽENIE TLAKU NA ZÁKLADE VÔLE/PRESAHU VOČI KONTAKTNÉMU UHLU α_R PODĽA PETERSONA; (B) PRIEBEH KONTAKTNÉHO TLAKU PO CELOM UHLE STYKU [9]	28
OBR. 2-19 REŽIMY MAZANIA URČENÉ PODĽA STRIBECKOVEJ KRIVKY [8]	29
OBR. 2-20 ZÁVISLOSŤ OBJEMOVÉHO OTERU V_o POČAS DOBY PREVÁDZKY	32
OBR. 2-21 EXPERIMENTÁLNE ZARIADENIE PRE MERANIE OPOTREBOVANIA KLZNÝCH ULOŽENÍ [11]	35
OBR. 2-22 ZÁVISLOSŤ LINEÁRNEHO OPOTREBOVANIA NA SKLZNEJ DĹŽKE [11]	35
OBR. 2-23 VYTVORENÁ DRÁŽKA PRE MERANIE OPOTREBOVANIA [12]	36
OBR. 2-24 (VĽAVO) EXPERIMENTÁLNE ZARIADENIE NA MERANIE VPLYVU STICK-SLIP EFEKTU; (VPRAVO) PRIEBEH TRECEJ SILY PRI STICK-SLIP EFEKTE A JEHO VPLYV NA SKLZNÚ DĹŽKU [12]	36
OBR. 2-25 (VPRAVO) ZÁVISLOSŤ OPOTREBOVANIA NA ZDANLIVEJ SKLZNEJ VZDIALENOSTI; (VPRAVO) ZÁVISLOSŤ OPOTREBOVANIA NA SKUTOČNEJ SKLZNEJ VZDIALENOSTI [12]	37
OBR. 3-1 ROTOR ŠEŠŤ LOPATKOVEJ KAPLANOVEJ TURBÍNY [5]	38
OBR. 3-2 DETAIL REGULAČNÉHO MECHANIZMU ROTOROVÝCH LOPATIEK	39
OBR. 3-3 REZ REGULAČNÝM MECHANIZMOM S UVEDENÝMI ROZMERMÍ [5]	39
OBR. 3-4 HORNÝ POHĽAD NA REGULAČNÝ MECHANIZMUS SO ZAŤAŽENÍM [5]	40
OBR. 3-5 SILOVÉ ROZLOŽENIE [5]	40
OBR. 3-6 ZVOLENÝ POSTUP PRE URČENIE ODHADU ŽIVOTNOSTI KLZNÉHO PÚZDRA	41
OBR. 4-1 AERODYNAMICKÝ PROFIL NACA 0006 S UVEDENÝMI ROZMERMÍ PRE MODEL POUŽITÝ V AERODYNAMICKOM TUNELI [14]	42
OBR. 4-2 (A) MODEL AERODYNAMICKÉHO TUNELA S UVEDENÝMI TVARMÍ A ROZMERMÍ PRIEREZOV POTRUBIA, (B) AERODYNAMICKÝ PROFIL NACA 0006 UMIESTNENÝ NA OTOČNOM ČAPE PRE NASTAVENIE UHLU NÁBEHU [14]	42

OBR. 4-3 VÝPOČTOVÁ 2D GEOMETRIA S UVEDENÝMI OKRAJOVÝMI PODMIENKAMI, UHOL NÁBEHU VZTLAKOVÚ SILU F_L A ODPOROVÚ SILU F_D PÔSOBIACA NA AERODYNAMICKÝ PROFIL	43
OBR. 4-4 DEKOMPOZÍCIA VÝPOČTOVEJ GEOMETRIE PRE VYTVORENIE ŠTRUKTUROVANEJ SIETE	43
OBR. 4-5 NASTAVENIE RIEŠIČA CFD VÝPOČTU	45
