



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

**VÝVOJ ALGORITMU PRO VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ
VLASTNOSTÍ SEGMENTOVÝCH HYDRODYNAMICKÝCH
LOŽISEK**

**DEVELOPMENT OF ALGORITHM FOR COMPUTATIONAL
MODELLING OF PIVOTED-PAD JOURNAL BEARINGS**

ZKRÁCENÁ VERZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

OBOR

INŽENÝRSKÁ MECHANIKA

AUTOR PRÁCE

Ing. Jan Pokorný

ŠKOLITEL

doc. Ing. Tomáš Návrát, Ph.D.

OPONENTI

**prof. Ing. Ivan Křupka, Ph.D.
Ing. Jiří Šimek, CSc.**

DATUM OBHAJOBY

1. června 2023

BRNO 2023

Klíčová slova

Hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty, zobecněná Reynoldsova rovnice, metoda konečných objemů, Python, tuhost, tlumení, výpočet, experiment

Keywords

Hydrodynamic tilting-pad bearing, generalised Reynolds equation, Finite Volume Method, Python, stiffness, damping, numerical analysis, experiment

Místo uložení práce

Vysoké učení technické v Brně
Fakulta strojního inženýrství
Technická 2896/2
616 69 Brno

Obsah

1 Úvod	5
2 Problémová situace	6
3 Vymezení problému a cílů řešení	7
4 Současný stav poznání.....	9
5 Výpočet statických charakteristik ložiska.....	11
6 Výpočet dynamických charakteristik ložiska.....	18
7 Ověření výsledků výpočtů pomocí experimentu	23
7.1 Ověření výsledků statické rovnovážné polohy	23
7.2 Ověření výsledků dynamických charakteristik.....	25
8 Shrnutí.....	27
9 Závěr	28
Seznam použitých zdrojů	29
Životopis autora	31
Abstrakt.....	32

1 Úvod

Správná funkce ložisek je nezbytnou podmínkou pro spolehlivý provoz rotačních strojů. S rostoucími požadavky na rotační stroje se rotor spolu se zvolenými ložisky stává klíčovou komponentou při návrhu těchto strojů. K uložení rotorů se používají jednak ložiska s valivými elementy a dále kluzná ložiska, přičemž volba jejich maziva se liší v závislosti na otáčkách a zatížení. Pro velmi vysoké otáčky lze u kluzných ložisek využít plynná maziva, zatímco pro nižší kluzné rychlosti a větší měrná zatížení jsou vhodnější kapalná maziva. Kluzná ložiska mají oproti ložiskům s valivými elementy výhodu v menších zástavbových rozměrech, ale hlavně ve schopnosti tlumit vibrace. V této oblasti jsou velmi často používána hydrodynamická ložiska, u kterých se díky viskozitě kapaliny vytváří tenký mazací film. Tento film od sebe zcela odděluje kluzné povrchy, a právě díky němu mají hydrodynamická ložiska tlumící vlastnosti.

Předkládaná práce se zaměřuje na radiální hydrodynamická ložiska s naklápěcími segmenty. Tato ložiska mají díky pohyblivé konstrukci vysokou odolnost vůči vibracím rotoru. Proto mohou být nasazena do vysokootáčkových aplikací, kde by jiné typy hydrodynamických ložisek trpěly nestabilitou. Naklápění segmentů rovněž zajišťuje optimální tvar kluzného prostoru a rovnoměrnější rozložení hydrodynamického tlaku. Práce se zabývá zejména výpočtovým modelováním dynamických charakteristik těchto ložisek a ověřením získaných výsledků pomocí experimentálních dat převzatých z literatury a vlastního měření.

2 Problémová situace

Zvyšování účinnosti rotačních strojů vede ke zvyšování jejich specifického výkonu. Z tohoto důvodu se snižuje hmotnost a rostou otáčky rotorů těchto zařízení. Při návrhu rotačních strojů je proto nutné řešit rotor nejen z pevnostního hlediska, ale také z pohledu dynamiky. Aby však bylo možné provádět analýzy dynamiky rotorů korektně, je třeba znát dynamické charakteristiky uložení rotorů, tzn. použitých ložisek.

Dynamické charakteristiky ložisek jsou koeficienty tuhosti a tlumení. Tyto koeficienty jsou obsaženy v matici tuhosti, resp. tlumení. Každá z těchto matic obsahuje čtyři prvky, přičemž dva z nich na hlavní diagonále jsou prvky hlavní a zbývající dva pak prvky vedlejší. Experimentální určení těchto koeficientů je velice nákladné. Vyžaduje totiž sofistikované měřicí zařízení, které je použitelné pouze pro určité rozměry a typ ložisek. Z tohoto důvodu je zde snaha určit koeficienty tuhosti a tlumení ložisek výpočtovým modelováním. Pomocí výpočtového modelování je totiž možné získat výsledky nejen pro ložiska různých geometrií, otáček, zatížení a maziv, ale také výsledky veličin, které experimentálně nelze určit, nebo je lze určit velmi obtížně. Příkladem může být rozložení teploty v mazacím filmu nebo segmentech, průběh tloušťky mazacího filmu po obvodu ložiska atd. Tyto veličiny by bylo velmi složité a nákladné zjišťovat experimentálně, zvláště u ložisek menších rozměrů.

Pro určení koeficientů tuhosti a tlumení radiálního hydrodynamického ložiska s naklápěcími segmenty výpočtovým modelováním je třeba vytvořit výpočtový model ložiska. Vytvoření výpočtového modelu pro tento typ ložiska představuje řešení komplexního problému. Tento výpočtový model se skládá z mnoha dílčích modelů. Budou vybrány takové dílčí modely, které jsou významné pro řešení daného problému. Jedná se model geometrie ložiska, modely hydraulických a energetických procesů, model mísení maziva, modely naklápění a deformace segmentů aj. Bude také kladen důraz na vytvoření dostatečně přesného a současně efektivního výpočtového modelu ložiska.

3 Vymezení problému a cílů řešení

Na výše uvedených základech byl formulován následující problém:

Vytvořit algoritmus pro výpočtové modelování radiálního hydrodynamického ložiska s naklápěcími segmenty pro určení dynamických charakteristik ložiska

Předkládaná práce se omezuje pouze na tento uvedený problém, jehož řešení je nezbytně nutné pro další analýzy dynamiky rotoru.

Navrhovaný výpočtový model ložiska musí uvažovat interakci rotoru a naklápěcích segmentů s mazacím médiem, která zahrnuje účinky polí různé fyzikální povahy. Jedná se o mechanickou, hydraulickou a energetickou interakci. Proto se výpočtový model bude skládat z dílčích modelů, které vzájemně interagují.

Jedním z dílčích výpočtových modelů je model geometrie, který se neustále aktualizuje. Tento model vychází z geometrie kluzného prostoru, jež se mění nejen s jakýmkoliv pohybem rotoru, ale také s pohybem každého segmentu. Naklápěcí segmenty a rotor od sebe odděluje tenký mazací film. V této tenké vrstvě maziva se vytváří hydrodynamické tlakové pole, které popisuje model hydraulických procesů. Vlivem vnitřního tření v mazacím filmu dále vzniká teplo. K přenosu tohoto tepla dochází nejen uvnitř mazacího filmu, ale také mezi mazacím filmem a dalšími částmi ložiska. Odpovídající teplotní pole v ložisku lze určit s využitím modelu energetických procesů.

Pro zabránění přehřívání maziva se do ložiska doplňuje studené mazivo ze zásobníku. V prostoru mezi segmenty tak dochází k mísení studeného a teplého maziva. Výsledný teplotní profil vstupující na náběžnou hranu každého segmentu lze určit na základě modelu mísení. Tento teplotní profil ovlivňuje teplotní pole v mazacím filmu, tudíž je zapotřebí uvažovat interakci modelu mísení s modelem energetických procesů. Tlakové a teplotní pole v ložisku jsou na sobě také závislá. Teplota ovlivňuje zvláště viskozitu maziva, na které závisí hydrodynamický tlak. Proto je třeba brát v úvahu interakci mezi modelem hydraulických procesů a modelem energetických procesů. Díky této interakci lze získat ustálené řešení obou uvedených polí, která jsou vzájemně kompatibilní.

Na rozdíl od ložisek s pevnou geometrií dochází u ložisek s naklápěcími segmenty k naklápění a deformaci jejich segmentů. Naklápění segmentů je projevem interakce mezi segmenty a hydrodynamickým tlakovým polem. Segmenty se naklápí do takové polohy, aby byla na každém z nich splněna momentová rovnováha vzhledem k rotační podpoře. Rovnovážné naklopení lze určit na základě modelu naklápění segmentů. Deformace segmentů je také projevem interakce. Jedná se však o interakci mezi segmenty, hydrodynamickým tlakovým polem a teplotním polem uvnitř segmentů. Pro řešení této deformace slouží model deformace segmentů.

Naklápění i deformace segmentů způsobují změnu tloušťky mazacího filmu, která se projevuje změnou modelu geometrie. Každá změna modelu geometrie však ovlivňuje model hydraulických procesů a všechny další zmíněné dílčí modely z důvodu jejich vzájemné interakce. Jinými slovy, každé naklopení segmentů

způsobuje změnu geometrie ložiska, a tudíž také ustáleného hydrodynamického tlaku, který naklopení původně vyvolal. Spolu s tlakem se mění rovněž ustálené teplotní pole a deformace segmentů. Změna naklopení segmentů tedy v důsledku vyvolá další změnu sebe sama. Proto je třeba nalézt ustálený stav, kdy k takovým změnám již nedochází.

Získání koeficientů tuhosti a tlumení ložiska je možné pouze na základě známé statické rovnovážné polohy rotoru, rovnovážného naklopení a deformace segmentů. Tyto parametry, na kterých je závislá tloušťka mazacího filmu, však předem známe nejsou. Rovnovážnou polohu ložiska pro zvolené otáčky a zatížení je proto nutné určit. Hledá se taková poloha rotoru a segmentů, kdy je splněna rovnováha mezi vnějším zatížením a výslednicí hydrodynamického tlakového pole. Vzhledem k závislosti tlakového pole na tloušťce mazacího filmu se jedná o inverzní úlohu vyžadující řešení všech uvedených dílčích modelů se vzájemnou interakcí.

Aby bylo možné při řešení postihnout všechny zmíněné vlivy, byly pro tuto práci stanoveny následující cíle:

- Vytvoření modelu hydraulických procesů pro výpočet hydrodynamického tlakového pole v mazacím filmu
- Vytvoření modelu energetických procesů pro výpočet teplotního pole v mazacím filmu a segmentech
- Vytvoření modelu mísení maziva, modelu naklápění segmentů a modelu deformace segmentů
- Zahrnutí interakcí mezi všemi dílčími modely umožňující nalezení ustáleného řešení vzájemně kompatibilních polí tlaku a teploty
- Nalezení statické rovnovážné polohy rotoru a segmentů pro zvolené otáčky a zatížení ložiska
- Vytvoření modelu pro výpočet koeficientů tuhosti a tlumení
- Vytvoření algoritmu pro výpočtové modelování ložiska zahrnujícího uvedené dílčí modely včetně interakce mezi nimi

4 Současný stav poznání

Ložiska s naklápěcími segmenty charakterizuje odolnost vůči vibracím. Při správném návrhu je lze využít pro nízká i vysoká zatížení. Díky naklápění segmentů se tato ložiska přizpůsobují vlivem hydrodynamických sil tak, aby pracovala při optimální tloušťce mazacího filmu pro dané úhlové rychlosti a zatížení. Tato schopnost provozu v širokém rozsahu otáček a zatížení je důležitá zvláště u vysokorychlostních převodů s mnoha možnými kombinacemi vstupních a výstupních otáček. Další výhodou ložisek s naklápěcími segmenty je schopnost přizpůsobit se při nesouososti rotoru s ložiskem. Díky relativně malému poměru šířky ložiska k jeho průměru je tato absorpce nesouososti vcelku snadná [1].

Tuhost ložiska závisí na tloušťce mazacího filmu, takže kritické otáčky rotoru jsou do jisté míry ovlivňovány touto tloušťkou. Díky tomu mají ložiska s naklápěcími segmenty z pohledu kritických otáček největší volnost při návrhu. V návrhové fázi ložiska lze provádět např. tyto změny [1]:

- Počet segmentů může být tři a více.
- Zatížení může směřovat přímo na segment nebo mezi dva segmenty.
- Měrné zatížení segmentu lze ovlivnit nejen délkou v obvodovém směru, ale také ve směru axiálním.
- Předpětí ložiska ovlivňuje poloměr zaoblení segmentů vzhledem k poloměru rotačního čepu.
- Poloha podepření segmentu může být zvolena tak, aby ložisko pracovalo s mazacím filmem o maximální tloušťce.

