



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV MECHANIKY TĚLES, MECHATRONIKY A BIOMECHANIKY

INSTITUTE OF SOLID MECHANICS, MECHATRONICS AND BIOMECHANICS

VIBRACE LOŽISKA PŘI JEHO PORUŠE V ZÁVISLOSTI NA ZATÍŽENÍ

VIBRATION OF FAULTY BEARING DEPENDING ON THE LOAD

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Barbora Slaninová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.

BRNO 2020

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav mechaniky těles, mechatroniky a biomechaniky
Studentka:	Barbora Slaninová
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního inženýrství
Vedoucí práce:	doc. Ing. Jiří Krejsa, Ph.D.
Akademický rok:	2019/20

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Vibrace ložiska při jeho poruše v závislosti na zatížení

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Předmětem práce je analýza průběhu vibrací způsobených vadami a zatížením valivého ložiska. Základním cílem práce je tvorba modelu simulujícího časový průběh vibrací při poruše ložiska v závislosti na silovém zatížení a otáčkách ložiska. Pro parametrizaci modelu budou dostupná experimentální data s různým zatížením. Student se bude podílet na získání experimentálních dat. Rešeršní část se bude zabývat porovnáním frekvenčního a časového modelu chybových frekvencí valivého ložiska.

Cíle bakalářské práce:

1. Porovnání frekvenčního a časového modelu chybových frekvencí valivého ložiska.
2. Vytvoření modelu chybových frekvencí ložiska.
3. Rozšíření modelu chybových frekvencí ložiska o silové působení.
4. Parametrizace modelu na základě naměřených dat ve vazbě na působící sílu.
5. Porovnání vypočítaných a experimentálních průběhů.

Seznam doporučené literatury:

SMITH W.A., RANDALL R.B., Rolling element bearing diagnostics using the Case Western Reserve University data: A benchmark study, Mechanical Systems and Signal Processing, 64, pp 100-131, 2015

NATARAJ C., KAPPAGANTHU K., Vibration-based diagnostics of rolling element bearings: state of the art and challenges, 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, 2011

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2019/20

V Brně, dne

L. S.

ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Předmětem předkládané bakalářské práce je analýza vibrace ložiska při jeho poruše na vnitřním kroužku v závislosti na jeho zatížení. Práce má za cíl vytvoření modelu simulujícího časový průběh vibrací při vadě ložiska v závislosti na zatížení a otáčkách ložiska. V práci je porovnán frekvenční a časový model chybových frekvencí valivého ložiska. Také byl vytvořen model chybových frekvencí ložiska, který je v dalším kroku doplněn o silové působení. Pro parametrizaci modelu byla experimentálně naměřena data na ložisku, které nabývá tří možných stavů. První ložisko má vadu na vnitřním kroužku s rozměrem 0,25 mm, druhé ložisko 0,5 mm a třetí je bez vady. Měření probíhá na vývojovém přípravku ve 135 opakováních. Pro návrh ložiska s vadami i bez je použit program Inventor. Naměřená data jsou graficky zpracována v programu MATLAB. Z naměřených hodnot vyplývá, že míra vibrací je nejen závislá na zatížení a otáčkách, ale i velikosti vady.

Summary

The subject of the presented bachelor thesis is an analysis of a bearing vibration during its failure on inner race with varying load. The work aims to create a model simulating the time course of vibrations in the event of a bearing failure depending on the load and speed of the bearing. The work compares the frequency and time model of the rolling bearing error spectrum. A model of bearing error frequencies was also created, which is supplemented by a force action in the next step. To parameterize the model, data were experimentally measured on a bearing that takes on three possible states. The first bearing has a defect on inner race measuring 0.25 mm, the second bearing 0.5 mm and the third is free of defects. The measurement takes place on a test bed in 135 repetitions. Inventor is used to design the bearing with defect. The measured data are processed and visualized with MATLAB. The measured values show that the rate of vibration is not only dependent on the load and speed, but also the size of the defect.

Klíčová slova

ložisko, vibrace, chybová frekvence, frekvenční model, časový model

Keywords

bearing, vibration, error frequency, frequency model, time model

Bibliografická Citace

SLANINOVÁ, B. *Vibrace ložiska při jeho poruše v závislosti na zatížení*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2020. 32 s., Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Jiří Krejsa, Ph.D..

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci na téma „Vibrace ložiska při jeho poruše v závislosti na zatížení“ vypracovala samostatně a s použitím uvedené literatury a pramenů.

Barbora Slaninová

Brno

.

Ráda bych tímto poděkovala doc. Ing. Jiřímu Krejsovi, Ph.D. za konzultace a rady k bakalářské práci. Děkuji svým kolegům za předání cenných zkušeností a motivace psát. V neposlední řadě chci poděkovat své rodině a přátelům za podporu při studiu.

Barbora Slaninová

Obsah

1	Úvod	9
2	Valivá ložiska	10
2.1	Zatěžování ložisek	10
3	Diagnostika ložisek	11
3.1	Vibrace	11
3.2	Senzory	11
3.2.1	Senzor zrychlení	12
3.2.2	Uchycení snímačů	12
3.3	Analýzy a zpracování diagnostických signálů	13
3.3.1	Časový model	13
3.3.2	Frekvenční model	14
4	Tvorba modelu chybových frekvencí ložiska s vadou na vnitřním kroužku	15
4.1	Chybové frekvence ložisek s vadou na vnitřním kroužku	15
4.2	Silové působení	16
4.3	Tvorba modelu	17
5	Experiment	19
5.1	Testované ložisko	19
5.2	Popis přípravku	20
5.3	Postup měření	21
5.4	Naměřená data	21
5.5	Parametrizace modelu	26

5.6 Porovnání frekvenčního a časového průběhu	27
6 Závěr	29
Literatura	30
Seznam obrázků	31

1 Úvod

Průmysl v současnosti zažívá překotný vývoj. Zrychlující se doba přeje řešením, která spočívají jednak ve snižování závislosti na lidských zdrojích - tedy provázanosti systémů a automatizaci, jednak ve zvyšování produktivity. Nynější revoluce průmyslu směrem k těmto ideálům je nazývána jako Průmysl 4.0.

Produktivita výrobních strojů, pominou-li se organizační prodlevy, stojí především na jejich poruchovosti. Zásadním prostředkem zvyšování efektivity je diagnostika strojů, a to ideálně prediktivní, tedy taková, kdy se na možné problémy poukazuje již před nějakou kritickou poruchou. Tehdy je řešení problému levnější a rychlejší, často ve smyslu prosté výměny jedné součástky.

V současné době je věnována spousta času výzkumu senzorů, jednotek a algoritmů, které se diagnostikou strojů zabývají. Jedním z výrazných aktérů v diagnostice strojů je vibrační diagnostika, která se zabývá analýzou vibrací. Tato analýza vibrací je pro nás podstatná právě u valivých ložisek, které jsou nedílnou součástí drtivé většiny strojů. Valivá ložiska jsou při nepřetržitém provozu silně zatěžována a včasné zjištění jejich poškození může předcházet nehodám v provozu a prodlevám ve výrobě.

Zkvalitněním vibrační analýzy ložisek a spojením souvislosti s jejich zatížením můžeme přesněji zjišťovat stav ložisek a vhodnost výměny a tím dosáhnout nejen levnější, ale také ekologičtější výroby.

Teoretická část bakalářské práce popisuje potřebný základ pro experimentální měření této práce. V rešeršní části se popisují typy ložisek, jejich možné zatížení a v neposlední řadě, jakým způsobem probíhá diagnostika v případě poškození ložiska. Také jsou zde popsány senzory zrychlení potřebné k diagnostice a jejich uchycení. Pro zpracování těchto naměřených dat je pak popsána analýza a zpracování dat pomocí časových a frekvenčních modelů s vytvořením modelu chybových frekvencí.

Praktická část bakalářské práce se zabývá analýzou experimentálně naměřených dat z valivých ložisek se zaměřením na vliv vady. V práci je provedeno 135 měření se třemi typy stejného ložiska ve třech modifikacích. Dvě ložiska mají vadu na vnitřním kroužku vytvořenou řezem drátkem, jedno o velikosti 0,25 mm a druhé 0,5 mm. Třetí ložisko je bez vady. Na těchto ložiskách jsou měřeny vibrace v závislosti na zatížení a otáčkách. Na základě naměřených dat byl teoretický model parametrizován na jedno konkrétní měření. Potřebné konstanty byly vypočteny pomocí regrese z maximálních absolutních hodnot zrychlení.

