

KOMPLEXNÍ VÝPOČTOVÉ MODELOVÁNÍ KLUZNÝCH LOŽISEK S NAKLÁPĚCÍMI SEGMENTY

ADVANCED COMPUTATIONAL MODELLING OF TILTING PAD JOURNAL BEARINGS

Luboš Smolík^{a)}, Václav Houdek^{b)} a Jan Hyrát^{a)}

^{a)} Výzkumný a zkušební ústav Plzeň s.r.o.

^{b)} Západočeská univerzita v Plzni

Abstrakt

Kluzná ložiska s naklápěcími segmenty se používají k ukládání točivých strojů s vysokou obvodovou rychlostí čepů hřídele. Ve výpočtech rotorové dynamiky se často zanedbává kmitání naklápěcích segmentů a síly přenášené ložiskem se linearizují. V příspěvku je představen výpočtový model respektující nelineární charakter sil v mazacím filmu, uložení segmentů a poddajnost segmentů i ložiskového tělesa. Model je schopen predikovat kmitání segmentů, kavitaci v mazivu a opotřebení kluzných ploch.

Abstract

Tilting pad bearings can be found in rotating machinery with high circumferential speeds of journals. Vibrations of individual pads are usually neglected in rotordynamics simulations and hydrodynamic forces acting in oil films are often linearized. A computational model which respects non-linear properties of hydrodynamic forces, contact forces between the pads and a bearing housing, and deformations of the pads and the housing is introduced in this paper. The model can be used for the analysis of vibrational and tribological parameters including wear of bearing surfaces.

Úvod

Kluzná ložiska s naklápěcími segmenty (KLNS) nacházejí uplatnění v aplikacích, kde je očekávána vysoká obvodová rychlost čepu hřídele, protože jsou méně náchylná k nestabilnímu chování než ložiska s pevnou geometrií [1].

Ve výpočtech rotorové dynamiky se KLNS obvykle modelují stejně jako kluzná ložiska s pevnou geometrií. V případě těchto ložisek se vychází se ze skutečnosti, že čep hřídele rotující danými otáčkami je nadzvedáván hydrodynamickou (HD) silou a zaujme rovnovážnou polohu v tzv. pracovním bodě. Poloha pracovního bodu závisí na typu a rozměrech ložiska, otáčkách, zatížení od rotoru a viskozitě maziva [2]. Pokud se čep pohybuje v blízkosti pracovního bodu, je HD síla, která na něj působí, téměř přímo úměrná výchylkám a rychlostem čepu a lze jí vyjádřit vztahem

$$\begin{bmatrix} F_{hd,x} \\ F_{hd,y} \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta\dot{x} \\ \Delta\dot{y} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix}, \quad (1)$$

kde $F_{hd,x}$ a $F_{hd,y}$ jsou horizontální a vertikální složka hydrodynamické síly, Δx a Δy jsou horizontální a vertikální výchylky čepu hřídele měřené od pracovního bodu, $\Delta\dot{x}$ a $\Delta\dot{y}$ jsou příslušné rychlosti čepu a b_{ij} a k_{ij} jsou koeficienty tlumení a tuhosti ložiska [1, 2]. Koeficienty tlumení a tuhosti se stanovují pro dané zatížení ložiska, dané parametry mazacího oleje a jsou navíc závislé na otáčkách [3]. Pro každé ložisko točivé stroje a pro každé otáčky se tedy koeficienty stanovují zvlášť. Koeficienty v sobě mohou zahrnovat vliv deformací segmentů a tuhost jejich podpor. Model (1) je vhodný pro výpočty dynamiky rotoru při konstantních provozních parametrech. Nehodí se pro analýzu přechodových stavů a neumožňuje simulovat lokální děje, např. tlak v olejovém filmu či kmitání segmentů.

Komplexní model kluzného ložiska s naklápěcími segmenty

Na rozdíl od linearizovaného modelu (1) se komplexní model ložiska skládá z jednotlivých těles a vazeb mezi nimi. Zjednodušené schéma komplexního modelu je ukázáno na obr. 2b.

Mezi čepem hřídele a segmentem se nachází olejový film, ve kterém se generuje hydrodynamický tlak, který závisí na otáčkách čepu a vzájemné poloze čepu a segmentu. Účinky hydrodynamického tlaku na čep hřídele a segment jsou modelovány pomocí několika desítek sil (1 z obr. 2b), jejichž nositelky jsou rovnoměrně rozmístěny na ploše segmentu. Při každém pohybu segmentu či čepu se je nutné pole hydrodynamického tlaku přepočítat.