Ložiska s naklápěcími segmenty mají nezastupitelnou roli v oblasti vysokootáčkových rotorových soustav zejména z důvodu vysoké dynamické stability. Za vysokootáčkové rotorové soustavy jsou považovány takové soustavy, které pracují při rychlostech nad prvními kritickými otáčkami soustavy. Rotorová soustava zahrnuje rotor, použitá ložiska, ložisková tělesa, těsnění (dotykové těsnění nebo bezdotykové labyrinty), spojky a další součásti připojené k rotoru. Vlastní frekvence rotorové soustavy je tudíž závislá na tuhosti a tlumení všech těchto komponent [1].

Statické a dynamické charakteristiky hydrodynamických ložisek závisí na hydrodynamickém tlakovém poli, které se vytváří mezi kluznými plochami ložiska. Pro výpočet hydrodynamického tlaku lze využít zobecněná Reynoldsova rovnice. Tato rovnice díky zobecnění umožňuje zahrnout změny viskozity a hustoty maziva a dále také modelovat vliv turbulence. Tento vliv je zahrnut pomocí korekčních faktorů. Existuje více přístupů, které jsou využívány pro vyjádření těchto faktorů, ve všech případech jsou však definovány v závislosti na hodnotě Reynoldsova čísla.

Z důvodu výrazné teplotní závislosti zvláště viskozity maziva je důležité do výpočtu zahrnout změnu teploty ložiska. Nejjednodušší možností spočívá ve využití efektivní viskozity [14]. Tato viskozita je určena na základě průměrné hodnoty teploty. Ukázalo se však, že koncept efektivní viskozity není vhodný. U ložisek velkých průměrů nebo s vysokým zatížením je totiž vliv teploty natolik významný, že

jej není možné postihnout za předpokladu efektivní viskozity, která je považována za konstantní v celém ložisku. Pro správné určení teploty navíc nestačí uvažovat pouze proměnnou viskozitu maziva, ale také odpovídající režim proudění [14]. Za tímto účelem vznikl termo-hydrodynamický (THD) přístup. Tento přístup využívá výpočet teploty a viskozity v diskrétních bodech mazacího filmu a zohledňuje tyto hodnoty při určování vlastností ložiska. I když k velkému nárůstu teploty dochází u ložisek pracujících v laminárním režimu proudění, v turbulentním režimu hraje THD přístup ještě důležitější roli.

Výrazný vliv na vlastnosti ložiska však mají také další procesy, které je nutné do výpočtu zahrnout. Změnu teploty maziva např. ovlivňuje mísení dodávaného studeného maziva spolu s ohřátým mazivem v prostoru mezi segmenty. Veškeré teplotní procesy v ložisku je navíc nutné řešit iteračně, dokud nenastane ustálený stav. Do řešení také vstupuje deformace a zejména naklápění segmentů, díky němuž mají ložiska s naklápěcími segmenty jedinečné vlastnosti. Zahrnutí deformací segmentů vlivem zatížení od hydrodynamického tlaku a teplotního gradientu po jejich tloušťce vedlo rozšíření THD přístupu na termo-elasto-hydrodynamický (TEHD) přístup.

Pro určení statických charakteristik radiálního hydrodynamického ložiska s naklápěcími segmenty výpočtovým modelováním je vhodné vytvořit dílčí výpočtové modely, které popisují výše uvedené procesy a pomocí vhodně navrženého algoritmu zahrnout také jejich vzájemnou interakci. Lze zhodnotit, že dostupná literatura uvádí různé přístupy při vytváření těchto dílčích výpočtových modelů. V mnoha případech je pak výsledný algoritmus součástí komerčně dostupného řešení, a proto nejsou jeho dílčí části podrobně popsány, případně není uveden způsob realizace interakcí mezi nimi. Podobná situace platí pro následné určení dynamických charakteristik ložiska.

Snad největší nedostatky literatury lze zaznamenat při hledání statické rovnovážné polohy ložiska. Protože výpočtová náročnost modelu ložiska s naklápěcími segmenty je řádově vyšší než v případě ložiska s pevnou geometrií, vyžaduje každé jeho řešení pro předem danou polohu rotoru řádově více času. Proto významně záleží na počtu iterací potřebných k nalezení této rovnovážné polohy. Tudíž je zde snaha vytvořit dostatečně přesný a současně efektivní výpočtový model radiálního ložiska s naklápěcími segmenty se vzájemnou interakcí jeho dílčích modelů. Na základě tohoto modelu bude možné určit statickou rovnovážnou polohu ložiska a následně získat koeficienty tuhosti a tlumení.

5 Výpočet statických charakteristik ložiska

Výpočet statických charakteristik ložiska vychází ze statické rovnovážné polohy ložiska, která závisí na výše uvedených dílčích výpočtových modelech se vzájemnou interakcí. V této zkrácené verzi dizertační práce budou uvedeny pouze dva z těchto výpočtových modelů, všechny modely jsou podrobně popsány v dizertační práci.

První z uvedených výpočtových modelů je model hydraulických procesů, díky němuž je možné určit hydrodynamické tlakové pole v mazacím filmu ložiska. Pro popis tohoto pole je využita zobecněná Reynoldsova rovnice. Bezrozměrná forma této rovnice zohledňující proměnnou viskozitou a hustotou má tvar [3][5][6]:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{K_x} \bar{G} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{H^3}{K_y} \bar{G} \frac{\partial P}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{G}_R H) \quad (1)$$

kde θ je souřadnice v obvodovém směru, $\bar{y} = y/R$ je bezrozměrná souřadnice v axiálním směru, R je poloměr čepu, $P = pc^2/U\eta_0 R$ je bezrozměrný tlak, c je radiální vůle ložiska, η_0 je počáteční hodnota dynamické viskozity, U je kluzná rychlost, $H = h/c$ je bezrozměrná tloušťka mazacího filmu, \bar{G} a \bar{G}_R jsou korekční faktory zohledňující vliv viskozity a hustoty. Hodnoty těchto korekčních faktorů byly autorem upraveny [9]. Vliv turbulence rovnice zahrnuje pomocí faktorů K_x a K_y [1].

Řešení Reynoldsovy rovnice s využitím metody konečných objemů je autorem naprogramováno v jazyce Python. Z důvodu teplotní závislosti viskozity a hustoty maziva je dále nutné využít model energetických procesů pro určení změny teploty ložiska. Společně s Reynoldsovou rovnicí je pak řešena energetická rovnice v mazacím filmu a segmentech:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{U} T^*) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} (\bar{W} T^*) = \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\Lambda_\theta \frac{\partial T^*}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\Lambda_z \frac{\partial T^*}{\partial \bar{z}} \right) + K_T \phi \quad (2)$$

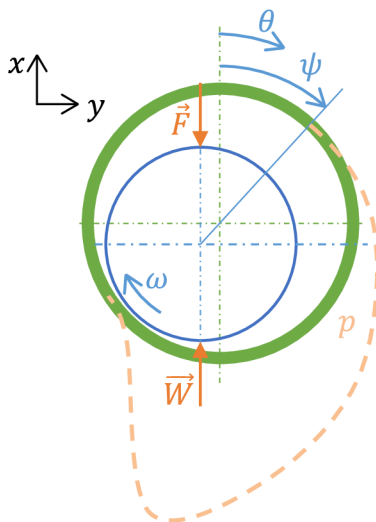
kde $T^* = T/T_0$ je bezrozměrná teplota, T_0 je počáteční teplota, $\bar{z} = z/h$ je souřadnice ve směru tloušťky mazacího filmu, \bar{U} a \bar{W} jsou složky bezrozměrných rychlostí, Λ_θ a Λ_z jsou bezrozměrné tepelné difuzivity, K_T je disipační číslo a ϕ je disipační funkce.

Tato forma energetické rovnice umožňuje na jedné výpočtové doméně řešit současně přenos tepla v mazacím filmu i vedení tepla v segmentech. Její řešení je podobně jako v případě Reynoldsovy rovnice prováděno metodou konečných objemů.

Z důvodu mísení teplého a chladného maziva dodávaného do ložiska je zaveden také model mísení maziva. Díky němu je možné lépe vystihnout teplotu maziva vstupující na náběžnou hranu segmentů. Pro zahrnutí vzájemné interakce modelu hydraulických procesů, modelu energetických procesů a modelu mísení probíhá řešení iteračně, dokud nedojde k nalezení ustáleného řešení hydrodynamického tlaku a teploty v ložisku. Dále je u ložisek s naklápěcími segmenty řešeno naklápění a deformace jejich segmentů. K deformaci segmentů dochází vlivem zatížení od teploty a tlaku. Po zahrnutí uvedených vlivů do řešení, je proveden výpočet statických charakteristik ložiska pro statickou rovnovážnou polohu ložiska.

Tato rovnovážná poloha ale není ve většině případů předem známá. Proto je třeba nalézt takovou polohu čepu uvnitř ložiska, kdy dojde k vytvoření rovnovážného stavu mezi hydrodynamickým tlakovým polem a vnějším zatížením působícím na čep. Navíc musí být splněna momentová rovnováha na všech segmentech, tzn. všechny segmenty musí být rovnovážně naklopeny.

Z důvodu popisu účinků hydrodynamického tlakového pole je vyjádřena jeho silová výslednice \vec{W} , jedná se o staticky ekvivalentní náhradu hydrodynamického tlaku působícího na čep pomocí vektoru síly. Díky tomu může být hledána rovnovážná poloha čepu na základě rovnováhy mezi touto výslednicí \vec{W} a vektorem vnějšího zatížení \vec{F} (obr. 1).



Obr. 1 Staticky rovnovážná poloha radiálního hydrodynamického ložiska

Výpočet silové výslednice \vec{W} je realizován integrací hydrodynamického tlaku přes celé ložisko:

$$\vec{W} = \int_0^b \int_0^{2\pi} p \cdot \vec{n} R d\theta dy \quad (3)$$

kde p značí hydrodynamický tlak, jednotkový vektor $\vec{n} = (-\cos \theta ; -\sin \theta)$ a b je šířka ložiska.

Poloha čepu uvnitř ložiska je jednoznačně definována v polárních souřadnicích pomocí excentricity ϵ a úhlu odklonu ψ . Také silovou výslednici je možné vyjádřit v polárním souřadném systému. Z důvodu následného hledání rovnovážné polohy mezi touto výslednicí a vektorem vnějšího zatížení je vhodné využít chybu W_ϵ silové výslednice a chybu W_ψ jejího natočení vzhledem k vektoru vnějšího zatížení \vec{F} :

