



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV KONSTRUOVÁNÍ

INSTITUTE OF MACHINE AND INDUSTRIAL DESIGN

**EXPERIMENTÁLNÍ STUDIUM NESTABILIT MAZACÍHO
FILMU KLUZNÉHO LOŽISKA**

EXPERIMENTAL STUDY OF FLUID-INDUCED INSTABILITIES IN JOURNAL BEARINGS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Stifter

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Milan Omasta, Ph.D.

BRNO 2018

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav konstruování
Student: **Bc. Jan Stifter**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Konstrukční inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Milan Omasta, Ph.D.**
Akademický rok: 2017/18

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

Experimentální studium nestabilit mazacího filmu kluzného ložiska

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Téma rozšiřuje možnosti využití laboratorního zařízení pro testování kluzných ložisek, které je v současné době na Ústavu konstruování vyvíjeno. Podstatou práce je rozšíření základního konceptu stroje tak, aby bylo možné se zaměřit na studium dynamiky mazacího filmu ložiska. Současně by mělo být umožněnou optické pozorování mazacího filmu.

Typ práce: vývojová – konstrukční

Projekt: GAČR

Cíle diplomové práce:

Cílem práce je popsat chování mazacího filmu hydrodynamického kluzného ložiska za podmínek výskytu nestabilit vyvolaných kapalinou (tzv. víření a tlučení). Jedná se o experimentální práci spojenou s vývojem zkušebního zařízení a implementací optické pozorovací metody pro popis chování mazacího filmu.

Dílčí cíle:

- navrhnout a realizovat uložení rotoru s využitím safírového kroužku pro optické pozorování mazacího filmu;
- navrhnout a sestavit měřicí řetězec a navrhnout měřicí a řídicí program;
- experimentálně popsat výskyt nestability typu víření a tlučení za různých provozních podmínek a porovnat výsledky s numerickými výsledky;
- stanovit vliv nestabilit na chování mazacího filmu pomocí optické metody.

Požadované výstupy: publikace, průvodní zpráva.

Rozsah práce: cca 72 000 znaků (40 – 50 stran textu bez obrázků).

Struktura práce a šablona průvodní zprávy jsou závazné:

http://dokumenty.uk.fme.vutbr.cz/BP_DP/Zasady_VSKP_2018.pdf

Seznam doporučené literatury:

STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. Engineering tribology. Fourth edition. Oxford: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 0123970474

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Martin Hartl, Ph.D.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá experimentálním studiem nestabilit vyvolaných mazivem, které se vyskytují u rotorů uložených v kluzných ložiskách. V práci je čtenář nejprve obeznámen s vlastními nestabilitami víření a tlučení oleje. Následně jsou popsány optické pozorovací metody a různá experimentální zařízení. Poté jsou popsány modifikace experimentálního zařízení, na kterém byla prováděna měření. Nakonec jsou prezentovány výsledky ukazující vliv vnějších podmínek na výskyt nestabilit.

KLÍČOVÁ SLOVA

Nestability mazacího filmu, kluzná ložiska, optické metody, víření oleje, tlučení oleje.

ABSTRACT

Presented diploma thesis deals with experimental study of fluid induced instabilities which occur in rotating machinery with journal bearings. The first part describes the oil whirl and oil whip instabilities. It also gives an example of optical methods used for observation of journal bearings. Next part is dedicated to modifications of an existing test rig that were necessary for carrying out experiments. Finally, there are presented results of experiments that define the effect of initial conditions on appearance of instabilities.

KEYWORDS

Fluid-induced instability, journal bearings, optical observation, oil whirl, oil whip.

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

STIFTER, J. *Experimentální studium nestabilit mazacího filmu kluzného ložiska*.
Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 94 s.
Vedoucí diplomové práce Ing. Milan Omasta, Ph.D..

PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych rád poděkoval panu Ing. Milanu Omastovi, Ph.D. za jeho užitečné rady, věcné připomínky a vstřícný přístup. Také děkuji pánům Ing. Luboši Smolíkovi a Ing. Janu Rendlovi z FAV ZČU. Velký dík patří mým rodičům za trpělivou podporu. Největší dík však patří mé snoubence, ve které jsem vždy našel oporu.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že předloženou diplomovou práci jsem vypracoval samostatně pod vedením Ing. Milana Omasty, Ph.D. a uvedl jsem v seznamu zdrojů všechny použité literární zdroje, ze kterých jsem čerpal.

V Brně dne 18. května 2018

.....
Jan Stifter

OBSAH

1	Úvod	13
2	Přehled současného stavu poznání	14
2.1	Nestability vyvolané mazivem	14
2.2	Optické pozorovací metody	18
2.3	Experimentální zařízení pro studium nestabilit rotorových soustav . .	20
2.4	Popis vyvíjeného zařízení	22
3	Analýza problému a cíl práce	24
3.1	Analýza problému	24
3.2	Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše	24
3.3	Podstata a cíle diplomové práce	25
3.4	Způsob řešení	26
4	Materiál a metody	28
4.1	Modifikace experimentálního zařízení	28
4.2	Návrh a implementace optického vzhledu ložiska	31
4.3	Prostředky pro optické pozorování	38
4.4	Měřicí řetězec	39
4.5	Spektrální analýza stability	45
4.6	Rozsah experimentů	51
5	Výsledky	56
5.1	Analýza stability soustavy	56
5.2	Optické pozorování mazacího filmu	65
6	Diskuze	68
6.1	Technické aspekty zařízení v kontextu studia nestabilit	68
6.2	Porovnání výsledků s numerickou predikcí	68
6.3	Optické pozorování	72
7	Závěr	73
	Seznam použitých zdrojů	75
	Seznam zkratk a použitých veličin	78
	Seznam příloh	82

1 ÚVOD

Hydrodynamická (taktéž kluzná) ložiska jsou pro jednoduchost konstrukce a životnost široce rozšířena ve všech průmyslových odvětvích. Využívají se zejména ve spalovacích motorech, převodovkách a v aplikacích, kde rotující hřídele dosahují vysokých otáček, jako např. v parních turbínách generátorů, kompresorech či v turbodmychadlech spalovacích motorů.

Rostoucí požadavky na hmotnost a zatížení vysokootáčkových rotorových soustav, které jsou zvláště citlivé na vibrace a nevyváženost, přináší nová úskalí v oblasti jejich dynamiky. Přítomnost HD ložiska v mechanismu s rotující hřídelí může za určitých podmínek vést k nestabilnímu chování mazacího filmu, které se projevuje vibracemi [1, 2, 3] a případně k jeho úplnému porušení, při němž dochází k poškození ložiska, viz obr. 1.1. To může mít např. v případě parní turbíny devastující následky. Pro vývoj těchto soustav osazených HD ložisky a zvýšení jejich spolehlivosti je nezbytná schopnost předpovídat výskyt nestabilit pro různé vstupní parametry. Žádoucí je taktéž hlubší pochopení dějů, které k nestabilnímu chování mazacího filmu vedou.

Výzkum ukazuje, že se na výskytu nestabilního chování filmu podílí velká škála parametrů [4]. V zájmu pochopení vzniku těchto dějů je záhodno se blíže zaměřit na samotný mazací film. Běžná testovací zařízení zaměřená na sledování těchto nestabilit využívají několika přesných snímačů polohy nebo akcelerometrů pro určení příčné trajektorie osy hřídele v čase [3, 4]. Tato metoda umožňuje sledovat důsledky změn vstupních parametrů soustavy, avšak není dostatečně nápomocná pro objasnění dějů, které se ve filmu při nestabilních stavech odehrávají. Zde se nabízí využít optických pozorovacích metod, jež se v minulosti ukázaly jako silný nástroj pro hlubší studium komplexních dějů v mazacím filmu.

Náplní této práce je experimentální studium nestabilit mazacího filmu kluzného ložiska spojené s vývojem exp. zařízení.



Obr. 1.1 Opotřebení ložiska, ke kterému došlo při tlučení oleje (převzato z [5]).

2 PŘEHLED SOUČASNÉHO STAVU POZNÁNÍ

Tato rešerše si dává za cíl objasnit klíčová témata problematiky a obsahuje přehled článků, které reflektují současný stav ve výzkumu v oblastech, jež s touto experimentální prací souvisí. Podkapitola, která se zabývá oblastí nestabilit rotorových soustav, by měla objasnit tyto nestandardní děje, jež se v rotorových soustavách odehrávají, a jejich projevy. Dále jde o oblast optických metod vhodných pro pozorování chování mazacího filmu kluzných ložisek. Zmíněny jsou některé konkrétní aplikace v praxi. Poté se rešerše zabývá oblastí experimentálních zařízení, která jsou ke studiu nestabilit používána. Nakonec je popsáno zařízení, na jehož vývoji se v rámci této práce pokračuje.

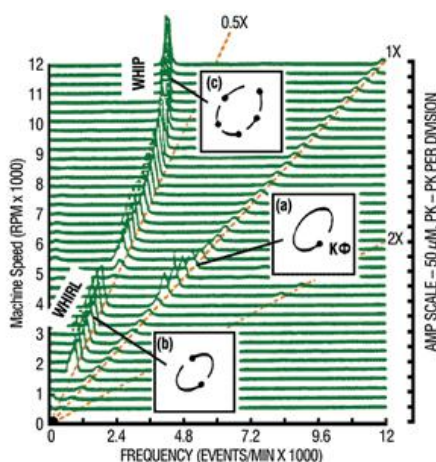
2.1 Nestability vyvolané mazivem

Výskyt nestabilit vyvolaných mazivem při provozu rotorových soustav je nežádoucí, jelikož brání plynulému chodu stroje a v krajním případě mohou vést až k jeho poškození či úplné destrukci.

2.1.1 Charakter a projevy nestabilit

Nestability rotorových soustav jsou vyvolány vzájemnou interakcí dynamických projevů rotoru a maziva v kluzném ložisku [3]. Projevují se výraznými vibracemi, které mohou přetrvat přes poměrně velký interval provozních otáček stroje. Nejen že mohou narušit jeho funkci, ale mohou způsobit i jeho vážné poškození.

Nestability vyvolané mazivem zahrnují dva jevy, které se vyznačují precesním pohybem rotoru v rámci vůle kluzného ložiska, a to víření a tlučení oleje (angl. *oil whirl* a *oil whip*). Průběh nestabilit lze popsat s pomocí spektrální analýzy stability v grafu na obr. 2.1, kde na ose y jsou vyneseny otáčky rotoru, na ose x jsou vyneseny frekvence přítomných vibrací soustavy a na ose z jsou vyneseny amplitudy vibrací.



Obr. 2.1 Analýza stability – kaskádový spektrogram (převzato z [6]).

Při rozjezdu rotoru se objevuje ve spektrogramu pouze synchronní složka vibrací ($1\times$, tj. 1 kmit na otáčku) s poměrně malou amplitudou, která je způsobena setrvačnými silami od nevyváhy rotoru. Při nízkých otáčkách jsou tyto vibrace stabilní a i v případě vybuzení vnějším impulzem dojde k rychlému ustálení.

Při vyšších otáčkách (běžně však při frekvencích otáčení nižších než je vlastní frekvence rotoru¹ [2, 3]) se spolu se synchronními vibracemi objevuje víření oleje². Jedná se o dopředný precesní pohyb rotoru, který se projevuje subsynchronními vibracemi o frekvencích nižších než polovina frekvence otáčení³, je udávána hodnota $(0,43 \text{ až } 0,52) \times [2, 3]$. Nejprve je vzrůst amplitudy pohybu okamžitý, avšak potom růst zpomalí díky nelineárnímu chování mazacího filmu při dosažení větší excentricity hřídele v ložiskovém pouzdru. Při těchto rychlostech se rotor chová jako tuhé těleso. Výchylky víření jsou běžně větší než ty způsobené nevyváhou.

Když se frekvence otáčení rotoru blíží jeho vlastní frekvenci (tj. dosahuje kritické rychlosti), víření se stává nestabilní a zmizí, jelikož je potlačeno a nahrazeno zvyšujícími se synchronními vibracemi. Nucené kmitání převažuje a dynamické projevy mazacího filmu jsou převáženy projevy poddajnosti rotoru [3, 6].

Nad první kritickou rychlostí synchronní nucené kmitání vymizí, znovu se začínají projevovat vlivy dynamiky maziva a s rostoucí frekvencí otáčení nastává víření, jež má podobný charakter jako to, které nastává při podkritických rychlostech [3].

Když frekvence otáčení dosahuje druhé kritické rychlosti (dvojnásobku vlastní frekvence rotoru) a víření je rozvinuto, jeho frekvence se blíží vlastní frekvenci rotoru (první ohybový mód) a dochází k rezonanci. Víření je nahrazeno tlučním oleje⁴, takže se jedná o dopředný precesní pohyb rotoru, který se projevuje subsynchronními vibracemi. Během tohoto děje se hřídel smýká po pouzdru ložiska za přítomnosti pouze tenkého filmu, případně může dojít k vymezení radiální vůle a úplnému porušení mazacího filmu [1, 2, 3]. Na rozdíl od víření, tlučení oleje drží konstantí frekvenci i s rostoucí rychlostí otáčení [2, 3]. Při těchto rychlostech nelze rotor považovat za tuhý. Amplituda vibrací rotoru je omezena vůlí ložiska, ale vzhledem k tomu, že rotor vibruje na vlastní frekvenci, může v extrémních případech dojít k vymezení vůle a kontaktu čepu s pávní ložiska. Pak nastává jev zvaný *dry whip*, tedy suché tlučení.

Výše popsané chování se může v různých formách typicky vyskytovat u strojů, jejichž rotory jsou uloženy v kluzných ložiskách s malým radiálním zatížením. Chování se může mírně lišit v závislosti na rozličných vnějších faktorech, nicméně charakter je podobný [3, 6].

2.1.2 Podmínky ovlivňující výskyt nestabilit

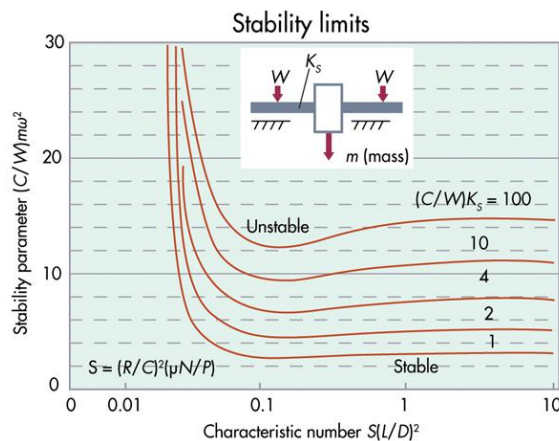
Zda bude navrhovaná rotorová soustava uložená na kluzných ložiskách při provozu stabilní, tj. zda bude docházet k výskytu nestabilního chování vyvolaného mazivem, nelze jednoduše určit. Množství faktorů, jež mají vliv na stabilitu, je velké.

¹Frekvence otáčení, jež odpovídá vlastní frekvenci rotoru, je označována jako *kritická rychlost*.

²Tento jev poprvé popsal Rankine roku 1869 [11], avšak nepřipisoval jeho původ chování maziva.

³Proto bývá někdy tento děj nazýván *half-speed whirl*.

⁴ Tento jev poprvé popsal Newkirk roku 1925 [1].



Obr. 2.2 Oblasti stability (převzato z [7]).

Roku 1983 publikovali Raimondi a Szeri v [7] diagram, na základě kterého lze přibližně predikovat, zda je soustava provozována ve stabilní oblasti či nikoliv, viz graf na obr. 2.2. Tato predikce uvažuje uložení rotoru ve válcových ložiskách se symetrickým radiálním zatížením.

Z grafu na obr. 2.2 vyplývá, že se na predikci podílí tři parametry. Parametr tuhosti udávající dělicí linii mezi stabilní a nestabilní oblastí, jež je definován $(\delta/F)k$, kde δ je radiální vůle, F je radiální zatížení a k je tuhost rotoru.

Charakteristické číslo, které je definováno jako $So(l/d)^2$, kde l je délka ložiska, d udává jmenovitý průměr a So je Sommerfeldovo číslo, jež se spočte následovně

$$So = \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \frac{\eta n}{p_m}, \quad (2.1)$$

kde r je jmenovitý poloměr, δ je radiální vůle, η je dynamická viskozita maziva, n jsou otáčky rotoru a p_m je měrný tlak (viz vztah 2.2).

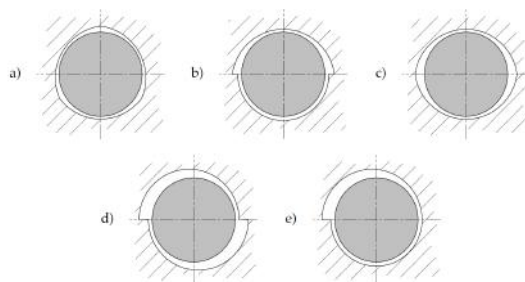
Posledním parametrem je tzv. parametr stability, který je definován jako $(\delta/F)m\omega^2$, kde δ je radiální vůle, F je radiální zatížení, m je hmotnost rotoru a ω je jeho úhlová rychlost.

Z diagramu vyplývá, že pro většinu vstupních faktorů nelze jednoznačně určit, zda jejich zvyšování či snižování má odpovídající stabilizační efekt, jelikož jsou vzájemně provázané. Např. zvyšování hodnoty radiální vůle sice zvětšuje stabilní oblast parametrem tuhosti $(\delta/F)k$ a snižuje charakteristické číslo (osa x), avšak zvyšuje hodnotu parametru stability (osa y), čímž posouvá soustavu blíže ke hranici (ne)stability. Jediným faktorem, o kterém lze na základě diagramu jednoznačně říci, jaký má efekt nezávisle na ostatních, je tuhost rotoru. Vyšší tuhost má jasně stabilizační efekt.

2.1.3 Prevence výskytu nestabilit

Pokud rotorová soustava vykazuje nestabilní chování, v praxi bývá využíváno několika možností, jak toto chování omezit.

Zvýšení měrného tlaku ložiska má stabilizační efekt [3, 8]. Často se s výskytem nestabilního chování setkáváme u rotorů s nízkým nebo žádným aplikovaným externím zatížením. Tedy hlavně pokud zatížení ložiska tvoří pouze hmotnost rotoru,



Obr. 2.3 Různé geometrie ložisek pro potlačení výskytu nestabilit (převzato z [9]).

jako je tomu např. u parních turbín nebo turbodmychadel. Případně u vertikálně orientovaných vodních turbín je zatížení ještě menší.

Zvýšení měrného tlaku lze dosáhnout zvýšením radiálního zatížení nebo zkrácením ložiska. Běžnou praxí u parních turbín je proto použití jednoho krátkého ložiska [8]. Je však třeba brát na zřetel, že rotor uložený ve více než dvou ložiskách (což je např. turbín vzhledem k jejich délce a hmotnosti typické) tvoří přeúřčenou soustavu a je možné, že vlivem výrobních nepřesností bude rotor v tomto krátkém ložisku nadlehčen [8]. Měrný tlak je dán vztahem

$$p_m = \frac{F}{2rl}, \quad (2.2)$$

kde F je zátěžná síla, r je poloměr čepu a l je délka ložiska. Např. ložiska parních turbín a generátorů, které jsou zatíženy pouze vlastní hmotou rotoru, jsou běžně konstruována pro měrný tlak v hodnotách (0,8 až 1,5) MPa [8, 10]. Stabilitě jsou často obětovány vyšší třecí ztráty.

Změna viskozity maziva nebo radiální vůle tak, aby kombinací těchto parametrů bylo dosaženo provozu ve stabilní oblasti. Viskozitu maziva je možné měnit změnou teploty. Změnu radiální vůle ložiska však nelze provést bez konstrukční úpravy.

Změna geometrie ložiska je v praxi také běžně využívána. Oblast provozu, kdy může dojít k nestabilitám, je největší u válcových kluzných ložisek. Tato však jsou ve strojích nejrozšířenější pro nízké výrobní náklady a nejvyšší únosnost. Pokud je však nutné riziko výskytu nestabilit eliminovat, používají se ložiska s nesymetrickou geometrií, viz obr. 2.3. Tato na rozdíl od válcového ložiska tvoří více než jedno tlakové pole (v závislosti na tvaru), čímž soustavu stabilizují.

2.1.4 Dynamické modely rotorových soustav

Pro hlubší pochopení problematiky nestabilit bylo zapotřebí vyvinout analytické nástroje – dynamické modely rotorové soustavy. Vývoj tohoto modelu a jeho postupné přibližování reálnému chování s sebou přinesly pojmenování a specifitější popis těchto nestabilních dějů, jak je popsáno dále. Není však v rozsahu této práce zmapovat vývoj v tomto směru podrobně.

S prvním modelem přišel roku 1869 Rankine [11]. Jeho model byl však nedokonalý a dle něj nebylo možné překročit rychlost prahu nestability, při které se projevilo víření, aniž by došlo k poškození systému. Již roku 1894 publikoval Dunkerley [12]

článek, v němž popsal experiment, kde rotorová soustava překročila kritickou rychlost. Prvním velkým zlomem v této oblasti byl model, který publikoval Jeffcott roku 1919 [13]. Analyticky dokázal, že stabilní stav v nadkritické rychlosti existuje. Vývoj nadále pokračoval, ale až do poloviny 20. století byl uvažován model chování maziva lineární. To však nevysvětlovalo, že za určitých podmínek se vzrůst amplitudy vibrací při víření, dokonce i při tlučení oleje zastavil při dosažení jisté větší excentricity. Toto objasnil Hori, když roku 1959 publikoval nelineární model [2], v němž studiem působících sil mazacího filmu na hřídel popsal základní charakteristiky tlučení oleje. Značný přínos v oblasti měla i Muszyńska, která problematiku studovala s větším zřetelem na dynamiku rotoru [3, 6]. Koeficienty tuhosti a tlumení mazacího filmu však získávala experimentálně, což vedlo na jisté nepřesnosti. Další vývoj v oboru se ubíral s příchodem FEM a CFD právě k numerickému zjišťování charakteristických koeficientů filmu pro nelineární model a také k vývoji přesnějších modelů samotného rotoru.

2.2 Optické pozorovací metody

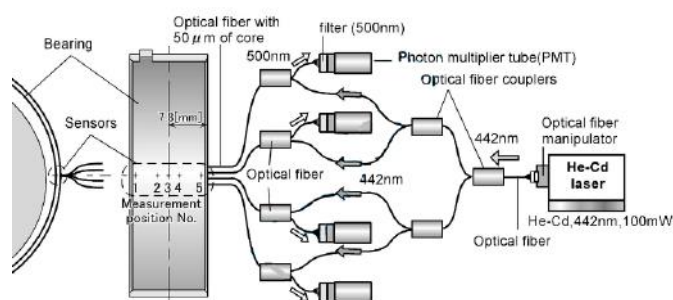
Vývoj v oblasti ložisek byl spojen se snahou o přímé pozorování dějů, které se v mazacím filmu odehrávají. Od dob průkopnických experimentů, které provedl Tower [14], při nichž dokázal existenci hydrodynamického tlaku, ukázaly optické pozorovací metody svůj potenciál pro objasnění komplexních dějů, které v mazivu nastávají. Jako příklad lze použít experiment, jenž provedl Cole roku 1956 [15]. Autor detailně popsal kavitaci v HD ložiskách tím, že pozoroval mazivo přes skleněné ložiskové pouzdro. Později např. Kaneko roku 1990 [16] jako první objasnil mechanismus mazání porézního HD ložiska za pomoci barviva v mazivu, díky kterému se podařilo vizualizovat tok maziva porézní strukturou. Využitím experimentů na bázi optické interferometrie dokázal Gohar roku 1963 [17] ustanovit teorii elastohydrodynamického mazání vysoce zatížených kontaktů. Tato metoda má široké využití dodnes.

Cílem této podkapitoly je zmapovat současný stav používaných optických pozorovacích metod. Zpracovány jsou metody, jež už byly v praxi aplikovány pro studium HD ložisek.

2.2.1 Metody využití pro studium HD ložisek

Jednou z charakteristických měřitelných veličin, která má velký význam při sledování chování maziva v HD ložisku, je tloušťka mazacího filmu. Pro studium jevů jako víření a tlučení je znalost tohoto parametru klíčová. Měření za pomoci přesných snímačů polohy⁵ možné je, avšak je obtížné určit středovou polohu soustavy s dostatečnou přesností. Navíc je tloušťka filmu počítána jako rozdíl vzdálenosti hřídele a teoretické radiální vůle ložiska (nejsou tedy uvažovány výrobní nepřesnosti a deformace pouzdra při zatížení). Tyto snímače a data, která jsou schopny poskytnout, tedy nejsou dostačující, je nutné je doplnit jinými.

⁵Jedná se o tzv. *proximity* snímače. Tento typ snímačů slouží k určování malých vzdáleností, resp. přesné polohy, pracují buď na principu měření vířivých proudů nebo měření kapacity.