2 Valivá ložiska

Valivá ložiska jsou základním stavebním kamenem téměř každého stroje. Slouží k přenosu zatížení a snížení tření mezi hřídelí a součásti, ve které je hřídel uložena. Valivá ložiska využívají valivých elementů mezi kroužky - tak se neúspěšný kluz nahradí o něco lepším valením. Podstatnou součástí jsou také maziva a těsnicí prvky. Valivá ložiska se dělí v závislosti na typu valivých elementů na kuličková, válečková, kuželíková, jehlová a soudečková. Vzhledem ke směru přenášených sil dělíme valivá ložiska na axiální, kdy síly působí ve směru osy otáčení, a radiální, kdy síly působí kolmo na osu otáčení. Většina radiálních ložisek přenáší i axiální síly a některá axiální ložiska přenáší i radiální síly. Přesto jsou ale tyto kategorie podstatné, protože lze díky nim určit únosnost ložisek. [1]

2.1 Zatěžování ložisek

Velikost a typ ložiska jsou voleny podle jeho očekávané trvanlivosti a provozních podmínek. Základní dynamickou únosnost C definujeme jako stálé, neměnné zatížení ložiska za trvanlivosti jednoho milionu otáček. Trvanlivost představuje dobu provozu nebo počet otáček, které ložisko provede, než vzniknou první známky kontaktní únavy na povrchu valivých těles nebo kroužků. Základní trvanlivost L_{10} je trvanlivost, kterou dosáhne nebo překročí 90 % dostatečného množství stejných ložisek za daných provozních podmínek. L_{10} je stanovena podle ISO a provozní bezpečnosti. Vliv na trvanlivost ložisek může mít mimo jiné mazivo, které tvoří mezi stykovými plochami ložisek tenkou vrstvu, jež brání jejich dotyku. Mazání valivých ložisek snižuje tření, odvádí teplo a zabraňuje korozi. Volba maziva se uskutečňuje na základě provozních otáček a teploty. Základní trvanlivost lze spočítat pomocí rovnice 2.1

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^a 10^6 \quad (2.1)$$

kde L_{10} [ot] je základní trvanlivost, C [kN] je základní dynamická únosnost, P [kN] je ekvivalentní dynamické zatížení ložiska a a [-] mocnitel (pro kuličková ložiska $a = 3$, pro válečková, jehlová, soudečková a kuželíková $a = \frac{10}{3}$).

Po vhodném zvolení ložiska vzhledem k otáčkám a dynamickému zatížení a správné volbě mazání by životnost ložiska v provozu měla dosáhnout unávodové životnosti L_{10} . Pravidelnou kontrolou valivých ložisek lze předejít nehodám a naplánovat jejich obměnu. [1]

3 Diagnostika ložisek

Jak už bylo zmíněno v úvodu, diagnostika ložisek hraje podstatnou roli v životě stroje díky predikci nehod, jejichž výskyt má dopad na bezpečí obsluhy stroje, ekologii a může způsobit prodlevy ve výrobě a tím finanční ztráty. Důležitým přínosem diagnostiky ložisek je také zefektivnění výroby a plné využití potenciálu stroje.

3.1 Vibrace

Vibrace v ložiskách mohou mít různé důvody: nedokonalé rozměry jednotlivých součástí ložisek, elastická deformace tělísek, nevyvážená rotující hřídel (která stojí za vznikem odstředivé síly), poškození ložiska nebo vlastní kmity, definované geometrií ložiska a vlastnostmi materiálu a mnoho dalších.

Vibrace způsobené nepřesnými rozměry jednotlivých dílů ložiska se projevují po celou dobu jeho provozu. Vibrace způsobuje hlavně drsnost a vlnitost povrchu. V prvotní fázi používání mají ložiska větší vibrace, pak se ale povrch opotřebí a tím se sníží jeho drsnost a vibrace.

Vibrace v ložiskách jsou nežádoucí u většiny strojů. Mohou mít vliv například na přesnost obrábění, hluk stroje a nebo mohou ovlivňovat další části zařízení. Pomocí frekvenční analýzy lze zjistit velikost a opakování kmitů způsobených vibracemi.

Mechanické kmitání (respektive vibrace) je způsobeno vratným pohybem hmotných bodů nebo tuhých těles kolem rovnovážné polohy. Kmitání tělesa vzniká působením budící síly, za rovnovážnou polohu se považuje stav s nulovou hodnotou působících sil. Budící síla, směr a kmitočet určují velikost vibrací. Mechanické kmity v konkrétním časovém okamžiku popisuje amplitudová fáze. Pro diagnostiku strojů dělíme vibrace na absolutní a relativní. Absolutní vibrace popisujeme jako pohyb tělesa vzhledem k pevnému bodu (zeměkoule) a relativní jako pohyb vzhledem k zvolenému bodu. Díky tomu dělíme i senzory vibrací na absolutní a relativní. [2]

3.2 Senzory

Snímač nebo také senzor vibrací může sledovat výchylku kmitů, rychlost kmitů, nebo v dnešní době nejčastěji zrychlení kmitů (akcelerometr). Senzory převádí mechanickou veličinu na elektrický signál, který lze pak dále zpracovávat. Informace o stavu stroje jsou získány porovnáváním normálních a naměřených úrovní vibrací.

3.2.1 Senzor zrychlení

Senzory zrychlení, nebo též akcelerometry, měří zrychlení a také slouží k určení pozice tělesa, jeho naklonění a vibrací. Níže jsou popsány tři základní typy akcelerometrů.

Piezelektrické akcelerometry

Piezelektrické akcelerometry využívají piezelektrický krystal, který vytváří elektrický náboj deformací jeho krystalické struktury mechanickým namáháním. Tento vzniklý náboj je měřen buď za pomoci externí elektroniky, nebo elektronika uvnitř snímače náboj integruje a zesiluje vzniklé elektrické napětí. Tím je dosažena nízká výstupní impedance a daleko větší odolnost vůči okolnímu elektromagnetickému rušení. Akcelerometry tohoto typu se nepoužívají na měření nízkých frekvencí (méně než 0,1 Hz). Na základě požadovaných vlastností se využívají různé druhy piezelektrických snímačů. [3, 4, 5] Mezi tři nejčastější typy patří:

- **Kompresní mód** - je základním a nejjednodušším typem [4]
- **Smykový mód** - díky kterému má senzor vyšší odolnost na vlivy teploty a vibrací pouzdra [4]
- **Ohybový mód** - pro senzory s vysokou citlivostí [4]

Piezorezistivní akcelerometry

Piezorezistivní akcelerometry využívají piezorezistivní materiál (mikrokřemíkovou strukturu) a jeho pomocí převádí zrychlení na změnu odporu. Oproti piezelektrickým akcelerometrům dokáží měřit i stálé (neměnné) zrychlení od 0 Hz. [5]

Akcelerometry s proměnnou kapacitou

Akcelerometry s proměnnou kapacitou využívají mikrokřemíkové sktruktury s jejíž pomocí převádí zrychlení na změnu kapacity.

3.2.2 Uchycení snímačů

Podstatným faktorem při měření vibrací je uchycení snímačů. Připevnění snímače ke sledovanému objektu má vliv na rozsah frekvence, ve které se vibrace měří. Piezelektrické akcelerometry se obvykle používají od jednotek Hz až do 40 kHz. Nejmenšího vlivu na frekvenční charakteristiku a využití frekvenčního rozsahu na maximum se dosahuje upevněním snímačů závrtnými šrouby. Další možností je připevnění snímače speciálním lepidlem či včelím voskem. Přílnavost musí zajistit, že bude snímač pevně držet na ploše, ale také musí umožnit sejmutí snímače bez jeho porušení. Mezi nejvíce problémové patří

senzory s ručním hrotem a magnetickou přichytkou. Nejen způsob uchycení, ale i umístění snímače je velmi podstatné. Špatným umístěním může dojít ke zkreslení chvění nebo frekvence. [3, 8]

3.3 Analýzy a zpracování diagnostických signálů

Vibrace lze analyzovat v závislosti na čase nebo frekvenci. Pro lepší práci s naměřenými daty jsou využity k jejich zpracování různé analýzy.

3.3.1 Časový model

Kmitavý pohyb, respektive signál, se mění s časem. Při tomto přístupu je signál analyzován prostřednictvím okamžitých amplitud vibračních signálů a na základě jejich změny v čase můžeme odhadnout stav ložisek. Charakteristickými vlastnostmi signálu je výkmit a rozkmit, celkovou energetickou hodnotu signálu vyjadřuje jeho průměrná a efektivní hodnota.

