

Západočeská univerzita v Plzni
Fakulta aplikovaných věd
Katedra mechaniky

Bakalářská práce

Modelování ložisek s naklápěcími segmenty s uvažováním kmitání
segmentů a nelineárních hydrodynamických sil

Prohlášení

Předkládám k posouzení tuto bakalářskou práci. Prohlašuji, že jsem ji vypracoval samostatně na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a využil jsem jen uvedených pramenů a literatury.

V Plzni dne 31.května 2018

Václav Houdek

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu této práce Ing. Luboši Smolíkovi za jeho velkou trpělivost, ochotu, cenné připomínky a odborné rady při její tvorbě. Dále bych rád poděkoval Ing. Michalu Hajžmanovi, Ph.D., za odborné komentáře.

V poslední řadě bych rád poděkoval své rodině za neutuchající podporu.

Abstrakt

Tato bakalářská práce je zaměřena na výpočtové modelování radiálních kluzných ložisek s naklápečími segmenty. Cílem této práce je seznámit čtenáře s modely těchto ložisek používanými v rotorové dynamice, vypracovat metodiku modelování těchto ložisek v multi-body softwaru *AVL Excite Power Unit* a ověřit vlastnosti výpočtového modelu segmentového ložiska.

V první části této práce jsou zavedeny základní pojmy a teorie týkající se hydrodynamických ložisek.

Ve druhé části je popsána metodika modelování segmentového ložiska v softwaru *AVL Excite*.

V závěru práce je s využitím metodiky sestaven model konkrétního ložiska a je navržen způsob identifikace jeho dynamických parametrů. Identifikované parametry a další vypočítané vlastnosti ložiska jsou porovnány s výsledky získanými pomocí softwarového balíku *ARMD*, který je určen pro výpočty vlastností kluzných a valivých ložisek a dynamiky rotorových soustav.

Klíčová slova:

- segmentové ložisko
- Reynoldsova rovnice
- výpočtový model
- vázaná mechanická soustava
- nelineární vazby

Abstract

Abstrakt This bachelor thesis is focused on tilting pad journal bearings. The aim of this thesis is to acquaint the reader with computational models of this bearing which are used in rotor dynamics, to develop a new methodology how to make a computational model in AVL Excite Power Unit (multi-body) software, and to make this model of tilting pad bearing.

In the first part are cleared up basic concepts and theories related to hydrodynamic bearings.

In the second part is described methodology of modeling of tilting pad bearing in AVL Excite.

The last part of this thesis is dedicated to the verification of the created model. The results of this model are compared with data from ARMD software, which is designed for calculating bearings and dynamics of rotors and rotor trains.

Key words:

- tilting pad journal bearings
- Reynolds equation
- computational model
- multi-body system
- non-linear coupling

Obsah

1	Úvod	3
1.1	Motivace	3
1.2	Současný stav oboru	3
2	Kluzná ložiska	4
2.1	Princip	4
2.2	Rozdělení kluzných ložisek	4
2.2.1	Dle geometrického uspořádání	4
2.2.2	Dle zatížení	5
2.2.3	Dle mazání	5
3	Ložisko s naklápěcími segmenty - charakteristiky	6
3.1	Části segmentových ložisek	6
3.2	Geometrické charakteristiky	6
3.3	Konstrukční parametry	8
4	Základní modely pro ložiska s naklápěcími segmenty	9
4.1	Teorie mazání	9
4.1.1	Tlakové pole v mazivu	9
4.1.2	Hydrodynamické síly	10
4.1.3	THD model	10
4.1.4	EHD model	10
4.2	Pohybové rovnice	11
4.2.1	Pohybová rovnice čepu hřídele	11
4.2.2	Pohybová rovnice segmentu	12
4.2.3	Linearizovaný model	12
4.2.4	matice B a K	12
5	Metodika modelování ložiska pomocí multi-body přístupu	14
5.1	Rám	15
5.1.1	Souřadnicový systém a stupně volnosti	15
5.1.2	Definování uzlů	15
5.1.3	Počáteční podmínky	16
5.2	Čep	16
5.2.1	Souřadnicový systém a stupně volnosti	16
5.2.2	Hmotnost a matice setrvačnosti	16
5.2.3	Definování uzlů	16
5.2.4	Počáteční podmínky	16
5.3	Segment	17
5.3.1	Souřadnicový systém a stupně volnosti	17
5.3.2	Hmotnost a matice setrvačnosti	17
5.3.3	Definování uzlů	18
5.3.4	Počáteční podmínky	18

5.4	Shrnutí	19
5.5	Ložisková vazba	19
5.5.1	Obecné ložiskové vazby	19
5.5.2	Přívod maziva a jeho vlastnosti	21
5.5.3	Tlakové okrajové podmínky	21
5.6	Vazba nahrazující pivot	22
6	Případové studie	24
6.1	Geometrie a provozní parametry simulovaného ložiska	24
6.2	Zkoumané veličiny	25
6.2.1	Minimální tloušťka olejového filmu	25
6.2.2	Ztrátový výkon	25
6.2.3	Koeficienty tuhosti	25
6.2.4	Koeficienty tlumení	26
6.3	Výsledky a porovnání s jiným modelem	27
6.3.1	Poloha středu čepu hřídele při nezatíženém stavu	30
6.3.2	Trajektorie středu čepu hřídele při zatíženém stavu	31
6.3.3	Natočení segmentů	32
7	Závěr	33

1 Úvod

1.1 Motivace

Ložiska patří mezi nezastupitelné strojní součásti dnešní doby. Podle principu fungování rozdělujeme ložiska mimo jiné na kluzná, valivá a magnetická.

Tato práce se zabývá kluznými hydrodynamickými ložisky s naklápěcími segmenty, která jsou dále v textu zkráceně označována jako segmentová ložiska. Tato ložiska se dnes používají ve většině vysokorychlostních strojích s vysokou hmotností. Ložiska s naklápěcími segmenty (obr. 2.1) mají oproti kluzným ložiskům s pevnou geometrií (obr. 2.2) několik výhod. Hlavní výhodou jsou bezpochyby vyšší obvodové rychlosti. Ložiska s naklápěcími segmenty mohou pracovat při obvodových rychlostech přes 100 m/s [10]. Nevýhodou těchto ložisek je však nižší měrná únosnost.

Pro nalezení základních dynamických charakteristik těchto ložisek jako jsou tuhost a tlumení bylo potřeba sestavit komplikované výpočetní modely. Většina dodnes užívaných výpočetních modelů je založena na rovnici sestavené r. 1886 profesorem Osbournem Reynoldsem [16].

Práce je proto soustředěna na vytvoření metodiky modelování těchto ložisek v multi-body softwaru. Výsledný model je následně verifikován pomocí dat získaných pomocí softwaru specializovaného na výpočty ložisek a rotorové dynamiky.

1.2 Současný stav oboru

„V klasické lineární mechanice jsou řešené problémy zjednodušeny tak, aby je bylo možné popsat lineárními diferenciálními rovnicemi 2. řádu s konstantními koeficienty. Tyto rovnice přitom jsou odvozeny za předpokladu: 1) vratné síly vracející tělesa do rovnovážných poloh jsou lineárně úměrné výchylce, směrnice této výchylky se během pohybu nemění, 2) síly odporu prostředí tj. třecí síly (a to jak vnější, tak i vnitřní) jsou lineárně závislé na rychlostech.“ [11] Teorii lineárního kmitání lze popsat dynamiku ložiska pomocí kombinace koeficientů tuhosti a tlumení ložiska (příp. hmotnosti olejového filmu a hmotnosti a matice setrvačnosti pohyblivých částí ložiska nebo segmentů). Díky této teorii je možné popsat mnohé případy kmitání soustav těles, tento model ovšem pouze linearizuje chování reálných soustav.

D. W. Childs předpověděl změnu modelů kmitání z lineárních na modely nelineární, jejichž výsledky poskytují přesnější hodnoty v porovnání s experimentálním měřením [19]. V dnešní době existuje pro naklápěcí segmentová ložiska velké množství výpočtových modelů, které se od sebe značně liší z důvodu oblasti jejich použití. S rostoucí výkonností výpočetní techniky bude možné využívat propracovanější modely naklápěcích segmentových ložisek. V budoucnosti se tyto modely budou stále více podobat jeden druhému, což povede k obecné formulaci výpočetních modelů rotorových soustav [6].

2 Kluzná ložiska

Kluzná ložiska mají v dnešním světě nezastupitelnou roli v uložení rychloběžných rotorů. V kapitole *Kluzná ložiska* je snahou nastínit princip fungování těchto ložisek a zavést jejich základní rozdělení.

2.1 Princip

Kluzná ložiska fungují na principu tření, které zprostředkuje vrstva maziva (mazací vrstva) mezi ložiskovou pánví a čepem hřídele, který po této vrstvě „klouže“, proto kluzná ložiska. Mazivo nejenže snižuje tření, ale jeho parametry jako např. hydrodynamický tlak, tloušťka mazací vrstvy nebo teplota mají zcela zásadní vliv na tuhost a tlumení celého ložiska.

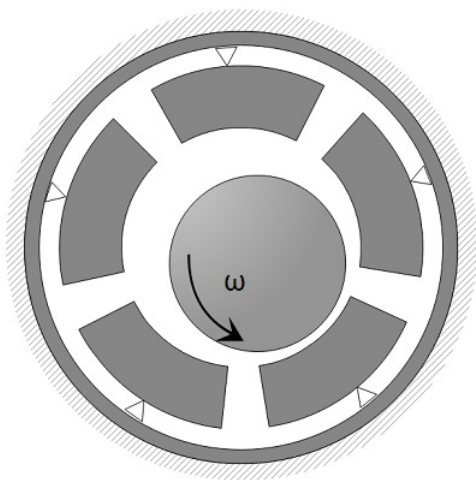
2.2 Rozdělení kluzných ložisek

2.2.1 Dle geometrického uspořádání

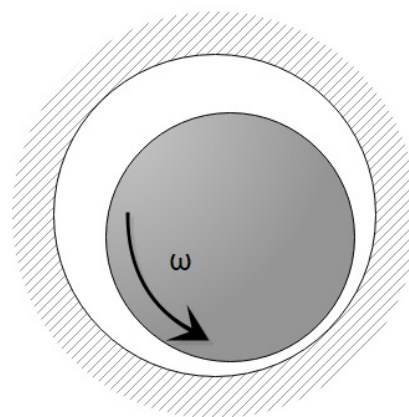
Kluzná ložiska lze rozdělit na ložiska s pevnou geometrií a na ložiska s naklápěcími segmenty.

Ložiska s pevnou geometrií jsou svou konstrukcí mnohem jednodušší než ložiska s naklápěcími segmenty. Lze je dále dělit podle tvaru ložiskové pánve na ložiska cylindrická, přesazená, citronová, eliptická, víceplochá, stupňovitá a s dělenou pánví (někdy se též uvádějí jako segmentová s pevnou geometrií) [1].

Ložiska s naklápěcími segmenty jsou konstrukčně značně složitější. Skládají se z ložiskového tělesa, čepu hřídele, naklápěcích segmentů a podpor (pívoťů). Tato složitá konstrukce zajišťuje navýšení obvodové rychlosti čepu hřídele na trojnásobek až čtyřnásobek (v porovnání s cylindrickým ložiskem). Jejich nevýhodou je však nižší měrná únosnost [12].



Obr. 2.1: Ložisko s naklápěcími segmenty



Obr. 2.2: Kluzné ložisko

2.2.2 Dle zatížení

Kluzná ložiska se stejně jako ostatní typy ložisek dělí podle směru přenášené síly na ložiska radiální, axiální anebo kombinovaná. Radiální ložiska přenášejí síly v radiálním směru, tedy ve směru kolmém na osu rotace hřídele. Axiální ložiska přenášejí síly ve směru osy rotace hřídele.

2.2.3 Dle mazání

Všechna kluzná ložiska fungují na principu mazací (kluzné) vrstvy, kterou lze vytvořit různými způsoby. Podle způsobu tvorby této vrstvy se kluzná ložiska rozdělují následovně:

- Ložiska s hydrodynamickým mazáním fungují na principu tzv. mazacího klínu. Při velmi rychlém vzájemném pohybu dvou různoběžných ploch (čep a ložisková pánev) vznikne dostatečně silná vrstva maziva mezi čepem a ložiskovou pávní, po které ložiskový čep klouže. Mazivo nemusí být dodáváno pod tlakem, avšak musí být zajištěn jeho neustálý přísun.
- U ložisek s hydrostatickým mazáním je mazivo přiváděno pod vysokým tlakem přímo mezi čep a ložiskovou pánev. Vlivem vysokému tlaku vznikne dostatečně silná vrstva maziva, která umožňuje chod ložiska.
- U ložisek s mezním (polosuchým) mazáním dosahuje tloušťka maziva velmi malých hodnot. Lze hovořit o tloušťce pouhých několika molekul [13].
- Ložiska se smíšeným mazáním jsou mazána v režimu, který odpovídá stavu mezi mezním mazáním a hydrodynamickým mazáním.
- Při rozběhu nebo doběhu ložiska nevznikají dostatečně velké hydrodynamické síly a tedy i vrstva maziva. V takovém případě hovoříme o suchém tření, při kterém nejsou plochy ošetřeny mazivem a dochází k plošnému kontaktu třecích ploch.

3 Ložisko s naklápěcími segmenty - charakteristiky

Ložiska s naklápěcími segmenty jsou sice typem kluzných ložisek a formálně tedy spadají do kapitoly *Kluzná ložiska*. Jejich význam a využití však vzrostly natolik, že jim je věnována samostatná kapitola, v níž jsou vysvětleny základní pojmy týkající se segmentových ložisek.