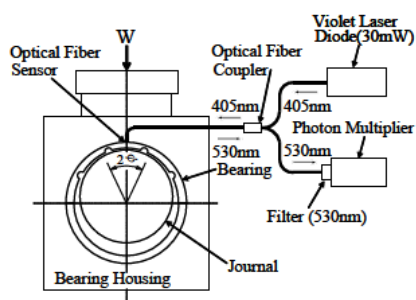
Obr. 2.4 Měřicí aparatura pro tloušťky filmu pomocí LIF dle [18].

Jednou z metod, která byla v praxi již aplikována a osvědčila se, je tzv. *Laser Induced Fluorescence*, neboli fluorescence vyvolaná laserovým paprskem. Úspěšná měření s ní provedl například Nakayama [18], který metodu aplikoval na HD ložiska ojnice spalovacího motoru. Schema měřicího aparátu je uvedeno na obr. 2.4. Jádrem celého aparátu je He-Cd laser o vlnové délce 442 nm a výkonu 100 mW, jehož paprsek je veden optickým vláknem. Poté je rozvětven pomocí optických spojek a vlákny doveden do bodů měření. Fluorescent přítomný v mazivu má koncentraci $5 \cdot 10^{-4}$ mol/l. Když dojde k ozáření mazacího filmu, intenzita nastalé fluorescence proporcionálně odpovídá tloušťce filmu. Tato je snímána stejným vláknem a je vedena do fotonového násobiče. Toto záření však obsahuje i fotony vyvolané laserem, které se odrazily od hřídele, je tedy nutné ze snímaného signálu filtrovat fluorescenční záření, které má vlnovou délku 500 nm. Toho je docíleno optickým filtrem umístěným před fotonovým násobičem. Sensory posléze bylo nutné zkalibrovat. Po kalibraci pro tloušťku filmu (0 až 100) μm byl napěťový výstup (0 až 3) V. Doba měření jedné hodnoty tloušťky se pohybovala okolo 30 ms. Naměřené výsledky souhlasily s analytickým řešením založeným na HD modelu mazání. Tloušťka filmu ve střední části odpovídala velmi přesně avšak hodnoty tloušťky naměřené na krajích byly menší než ty zjištěné analyticky, proto byl do FEM řešení aplikován EHL model a poté výsledky odpovídaly ve všech měřených místech [18].

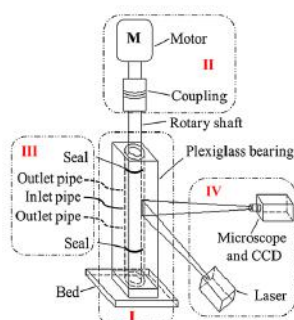
Dále metodu úspěšně aplikoval Kitahara [19], který se ve své studii zabýval zvýšením únosnosti HD ložisek taktéž ve spalovacích motorech. Z obr. 2.5, na němž je znázorněn měřicí aparát, je patrné, že použil stejnou metodu jako Nakayama [18]. Tedy měření za pomoci LIF a optických vláken. Rozdílem je však použití fialové laserové diody o výkonu 30 mW.

Vlastností mazacího filmu, jež je nápomocna pro objasnění lokálních dějů, které se v něm odehrávají, je i pole proudění. Metodou, která umožňuje jeho vizualizaci, je tzv. *particle image velocimetry*. PIV je metoda, která umožňuje měřit rychlost proudění na sledované ploše v mnoha bodech současně. Princip této metody spočívá v zanesení malých pevných částic do tekutiny, které jsou následně nasvíceny a světlo jimi odražené je snímáno kamerou, příp. fotoaparátem s dlouhou dobou expozice.

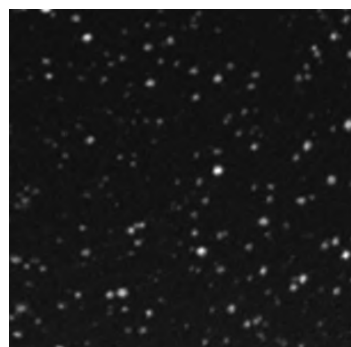
Aplikovat PIV na zakřivenou plochu pouzdra HD ložiska se úspěšně povedlo Lin [20]. Na obr. 2.6 je znázorněn měřicí aparát, který byl pro tuto metodu sledování maziva použit. Klíčovými prvky zařízení jsou vizualizační systém (na obr. 2.6 označen "IV") a pouzdro ložiska, jež je vyrobeno z PMMA. Toto má vnější tvar hranolu, jelikož je pro pozorování nejvhodnější, jak uvádí autor. Vizualizační systém se se-



Obr. 2.5 Měřicí aparatura pro tloušťky filmu pomocí LIF dle [19].



Obr. 2.6 Měřicí aparát pro PIV dle [20].



Obr. 2.7 Snímek částic v mazivu pořízený při experimentu [20].

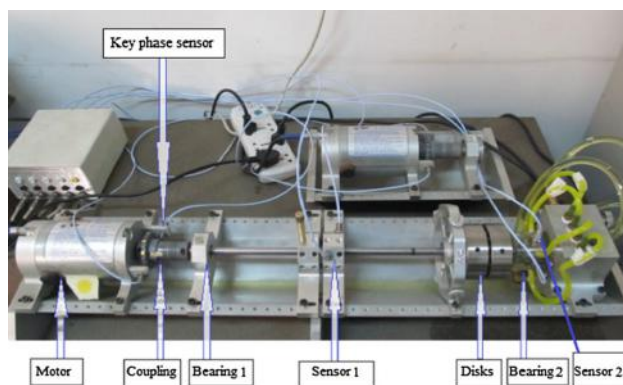
stává z laseru o vlnové délce 540 nm a distančního mikroskopu s CCD záznamovým zařízením. Mikroskop je schopný sledovat plochu o průměru (0,82 až 4,58) mm v závislosti na jeho pracovní vzdálenosti. Část snímku pořízeného při experimentu je na obr. 2.7. Autorovi se podařilo při experimentech dosáhnout dobré shody s teoreticky stanovenými hodnotami velikosti rychlosti a směru proudění maziva.

2.3 Experimentální zařízení pro studium nestabilit rotorových soustav

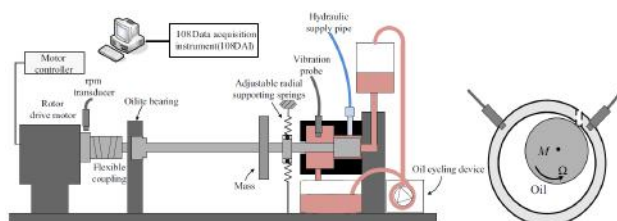
Zařízení, jehož vývoj má být výstupem této práce, má za cíl skloubit sledování globálních dějů, tj. dynamiku rotující hřídele, jež je v ložiskách uložena, a taktéž pozorování lokálního chování mazacího filmu HD ložiska. Je tedy vhodné provést sondu do konceptů a konstrukcí zařízení, které jsou v této oblasti používány. Také je nutné zmínit, že se běžně nevyskytují zařízení taková, která by sledovala dynamiku rotoru a zároveň kladla velký důraz na lokální pozorování dějů v mazivu, jako zařízení vyvíjené v rámci této práce. Budou zde tedy zmíněny zařízení podobná.

Poměrně detailní popis experimentálního zařízení ve své studii uvedl Hu [4]. Jeho práce se zabývá numerickou analýzou a exp. výzkumu dynamických nestabilit asymetrického rotoru, který je osazen dvěma disky. Konkrétně je zaměřena na vliv kontaktu rotoru a statoru na chování rotoru v nestabilním stavu.

Jedná se o komerční zařízení firmy Bently Nevada, která se problematikou nestabilit zabývá a dodává jak exp. zařízení, tak měřicí techniku a software pro analýzu



Obr. 2.8 Experimentální zařízení Bently Nevada [4].



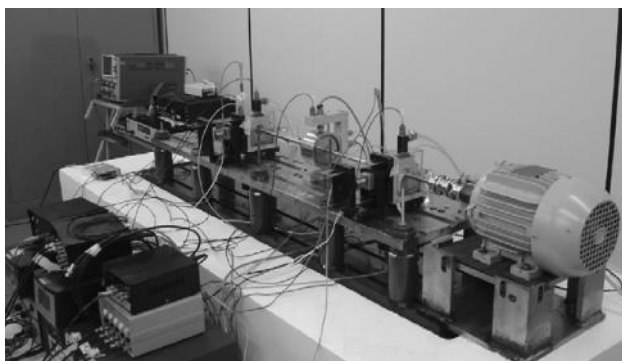
Obr. 2.9 Experimentální zařízení navrženo Le [21].

získaných dat. Jak je vidět na obr. 2.8, zařízení se skládá z rotoru (se dvěma disky), elektromotoru, dvou HD ložisek a mazacího agregátu. Dále se na zařízení nachází několik přesných snímačů polohy na bázi vířivých proudů. Dvojice snímačů uložena vzájemně kolmo v domku ložiska určuje polohu hřídele v ložisku. Další dvojice sond jsou umístěny v místě disků, vedle ložisek a v místě, kde dochází k uměle vyvolanému kontaktu, snímají vibrace rotoru. Elektromotor dovoluje rotoru dosáhnout otáček v rozmezí $(0 \text{ až } 19\,000) \text{ min}^{-1}$.

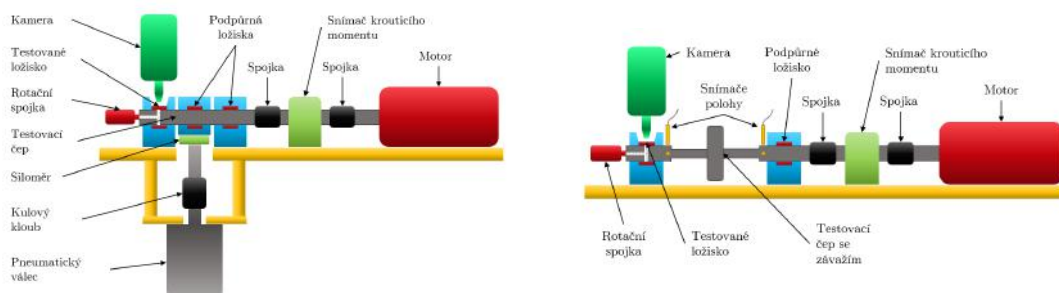
Pro svou studii navrhnul a realizoval exp. zařízení Le [21]. Pokusil se implementovat aktivní stabilizaci při výskytu samobuzených vibrací. Toto zařízení je popsáno na obr. 2.9. K určení polohy rotoru taktéž používá přesné snímače polohy na bázi vířivých proudů. Na hřídeli o průměru 9,5 mm je ustaven jeden zátěžný disk. Standardně je poháněn elektromotorem, u kterého se nachází snímač otáček. Zařízení pracuje v rozsahu $(0 \text{ až } 3\,600) \text{ min}^{-1}$ otáček.

Castro [22] se ve své studii zaměřil na porovnání nelineárního dynamického modelu, který je používán pro simulaci jevů jako víření a tlučení oleje, s reálným chováním exp. zařízení (viz obr. 2.10), jež sám navrhl. Toto je tvořeno typicky dvěma HD ložisky, hřídelí o průměru 12 mm s diskem o hmotnosti 2,34 kg uprostřed hřídele. Elektromotor umožňuje rotoru dosáhnout $3\,600 \text{ min}^{-1}$ otáček. K měření polohy hřídele byly taktéž využity přesné snímače polohy.

Z výše uvedeného je patrné, že experimentální zařízení pro studium dynamiky rotorů a nestabilit bývají dosti podobné koncepce a konstrukce, proto je v této kapitole jen reprezentativní vzorek zařízení tohoto druhu.



Obr. 2.10 Experimentální zařízení, které navrhl Castro [22].



Obr. 2.11 Konfigurace se třemi ložisky (vlevo) a se dvěma ložisky a dlouhým rotorem (převzato z [23], upraveno).

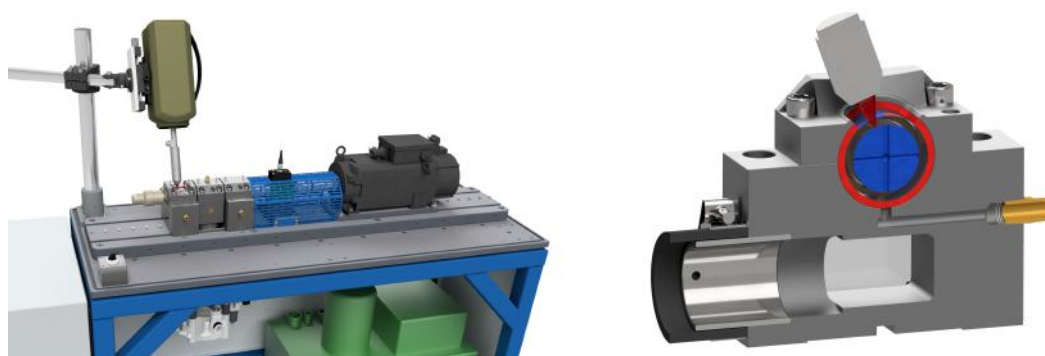
2.4 Popis vyvíjeného zařízení

Zařízení se skládá hřídele o průměru $\varnothing 38$ mm. Hřídel je uložena ve dvou HD ložiskách, přičemž jedno slouží jako opora a druhé je vybaveno safírovým pouzdem a mikroskopem s vysokorychlostní kamerou, pomocí kterých lze sledovat dynamiku mazacího filmu. Součástí zařízení by měly být snímače polohy pro sledování pohybu hřídele v rámci pouzder ložisek. Sledované ložisko je zásobováno mazivem dutinou v hřídeli (viz obr. 2.12). Kvůli nutnosti sledovat chování maziva přes pouzdro by nebylo možné ho přivádět z vnějšku. Rotor je přes pružnou spojku poháněn elektromotorem s frekvenčním měničem. Tento umožňuje udělit rotoru až $20\,000\text{ min}^{-1}$ otáček.

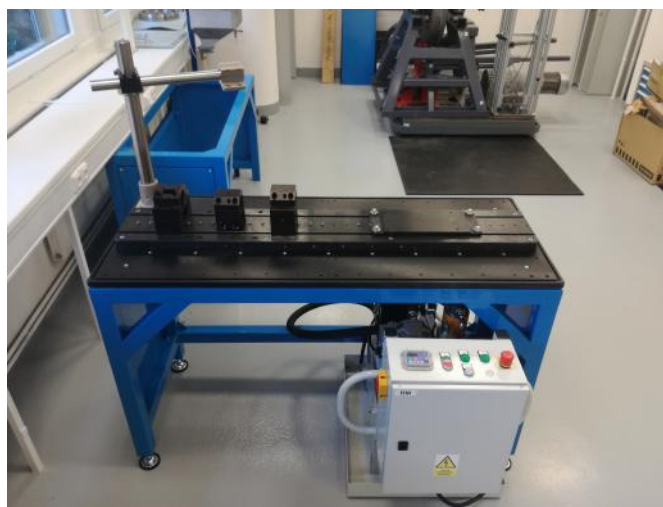
Zařízení je modulární a umožňuje provoz ve dvou režimech, viz obr. 2.11. První varianta je tvořena třemi domky, přičemž prostřední slouží jako zatěžovací (přenáší zatížení z pneumatického válce). Krajní domky jsou ustaveny s roztečí 175 mm. Druhá varianta je tvořena dvěma ložisky a libovolně dlouhou hřídelí, přičemž stůl dovoluje rozteč domků až 500 mm. Dlouhá hřídel je zatěžována svou hmotností, případně diskem umístěným uprostřed. Tato konfigurace by měla být vhodná pro pozorování vzniku nestabilních stavů vyvolaných mazacím filmem, obzvláště tlučení oleje, které je vázáno na dvojnásobek vlastní frekvence rotoru.

Varianta dvou ložisek a dlouhého rotoru byl pouze ve fázi návrhu, její vývoj je součástí této práce.

Předchozí řešitel realizoval stůl, základní desky, na kterých je zařízení ustaveno, hřídel a ložiskové domky. Byl zakoupen elektromotor, snímač momentu, síly a pne-



Obr. 2.12 Render zařízení (vlevo) a ilustrativní řez domkem se safírovým ložiskem [23].



Obr. 2.13 Výchozí stav zařízení.

umatický okruh. Mazací agregát je použit z jiného zařízení. Stav zařízení, do jakého ho uvedl předchozí řešitel, je na obr. 2.13.

3 ANALÝZA PROBLÉMU A CÍL PRÁCE

3.1 Analýza problému

Tato práce si klade za cíl studovat chování mazacího filmu HD ložiska při nestabilitách vyvolaných mazivem. Aby tohoto cíle mohlo být dosaženo, je nejprve nutné rozšířit existující experimentální zařízení o možnost dosažení těchto nestabilitních stavů a opatřit ho optickým vhladem do jednoho z ložisek. Poté by měla být experimentálně ověřena schopnost zařízení nestabilit dosáhnout, měly by být zmapovány projevy rotorové soustavy při nestabilním chování a porovnání podmínek jejich výskytu a chování s predikcemi.

Předchozí řešitel uskutečnil první fázi vývoje. Navrhl a realizoval koncept zařízení, základnu a stůl, ložiskové domky, tuhý rotor, pohon, rameno kamery a zatěžovací mechanismus.

Jádrem této práce je sledování nestabilit rotorové soustavy vyvolaných mazivem a to v globálním i lokálním měřítku. Globálně budou sledovány precesní pohyby hřídele v rámci vůle ložisek, lokálně pak chování mazacího filmu v jednom z ložisek. Z tohoto vyplývá, jaké základní kroky bude třeba učinit pro dosažení cílů práce. Jednak půjde o návrh rotorů vhodných pro sledování nestabilit, dále bude nutné navrhnout měřicí řetězec a optický vhlad do ložiska tvořeného safírovým kroužkem. Posléze bude experimentálně ověřeno, zda je zařízení v daných konfiguracích schopné nestabilních stavů dosáhnout a bude zaznamenáno chování rotorové soustavy za těchto stavů. Taktéž bude zaznamenáno vysokorychlostní kamerou chování mazacího filmu v ložisku opatřeném optickým vhladem.

Řešená diplomová práce je součástí projektu GAČR ve spolupráci s Fakultou aplikovaných věd ZČU v Plzni.

3.2 Analýza, interpretace a zhodnocení poznatků z rešerše

Jsou popsány základní nestabilní stavy rotorových soustav vyvolaných mazivem HD ložisek. Jedná se o víření a tlučení oleje a také kritickou rychlost, která s nimi souvisí. Typicky se projevují orbitálním precesním pohybem rotoru v rámci radiální vůle ložiska. Víření nemusí nutně nastat vždy a podmínky jeho vzniku nelze jednoduše určit. Tlučení oleje nastává při rychlostech rotace blízkým dvojnásobku kritické rychlosti, přičemž nutnou podmínkou pro jeho výskyt je rozvinuté víření. V tomto režimu může docházet ke smýkání rotoru po pouzdru ložiska kvůli úplnému porušení mazacího filmu (suché tlučení). Jedná se tedy o nebezpečné jevy, které mohou vést k selhání stroje, jehož je rotorová soustava součástí.

Jak již bylo zmíněno, nelze jednoduše predikovat výskyt nestabilit vyvolaných mazivem. Pro splnění cílů práce je zásadní, aby vyvíjené zařízení umožňovalo těchto stavů dosáhnout. V první iteraci bude využito hřídele, jež navrhl předchozí řešitel. Předpokládá se, že dosažení nestabilního stavu tlučení oleje s tímto rotorem nebude možné, resp. nebude v provozních možnostech zařízení. Důvodem je jeho vysoká tuhost. Zda s jeho použitím bude možné dosáhnout víření ukáží experimenty.

Optické metody se v minulosti osvědčily při zkoumání různých aspektů mazacího filmu. Mezi konkrétní metody, které již byly úspěšně aplikovány v praxi na HD ložiska patří např. *Laser Induced Fluorescence* a *Particle Image Velocimetry*. LIF umožňuje měření tloušťky mazacího filmu ložiska v prostorově omezených aplikacích díky malým rozměrům optického vlákna. Metodou PIV lze stanovit rychlost a směr pohybu maziva v kontaktu, což může být žádoucí pro detekci výskytu skluzových rovin, které značně ovlivňují např. tření v ložisku.

V oblasti dynamiky rotorových soustav jsou k experimentům využívána zařízení velmi podobné konstrukce, která se skládá z hřídele, dvou až tří ložiskových domků, elektromotoru a přesných snímačů polohy. Jistá různorodost je pouze v parametrech ložisek, rotoru a jeho zátěže, případně otáček, kterých rotor může dosáhnout. Naprostá většina zařízení využívá pro sledování polohy rotoru snímače na bázi vířivých proudů. Hřídele bývají spíše menšího průměru (cca 8 až 20 mm), což vede ke snazšímu vyvolání nestabilních dějů. Zařízení umožňují měřit v otáčkách přibližně do 20 000 min⁻¹.

Tato zařízení zkoumají vnější projevy nestabilit mazacího filmu ložisek a jejich vztah s vnějšími působícími silami, případně s mírou nevyvážení rotoru nebo nesoososti rotoru a hřídele motoru, apod. Některé práce, ve kterých tato zařízení figurují, se také věnují vývoji numerického simulačního modelu rotorové soustavy a jeho porovnání s experimentálně naměřenými daty.

V rámci rešerše nebylo nalezeno experimentální zařízení z této oblasti, které by umožňovalo sofistikovaně ovládat parametry maziva na vstupu. Jmenovitě jde hlavně o tlak maziva v obvodu a teplotu. Přičemž zrovna tyto vstupní podmínky hrají důležitou roli ve výskytu nestabilit. Taktéž nebylo nalezeno zařízení, které by kombinovalo sledování dynamických projevů rotoru a lokální optické pozorování chování maziva v ložisku. V tomto ohledu je vyvíjené zařízení unikátní.

3.3 Podstata a cíle diplomové práce

Cílem této výzkumné práce je popsat chování mazacího filmu hydrodynamického kluzného ložiska za podmínek výskytu nestabilit vyvolaných kapalinou (víření a tlučení oleje). Jedná se o experimentální práci spojenou s vývojem zkušebního zařízení a implementací optické pozorovací metody pro popis chování mazacího filmu.

Mezi dílčí cíle práce patří:

- navrhnout a sestavit měřicí řetězec a navrhnout měřicí a řídicí program;
- navrhnout a realizovat uložení rotoru s využitím safírového kroužku pro optické pozorování mazacího filmu;
- experimentálně popsat výskyt nestability typu víření a tlučení za různých provozních podmínek a porovnat výsledky s numerickými výsledky;
- stanovit vliv nestabilit na chování mazacího filmu pomocí optické metody.

Autor se bude podílet na příspěvku uvedeném na konferenci ASME 2018 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference, která proběhne 26. – 29. 8. 2018 v kanadském Québecu.

3.4 Způsob řešení

Řešení této práce bude uskutečněno v pěti hlavních krocích, které jsou blíže specifikovány níže.

3.4.1 Modifikace experimentálního zařízení

Předchozí řešitel projektu dokončil první vývojovou fázi, byla uskutečněna výroba a nákup součástí zařízení, toto však nebylo zkompletováno a otestováno. Prvním krokem tedy bude sestavení zařízení, zprovoznění a ověření jeho funkčnosti. Tyto kroky mj. zahrnují ověření výrobních tolerancí důležitých prvků (např. radiální vůle ložiska), správné ustavení celé soustavy tvořené elektromotorem, rotorem a domky, návrh způsobu řízení elektromotoru, výběr a instalace hydraulických komponent mazacího okruhu a revize pneumatického okruhu. V rámci tohoto kroku bude také proveden návrh vhodného rotoru pro pozorování nestabilních stavů vyvolaných mazivem, a to víření i tlučení oleje.

3.4.2 Návrh a implementace měřicího řetězce

Zařízení má umožňovat zaznamenat podmínky výskytu nestabilního stavu a jeho projevy. Klíčovým projevem je precesní pohyb rotoru v rámci vůle ložiska (viz kap. 2). Je tedy nutné snímat polohu rotoru v čase.

Výskyt nestabilních stavů se odvíjí i od proměnlivých vstupních podmínek, které jsou dány především otáčkami a viskozitou maziva v ložisku, která je svázána s teplotou. Tyto je tedy taktéž zapotřebí zaznamenávat. Kritické stavy, např. zadírání ložisek nebo kontakt rotoru se statorem, je taktéž nutné registrovat. Jsou signalizovány vzrůstem teploty ložiska a třecího momentu.

Pro provoz v konfiguraci se zatěžováním, tj. se třemi ložisky, jsou klíčovými veličinami zatěžovací síla, třecí moment a taktéž teplota a otáčky. Zařízení by tedy mělo umožňovat záznam i těchto měřených dat.

V tomto kroku tedy bude zapotřebí vybrat vhodné snímače a navrhnout způsob záznamu dat pro dostupnou měřicí kartu.