Mezi nejjednodušší a nejrychlejší způsoby zhodnocení stavu ložiska je kontrola celkového kmitání. Při tomto způsobu se ihned posoudí stav stroje a to tak, že se naměřená data porovnají s doporučenými/vypočítanými hodnotami. Toto posouzení nemusí být přesné a mnohdy je potřeba realizovat další analýzy ve frekvenční oblasti. Tato metoda se používá především pro valivá ložiska. [6, 7]

Činitel výkmitu

Činitel výkmitu (Crest factor) (rovnice 3.1) spočívá v měření efektivní a špičkové hodnoty vibrací a jejich poměru. Pomocí činitele výkmitu je možné zjistit mechanické poruchy ložiska ve velmi brzkém stádiu nebo například rozpoznat poruchy mazání. Pomocí této metody lze detekovat počínající poškození, ne však stupeň poškození. Činitel výkmitu K_V spočítáme jako

$$K_V = \frac{X_V}{X_{ef}} \quad (3.1)$$

kde X_V je výkmit a X_{ef} je efektivní hodnota amplitudy. [6, 7]

Efektivní hodnota (RMS)

Výpočet efektivní hodnoty je základní metodou pro určování stavu ložisek a strojů. Měří úroveň signálu a popisují vibrační energii v soustavě. Pomocí RMS je možné zjistit poruchu, ne však její příčinu a původ vibrací. [6, 7]

3.3.2 Frekvenční model

Z důvodu nedokonalosti časové analýzy se používá také frekvenční analýza, díky které lze detekovat vznikající vady konkrétních dílů daného zařízení. Když valivý element narazí na vadu, respektive vstoupí do ní, vzniká impuls. Tento impuls se projevuje s frekvencí, se kterou valivé elementy vstupují do defektu. Frekvence impulsu se dá vypočítat z geometrie ložiska a úhlové rychlosti. [7, 9]

Hlavním prvkem frekvenční analýzy je diskrétní Fourierova transformace (DFT) a rychlá Fourierova transformace (FFT). Signál, který se mění v čase, se získá měřením a poté se numericky zpracuje. Příkladem takového signálu může být zrychlení kmitavého pohybu. Pro zpracování signálu v diskrétní doméně je potřeba signál navzorkovat. Vzorkování je proces diskretizace signálu v čase. Signál je vzorkován každou vzorkovací periodou (vzorkovací frekvence). [7, 9, 10, 11]

Spektrum obvykle obsahuje v místech (ve frekvencích) nárazu valivého elementu na vadu špičky. Tyto špičky ovšem nemusí jít vždy dobře vidět z důvodu překrytí s dalšími silnějšími vibracemi a šumy. Tento problém je výrazný při detekci vad na vnitřním kroužku ložiska, protože signál musí projít skrze valivé elementy a kryty a až poté je detekován senzorem. V této fázi už je původní signál překryt dalšími buzeními. Často se na tento problém nasadí obálkové spektrum. Impulsní buzení je amplitudově modulováno a ve frekvenčním spektru se projevuje jako postranní pás, kdežto v obálkovém spektru se projevuje jako špičky. [7, 9]

4 Tvorba modelu chybových frekvencí ložiska s vadou na vnitřním kroužku

Hlavním cílem práce bylo vytvořit model chybových frekvencí ložiska s vadou na vnitřním kroužku, který se bude měnit v závislosti na silovém zatížení a otáčkách ložiska, a bude možnost ho ve výsledku srovnat s daty naměřenými za různých podmínek.

Vstupním parametrem, se kterým model pracuje, je geometrie ložiska, která je neměnná.

4.1 Chybové frekvence ložisek s vadou na vnitřním kroužku

Pro vytvoření chybové frekvence ložiska je využito rovnice pro úhlovou rychlost otáčení klece a kuliček N_c [rad/s] (viz 4.1) [12]

$$N_c = \frac{1}{2} \left[N_o \left(1 + \frac{d}{D} \cos(a) \right) + N_i \left(1 - \frac{d}{D} \cos(a) \right) \right] \quad (4.1)$$

kde N_o [rad/s] je úhlová rychlost otáčení vnějšího kroužku, d [mm] je průměr kuličky, D [mm] je průměr klece, a [°] je kontaktní úhel a N_i [rad/s] je úhlová rychlost otáčení vnitřního kroužku.

Jelikož v tomto případě vnější kroužek stojí, je úhlová rychlost otáčení vnějšího kroužku nulová. Následně byla pro zjištění úhlové polohy φ_c [rad] (4.3) integrována podle času t [s]

$$N_c = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos(a) \right) N_i \quad (4.2)$$

$$\varphi_c = \frac{1}{2} t \left(1 - \frac{d}{D} \cos(a) \right) N_i + c_c \quad (4.3)$$

kde c_c je konstanta vyjadřující úhlovou odchylku neboli fázový posun.

Dále byla popsána poloha otáčení jednoho bodu vnitřního kroužku, respektive vady

4 TVORBA MODELU CHYBOVÝCH FREKVENCÍ LOŽISKA S VADOU NA VNITŘNÍM KROUŽKU

φ_{ip} [rad], a to jako

$$\varphi_{ip} = N_i t + c_{ip} \quad (4.4)$$

kde c_{ip} je konstanta vyjadřující úhlovou odchylku neboli fázový posun.

Rovnice pro úhlovou polohu kuličky (4.3) a kroužku (4.4) byly následně využity při tvorbě časového modelu v kapitole 4.3.

Odečtením úhlových rychlostí kroužku a kuličky lze vyjádřit jejich vzájemnou rychlost.

$$N_{ip} - N_c = N_i - \frac{1}{2} \left(1 - \frac{d}{D} \cos(a) \right) N_i \quad (4.5)$$

$$N_{ip} - N_c = (\pi f_i) \left(2 - 1 + \frac{d}{D} \cos(a) \right) \quad (4.6)$$

Kde N_{ip} [rad/s] je úhlová rychlost vnitřního kroužku a f_i [Hz] je frekvence otáčení hřídele.

Z toho vyplývá, že frekvence setkání vady na vnitřním kroužku s kuličkou $BPFI$ [Hz] je

$$BPFI = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos(a) \right) f_i \quad (4.7)$$

a pro více kuliček n [-] tedy

$$BPFI = \frac{n}{2} \left(1 + \frac{d}{D} \cos(a) \right) f_i \quad (4.8)$$

Rovnice 4.8 je standardizovanou rovnicí pro chybové frekvence ložiska s vadou na vnitřním kroužku.

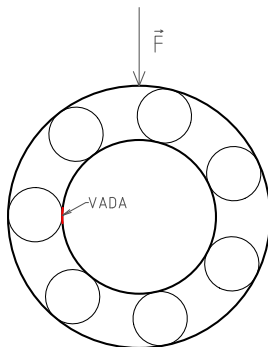
4.2 Silové působení

Na ložisko působí shora zátěžná síla F [N] (obrázek 4.1), která ovlivňuje jeho vibrace. Tento vliv je ovšem v různých polohách jiný, protože se síla rozkládá do tečného a normálového směru. Proto

$$F_{slozka} = F \sin(\varphi_{ip}) \quad (4.9)$$

4 TVORBA MODELU CHYBOVÝCH FREKVENČÍ LOŽISKA S VADOU NA VNITŘNÍM KROUŽKU

kde $F_{složka}$ [N] je složka působící síly a φ_{ip} [rad] je poloha vady. Rovnice 4.9 je vstupem při rozšíření časového modelu o silové působení.



Obrázek 4.1: Setkání vady s kuličkou.