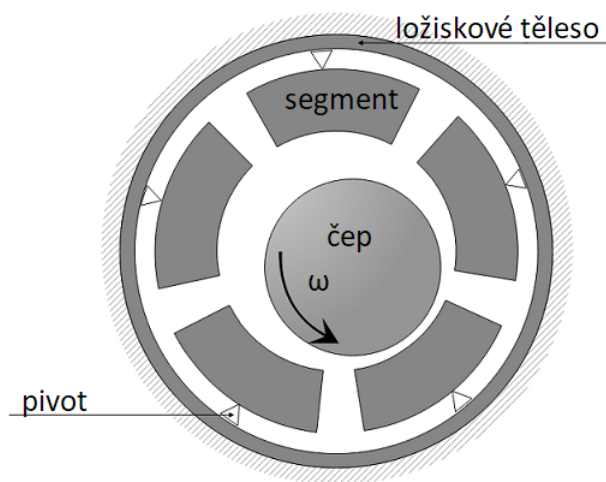
3.1 Části segmentových ložisek

Ložiskový čep je hřídel uložená v segmentech ložiska. Dle poměru délky (l) ložiska a průměru hřídele (d) se ložiska obecně dělí na krátká ($l/d < 0,5$), střední a dlouhá ($l/d < 2$) [15].

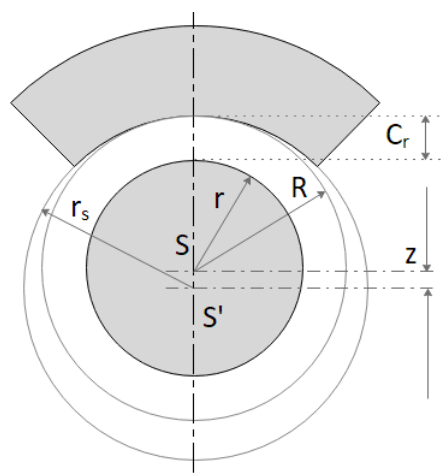
Segmenty nahrazují ložiskovou pánev, jejich počet může být různý. Pro radiální kluzná ložiska je tento počet omezen 6 segmenty. Axiální ložiska se vyrábí až se segmenty 18 [6]. Každý segment je podepřen tzv. pivotem, kolem jehož vrcholu může konat rotační pohyb.

Jednotlivé pivoty mohou být k rámu přichyceny pevně nebo posuvnou vazbou na pružině, která zajišťuje lepší tlumení v případě větších výchylek ložiskového čepu. U segmentů, které jsou hodně zatíženy, se obvykle používá konstrukce bez podpor [9]. Segment se pak opírá přímo o ložiskové těleso. Vnější poloměr segmentu je menší než vnitřní poloměr ložiskového tělesa (segment a těleso se dotýkají plošně), nebo může být vnější strana segmentu např. eliptická, aby byla kontaktní plocha co nejmenší [9, 4].

Ložiskové těleso v segmentových ložiscích plní pouze úlohu rámu, neboť mazací vrstva se tvoří mezi ložiskovým čepem a jednotlivými segmenty.



Obr. 3.1: Části segmentového ložiska



Obr. 3.2: Geometrické charakteristiky

3.2 Geometrické charakteristiky

Mezi základní geometrické charakteristiky patří poloměr čepu hřídele r , délka ložiska l a jmenovitý poloměr ložiska R daný jako součet ložiskové vůle C_r a poloměru čepu hřídele.

S měnící se ložiskovou vůlí, se mění i tloušťka mazací vrstvy, a tím pádem i tuhost a tlumení ložiska. Z důvodu správného popsání těchto změn je zavedena charakteristika ložiska zvaná předtížení (m_p).

$$m_p = 1 - \frac{C_r}{C_r + z}, \quad (1)$$

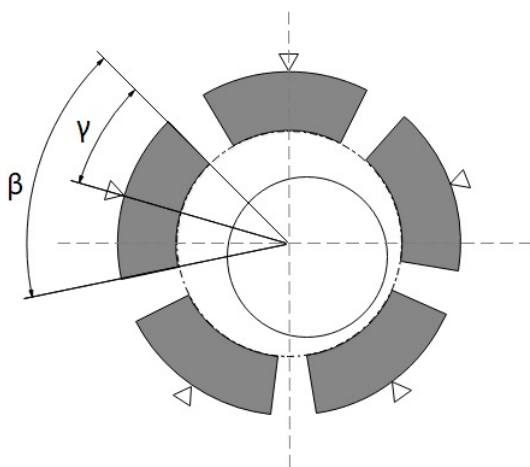
kde z je vzdálenost mezi středem vnitřní plochy segmentu (S') a středem čepu hřídele (obr. 3.2).

V běžných aplikacích dosahuje předtížení hodnot mezi 0,3 až 0,55 [6]. Větší ložisková vůle snižuje tuhost a tedy i únosnost ložiska, při stejném zatížení však bude mazivo dosahovat nižších teplot [14, 1].

Segment nemusí být vždy podepřen ve své polovině, proto je zavedena pozice pívotu α .

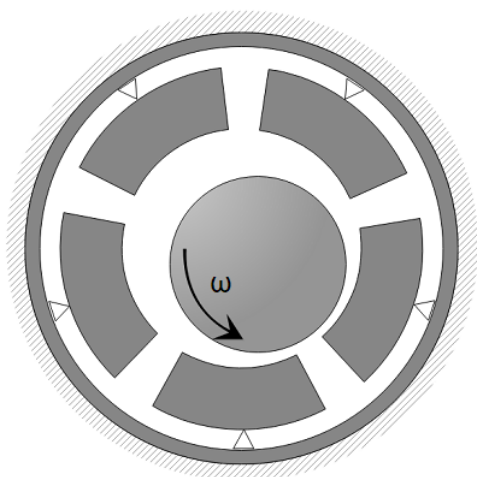
$$\alpha = \frac{\gamma}{\beta}, \quad (2)$$

kde β značí úhel mezi náběžnou a výstupní hranou segmentu. γ je úhel daný počátečním bodem vodící hrany segmentu, geometrickým středem ložiska a osou pívotu (obr. 3.3).

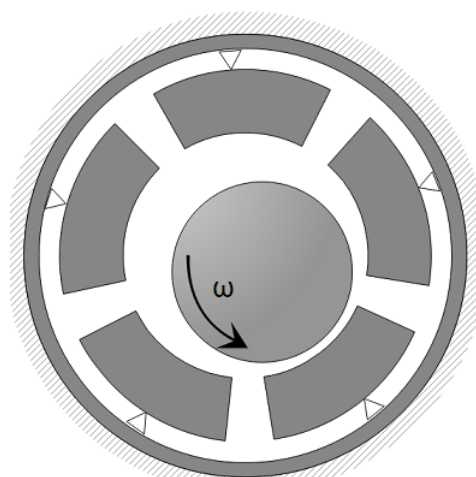


Obr. 3.3: Pozice pívotu

U radiálních segmentových ložisek mohou být segmenty orientovány dvěma způsoby. Prvním způsobem je zatížení na pívotu (LOP - z angl. load on pivot [2]), tato situace nastává, pokud se pod rotorem nachází jeden segment podepřený pívotem ve středu ložiska (obr. 3.4). Pokud je ložiskový hřídel podpírán dvěma segmenty, které jsou umístěny symetricky vzhledem ke svislé ose ložiska, mluvíme o zatížení mezi pívoty (LBP - z angl. load between pivots, obr. 3.5).



Obr. 3.4: LOP



Obr. 3.5: LBP

3.3 Konstrukční parametry

Ložisková vůle u ložisek s pevnou geometrií udává rozdíl mezi průměrem ložiskové pánve a průměrem ložiskového čepu. U segmentových ložisek je však situace složitější. Nejprve je nutné nadefinovat zdvih segmentového ložiska. Tento konstrukční parametr je dán jako maximální výška, o kterou můžeme čep hřídele zvednout z nejnižší do nejvyšší polohy ve svislém směru. Přenásobením tohoto zdvihu příslušným faktorem dostaneme ložiskovou vůli segmentového ložiska.

počet segmentů	LOP	LBP
3 segmenty	$0.667 \cdot \text{zdvih}$	$0.667 \cdot \text{zdvih}$
4 segmenty	zdvih	$0.707 \cdot \text{zdvih}$
5 segmentů	$0.894 \cdot \text{zdvih}$	$0.894 \cdot \text{zdvih}$
6 segmentů	zdvih	$0.866 \cdot \text{zdvih}$

Tab. 1: Ložisková vůle segmentového ložiska [5]

Mazivo může být do segmentového ložiska přiváděno dvěma způsoby. Buď je dodáváno drážkami v ložiskovém tělese a ústí mezi segmenty, nebo je využito pivotů, jimiž mazivo proudí dále skrze segment až do prostoru mezi ložiskovým čepem a segmentem.

4 Základní modely pro ložiska s naklápěcími segmenty

Tato kapitola je věnována tlakovému poli v mazivu a hydrodynamickým silám, které způsobuje. Následně jsou v této kapitole popsány matematické modely a pohybové rovnice, které popisují pohyb čepu hřídele a jednotlivých segmentů.

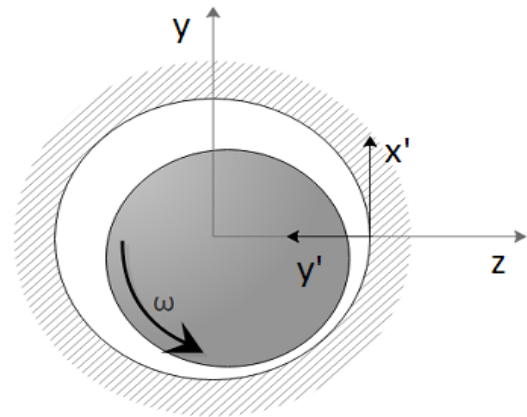
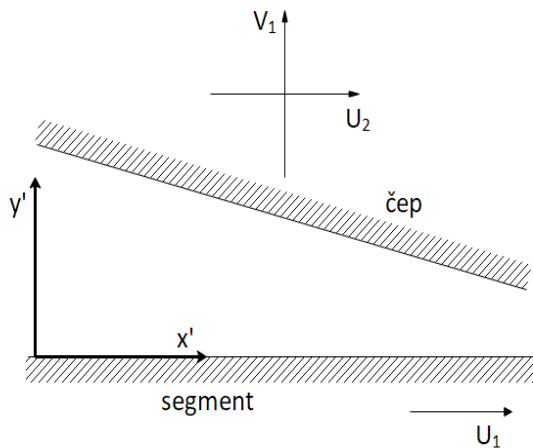
4.1 Teorie mazání

4.1.1 Tlakové pole v mazivu

Zásadní rovnicí popisující tlakové pole v mazací vrstvě všech kluzných ložisek je Reynoldsova rovnice. Jedná se o parciální diferenciální rovnici odvozenou irským fyzikem Osbornem Reynoldsem, prezentovanou v roce 1886 [16], jejíž řešení stanovuje rozložení tlaku v mazivu mezi dvěma různoběžnými deskami, které se vzájemně pohybují (obr. 4.1). Reynoldsova rovnice se pro tento případ uvádí ve tvaru [3]

$$\frac{\partial}{\partial x'} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x'} \right) + \frac{\partial}{\partial z'} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z'} \right) = 6 \cdot \left[(U_1 + U_2) \frac{\partial h}{\partial x'} + 2V_1 \right], \quad (3)$$

kde x' je obvodová souřadnice a z' axiální souřadnice. Radiální souřadnice v rovnici zastoupena není. $\eta = \eta(x', z', t)$ vyjadřuje dynamickou viskozitu a $h = h(x', z', t)$ tloušťku mazací vrstvy. U_1 a U_2 jsou rychlosti kluzných ploch ve směru x' a V_1 ve směru z' (viz obr. 4.1).



Obr. 4.1: Odvození Reynoldsovy rovnice

Obr. 4.2: Aplikace Reynoldsovy rovnice pro kluzné ložisko

Reynolds současně zavedl předpoklady pro platnost této rovnice [4]:

- Objemové síly v mazivu jsou zanedbány.
- Tlak po výšce mazivového filmu je konstantní.
- Mazivo na stěnách se pohybuje stejnou rychlostí jako stěna.

- Mazivo se chová jako newtonovská tekutina.
- Mazivo proudí laminárně.
- Setrvačnost maziva není uvažována.
- Hustota maziva je konstantní.
- Viskozita olejového filmu je ve směru osy y' (tj. po výšce filmu) konstantní.

4.1.2 Hydrodynamické síly

Hydrodynamické (hydraulické) síly v ložisku jsou vyvolány tlakem v mazivu. Pro analýzu tlakového pole v mazivu se nejčastěji využívá HD model.

Složky hydrodynamických sil působících na čep hřídele lze v pevném souřadnicovém systému xyz zapsat jako [7]

$$F_{Hz} = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(-p \cos \frac{x'}{R} + \tau_{dHx'} \sin \frac{x'}{R} \right) dx' dz', \quad (4)$$

$$F_{Hy} = \int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} \int_0^{\frac{\pi}{2}} \left(-p \sin \frac{x'}{R} - \tau_{dHx'} \cos \frac{x'}{R} \right) dx' dz', \quad (5)$$

kde p a τ_{dHX} reprezentují rozložení tlakového pole a smykových napětí na čepu. R je poloměr čepu a l délka ložiska.

4.1.3 THD model

Termo-hydro-dynamický model (THD model) rozšiřuje Reynoldsovu rovnici (3) o termodynamickou rovnici, která zahrnuje tepelnou bilanci mazivového filmu a přestup tepla mezi filmem a kluznými plochami. V termodynamickém modelu mohou být zahrnuty i rovnice popisující teplotu a teplotní dilataci čepu, segmentů a tělesa. Nejdůležitějším přínosem THD modelování je skutečnost, že viskozita maziva může být respektována jako pole, které má proměnné vlastnosti v prostoru i čase.

4.1.4 EHD model

Elasto-hydro-dynamický model oproti THD modelu neuvažuje změnu dynamické viskozity v závislosti na změně teploty, zahrnuje však elastické síly od kontaktu kluzných ploch nebo mikrokontaktů drsných kluzných ploch, a proto je nezastupitelný při modelování ložisek se smíšeným a mezním mazáním a suchým třením.