Segmenty se opírají v opěrném bodě o ložiskové těleso. Konstruktivní řešení opěrného bodu je různé – u málo zatížených ložisek může jít o radiální podporu přišroubovanou k ložiskovému tělesu, která je zakončena hrotem či kulovou plochou [1]. V případě více zatížených ložisek segment buď volně leží na ložiskovém tělese, nebo se opírá o kulový prvek, který je umístěn do drážky v ložiskovém tělese (angl. *ball and socket*) [4]. V místě dotyku segmentu a opěrného prvku vznikají elastické kontaktní síly (2 z obr. 2b). Tyto síly jsou nelineární a závisí na míře deformace těles, která jsou v kontaktu.

Naklápění segmentu je limitováno konstrukčním řešením celého ložiska. Segment se může v určitém malém intervalu naklápět volně. V krajních bodech tohoto intervalu je pohyb segmentu vymezen hradítky nebo ložiskovým tělesem. V modelu je tato vazba (3 z obr. 2b) uvažována tak, že v určitém intervalu nepůsobí na segment prakticky žádnou silou a jakmile naklopení segmentu překročí nastavenou mez, začne na segment působit elastická síla.

Konkrétní vlastnosti vazeb (2) a (3) je nutné naladit podle vlastností modelovaného ložiska. Z hlediska výpočtového času je nejvýhodnější tuhost a tlumicí účinky kontaktních vazeb zadat pomocí nelineární.

Ukázka výsledků

Možnosti výše popsaného komplexního modelu jsou demonstrovány na příkladu kluzného ložiska se třemi naklápěcími segmenty v konfiguraci „zatížení na segment“. Základní parametry zkoumaného ložiska jsou uvedeny v tabulce 1. Úloha byla uvažována jako rovinná, tj. naklápění těles kolem příčných os bylo zanedbáno. Všechna tělesa byla uvažována jako tuhá.

Simulováno bylo ustálené kmitání čepu hřídele a všech tří segmentů při různých otáčkách z intervalu 1500 – 7000 ot/min. Úhel natočení segmentů byl omezen na $\pm 4^\circ$ a kontakt mezi segmentem a ložiskovým tělesem byl pro jednoduchost považován za lineární.

Na obr. 2 je zobrazen tlakový obrazec, který se vytváří v olejovém filmu na dolním (zatíženém) segmentu. Tvar obrazce se s rostoucími otáčkami příliš nemění, klesá ale maximální hydrodynamický tlak.

Jednotlivé segmenty mírně kmitají, dominantní frekvence natáčení je totožná s otáčkami čepu hřídele. Amplitudy kmitání, zobrazené na obr. 3, jsou závislé na nevyváženosti rotoru.

Statická rovnovážná poloha čepu hřídele v prostoru ložiskových vůlí závisí na otáčkách a obdobně jako u jiných typů ložisek se čep přibližuje geometrickému středu ložiska s rostoucími otáčkami, viz obr. 4.

Pomocí komplexního modelu byly rovněž identifikovány koeficienty tuhosti a tlumení. Výsledky se poměrně dobře shodovaly s analýzou pomocí softwaru ARMD TILTBR V5.7.

Závěr

V příspěvku byl stručně popsán komplexní model kluzného ložiska s naklápěcími segmenty, který umožňuje simulace přechodových a lokálních jevů. Model zahrnuje kromě čepu hřídele také segmenty a ložiskové těleso. Veškerá tělesa mohou být deformovatelná a jsou spojena nelineárními silovými vazbami – elastickými kontaktními silami a třecími silami v místě kontaktu těles a hydrodynamickými silami v olejových filmech.