Pro nucené kmity - amplitudu A platí vzorec

$$A = \frac{\frac{F_0}{m}}{\left(\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2 + \left(\frac{b\omega}{m}\right)^2)} \right)} \quad (4.10)$$

kde F_0 je působící síla, m je hmotnost, ω_0 je frekvence netlumených kmitů, ω je frekvence hnací síly a b je útlum. [13]

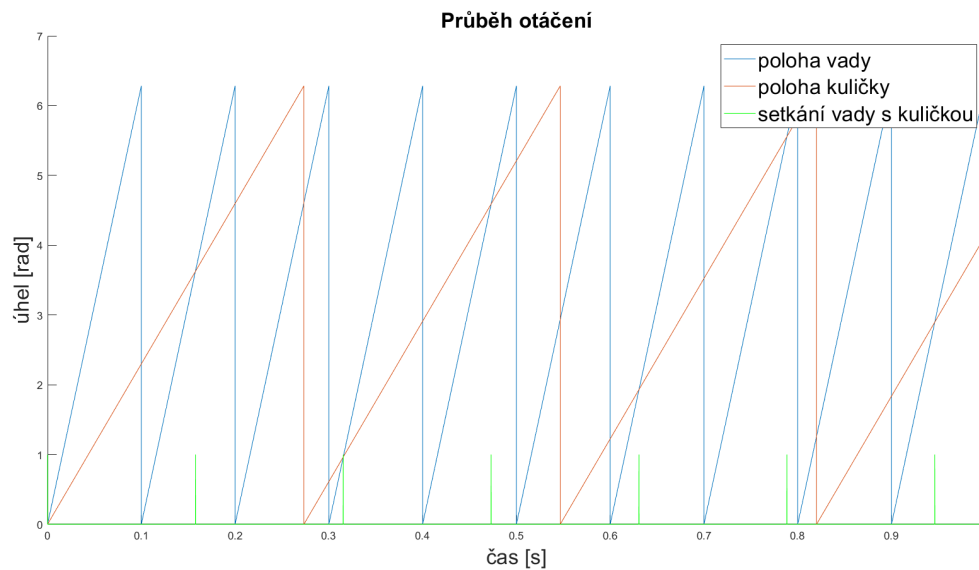
Z toho vyplývá, že velikost amplitudy závisí na síle a je ovlivněna konstantou zahrnující vlastnosti soustavy. Z tohoto předpokladu vycházel následující teoretický model.

4.3 Tvorba modelu

Model chybových frekvencí ložiska je vytvořen v prostředí MATLAB. Toto prostředí bylo zvoleno pro jeho široké schopnosti v oblasti zpracování dat, zpracování signálů atd.

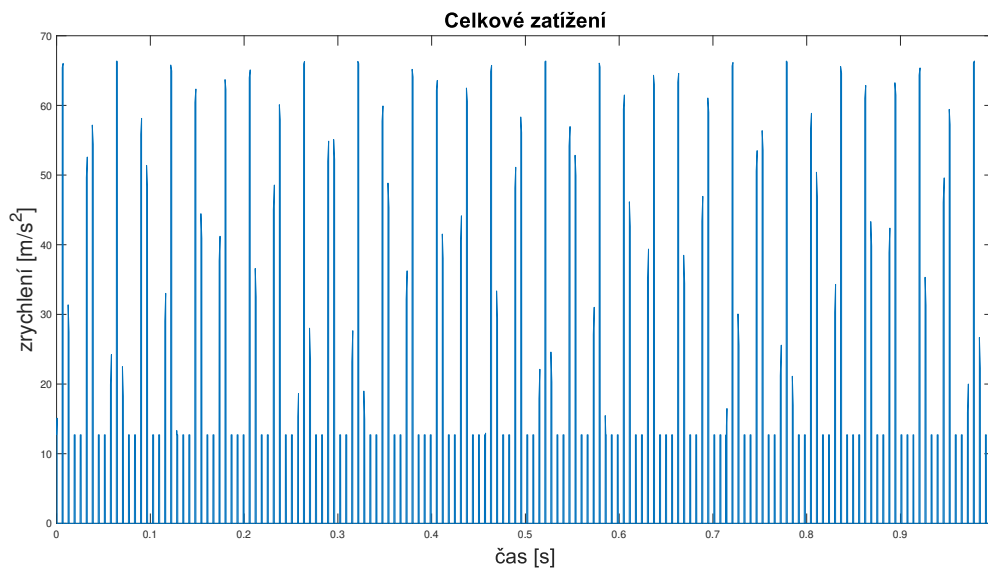
Prvním krokem bylo vytvoření modelu otáčení vnitřního kroužku ložiska a jeho kuliček v závislosti na čase. Pro zjednodušení bylo nejprve znázorněno otáčení jedné kuličky při frekvenci otáčení hřídele 10 Hz (viz obr. 4.2). Graf vyjadřuje úhlovou polohu vnitřního kroužku a kuličky od 0 do 2π po dobu jedné sekundy. V místech, kde se setká kulička s vadou (rostoucí křivky se protnou), byla vytvořena špička. Hodnota 0 vyjadřuje místo, kde se kulička s vadou nesetkají, hodnota 1 pak vyjadřuje místo, kde se setkají.

4 TVORBA MODELU CHYBOVÝCH FREKVENCÍ LOŽISKA S VADOU NA VNITŘNÍM KROUŽKU



Obrázek 4.2: Průběh otáčení vnitřního kroužku a jedné kuličky.

Pomocí odvozené rovnice silového působení (rovnice 4.9) byla vždy v místě chybové frekvence vykreslena špička. Velikost těchto špiček je ovšem ovlivněna nejen působící silou, ale i otáčkami hřídele, rozměry ložiska, předpětím a dalšími faktory, které nelze pokrýt jednoduchou úvahou. Proto je složka síly pronásobena konstantou, která reprezentuje výše zmíněné faktory. Konstanta byla zvolena experimentálně.



Obrázek 4.3: Model silového působení.

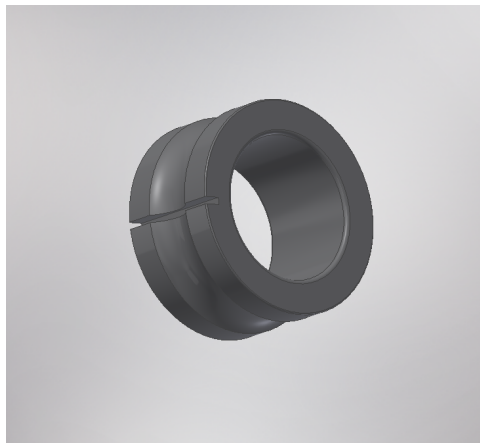
5 Experiment

Praktická část bakalářské práce se věnuje analýze dat z valivých ložisek s ohledem na vliv vady. Pro analýzu bylo provedeno 135 měření na jednom typu ložiska ve třech různých stavech. Vibrace na ložisku byly nejprve měřeny bez vady a poté ve dvou možných variantách s vadou na vnitřním kroužku. Naměřená data byla zaznamenána pomocí senzoru zrychlení a následně zpracována v programu MATLAB. Hlavním cílem experimentu bylo ověření správnosti teoretického modelu a nasbírání dat k jeho parametrizaci.

5.1 Testované ložisko

Ložisko SKF 6000-2ZTN/C3LT bylo zvoleno pro své rozměry a plastovou klec. Díky ní lze ložisko rozebrat a zase smontovat bez jeho poškození a za pomoci běžně dostupného nářadí. Této vlastnosti bylo využito při tvorbě vady ložiska.

Prvním krokem byla tvorba modelu vnitřního kroužku s vadou v prostředí Inventor (obrázek 5.1). Byly vytvořeny různé varianty s různými velikostmi vad.



Obrázek 5.1: Model vnitřního kroužku ložiska s vadou.

Do vnitřního kroužku prvního ložiska byla vyřezána drátkem rýha o šířce 0,25 mm; do vnitřního kroužku druhého ložiska byla vytvořena rýha o šířce 0,5 mm. Hloubka obou rýh byla zvolena 0,5 mm, aby se při plném zapadnutí do prohlubně nedotkla kulička dna (obrázek 5.2).

5 EXPERIMENT



Obrázek 5.2: Ložisko s uměle vytvořenou vadou.

5.2 Popis přípravku

Měření bylo prováděno na přípravku (obr. 5.3) pro testování ložisek. Ten se skládá z asynchronního motoru s plynulou regulací otáček VFD měničem značky SIEMENS, hřídele, dvou podpůrných ložisek a měřeného ložiska společně se senzory (na obrázku vpravo). Zatížení na ložisko je aplikováno pomocí páky.



Obrázek 5.3: Přípravek.

5 EXPERIMENT

Data byla měřena pomocí senzoru zrychlení (obrázek 5.4). Senzor je uchycen závrtným šroubem.



Obrázek 5.4: Senzor zrychlení.