4.2 Pohybové rovnice

Pohybová rovnice multi-body systému je obvykle odvozována na základě Lagrangeových rovnic smíšeného typu nebo newton-eulerovské formulace [8, 17]. Bude-li využita druhá možnost, lze zapsat podmínky dynamické rovnováhy jednoho tuhého tělesa v následujícím tvaru

$$m \cdot \frac{d^2 \mathbf{x}}{dt^2} = \mathbf{F}, \quad (6)$$

$$\frac{d\mathbf{I} \cdot \boldsymbol{\omega}}{dt} = \mathbf{M}, \quad (7)$$

kde m je hmotnost tělesa, \mathbf{x} vektor posunutí středu hmotnosti, \mathbf{F} je vektor vnějších sil působících na těleso. \mathbf{I} , $\boldsymbol{\omega}$ a \mathbf{M} jsou tenzor setrvačnosti, vektor úhlové rychlosti a vektor vnějších momentů působících na těleso.

4.2.1 Pohybová rovnice čepu hřídele

Čep hřídele koná obecný rovinný pohyb. Je potřeba zapsat tři podmínky rovnováhy, dvě složkové (z rov. (6)) a jedna momentová k ose x (z rov. (7)).

$$M_c \ddot{z} = f_z, \quad (8)$$

$$M_c \ddot{y} = f_y, \quad (9)$$

$$I_x \ddot{\phi} = M_x. \quad (10)$$

Moment setrvačnosti I_x je časově nezávislý, proto jej v rovnici (7) lze vytknout před derivací. Úhel natočení hřídele kolem osy x je značen ϕ . Na čep hřídele působí nejen třecí moment M_F způsobený mazivem, ale také moment od lineární vazby spojující čep s motorem $M_v = M_v(\dot{\phi}, \phi, \dot{\psi}, \psi)$. Pro výsledný moment působící na čep platí tento vztah

$$M_x(\dot{\phi}, \phi, \dot{\psi}, \psi) = -c_{rot} \cdot (\dot{\phi} - \dot{\psi}) - k_{rot} \cdot (\phi - \psi) + M_F, \quad (11)$$

kde k_{rot} a c_{rot} reprezentují tuhost a tlumení rotační vazby a $\dot{\psi}$ a ψ je předepsaná úhlová rychlost a úhel natočení motoru.

Rovnice (8),(9) a (10) lze zapsat maticově

$$\begin{bmatrix} M_c & 0 & 0 \\ 0 & M_c & 0 \\ 0 & 0 & I_x \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z} \\ \ddot{y} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_z \\ f_y \\ M_x \end{bmatrix}, \quad (12)$$

což lze přepsat do tvaru

$$\mathbf{M}_c \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}. \quad (13)$$

Vektor \mathbf{f} je vektor zobecněných sil daný součtem hydrodynamických sil \mathbf{f}^{hd} (rovnice (4) a (5)), tíhové síly $\mathbf{f}^g = [0, -m \cdot g, 0]^T$, sil od neváhy rotoru \mathbf{f}^s , třecího momentu a sil od vazby mezi rotorem a motorem.

4.2.2 Pohybová rovnice segmentu

Budou-li uvažovány tuhé segmenty, lze pohybovou rovnici jednotlivých segmentů zapsat takto

$$I_s \ddot{\eta} = f^{hd} + f^g + f^j, \quad (14)$$

kde I_s je moment setrvačnosti segmentu, $\ddot{\eta}$ reprezentuje natočení segmentu, f^{hd} , f^g a f^j jsou hydrodynamické síly, tíhové síly a síly od uložení segmentu, které zohledňují čepové tření mezi podporou a segmentem.

Bude-li segment spojen s tuhým pivotem uloženým na pružině rotační vazbou, přechází skalární rovnice (14) v maticovou.

$$\mathbf{M}_s \ddot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}^{hd} + \mathbf{f}^g + \mathbf{f}^j, \quad (15)$$

kde \mathbf{M}_s je matice hmotnosti segmentu a $\ddot{\mathbf{x}} = [\ddot{\eta}, \ddot{\xi}]^T$ je vektor výchylek, který se skládá z natočení segmentu η a posuvu ve směru osy pivotu ξ . Pravá strana rovnice (15) představuje stejné silové účinky jako v rovnici (14), které jsou nyní reprezentovány vektory sil působícími ve směrech η a ξ .

4.2.3 Linearizovaný model

Linearizovaný model chování vyváženého tuhého čepu kluzného ložiska v rovnovážné poloze lze zapsat tímto způsobem [12]

$$\mathbf{M} \ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B} \dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \mathbf{x}(t) = 0, \quad (16)$$

kde \mathbf{x} je vektor výchylek v pevném souřadnicovém systému, \mathbf{M} reprezentuje matici hmotnosti čepu hřídele, \mathbf{B} matici tlumení ložiskové vazby (matice zahrnuje tlumicí účinky maziva a může zahrnovat i tlumicí účinky pivotů, ložiskového tělesa a ložiskových stojanů) a \mathbf{K} matici tuhosti ložiskové vazby (matice zahrnuje tuhost maziva a může zahrnovat i tuhost pivotů).

Matice \mathbf{M} , \mathbf{B} , \mathbf{K} a vektor \mathbf{x} lze zapsat takto

$$\mathbf{x} = \mathbf{x}(t) = [y(t), z(t)]^T, \quad (17)$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M_c & 0 \\ 0 & M_c \end{bmatrix}, \quad \mathbf{B} = \begin{bmatrix} b_{YY} & b_{YZ} \\ b_{ZY} & b_{ZZ} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} k_{YY} & k_{YZ} \\ k_{ZY} & k_{ZZ} \end{bmatrix}.$$

První index prvků b_{ij} a k_{ij} vyjadřuje směr síly, druhý směr výchylky v případě matice \mathbf{K} , v případě matice \mathbf{B} směr rychlosti [4].

4.2.4 matice \mathbf{B} a \mathbf{K}

Členy matic tuhosti a tlumení lze určit jako [4]

$$k_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial u_j}, \quad (18)$$

$$b_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial \dot{u}_j}, \quad (19)$$

kde ∂f_i představuje diferenciálně malou změnu síly působící na čep v i -tém směru a u_j, \dot{u}_j výchylku a rychlost čepu v j -tém směru.

V případě vyváženého čepu rotujícího při konstantních pracovních otáčkách však toto určení není možné, neboť se čep nachází v ustálené poloze. Z tohoto důvodu se při běžné výpočtové analýze používá rovnice (20), kdy pro definované vychýlení Δx_j změříme sílu Δf_i . Výsledná tuhost pak bude dána

$$k_{ij} = \frac{\Delta f_i}{\Delta x_j}, \quad (20)$$

platí, že první index (i) označuje směr síly, druhý (j) směr výchylky.

Identifikace koeficientů tlumení je provedena v podkapitole 19.

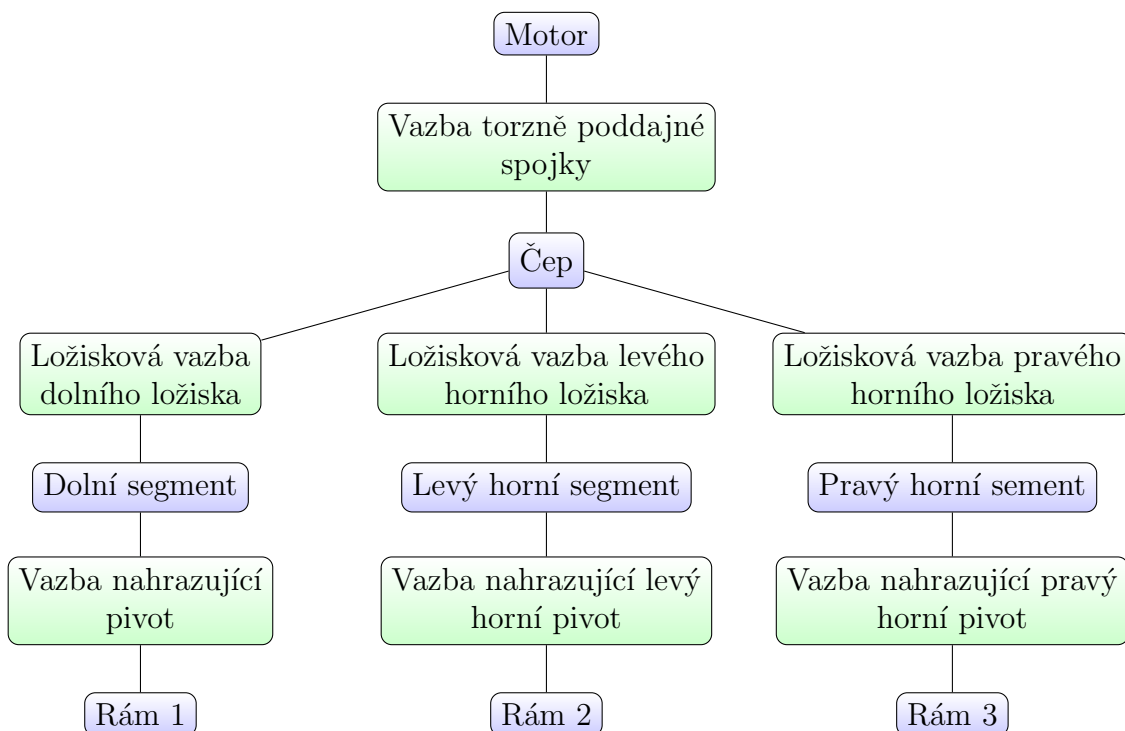
5 Metodika modelování ložiska pomocí multi-body přístupu

Multi-body systém neboli vázaná mechanická soustava je soustava těles, která mohou konat velké pohyby (větší než kmitání kolem rovnovážné polohy, může jít i o nevratné pohyby).

Princip matematického modelování ložiska v multi-body přístupu spočívá v propojení jednotlivých těles ložiska jako jsou rám, pivot, segment, čep a motor, specifickými vazbami jako jsou ložisko, pružina a torzní pružina. Parametry těles i vazeb je třeba nastavit tak, aby odpovídaly reálnému chování ložiska.

Model segmentového ložiska je vytvořen v programu AVL EXCITE Power Unit. Tvorba výpočtového modelu je řízena strukturou tohoto programu. Významnou vlastností zvoleného softwaru AVL EXCITE Power Unit je, že na rozdíl od jiných obdobných programů (např. MSC Software) neumožňuje modelování vazeb mezi tělesy pomocí kinematických závislostí, ale reprezentuje všechny vazby pomocí silových účinků.

Segmentová ložiska konstruovaná na velká zatížení se skládají z čepu, segmentů a rámu, přičemž mezi čepem a segmenty je kluzná vrstva tvořená mazivem. K tvorbě modelu je přístupováno obdobně. Model bude ilustrován na případě ložiska se třemi segmenty s úhlovou délkou 90° (obr. 5.2). Výsledný multi-body systém je reprezentován následujícím schématem. Vazby jsou znázorněny zeleně a tělesa modře.



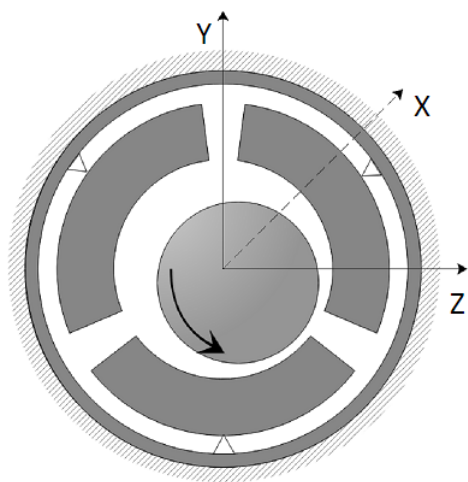
Obr. 5.1: Schéma modelu segmentového ložiska

Vazba mezi čepem a segmenty je zprostředkována mazivem, které je nahrazeno ložiskovou vazbou. Vazba mezi segmenty a rámem je nahrazena vazbou tvořenou dvěma klasickými a jednou torzní pružinou. Torzní pružina omezuje rotaci segmentu a klasické pružiny reprezentují tuhost vazby v rovině \widehat{YZ} (rovina umístěná ve středu ložiska a kolmá na osu rotace, viz obr. 5.2).

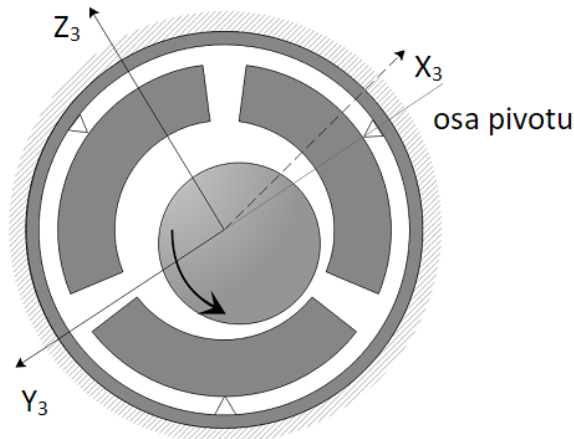
Aby byly dodrženy požadované otáčky v průběhu simulace, je nutné čep pohánět motorem. Vazbu mezi motorem a čepem tvoří nehmotná torzně poddajná spojka.

Není potřeba definovat všechny bloky schématu. Ložiskové vazby, segmenty a vazby nahrazující pivot jsou pro jednotlivé sloupce schématu ekvivalentní. Při modelování ložiska je tedy využita možnost definovat jednotlivé vazby a tělesa v námi zvoleném souřadnicovém systému.

Protože deformace těles jsou oproti jejich výchylkám zanedbatelné, jsou všechna tělesa systému nastavena jako tuhá.



Obr. 5.2: Absolutní souřadnicový systém



Obr. 5.3: Souřadnicový systém Rámu 3

5.1 Rám

5.1.1 Souřadnicový systém a stupně volnosti

Rámy 1,2 i 3 jsou nehybná tuhá tělesa. Všechny rámy jsou definované v absolutním souřadnicovém systému.