$$W_\epsilon = 1 - \frac{\|\vec{W}\|}{F} \quad (4)$$

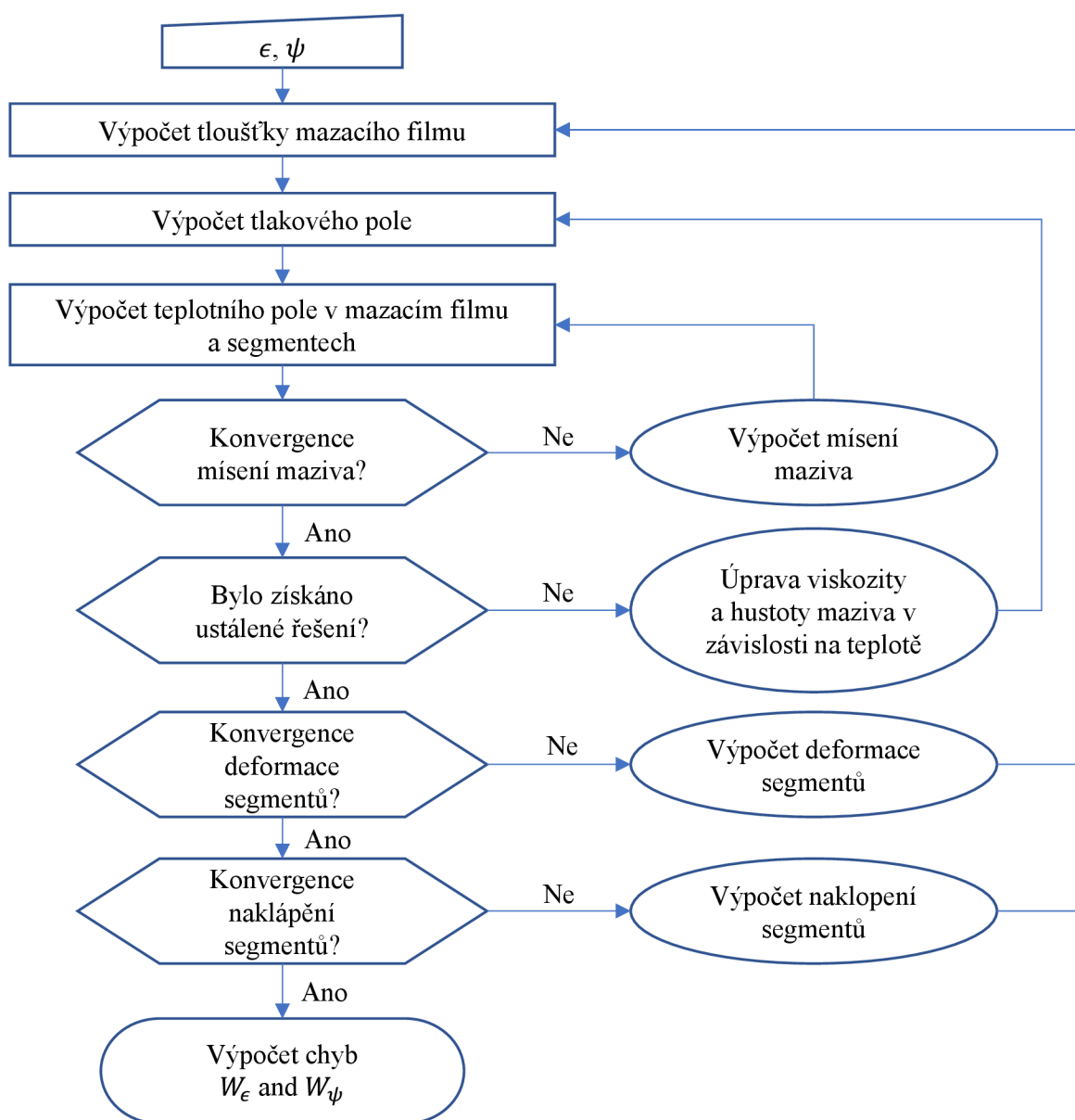
$$W_\psi = \angle(-\vec{F})\vec{W} \quad (5)$$

kde $\|\vec{W}\|$ značí eukleidovskou normu vektoru a \angle úhel mezi dvěma vektory.

Hydrodynamické ložisko s naklápěcími segmenty pak lze formálně nahradit systémem se dvěma vstupy a dvěma výstupy. Vstupy systému jsou excentricita ϵ a úhel odklonu ψ , zatímco výstupy jsou chyba silové výslednice W_ϵ a chyba jejího natočení W_ψ . Tento systém reprezentuje následující funkce:

$$f(\epsilon; \psi) = (W_\epsilon; W_\psi) \quad (6)$$

Hledat rovnovážnou polohu pak v podstatě znamená analyzovat tento systém. Každé vyhodnocení funkce pro zvolené vstupy však znamená provést výpočet hydrodynamického tlakového pole, teplotního pole, zahrnout mísení maziva, nalézt ustálené řešení těchto polí, zahrnout deformaci a naklápění segmentů. Jedná se tedy o časově náročný proces, který je popsán pomocí vývojového diagramu (obr. 2). Konvergence každého procesu na obr. 2 je dána kritériem relativní přesnosti o zvolené velikosti.



Obr. 2 Vývojový diagram řešení rovnovážné polohy ložiska s naklápěcími segmenty

Cílem je tedy určit polohu čepu uvnitř ložiska, ve které budou chyby W_ϵ a W_ψ dostatečně malé. Taková poloha ložiska pak bude označena za staticky rovnovážnou. Pro tento účel byly vytvořeny tři různé skupiny metod, které autor uvedl v publikaci [9].

První skupina obsahuje metody pro hledání kořene funkce jedné proměnné. Druhá skupina zahrnuje optimalizační metody pro funkce více proměnných. Třetí skupina se skládá z metod pro řešení soustav nelineárních rovnic. Ve zmíněné publikaci byly tyto skupiny metod porovnány a byl z nich vybrán nejvhodnější kandidát. Zvolená metoda řešení byla navíc dále upravena pro efektivní určení statické rovnovážné polohy ložiska [9].

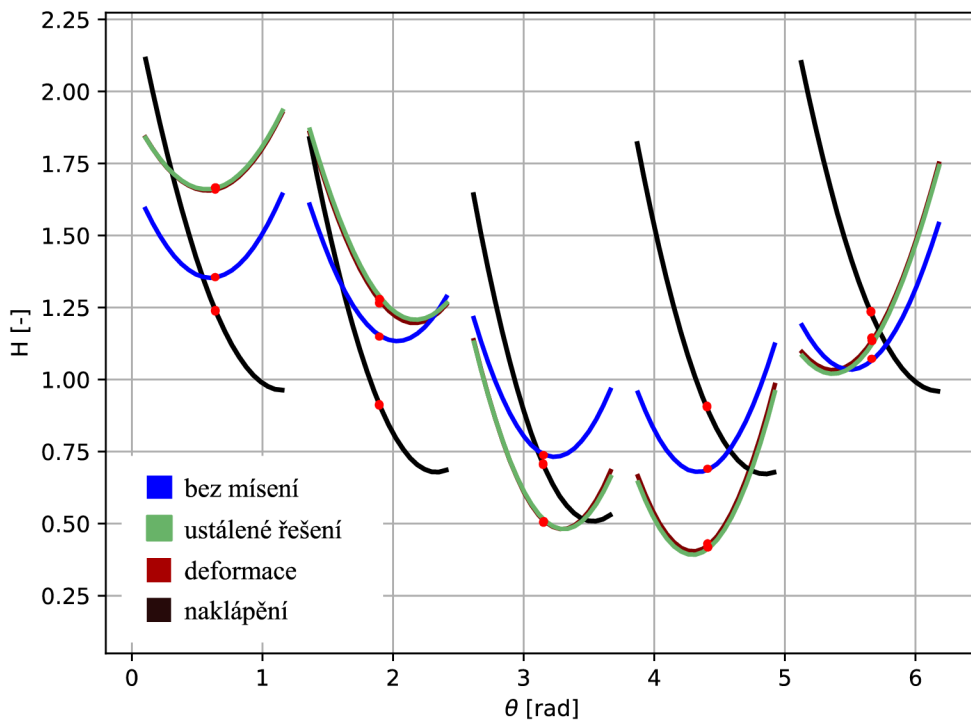
Získané výsledky statických charakteristik jsou prezentovány na ložisku s pěti naklápěcími segmenty pracujícím v daném rozsahu otáček se statickým zatížením. Parametry tohoto ložiska shrnuje tab. 1:

Tab. 1 Parametry radiálního hydrodynamického ložiska s naklápěcími segmenty

Počet segmentů	5 (LOP)
Poloměr ložiska, mm	45
Délka ložiska, mm	63
Radiální montážní vůle, μm	90
Radiální výrobní vůle, μm	300
Středový úhel segmentů, $^\circ$	60
Relativní poloha pivotů	0.5
Vstupní teplota oleje, $^\circ\text{C}$	50
Otáčky, min^{-1}	2 000-20 000
Zatížení ložiska, kN	5.67
Typ oleje	ISO VG 46
Tloušťka segmentů, mm	16.9
Modul pružnosti segmentů, GPa	206
Poissonův poměr segmentů	0.3
Tepelná vodivost segmentů, W/mK	46.51
Součinitel teplotní roztažnosti segmentů, $10^{-6} 1/\text{K}$	11.5
Měrná tepelná kapacita segmentů, J/kg K	460
Hustota segmentů, kg/m^3	7840

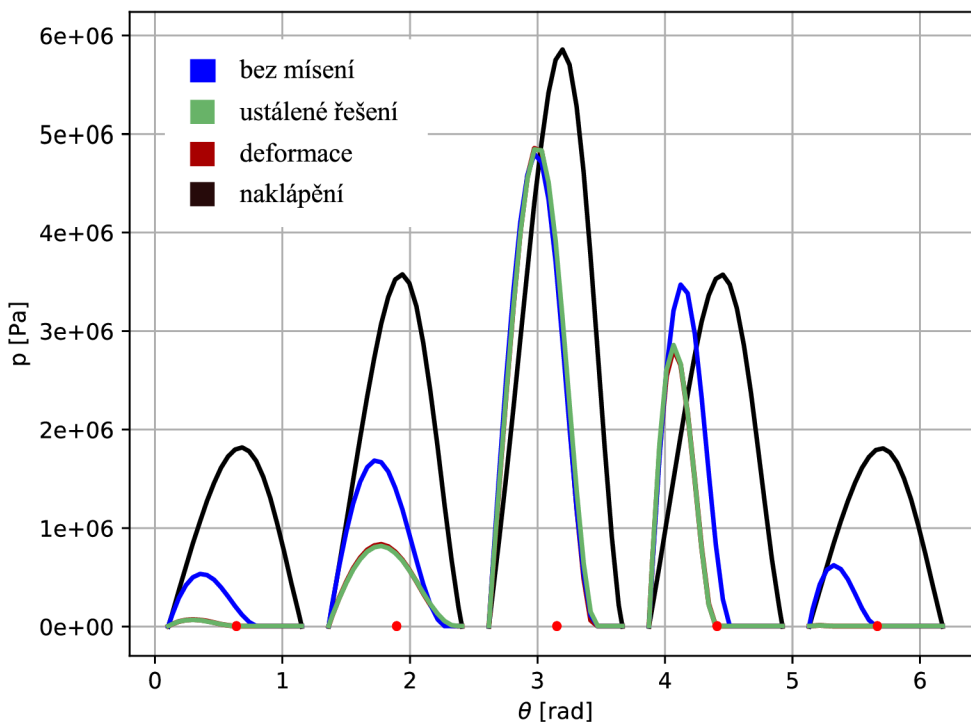
Bylo provedeno srovnání vlivů jednotlivých výpočtových modelů na vlastnosti uvedeného ložiska. Na obr. 3 jsou zobrazeny výsledky bez zahrnutí modelu mísení následně po nalezení ustáleného řešení, a dále se zahrnutím modelů deformace a naklápění. Naklápění má nejvýraznější vliv na tloušťku mazacího filmu ve srovnání s ostatními vlivy (obr. 3). Díky naklápění je na všech segmentech vytvořena konvergentní mazací mezera, která podporuje vytváření hydrodynamického tlakového pole. Na náběžných hranách segmentů je proto větší tloušťka mazacího filmu než na odtokových, díky čemuž se do ložiska dostává dostatek maziva a je zajištěno jeho dostatečné chlazení. Na druhé straně deformace segmentů má velmi malý vliv, její výsledky se téměř překrývají s výsledky ustáleného řešení. Poloha pivotů je znázorněna červeně. Pivoty se posouvají ve vertikálním směru (obr. 3), což ale neznamená, že by ve skutečnosti docházelo k jejich pohybu v radiálním směru.

Pohyb pivotů na tomto zobrazení je způsoben změnou tloušťky filmu nad jednotlivými pivoty, tedy pohybem středu rotujícího čepu.



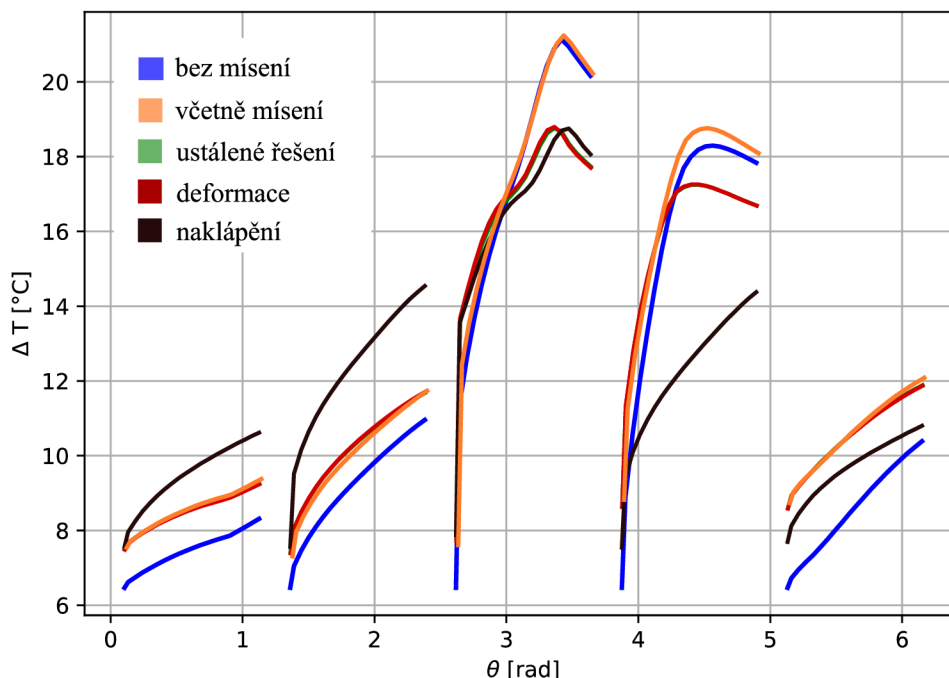
Obr. 3 Bezrozměrná tloušťka filmu – srovnání jednotlivých vlivů, ložisko s pěti segmenty, 20 000 ot/min

Rozdíly mezi vlivy jednotlivých výpočtových modelů lze pozorovat i na rozložení tlakového pole (obr. 4). Vlivem naklápění se tlakové pole vytváří také na nezátížených segmentech, rozložení tlaku je pak v ložisku symetrické. Největší rozdíl je viditelný u posledního páteho segmentu.