5.3 Postup měření

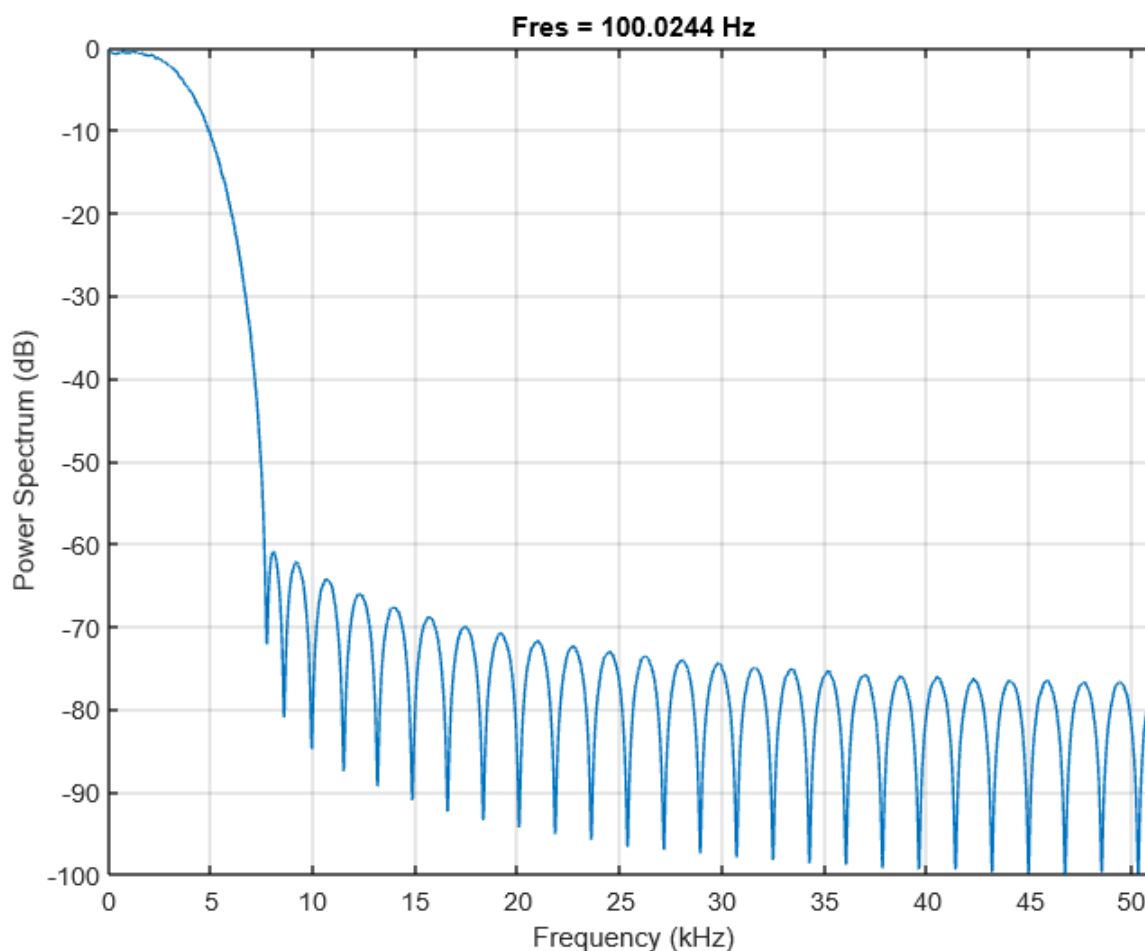
Data byla měřena na třech ložiskách, z toho dvě byla s vadou a jedno bez vady. Každé ložisko bylo měřeno za frekvence otáčení hřídele 10-50 Hz, kdy frekvence byla měněna po 5 Hz. Každá frekvence na každém ložisku byla měřena pod několika zatíženími, a to 750-1750 N se změnou po 250 N. Každé jedno měření trvalo 4 sekundy. Data byla uložena ve formátu .tdms a následně v programu MATLAB převedena na .mat formát. Pro lepší orientaci v datech je přiložen soubor s tabulkou vysvětlující názvy jednotlivých souborů s daty.

5.4 Naměřená data

Pro jednodušší zpracování dat byl v programu MATLAB vytvořen skript na postupné čtení všech souborů. Jak již bylo zmíněno výše, signál je ovlivněn šumem různého původu, a proto je data potřeba filtrovat. Byl použit filtr typu dolní propust, který z dat nepropouští signál s frekvencí nad 3000 Hz. Maximální útlum filtru je 60 dB, tohoto útlumu filtr dosahuje při frekvenci 4500 Hz. Frekvenční odezva filtru je na obrázku 5.5.

Tato mezní frekvence byla zvolena jelikož propouští chybové frekvence ve všech nastaveních, včetně jejich postranního spektra. Dále se pracuje jen s filtrovanými daty. Z celého 4 sekundového měření bylo po odečtení střední hodnoty získáno maximální zrychlení z absolutních hodnot. Na následujících grafech lze pozorovat závislost maximálního zrychlení na zatížení a otáčkách hřídele. Grafy byly vytvořeny v uživatelském prostředí MS Excel.