Rám je z důvodu usnadnění práce se souřadnicovými systémy rozdělen na tři části. Důležitou roli totiž z hlediska definování jednotlivých těles i vazeb hraje referenční souřadnicový systém daného tělesa. Podle tohoto referenčního systému se řídí nejen stupně volnosti tělesa, ale také jsou v něm definovány jednotlivé charakteristiky těles a vazeb, jako jsou počáteční podmínky, matice setrvačnosti a poloha definovaných uzlů.

5.1.2 Definování uzlů

Každý z rámu tvoří jen jeden uzel, který je umístěn v bodě dotyku segmentu s ložiskovým tělesem popř. pivotem. Pro všechny rámy bude mít tento uzel nulové souřadnice pro osu X i Z , pro osu Y to bude záporně vzatý součet jmenovitého průměru ložiska R a tloušťky segmentu s .

5.1.3 Počáteční podmínky

Rámy tvoří referenční systémy pro jednotlivé sloupce na obr. 5.1. Za tyto referenční systémy zvolíme pro ložiskovou vazbu levého horního ložiska, levý horní segment a vazbu nahrazující levý horní pivot Rám 2, který je pootočen kolem osy X o 120° . Pro pravý sloupec schématu platí obdobný postup, Rám 3 však bude pootočen o 240° (viz obr. 5.3). Rám 1 je shodný s absolutním souřadnicovým systémem (viz obr. 5.2).

5.2 Čep

5.2.1 Souřadnicový systém a stupně volnosti

Jako referenční souřadnicový systém je zvolen absolutní, tedy systém na obr. 5.2.

Ložiskový čep koná obecný rovinný pohyb, rotuje totiž nejen kolem své hlavní centrální osy, ale také koná posuvný pohyb v rámci vůle ložiska. Jedná se však o idealizovaný případ, protože čep se ve skutečnosti naklánět může.

Čepu je tedy nutné odebrat 3 stupně volnosti. Jsou to rotace kolem osy Y (precese) a Z (nutace) a posuv ve směru osy X .

5.2.2 Hmotnost a matice setrvačnosti

Hmotnost čepu nastavíme dle zadání (viz podkapitolu 6.1).

Vzhledem k povoleným stupňům volnosti je v tenzoru setrvačnosti relevantní pouze člen I_{XX} , jeho hodnota by byla snadno určena z definice momentu setrvačnosti k ose X .

$$I_{xx} = \int_m r^2 dm = \int_0^R \int_0^{2\pi} \int_0^l r^2 r dr d\phi dz = \underbrace{\rho \pi R^2 l}_m \frac{1}{2} R^2 = \frac{1}{2} m R^2, \quad (21)$$

kde R je poloměr čepu, l jeho délka, ρ hustota materiálu, ze kterého je vyroben, a m jeho hmotnost.

I_{xx} by však hrál roli, pouze pokud by byl simulován doběh nebo rozběh rotoru. Navíc torzně poddajná vazba mezi čepem a motorem by mohla způsobovat kmitání, čep by pak nerotoval konstantní úhlovou rychlostí. Z těchto důvodů je nastavena hodnota $I_{xx} = 1 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

5.2.3 Definování uzlů

Čep reprezentuje 5 uzlů umístěných rovnoměrně po jeho rotační ose symetrie. Protože je pro čep zvolen absolutní systém jako referenční, budou mít všechny uzly nulové souřadnice os Y a Z . Souřadnice X osy jsou $-\frac{2}{5}l, -\frac{1}{5}l, 0, \frac{1}{5}l, \frac{2}{5}l$, kde l reprezentuje délku ložiska.

5.2.4 Počáteční podmínky

Kromě počáteční úhlové rychlosti kolem osy X a posuvu v záporném směru osy Y budou všechny okrajové podmínky nulové.

Počáteční úhlová rychlost čepu kolem osy X musí být zadána stejná jako počáteční rychlost motoru, protože čep je s motorem spojen torzně poddajnou spojkou. Byla-li by počáteční rychlost motoru nenulová a čepu nulová, torzně poddajná spojka by kmitala a simulace by musela probíhat do doby, než se rychlosti motoru i čepu srovnají.

Počáteční posuv čepu ve svislém směru o hodnotu $-1,4 \cdot 10^{-4} \text{ m}$ je nastaven z praktického důvodu. Čep hřídele umístěný v počátku souřadnicového systému se při spuštění simulace 'propadá' téměř až k povrchu segmentu. Následně v důsledku tuhosti a tlumení maziva kmitá kolem rovnovážné polohy, dokud se téměř neustálí. Nastavením počátečního posuvu je zkrácena doba přechodového stavu a tedy i doba výsledné simulace.

5.3 Segment

5.3.1 Souřadnicový systém a stupně volnosti

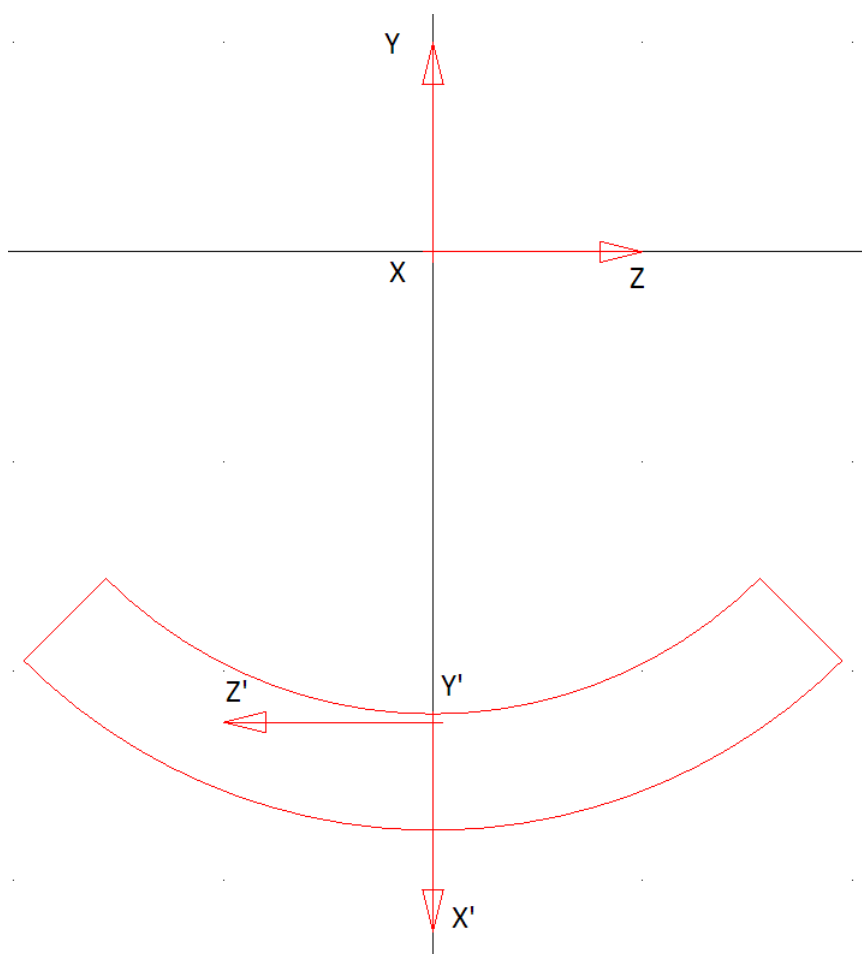
Budou-li uvažovány tuhé pivoťy, bude mít segment povolenou pouze rotaci kolem Y'' osy (rovnoběžné s osou Y' na obr. 5.4) referenčního souřadnicového systému umístěného v bodě uložení segmentu. Jelikož jsou ale pivoťy z hlediska posuvů nahrazeny dvěma pružinami, má segment povolené posuvy ve směru os Y i Z .

V případě pootočených segmentů, jsou stupně volnosti definovány stejně.

5.3.2 Hmotnost a matice setrvačnosti

Hmotnost segmentu byla určena programem Adams, ve kterém byl vytvořen geometrický model.

Vzhledem k povoleným stupňům volnosti segmentu je v tenzoru setrvačnosti relevantní pouze člen I_{XX} , jeho hodnota byla určena také pomocí programu Adams, který automaticky spočítá momenty setrvačnosti k osám umístěných ve středisku hmotnosti segmentu a rovnoběžných s osami absolutního systému. Poloha střediska hmotnosti je tedy také známa. Toto je velice výhodné, neboť referenční souřadnicový systém segmentů je Rám 1,2 nebo 3, proto stačí ke získanému momentu setrvačnosti přičíst dle Steinerovy věty násobek hmotnosti segmentu a čtverce vzdálenosti mezi osou X rámu a osou Y' segmentu, jak je znázorněno na následujícím obrázku.



Obr. 5.4: Souřadnicový systém $X'Y'Z'$ umístěný v těžišti segmentu

5.3.3 Definování uzlů

Každý segment je tvořen strukturální sítí 7·5 uzlů, které jsou v dané úseči rovnoměrně rozmístěny na vnitřní ploše segmentu. Tyto uzly byly vygenerovány v programu Matlab r2017.

K těmto uzlům je přidán ještě jeden, který reprezentuje místo dotyku segmentu s podporou.

5.3.4 Počáteční podmínky

Segmentům jsou definovány nulové počáteční podmínky. Jejich referenčním koordinačním systémem jsou příslušné Rámy, není tedy potřeba je otáčet.

5.4 Shrnutí

Podkapitoly *Rám*, *Čep a Segment* lze shrnout do následující tabulky.

Těleso	Referenční souřadnicový systém, stupně volnosti a matice setrvačnosti	Definování uzlů a počáteční podmínky
Rám	<ul style="list-style-type: none"> •absolutní souřadnicový systém •nehybné těleso •matice setrvačnosti nebyla definována 	<ul style="list-style-type: none"> •jeden uzel v bodě dotyku segmentu s podporou •rámy 2 a 3 pootočený kolem osy X o 120° a 240°
Segmenty	<ul style="list-style-type: none"> •souřadnicový systém podle referenčního rámu •posuvy a rotace v rovině \widehat{YZ} •podle programu Adams 	<ul style="list-style-type: none"> •$7 \cdot 5$ uzlů na vnitřní ploše segmentu •nulové - referenčními systémy jsou rámy 1,2 a 3.
Čep hřídele	<ul style="list-style-type: none"> •pevný souřadnicový systém •posuvy a rotace v rovině \widehat{YZ} •jednotková diagonální matice setrvačnosti •hmotnost dle předepsaného radiálního zatížení 	<ul style="list-style-type: none"> •5 uzlů rovnoměrně na ose otáčení čepu •posunutí proti směru osy Y, rotace kolem osy X

Tab. 2: Stručné shrnutí nastavení těles

5.5 Ložisková vazba

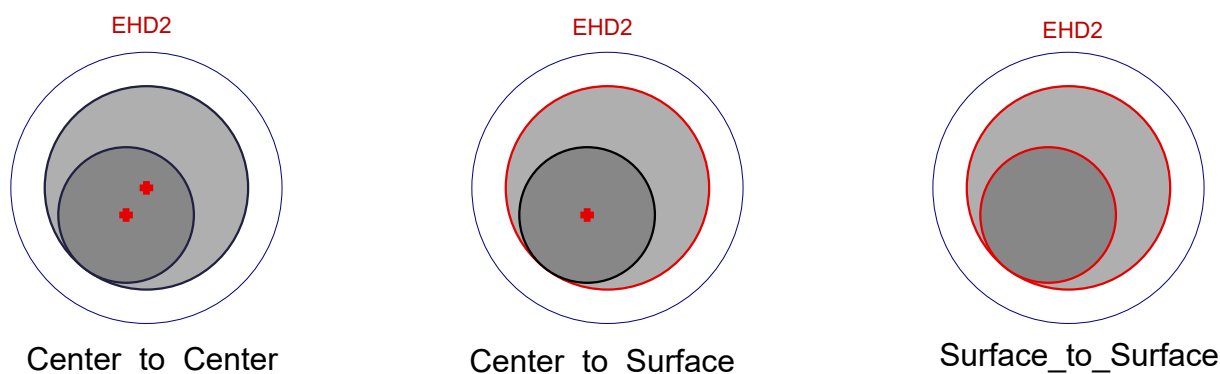
Ložisková vazba je nelineární vazba mezi čepem hřídele a jednotlivými segmenty, která nahrazuje skutečné silové působení mezi těmito tělesy.

5.5.1 Obecné ložiskové vazby

Pro výpočet zvolíme EHD model kluzného ložiska. Tento výpočetní model pro kluzná ložiska v programu AVL využívá Reynoldsovu rovnici spolu s kavitačním modelem, který respektuje zákon zachování hmotnosti. Viskozita maziva může být konstantní, nebo záviset na poloze.

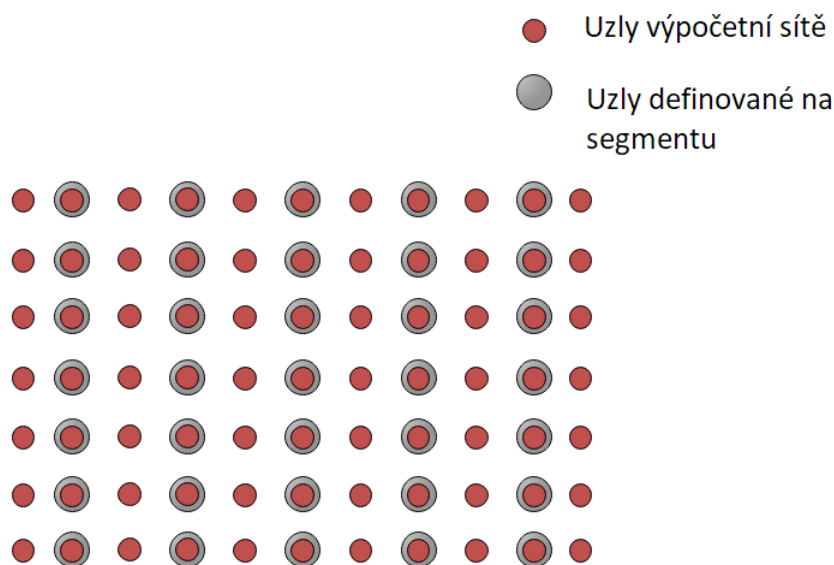
Program AVL umožňuje zadat pouze ložiskové vazby, které plní funkci celé ložiskové pánve (a ne segmentů). Jedna ložisková vazba musí být nastavena jako 2π film po celém obvodu ložiska, což s sebou nese jistá specifika právě při tvorbě jednotlivých segmentů. Metodika modelování částečných filmů (filmy mezi čepem a jednotlivými segmenty) pomocí 2π vazby je jeden z hlavních přínosů této práce a je podrobněji diskutována v podkapitole 5.5.3.