Obr. 4 Hydrodynamický tlak – srovnání jednotlivých vlivů, ložisko s pěti segmenty, 20 000 ot/min

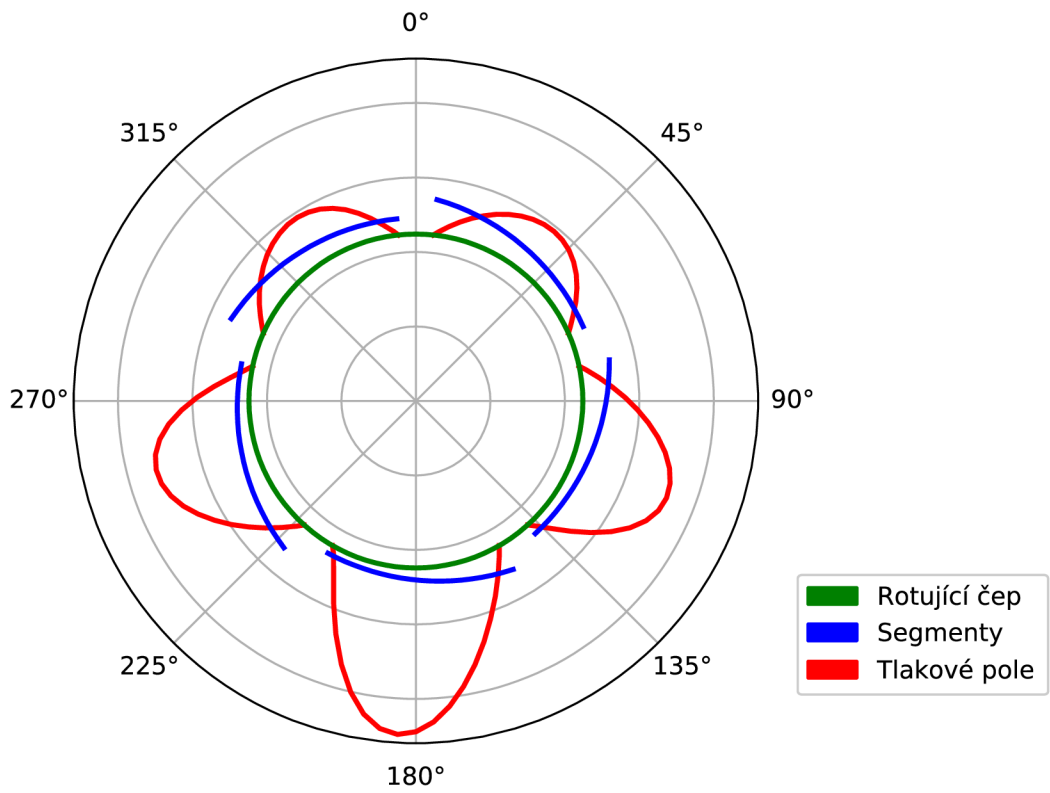
Z pohledu nárůstu teploty v ložisku (obr. 5) došlo také ke změnám. Snad největší změnu lze nalézt u čtvrtého segmentu, kde došlo ke snížení teploty díky většímu množství maziva, které se vlivem naklopení na náběžnou hranu segmentu dostalo. Teplota u náběžné hrany poklesla téměř u všech segmentů, ne u všech však došlo k celkovému snížení nárůstu teploty, protože u nich došlo ke zmenšení tloušťky mazacího filmu, a tedy i k nárůstu třecích ztrát.



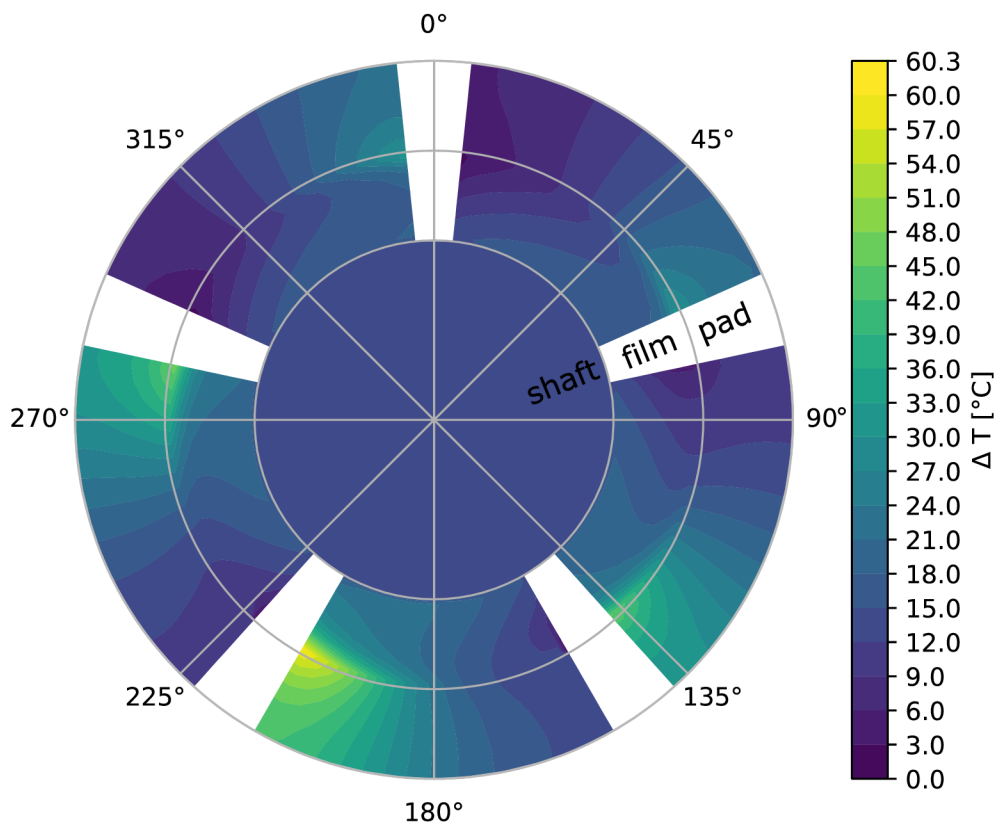
Obr. 5 Srovnání nárůstu průměrné teploty ložiska s pěti segmenty, 2 000 ot/min

Tlakové pole v ložisku včetně naklopení jednotlivých segmentů je uvedeno na obr. 6. Pro názornost je mazací film 50 x zvětšen. Největší hydrodynamický tlak je vytvořen na nejvíce zatíženém spodním segmentu, vlivem relativně velkých otáček se však tlak vytváří na ostatních segmentech.

Průběh změny teploty v segmentech a současně v mazacím filmu ložiska je znázorněn na obr. 7. Pro zobrazení je využito zvětšení tloušťky mazacího filmu tak, aby velikostně odpovídala tloušťce segmentů. K největšímu nárůstu teploty dochází na nejvíce zatížených segmentech (dolní segment a levý dolní segment). Díky jedné výpočtové doméně je zajištěna spojitost teplotních polí a tepelných toků na rozhraní mazacího filmu a segmentů. S rostoucími otáčkami se také zvyšuje nárůst teploty v ložisku, což je patrné ze srovnání s obr. 5.



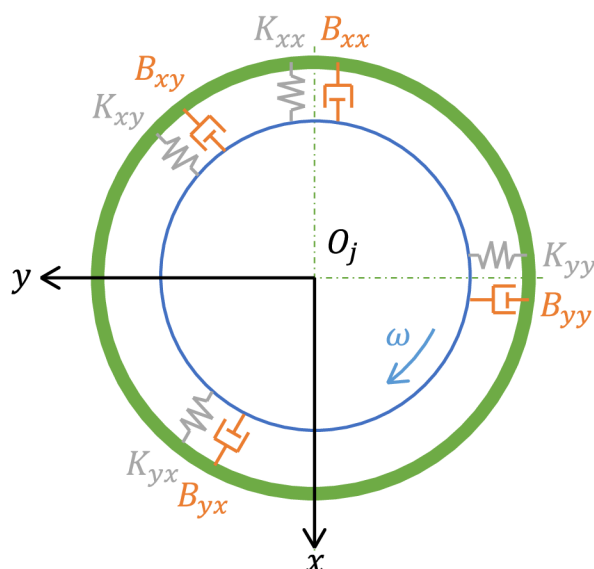
Obr. 6 Schéma segmentového ložiska, 20 000 ot/min



Obr. 7 Nárůst teploty segmentového ložiska, 20 000 ot/min

6 Výpočet dynamických charakteristik ložiska

Na obr. 8 je soustava rotoru a ložiska modelována dynamickým systémem obsahujícím hmotu, mechanické pružiny a tlumiče. Na tomto schématu je polovina hmoty rotoru soustředěna do bodu O_j , což je ustálená poloha rotujícího čepu. Pokud je na tento systém aplikováno buzení F o frekvenci Ω , střed rotoru koná orbitální pohyb kolem bodu O_j . Při tomto pohybu se předpokládá, že dynamické výchylky jsou malé ve srovnání s ložiskovou vůlí. Pro velké výchylky a rychlosti čepu je totiž chování mazacího filmu silně nelineární [14].



Obr. 8 Schématické idealizované zobrazení koeficientů tuhosti a útlumu reprezentovaných mechanickou pružinou a tlumičem, dle [13]

Pro malé dynamické výchylky a rychlosti čepu mohou být hydrodynamické síly linearizovány kolem statické rovnovážné polohy, ale ani v případě této lineární aproximace nemůže být mazací film nahrazen jednoduchým elastickým disipativním systémem. Vedlejší prvky tuhosti a tlumení jsou zde třeba pro popsání závislosti mezi přírůstkem hydrodynamických sil, výchylkami rotujícího čepu a rychlostí těchto výchylek [14]:

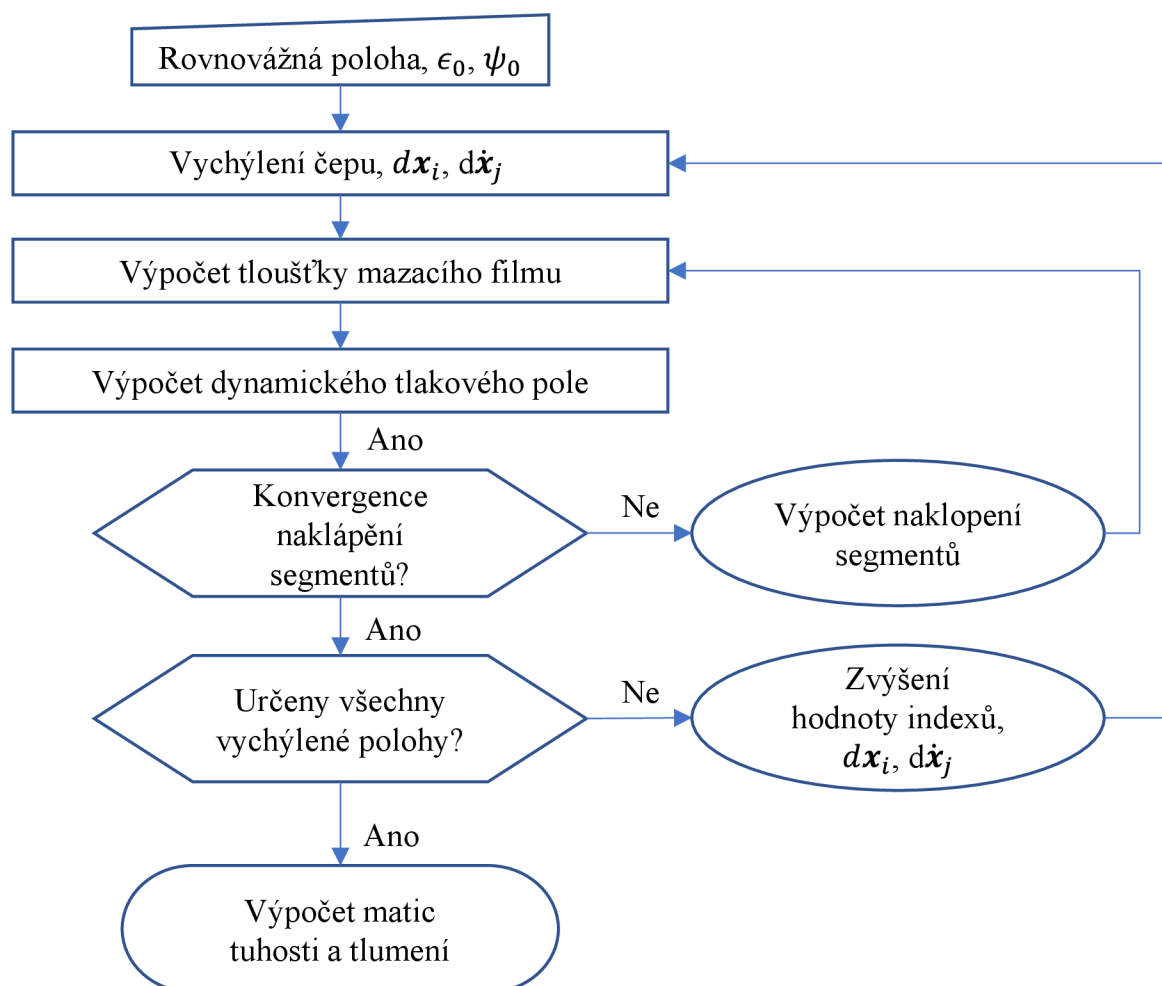
$$\begin{bmatrix} dF_x \\ dF_y \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} dx \\ dy \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} B_{xx} & B_{xy} \\ B_{yx} & B_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} d\dot{x} \\ d\dot{y} \end{bmatrix} \quad (7)$$

kde dF_x a dF_y jsou přírůstky hydrodynamických sil v osových směrech x a y (obr. 8), dx a dy jsou dynamické výchylky středu rotujícího čepu vzhledem k ložiskové pánvi ve stejných osových směrech. Setrvačné účinky mohou být k rovnici (7) také přidány, jsou-li podstatné [4].

Pro výpočtové modelování dynamických charakteristik ložiska je nutné uvažovat výpočtový model platný nejen pro statické, ale také dynamické podmínky. Zápis zobecněné Reynoldsovy rovnice pro výpočet hydrodynamického tlaku při dynamickém zatížení je následující:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{K_x} \bar{G} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{y}} \left(\frac{H^3}{K_y} \bar{G} \frac{\partial P}{\partial \bar{y}} \right) = \frac{\partial}{\partial \theta} (\bar{G}_R H) + \frac{2}{\omega} \frac{\partial}{\partial t} (\bar{G}_R H) \quad (8)$$

kde faktory \bar{G} a \bar{G}_R zohledňují vliv viskozity a hustoty [9], zatímco faktory K_x a K_y zohledňují vliv turbulence [1], θ je souřadnice v obvodovém směru, $\bar{y} = y/R$ je bezrozměrná souřadnice v axiálním směru, R je poloměr čepu, $P = pc^2/U\eta_0 R$ je bezrozměrný tlak, c je radiální vůle ložiska, η_0 je počáteční hodnota dynamické viskozity, U je kluzná rychlost, $H = h/c$ je bezrozměrná tloušťka mazacího filmu, ω je úhlová rychlost čepu.



Obr. 9 Vývojový diagram výpočtu dynamických charakteristik segmentového ložiska

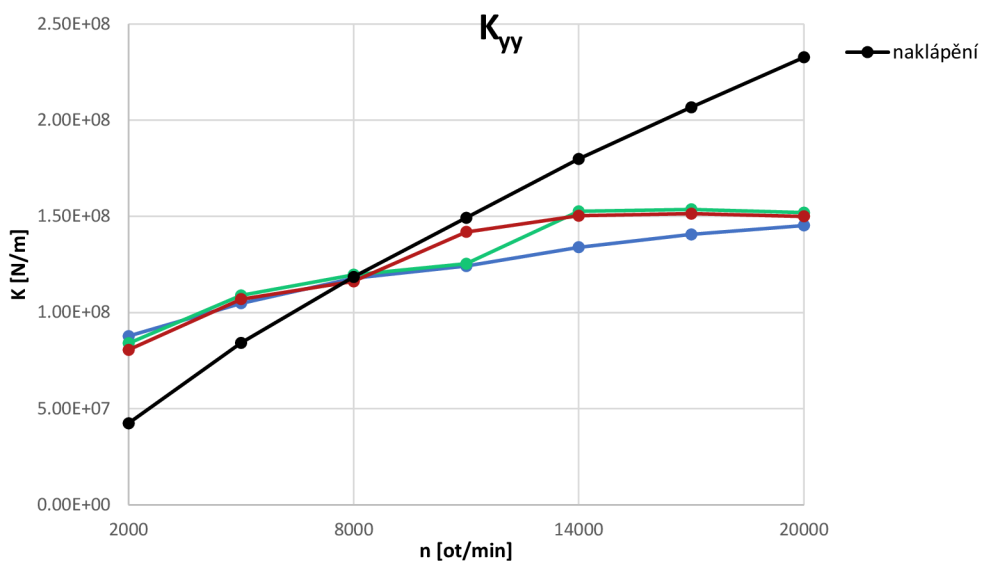
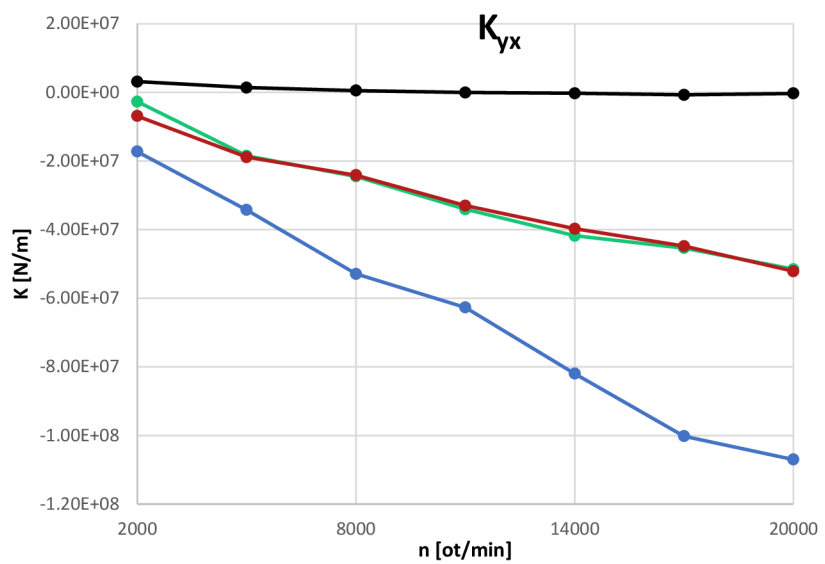
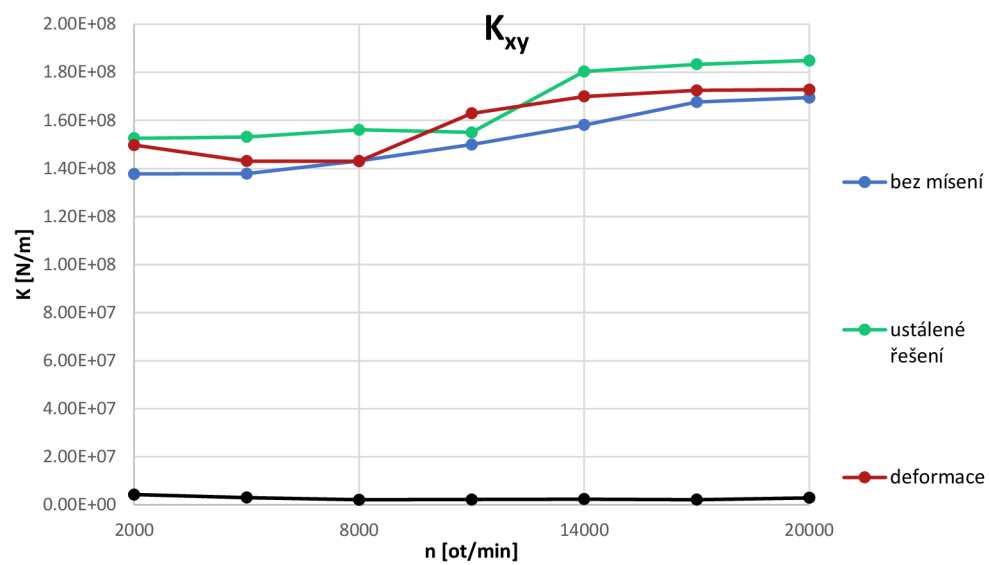
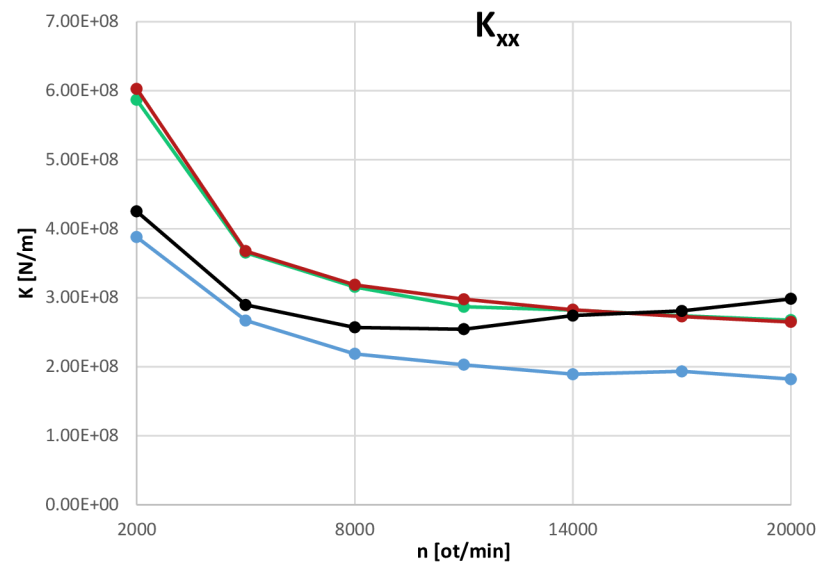
Změna oproti modelu hydraulických procesů při statickém zatížení (kap. 5) je v posledním členu rovnice (8), který statický model neobsahuje. Pro řešení bude využita podobně jako v případě výpočtu statického tlakového pole metoda konečných objemů. Výpočet dynamických charakteristik radiálního ložiska s naklápěcími

segmenty je realizován metodou centrálních diferencí, nazývanou také metoda perturbace [16]. Princip této metody spočívá ve vychýlení rotujícího čepu ze statické rovnovážné polohy pomocí známé výchylky způsobující změnu silových poměrů v ložisku. Výchylka se realizuje izolovaně v obou osových směrech v kladném i záporném smyslu. K určení matice tuhosti je provedeno statické vychýlení čepu, zatímco pro matici tlumení dynamické vychýlení ze statické rovnovážné polohy. Výpočet dynamických charakteristik shrnuje vývojový diagram na obr. 9.