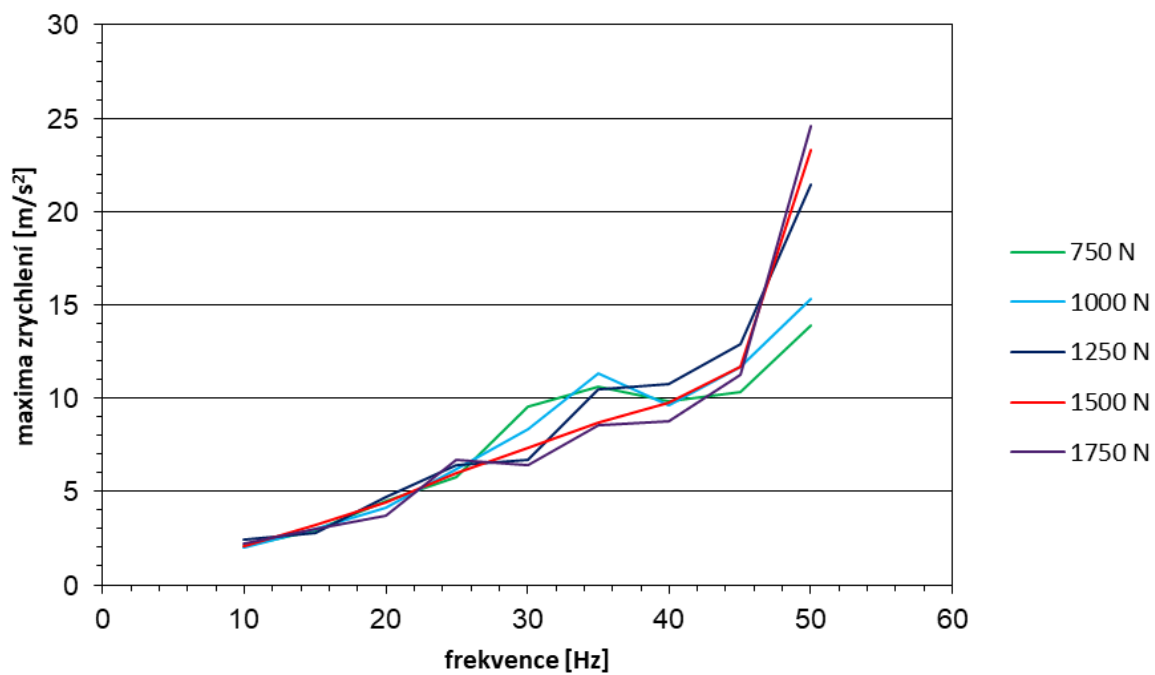
5 EXPERIMENT



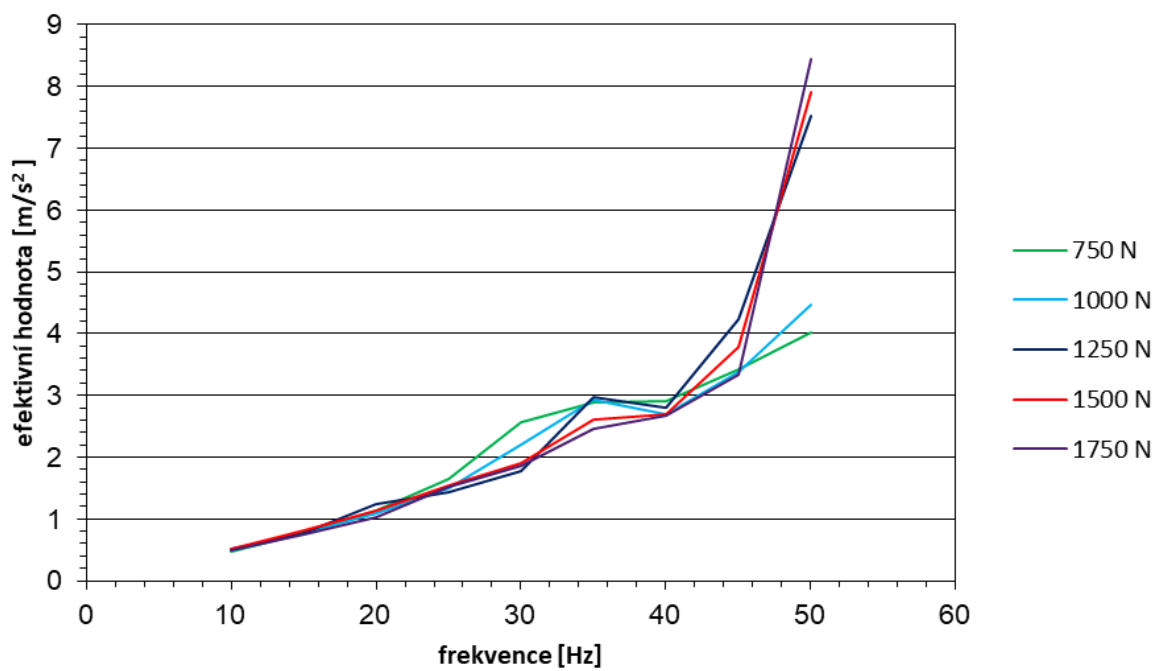
Obrázek 5.5: Frekvenční odezva filtru.

V případě ložiska bez vady není viditelná závislost maximální amplitudy (obr. 5.6) a energie (obr. 5.7) na zatížení. Závislost se projeví až při jeho přetěžování. Pro ložisko s vadou 0,25 mm (obr. 5.8) je patrná závislost, ale není lineární a je příliš komplexní pro regresní analýzu s tímto množstvím dat. V případě ložiska s vadou 0,5 mm lze říci, že maximální amplitudy v závislosti na frekvenci otáčení ložiska (obr. 5.9) vypadají jako lineární křivky, které mají různý sklon. Tento sklon je závislý na zatížení. Z tohoto důvodu byla data aproximována regresní funkcí (obr. 5.10), a tím zjištěny koeficienty ovlivňující amplitudu vibrací.

5 EXPERIMENT

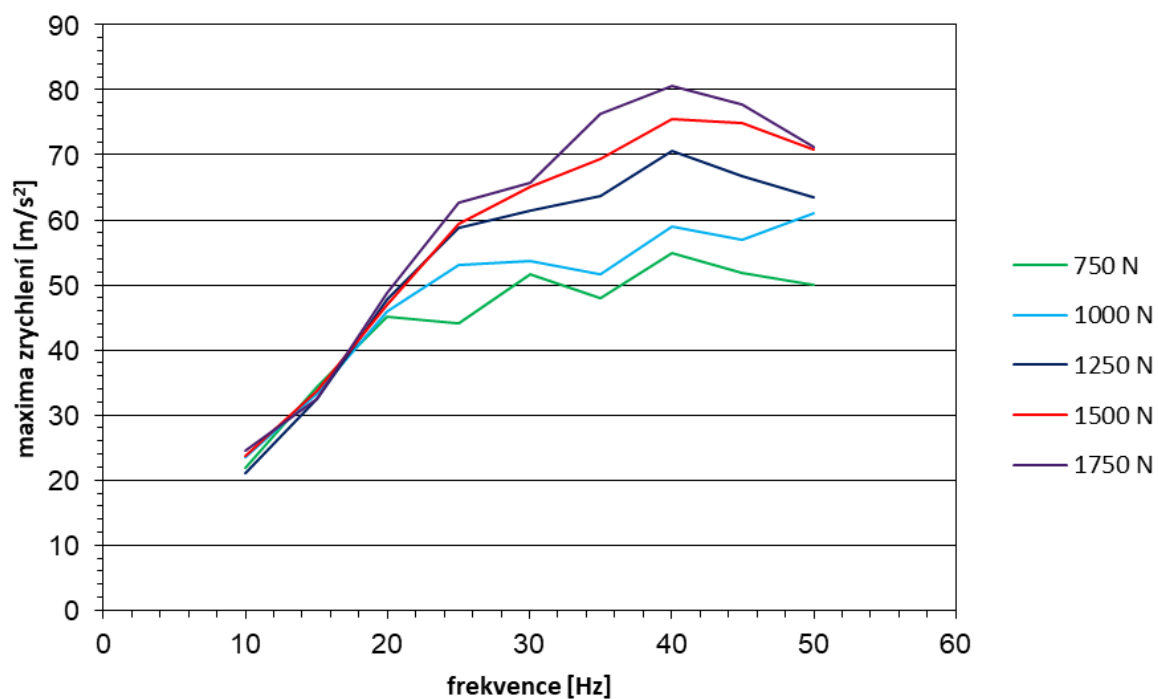


Obrázek 5.6: Maximální zrychlení ložiska bez vady.

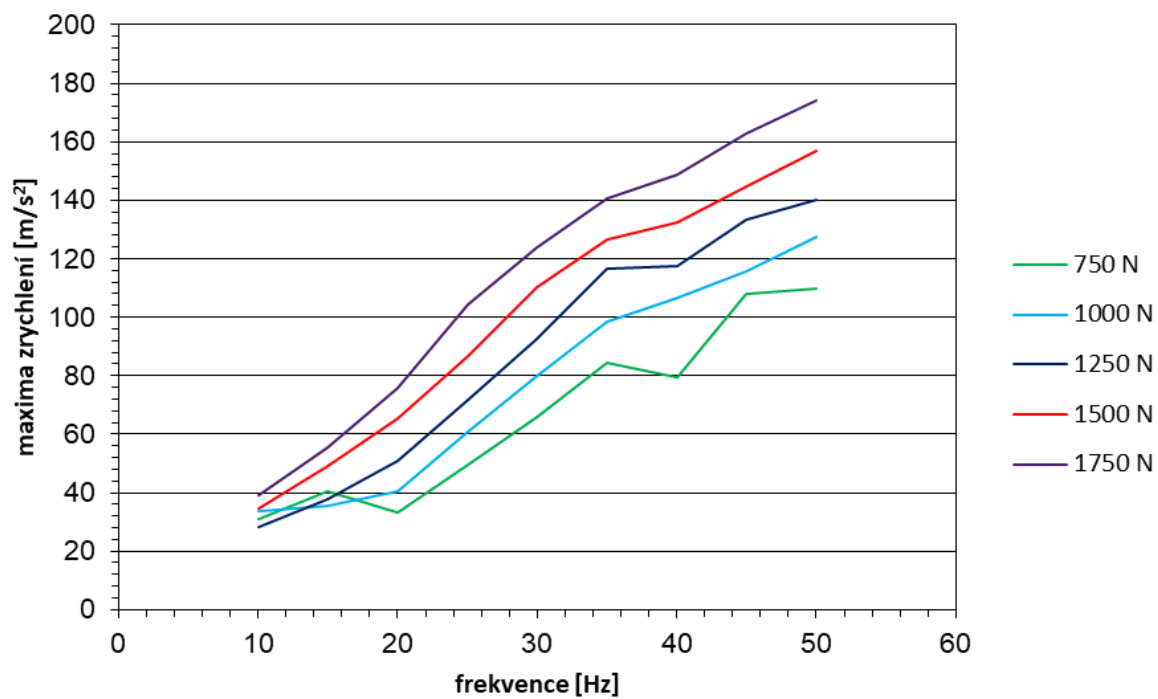


Obrázek 5.7: Efektivní hodnoty ložiska bez vady.