Poděkování

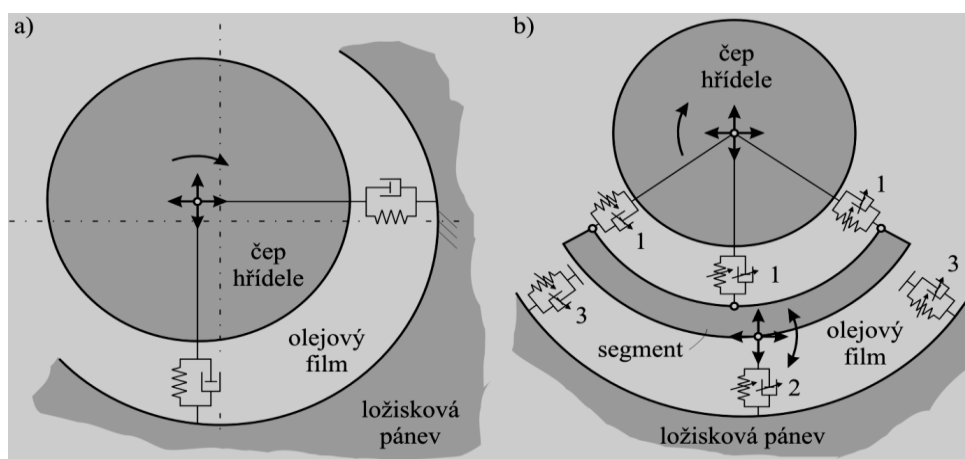
Tato publikace byla podpořena projektem TE01020068 Technologické agentury ČR a projektem SGS-2016-038 Západočeské univerzity v Plzni.

Literatura

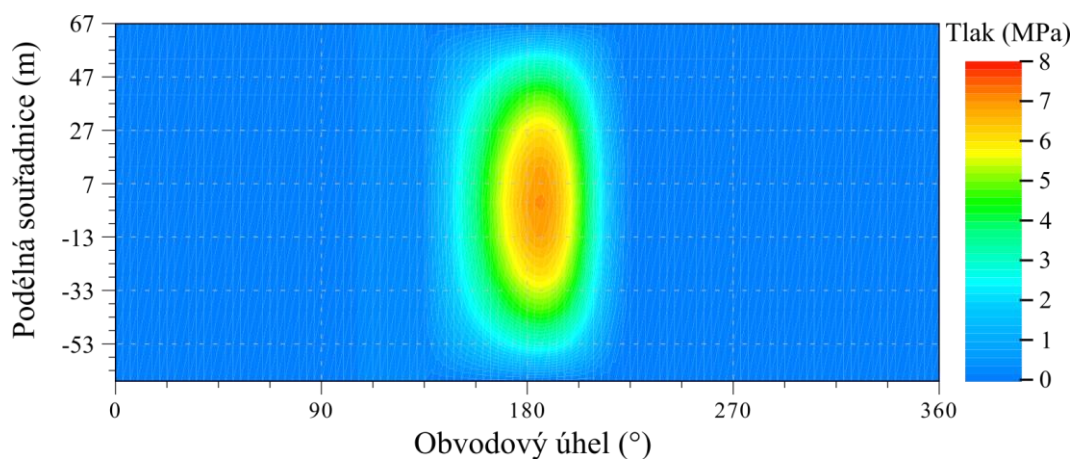
- [1] Lund, J.W. (1964): Spring and damping coefficients for the tilting-pad journal bearing. *ASLE Transactions*, Vol. 7, No. 3, pp. 342-352.
- [2] Gasch, R., Pfützner, H. (1980): *Dynamika rotorů*. Praha: SNTL.
- [3] Delgado, A., Vannini, G., Ertas, B., Drexel, M., Naldi, L. (2011): Identification and prediction of force coefficients in a five-pad and four-pad tilting pad bearing for load-on-pad and load-between-pad configurations. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 133, pp. 092503-1–092503-9.
- [4] Kim, S.-G., Kim, K.-W. (2008): Influence of pad–pivot friction on tilting pad journal bearing. *Tribology International*, Vol. 41, No. 8, pp. 694-703.