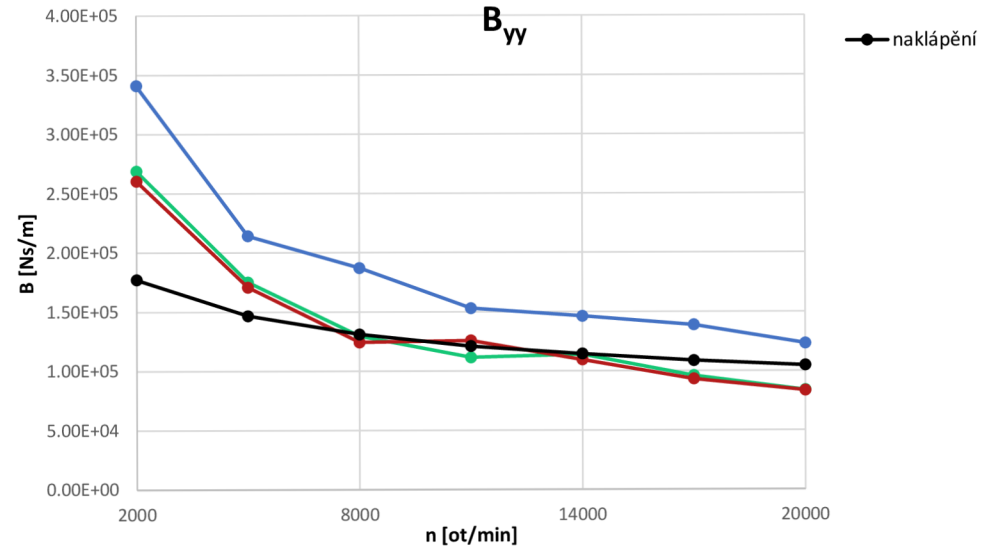
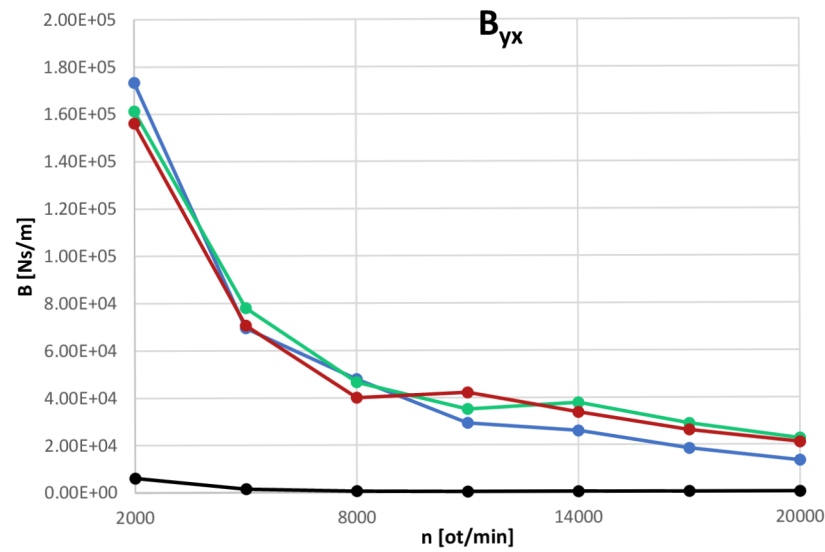
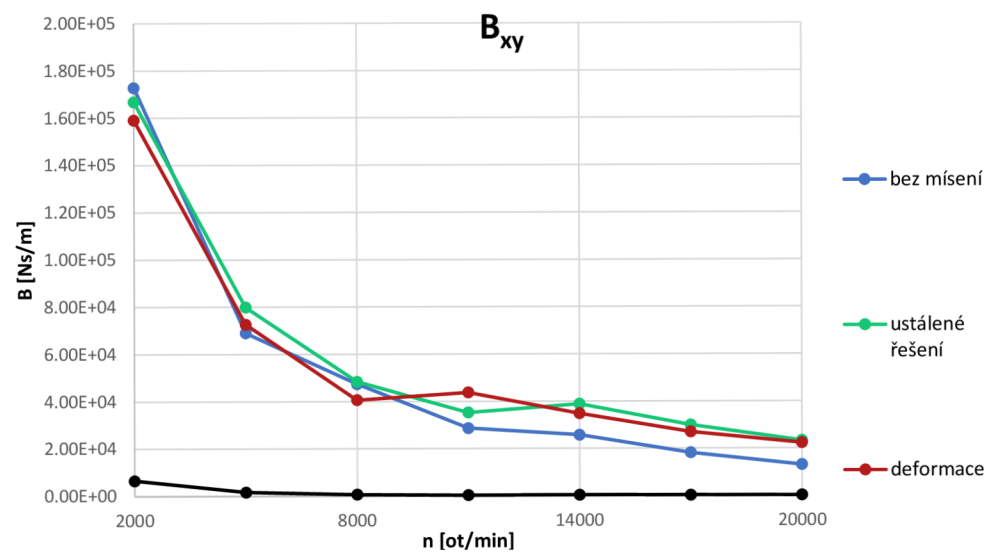
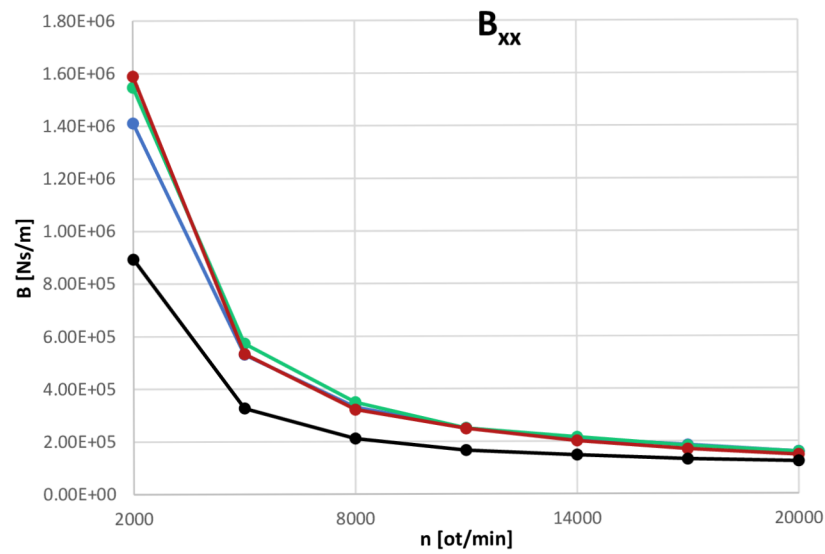
Při všech výpočtech hydrodynamického tlakového pole ve vychýlené poloze není nutné uvažovat celý postup jako při výpočtu rovnovážné polohy (obr. 2). Vzhledem k tomu, že se jedná o malé výchylky z rovnovážné polohy, bylo autorem navrženo při výpočtu vychýlené polohy využít teplotní pole získané z ustáleného řešení platné pro rovnovážnou polohu. Stejně tak bylo navrženo využít deformace segmentů ze staticky rovnovážné polohy. Při výpočtu hydrodynamické síly ve vychýlené poloze je však nezbytné určit aktuální rovnovážné naklápění segmentů. Bez tohoto úkonu by výsledek tuhosti a tlumení nebyl korektní. Naklápění segmentů má totiž příznivý vliv na stabilitu ložiska, a proto způsobuje snížení absolutní hodnoty vedlejších prvků matice tuhosti.

Dále bylo podobně jako v předchozí kapitole provedeno srovnání vlivů jednotlivých výpočtových modelů a interakce mezi nimi na tuhost (obr. 10) a tlumení (obr. 11) ložiska. Na těchto výpočtových modelech je závislý nejen výpočet statické rovnovážné polohy ložiska, ale také jeho dynamických charakteristik. Výsledky jsou uvedeny bez vlivu mísení maziva, pro ustálené řešení tlakového a teplotního pole, dále je uveden vliv deformace segmentů a jejich naklápění. Výsledky jsou získány výše uvedenou metodou centrálních diferencí. Největší vliv na tuhost a tlumení má bezesporu naklápění segmentů, které nejvýrazněji ovlivňuje jejich vedlejší prvky. Tyto prvky jsou díky naklápění řádově nižší. Z pohledu hlavních prvků tuhosti a tlumení již nedochází k tak výraznému ovlivnění, vlivem naklápění jsou tyto prvky mírně menší. Tato vlastnost však neplatí vždy, u hlavních prvků tuhosti dojde u vyšších otáček k jejich zvýšení oproti ustálenému řešení bez naklápění. Tato řešení vychází z odlišné statické rovnovážné polohy ložiska. Na druhé straně má nejméně výrazný vliv na výsledky dynamických charakteristik deformace segmentů, což je podobné jako v případě statického výpočtu. Ještě menší je vliv modelu kavitace, jeho výsledky jsou téměř totožné s výsledky naklápění, proto není tento vliv graficky zobrazen.

Výpočtový model bez mísení maziva a bez následného ustáleného řešení demonstruje pouze teoretickou možnost, kterou ve skutečnosti nelze realizovat. Je zde uveden pouze pro představu, jak důležité je provádět výpočet ustáleného řešení pro nalezení vzájemně kompatibilních polí tlaku a teploty, které jsou svázány viskozitou a hustotou maziva.



Obr. 10 Srovnání koeficientů tuhosti v závislosti na otáčkách, ložisko s pěti segmenty, $D = 90 \text{ mm}$, $L = 63 \text{ mm}$



Obr. 11 Srovnání koeficientů tlumení v závislosti na otáčkách, ložisko s pěti segmenty, $D = 90$ mm, $L = 63$ mm

7 Ověření výsledků výpočtů pomocí experimentu

7.1 Ověření výsledků statické rovnovážné polohy

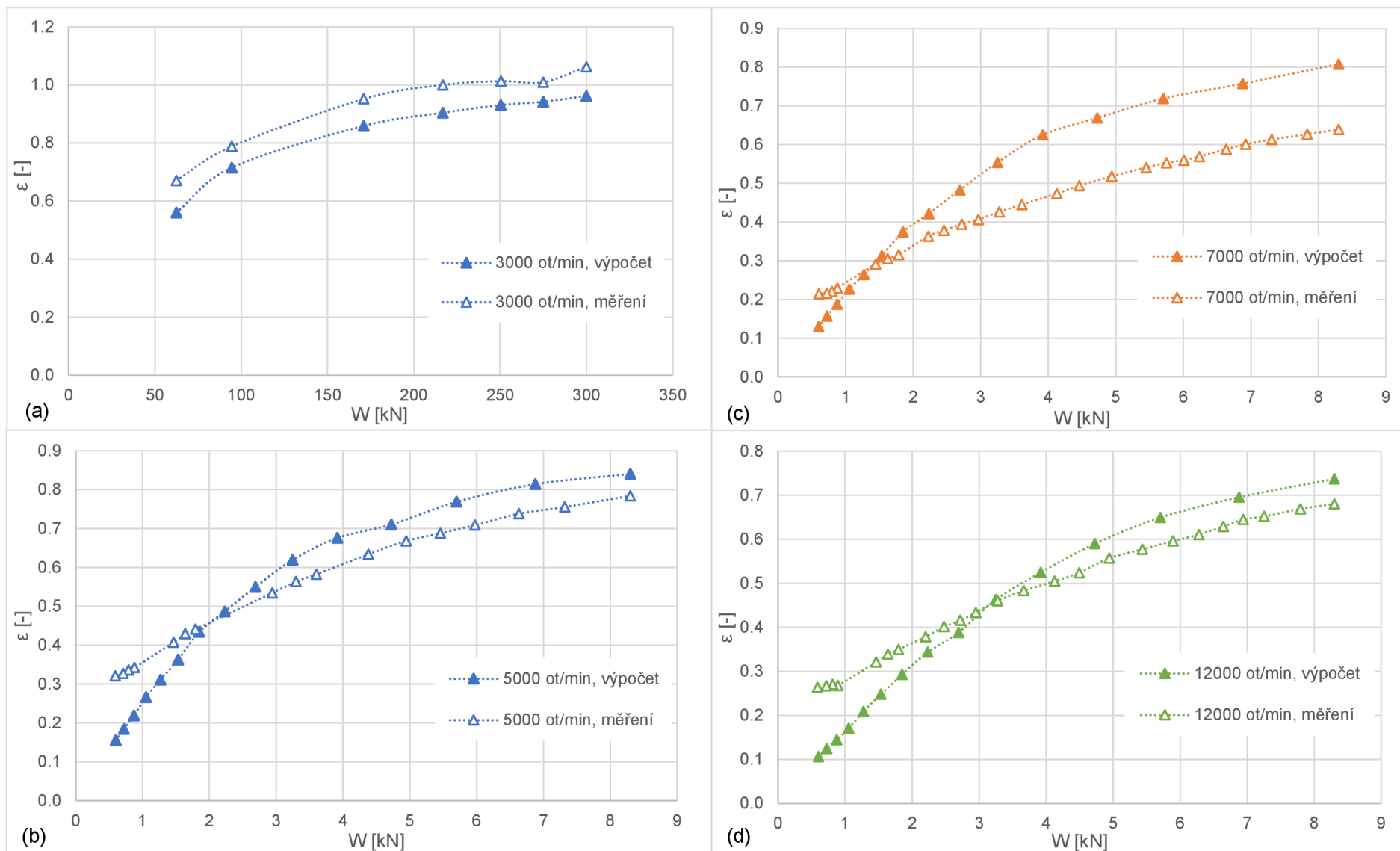
Bylo provedeno ověření výsledků uvedeného výpočtového modelu pro určení statické rovnovážné polohy ložiska s naklápěcími segmenty při různých zatíženích a rychlostech. K tomuto účelu byly využity dvě sady experimentálních dat [7], [15]. Ověření těchto výsledků bylo autorem publikováno [9], pro výpočet statické rovnovážné polohy byla využita ohraničená Andersonova metoda.