3.4.3 Návrh a implementace optického vhledu do ložiska

Pro studium dějů v mazacím filmu, jakými jsou např. vznik kavitace a případné další, které mohou nastávat v nestabilních stavech, bude implementováno prosté pozorování mazacího filmu in-situ, tj. v reálném čase běžným objektivem nebo mikroskopem. To bude realizováno pomocí průzoru v ložiskovém domku a safírovým kroužkem.

Zásadním bude v tomto kroku návrh uložení onoho safírového kroužku. Překážkou mohou být mechanické vlastnosti safíru (zvláště jeho křehkost) vzhledem k nutnosti uložit safírový kroužek v domku dostatečně pevně.

3.4.4 Experimentální popis chování rotorové soustavy

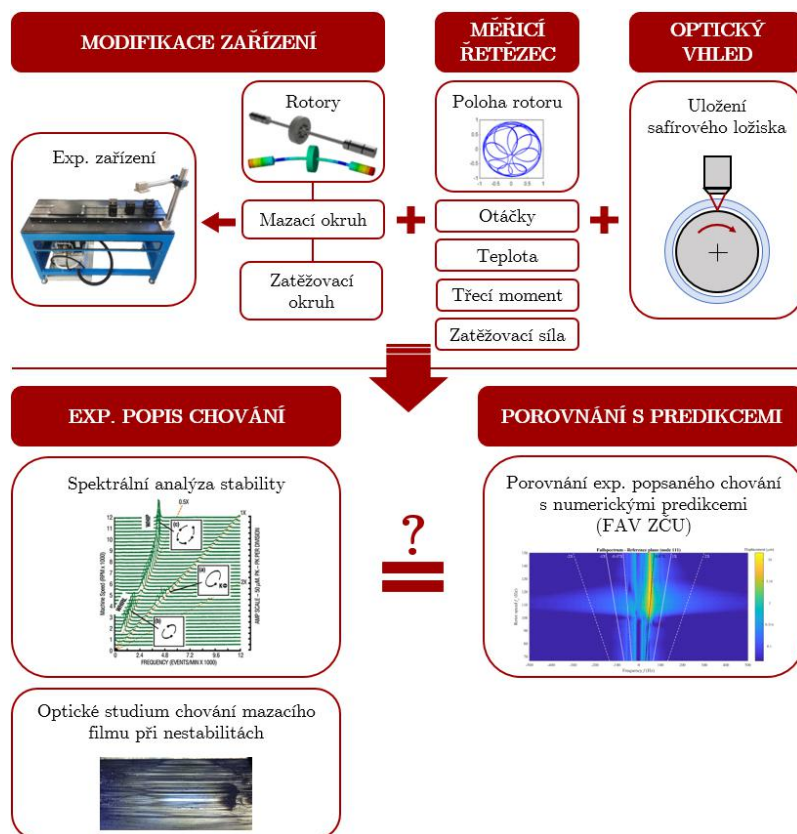
Po provedení výše zmíněných úprav bude ověřena schopnost zařízení dosáhnout nestabilních stavů vyvolaných mazivem. Bude zmapováno chování rotorové soustavy na škále pracovního rozsahu otáček. Následně dojde k vyhodnocení naměřených dat z hlediska kvantifikace výchylky, charakteru a frekvence precesních pohybů rotoru. Taktéž proběhne optické pozorování mazacího filmu při nestabilních dějích.

3.4.5 Porovnání podmínek výskytu nestabilních stavů s predikcemi

Po navrhnutí rotoru a ložiska s optickým vhladem obdrží kolegové z FAV ZČU parametry soustavy, na základě kterých provedou numerické analýzy chování a predikce výskytu nestabilit vyvolaných mazivem. Tato data budou následně porovnána s experimentálně změřenými výsledky.

4 MATERIÁL A METODY

Tato kapitola je věnována konkrétním krokům, které byly během řešení práce učiněny. Taktéž popisuje použitý experimentální aparát a nástroje a metody, pomocí kterých byly vyhodnocovány výsledky. Proces postupu řešení této práce je naznačen diagramem na obr. 4.1.



Obr. 4.1 Graficky znázorněný proces řešení práce (graf převzat z [6]).

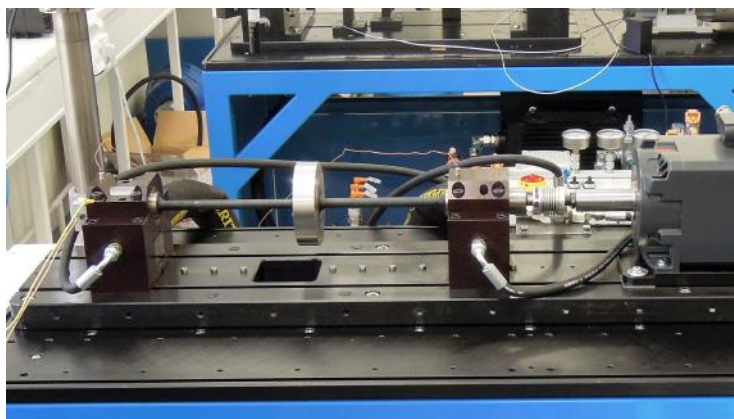
4.1 Modifikace experimentálního zařízení

Pro experimentální studium nestabilit kluzných ložisek bylo nutné nejprve zařízení vhodným způsobem upravit a přizpůsobit.

4.1.1 Rotor pro sledování tlučení oleje

Nestabilní stav víření oleje může nastat na frekvencích nižších, než je vlastní frekvence hřídele. Faktory ovlivňující jeho výskyt jsou zmíněny v kap. 2. Závisí hlavně na reologii maziva, geometrii ložiska, zatížení rotoru apod.

Nestabilní stav tlučení oleje je naopak přímo vázán na dvojnásobek vlastní frekvence rotoru. Nutnou podmínkou pro výskyt tlučení oleje je rozvinuté víření. Ke tlučení dochází, když se frekvence víření blíží vlastní frekvenci rotoru. Frekvence víření se přimkne na vlastní frekvenci rotoru, dojde k rezonanci a víření přejde do



Obr. 4.2 Uspořádání zařízení s poddajným rotorem.

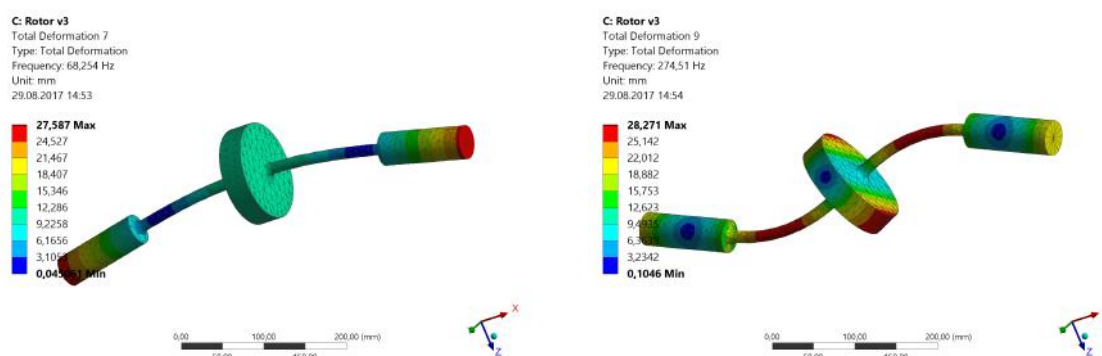
nestability tlučení. Jelikož frekvence precesního pohybu víření činí $(0,43 \text{ až } 0,52)f_r$, kde f_r je frekvence otáčení, ke tlučení oleje by mělo docházet přibližně při frekvenci otáčení odpovídající dvojnásobku vlastní frekvence rotoru. Je tedy záhodno, aby takových otáček mohlo být dosaženo v provozních možnostech zařízení. Rotor musí tedy být dostatečně poddajný. Byla tedy zvolena maximální možná rozteč ložisek, kterou zařízení dovoluje, tj. 500 mm. Na druhou stranu by měl být tvořen nezanebatelnou hmotou. V praxi je tohoto dosaženo přidáním diskového závaží doprostřed tenkého hřídele, viz kap. 2. Uspořádání sestavy domků s rotorem je patrné z obr. 4.2.

Disk tvořící rotující hmotu může být na hřídeli upevněn několika způsoby. Jedním z nich je pevné spojení vytvořené vysoustružením rotoru z kulatiny o velkém průměru. To je však krajně neekonomické. Je vhodné tedy připojování disku navrhnout pomocí rozebíratelného spoje. Pro funkci rotoru je zásadní, aby disk byl uložen s co možná nejmenší excentricitou vůči hřídeli. K výskytu nestabilit sice jistá excentricita přispívá, nicméně dostačuje pouze velmi malá (i v rámci výrobních tolerancí). Souosost uložení lze zajistit např. stykem kuželových ploch, následné spojení by bylo docíleno šroubovými spoji na osazení. Dalším uvažovaným způsobem rozebíratelného uložení disku je využití svěrného upínacího samostředícího pouzdra.

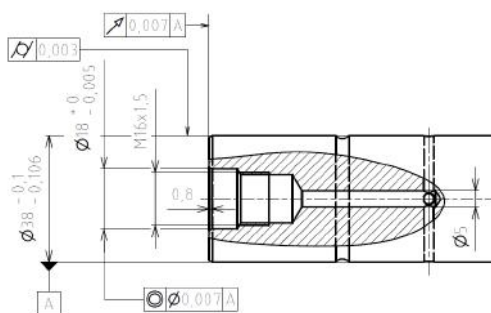
Výhodou kuželového uložení disku je, že není nutný žádný prvek mezi diskem a rotorem. Na druhou stranu z technologického hlediska je jednodušší na tenké hřídeli, jejíž délka překračuje 500 mm, vyrobit válcovou plochu než plochu kuželovou. Navíc svěrné pouzdro nevyžaduje příliš přesné rozměrové tolerance uložení, postačuje tolerance h8. Bylo tedy rozhodnuto využít právě svěrného pouzdra. Další nespornou výhodou tohoto způsobu uložení je jednoduchá výměna disku za jiný, čímž lze měnit hodnotu vlastní frekvence rotoru, tj. posouvat kritickou rychlost.

Jelikož by mělo být umožněno pozorování dějů v mazacím filmu, musí být rotor na jednom konci kompatibilní se safírovým ložiskem. Druhý konec je uložen v ložisku pro spalovací motory. Proto má tento rotor stejný nominální průměr ploch uložení jako tuhý rotor, tj. $\varnothing 38 \text{ mm}$.

Pro splnění podmínky dosažení frekvence otáčení odpovídající dvojnásobku vlastní frekvence rotoru v rámci provozních možností zařízení byl iteračně stanoven pomocí numerické modální analýzy vhodný průměr rotoru a dostatečná zátěž v podobě disku. Výsledná varianta je osazena diskem, který spolu se svěrným pouzdralem a válcovou plochou uprostřed váží 1,77 kg. Rotor je dlouhý celkem 652 mm (rozteč



Obr. 4.3 První ohybový mód rotoru (vlevo) a druhý ohybový mód.



Obr. 4.4 Díry v hřídeli pro přívod maziva.

ložisek 500 mm), v nejtenčím místě má průměr 14 mm. V této podobě dosáhne prvního ohybového módu při frekvenci 68,2 Hz, což odpovídá $4\,092\text{ min}^{-1}$ otáčkám. Dvojnásobku vlastní frekvence bude tedy dosaženo při $8\,184\text{ min}^{-1}$ otáčkách, což je bezpečně v provozních limitech zařízení. Druhého ohybového módu by bylo dosaženo při frekvenci otáčení 274,5 Hz, tj. $16\,470\text{ min}^{-1}$ otáčkách, viz obr. 4.3. Možnost vzniku a rozvinutí nestabilního stavu tlučení oleje, co se vlastností rotoru týká, by tedy nemělo nic bránit.

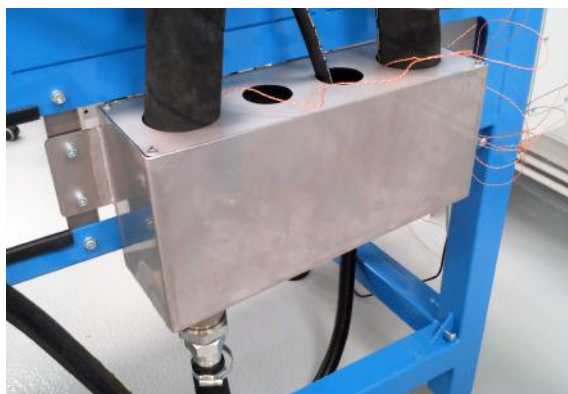
Výrobní tolerance povrchu rotoru v místě uložení ložiska jsou zachovány stejné jako u tuhého rotoru navrženého předchozím řešitelem: rozměr $\varnothing 38 - 0,1 / -0,106\text{ mm}$, povrch kalen do hloubky (0,2 až 0,4) mm na tvrdost (50 až 60) HRC, drsnost Ra 0,4. Další rozměry a parametry jsou ve výrobní dokumentaci v přílohách práce.

Pro hladký chod stroje bylo nutné ustavit motor vůči rotoru za pomoci úchylkoměru. Ve vertikálním směru bylo použito broušených podložek. Pro konfiguraci 1A/S se podařilo ustavit motor vůči rotoru s házením o velikosti 0,03 mm, pro konfiguraci 3A házení dosáhlo 0,05 mm. Lepšího ustavení v konf. 3 nebylo dosaženo pravděpodobně díky mírnému ohnutí poddajného rotoru, jež mohlo nastat při kalení.

4.1.2 Mazací okruh ložisek

Zařízení bylo vybaveno mazacím agregátem navrženým externí firmou, který umožňuje temperaci maziva a nastavení plnicího tlaku. Bylo však nutné sestavit okruh pro rozvod maziva do zařízení a odvod zpět do agregátu.

Předchozí řešitel navrhl pouze odvod maziva z ložiskových domků pomocí nízkotlakých hadic s velkým průměrem, konkrétně jde o FMS 32/43 pro prostřední



Obr. 4.5 Sběrná nádoba pro odvod maziva.

domek a FMS 50/62 pro boční domky. Řešitel zvolil tak velkou světlost hadic, jelikož bylo předpokládáno použití zařízení i pro experimenty s velkým průtokem maziva, které je z domků odváděno bez podtlaku. Pro odvod z domků bylo tedy zapotřebí navrhnout sběrnou nádobu, kde by se odpadní mazivo svedlo do společného vstupu agregátu. Tato byla realizována, viz obr. 4.5. Seznam všech hydraulických komponent je dostupný v přílohách práce.

4.2 Návrh a implementace optického vhledu ložiska

Zadání práce požaduje optický vhled do ložiska. Aby bylo možné sledovat chování maziva v ložisku vysokorychlostní kamerou, bylo vyrobeno několik kusů safírového ložiska. Výzvu představuje způsob, jakým bude toto ložisko upevněno v domku. Uložení má splňovat dva hlavní požadavky, a to centrování safírového ložiska vůči domku a zároveň zajištění proti otočení.

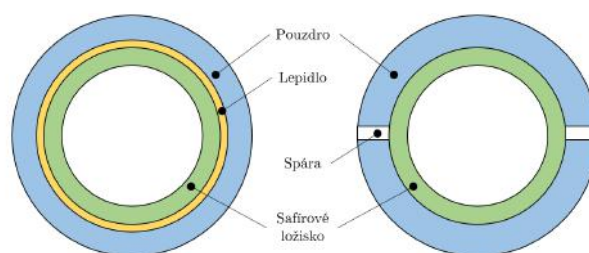
Geometrie ložiska byla navržena předchozím řešitelem. Jde o nedělený safírový kroužek vnitřního a vnějšího průměru $\varnothing 38$ mm, resp. $\varnothing 44$ mm a délky 20 mm ($l/d = 0,526$).

4.2.1 Způsob upevnění ložiska

Ložiskové domky jsou dělené. Ustavení obou polovin je docíleno pomocí středících kolíků a čtyř šroubů. Po jejich dotažení působí pouzdro ložiska v domku značná, jejíž velikost je závislá na uložení. Nabízejí se dvě možnosti, jak upevnit safírové ložisko v pouzdru domku.

Sevření ložiska je docíleno použitím děleného pouzdra. Ložisko je v pouzdru uloženo s vůlí, uložení s přesahem by znemožnilo montáž. Pouzdro musí být dělené se spárami, v případě celistvého by k sevření ložiska došlo až po příliš velké deformaci pouzdra. Pouzdro je v domku uloženo s přesahem, při montáži dojde k mírné deformaci pouzdra, která vyvodí sevření ložiska. Ložisko je sevřením radiálně vystředěno (vůči pouzdru a domku).

Aby bylo zajištěno sevření safírového ložiska, aniž by docházelo k jeho přílišnému namáhání, vyžaduje tato varianta velmi přísné rozměrové a výrobní tolerance, které



Obr. 4.6 Varianty upevnění ložiska (lepené a sevřené).

by vedly na vyšší výrobní náklady. Hranice mezi sevřením ložiska v pouzdru a jeho přílišným namáháním by byla pravděpodobně tenká.

Lepené ložisko je upevněno v pouzdru technickým epoxidem. Ložisko zůstává připevněno i po demontáži domku, čímž usnadňuje manipulaci. Vrstva epoxidu (běžně 0,05 až 0,2 mm silná v závislosti na typu) není tužší než ocel, ze které je vyrobeno pouzdro, při deformaci pouzdra se tedy přenáší na samotné ložisko pouze malé zatížení. Navíc díky vlepení stačí pouzdro sevřít pouze malým přesahem, jen takovým, aby nedošlo k protáčení v domku. Třecí moment ložiska se pohybuje pouze okolo hodnoty 1 Nm [23]. Spoj bude možné rozebrat zahřátím pouzdra na vyšší teplotu.

Je však nutné, aby vlepené safírové ložisko dodrželo jistou soustřednost s jeho pouzdrům. Spára nutná pro lepení je poměrně velká, je tedy nutné navrhnout přípravek, s jehož pomocí bude onoho přesného ustavení během samotného lepení dosaženo.

Pro variantu vlepeného ložiska by bylo nutné vyrobit pouzdro pro každé jedno ložisko. Nicméně vnější průměry vyrobených safírových ložisek se liší natolik, že by bylo nutné vyrobit taktéž pro každé ložisko pouzdro. Navíc by bylo nutné dodržet např. o stupeň přísnější výrobní tolerance. Dále je možné říci, že z hlediska ustavení při montáži apod. je mnohem jednodušší manipulace s vlepeným ložiskem do pouzdra. Bylo tedy rozhodnuto pro variantu vlepení ložiska do pouzdra i navzdory obtížného procesu lepení.

4.2.2 Materiál pouzdra ložiska

Materiál, ze kterého je pouzdro vyrobeno, mu propůjčuje vlastnosti, jež jsou pro návrh zásadní.

Zařízení bude provozováno při teplotě maziva až 90 °C, působením třecího momentu ve filmu ložiska může tato teplota vzrůst až na 110 °C, půjde tedy o interval provozní teploty cca 80 °C, což není zanedbatelné. Pokud bude pouzdro vyrobeno z materiálu s velkou teplotní roztažností, bude v docházet přílišnému namáhání jak safírového ložiska, tak i tělesa samotného pouzdra. Tento požadavek vyřazuje z použitelných materiálů polymery, jež jsou charakteristické velkou teplotní roztažností (v porovnání s kovy). Polymery navíc díky své nízké tuhosti není možné obrábět na vyšší rozměrové a geometrické přesnosti.

Dalším důležitým aspektem materiálu pouzdra je jeho tuhost, resp. modul pružnosti. Safír má velmi vysoký modul pružnosti (pro výpočty se nejčastěji používá

hodnota 345 GPa [24]). Jakýkoliv dostupný konstrukční materiál na má tuto hodnotu nižší. Je nutné vybrat z dostupných dobře obrobitelných materiálů. Modul pružnosti oceli činí 207 GPa, kdežto tato hodnota např. pro mosaz je pouze 97 GPa. Pokud bude pouzdro vyrobeno z materiálu s vyšší hodnotou modulu, bude toto namáháno více než pouzdro z pružnějšího materiálu a tím spíše ulehčí namáhanému ložisku. Z tohoto hlediska se zdá být vhodnější pouzdro z tužšího materiálu. Avšak pokud by ložisko bylo vyrobeno s nedostatečnou tvarovou přesností, např. s mírně eliptickým profilem apod., mohlo by docházet k zatěžování hranového charakteru, což je pro křehký safír nebezpečné. Z tohoto hlediska by naopak pružnější materiál pouzdra měl docílit toho, že by svůj tvar přizpůsobilo tvaru ložiska spíše než pouzdro z tužšího materiálu. Avšak touto cestou by pravděpodobně došlo k plastickému přetvoření, jež by ovlivnilo ustavení celé rotorové soustavy a nejspíše by znemožnilo opětovnou smontovatelnost.

Z této úvahy tedy vyplývá, že vhodný materiál by měl mít poměrně malou tepelnou roztažnost, měl by být houževnatý, avšak zároveň by jeho mez kluzu měla být dostatečně vysoká, aby nedocházelo při montáži k otláčení. Taktéž by měl splňovat dobrou obrobitelnost a pro dosažení přísných geometrických tolerancí je také zásadní dostatečná tuhost. Tyto aspekty zužují výběr o měkké kovové materiály jakou je např. mosaz. Materiál by také neměl podléhat korozi. Ačkoliv bude pravděpodobně v zařízení konzervován mazivem, manipulace při změně konfigurace zařízení bude prováděna ručně.

Jakožto vhodný materiál byla zvolena nerezová ocel AISI 316, která splňuje výše diskutované požadavky. Je dostatečně houževnatá a pokud by došlo k nežádoucímu překročení mezního stavu pružnosti, disponuje tato ocel vysokou tažností. Navíc už byla využita v několika projektech realizovaných na ÚK, kde se osvědčila. Dále je nutné provést pevnostně-deformační analýzy, na základě kterých bude finálně rozhodnuto o vhodnosti zvoleného materiálu.

4.2.3 Geometrie pouzdra ložiska

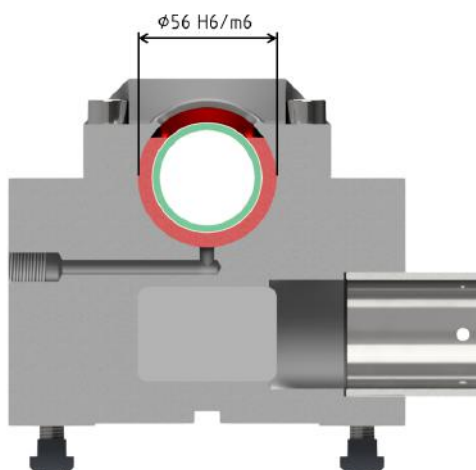
Mezi hlavní prvky pouzdra, které byly řešeny, patří uložení vnější plochy pouzdra v domku, vnitřní plocha, do které bude safírové ložisko vlepáno, a průzor, kterým bude vhléd do ložiska umožněn.

Uložení vnější plochy pouzdra

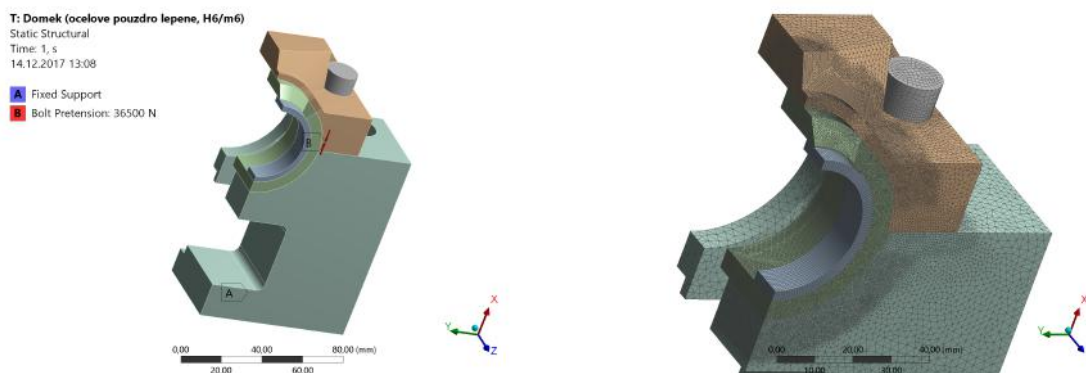
Jak již bylo zmíněno výše, tato plocha má zajistit, aby nedocházelo k protáčení pouzdra v domku (ať už vlivem třecího momentu mazacího filmu nebo vibračním pohybem hřídele). Byl tedy navrhnut vhodný přesah, a to tak, aby po sevření v domku byl vytvořen dostatečný odpor proti pootočení. Velikost tohoto přesahu a jím vyvozená deformace však musí namáhat safírové ložisko co možná nejméně.