OBR. 4-6 NASTAVENIE TRASIENTNÉHO VÝPOČTU PRE (A) PEVNÝ ČASOVÝ KROK $TS = 0,001$ S PRE VÝPOČET UHLU NÁBEHU $\alpha = 1 - 7^\circ$, (B) ADAPTÍVNY ČASOVÝ KROK NA ZÁKLADE COURANTOVHO ČÍSLA ($C = 100$) PRE VÝPOČET UHLA NÁBEHU $\alpha = 8^\circ$	46
OBR. 4-7 (A) ČASOVÝ PRIEBEH VZTLAKOVEJ SILY F_L PRE NÁBEHOVÉ UHLY $\alpha = 1 - 8^\circ$, (B) ČASOVÝ PRIEBEH ODPOROVEJ SILY F_D PRE NÁBEHOVÉ UHLY $\alpha = 1 - 8^\circ$	47
OBR. 4-8 ANALÝZA FFT PRE AMPLITÚDU (A) PRE NÁBEHOVÝ UHOL $\alpha = 7^\circ$, (B) PRE NÁBEHOVÝ UHOL $\alpha = 8^\circ$	48
OBR. 4-9 ANALÝZA FFT PRE FÁZOVÝ POSUN (A) PRE VZTLAKOVÚ SILU F_L , (B) PRE ODPOROVÚ SILU F_D	48
OBR. 4-10 POROVNANIE KOEFICIENTU VZTLAKU CL , KOEFICIENTU ODPORU CD A NÁBEHOVÉHO UHLA A ZÍSKANÉHO POMOCOU VÝPOČTU CFD OPROTI EXPERIMENTÁLNE ZÍSKANÝM DÁTAM PRE AERODYNAMICKÝ PROFIL NACA 0006	49
OBR. 5-1 ZOSTAVA ULOŽENIA OTOČNÉHO ČAPU REGULAČNÉHO MECHANIZMU ROTOROVÝCH LOPATIEK	51
OBR. 5-2 SILOVÉ ROZLOŽENIE OTOČNÉHO ČAPU ZAŤAŽENÝ HYDRODYNAMICKOU SILOU F_{LP} A SILOU PREDPÄTIA F_P ; R_A A R_B VYJADRUJÚ REAKCIU V KLZNÝCH ULOŽENIACH	52
OBR. 5-3 PÔSOBIŠKO HYDRODYNAMICKEJ SILY NA LOPATKU TURBÍNY F_{LP} URČENÚ POMOCOU ROVNAKÝCH PLÔCH S_1 A S_2	52
OBR. 5-4 DEKOMPOZÍCIA ČAPU	54
OBR. 5-5 ROZLOŽENIE REDUKOVANÉHO NAPÄTIA Σ_{RED} A VYZNAČENIE KRITICKÝCH MIEST	59
OBR. 5-6 DEFORMÁCIA ČAPU	60
OBR. 5-7 ROZLOŽENIE KONTAKTNÉHO TLAKU NA VONKAJŠOM A VNÚTORNOM KLZNOM PÚZDRE; VYMEDZENIE OBLASTI KONTAKTU; UVEDENÝ SMER ZAŤAŽENIA HYDRODYNAMICKOU SILOU A OSA OTOČNÉHO ČAPU	61
OBR. 6-1 PRIEBEH PRACOVNÉHO CYKLU TURBÍNY VYJADRUJÚCI ČASOVÉ ROZLOŽENIE VÝKONOVÝCH HLADÍN V RÁMCI ŠPIČKOVEJ PREVÁDZKY	67
OBR. 6-2 ŠTRUKTÚRA KLZNÉHO PÚZDRA DEVA GLYKODUR A, (1) VRSTVA POLYOXYMETYLENU (POM), (2) PEVNÉ MAZIVO, (3) SPEKANÝ TITÁN - BRONZ, (4) MEDENÁ VRSTVA, (5) OCELOVÝ ZÁKLAD, (6) MEDENÁ VRSTVA, (7) TITÁNOVÁ VRSTVA	68