Nejprve je uvedeno srovnání výsledků rovnovážné excentricity velkého ložiska [15] v závislosti na jeho zatížení (obr. 12 (a)). Vypočítané a naměřené výsledky excentricity na obr. 12 (a) mají stejný trend, ale výpočtový model v tomto případě výsledky mírně podhodnocuje. To může být způsobeno provozem uvažovaného ložiska v přechodovém pásmu mezi laminární a turbulentní oblastí. Zvýšení přesnosti výpočtu v přechodovém pásmu může být docíleno např. s využitím přístupu efektivních viskozit, více detailů autor popisuje v publikaci [9]. Měření rovnovážné polohy ložiska ovšem obsahuje celou řadu nepřesností. Absolutní chyba měřené excentricity může nabývat hodnoty až 0,11, její průběh je však zatížen velmi malou chybou [7]. Lze tedy zhodnotit, že se mezi výsledky byla zjištěna dobrá shoda.

Dále je zobrazeno srovnání výsledků výpočtu a měření pro ložisko běžnějších rozměrů [7] se sférickými podporami naklápěcích segmentů. Na třech částech obr. 12 (b)-(d) jsou různé otáčky ložiska, prezentována je zde rovnovážná excentricita ložiska pro různá zatížení. Také zde byla dosažena relativně dobrá shoda mezi výpočtem a experimentem, největší rozdíl mezi výsledky je při zatížení 0,6 kN, zatímco kolem hodnoty 2 kN jsou výsledky téměř shodné. Podobné rozdíly mezi měřeními a výpočtem jsou prezentovány ve zdroji [7].

Představený výpočtový model se však také osvědčil pro výpočet statické rovnovážné polohy ložisek mazaných nízko-viskózními mazivy. V publikaci [10] autor uvádí srovnání měření a výpočtu statické rovnovážné polohy vodou mazaného ložiska s naklápěcími segmenty. Toto měření bylo autorem realizováno v laboratoři Ústavu mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky v Brně na zařízení, na jehož vývoji se autor podílel. Naměřené a vypočítané výsledky vykazují dobrou shodu [10].

Výpočtový model byl také úspěšně využit pro výpočet statických charakteristik ložiska mazaného vysoce koncentrovaným peroxidem vodíku, který se používá jako palivo nebo případně okysličovadlo raketových motorů. Autor se podílel na vývoji měřicího zařízení pro tato ložiska a na realizaci experimentálního ověření jejich funkce při nízkých průtocích maziva a při zvýšených vibracích [12].



Obr. 12 Závislost rovnovážné excentricity na statickém zatížení, srovnání výpočtu a měření, (a) velké ložisko [15], (b)-(d) běžné ložisko [7]

7.2 Ověření výsledků dynamických charakteristik

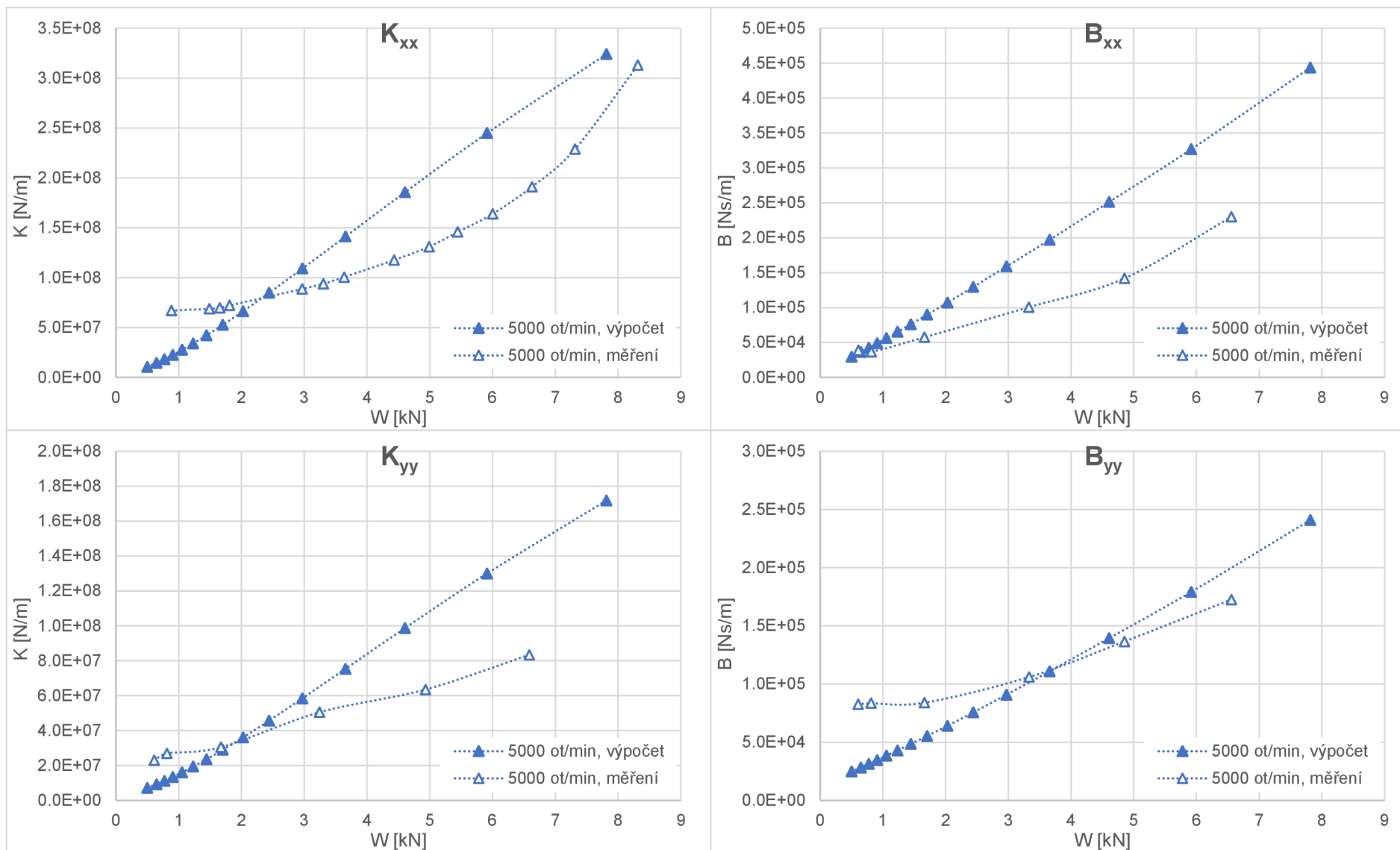
Podobně jako v případě ověření výsledků statické rovnovážné polohy bude také zde provedeno ověření výsledků s využitím experimentálních dat převzatých literatury [8]. Dále autor realizoval také vlastní měření dynamických charakteristik ložiska mazaného vodou. Voda je totiž spolu s dalšími nízko-viskózními mazivy žadáným mazivem pro speciální vysokorychlostní aplikace.

Nyní budou srovnány výsledky výpočtového modelu dynamických charakteristik s výsledky měření převzatých ze zdroje [8]. Parametry uvažovaného ložiska odpovídají zdroji [7], segmenty ložiska obsahují sférické rotační podpory. Bylo provedeno srovnání hlavních prvků matice tuhosti a tlumení. Vedlejší prvky jsou řádově nižší než prvky hlavní a mají v tomto případě zanedbatelný vliv na vlastnosti ložiska. Měření dynamických charakteristik ložiska je značně obtížný úkol a nejistoty tohoto měření jsou relativně velké [8]. U hlavních prvků tuhosti K_{xx} , resp. K_{yy} je zde nejistota měření typicky $\pm 10\%$, resp. $\pm 25\%$, pro hlavní prvky tlumení přibližně $\pm 35\%$ a v některých případech až $\pm 100\%$ [8]. S tímto vědomím je vhodné přistupovat k provedenému srovnání výsledků.

Obr. 13 ukazuje srovnání hlavních prvků tuhosti a tlumení při proměnném zatížení ložiska pro konstantní otáčky 5000 ot/min. Při nižších zatíženích, tzn. při nízkých hodnotách excentricity, zde výpočtový model výsledky podhodnocuje, zatímco při vyšších zatíženích naopak nadhodnocuje. Tento efekt je patrný zejména u tuhosti K_{yy} a tlumení B_{xx} .

Toto chování přesně neplatí pro otáčky 7000 ot/min, kde jsou výsledky výpočtu pro prvky K_{xx} a B_{yy} podhodnoceny v celém rozsahu zatížení. V případě 12000 ot/min se data chovají podobně jako u obr. 13. Vzhledem k nejistotám měření bych však odlišné chování při otáčkách 7000 ot/min nepovažoval za zásadní. Celkově se podle mého názoru jedná o dobrou shodu mezi výpočtem a měřením, na základě které je možné vytvořený výpočtový model považovat za realistický. Pro výpočet byla použita metoda centrálních diferencí, tuhost podpor naklápěcích segmentů byla nastavena na $7e8$ N/m v celém rozsahu zatížení, což odpovídá vypočítané hodnotě ze zdroje [8]. Tento zdroj také uvádí naměřené hodnoty tuhosti sférických podpor segmentů, jejich hodnota je nižší než hodnota vypočítaná a je závislá na zatížení segmentů.

Dále bylo také provedeno vlastní měření dynamických charakteristik radiálního hydrodynamického ložiska s naklápěcími segmenty. Autor práce se podílel na vývoji zařízení pro měření těchto charakteristik. Zařízení obsahuje tři ložisková tělesa, přičemž prostřední těleso obsahuje pohyblivé ložiskové pouzdro, které může být dynamicky buzeno velmi malými výchylkami pomocí piezoaktuátorů. Na tomto zařízení autor realizoval měření vodou mazaného ložiska s naklápěcími segmenty [11]. Voda totiž bývá díky svým vlastnostem při testech využívána jako náhrada některých kryogenních maziv, jako je např. tekutý vodík, používaných ve speciálních aplikacích.



Obr. 13 Srovnání výpočtu a měření [8] hlavních koeficientů tuhosti a tlumení v závislosti na zatížení ložiska, 5 000 ot/min

8 Shrnutí

Byla provedena rešerše literatury zabývající se hydrodynamickými ložisky s naklápěcími segmenty. Byly diskutovány jejich vlastnosti, použití a taktéž přístupy při výpočtovém modelování. Pro popis hydrodynamického tlakového pole v tenkém mazacím filmu byla odvozena zobecněná Reynoldsova rovnice s korekčními faktory zohledňujícími vliv turbulence a byly uvedeny odpovídající okrajové podmínky. Vedle proměnné viskozity byla do rovnice zavedena také proměnná hustota maziva. U korekčních faktorů turbulence byla vybrána formulace dle autorů Ng a Elrod. Při modelování přechodu mezi laminárním a turbulentním režimem proudění byla využita výpočtová hodnota Reynoldsova čísla. Dále byla odvozena rovnice energie popisující generování a přenos tepla v ložisku se zavedením turbulentního Couettova třecího napětí a byly diskutovány její okrajové podmínky. Byla také uvedena teorie vztahující se k metodě konečných objemů, pomocí níž bylo provedeno řešení v programovacím jazyce Python.

V návaznosti na rešeršní část byla uvedena řešená část práce. Tato část se dělí na výpočet statických charakteristik ložiska, výpočet dynamických charakteristik ložiska a ověření vytvořených výpočtových modelů pomocí experimentu. Vytvořený výpočtový model statických charakteristik ložiska uvažuje interakci rotoru a naklápěcích segmentů s mazacím médiem, která zahrnuje účinky polí různé fyzikální povahy. Model je proto založen na dílčích výpočtových modelech, které spolu vzájemně interagují. Tato interakce je představena především pomocí vývojových diagramů, přičemž je realizována s využitím iteračních algoritmů. Ke zmíněným dílčím modelům patří model hydraulických procesů, model energetických procesů, model mísení maziva v mezeře mezi segmenty nebo modely deformace a naklápění segmentů. Díky jejich vzájemné interakci je dosaženo ustálené řešení hydrodynamického tlaku a teploty v ložisku. Dále je proveden výběr efektivní metody využívající Andersonovo mísení pro řešení statické rovnovážné polohy ložiska pro dané otáčky a zatížení. Tato poloha je pro dané ložisko nalezena a jsou uvedeny výsledky statických charakteristik. Tato práce se také věnuje oblasti kavitace v ložisku, která má pro uvedené ložisko zanedbatelný vliv.