Bylo nutné stanovit kritérium, kterým byl posuzován odpor pouzdra vůči otočení v domku. Třecí odpor v uložení je dán kontaktním tlakem. Bylo tedy řečeno, že pouzdro bude zajištěné vůči otočení, pokud bude v uložení nenulový (alespoň malý) kontaktní tlak.

Díra pro pouzdro v ložiskovém domku má rozměr $\varnothing 56\text{ H6}$. Horní mezní rozměr (HMR) pro tento průměr činí $+19\text{ }\mu\text{m}$. Teoreticky by mělo být pro splnění



Obr. 4.7 Řez domkem s pouzdrům a safírovým ložiskem.

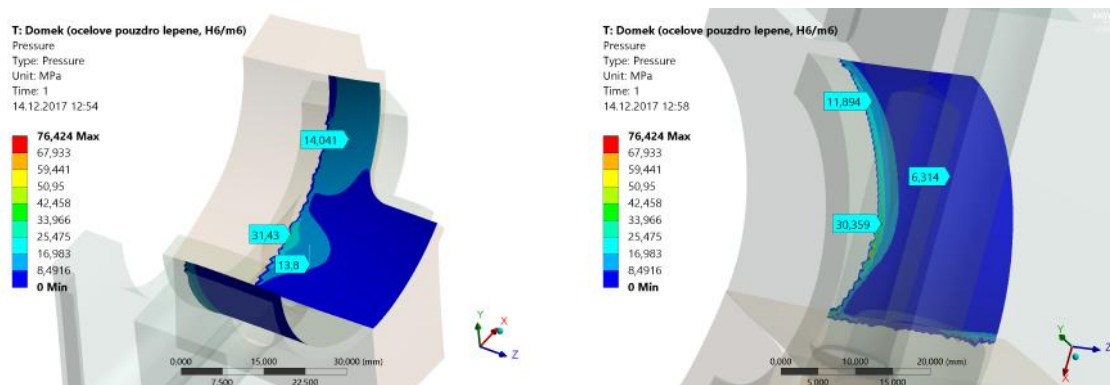


Obr. 4.8 Vstupní podmínky analýzy (vlevo), detail zjemněné sítě (vpravo).

výše zmíněného kritéria dostačující zvolit toleranční pole vnějšího průměru pouzdra, jehož DMR bude větší nebo roven HMR průměru pouzdra, čímž byl zaručen alespoň minimální přesah. Konkrétně by vyhovující rozměr měl ležet v tol. poli n6 (+20 μm /+39 μm).

Nicméně bylo nutné brát zřetel na co možná nejmenší namáhání safírového ložiska při upnutí pouzdra, byl tedy změřen dutinoměrem průměr díry domků. Díry ve všech domcích byly vyrobeny technologií EDM a průměr díry každého domku má hodnotu 56,011 mm. Byly tedy vyrobeny ve středu tolerančního pole H6, z čehož vyplývá, že pro zajištění přesahu by mělo být dostačující tol. pole vnějšího průměru pouzdra m6 (+11 μm /+30 μm).

Byla tedy provedena pevnostně-deformační analýza s uložením H6/m6, přičemž byla využita čtvrtinová symetrie pro zkrácení výpočetního času. Model byl zjednodušen, byly odebrány radiusy a díry na domku, byl zjednodušen i šroub spojující obě poloviny domku. Domek byl vetknut ve spodní části, dostatečně daleko od kontaktu na to, aby neovlivňoval výsledek. Na šroub (DIN 912 M10, pevnostní třída 10.9) bylo aplikováno předpětí 36,5 kN, které odpovídá 70 % meze kluzu. Domek je vyroben z materiálu Toolox 33, pouzdro z materiálu AISI 316. Velikost prvků sítě spodní části domku byla stanovena na 2,5 mm, horní části na 1,5 mm, pouzdra na 1 mm a



Obr. 4.9 Kontaktní tlak mezi pouzdrům a domkem při uložení H6/m6 (vlevo horní část, vpravo spodní).

safírového ložiska na 0,8 mm. Bylo aplikováno zjemnění na hranu ložiska (rozdělení na 8 prvků).

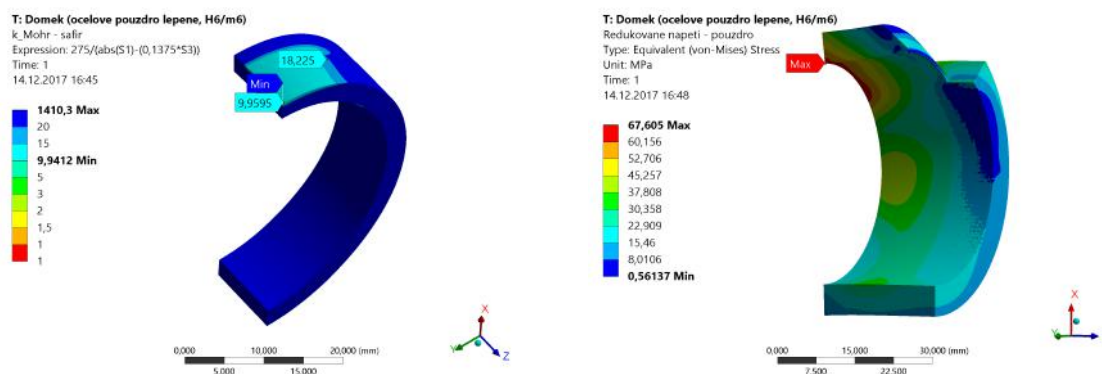
Šroub je vetknut do spodní poloviny domku. Mezi safírovým ložiskem a pouzdrům je nastavena pevná vazba (*bonded*), jelikož je do pouzdra vlepeno. Jedná se o zjednodušení, které bylo z hlediska výpočetního času zásadní. Vrstva epoxidu je poddajnější než ocelové pouzdro, nepřenáší by zatížení v takové míře jako toto vetknutí. Simulované namáhání je tedy méně příznivé, než namáhání reálné. Na kontaktní plochy mezi pouzdrům a domkem a mezi ložiskem a pouzdrům bylo aplikováno zjemnění prvků sítě na 0,5 mm. Kromě výše zmíněných kontaktů byly ostatní řešeny jako třecí s koeficientem tření 0,1.

Pro uložení bylo uvažováno, že rozměr vnějšího průměru pouzdra bude vyroben uprostřed tolerančního pole m6, tedy v rozměru $\varnothing 56,0205$ mm a rozměr díry byl po změření $\varnothing 56,011$ mm. Přesah v tomto uložení činil $9,5 \mu\text{m}$, hodnota offsetu byla tedy nastavena na $4,75 \mu\text{m}$.

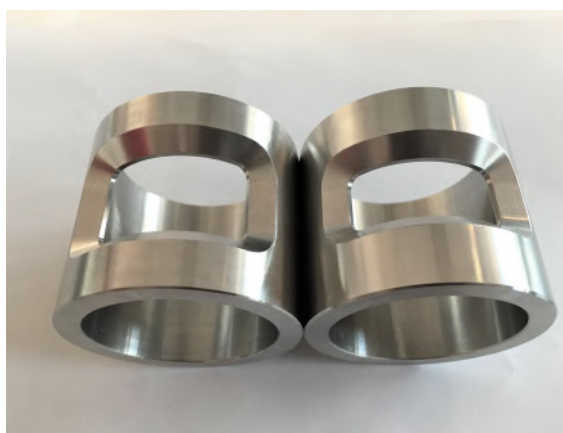
Hodnoty kontaktního tlaku v horní polovině pouzdra se pohybovaly na největší části plochy okolo 5 MPa, na menší části okolo 15 MPa a lokálně až na 30 MPa. Ve spodní polovině se na největší části plochy pohybovaly hodnoty kontaktního tlaku okolo 5 MPa, velmi lokálně okolo 30 MPa (na vnějším okraji) a bodové extrémy vyšplhaly až na 70 MPa. Lze tedy říci, že pouzdro bude vzhledem k malému třecímu momentu upevněn dostatečným tlakem.

Poté, co bylo ověřeno, že pouzdro bude uchyceno dostatečně pevně, bylo nutné zkontrolovat, zda safírové ložisko, které je pouzdrům vlepeno, není sevřením pouzdra příliš namáháno. Bezpečnost namáhání byla posuzována kritériem stanoveným v příloze č. 1. Toto vycházelo z Mohrovy hypotézy bezpečnosti křehkého materiálu. Výsledek je na obr. 4.10 vlevo. Součinitel bezpečnosti vůči meznímu stavu porušení dosahuje nejmenší hodnoty 9,9 při namáhání sevřením pouzdra do domku. Znovu je nutné zmínit, že je ložisko do pouzdra vetknuto a vrstva epoxidu je zanedbána. Skutečná hodnota součinitele bezpečnosti bude vyšší.

Bylo provedeno i posouzení namáhání samotného pouzdra, na obr. 4.10 vpravo jsou vykresleny hodnoty redukovaného napětí. Toto dle analýzy nepřesáhne 68 MPa.



Obr. 4.10 Součinitel bezpečnosti safírového ložiska (vlevo), redukované napětí pouzdra ložiska (vpravo).



Obr. 4.11 Rozdílná velikost průzorů v pouzdrech ložiska.

Tvar pozorovacího průzoru

Pro pozorování chování mazacího filmu v ložisku musí být vytvořen v pouzdru průzor. Velikost tohoto průzoru kopíruje výseč průzoru v horní polovině domku, nedochází tedy k omezení pozorovací plochy.

Z hlediska namáhání křehkého safírového ložiska je zásadní předejít hranovému zatížení, které by mohlo nastávat na hranicích výseče. Bylo proto navrženo zkosení po celém obvodu průzoru. Hranice výseče je tedy poddajná a hranovému zatížení by měla zabránit.

Jelikož nelze stanovit, ve kterých místech ložiska bude možné pozorovat projevy nestability mazacího filmu, bylo rozhodnuto navrhnout dvě varianty pouzdra, které se liší šířkou průzoru (viz obr. 4.11). Safírové ložisko je dlouhé 20 mm. Konzervativní varianta je opatřena průzorem širokým 15 mm. Druhá varianta je opatřena průzorem širokým 20 mm, aby bylo možné pozorovat i případné zajímavé děje odehrávající se na okrajích ložiska. Z hlediska namáhání by však mohlo být poměrně riskantní vyvozovat vnější zatížení právě u konfigurace zařízení s druhou variantou pouzdra, jelikož průzor v pouzdru je širší než ložisko a neobjímá jeho horní část. Provedené pevnostně-deformační analýzy jsou popsány v příloze č. 2.



Obr. 4.12 Přípravek pro ustavení a safírový kroužek.



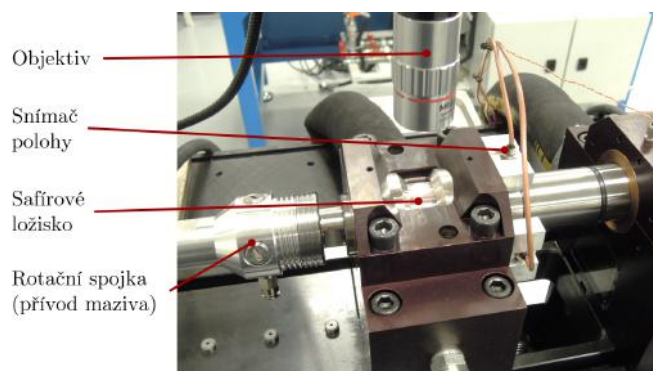
Obr. 4.13 Nanášení plastického maziva a kompletace přípravku před aplikací lepidla.

4.2.4 Upevnění kroužku v pouzdru

Jak bylo zmíněno v kap. 4.2.1, pro upevnění safírového kroužku v navrženém pouzdru bylo použito epoxidového lepidla. Konkrétně byl vybrán Loctite EA 9466, který splňuje požadavky pro lepení, mj. pevnost při provozní teplotě do 120 °C, dostatečně nízká viskozita umožňující aplikaci do tenké spáry (35 Pa · s), dostatečně dlouhý čas do dosažení manipulační pevnosti pro možnost ustavení (180 min) a rozebíratelnost spoje za vyšší teploty (cca 180 °C) [25].

Pro lepení je nutné zachovat spáru mezi kroužkem a pouzdrum. U technických epoxidů bývá doporučována velikost spáry do 0,15 mm [25], její velikost je závislá na viskozitě použitého lepidla. Byla zvolena velikost spáry 0,1 mm. Pro dostatečné vystředění kroužku v rámci pouzdra, které je pro správnou funkci zařízení klíčové, byl navržen a vyroben přípravek pro ustavení, viz obr. 4.12.

Přípravek byl navržen tak, aby safírový kroužek uchytíl za sražení na vnitřním průměru. Předpokládalo se, že toto sražení bylo vyrobeno na jedno upnutí s broušením ploch, tedy soustředně. Vnější válcové povrchy přípravku jsou ustaveny ve vnitřní ploše pouzdra s uložením H6/h6. Epoxid byl aplikován pomocí stříkačky třemi dírami po obvodu pouzdra. Díry jsou patrné na obr. 4.13 vpravo. Pro zajištění demontovatelnosti přípravku po lepení bylo nutné zamezit kontaktu epoxidu s přípravkem, pro tento účel byla aplikována na přípravek vrstva plastického maziva LA 2. Celkové uspořádání optického vzhledu je znázorněno na obr. 4.14.



Obr. 4.14 Popis uspořádání optického vhledu na zařízení.

4.3 Prostředky pro optické pozorování

Jedním z cílů práce je optické studium mazacího filmu za pomoci navrženého optického vhledu. Kromě samotného pozorování bude také diskutována využitelnost a potenciál této metody. Jako prostředky pro optické pozorování byly využity dostupné nástroje využívané v tribologických laboratořích ÚK. Pro popis chování mazacího filmu budou odzkoušeny dvě metody: prosté pozorování a sledování pohybu částic.

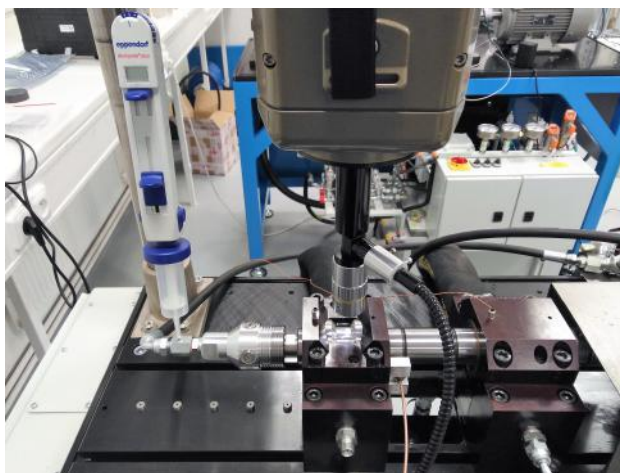
Při nestabilních stavech nastává precesní orbitální pohyb rotoru v rámci vůle ložiska, spolu s tímto pohybem tedy dochází k postupnému přesouvání tlakového pole po obvodu ložiska. Očekává se výskyt pozorovatelné kavitace, která je způsobena náhlým poklesem tlaku v mazivu, např. právě při rychlém přesunu tlakového pole pozorovanou oblastí.

Prostým pozorováním je možné, pokud je sledovaný mazací film dostatečně tenký, tj. v řádu stovek nanometrů, zaznamenat interferogramy, na základě kterých se dá vyhodnotit tloušťka filmu. To však v oblasti sledování nestabilit znamená nutnost výskytu tlučení oleje, při kterém často k vymezení vůle dochází.

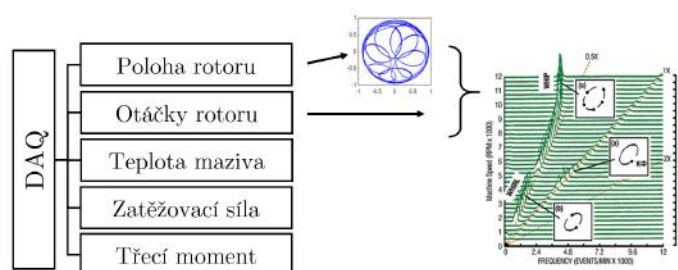
Pro studium chování maziva v ložisku při nestabilitách může být žádoucí znalost rychlostního profilu proudění. Z histogramu rychlosti částic v mazivu lze detekovat výskyt skluzových rovin v mazacím filmu. Pokud jsou přítomny skluzové roviny, predikce tření vycházející z Reynoldsovy rovnice je nepřesná, jelikož tato uvažuje lineární průběh rychlostního toku. Jednou z metod, jak rychlostní profil experimentálně získat, je sledování pohybu malých částic, které jsou přidány do maziva před vstupem do ložiska. Pro tyto účely byly použity dva druhy částic, a to částice železa o velikosti 40 μm , a částice dispergovaného grafitu (UDDG, tj. *Ultra Dispersed Diamond Graphite*) o velikosti 15 nm. Mazivo s rozmíchaným podílem částic bylo dávkováno do ložiska pomocí pipety a upraveného šroubení, viz obr. 4.15.

Částice železa mohou být vhodné při pozorování mikroskopem s malým zvětšením nebo při vysoké rychlosti proudění, jelikož budou pravděpodobně i tak poměrně dobře rozlišitelné od struktury povrchu. Nicméně jejich velikost je stejného řádu jako radiální vůle obou typů ložisek, mohlo by tedy docházet k jejich zachytávání v klínové mezeře. Případné poškození povrchu safírového ložiska nebo kalené hřídele by vzhledem k tvrdosti částic mělo být zanedbatelné. Částice uhlíku jsou z hlediska velikosti radiální vůle ložiska vhodnější variantou.

Pozorování byla provedena v konfiguraci 1S (viz kap. 4.6), byla využita vysokorychlostní kamera Phantom V710 s mikroskopy $5\times 0,14$ a $10\times 0,28$. Jako světelný



Obr. 4.15 Úprava pro dávkování maziva s částicemi.



Obr. 4.16 Schéma měřicího řetězce (graf převzat z [6]).

zdroj byla využita halogenová a LED in-line lampa pro mikroskopy. Využitelnost optického pozorování filmu při výskytu nestabilit je diskutována v kap. 6.3

4.4 Měřicí řetězec

Z rešerše experimentálních zařízení v kap. 2 vyplývá, že pro sledování dynamických nestabilit rotoru je nutné zaznamenávat polohu rotoru v rámci radiální vůle ložiska, tj. je nutné měřit posunutí alespoň v jedné rovině. S pomocí přesných snímačů polohy lze určit směr a míru vychýlení při výskytu nestabilních vibrací rotoru.

Mezi vnější podmínky, které vstupují do výskytu nestabilního chování, a je tedy nutné je kvantifikovat v čase, patří také otáčky rotoru a teplota maziva.

Při provozu v režimu se třemi ložisky, kdy nebudou sledovány nestabilní projevy, bude nutné snímat zatížení vyvozené pneumatickým válcem přes prostřední domek, teplotu maziva v ložiskách, třecí moment a otáčky motoru.

Celý měřicí řetězec byl umístěn do rozvaděče, který ho chrání před mechanickým poškozením a znečištěním olejem. Rozvaděč je připevněn k boční straně stolu. Uspořádání uvnitř rozvaděče je i s popisky na obr. 4.19.

4.4.1 Měřicí karta

Jádrem měřicího řetězce je měřicí karta National Instruments USB-6211. V době realizace byla k dispozici a ukázala se jako vhodná, jelikož má dostatečný počet vstupů, tj. 16 (nebo 8 v diferenčním režimu) s rozlišením 16 bit o rozsahu $\pm 0,2$ V až ± 10 V [26]. V zařízení je využíván největší rozsah kvůli výstupnímu napětí konvertorů snímačů polohy a výstupu do řídicí jednotky motoru. Karta je schopná měření o vzorkovací frekvenci až 250 kHz, což je více než dostatečné, jak je diskutováno níže. Navíc se ukázalo, že z hlediska vzorkovací frekvence je omezením výkon PC, na kterém běží měřicí interface.

Ovládání motoru

Karta disponuje dvěma analogovými výstupy, z nichž je jeden využit pro regulaci otáček zařízení. Výstup pracuje na stejném rozsahu jako vstupy, tj. ± 10 V. Řídicí jednotka motoru Siemens CU-310-2PN (a modul rozšiřující A/D vstupy a výstupy TM 31) pracuje na napětí (0 až 20) V pro analogový, resp. 20 V pro digitální vstup a výstup. Z tohoto důvodu bylo nutné nastavit řídicí jednotku, aby napětí 10 V na vstupu (tedy maximální napětí karty) vyhodnotila jako maximální otáčky.

V poslední řadě má karta i 4 digitální vstupy a 4 výstupy, z nichž jsou 3 výstupy využity pro řízení motoru (příkaz zapnout/vypnout, reverzní chod a reset chyby). Jeden vstup je využit pro indikaci chyby. Digitální vstupy a výstupy karty pracují na napětí 5 V, bylo tedy nutné vložit obvod transformující 5 V na 20 V a naopak pro vstup. Pro výstup z karty bylo využito optočlenů, které pracují na principu relé, jež oddělí vstupní a výstupní napětí. K jeho spínání je tedy využito napětí 5 V na kartě, kdežto na jeho výstupu je napětí 20 V, tj. vyhovující pro řídicí jednotku motoru. Pro digitální vstup karty je využito prostého děliče napětí skládajícího se ze dvou rezistorů.

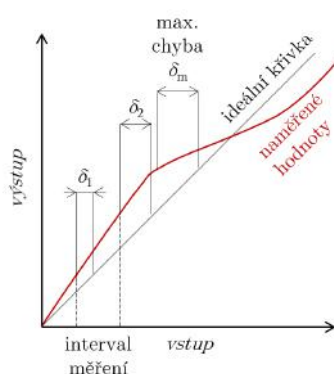
4.4.2 Záznam polohy rotoru

Nestabilní stavy rotorové soustavy se projevují primárně precesním pohybem rotoru v rámci vůle kluzného ložiska a způsobují vibrace. Tyto výchylky, které jsou omezeny vůlí ložiska a z níž vychází, jsou tedy řádu maximálně desítek až stovek μm a odehrávají se s poměrně vysokou frekvencí, v závislosti na tuhosti systému a dalších vstupních podmínkách.

Pro měření těchto jevů je ve většině případů využíváno přesných snímačů polohy na bázi vířivých proudů¹, viz kap. 2. Byl tedy proveden průzkum trhu a porovnání vhodných produktů, viz tab. 4.1.

Jelikož bude snímán pohyb hřídele v rámci vůle ložiska, většího měřicího rozsahu není potřeba. Prozatím největší radiální vůle ložiska, na kterou je rotorová soustava navrhována, nemá přesáhnout 100 μm . Z hlediska rozsahu by měl tedy dostatočovat dvojnásobek radiální vůle. Bylo vybíráno mezi snímači s měřicím rozsahem do 2 mm a vzorkovací frekvencí 20 kHz a vyšší. Při této hodnotě vzorkovací frekvence

¹Angl. *eddy current proximity sensor*.



Obr. 4.17 Chyba linearity.

lze při max. otáčkách rotoru ($15\,000\text{ min}^{-1}$, tj. 250 Hz)² zaznamenat jeho polohu $80\times$ během jedné otáčky, což je pro rekonstrukci polohy (za použití dvou snímačů) dostatečné. Pro spektrální analýzu stability jsou běžně vyhodnocovány vibrace přibližně do frekvence 100 až 400 Hz [6, 8], vzorkovací frekvence je tedy uspokojivá.

Při výběru snímačů na principu vířivých proudů je nutné brát zřetel na geometrii povrchu, jehož vzdálenost je měřena. Povrch nesmí být příliš zakřivený, jinak dochází ke značné chybě. Vybrané snímače jsou pro měření vzdálenosti rotoru o průměru $\varnothing 38\text{ mm}$ vyhovující. Klíčovými parametry výběru jsou tedy chyba linearity a cena.

Chyba linearity je definována jako největší odchylka měřených vstupních hodnot (v tomto případě napětí) na celém měřicím rozsahu od ideální lineární závislosti, podle které jsou vyhodnocovány hodnoty výstupní (poloha), viz obr. 4.17. Maximální rozsah této měřené polohy však bude odpovídat pouze zhruba $10 - 20\%$ měřicího rozsahu (příklad pro rozsah 1 mm). Lze říci, že na zlomku rozsahu snímače bude relativní chyba linearity v měřeném intervalu naproti chybě linearity v celém měřicím rozsahu pouze velmi malá. Tato úvaha je interpretována taktéž obr. 4.17, kde δ_m představuje max. chybu linearity danou výrobcem, δ_1 je chyba linearity na spodní mezi a δ_2 naopak na horní mezi intervalu měření. Lze tvrdit, že relativní chyba linearity mezi spodní a horní mezí intervalu měření je rovna $\delta_{\text{rel}} = \delta_2 - \delta_1$. Jelikož je tento interval pouze zlomkem celého měřicího rozsahu, mělo by potom platit $\delta_{\text{rel}} \ll \delta_m$.