OBR. 6-3 REGULAČNÝ ROZSAH ROTOROVEJ LOPATKY TURBÍNY DANÝ UHLOM α_R , v_R OZNAČUJE RÝCHLOSŤ REGULÁCIE	68
OBR. 6-4 ZÁVISLOSŤ SÚČiniteľa ZAŤAŽENIA C_{P1} NA PRIEMERNOM KONTAKTNOM TLAKU P_M [17]	69
OBR. 6-5 ZÁVISLOSŤ SÚČiniteľa RÝCHLOSTI C_{P2} NA RÝCHLOSTI KLZNÉHO PÚZDRA v_R PRE VONKAJŠIE PÚZDRO VN A VNÚTORNÉ PÚZDRO VU [17]	70
OBR. 6-6 ZÁVISLOSŤ SÚČiniteľa TEPLoty C_{P3} NA PREVÁDZKOVEJ TEPLOTE V OBLASTI KONTAKTU T [7]	70
OBR. 6-7 ZÁVISLOSŤ SÚČiniteľa DRSNOSTI C_{P4} NA DRSNOSTI OTOČNÉHO ČAPU R_A [17]	71
OBR. 6-8 ŠTRUKTÚRA KLZNÉHO PÚZDRA DEVA TEX, (1) SKLOLAMINÁTOVÝ ZÁKLAD ZALIIATY V EPOXIDE, (2) KLZNÁ VRSTVA TVORENÁ VLÁKNAMI A EXPOXIDOM S PTFE AKO PEVNÉ MAZIVO	77
OBR. 6-9 PRIEBEH MERANEJ TRECEJ SILY V RÁMCI JEDNEJ PERIÓDY, Z PRIEBEHU JE URČENÁ VEĽKOSŤ OBLASTI STICK-SLIP EFEKTU E A DĹŽKE SKLZU (SLIDING) [12]	78
OBR. 6-10 ZÁVISLOSŤ SÚČiniteľa TRENIA U A LINEÁRNEHO OPOTREBOVANIA NA KLZNEJ DĹŽKE, (A) PRE KLZNÉ PÚZDRO DEVA TEX, (B) PRE KLZNÉ PÚZDRO OILES 500 [11]	79

12 ZOZNAM GRAFOV

GRAF 5-1 ZÁVISLOSŤ MAXIMÁLNEHO KONTAKNÉHO TLAKU P_{MAX} A PRIEMERNÉHO KONTAKNÉHO TLAKU P_M NA FAKTORE NORMÁLOVEJ TUHOSTI „NORMAL STIFFNESS“ (NS)	57
GRAF 5-2 ZÁVISLOSŤ MAXIMÁLNEHO KONTAKNÉHO TLAKU P_{MAX} A PRIEMERNÉHO KONTAKNÉHO TLAKU P_M NA VÔLI ULOŽENIA ΔD ; ZOBRAZENÉ ROZDELENIE NA OBLASŤ VÝROBNEJ VÔLE A OBLASŤ OPOTREBOVANIA	62
GRAF 5-3 ZÁVISLOSŤ MAXIMÁLNEHO KONTAKNÉHO TLAKU P_{MAX} NA PERCENTUÁLNOU VÝKONOVOM ZAŤAŽENÍ TUBÍNY; VPLYV TLAKOVÝCH PULZÁCIÍ NA TLAK P_{MAX} ZOBRAZUJE ROZSAH UVEDENÝ V KAŽDOM PRACOVNOM BODE	64
GRAF 5-4 ZÁVISLOSŤ PRIEMERNÉHO KONTAKNÉHO TLAKU P_M NA PERCENTUÁLNOU VÝKONOVOM ZAŤAŽENÍ TUBÍNY; VPLYV TLAKOVÝCH PULZÁCIÍ NA TLAK P_M ZOBRAZUJE ROZSAH UVEDENÝ V KAŽDOM PRACOVNOM BODE	64