Vytvořený výpočtový model dynamických charakteristik uvažuje interakci dílčích výpočtových modelů také a vychází ze statické rovnovážné polohy ložiska. Pro výpočet dynamických charakteristik byla vybrána metoda centrálních diferencí. Výsledky tuhosti a tlumení dosažené touto metodou jsou porovnány s výsledky metod používaných v literatuře. Do dynamického výpočtu ložiska je také zahrnuta tuhost podepření naklápěcích segmentů.

Výsledky vytvořených výpočtových modelů jsou nakonec porovnány s výsledky experimentů pro ložiska s různými velikostmi, zatíženími, otáčkami a mazivy. K tomuto účelu jsou využity jednak výsledky experimentů převzaté z literatury a dále také vlastní měření. Tato měření byla autorem realizována a autor se také podílel na vývoji odpovídajících měřicích zařízení.

9 Závěr

Byl vytvořen univerzální efektivní nástroj pro určení statických a dynamických charakteristik radiálních hydrodynamických ložisek s naklápěcími segmenty. Tento nástroj využívá navrženého algoritmu pro výpočtové modelování těchto charakteristik. Nástroj je použitelný pro ložiska různých rozměrů, zatížení, otáček a také pro různá mazací média. Na základě provedeného srovnání výsledků představených výpočtových modelů s výsledky experimentů lze zhodnotit, že nástroj poskytuje realistické výsledky. Jeho použitelnost byla ověřena nejen pro ložiska mazaná olejem, ale také pro speciální aplikace jako je ložisko mazané vodou nebo ložisko mazané vysoce koncentrovaným peroxidem vodíku. Určení charakteristik ložisek pro tyto speciální aplikace pomocí experimentu bylo autorem realizováno a publikováno.

Při vytváření výpočtového modelu ložiska byly zvoleny takové dílčí výpočtové modely, které jsou významné pro řešení daného problému. Výběr těchto dílčích modelů byl ověřen pomocí vzájemného srovnání jejich vlivů. Byl také kladen důraz na vytvoření dostatečně přesného a současně efektivního výpočtového modelu ložiska. Z tohoto důvodu byla pro řešení statické rovnovážné polohy ložiska vybrána Andersonova metoda, u níž byla navržena modifikace pro výrazné zrychlení konvergence výpočtu pomocí ohraničení jejich výstupů. Díky tomu bylo dosaženo několikanásobného zrychlení výpočtu rovnovážné polohy ložiska oproti ostatním porovnávaným metodám. Řešení s využitím metody konečných objemů bylo naprogramováno v jazyce Python s ohledem na rozumnou přesnost i při nižší hustotě sítě. Pro stanovení dynamických charakteristik byla zvolena efektivní metoda centrálních diferencí a do řešení byla zahrnuta tuhost podpor naklápěcích segmentů.

Prezentovaný algoritmus má samozřejmě také svoje nevýhody. Pro určení hydrodynamického tlaku v ložisku využívá zobecněnou Reynoldsovu rovnici, která obecně nedokáže na rozdíl od Navier-Stokesových rovnic přesně postihnout stav ložiska za velmi nízkých nebo naopak velmi vysokých excentricit. Na druhou stranu díky zobecnění zohledňuje Reynoldsova rovnice proměnnou viskozitu a hustotu maziva i vliv turbulence. Přičemž zejména proměnná viskozita v závislosti na teplotě je pro získání přesného řešení klíčová. Výpočtový model deformace segmentů dále bohužel nedokáže zachytit deformaci v axiálním směru nebo ve směru tloušťky segmentů, což je nevýhoda zejména při teplotním zatížení. Tento model ale dává rozumné výsledky s ohledem na výpočtový čas. I přes zmíněné nevýhody lze vytvořený algoritmus pro výpočtové modelování ložisek hodnotit kladně s ohledem na dobrou shodu mezi výsledky výpočtů a experimentů.

Seznam použitých zdrojů

- [1] BOYCE, Meherwan P. *Gas turbine engineering handbook*. 4th ed. Boston: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2012. ISBN 978-0-12-383842-1.
- [2] ELROD, H. G. a C. W. NG. A Theory for Turbulent Fluid Films and Its Application to Bearings. *Journal of Lubrication Technology*. 1967, **89**(3), 346-362. DOI: 10.1115/1.3616989. ISSN 0022-2305.
- [3] FILLON, M. a J. FRÉNE. Numerical Simulation and Experimental Results on Thermo-Elasto-Hydrodynamic Tilting-Pad Journal Bearings. *IUTAM Symposium on Numerical Simulation of Non-Isothermal Flow of Viscoelastic Liquids*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1995, **28**, 85-99. Fluid Mechanics and Its Applications. DOI: 10.1007/978-94-011-0191-2_7
- [4] FRISWELL, M. I., J. E. T. PENNY, S. D. GARVEY a A. W. LEES. *Dynamics of rotating machines*. New York: Cambridge University Press, 2010. Cambridge aerospace series, 26. ISBN 9780521850162.
- [5] HAGEMANN, Thomas a Hubert SCHWARZE. A Model for Oil Flow and Fluid Temperature Inlet Mixing in Hydrodynamic Journal Bearings. *Journal of Tribology*. 2019, **141**(2). DOI: 10.1115/1.4041211. ISSN 0742-4787.
- [6] MITTWOLLEN, N. a J. GLIENICKE. Operating Conditions of Multi-Lobe Journal Bearings Under High Thermal Loads. *Journal of Tribology*. 1990, **112**(2). DOI: 10.1115/1.2920261. ISSN 07424787.
- [7] PETTINATO, Brian a Pranabesh DE CHOUDHURY. Test Results of Key and Spherical Pivot Five-Shoe Tilt Pad Journal Bearings—Part I: Performance Measurements. *Tribology Transactions*. 1999, **42**(3), 541-547. ISSN 1040-2004. DOI:10.1080/10402009908982253
- [8] PETTINATO, Brian a Pranabesh DE CHOUDHURY. Test Results of Key and Spherical Pivot Five-Shoe Tilt Pad Journal Bearings—Part II: Dynamic Measurements. *Tribology Transactions*. 1999, **42**(3), 675-680. ISSN 1040-2004. DOI:10.1080/10402009908982269
- [9] POKORNÝ, Jan. An efficient method for establishing the static equilibrium position of the hydrodynamic tilting-pad journal bearings. *Tribology International*. 2021, **153**, 106641. DOI: 10.1016/j.triboint.2020.106641. ISSN 0301679X.
- [10] POKORNÝ, Jan a Tomáš NÁVRAT. Measured and Calculated Static Equilibrium Position of Water-Lubricated Tilting-Pad Journal Bearing. In: *Experimental stress analysis*. 59. Litomyšl, 2021, s. 186-192. ISBN 978-80-01-06885-4.
- [11] POKORNÝ, Jan, Tomáš NÁVRAT a Michal VAJDÁK. Measured and Calculated Stiffness and Damping Coefficients of Water-Lubricated Tilting-Pad Journal Bearing. In: *Experimental stress analysis 2022*. 60. Praha, 2022. In press.
- [12] POKORNÝ, Jan, Tomáš NÁVRAT, Michal VAJDÁK, Marek OTEVŘEL a Jiří KOZÁK. Experimental validation of the operation of tilting-pad journal bearing lubricated by high-test peroxide under excessive vibrations and

reduced flow of the lubricant. *Wear*. 2023. ISSN 0043-1648.
Accepted for publication.

- [13] SAN ANDRÉS, L., Modern Lubrication Theory, “Gas Film Lubrication,” Notes 15, Texas A & M University Digital Libraries, <http://repository.tamu.edu/handle/1969.1/93197>, 2010, [20.06.17]
- [14] SZERI, A. Z. Fluid film lubrication. 2nd ed. New York: Cambridge University Press, 2011. ISBN 978-0-521-89823-2.
- [15] TANIGUCHI, S., T. MAKINO, K. TAKESHITA a T. ICHIMURA. A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes With Mixing. *Journal of Tribology*. 1990, **112**(3), 542-548. ISSN 0742-4787. DOI:10.1115/1.2920291
- [16] TIWARI, Rajiv. *Rotor Systems: Analysis and Identification*. CRC Press, 2017. ISBN 978-113-8036-284.

Životopis autora

Osobní údaje

Jméno Jan Pokorný
Adresa Ostrovačice, Helenčina 48, 664 81, Česká republika
E-mail jan.pokorny4@vutbr.cz

Pracovní zkušenosti

07/2018 – dosud Fakulta strojního inženýrství, Technická 2896/2, 616 69 Brno
Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Odborný asistent, Odbor inženýrské mechaniky
12/2016 – 09/2019 Sobriety s.r.o., Blanenská 1288/77, 664 34 Kuřim
Vývojová a analytická činnost, Oddělení rotačních strojů
07/2016 – 12/2016 ABB s.r.o., Vídeňská 117, EPMV Technology Centre Brno
Pomocný designér

Vzdělání

2018 – dosud Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Doktorské studium, obor: Inženýrská mechanika
2016–2018 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Magisterské navazující studium, obor: Inženýrská mechanika
a biomechanika
2013–2016 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Bakalářské studium, obor: Strojní inženýrství
2009–2013 Gymnázium Brno, Křenová 36, 602 00 Brno

Úspěchy a ocenění

18.12.2018 Cena prof. Babušky za vynikající diplomovou práci v oboru
počítačových věd
9.7.2018 Cena společnosti Slovácké strojírny, a.s. za diplomovou práci

Znalosti a dovednosti

Jazyky: Čeština (mateřský jazyk)
Angličtina (plynule, zkouška C1)
Němčina (konverzačně)
Programy: ANSYS Workbench/APDL/Fluent, MATLAB, Python,
Maple, MathCad, AutoCad, SOLIDWORKS, Autodesk
Inventor, Autodesk Fusion 360, Meshmixer, Prusa3D,
Rhincenos 3D, Sketch-up, GOM Inspect
Kanc. aplikace: Word, Excel, Power Point, Access, PLM Enovia, ...
Řidičský průkaz: skupina B

Abstrakt

Předkládaná práce se zabývá stanovením koeficientů tuhosti a tlumení radiálních hydrodynamických ložisek s naklápěcími segmenty. Z tohoto důvodu je vytvořen výpočtový model statických a dynamických charakteristik těchto ložisek. Tento výpočtový model je založen na řešení zobecněné Reynoldsovy rovnice současně s 2D energetickou rovnicí pro mazací film i segmenty. Díky tomu je možné do řešení zahrnout změny viskozity a hustoty maziva po tloušťce mazacího filmu. Vliv turbulence je zohledněn díky korekčním faktorům. Do výpočtového modelu vstupují také další vlivy jako je mísení maziva, deformace a naklápění segmentů. Numerické řešení metodou konečných objemů je naprogramováno v jazyce Python. Statická rovnovážná poloha ložiska je hledána efektivní ohraničenou Andersonovou metodou, která byla zvolena po srovnání s ostatními vybranými metodami. Na základě rovnovážné polohy ložiska je určena jeho tuhost a tlumení metodou centrálních diferencí se zahrnutím tuhosti rotačních podpor segmentů. Jsou prezentovány výsledky statických a dynamických charakteristik ložiska zvolených parametrů. Dále jsou dosažené výsledky ověřeny pomocí experimentálních dat převzatých z literatury a také pomocí vlastních měření. Byla dosažena dobrá shoda mezi výpočty a experimenty.

Abstract

The presented work deals with the calculation of stiffness and damping coefficients of hydrodynamic tilting-pad journal bearings. For this reason, a computational model of static and dynamic characteristics of these bearings is developed. The calculation is based on the solution of the generalized Reynolds equation simultaneously with the 2D energy equation for both the lubricant film and the pads. As a result, the changes in viscosity and density of the lubricant across the film thickness can be considered. The effect of turbulence is reflected by correction factors. Other influences, such as lubricant mixing, deformation and tilting of the pads, are also included in the calculation. The numerical solution using the finite volume method is programmed in Python. The static equilibrium position of the bearing is found by the efficient bounded Anderson method, which was chosen after comparison with other selected methods. Based on the equilibrium position of the bearing, the stiffness and damping are calculated using the central difference method with the inclusion of flexibility of the pivots. The results of static and dynamic characteristics of the bearing of the selected parameters are presented. Furthermore, the obtained results of the calculations are verified with experimental data taken from the literature and also with in-house measurements. A good agreement between calculations and experiments has been achieved.