Na základě tohoto tvrzení bylo rozhodnuto, že chyba linearity menší než $1,5\%$ je vyhovující a byly pořízeny dva snímače PR 6422 s konvertory CON 041 od firmy Emerson, jejichž cena byla přibližně třetinová oproti snímačům firmy MicroEpsilon.

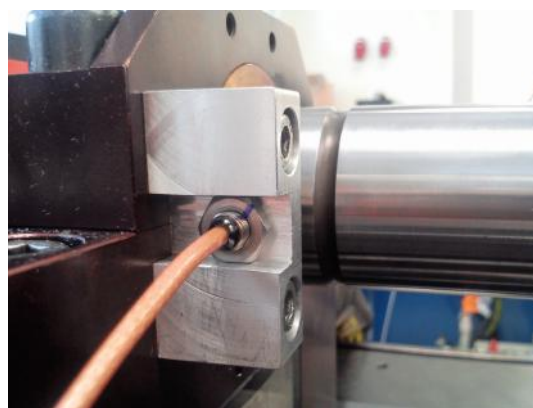
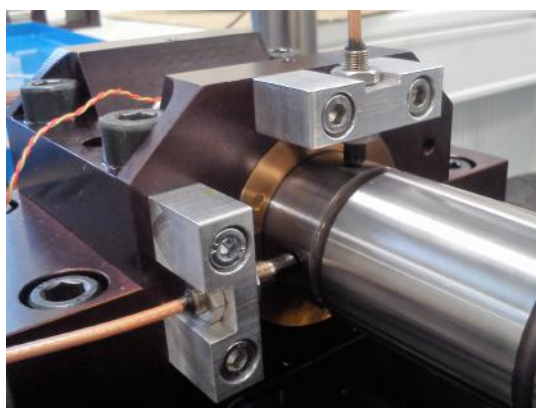
Uložení snímačů polohy

Aby nedošlo k ovlivnění měření polohy, je nutné brát zřetel na tuhost uložení snímačů. K upevnění snímačů polohy na zařízení bylo využito tělesa domku. Pro tento účel byly navrženy jednoduché úchyty. Způsob upevnění k zařízení je na obr. 4.18. Úchyty jsou malé, osa snímače je vzdálena pouze 16 mm od stěny domku, navíc jsou připevněny dvěma šrouby M5. Tuhost by tedy měla být dostatečná.

²Otáčky rotoru jsou omezené vlnovcovou spojkou a rotační spojkou pro přívod maziva v případě konfigurace se safírovým ložiskem.

Tab. 4.1 Porovnání vlastností přesných snímačů polohy.

Výrobce	Konvertor	Vzorkovací frekvence (kHz)	Snímač	Měřicí rozsah (mm)	Chyba linearity (%)	Provozní teplota (°C)
Micro- Epsilon	3010	25	U 05	0,5	0,25	180
			U 1	1,0	0,25	180
			S 1	1,0	0,25	180
	3100	25	EPU 05	0,5	0,25	100
			EPS 08	0,8	0,25	100
			EPU 1	1,0	0,25	100
Emerson	CON 041	3300	ES 04	0,4	0,20	180
		20	PR 6422	1,0	1,50	180
		20	PR 6423	2,0	1,00	180



Obr. 4.18 Způsob upevnění snímačů k zařízení (vlevo) a kalibrace snímače.

Výchylka rotoru je měřena pro konfigurace 1A/S u domku L2 (na vnitřní straně), 58 mm od středové roviny ložiska směrem k motoru. Pro konfigurace 3A/S je měřena, taktéž u domku L2, avšak na vnější straně, tj. 58 mm od středové roviny ložiska směrem od motoru.

Kalibrace citlivosti

Měřená vzdálenost cílového povrchu snímači polohy na bázi vířivých proudů je silně závislá na materiálu cílového povrchu, který ovlivňuje citlivost snímače k_s . Snímače PR 6422 jsou výrobcem kalibrovány pro běžnou uhlíkovou ocel, udávaná citlivost je 16 V/mm [27]. Rotory jsou vyrobeny z materiálu 14 220 (16MnCr5) a na rozdíl od běžné konstrukční oceli obsahují kromě přísady manganu a chromu jen poloviční množství uhlíku. Byla tedy provedena kalibrace pro tento materiál.

Ke kalibraci byl využit přímo rotor zařízení v klidovém stavu. Plášť snímačů je vyroben se závitem M6×0,5. Snímače jsou upevněny na úchytech dvěma maticemi. Vhodná vzdálenost snímače od povrchu je v polovině měřicího rozsahu (tj. 0,5 mm pro PR 6422), ke které je přičteno odsazení dané datasheetem, tzv. *air gap*, v případě PR 6422 je to 0,25 mm [27]. Snímač byl tedy ustaven do vzdálenosti 0,75 mm od povrchu rotoru, bylo odečteno měřené napětí U_0 . Poté byla matice otočena o jednu otáčku, snímač se tedy přiblížil o velikost stoupání h (tj. 0,5 mm) k povrchu. Následně bylo odečteno znovu měřené napětí U_1 . Jelikož výstupní napětí konvertoru snímače CON 041 leží v rozmezí (0 až –20) V a maximální možné napětí na ana-

Tab. 4.2 Kalibrace citlivosti snímačů polohy.

Měření č.	U_0 (V)	U_1 (V)	$k_s/2$ (V/mm)	k_s (V/mm)
1	5,728	2,039	7,378	14,756
2	5,866	2,188	7,356	14,712
3	5,864	2,215	7,298	14,596
4	5,884	2,239	7,290	14,580
			$\overline{k_s}$	14,661

logovém vstupu karty je ± 10 V, je měřené napětí zmenšeno napěťovým děličem na polovinu. Získanou citlivost je tedy nutné zdvojnásobit. Vztah pro výpočet je potom následující.

$$\frac{k_s}{2} = \frac{|U_0 - U_1|}{h} \quad (4.1)$$

Měření bylo opakováno celkem čtyřikrát, naměřené hodnoty jsou v tab. 4.2. Průměrná citlivost snímače k_s pro povrch z materiálu 14 220 činila 14,661 V/mm, relativní odchylka měření byla 0,498 %. V porovnání s citlivostí kalibrovanou výrobcem pro konstrukční ocel činící 16 V/mm se jedná o rozdíl o velikosti 8,4 %.

4.4.3 Záznam otáček rotoru a třecího momentu

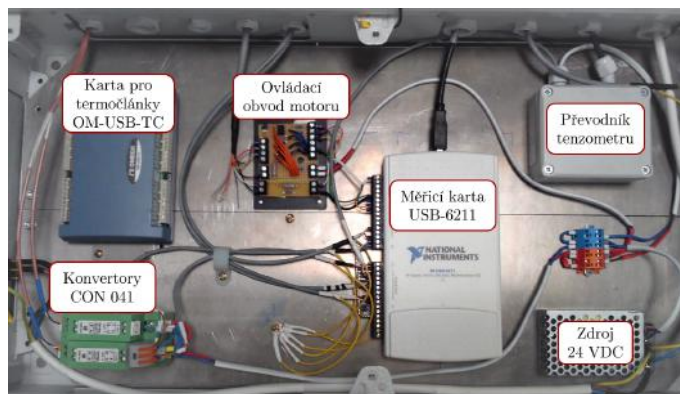
Otáčky i zátěžný moment jsou zaznamenávány analogovým výstupem z řídicí jednotky motoru. Motor je vybaven enkodérem. Zátěžný moment motoru je počítán z aktuální spotřeby proudu, měřené hodnoty jsou značně zašuměné. To však platí i o signálu otáček.

Pro sledování nestabilit není nutné sledovat třecí moment ložiska (výjimkou je pouze indikace zadírávání ložiska nebo kontaktu rotoru se pánví ložiska), nicméně pro jiné experimenty s kluznými ložisky prováděné na zařízení může být třecí moment zásadním sledovaným údajem. Do zátěžného momentu motoru je však zahrnut moment setrvačnosti rotoru motoru, testovaného rotoru (hřídele) a ložisek motoru. Vzhledem k výše zmíněnému by bylo vhodné pro další experimenty implementovat snímač krouticího momentu mezi motor a testovaný rotor, což by značně zjednodušilo vyhodnocování třecího momentu.

4.4.4 Záznam teploty

Pro záznam teploty je využito termočlánků typu K s odhaleným svařeným hrotem o velikosti 1 mm s rozsahem $(-75 \text{ až } 250)^\circ\text{C}$. Pro tento rozměr termočlánku byly navrženy otvory $\varnothing 3$ mm v pouzdrech ložisek, kterými je možné přiložit termočlánek na vnější povrch pánve ložiska. Hrot termočlánku je k pánvi přitlačován za pomoci kousku pryže osazené z obou stran kovovou patkou, která je vyrobena ze šroubu M3.

Hodnoty teploty jsou zaznamenávány kartou pro termočlánky Omega OM-USB-TC. Tato je opatřena osmi vstupy pro termočlánky typů J, K, R, S, T, N, E a B se vzorkovací frekvencí 2 Hz. V intervalu teploty $(0 \text{ až } 1372)^\circ\text{C}$ pro termočlánek typu K udává výrobce typickou chybu $\pm 0,345^\circ\text{C}$ a maximální chybu $\pm 0,691^\circ\text{C}$ [28].



Obr. 4.19 Fyzické uspořádání měřicího řetězce v rozvaděči.

4.4.5 Záznam síly

V případě použití testovacího zařízení pro testování kluzných ložisek se zatížením pneumatickým válcem, je zaznamenávána síla působící prostředním (třetím) domkem na hřídel. Síla je měřena pomocí tenzometrického snímače Burster 8524-6020 s rozsahem (0 až 20) kN. Přesnost snímače je do 0,25 % jmenovitého rozsahu, tedy 50 N [23].

4.4.6 Měřicí interface

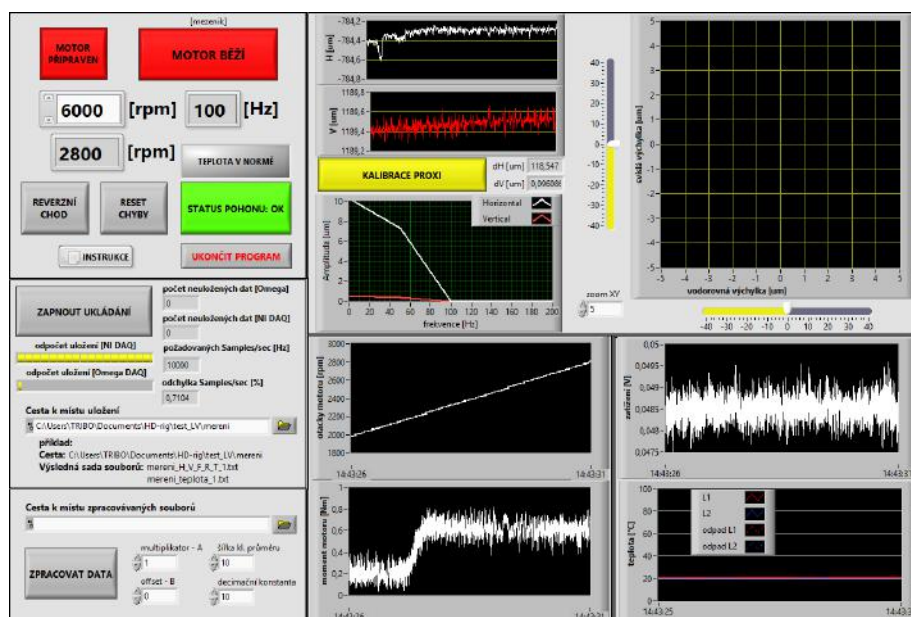
Pro záznam dat bylo využito prostředí LabView od firmy National Instruments, protože je pro sběr dat využívána karta od stejného výrobce. Interface umožňuje zobrazovat a ukládat signál ze snímačů polohy, termočlánků měřících teplotu ložiskových pánví, moment motoru a zatěžovací sílu. Uspořádání grafického interface je na obr. 4.20.

Ukázalo se, že vzhledem k počtu sledovaných veličin (poloha horizontální a vertikální, teploty, otáčky, moment motoru a zatížení), je vzorkovací frekvence omezena výkonem PC, na kterém je měřicí interface provozován. Nejvyšší možná vzorkovací frekvence, pro kterou běží interface stabilně, je 10 kHz.

Určení polohy rotoru vůči středu ložiska

Při provozu zařízení, obzvláště v nestabilním stavu nebo při velkém zatížení, je žádoucí znát polohu rotoru vztahenou ke středu ložiska, resp. vůči hranici radiální vůle ložiska. Takto lze určit, zda nedochází k vymezení vůle, které může vést na poškození rotoru i pánve ložiska. Při pozorování nestabilit může docházet k úplnému vymezení vůle při tlučení oleje, potom se jedná o tzv. suché tlučení. Zařízení lze v tomto nestabilním stavu provozovat pouze velmi krátce. V konfiguraci se safírovým ložiskem je vzhledem k jeho křehkosti nebezpečí poškození ještě vyšší.

Pro určení této polohy středu je nutné provést proces kalibrace, kterým interface disponuje, kdy je fyzicky (ručně) vymezena vůle hřídele ve svislé a vodorovné ose, přičemž interface zaznamenává největší výchylku v obou osách zpětně po dobu 10 s. Následně spočte střední hodnoty, čímž je určena poloha středu ložiska. Tuto kalibraci je nutné provést po každém spuštění interface. Ukládané hodnoty polohy jsou poté



Obr. 4.20 Uspořádání měřicího interface.

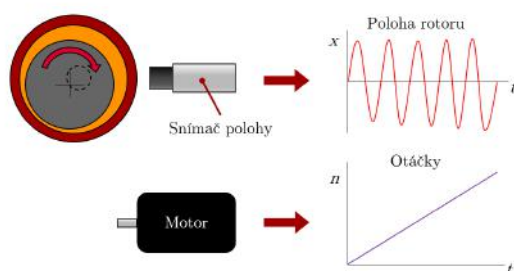
vztaženy ke středu ložiska, což zjednodušuje vyhodnocení dat, obzvlášť rekonstrukci orbit rotoru při nestabilitách.

4.5 Spektrální analýza stability

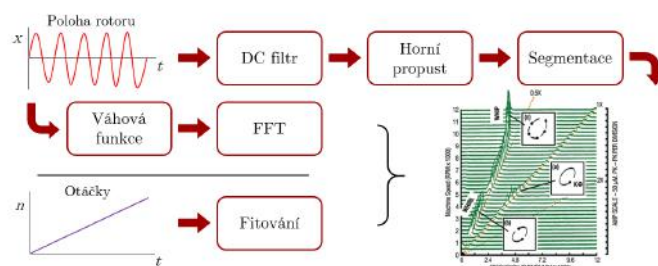
Nástrojem používaným k mapování výskytu nestabilního chování rotorové soustavy je frekvenční spektrum, kde analyzovaným signálem je poloha, resp. vibrační odezva rotoru.

Je známo, že precesní pohyb rotoru při víření má charakteristickou frekvenci, která odpovídá $(0,43 \text{ až } 0,52)f_r$, kde f_r je frekvence otáčení. Na základě tohoto znaku je možné z frekvenčního spektra určit, zda se při provozu vyskytuje nestabilita. O tlučení oleje je známo, že nastupuje, když je přítomno víření a jeho frekvence se blíží vlastní frekvenci rotoru, přičemž frekvence precesních pohybů při tlučení je s otáčkami neměnná. Díky těmto poznatkům je tedy možné ve frekvenčním spektru rozeznat víření od tlučení oleje.

Výskyt nestabilit závisí na různých podmínkách, včetně geometrie ložiska (měrný tlak, radiální vůle), reologie maziva (dynamická viskozita, resp. teplota), otáček aj. Pokud je zařízení provozováno při neměnné konfiguraci ložisek a vlastnostech maziva, jsou rozhodujícím parametrem pro výskyt nestabilit otáčky. Je tedy vhodné určit závislost výskytu významných frekvencí na frekvenci otáčení rotoru. Jedná se o *transientní* analýzu, jelikož je zaznamenána odezva rotoru během změny frekvence otáčení, tj. při rozjezdu nebo zastavení stroje. V případě, že je sledován vliv změny jiných vstupních parametrů v krátkém časovém intervalu (např. teploty maziva) nebo v dlouhém časovém intervalu (opotřebení zařízení), provádí se analýza v čase při konstantních otáčkách. Jedná se o analýzu *statickou*.



Obr. 4.21 Veličiny pro frekvenční spektrum.



Obr. 4.22 Postup zpracování signálu (graf převzat z [6]).

4.5.1 Sestrojení frekvenčního spektrogramu

Pro sestrojení frekvenčního spektrogramu je nutné znát polohu rotoru v čase (pro vyhodnocení stability v čase), příp. ještě otáčky rotoru v čase (pro vyhodnocení závislosti stability na otáčkách), což je znázorněno na obr. 4.21.

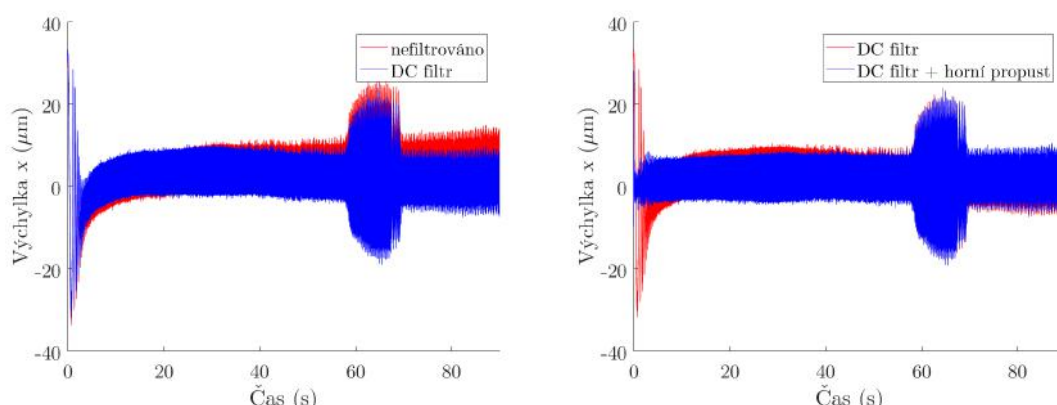
Následně je nutné provést zpracování signálu, které se skládá z několika kroků naznačených níže na obr. 4.22. Podrobně budou tyto kroky rozebrány dále. Zpracování a vyhodnocení naměřených dat bylo provedeno v prostředí MATLAB, budou tedy zmíněny i konkrétní použité funkce a jejich parametry.

DC filtr

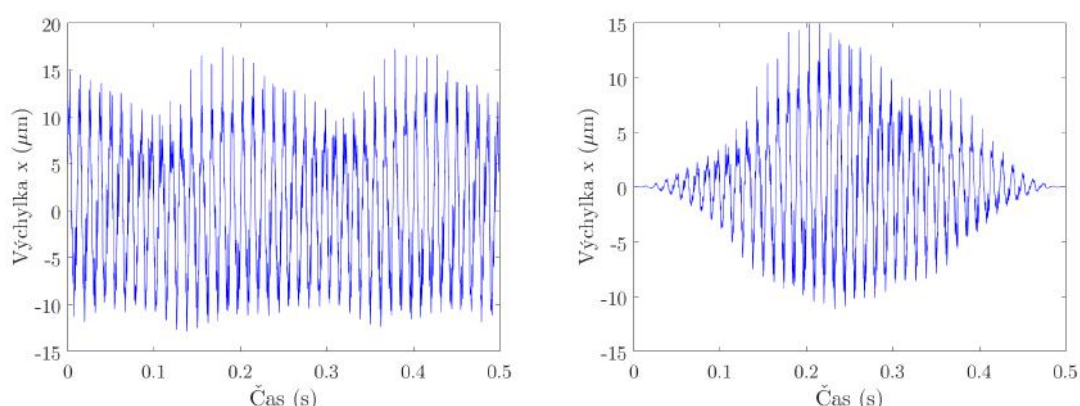
Prvním krokem při zpracování naměřeného signálu je aplikace DC filtru. Jedná se o zvláštní druh horní propusti, který má nulový přenos pro frekvenci 0 Hz, tj. stejnosměrnou složku signálu. Rotor se při provozu nenachází v ose ložiska, jeho poloha je tedy zvětšena o tuto stejnosměrnou složku (offset). Pro další zpracování signálu je vhodné tento offset odstranit. V prostředí MATLAB to zajišťuje funkce `detrend`, která ho odstraní a potlačí lineární drift, což je patrné na obr. 4.23 vlevo.

Horní propust

Při transientní analýze může docházet ke kmitání s velmi nízkou frekvencí, které je z hlediska pozorování nestabilit nezájímavé. Toto kmitání se objevuje nejčastěji těsně po rozjezdu stroje z klidového stavu. Proto jsou tyto kmitky filtrovány horní propustí. Filtr byl sestaven s pomocí *Signal Processing Toolbox*, jeho parametry jsou následující: řád filtru 5, prahová frekvence 3 Hz, útlum odezvy v pásmu 40 dB. Dignálu po aplikaci filtru je znázorněn na obr. 4.23 vpravo.



Obr. 4.23 Signál po aplikaci DC filtru (vlevo) a horní propusti.



Obr. 4.24 Segment signálu v čas. oblasti o délce 0,5 s (vlevo) a po aplikaci Hannova okna.

Segmentace

Spektrogram se skládá z množství jednotlivých spekter, aby bylo možné mapovat významné frekvence v čase nebo závislost na frekvenci otáčení. Pro sestavení jednotlivých spekter je nutné rozdělit naměřený signál na segmenty o vhodných délkách měřicího okna.

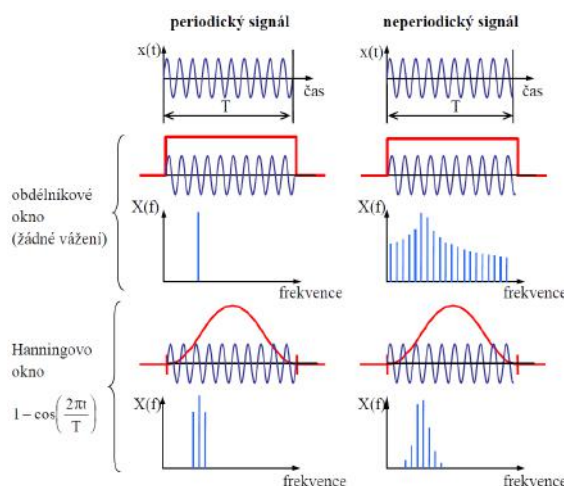
Vhodná délka okna je kompromisem mezi dostatečným frekvenčním rozlišením spektra a potlačením vlivu změny otáček při transientní analýze. Příliš dlouhé okno je zatíženo chybou danou velkým rozdílem frekvence otáčení na začátku a na konci okna. Příliš krátké okno vede na malé frekvenční rozlišení, které je dáno vztahem

$$\Delta f = \frac{1}{T}, \quad (4.2)$$

kde Δf je frekvenční rozlišení v Hz a T je délka okna v sekundách. Jako dostatečné rozlišení spektra byla stanovena hodnota 2 Hz, které odpovídá délka okna 0,5 s. Příklad takového segmentu je na obr. 4.24 vlevo.

Váhová funkce

Aby byl eliminován vliv změny otáček v čase, je na segment měřeného signálu aplikována váhová funkce. Tato potlačí frekvence na začátku a na konci měřicího okna,



Obr. 4.25 Vliv váhových funkcí a periodicity signálu na chybu únikem (převzato z [8]).

největší váhu má tedy signál uprostřed okna. Vhodným přírůstkem otáček v rámci Hannova okna je asi trojnásobek frekvenčního rozlišení [6], tedy $3 \cdot \Delta f = 3 \cdot 2 = 6 \text{ Hz}$. Délka okna T byla stanovena na 0,5 s, což znamená, že zrychlení rotoru by nemělo přesáhnout $12 \text{ Hz} \cdot \text{s}^{-1}$, tj. $720 \text{ min}^{-1} \cdot \text{s}$. Při rozjezdu s konstantním zrychlením na $15\,000 \text{ min}^{-1}$ otáček by rampa neměla být kratší než 20,83 s. Čím delší rampa je, tím je chyba vlivem nekonstantních otáček menší.

Další důležitou rolí váhové funkce je i eliminace chyby typu *leakage* (tj. úniku) při provádění FFT, ke které dochází, pokud je signál v měřicím oknu neperiodický, resp. dojde k jeho přerušení koncem segmentu mimo konec periody. Tento jev je ilustrován na obr. 4.25.

Za vhodnou váhovou funkci, která je ve vibrační diagnostice rotorových soustav nejčastěji používána [8], bylo zvoleno *Hannovo okno*³. Tato váhová funkce je v porovnání s *obdélníkovým (uniformním) oknem*, tj. neváženým signálem, obtížena malou chybou ve frekvenčním spektru v případě, že je signál periodický. Pokud však signál není periodický (což je v praxi běžné), Hannovo okno eliminuje vliv této (ne)periodicity [8]. Příklad aplikace Hannova okna je na obr. 4.24 vpravo.