5 EXPERIMENT

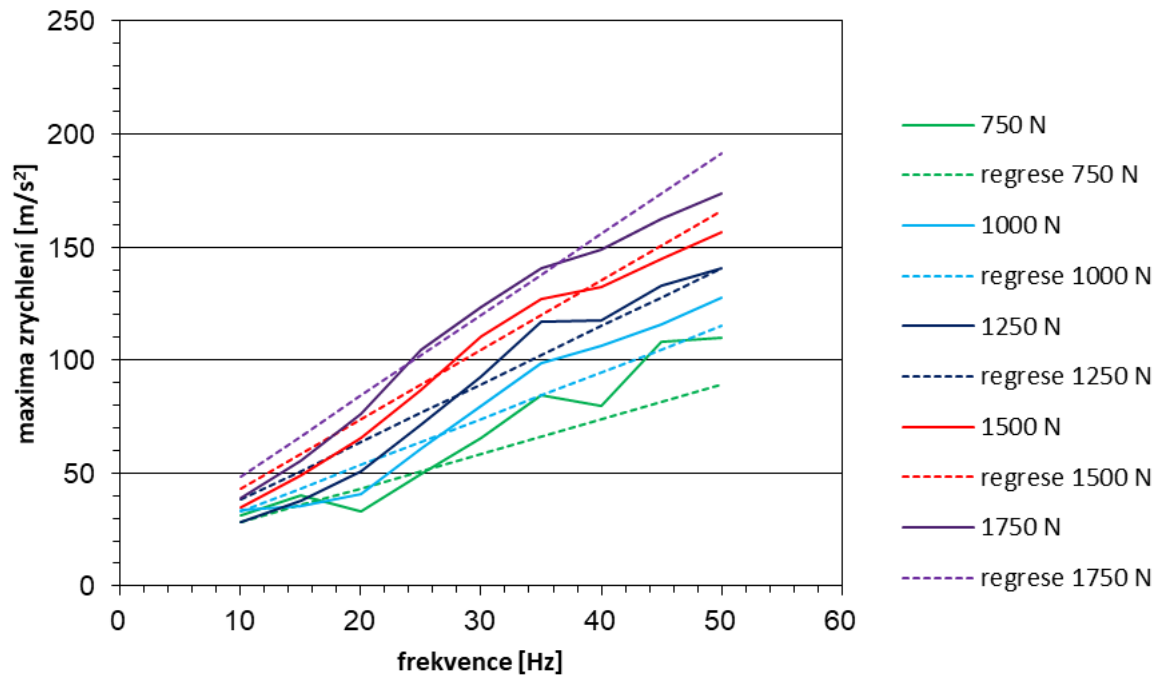


Obrázek 5.8: Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,25 mm.



Obrázek 5.9: Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,5 mm.

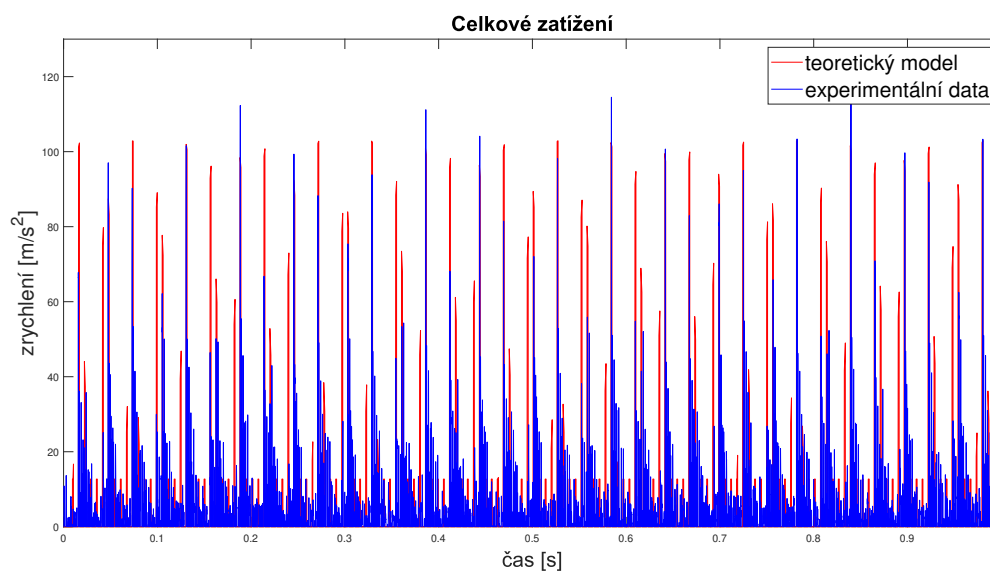
5 EXPERIMENT



Obrázek 5.10: Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,5 mm s regresí.

5.5 Parametrizace modelu

Jak bylo zmíněno výše, velikost špiček je ovlivněna různými faktory, a proto není možné najít univerzální model, který by fungoval pro všechny varianty zatížení a otáček. Z tohoto důvodu byl teoretický model parametrizován na jedno měření, a to na ložisko s vadou 0,5 mm při otáčení hřídele 35 Hz a zatížením 1250 N. Z důvodu nepřesností v nastavení frekvence otáček, geometrie ložiska a dalších bylo potřeba mírně zvýšit frekvenci modelu, aby sobě frekvence vady odpovídaly. Jak je vidět na obrázku 5.11, hodnoty absolutního zrychlení modelu a naměřených dat sobě přibližně odpovídají, ale nesedí fázový posun. To je způsobeno fázovým posunem kuličky i kroužku. Aby model seděl i velikostmi, musely by být známy i jejich fázové posuny, což z naměřených dat nelze získat.

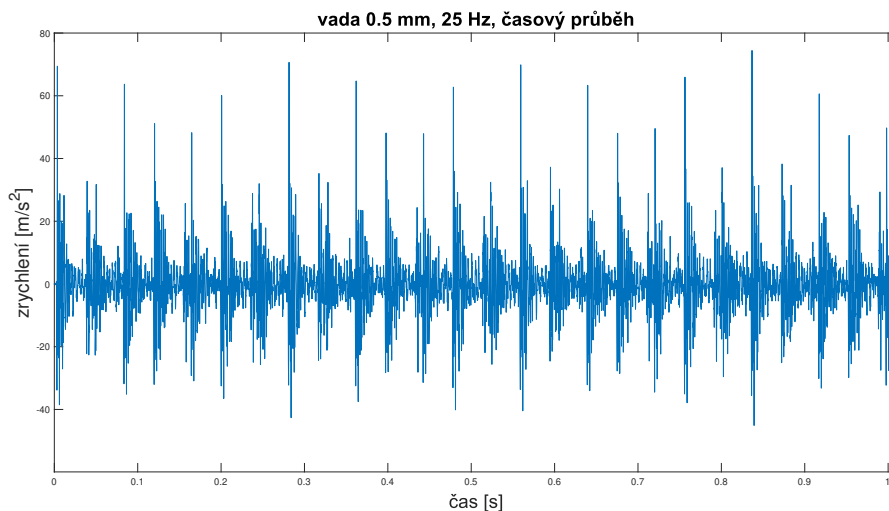


Obrázek 5.11: Porovnání silového působení modelu s naměřenými daty.

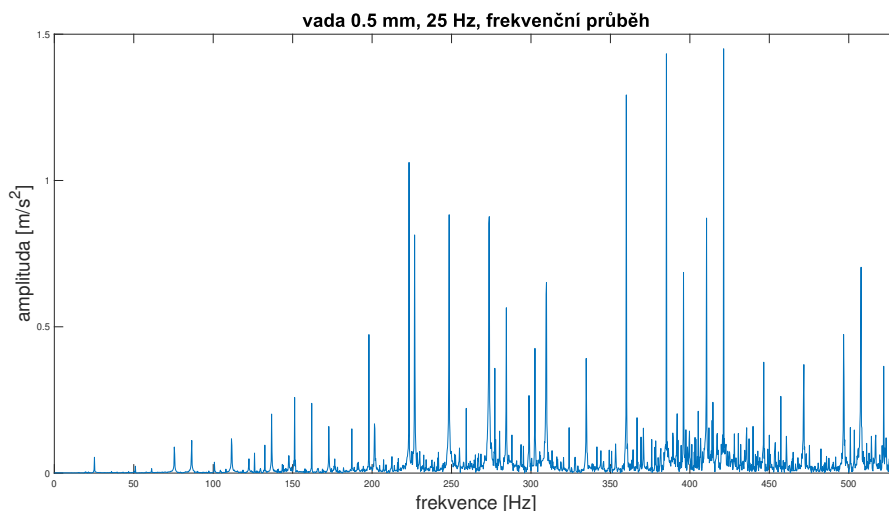
5.6 Porovnání frekvenčního a časového průběhu

Jak již bylo zmíněno v kapitole 2, jak frekvenční, tak časový průběh mají své klady a zápory. Na následujících obrázcích je znázorněn časový a frekvenční průběh signálu ložiska s vadou 0,5 mm při otáčení hřídele 25 Hz se zatížením 1250 N s filtrem typu dolní propust s mezním kmitočtem 3000 Hz.

Na obrázku 5.12 je časový průběh vibrací ložiska ze senzoru zrychlení. Na tomto signálu jsou viditelné vibrace způsobené vadou. Na obrázku 5.13 je frekvenční průběh vibrací ze senzoru zrychlení. Na tomto obrázku už frekvence vibrací není tolik zjevná, protože je překryta dalšími vibracemi a šumy. Pomocí rovnice 4.8 můžeme vypočítat frekvenci vady. Ta v tomto případě vychází na 110,98 Hz.