13 ZOZNAM TABULIEK

TAB. 3-1 PARAMETRE TURBÍNY INŠTALOVANEJ NA ELEKTRÁRNI SLAPY	38
TAB. 4-1 KVALITATÍVNE PARAMETRE VYTVORENEJ SIETE	44
TAB. 4-2 TYPY A PARAMETRE OKRAJOVÝCH PODMIENOK	45
TAB. 4-3 VÝSLEDKY VZTLAKOVEJ SILY F_L A ODPOROVEJ SILY F_D PRE JEDNOTLIVÉ UHLY NÁBEHU V ROZSAHU $\alpha = 1-8^\circ$	50
TAB. 5-1 ZAŤAŽENIE OTOČNÉHO ČAPU NA ZÁKLADE VÝKONOVEJ HLADINY TURBÍNY	53
TAB. 5-2 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI PRE KONŠTRUKČNÚ OCEĽ ZADANÁ DO MKP VÝPOČTU	54
TAB. 5-3 MATERIÁLOVÉ VLASTNOSTI PRE ZLIATINY MEDI ZADANÁ DO MKP VÝPOČTU	54
TAB. 5-4 HODNOTY KONTAKTNÉHO TLAKU (P_{MAX} A P_M) V ZÁVISLOSTI NA VÔLI ΔD PRE VONKAJŠIE KLZNÉ PÚZDRO VN; UVEDENÁ PERCENTUÁLNA ZMENA ΔP VOČI POČIATOČNEJ HODNOTE	62
TAB. 5-5 HODNOTY KONTAKTNÉHO TLAKU (P_{MAX} A P_M) V ZÁVISLOSTI NA VÔLI ΔD PRE VNÚTORNÉ KLZNÉ PÚZDRO VU; UVEDENÁ PERCENTUÁLNA ZMENA ΔP VOČI POČIATOČNEJ HODNOTE	63
TAB. 5-6 HODNOTY PRIEMERNÉHO KONTAKTNÉHO TLAKU P_M V ZÁVISLOSTI NA PERCENTUÁLNOM ZAŤAŽENÍ TURBÍNY; VONKAJŠIE KLZNÉ PÚZDRO VN, VNÚTORNÉ KLZNÉ PÚZDRO VU	65
TAB. 6-1 VYHODNOTENIE PRACOVNÉHO CYKLU	67
TAB. 6-2 RÝCHLOSŤ KLZNÉHO ULOŽENIA v_R PRE VONKAJŠIE A VNÚTORNÉ PÚZDRO (D_L – PRIEMER PÚZDRA)	69
TAB. 6-3 VÝSLEDNÉ HODNOTY PRE VONKAJŠIE KLZNÉ PÚZDRO NA ZÁKLADE ZAŤAŽENIA PRI JEDNOTLIVÝCH VÝKONOVÝCH HLADINÁCH	74
TAB. 6-4 VÝSLEDNÉ HODNOTY PRE VNÚTORNÉ KLZNÉ PÚZDRO NA ZÁKLADE ZAŤAŽENIA PRI JEDNOTLIVÝCH VÝKONOVÝCH HLADINÁCH	74
TAB. 6-5 PREVÁDZKOVÉ PARAMETRE PRE VÝPOČET ŽIVOTNOSTI	75
TAB. 6-6 VÝSLEDNÉ HODNOTY ČASOVEJ ŽIVOTNOSTI G_H A CELKOVEJ SKLZNEJ DĹŽKY L_H PRE VONKAŠIE VN A VNÚTORNÉ VU KLZNÉ PÚZDRO; HODNOTA POČTU REGULAČNÝCH ZÁSAHOV N_{REG}	76
TAB. 6-7 KOREKCIA ŽIVOTNOSTI A CELKOVEJ SKLZNEJ DĹŽKY PRE VONKAJŠIE KLZNÉ PÚZDRO NA ZÁKLADE STICK-SLIP EFEKTU	78