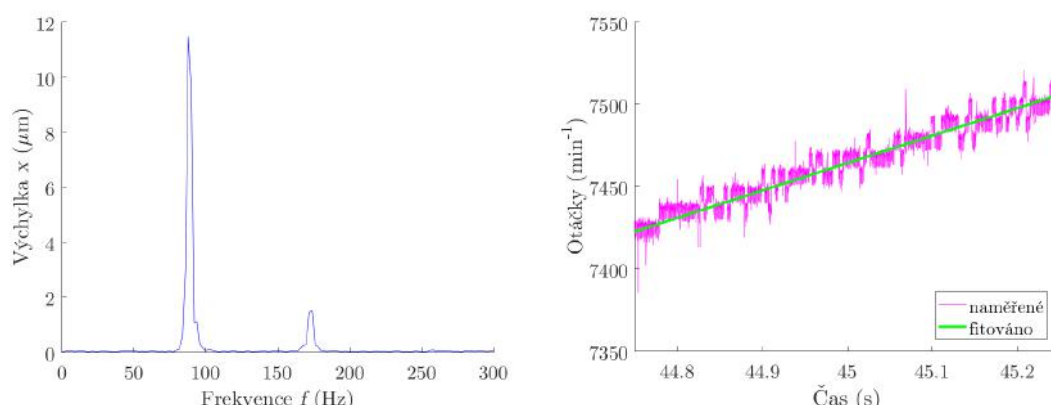
Rychlá Fourierova transformace

Tento algoritmus je použit pro zjištění významných frekvencí v signálu odezvy (polohy) rotoru. FFT je aplikována na každý segment signálu. Skript využívá FFT analyzátor *autofft*, jehož autorem je Ing. Luboš Smolík z FAV ZČU v Plzni.

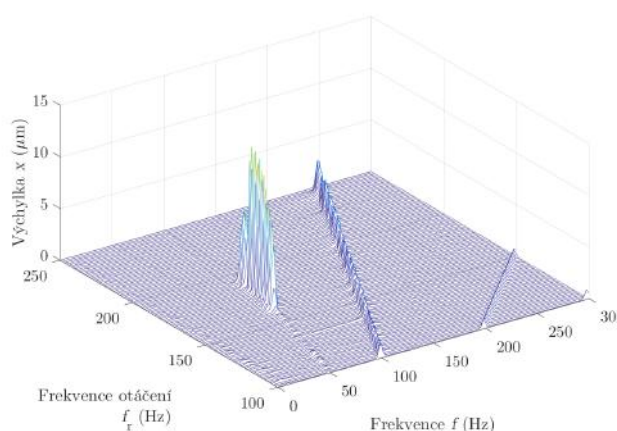
Použitou *amplitudovou jednotkou* je výkmit, tj. velikost amplitudy (0 – peak). Tato je v praxi používána nejčastěji [8]. Historicky byl používán rozkmit, tj. dvojamplituda (peak – peak). Jedná se však o relikv z dob, kdy k měření vibrací byly používány osciloskopy a bylo nejjednodušší z osciloskopu odečítat právě rozkmit.

Výše zmíněné jsou kroky, kterými je zpracováván signál polohy rotoru. Pro sestavení spektrogramu transientní analýzy je zapotřebí přiřadit jednotlivá spektra

³Hannovo okno bývá často chybně označováno jako Hanningovo.



Obr. 4.26 Spektrum segmentu ve fr. oblasti a frekvence otáčení, k níž je spektrum přiřazeno.



Obr. 4.27 Kaskádový spektrogram vibrační odezvy.

segmentů k odpovídajícím otáčkám rotoru, což je ilustrováno grafy na obr. 4.26, kde vlevo je spektrum segmentu a vpravo jsou odpovídající otáčky rotoru.

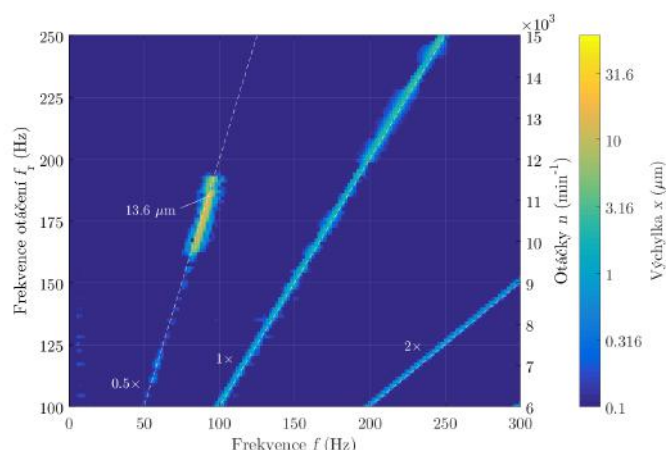
Fitování průběhu otáček

Frekvence otáčení rotoru je sbírána analogovým vstupem z řídicí jednotky motoru. Signál je značně zašuměný, což je dobře patrné na obr. 4.26 vlevo. Při transientní analýze je průběh frekvence otáčení v čase přibližně lineární. Jako vhodný způsob eliminace šumu se ukázalo fitování polynomem 2. stupně (funkce `polyfit`). Fitování přímkou bylo nedostatečné, neboť nepotlačovalo nelinearitu průběhu.

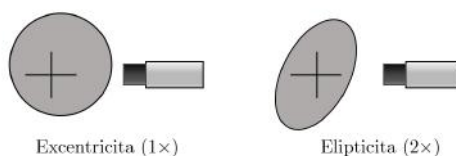
Frekvenční spektrogramy

Po přiřazení spekter jednotlivých spekter k odpovídajícím otáčkám pro (transientní analýzu), resp. k odpovídajícímu času pořízení (pro statickou analýzu), je sestrojen graf. Tento typicky mívá dvě formy, kaskádový spektrogram nebo spektrogram s barevnou mapou.

Kaskádový spektrogram (funkce `waterfall`) je používán od začátků experimentální rotorové dynamiky pro jednoduchost jeho sestavení. Je však nutné vhodně



Obr. 4.28 Spektrogram vibrační odezvy.



Obr. 4.29 Vliv házení povrchu rotoru.

zvolit natočení perspektivy, aby se lokální extrémy amplitud nepřekrývaly s jinými částmi grafu. Navíc vzhledem k umístění os nelze jednoduše odečítat velikost amplitudy, viz obr. 4.27. Proto je v současné době využíváno spíše spektrogramů (obr. 4.28) s barevnou mapou (funkce `imagesc`).

Jedinou nevýhodou barevného spektrogramu v porovnání s kaskádovým je zanikání složek frekvenčního spektra s příliš nízkou hodnotou amplitudy vzhledem k lokálním extrémům. Z toho důvodu bylo využito logaritmického měřítko.

4.5.2 Vnější faktory ovlivňující spektrogram

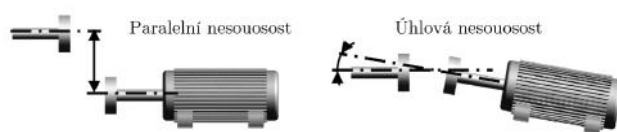
Do spektrogramu jsou kromě vibrací způsobených nestabilním chováním zaneseny i vibrace od dalších vlivů. Základní výčet těchto vlivů a významné frekvence, které vznikají jejich působením, je uveden níže.

*Házení povrchu rotoru*⁴ se projevuje buď synchronními vibracemi⁵ ($1\times$) nebo druhou harmonickou ($2\times$) [6, 8], v případě rozsáhlejších nerovností povrchu i vyššími harmonickými. Záleží na charakteru házení, dělíme jej na excentricitu a eliplicitu (viz obr. 4.29). Běžně se vyskytují obě složky zároveň. Oba rotory zařízení jsou vyrobeny s předepsanou tolerancí válcovitosti o velikosti $3\ \mu\text{m}$, největší ovlivnění složek $1\times$ a $2\times$ by tedy nemělo přesáhnout tuto hodnotu.

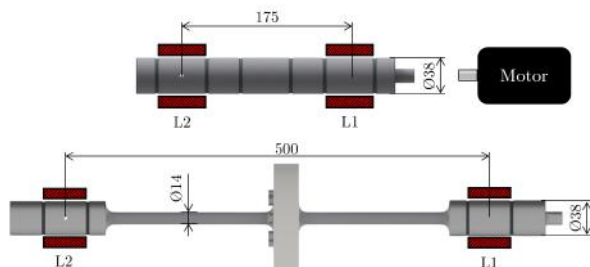
Nevývaha rotoru se projevuje synchronními vibracemi ($1\times$). Může být zapříčiněna asymetrií, nehomogenitou materiálu, příp. házením nebo montáží, pokud je rotor skládaný [6, 8]. Odstředivá síla je jednou ze základních budících sil.

⁴V dynamice rotorů je používán pojem *run-out*.

⁵Významné frekvence bývají v praxi označovány násobkem frekvence otáčení, tj. $1\times$ apod.



Obr. 4.30 Typy nesouososti (převzato z [6], upraveno).



Obr. 4.31 Rotory použité při experimentech.

Nesouosost – paralelní se projevuje ve složkách $1\times$ a $2\times$, přičemž dominantní je často složka $2\times$ [6, 8]. Úhlová nesouosost je obtížně zjistitelná z radiální odezvy, diagnostikuje se pomocí snímačů umístěných axiálně vůči některé z čelních ploch rotoru [8].

4.6 Rozsah experimentů

V experimentální části práce je zkoumán efekt některých vnějších vlivů na vznik a rozsah nestabilního chování soustavy. Konkrétně se jedná o teplotu a tlak maziva na vstupu, dynamické vlastnosti rotoru a radiální vůle.

4.6.1 Konfigurace zařízení

Zařízení bylo pro experimentální studium nestabilit využito v několika konfiguracích daných použitým rotorem, resp. ložisky.

Byly využity dva typy rotorů (viz obr. 4.31), jeden tuhý (označen 1) o hmotnosti 2,37 kg, se kterým bylo možné pozorovat za určitých podmínek pouze nestabilitu víření. Jedná se o hřídel⁶ pro rozteč ložisek 175 mm a s nominálním průměrem $\varnothing 38$ mm. Další parametry tohoto jsou zmíněny v kap. 4.1.1, jelikož byly použity i pro výrobu poddajného rotoru.

Poddajný rotor (označen 3)⁷ o hmotnosti 4,9 kg, včetně svěrného pouzdra (0,4 kg) a disku (1,77 kg), byl navržen pro rozteč ložisek 500 mm se stejným nominálním průměrem, tolerancemi, drsností a tvrdostí povrchu jako tuhý rotor. Slouží k pozorování nestabilit víření i tlučení oleje, které je vázáno na vlastní frekvenci rotoru.

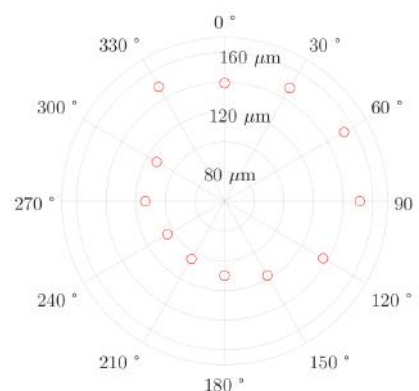
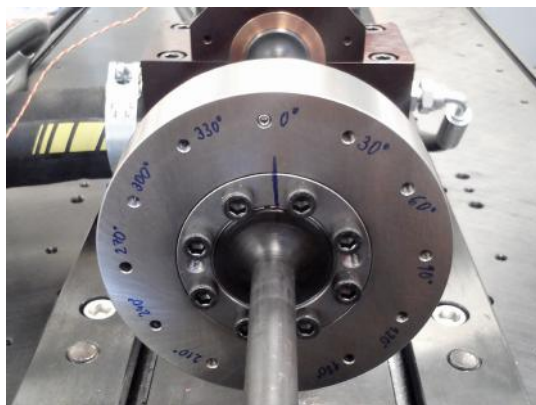
Experimenty byly prováděny pro dva typy ložisek. Jedním z nich je dělené kluzné ložisko pro spalovací motory automobilů o průměru $\varnothing 38/42$ mm a délce 20 mm z hliníkové slitiny (označeno A). Druhým je safírové ložisko pro optický vzhled o

⁶Hřídel byla vytvořena předchozím řešitelem (součást DP-00-00-02 Hřídel, viz [23]).

⁷S označením 2 byl vyroben další rotor, ne však pro potřeby této práce.

Tab. 4.3 Konfigurace a parametry zařízení.

Konfig.	Rotor	Rozteč l	Typ L1	ložiska L2	d_{rotoru}	Průměr D_{L1}	D_{L2}	Rad. δ_{L1}	vůle δ_{L2}
1A	tuhý	175	motor.	motor.	37,896	37,977	37,977	40,3	40,3
1S	"	"	"	safír.	"	"	38,046	40,3	74,8
3A	poddajný	500	"	motor.	37,900	"	37,997	38,5	38,5



Obr. 4.32 Otvory pro vyvažování (vlevo) a max. amplitudy při krit. rychlosti pro vývažek 0,4 g.

průměru $\varnothing 38/44$ mm a délce 20 mm (označeno S). Radiální vůle ložisek pro daný rotor jsou v tab. 4.3.

Parametry jednotlivých konfigurací jsou shrnuty v tabulce tab. 4.3. Ložiska byly označeny L1 a L2, přičemž L1 se nachází blíže motoru viz obr. 4.31. Vnější průměr rotorů byl měřen v místě ložiska po obvodu na třech místech po 60° mikrometrem. Vnitřní průměr ložisek byl měřen taktéž po obvodu na třech místech po 60° dutinoměrem.

Vyvažování poddajného rotoru

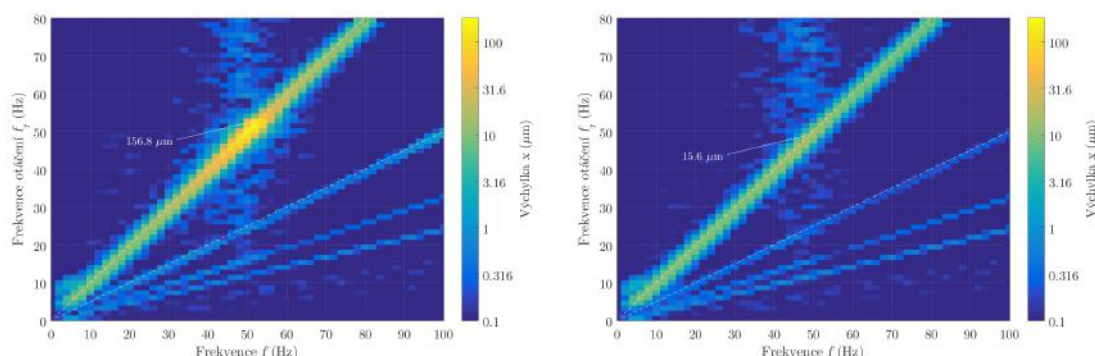
Při provozu nevyváženého rotoru se projevují velké synchronní vibrace na celém spektru provozních otáček. Pokud dojde k nestabilitě, případná nevyváha ještě zvyšuje amplitudu vibrací. Z tohoto důvodu bylo nutné vyvážit poddajný rotor, jelikož má na rozdíl od tuhého více než $10\times$ vyšší moment setrvačnosti k podélné ose ($4819,6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ pro poddajný naproti $427,3 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$ pro tuhý), navíc není celistvý, ale je tvořen třemi součástmi – další nevyváha mohla vzniknout při montáži.

Běžně se pro vyvažování používá údaj o fázi, tzv. *key-phasor* [8]. Jedná se o vrub na rotoru, jehož poloha je zaznamenávána snímačem polohy. Na základě údaje o fázi lze určit orientaci vektoru odstředivé síly od nevyváhy. Jelikož nebyl k dispozici další snímač, byla provedena série experimentů s použitím frekvenční analýzy.

Disk poddajného rotoru je opatřen dvanácti závitovými dírami M4, které leží na kružnici $\varnothing 100$ mm po 30° právě pro účely vyvažování, viz obr. 4.32. Jako vývažky byly použity červíky M4. Červík o hmotnosti 0,4 g byl umístěn postupně do každé díry, přičemž byla provedena vždy tři měření. Experimentem v konfiguraci 3A byla zjištěna kritická rychlost rotoru, při které dochází k jeho nucenému kmitání na vlastní frekvenci. Tato byla stanovena na 52 Hz, tj. $3\,120 \text{ min}^{-1}$. Rotor byl roztáčen na 80 Hz, tj. $4\,800 \text{ min}^{-1}$. Jako kritérium vyváženosti byla uvažována

Tab. 4.4 Parametry vyvažování a odpovídající max. amplitudy při kritické rychlosti.

Uspořádání č.			1	2	3	4	5	6
Hmot. vývažku na 210 ° (g)	0,4	–	0,4	0,6	0,8	0,8	1,0	1,0
Hmot. vývažku na 240 ° (g)	–	0,4	0,4	0,4	0,6	0,8	0,8	1,0
Max. amplituda (μm)	104,8	104,5	70,1	37,1	22,2	20,3	16,6	18,2



Obr. 4.33 Spektrogramy pro porovnání nejhoršího a nejlepšího dosaženého vyvážení při přechodu přes kritickou rychlost.

maximální amplituda. Do grafu na obr. 4.32 vpravo byly vyneseny max. amplitudy, resp. průměr třech měření pro dané umístění vývažku.

Bylo určeno vhodné umístění vývažku (díry 210° a 240°), načež byla zvyšována jeho hmotnost. Umístění, hmotnosti vývažků a dosažené max. amplitudy jsou v tab. 4.4. Nejnižší dosažená hodnota maximální amplitudy činila 16,6 μm, po dalším zvyšování hmotnosti začala zase narůstat. Porovnání spektrogramů při přechodu přes kritickou rychlost je na obr. 4.33.

4.6.2 Typ maziva, vstupní tlak a teplota

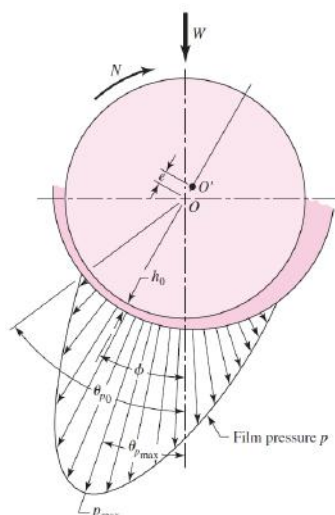
Pro mazání ložisek soustavy bylo zvoleno mazivo Renolin VG 46, které se využívá pro oběhové mazání i jako hydraulický olej. Jeho kinematická viskozita $\nu_{40^\circ\text{C}}$, jak už z označení vyplývá, je $46 \text{ mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

Viskozita maziva, která je zásadním parametrem z hlediska výskytu nestabilit, se mění s teplotou maziva, již je možné regulovat pomocí temperace mazacího agregátu. Bude tedy experimentálně stanoven vliv teploty maziva na výskyt nestabilit.

Experimenty budou provedeny pro teploty maziva 30 °C a 40 °C, při kterých nabývá dynamická viskozita η použitého maziva hodnot 55,1, resp. 39,5 mPa · s. S použitým agregátem není možné mazivo temperovat na vyšší teplotu.

Vstupní tlak maziva běžně nemá vliv na stabilitu soustavy v kluzných ložiskách, jelikož zásobovací drážky v ložisku bývají umístěny v horní pánvi (pokud zátěž působí shora) nebo v dělicí rovině [8], tj. mimo tlakové pole. Avšak v případě experimentálního zařízení (pro konfigurace s ložisky pro spalovací motory, tj. 1A a 3A) jsou přívodní otvory maziva ve středu spodních pánví ložisek⁸, v místě, kde se při

⁸Toto uspořádání má opodstatnění při experimentech se zatěžováním pneumatickým válcem, který působí svisle nahoru, což znamená, že tlakové pole se vytvoří v horní části ložiska (naproti přívodnímu otvoru).



Obr. 4.34 Tlakové pole kluzného ložiska (převzato z [10]).

zatěžování pouze vlastní hmotou rotoru tvoří tlakové pole (viz obr. 4.34). To znamená, že rozložení a velikost tlaku v ložisku je ovlivněna přívodním tlakem maziva. Pokud bude přívodní tlak příliš velký (větší než hydrodynamický tlak), pravděpodobně bude snižovat excentricitu rotoru (protože tlaková síla působí proti tíhové síle rotoru).

V případě konfigurace se safírovým ložiskem je mazivo přiváděno pouze do jednoho ložiska otvorem ve spodní pánvi. Safírové ložisko z technologických důvodů nemá přívodní otvor, mazivo je do něj přiváděno z hřídele za pomoci rotační spojky, jež je využívána např. v obráběcích strojích, a čtyř otvorů v hřídeli, viz obr. 4.4. I v případě tohoto ložiska lze říci, že vyšší přívodní tlak maziva bude snižovat excentricitu.

Budou tedy provedeny experimenty s různými vstupními tlaky maziva p_s a bude stanoven jeho vliv na stabilitu soustavy, konkrétně půjde o hodnoty tlaku (0,125; 0,25 a 0,5) MPa. Tyto jsou také omezeny provozními kapacitami agregátu.

4.6.3 Zatížení ložisek

Je známo, že vyšší měrný tlak ložiska má na soustavu stabilizační efekt. Měrný tlak ložisek experimentálního zařízení má pro konfigurace 1A/S a 3A hodnoty $p_{m1} = 0,015$ MPa, resp. $p_{m3} = 0,032$ MPa. V porovnání s měrným tlakem ložisek turbín, které byly uvedeny jako příklad (viz kap. 2.1.3), jde o hodnoty v řádu setin. Lze tedy říci, že měrný tlak ložisek by neměl omezovat vznik nestabilit, což je pro jejich sledování žádoucí. Proto také není aplikováno žádné vnější zatížení.

4.6.4 Otáčky

Výskyt nestabilit vyvolaných mazivem je závislý i na otáčkách rotoru. Provozní otáčky zařízení jsou omezeny elektromotorem a vlnovcovou spojkou na $20\,000\text{ min}^{-1}$ (333 Hz), ale hlavně rotační spojkou pro přívod maziva hřídelí na $15\,000\text{ min}^{-1}$ (250 Hz). Transientní analýza stability, která mapuje výskyt nestabilit v závislosti

na otáčkách, bude prováděna při rozjezdu z klidového stavu konstantním úhlovým zrychlením na $15\,000\text{ min}^{-1}$ otáček po dobu 90 s (pro konf. 1A/S) Délka rampy byla stanovena tak, aby vyhovovala kritériu pro váhovou funkci, jež je diskutováno v kap. 4.5.1. Pro konfiguraci 3A byly maximální provozní otáčky stanoveny na $7\,200\text{ min}^{-1}$ (120 Hz), při kterých dochází za některých vstupních podmínek k rozvinutí tlučení. Jde o stav, při kterém dochází k obrovským vibracím a ke kontaktu rotoru s pánví ložiska a v případě provozu na vyšších otáčkách hrozí zadření ložisek. Úhlové zrychlení je pro všechny konfigurace stejné.

5 VÝSLEDKY

Byla provedena série experimentů, která si kladla za cíl ověřit funkci zařízení, měřicího řetězce a stanovit vliv vnějších podmínek na výskyt nestabilního chování způsobeného mazivem.

5.1 Analýza stability soustavy

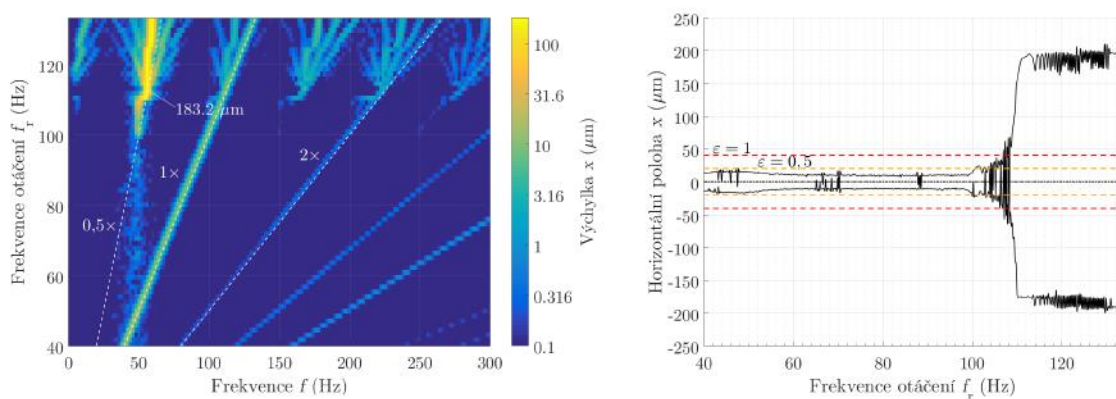
5.1.1 Konfigurace 1A

V konfiguraci 1A je použit tuhý rotor a dvě ložiska pro spalovací motory s radiální vůlí $40,3 \mu\text{m}$ (viz tab. 4.3). V grafech na obr. 5.2 jsou spektrální analýzy pro teplotu maziva 30°C a různé vstupní tlaky.