Kromě klasických charakteristik kluzného ložiska (délka a průměr ložiska a ložisková vůle) je nutné nadefinovat i uzly hydrodynamické sítě pro výpočet Reynoldsovy rovnice, ve kterých probíhá výpočet tlaku. Tato síť nemá s uzly strukturální sítě na segmentu v zásadě nic společného. Silové účinky vazeb na těleso je možné vyjádřit pouze v uzlech strukturální sítě, a proto strukturální síť slouží k vytvoření vazby mezi segmentem a čepem hřídele. V tomto případě se jedná o tzv. C-S (Center to Surface) vazbu. Síly mezi čepem a segmenty jsou přenášeny mezi uzly tvořící plochu jednotlivých segmentů (Surface) a uzly hřídele (Center). AVL Excite umožňuje ještě další dvě nastavení těchto vazeb a to *Center to Center* a *Surface to Surface*, které jsou ukázané na obr. 5.5.



Obr. 5.5: Nastavení vazeb mezi čepem a segmenty

Z hlediska trvání výpočtu je však vhodné přizpůsobit velikosti hydrodynamické a strukturální sítě. Optimální stav nastane, pokud počet uzlů HD sítě v daném směru je násobkem počtu uzlů strukturální sítě. Síť pro výpočet hydrodynamických sil by však měla být jemnější, proto se volí takový počet výpočetních uzlů, aby mezi dvěma uzly sítě definované na segmentu byl jeden uzel hydrodynamické sítě. Pro axiální směr je tedy potřeba definovat $2 \cdot 5$ uzlů, plus jeden uzel, aby rozdělení bylo symetrické (obr. 5.6). Obdobně se postupuje při vytváření HD sítě v obvodovém směru.



Obr. 5.6: Uzlové sítě

V modelu budou uvažovány třecí síly působící na tělesa v rovině \widehat{YZ} , neboť je z důvodu verifikace modelu potřeba znát ztrátový výkon ložiska při daných otáčkách. Axiální frikční síly uvažovány nebudou.

Pro lepší konvergenci výpočtů ložisek s velkou zátěží zaškrtneme v programu AVL *Consider the Friction Force within Joint Jacobians*.

Z důvodu zlepšení chování modelu v místech velkých změn ložiskové vůle (náběžná a odtoková hrana segmentu) je nutné modifikovat Reynoldsovu rovnici v řešiči. Zabrání se tím nerealisticky vysokým tlakům v těchto oblastech. V programu AVL lze toto nastavit parametrem *Consideration of Cell Inclination in HD Mesh* na volbu *Shear Term Modification*.

Ze stejného důvodu je nutné zaškrtnout volbu *Enhanced Sliding Boundary Treatment*. Tentokrát však program neupravuje Reynoldsovu rovnici, ovšem posouvá jednotlivé uzly výpočetní sítě.

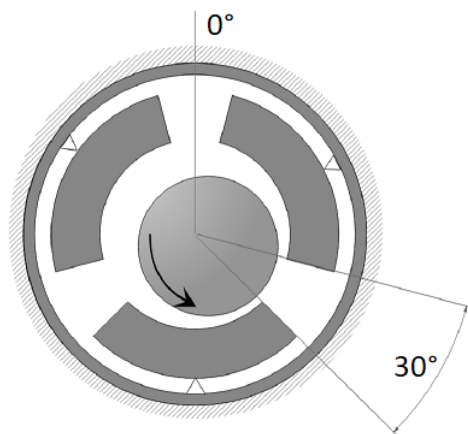
Povrchy všech kluzných ložisek jsou z principu výroby drsné. Dojde-li k příliš velké zátěži těchto ložisek, dochází k velkému zeslabení olejového filmu nebo dokonce k jeho ztrátě a čep se tře o segmenty. Z tohoto důvodu je nutné definovat typ modelu pro kontakt čep-segmenty, popř. nastavit minimální možnou hodnotu přiblížení čepu k segmentům. Ve vytvořeném matematickém modelu byla nastavena hodnota $1 \mu m$.

Jelikož nastavení přívodu maziva závisí na volbě svislé osy ložiskové vazby v souřadnicovém systému segmentu, definujeme tuto osu shodnou s osou Y , přičemž kladný směr otáčení souhlasí se souřadnicovým systémem.

5.5.2 Přívod maziva a jeho vlastnosti

Vlastnosti maziva (hustota, dynamická viskozita a měrná tepelná kapacita) lze v programu AVL definovat přímo, nebo lze z knihovny vybrat předdefinovaný typ oleje.

Přívod maziva spodního segmentu bude definován drážkou v axiálním směru ložiska, která bude zabírat výseč mezi dvěma segmenty. Pro případ dolního segmentu zadaného ložiska by tato úseč zabírala úhel 105° - 135° .



Obr. 5.7: Výseč drážky dodávající olej

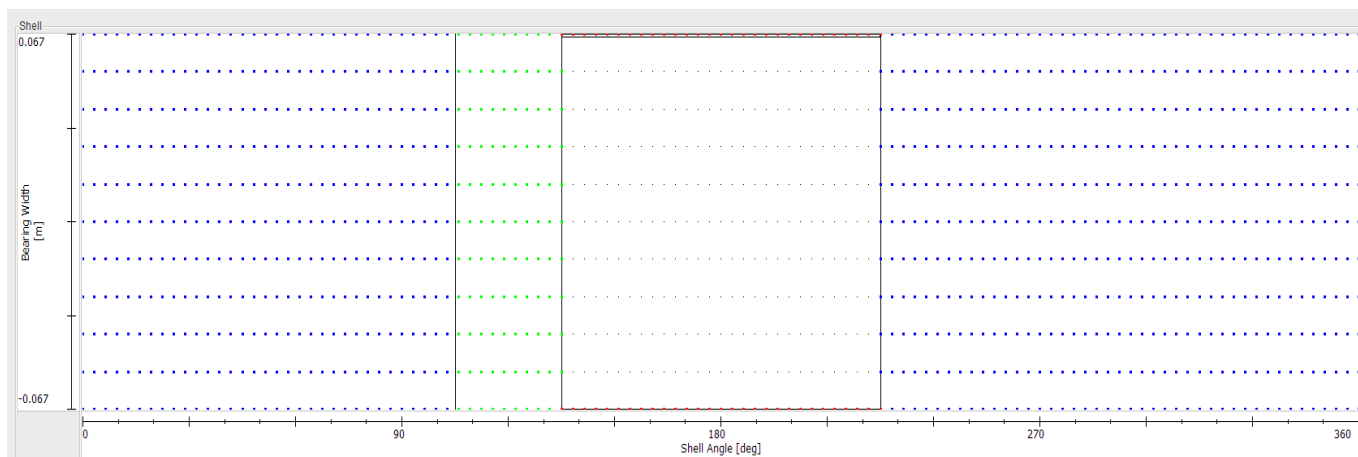
5.5.3 Tlakové okrajové podmínky

Okrajové podmínky ložiskové vazby jsou pro tvorbu jednotlivých segmentů a tedy i tvorby modelu segmentového ložiska zcela zásadní. Je využito možnosti definovat tlakové okrajové podmínky maziva.

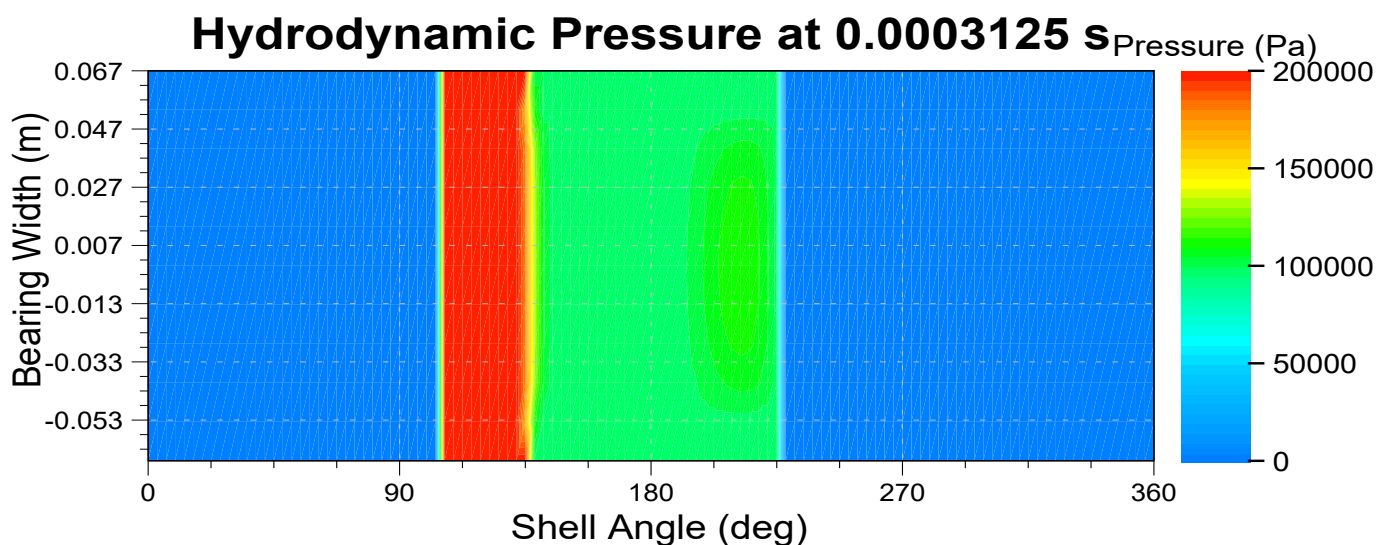
Tyto okrajové podmínky musejí splňovat následující:

- tlak na axiálních krajích segmentu (ambientní tlak) je totožný s tlakem okolního prostředí (na obr. 5.8 červeně),
- tlak na náběžné hraně musí být roven tlaku dodávaného maziva (na obr. 5.8 zeleně),

- tlak mimo segment a mazací drážku musí být nulový. Toto je nejdůležitější podmínka, jejímž dodržením vznikne definice samotného segmentu. Nenulový tlak bude totiž vystupovat v integrálech pro HD síly, které jsou obecně prováděny přes celý obvod (na obr. 5.8 modře).



Obr. 5.8: Nastavení tlakového pole na dolním segmentu v programu AVL



Obr. 5.9: Výsledky tlakového pole na levém horním segmentu

Na obr. 5.9 je vidět hydrodynamické tlakové pole levého horního segmentu. Svislá osa označuje šířku ložiska, vodorovná označuje úhel ložiskové pánve příslušné ložiskové vazby. Splněním poslední okrajové podmínky byla 2π vazba přeměna na vazbu libovolného úhlu. V případě segmentového ložiska na vazbu nahrazující vrstvu maziva mezi čepem a segmentem.

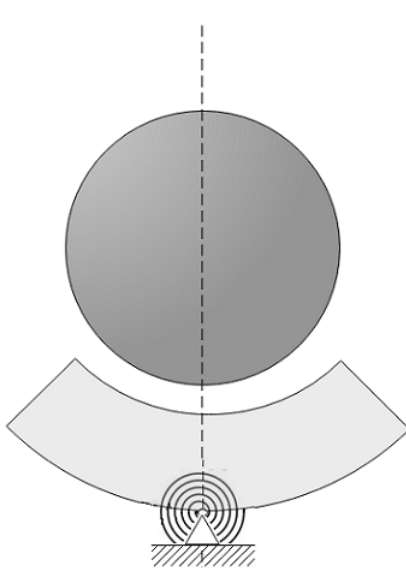
5.6 Vazba nahrazující pivot

Vazba mezi segmentem a rámem je nahrazena pružinami - klasickými pružinami pro posuv segmentu nahrazující deformaci pivotu a jednou torzní pružinou, která nahrazuje jednak tření segmentu o pivot a jednak omezuje pohyb segmentu.

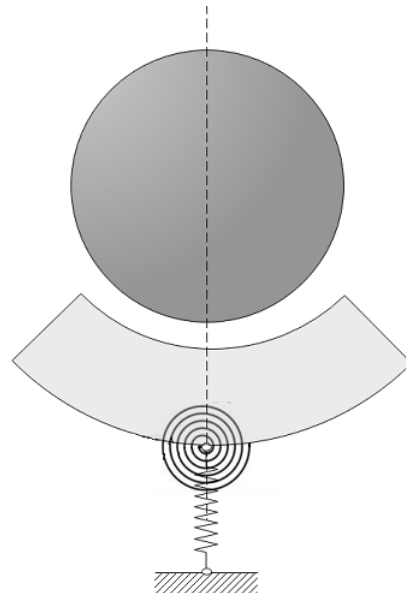
Tuhosti pro posuv byly zvoleny nejvyšší přípustné pro program AVL, neboť pivoty jsou uvažovány jako tuhé. V případě potřeby lze upravit model tak, aby byly pivoty uloženy na pružinách o dané tuhosti, stačí upravit tuhost každého pivotu pro směr 2¹, referenční systémy pivotů jsou totiž Rám 1,2 a 3, jejichž osy *y* jsou shodné s osami podpěr.

Tuhost torzní pružiny omezující rotaci segmentu kolem pivotu bylo potřeba zadat tabulkou.