Tabulka 1: Parametry simulovaného ložiska

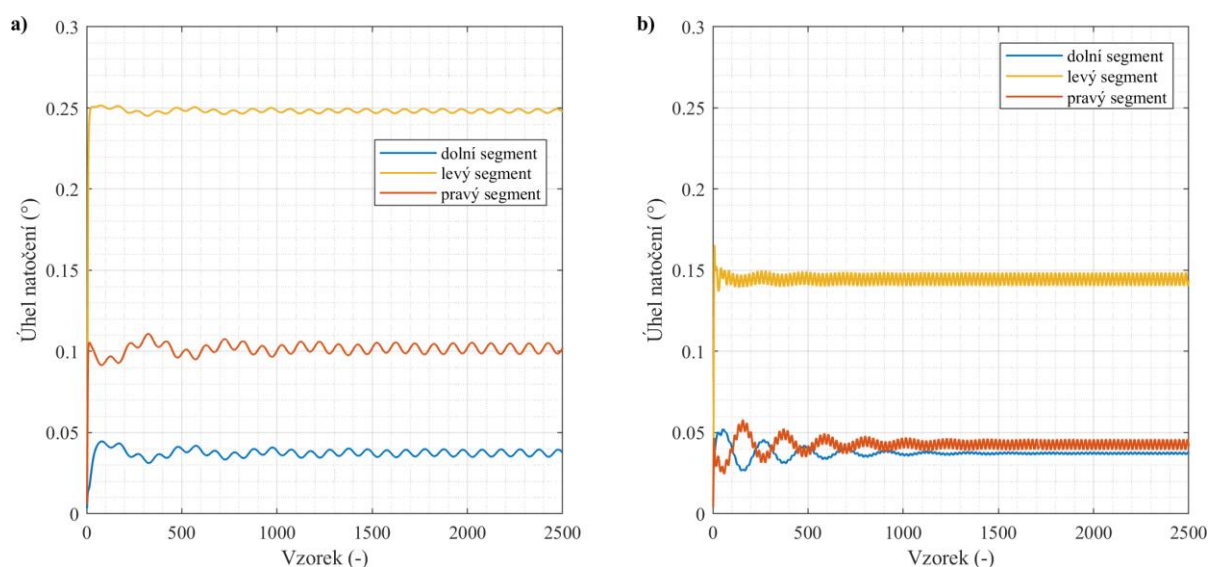
Parametr	Hodnota	Jednotka	Parametr	Hodnota	Jednotka
Průměr čepu	220,00	(mm)	Minimální otáčky	1500	(ot/min)
Délka ložiska	134,00	(mm)	Maximální otáčky	7000	(ot/min)
Počet segmentů	3		Typ oleje	ISO VG 46	
Konfigurace	zatížení na segment		Viskozita oleje	0,02	(Pa s)
Radiální vůle spodního segmentu	257,50	(μm)	Průtoková rychlost	78,80	(l/min)
Radiální vůle horních segmentů	340,00	(μm)	Mazací tlak	2,00	(bar)
Předpětí	0,00	(–)	Tlak okolí	1,00	(bar)
Úhlová délka segmentu	90,00	($^{\circ}$)	Kavitační tlak	0,98	(bar)
Tloušťka segmentu	28,00	(mm)	Radiální zatížení	24,57	(kN)
Úhlová poloha opěrného bodu	45,00	($^{\circ}$)	Směr zatížení	270,00	($^{\circ}$)
Radiální poloha opěrného bodu	138,00	(mm)	Měrné zatížení	1,44	(MPa)



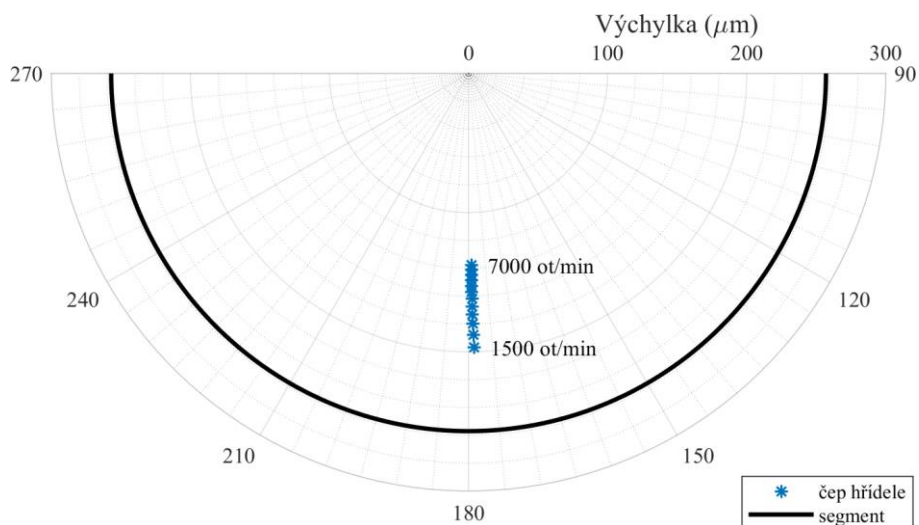
Obr. 1: a) Schéma linearizovaného modelu kluzného ložiska (převzato z [2]); b) schéma nelineárního modelu kluzného ložiska s jedním naklápěcím segmentem



Obr. 2: Typický tlakový obrazec, který se vytváří v olejovém filmu na dolním segmentu



Obr. 3: a) Relativní natočení segmentů simulovaného ložiska při rychlosti 1500 ot/min; b) relativní natočení segmentů simulovaného ložiska při rychlosti 7000 ot/min



Obr. 4: Závislost stacionární polohy čepu hřídele na otáčkách