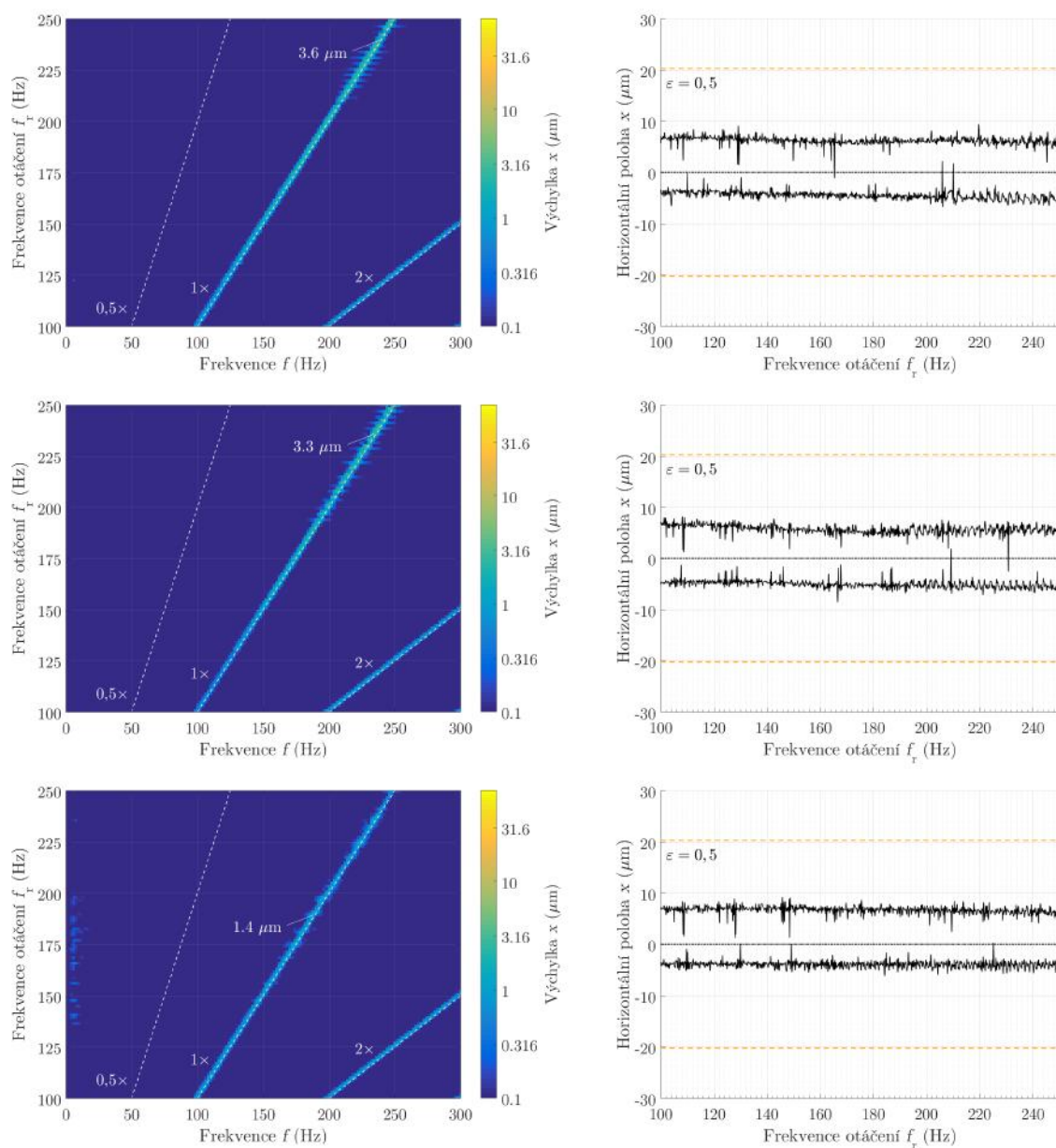
Pro tyto vstupní podmínky lze ze spektrogramů vyčíst přítomnost vibrací s pouze velmi malou amplitudou ($< 4 \mu\text{m}$), a to hlavně synchronních, které jsou dány házením povrchu rotoru. Složka vibrací $2\times$, jež generuje amplitudu $< 1 \mu\text{m}$, je zanedbatelná.

Spektrogramy (v grafech na obr. 5.3) z experimentů provedených s rozdílnou teplotou maziva, která byla 40°C , vykazují stejný charakter jako ty předešlé. Vyskytují se také převážně pouze synchronní vibrace. Amplitudy vibrací jsou nízké, avšak pro všechna měření vyšší než v případě, kdy mělo mazivo teplotu 30°C . Jelikož s rostoucí teplotou klesá viskozita, lze říci, že v této konfiguraci s klesající viskozitou roste amplituda vibrací.

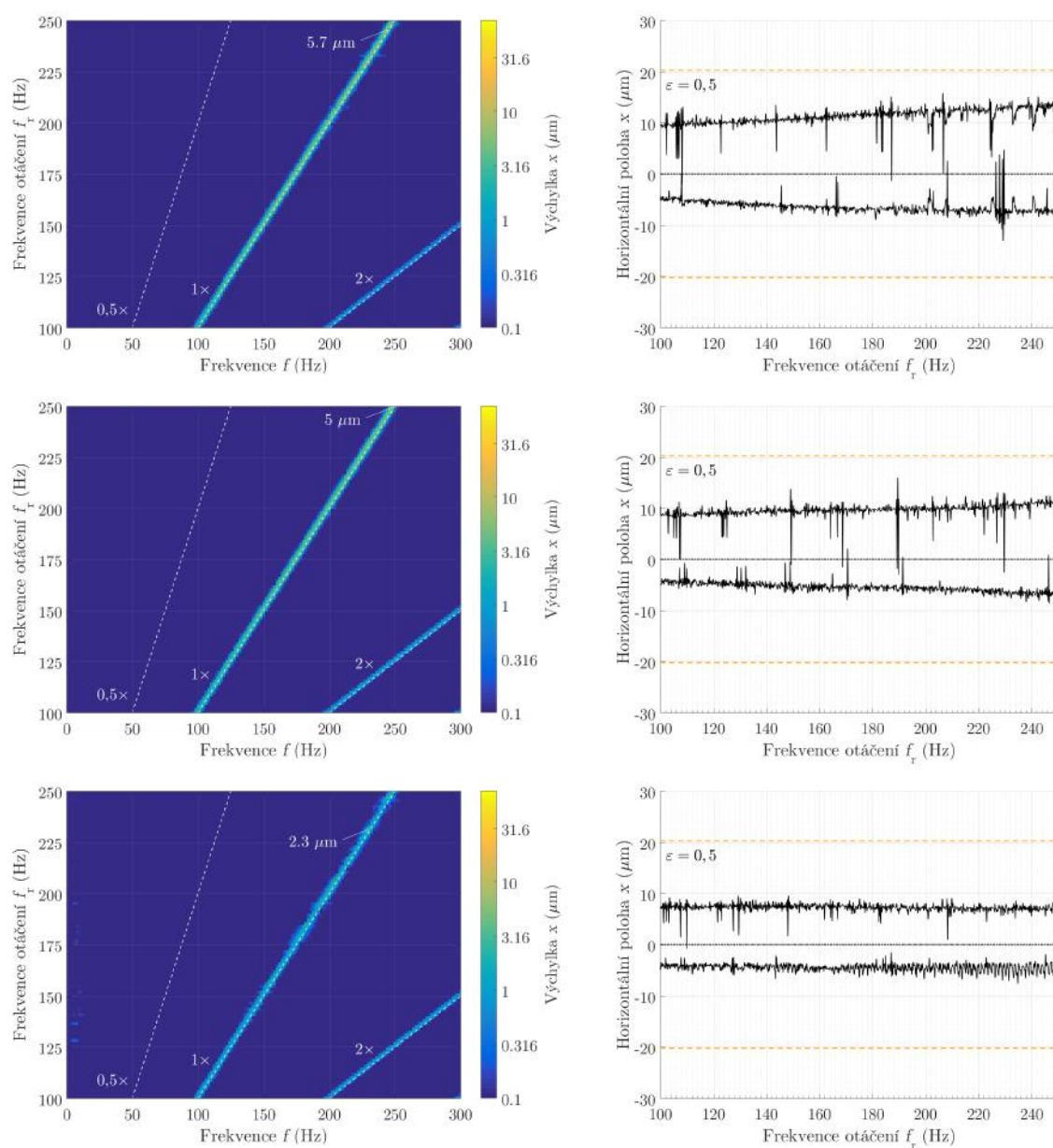
Všechny experimenty provedené v této konfiguraci mají společný rys, a to sice klesající amplitudu vibrací s rostoucím tlakem maziva na vstupu. Také nedošlo k výskytu subsynchronních vibrací způsobených nestabilním chováním. Prah nestabilit pro tuto konfiguraci je tedy na frekvenci otáčení vyšší, než je v provozních kapacitách zařízení.



Obr. 5.1 Spektrální analýza stability pro nejvyšší dosaženou frekvenci otáčení v konfiguraci s poddajným rotorem – 3A. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmít, resp. obálka polohy). Ve spektrogramu je velmi dobře patrné rozvinuté tlučení oleje.



Obr. 5.2 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1A, teplotu maziva 30 °C a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmít, resp. obálka polohy).



Obr. 5.3 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1A, teplotu maziva 40 °C a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmit, resp. obálka polohy).

5.1.2 Konfigurace 1S

V konfiguraci 1S je použit tuhý rotor a kombinace ložiska pro motory a safírového ložiska pro optické pozorování, které se vyznačuje vyšší radiální vůlí, konkrétně 74,8 μm naproti 40,3 μm (viz tab. 4.3) – poskytuje tedy větší prostor rotoru k pohybu v rámci ložiska.

V grafech na obr. 5.4 jsou spektrální analýzy pro teplotu maziva 30 °C a různé vstupní tlaky. Na spektrogramech jsou již patrné přítomné subsynchronní vibrace na přímce 0,5 $\times$, což je charakteristický znak nestabilit vyvolaných mazivem (viz kap. 2.1.1). Konkrétně se jedná o víření oleje. Obzvláště v případě tlaku na vstupu o hodnotě 0,125 MPa, tj. spektrogram nahoře, kdy se víření rozvinulo úplně, jelikož rozkmit po nástupu dosáhl konstantní hodnoty – nelineární nárůst tuhosti filmu bránil zvyšování excentricity rotoru. Se zvyšujícím se tlakem maziva se nestability také vyskytují, avšak brzy znovu zanikají, jejich nástup je pozvolnější, jejich amplituda je menší a frekvence otáčení, které odpovídá práh stability, vzrůstá – jde o hodnoty (160; 178; 197) Hz.

Se stejnou konfigurací, avšak s teplotou maziva 40 °C byla provedena měření, jejichž analýzy stability jsou znázorněny spektrogramy v grafech na obr. 5.5. I pro tyto vstupní podmínky jsou patrné nestability víření oleje, přičemž pro tlaky maziva (0,125 a 0,25) MPa se víření rozvinulo úplně. V porovnání s výsledky experimentů pro nižší teplotu maziva zde nastupují nestability na nižších frekvencích otáčení a s vyšší amplitudou. Rostoucí teplota má tedy stabilizační efekt.

Také pro konfiguraci 1S lze najít společný rys, a to sice stabilizační efekt tlaku maziva na vstupu. S rostoucím tlakem roste i frekvence otáčení, které odpovídá práh stability, a klesají amplitudy vibrací.

Z porovnání výsledků měření pro konfiguraci 1A a 1S vyplývá, že rozdílná velikost radiální vůle (byť jen u jednoho ze dvou ložisek) má zásadní vliv na výskyt nestabilit. Větší, téměř dvojnásobná, radiální vůle ložiska L2 zapříčinila výskyt nestabilit pro všechny vstupní podmínky.

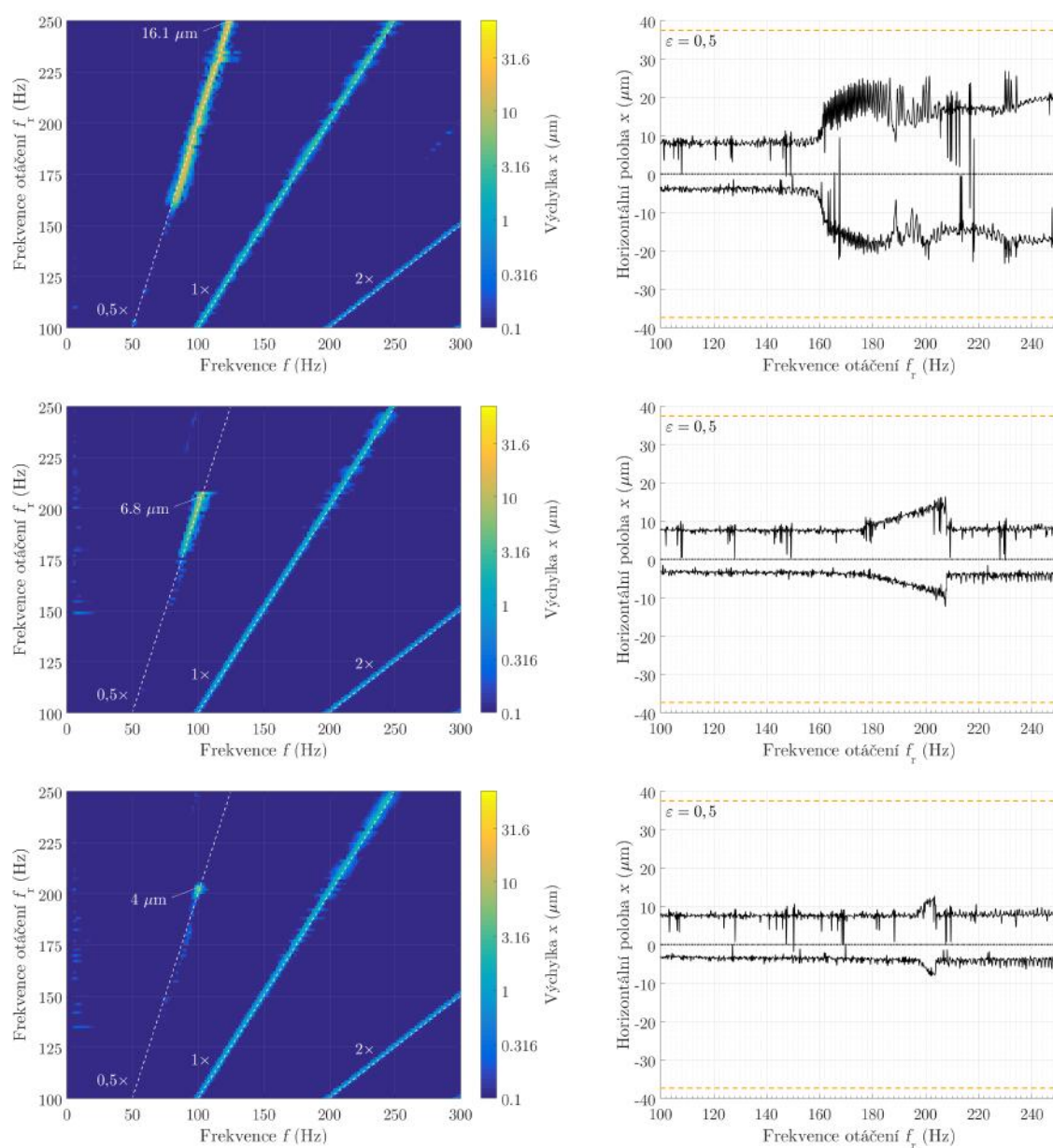
5.1.3 Konfigurace 3A

V konfiguraci 1A je použit poddajný rotor a dvě ložiska pro spalovací motory o rozteči 500 mm s radiální vůlí 38,5 μm (viz tab. 4.3).

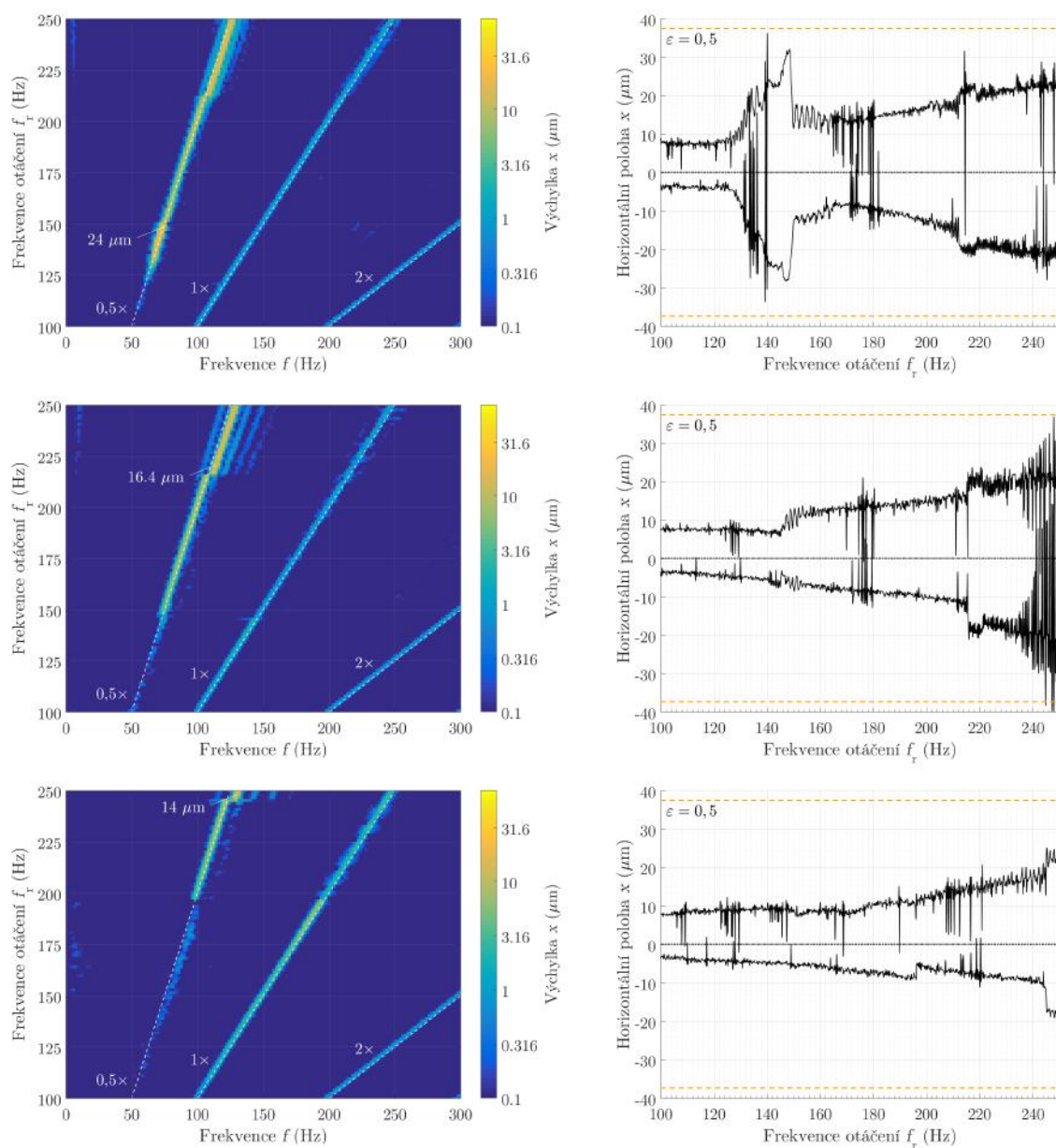
V grafech na obr. 5.7 jsou výsledky analýzy pro měření prováděná s mazivem o teplotě 30 °C. Z výsledků pro nejnižší tlak na vstupu (grafy nahoře) lze vyčíst přechod rotoru přes kritickou rychlost v intervalu (48 až 52) Hz, kdy v amplitudě dosahuje rotor excentricity $\varepsilon = 0,5$. Po přechodu je odezva ustálená a nestabilita se neobjevuje.

U měření s tlakem maziva na vstupu (0,25 a 0,5) MPa je již patrný výskyt nestability tlučení oleje, jehož charakteristickým znakem je neměnná frekvence vibrací navzdory stoupajícím otáčkám (viz kap. 2.1.1). Nutnou podmínkou pro výskyt tlučení je rozvinuté víření oleje. K této fázi při experimentech došlo, avšak pouze na nepatrně krátkou dobu. Svědčí o tom práh nestability ve složce 0,5 $\times$ (na frekvenci otáčení přibližně 100 Hz).

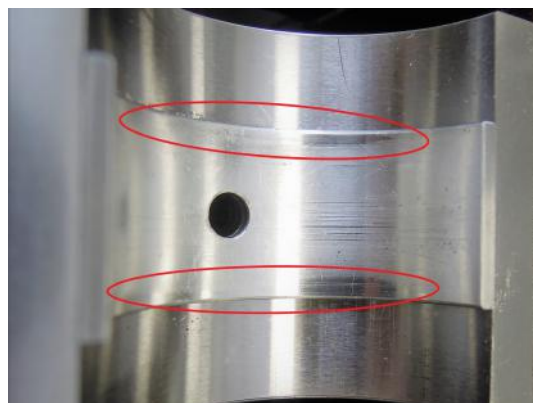
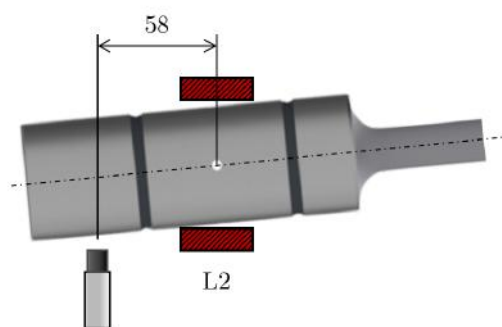
Při dosažení tlučení byl stroj provozován pouze po dalších několik sekund, hrozilo zadření ložisek a vibrace zařízení byly pozorovatelné v celé laboratoři, ačkoliv



Obr. 5.4 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S, teplotu maziva 30 °C a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmit, resp. obálka polohy).



Obr. 5.5 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S, teplotu maziva $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmit, resp. obálka polohy).



Obr. 5.6 Měřená vzdálenost prohnutého rotoru (vlevo) a opotřebení spodní pánve ložiska.

je deska stolu uložena na silentblocích. Z odezvy v časové oblasti je patrné nejen vymezení vůle ložiska, tj. dosažení excentricity $\varepsilon = 1$, ale i její téměř trojnásobné překročení. Fyzicky to je vzhledem k tuhosti ložiskového domku nemožné, je však třeba brát v úvahu deformaci rotoru. Při nestabilitě tlučení oleje (na rozdíl od víření) nelze rotor považovat za tuhý. Při přechodu do tlučení se frekvence víření přimkne na vlastní frekvenci rotoru a tento se nachází v prvním ohybovém módu (viz kap. 2.1.1). Jelikož není snímač polohy umístěn ve středové rovině ložiska, ale až 58 mm za ní (viz kap. 4.4.2), měřená výchylka je tedy znásobena prohnutím rotoru, což je ilustrováno na obr. 5.6 vlevo. Při maximální naměřené amplitudě $180\text{ }\mu\text{m}$ rotor v místě středové roviny ložiska dosáhl natočení přibližně $0,2^\circ$.