Úhel zkroucení[°]	Moment [<i>N · m</i>]
-4	-2 · 10 ¹¹
-3	-5
3	5
4	2 · 10 ¹¹



Obr. 5.10: Segment s tuhým pivotem



Obr. 5.11: Segment s poddajným pivotem

¹směry 1, 2, 3 odpovídají osám X, Y, Z; rotace 4, 5, 6 odpovídají rotaci kolem os X, Y, Z

6 Případové studie

V kapitole *Případová studie* jsou nadefinovány parametry konkrétního segmentového ložiska. V rámci případové studie je zkoumána závislost 10 vybraných dynamických a tribologických veličin na otáčkách čepu hřídele. V poslední podkapitole této kapitoly jsou srovnány výsledky programu AVL EXCITE s programem ARMD V5.7G TILTBR.

6.1 Geometrie a provozní parametry simulovaného ložiska

Integrační interval byl nastaven na 0 až 0,3 s, časový krok integrace byl nastaven jako variabilní od $0,001^\circ$ do 1° a vzorkování výsledků bylo nastaveno po 0,4 ms.

Vlastnost	Jednotka	Hodnota
Profil otvoru ložiska	/	3 segmenty
Provozní otáčky	[<i>ot/min</i>]	1500-7000
Jmenovitý průměr čepu	[<i>mm</i>]	220,00
Efektivní délka ložiska	[<i>mm</i>]	134,00
Jmenovitá radiální vůle spodního segmentu ¹	[μ <i>m</i>]	257,50
Jmenovitá radiální vůle horních segmentů	[μ <i>m</i>]	340
Jmenovitá relativní radiální vůle	[‰]	2,34
Předpětí(preload)	(-)	0
Excentricita při zatíženém stavu	[<i>mm</i>]	0,005
Úhlová délka segmentu	[°]	90,00
Tloušťka segmentu	[<i>mm</i>]	28,00
Poloha 1. podpory vůči ose z ²	[°]	270,00
Poloha podpory vůči segmentu ³	[°]	45,00
Radiální podpora polohy	[<i>mm</i>]	138,00
Viskozita oleje	[<i>Pa · s</i>]	0,02
Kavitační tlak	[<i>bar</i>]	0,98
Napájecí tlak	[<i>bar</i>]	2
Ambientní tlak ⁴	[<i>bar</i>]	1
Radiální zatížení	[<i>N</i>]	42570,00
Směr působení zatížení vůči z	[°]	270,00
Měrné zatížení	[<i>MPa</i>]	1,44

Tab. 3: Charakteristiky ložiska

¹Jmenovitá radiální vůle je rozdíl poloměru kluzné plochy segmentů a poloměru čepu hřídele.

²Jde o úhel bráný proti směru hodinových ručiček.

³Poloha podpory vůči segmentu udává úhlovou vzdálenost mezi náběžnou hranou segmentu a opěrným bodem, což je obvykle střed podpory (pivotu).

⁴Ambientní tlak je tlak prostředí.

6.2 Zkoumané veličiny

V rámci parametrické studie byla zkoumána závislost vybraných dynamických a tribologických veličin (tab. 4) na provozních otáčkách hřídele. Provozní otáčky byly brány v rozsahu od 1500 do 7000 ot/min s krokem 500 ot/min . Celkem tedy bylo uvažováno 12 zátěžných stavů.

Veličina	Zkratka	Jednotka
Koeficienty tlumení olejového filmu	b_{xx}	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
	b_{xy}	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
	b_{yx}	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
	b_{zz}	$[N \cdot s \cdot m^{-1}]$
Koeficienty tuhosti olejového filmu	k_{yy}	$[N \cdot m^{-1}]$
	k_{xy}	$[N \cdot m^{-1}]$
	k_{yx}	$[N \cdot m^{-1}]$
	k_{yy}	$[N \cdot m^{-1}]$
Ztrátový výkon	P_z	$[W]$
Min. tloušťka olejového filmu	h_{min}	$[\mu m]$

Tab. 4: Seznam vybraných charakteristik segmentového ložiska zkoumaných v závislosti na úhlové rychlosti čepu hřídele

6.2.1 Minimální tloušťka olejového filmu

Minimální tloušťka olejového filmu získaná z výpočtu v programu ARMD je srovnávána s minimální tloušťkou olejového filmu mezi čepem hřídele a dolním segmentem vypočítanou v programu AVL Excite.

6.2.2 Ztrátový výkon

Ztrátový výkon P_z třecího momentu M_t daného třecími silami v mazivu (viz podkap. 5.5) je dán vztahem

$$P_z = M_t \cdot \omega, \quad (22)$$

kde ω označuje úhlovou rychlost čepu hřídele v rad/s .

6.2.3 Koeficienty tuhosti

Pro zjištění všech čtyř koeficientů tuhosti ($k_{YY}, k_{YZ}, k_{ZY}, k_{ZZ}$) byly vytvořeny tři typy zátěžných stavů. V prvním byla simulována odezva ložiska na nominální zatížení 42 570 N . Ve druhém a třetím zátěžném stavu byly připojeny síly působící na jednotlivé uzly čepu hřídele tak, aby jejich výsledný součet v daném směru byl 1 N .

Ve druhém stavu byla připojena síla $\Delta F_Y = -1 N$, která způsobila vychýlení čepu z rovnovážné polohy o Δ_{YY} ve směru osy Y a o Δ_{YZ} ve směru osy Z . Ve třetím stavu byla připojena síla $\Delta F_Z = -1 N$, která způsobila vychýlení čepu z rovnovážné polohy o Δ_{ZZ} ve směru osy Z a o Δ_{ZY} ve směru osy Y . Z tohoto byly zjištěny čtyři výchylky čepu hřídele od nominálního stavu

d_{YY}, d_{YZ}, d_{ZY} a d_{ZZ} , první index značí směr síly druhý směr výchylky. Koeficienty tuhosti byly zjištěny z této soustavy rovnic

$$\Delta F_Z = -1 = k_{YY} \cdot d_{YY} + k_{YZ} \cdot d_{YZ}, \quad (23)$$

$$0 = k_{ZY} \cdot d_{YY} + k_{ZZ} \cdot d_{YZ}, \quad (24)$$

$$0 = k_{YY} \cdot d_{ZY} + k_{YZ} \cdot d_{ZZ}, \quad (25)$$

$$\Delta F_Y = -1 = k_{ZY} \cdot d_{ZY} + k_{ZZ} \cdot d_{ZZ}, \quad (26)$$

kde d_{ij} jsou průměry přes posledních 2000 vzorků simulace. Odezva modelu byla simulována při rychlostech od 1500 *ot/min* do 7000 *ot/min* s krokem 500 *ot/min* a porovnána s modelem vytvořeným v programu ARMD (obr. 6.3, 6.4, 6.6 a 6.5).

6.2.4 Koeficienty tlumení

Koeficienty tlumení byly určeny pomocí odezvy na harmonické buzení. Principem je měření odezvy na harmonické buzení působící postupně ve dvou na sebe kolmých směrech. V zásadě jsou možné dvě varianty:

- usměrněná harmonická síla působí na ložisko,
- rotující síla od známé nevyváhy hřídele působí na hřídel [1].

V této práci jsou koeficienty tlumení určeny pomocí druhé varianty, tedy působením rotující síly od známé nevyváhy na čep hřídele. Tohoto lze v programu AVL Excite dosáhnout velice snadno. Pouze se posune středisko hmotnosti hřídele v pevném souřadnicovém systému o velmi malou hodnotu - excentricitu e .

Tímto vznikne odstředivá síla F_0 působící na čep hřídele v rovině \widehat{YZ} . Tato síla je následně rozložena do směrů os Y a Z .

$$F_Y(t) = m\omega^2 \cdot \cos(\omega t), \quad (27)$$

$$F_Z(t) = m\omega^2 \cdot \sin(\omega t), \quad (28)$$

kde ω je úhlová rychlost a m hmotnost čepu hřídele, resp. zatížení ložiska. Vektor harmonických sil zapíšeme jako $\mathbf{f}_s(t) = [F_Y(t), F_Z(t)]^T$.

Za předpokladu lineárního chování modelu ložiska lze pohybovou rovnici tuhého čepu hřídele zapsat dle rovnice (16) z podkapitoly 4.2.3. V tomto případě však bude zapsána s pravou stranou v následujícím tvaru

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{B}\dot{\mathbf{x}}(t) + \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_n) = \mathbf{f}_s(t), \quad (29)$$

kde $\mathbf{x}(t)$ je vektor výchylek v pevném souřadnicovém systému, \mathbf{x}_n je výchylka čepu hřídele při nominálním zatížení 42 570 *N*. \mathbf{M} reprezentuje matici tuhosti, \mathbf{B} matici tlumení a \mathbf{K} matici tuhosti. Od vektoru rychlosti a zrychlení není potřeba odečítat žádné hodnoty, neboť čep hřídele při nominálním zatížení koná v ustáleném stavu nulový pohyb. Gravitace na pravé straně rovnice zastoupena není, vliv gravitace je zahrnut odečtením výchylky od nominálního zatížení.

Rovnice (30) byla upravena tak, že všechny známé byly převedeny na pravou stranu.

$$\mathbf{B}\dot{\mathbf{x}}(t) = -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}(t) - \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}(t) - \mathbf{x}_n) + \mathbf{f}_s(t), \quad (30)$$

kde koeficienty tuhosti k_{ij} v matici \mathbf{K} jsou již známé.

Takto upravená rovnice obsahuje čtyři neznámé koeficienty tlumení b_{ij} . Je tedy potřeba, jako při hledání koeficientů tuhosti, nalézt dva typy zátěžných stavů.

K tomuto není nutné provádět dvě simulace, jako při určování koeficientů tuhosti. Na čep hřídele neustále působí odstředivá síla. Pro první zátěžný stav v čase t_1 jsou využity hodnoty $(\ddot{\mathbf{x}}_1, \dot{\mathbf{x}}_1, \mathbf{x}_1)$, při kterých směřuje nevyvážek v kladném směru osy Y . Hodnoty pro druhý zátěžný stav $(\ddot{\mathbf{x}}_2, \dot{\mathbf{x}}_2, \mathbf{x}_2)$ jsou odečteny v čase t_2 , kdy nevyvážek směřuje ve směru osy Z (o úhel $\pi/2$ dále než pro první zátěžný stav).

Dostaneme 4 rovnice pro 4 neznámé.

$$\mathbf{B}\dot{\mathbf{x}}_1 = -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_1 - \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_n) + \mathbf{F}_{s1}, \quad (31)$$

$$\mathbf{B}\dot{\mathbf{x}}_2 = -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_2 - \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_n) + \mathbf{F}_{s2}. \quad (32)$$

Zavedením označení

$$\mathbf{f}_1 \doteq -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_1 - \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}_1 - \mathbf{x}_n) + \mathbf{F}_{s1}, \quad (33)$$

$$\mathbf{f}_2 \doteq -\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}}_2 - \mathbf{K} \cdot (\mathbf{x}_2 - \mathbf{x}_n) + \mathbf{F}_{s2}, \quad (34)$$

vznikne soustava rovnic

$$b_{YY} \cdot v_{1Y} + b_{YZ} \cdot v_{1Z} = f_{1y}, \quad (35)$$

$$b_{ZY} \cdot v_{1Y} + b_{ZZ} \cdot v_{1Z} = f_{1z}, \quad (36)$$

$$b_{YY} \cdot v_{2Y} + b_{YZ} \cdot v_{2Z} = f_{2y}, \quad (37)$$

$$b_{ZY} \cdot v_{2Y} + b_{ZZ} \cdot v_{2Z} = f_{2z}, \quad (38)$$

kde $\dot{\mathbf{x}}_1 = [v_{1Y}, v_{1Z}]^T$ a $\dot{\mathbf{x}}_2 = [v_{2Y}, v_{2Z}]^T$. Výsledné hodnoty koeficientů tlumení jsou pak dány průměrem výsledků této soustavy rovnic pro posledních 500 vzorků simulace.

Tento postup získání koeficientů tlumení platí za předpokladu existence dvou na sobě nezávislých vektorů rychlosti čepu hřídele $\dot{\mathbf{x}}_1$ a $\dot{\mathbf{x}}_2$. Při určitých otáčkách však nastává situace, kdy se čep hřídele pohybuje po přímce. V takovém případě tento postup selhává a koeficienty tlumení dosahují o několik řádů vyšších hodnot.

Řešením je velice jednoduchá úvaha. Bude-li čep hřídele rotovat na opačnou stranu, změní se pouze znaménka u zrychlení, rychlosti, výchylky a síly ve směru osy Z . Tímto je dosaženo ortogonality vektorů rychlostí a tedy i podmínky řešitelnosti soustavy. Tento postup byl zvolen pro koeficienty tlumení při rychlostech 3500-4500 *ot/min*.

6.3 Výsledky a porovnání s jiným modelem

Výpočetní model vytvořený v programu AVL EXCITE budeme porovnávat s programem ARMD V5.7G TILTBR, který je určený pro výpočet segmentových ložisek. V rámci případové studie byly porovnávány tyto veličiny:

- **minimální tloušťka olejového filmu,**

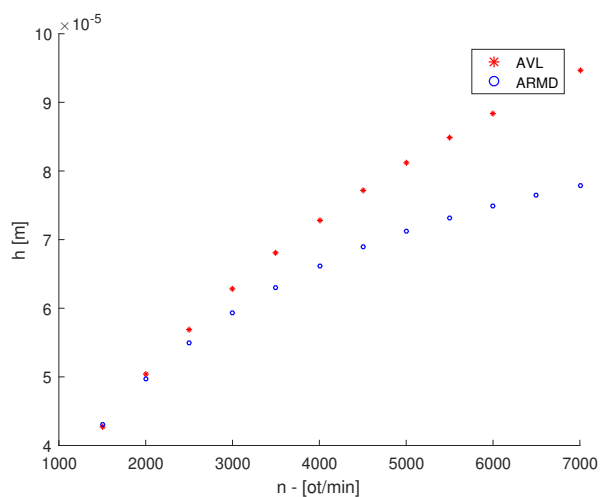
Z grafu (obr. 6.1) je zřejmé, že pro nízké otáčky a tedy i malá Reynoldsova čísla jsou matematické modely obou programů téměř shodné. S rostoucími otáčkami však rozdíl mezi vypočítanou minimální tloušťkou olejového filmu roste. Tento jev zřejmě souvisí s druhem proudění, který je v programu uvažován.