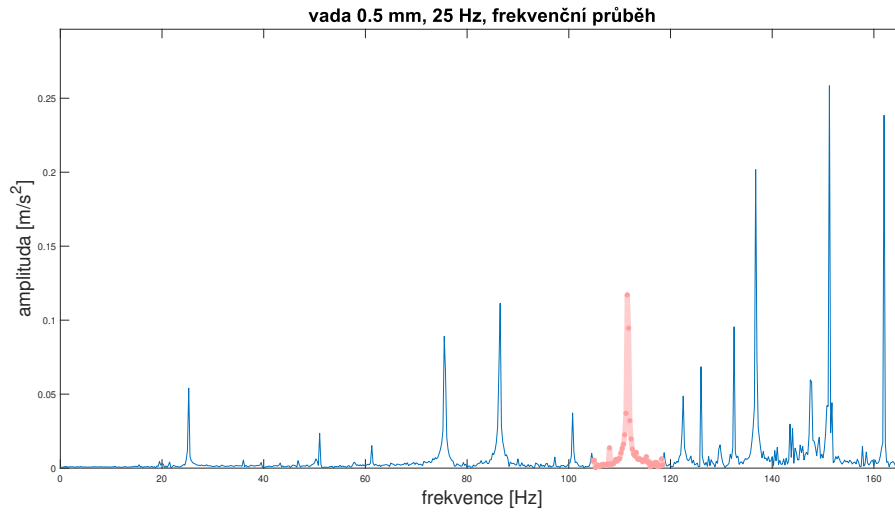
Obrázek 5.12: Časový průběh otáčení ložiska s vadou.



Obrázek 5.13: Frekvenční průběh otáčení ložiska s vadou.

5 EXPERIMENT

Po přiblížení frekvenčního průběhu (obrázek 5.14) je možné vidět chybovou frekvenci vady, která je na 110 Hz. Tato frekvence je výrazně menší než ostatní frekvence. Z toho vyplývá, že detekce vady na vnitřním kroužku je ve frekvenční doméně poměrně obtížná.



Obrázek 5.14: Frekvenční průběh otáčení ložiska s vadou.

6 Závěr

Hlavním cílem této práce bylo vytvoření modelu chybových frekvencí v závislosti na otáčkách a zatížení a jeho parametrizace na základě naměřených hodnot.

Na základě studia rešeršní literatury byly zjištěny výhody a nevýhody frekvenční a časové domény analýzy signálu. Z těchto informací vyplývá, že při vadě na vnitřním kroužku není vhodné využití frekvenční domény z důvodu průchodu signálu skrze valivé elementy a kroužky, které způsobují šum. V tomto případě se přihlíží na časovou doménu, kde jsou projevy vibrací více viditelné. Toto tvrzení bylo poté v experimentu potvrzeno. Následně byl v prostředí MATLAB vytvořen model na základě odvozených rovnic. Tento model byl poté rozšířen o působení zátěžné síly.

Dalším krokem bylo naměření experimentálních hodnot na třech ložiskách, a to s vadou na vnitřním kroužku s velikostí 0,25 mm, 0,5 mm a bez vady. Na těchto ložiskách byly za pomoci senzoru zrychlení měřeny vibrace v závislosti na zatížení a otáčkách. Pro všechny tři varianty ložisek byla zjištěna maxima absolutních zrychlení a ta byla následně zpracována pomocí prostředí MS Excel. Výsledné grafy ukazují, že míra vibrací je závislá nejen na zatížení a otáčkách, ale i na velikosti vady. Pro variantu ložiska bez vady byla také zjištěna vibrační energie v soustavě. Z výsledných grafů lze říci, že na ložisko bez vady nemá až do jeho přetěžování zátěžná síla vliv. V případě ložiska s vadou 0,5 mm byla vykreslena maxima absolutního zrychlení v podobě lineárních křivek s různým sklonem závislým na zatížení. Pro tuto vlastnost byla data aproximována regresní funkcí, díky které byly zjištěny konstanty potřebné k parametrizaci modelu. Následně byl teoretický model parametrizován na základě naměřených dat na jedno konkrétní měření. V modelu bylo potřeba mírně zvýšit frekvenci otáčení hřídele pro nepřesnosti rozměrů, síly a dalších vlivů. Z důvodu fázových posunů kuliček a kroužku nelze umístit konkrétní velikosti špiček na sebe, ale pouze přizpůsobit jejich frekvenci.

Závěrem lze říci, že vytvořený model může být ve vibrodiagnostice použit k předvídání vlivu vady na vnitřním kroužku. Je třeba ale nasbírat větší množství dat pod různými zatíženími a otáčkami, pokud možno i z různých velikostí a typů ložisek, aby bylo možné najít univerzální model chování ložisek. Další navazující práce by se mohly zabývat i jinými parametry, které mohou ovlivňovat průběhy vibrací.

Literatura

- [1] SHIGLEY, Joseph Edward, et al. Konstruování strojních součástí. V Brně: Vutium, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [2] HARRIS, Tedric A.; KOTZALAS, Michael N. Essential concepts of bearing technology. CRC press, 2006.
- [3] KOŠŤÁL, Pavel. Vliv poškození valivého ložiska na jeho diagnostické parametry. 2009.
- [4] KOLLIAS, A. T.; AVARITSIOTIS, J. N. A study on the performance of bending mode piezoelectric accelerometers. Sensors and Actuators A: Physical, 2005, 121.2: 434-442.
- [5] BAO, Min-Hang. Micro mechanical transducers: pressure sensors, accelerometers and gyroscopes. Elsevier, 2000.
- [6] GUPTA, Pankaj; PRADHAN, M. K. Fault detection analysis in rolling element bearing: A review. Materials Today: Proceedings, 2017, 4.2: 2085-2094.
- [7] ZUTH, Daniel; VDOLEČEK, František. Měření vibrací ve vibrodiagnostice. Automa: časopis pro automatizační techniku, 2010, 33-36.
- [8] ZUTH, Daniel; VDOLEČEK, František. Možnosti a problémy moderní (vibro) diagnostiky. Automa: časopis pro automatizační techniku, 2009, 10-13.
- [9] NATARAJ, C.; KAPPAGANTHU, Karthik. Vibration-based diagnostics of rolling element bearings: state of the art and challenges. In: 13th World Congress in Mechanism and Machine Science, Guanajuato, Mexico. 2011. p. 19-25.
- [10] NUSSBAUMER, Henri J. The fast Fourier transform. In: Fast Fourier Transform and Convolution Algorithms. Springer, Berlin, Heidelberg, 1981. p. 80-111.
- [11] BRIGHAM, E. Oran; MORROW, R. E. The fast Fourier transform. IEEE spectrum, 1967, 4.12: 63-70.
- [12] Rolling Element Bearing Frequencies Derivation of Bearing Frequencies [online]. [cit. 2020-06-22]. Dostupné z: <https://paktechpoint.com/rolling-element-bearing-frequencies-derivation-of-bearing-frequencies/>
- [13] Damped and driven oscillations. In: Damped and driven oscillations [online]. [cit. 2020-06-21]. Dostupné z: http://labman.phys.utk.edu/phys221core/modules/m11/damped_and_driven_oscillations.html

Seznam obrázků

4.1	Setkání vady s kuličkou.	17
4.2	Průběh otáčení vnitřního kroužku a jedné kuličky.	18
4.3	Model silového působení.	18
5.1	Model vnitřního kroužku ložiska s vadou.	19
5.2	Ložisko s uměle vytvořenou vadou.	20
5.3	Přípravek.	20
5.4	Senzor zrychlení.	21
5.5	Frekvenční odezva filtru.	22
5.6	Maximální zrychlení ložiska bez vady.	23
5.7	Efektivní hodnoty ložiska bez vady.	23
5.8	Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,25 mm.	24
5.9	Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,5 mm.	24
5.10	Maximální zrychlení ložiska s vadou 0,5 mm s regresí.	25
5.11	Porovnání silového působení modelu s naměřenými daty.	26
5.12	Časový průběh otáčení ložiska s vadou.	27
5.13	Frekvenční průběh otáčení ložiska s vadou.	27
5.14	Frekvenční průběh otáčení ložiska s vadou.	28

Seznam příloh

- Zdrojové kódy vytvořené v programu MATLAB
- Složka s příkladem naměřených dat
- Soubor s odkazem na uložení s datovými soubory