- ztrátový výkon,

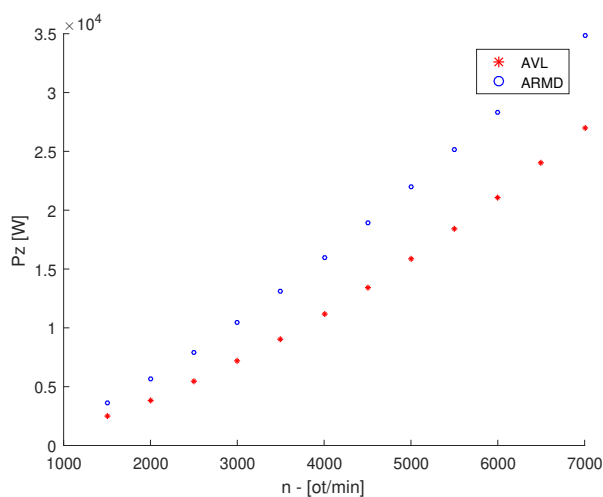
V případě ztrátového výkonu dochází k obdobnému jevu jako u minimální tloušťky olejového filmu. Hodnoty ztrátového výkonu se se zvyšujícími otáčkami rozcházejí. Trend však zůstává zachován.

- matice tuhosti,

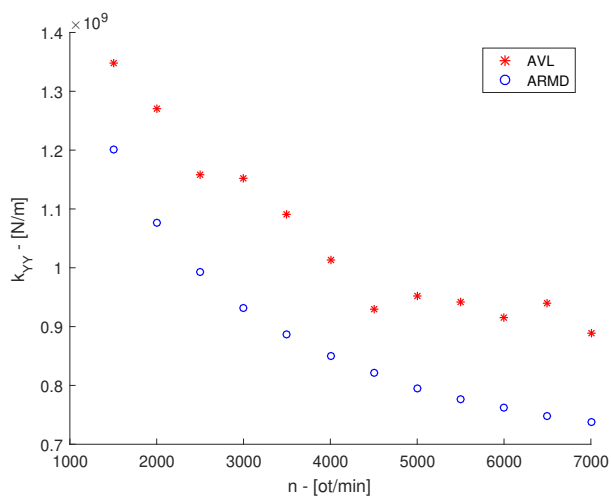
- matice tlumení.



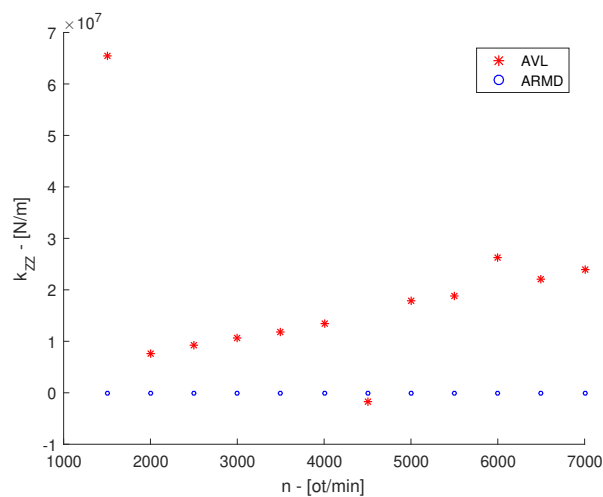
Obr. 6.1: Minimální tloušťka olejového filmu



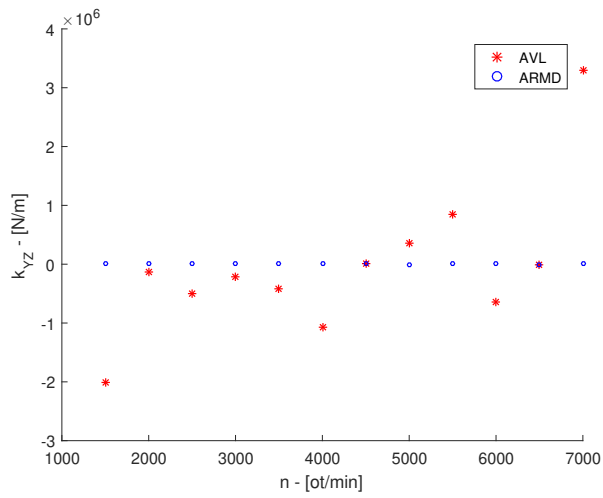
Obr. 6.2: Ztrátový výkon



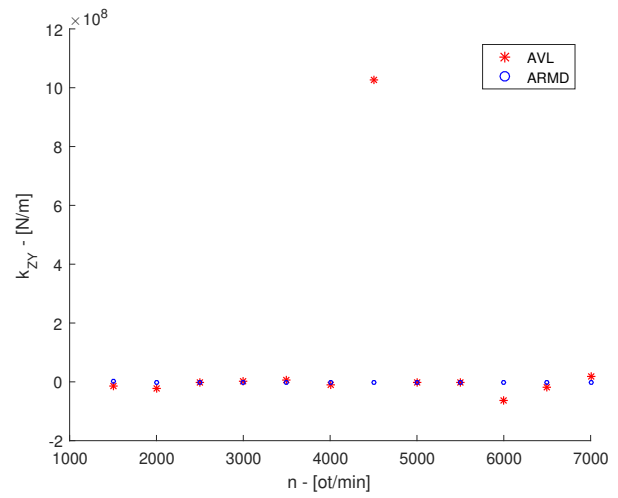
Obr. 6.3: Koeficient k_{YY}



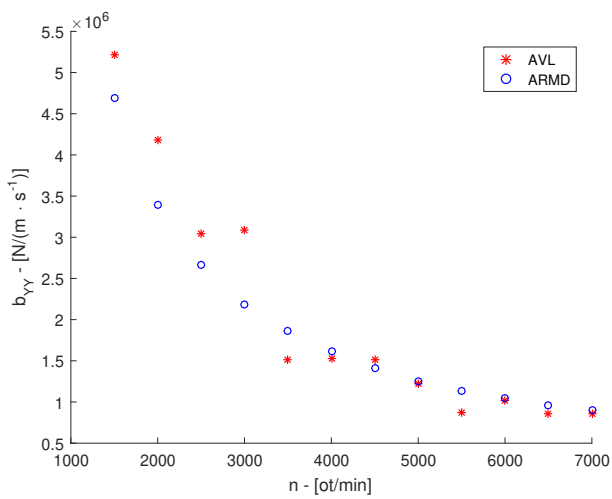
Obr. 6.4: Koeficient k_{ZZ}



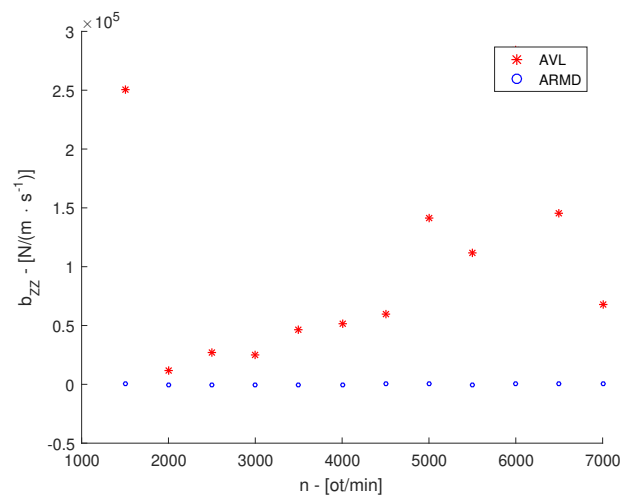
Obr. 6.5: Koeficient k_{YZ}



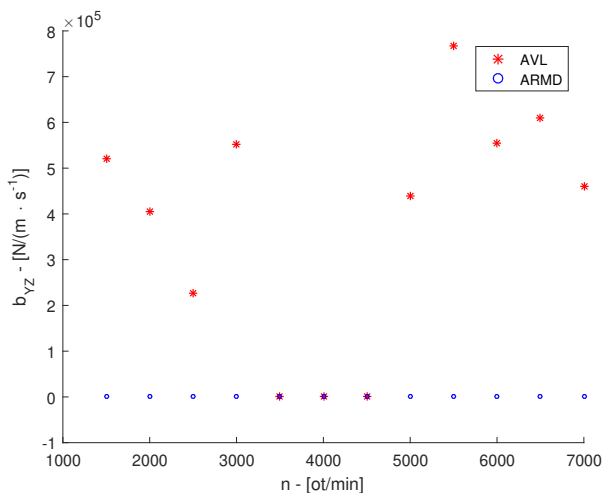
Obr. 6.6: Koeficient k_{ZY}



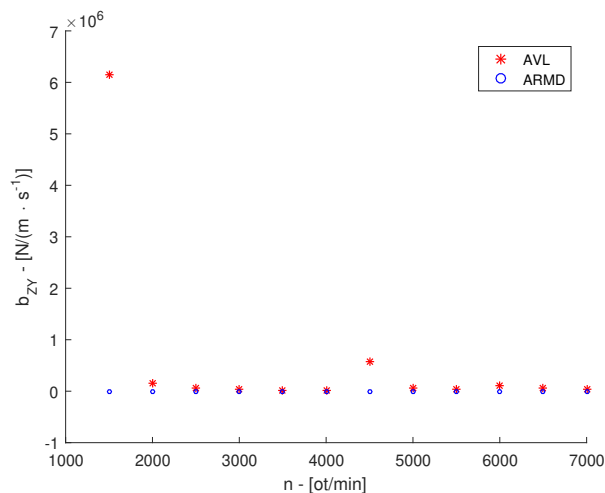
Obr. 6.7: Koeficienty b_{YY}



Obr. 6.8: Koeficienty b_{ZZ}



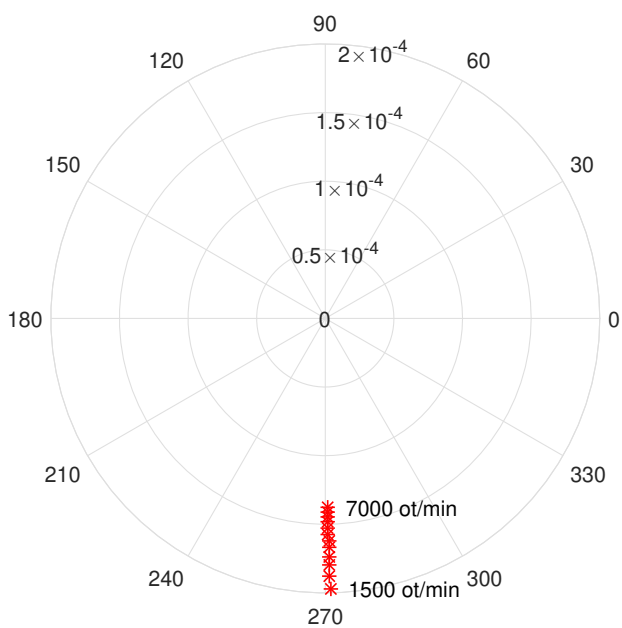
Obr. 6.9: Koeficienty b_{YZ}



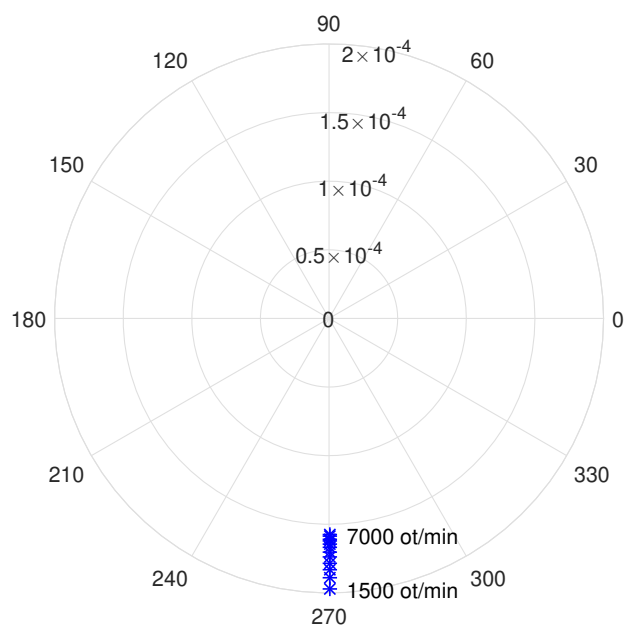
Obr. 6.10: Koeficienty b_{ZY}

6.3.1 Poloha středu čepu hřídele při nezatíženém stavu

Poloha středu čepu hřídele se se zvyšujícími otáčkami přibližuje ke geometrickému středu ložiska. Se zvyšujícími se otáčkami rostou i hydrodynamické síly, které na čep působí [18].



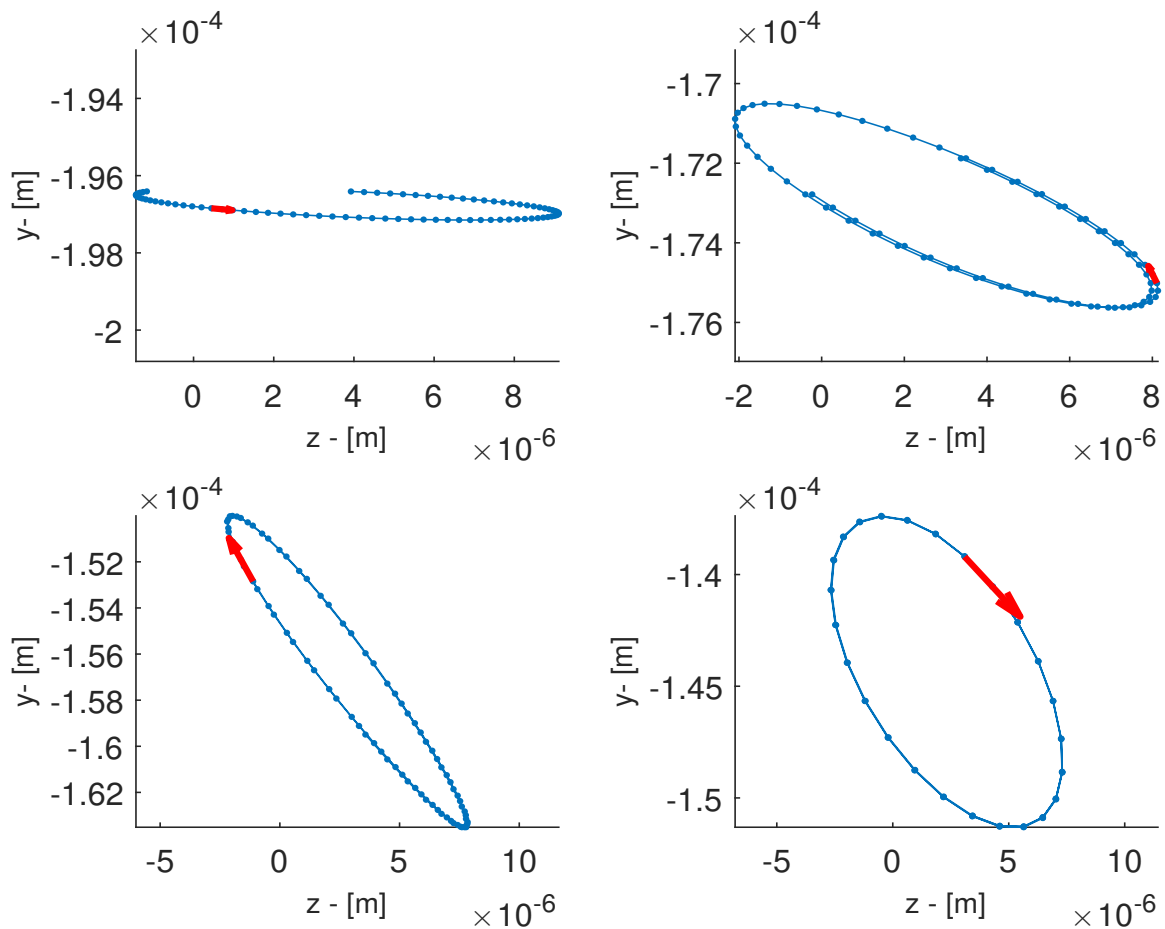
Obr. 6.11: Poloha středu čepu hřídele v závislosti na otáčkách - AVL



Obr. 6.12: Poloha středu čepu hřídele v závislosti na otáčkách - ARMD

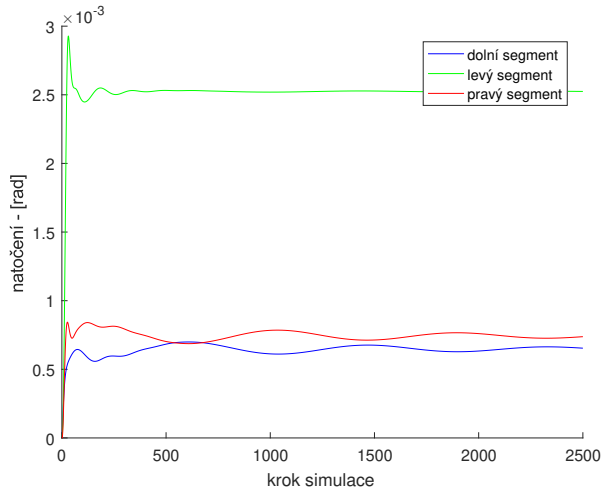
6.3.2 Trajektorie středu čepu hřídele při zatíženém stavu

Trajektorie středu čepu hřídele se při harmonickém buzení nevážkem spolu s rostoucími otáčkami mění. Při přibližně $4\,000\text{ ot/min}$ dochází ke změně, rotor přechází z protiběžné do souběžné precese. Při souběžné precеси má úhlová rychlost unášivého pohybu stejný směr jako úhlová rychlost vlastní rotace (úhlová rychlost čepu hřídele). Při protiběžné precеси mají úhlové rychlosti precese a vlastní rotace opačný směr. Na obr. 6.13 je na horních grafech znázorněna protiběžná precese a na spodních souběžná.

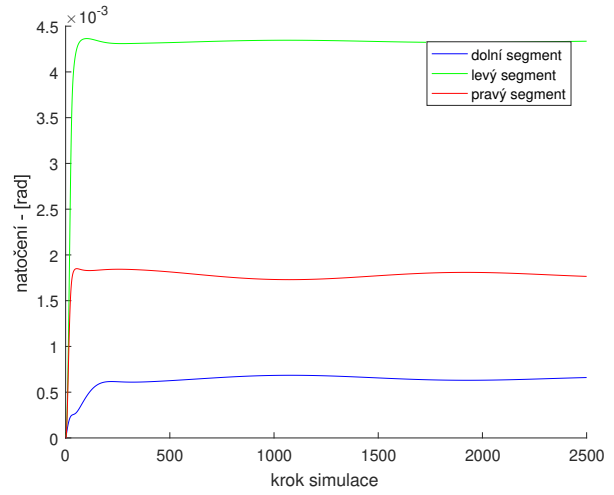


Obr. 6.13: Trajektorie středu čepu hřídele buzeného nevážkou při 1500, 3000, 4500 a 6000 ot/min

6.3.3 Natočení segmentů



Obr. 6.14: Natočení segmentů při 7000 *ot/min*



Obr. 6.15: Natočení segmentů při 1500 *ot/min*

7 Závěr

Cílem této práce bylo stručně nastínit problematiku kluzných ložisek, vypracovat metodiku pro tvorbu výpočetního modelu v programu AVL Excite a verifikovat výsledky pomocí dat získaných z programu ARMD.

Vypracování metodiky

Hlavním přínosem vypracování metodiky pro tvorbu výpočetního modelu segmentového ložiska je způsob, jak nastavit vazbu mezi segmenty a čepem hřídele. Program AVL totiž umožňuje nastavit pouze 2π ložiskové vazby, které vždy tvoří celou ložiskovou pánev.

Ložiskovou vazbu lze však mimo jiné upravit pomocí tlakových okrajových podmínek, které primárně slouží pro definování přívodu maziva a okolního tlaku. Díky této možnosti je možné nastavit nulový tlak v místě, kde se nenachází segment.

Pomocí představené metodiky je možné modelovat rotory podepřené segmentovými ložisky a predikovat nelineární odezvu takových systémů v tranzientních úlohách (během přechodových dějů). Existují totiž děje, při kterých se mění skokem statická rovnovážná poloha čepu (kvůli kontinuálním změnám směru a velikosti zatížení, např. změna provozních parametrů, ztráta materiálu rotoru nebo odezva na zemětřesení). Tyto děje není možné předpovídat pomocí klasické lineární reprezentace ložiskové vazby (matice \mathbf{B} a \mathbf{K}), představený model však plně vyhovuje požadavkům na modelování nelineární odezvy.

Verifikace modelu

V podkaptiole 6.3 byly porovnány hodnoty základních dynamických a tribologických charakteristik, mezi které patří dynamické koeficienty, minimální tloušťka olejového filmu a ztrátový výkon. Navíc bylo ověřeno natáčení segmentů pro nominální zatížení, které se u horních segmentů pro zvyšující se otáčky zmenšuje.

Získané výsledky pro koeficienty tuhosti a útlumu z programu AVL prokazují ve směru osy Y značnou shodu s programem ARMD, ve směru osy Z se výsledky sice rozcházejí nicméně na výsledcích z programu AVL lze pozorovat jistý trend.

Mimodiagonální prvky mají o několik řádů nižší hodnoty a jejich závislost na otáčkách neprojevuje žádný trend, až na výjimky se však řádově shodují.

Reference

- [1] ŠIMEK, Jiří, 2008. *Kluzná ložiska a uložení rotorů* [online]. Praha: Techlab [cit. 2018-05-27]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/cs/loziska.html>
- [2] ŠIMEK, Jiří, 2008. *Kluzná ložiska a uložení rotorů* [online]. Praha: Techlab [cit. 2018-05-27]. Dostupné z: <http://www.techlab.cz/cs/NavrhRadLozisek.html>
- [3] ŠIMEK, Jiří, 2008. *Kluzná ložiska a uložení rotorů* [online]. Praha: Techlab [cit. 2018-05-27]. Dostupné z: <http://techlab.cz/cs/DynVlastKlLoz.pdf>
- [4] STACHOWIAK, Gwidon W. a Andrew W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. Fourth edition. Oxford: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [5] Robert C. Eisenmann Sr. *Tilt-Pad Bearing Preload 2004*: SULZER TECHNICAL REVIEW 2/2004.
- [6] HAVLÁSEK, Michal. *Rešerše zaměřena na naklápěcí segmentová ložiska (výpočtové a experimentální modelování)*. Brno, 2013. Bakalářská Práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky, 2012-12-13
- [7] RENDL, Jan. *Numerické řešení Reynoldsovy rovnice pro kluzná ložiska*. Plzeň, 2015. Bakalářská Práce. Západočeská univerzita v Plzni, Fakulta aplikovaných věd, Katedra mechaniky, 2015-05-24
- [8] OFFNER, Günter et al., *AVL Excite Power Unit v2017: Theory*. Graz: AVL Group, 2017.
- [9] TechPark. *Radiální kluzná ložiska s naklápěcími segmenty*. Tribotechnika. Copyright © 2008 - 2018 TechPark, o.z. [online]. Žilina : TechPark. [Cit. 5.5.2018]. Dostupné z: <http://www.tribotechnika.sk/tribotechnika-1-2009/radialni-kluzna-loziska-s-naklapecimi-segmeny.html>
- [10] TechPark. *Radiální kluzná ložiska s naklápěcími segmenty*. Tribotechnika. Copyright © 2008 - 2018 TechPark, o.z. [online]. Žilina : TechPark. [cit. 2018-05-05]. Dostupné z: http://www.tribotechnika.sk/1-2008/klzne_loziska_tribotechnika.html
- [11] PELLANT, Karel. [online]. *Nelineární kmitání*. [cit. 2018-03-11]. Dostupné z: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/kpellant/11%20Nelinearni%20Kmity.pdf>
- [12] VANCE, John M. *Rotordynamics of turbomachinery*. New York: Wiley, c1988. ISBN 0471802581.
- [13] SVOBODOVÁ, Magdalena. *Součásti točivého a přímočarého pohybu: Druhy tření, mazání ložisek* [online]. Brno, Sokolovská 1, 2012 [cit. 2018-05-26]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-02.pdf
- [14] SVOBODOVÁ, Magdalena. *Součásti točivého a přímočarého pohybu: Kluzná ložiska* [online]. Brno, Sokolovská 1, 2012 [cit. 2018-05-26]. Dostupné z: http://domes.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_14-01.pdf

- [15] ZAPOMĚL, Jaroslav. *Počítačové modelování příčného kmitání rotorů uložených v hydrodynamických ložiskách a squeeze filmových tlumičích*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita, 2007. ISBN 978-80-248-1593-0.
- [16] REYNOLDS, O. On the theory of lubrication and its application to Mr. Beauchamp Tower's experiments, including an experimental determination of the viscosity of olive oil. *Philos T R Soc*, 1886. **177**(i): 157-234.
- [17] SHABANA, Ahmed A., *Dynamics of multibody systems*, 2nd ed. New York: Cambridge University Press, 1998. ISBN 0521594464.
- [18] GASCH, Robert a Herbert PFÜTZNER. *Dynamika rotorů*. Přeložil Karel JULIŠ, přeložil Vladimír BORŮVKA, přeložil Bohumil FRYML. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1980.
- [19] EDITORS:CHILDS, Dara W. Rotordynamics of turbomachinery ... looking back ... looking forward. 2002. vyd. Sydney, 2002, s. 8. ISBN 0-7334-1963-1.

Seznam obrázků

2.1	Ložisko s naklápěcími segmenty	4
2.2	Kluzné ložisko	4
3.1	Části segmentového ložiska	6
3.2	Geometrické charakteristiky	6
3.3	Pozice pivotu	7
3.4	LOP	8
3.5	LBP	8
4.1	Odvození Reynoldsovy rovnice	9
4.2	Aplikace Reynoldsovy rovnice pro kluzné ložisko	9
5.1	Schéma modelu segmentového ložiska	14
5.2	Absolutní souřadnicový systém	15
5.3	Souřadnicový systém Rámu 3	15
5.4	Souřadnicový systém X'Y'Z' umístěný v těžišti segmentu	18
5.5	Nastavení vazeb mezi čepem a segmenty	20
5.6	Uzlové sítě	20
5.7	Výseč drážky dodávající olej	21
5.8	Nastavení tlakového pole na dolním segmentu v programu AVL	22
5.9	Výsledky tlakového pole na levém horním segmentu	22
5.10	Segment s tuhým pivotem	23
5.11	Segment s poddajným pivotem	23
6.1	Minimální tloušťka olejového filmu	28
6.2	Ztrátový výkon	28
6.3	Koeficient k_{YY}	28
6.4	Koeficient k_{ZZ}	28
6.5	Koeficient k_{YZ}	29
6.6	Koeficient k_{ZY}	29
6.7	Koeficienty b_{YY}	29
6.8	Koeficienty b_{ZZ}	29
6.9	Koeficienty b_{YZ}	30
6.10	Koeficienty b_{ZY}	30
6.11	Poloha středu čepu hřídele v závislosti na otáčkách - AVL	30
6.12	Poloha středu čepu hřídele v závislosti na otáčkách - ARMD	30
6.13	Trajektorie středu čepu hřídele buzeného nevyváhou při 1500, 3000, 4500 a 6000 <i>ot/min</i>	31
6.14	Natočení segmentů při 7000 <i>ot/min</i>	32
6.15	Natočení segmentů při 1500 <i>ot/min</i>	32