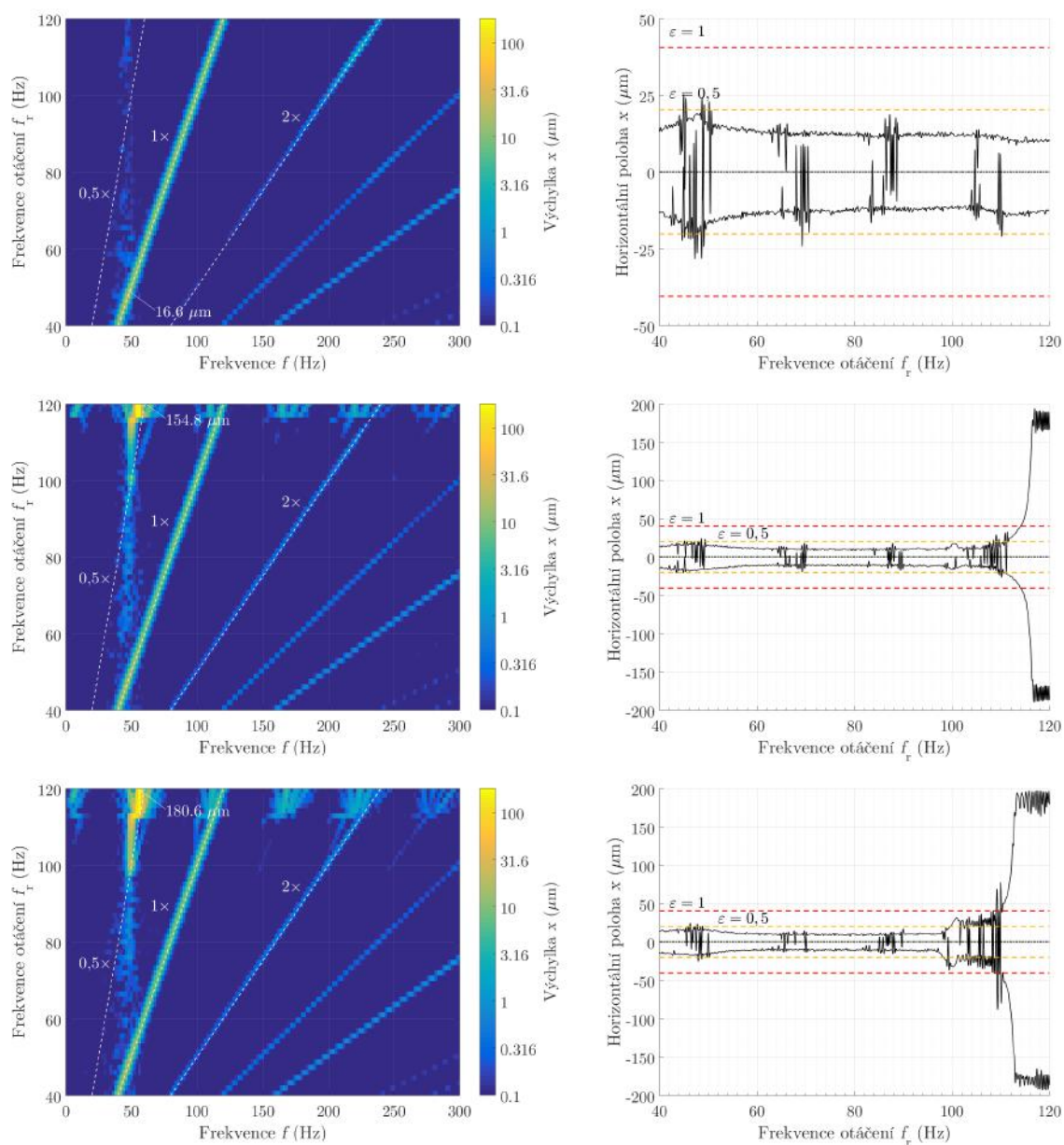
Tlučení rotoru se projevilo i opotřebením pánve ložiska, které je patrné na obr. 5.6 vpravo. Poškozené oblasti po obvodu svědčí o velkém prohnutí hřídele.

Pro tyto okrajové podmínky lze říci, že s rostoucím tlakem maziva na vstupu klesá frekvence otáčení, na níž se vyskytuje práh stability: k rozvinutí tlučení oleje došlo při frekvenci otáčení 109 Hz pro tlak 0,5 MPa a při 112,5 Hz pro tlak 0,25 MPa. Maximální amplituda s rostoucím tlakem vzrůstá ($180,6\text{ }\mu\text{m}$ naproti $154,8\text{ }\mu\text{m}$). Při tlaku na vstupu 0,125 MPa se nevyskytlo ani víření. Vyšší tlak tedy destabilizuje soustavu.

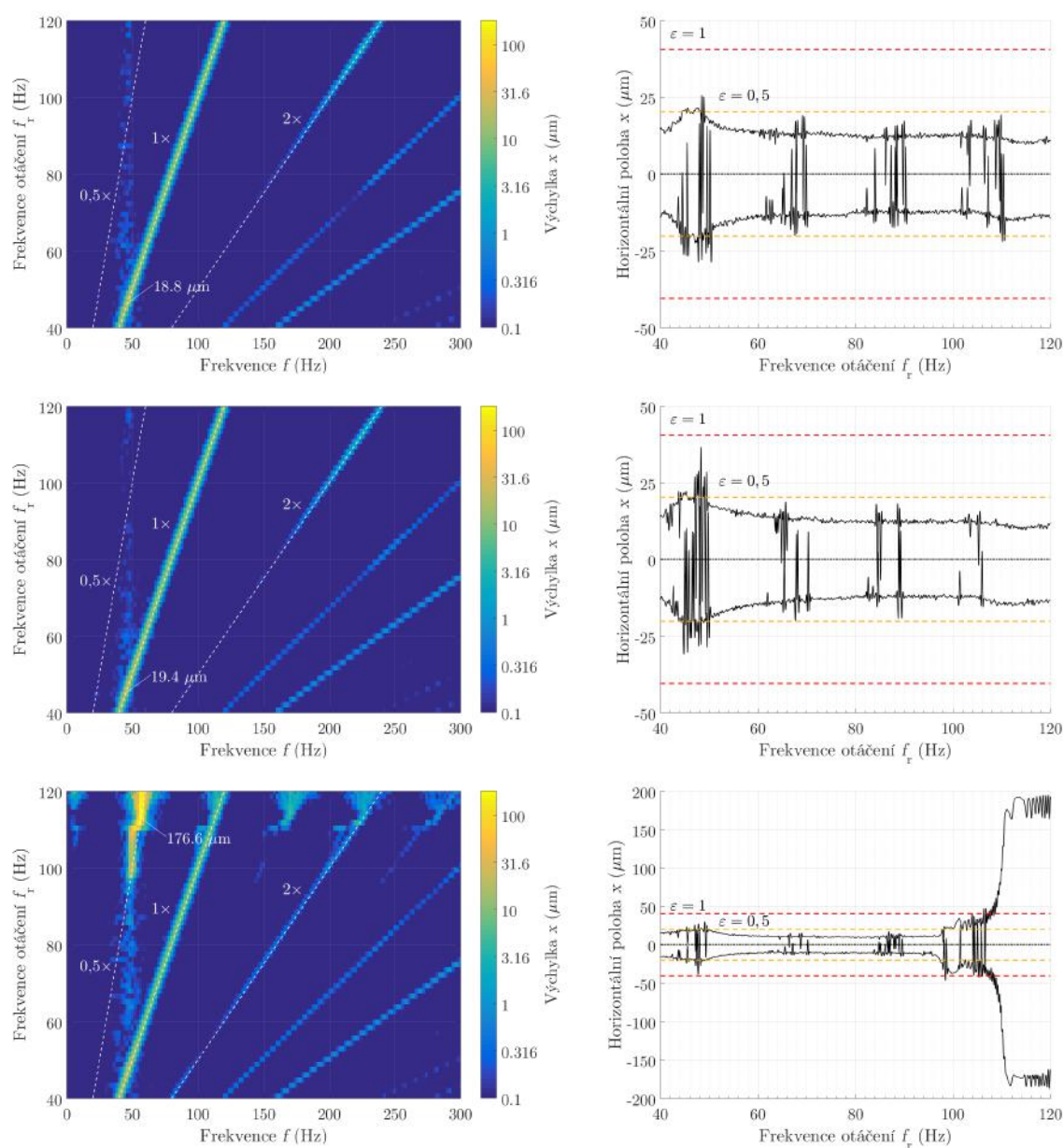
V grafech na obr. 5.8 jsou výsledky analýzy pro měření prováděná s mazivem o teplotě 40°C . Ze spektrogramů je patrné, že k nestabilnímu chování dojde pouze pro tlak maziva o hodnotě 0,5 MPa. I zde se dá říci, že rostoucí tlak má destabilizační efekt. V porovnání s výsledky experimentů pro nižší teplotu maziva zde nastupují nestability na vyšších frekvencích otáčení a s nižší amplitudou. Zde má tedy rostoucí teplota stabilizační efekt.

Zajímavým faktem při porovnání experimentů v konfiguracích 1 a 3 je úplně rozdílná role teploty, resp. viskozity maziva a tlaku maziva na vstupu. Zatímco v konfiguracích 1A a 1S má vyšší tlak a viskozita stabilizační efekt, u konfigurace 3A je tomu naopak, a to platí pro oba faktory.

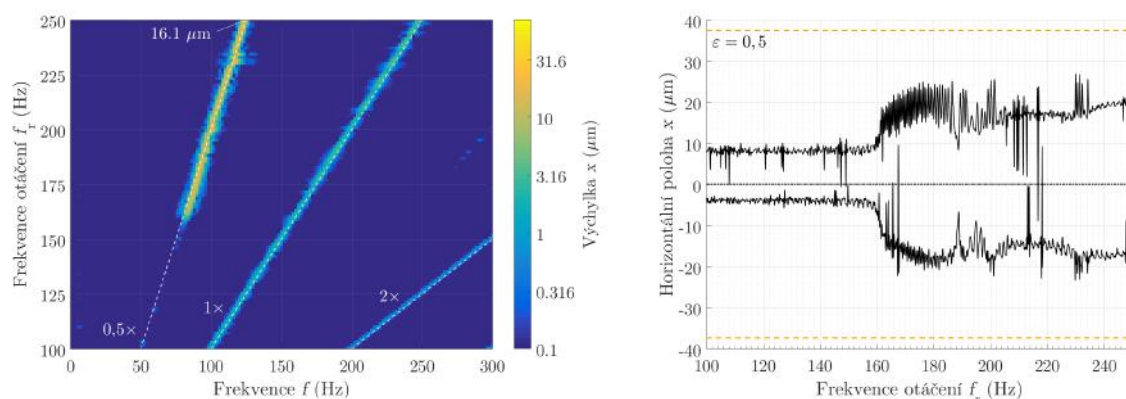
Při stanovování maximální dovolené frekvence otáčení bylo dosaženo hodnoty $133,3\text{ Hz}$, tj. $8\,000\text{ min}^{-1}$. Graf analýzy stability pro tento extrémní stav je na obr. 5.1.



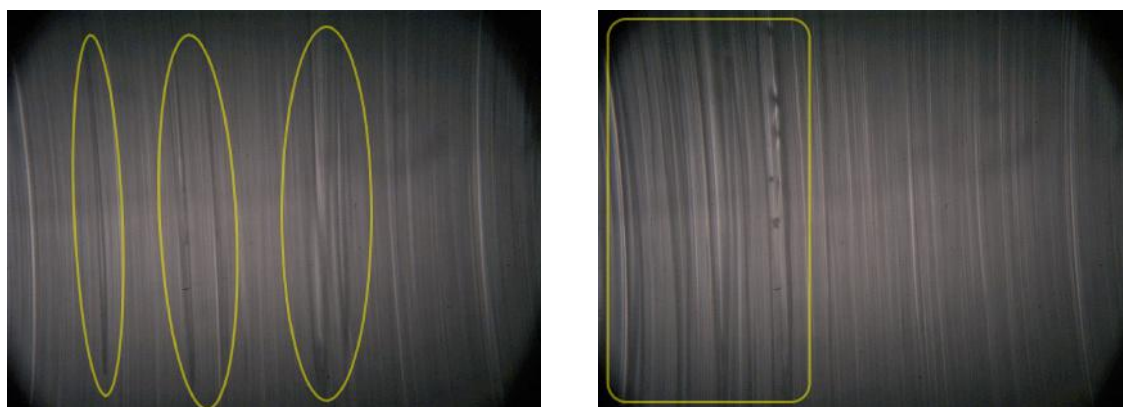
Obr. 5.7 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 3A, teplotu maziva 30 °C a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmit, resp. obálka polohy).



Obr. 5.8 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 3A, teplotu maziva 40 °C a tlak maziva na vstupu (shora): (0,125; 0,25; 0,5) MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmit, resp. obálka polohy).



Obr. 5.9 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S, teplotu maziva 30 °C a tlak maziva na vstupu 0,125 MPa. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (rozkmít, resp. obálka polohy). V průběhu tohoto experimentu byla pozorována kavitace.



Obr. 5.10 Pozorovaná kavitace při fr. otáčení 175 Hz (vlevo) a 200 Hz. Zvětšení 5 $\times$, expozice 40 μ s, 9 500 fps.

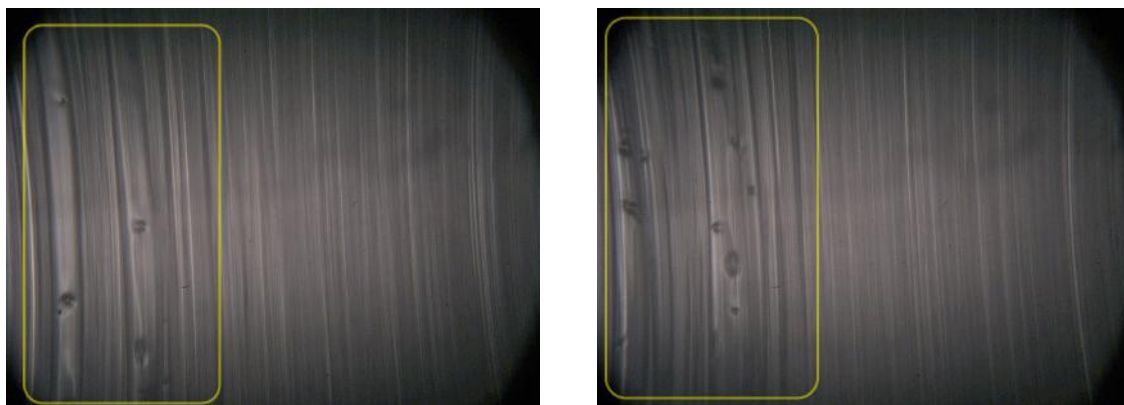
5.2 Optické pozorování mazacího filmu

Byla provedena série experimentů, při kterých bylo sledováno chování mazacího filmu za pomoci vysokorychlostní kamery.

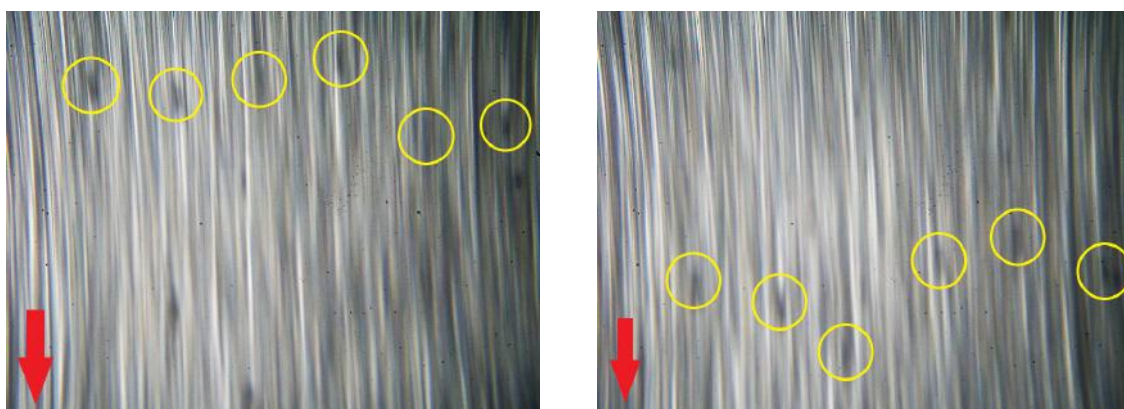
5.2.1 Pozorování kavitace

Sledován byl průběh experimentu v konfiguraci 1S s teplotou maziva 30 °C a tlakem maziva na vstupu o hodnotě 0,125 MPa. Za těchto podmínek se vyskytla nestabilita víření oleje, jejíž práh byl dosažen při frekvenci otáčení 160 Hz, tj. 9 600 min⁻¹ otáčkách, viz obr. 5.9. Na obr. 5.10 a 5.11 jsou snímky pořízené při fr. otáčení (175; 200; 225; 250) Hz, na nichž jsou patrné kavitační bubliny, které jsou důsledkem přítomné nestability. S rostoucími otáčkami se časový interval mezi výskytem bublin zkracoval. Taktéž velikost pozorovaných kavitačních bublin s otáčkami narůstala.

Záznam byl pořízen kamerou Phantom V710 s mikroskopem 5 $\times$ 0,14 a halogenovým in-line osvětlovačem. Doba expozice byla nastavena na 40 μ s, snímkovací frekvence na 9 500 fps. Při fr. otáčení 250 Hz dosáhl povrch rotoru rychlosti téměř 60 m $\cdot$ s⁻¹. Za dobu expozice povrch rotoru tedy urazil vzdálenost přibližně 2,4 mm.



Obr. 5.11 Pozorovaná kavitace při fr. otáčení 225 Hz (vlevo) a 250 Hz. Zvětšení 5 $\times$, expozice 40 μ s, 9 500 fps.

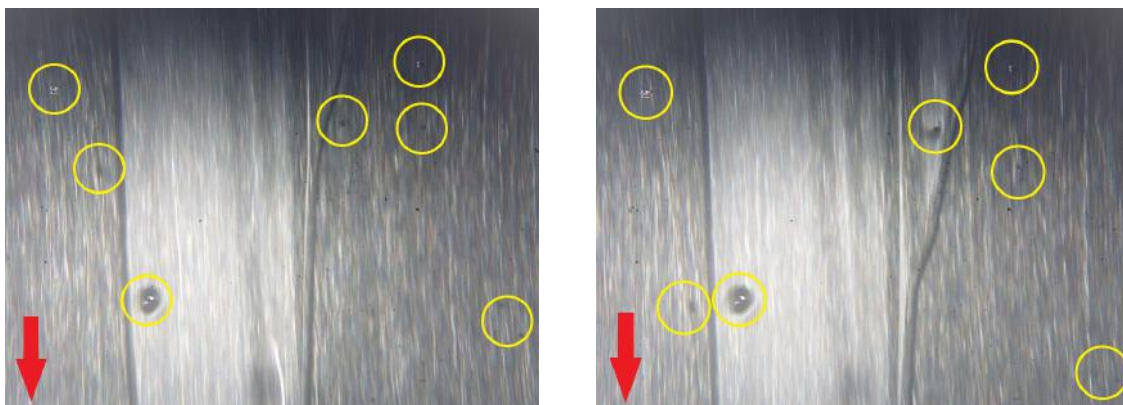


Obr. 5.12 Pozorované částice Fe v mazivu (s rozestupem 4 snímků). Otáčky 1 000 min⁻¹ (16,7 Hz), zvětšení 10 $\times$, expozice 40 μ s, 1 000 fps.

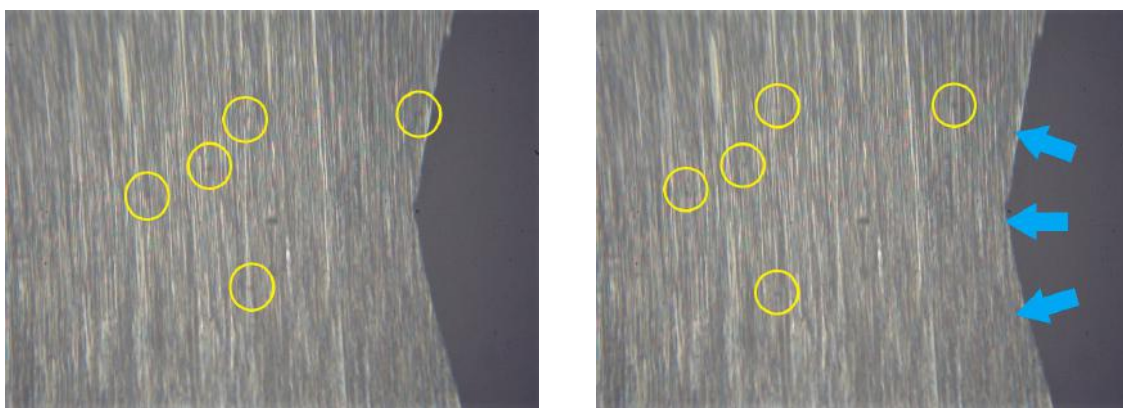
5.2.2 Sledování pohybu částic

Bylo také provedeno několik experimentů se sledováním pohybu částic přidanych do maziva na vstupu do ložiska. Částice Fe byly poměrně dobře patrné při provozu do 1 000 min⁻¹ (16,7 Hz) i navzdory poměrně dlouhé době expozice (viz obr. 5.12). Velikost částic lze ilustrovat obr. 5.13, kde je patrné, že větší částice se zasekávají, jelikož jejich velikost je stejného řádu jako radiální vůle safírového ložiska.

Částice UDDG byly pozorovány ve stacionárním režimu při výtoku z díry v hřídeli, kterou je mazivo do ložiska přiváděno. Při otáčení rotoru je nebylo možné pozorovat, viz kap. 6.3. Záznam byl pořízen kamerou Phantom V710 s mikroskopy 5 $\times$ 0,14 a 10 $\times$ 0,28 a halogenovým in-line osvětlovačem.



Obr. 5.13 Pozorované částice Fe v mazivu (s rozestupem 4 snímků), jejichž velikost brání volnému prostupu mazacím filmem. Otáčky cca 500 min^{-1} (16,7 Hz), rozjezd na $1\,000 \text{ min}^{-1}$, zvětšení $5\times$, expozice $100 \mu\text{s}$, $2\,000 \text{ fps}$.



Obr. 5.14 Pozorované částice UDDG v mazivu přitékající dírou v hřídeli. Rotor stacionární, zvětšení $10\times$, expozice $100 \mu\text{s}$, 200 fps .

6 DISKUZE

6.1 Technické aspekty zařízení v kontextu studia nestabilit

Experimenty prokázaly, že se zařízením je možné za jistých podmínek pozorovat nestabilní stavy vyvolané mazivem. S tuhým rotorem bylo možné pozorovat víření oleje, s poddajným rotorem potom víření i tlučení oleje. Je však důležité zmínit, že pro hlubší výzkum se zřetelem na aplikaci v praxi (např. pro vývoj stabilizující geometrie ložisek nebo zkoumání vlivu cíleného texturování povrchu ložiska za účelem stabilizace) by bylo vhodné provést změnu uspořádání zařízení, konkrétně orientaci otvorů pro přívod maziva. Běžně jsou totiž mazací drážky, resp. otvory umístovány v horní pánvi (pokud radiální zátěž působí shora) nebo v dělicí rovině, tj. mimo nosné tlakové pole. Rozložení a velikost hydrodynamického tlaku v ložiskách je tedy v případě exp. zařízení značně ovlivněna tlakem na vstupu, což ukázaly i výsledky. V případě měření s optickým pozorováním (konfigurace 1S) bylo netypické uspořádání přírodních otvorů, tj. v hřídeli, nutností.

Pro pozorování nestabilit je žádoucí znát polohu rotoru v čase, k čemuž je zapotřebí dvou snímačů polohy umístěných kolmo na sebe. Rekonstrukce orbit je pro hlubší pochopení zkoumaných dějů důležitá. Nicméně vzhledem k nízkému výkonu PC, na kterém běží měřicí interface, byla vzorkovací frekvence omezena na 10 kHz. Při provozu na $15\,000\text{ min}^{-1}$ otáčkách, tj. 250 Hz, je možné polohu zaznamenat pouze $40\times$, což může být pro přesnou rekonstrukci orbit nedostatečné. Do budoucna by tedy bylo záhodno zvýšit výkon PC nebo redukovat počet zaznamenávaných veličin o ty, jejichž sledování není pro zkoumání nestabilit zásadní.

Výskyt nestabilit je doprovázen vibracemi. Při rozvinutém víření oleje, kterého bylo dosaženo v konfiguraci 1S, dosáhla max. měřená amplituda vibrační hodnoty $< 25\text{ }\mu\text{m}$. Takové vibrace se nijak zásadně neprojevovaly na stroji, bylo pozorováno akorát větší zahřívání rotační spojky pro přívod maziva, na které by měl být brán ohled, aby nedošlo k jejímu přidírání. Je doporučeno využít přípojky pro chlazení stlačeným vzduchem, již je spojka vybavena. Nestabilita tlučení oleje, které bylo dosaženo v konfiguraci 3A, se vyznačovala rychlým nástupem. Když došlo k vymezení vůle ložiska a tedy ke kontaktu čepu a pánve, přešla nestabilita do suchého tlučení, nárůst amplitud vibrační byl takřka skokový. Vibrace byly pozorovatelné na celém stroji. V mazivu byly patrné částice vzniklé abrazivním opotřebením pánve ložiska. Nedoporučuje se tedy provozovat zařízení v nestabilitě tlučení déle než několik sekund, jelikož by mohlo dojít k rychlému zadření ložisek.

6.2 Porovnání výsledků s numerickou predikcí

Kolegy z FAV ZČU byly provedeny numerické predikce chování rotorové soustavy experimentálního zařízení, a to pro frekvenci otáčení až 300 Hz pro konfiguraci 1A/S a až 150 Hz pro konf. 3A s uvažovanou malou neváhou stupně G6.3.

Z výsledků predikcí pro konfiguraci 1A je patrné, že v rámci provozních kapacit zařízení k výskytu nestabilit vyvolaných mazivem nedojde, což bylo ověřeno i ex-

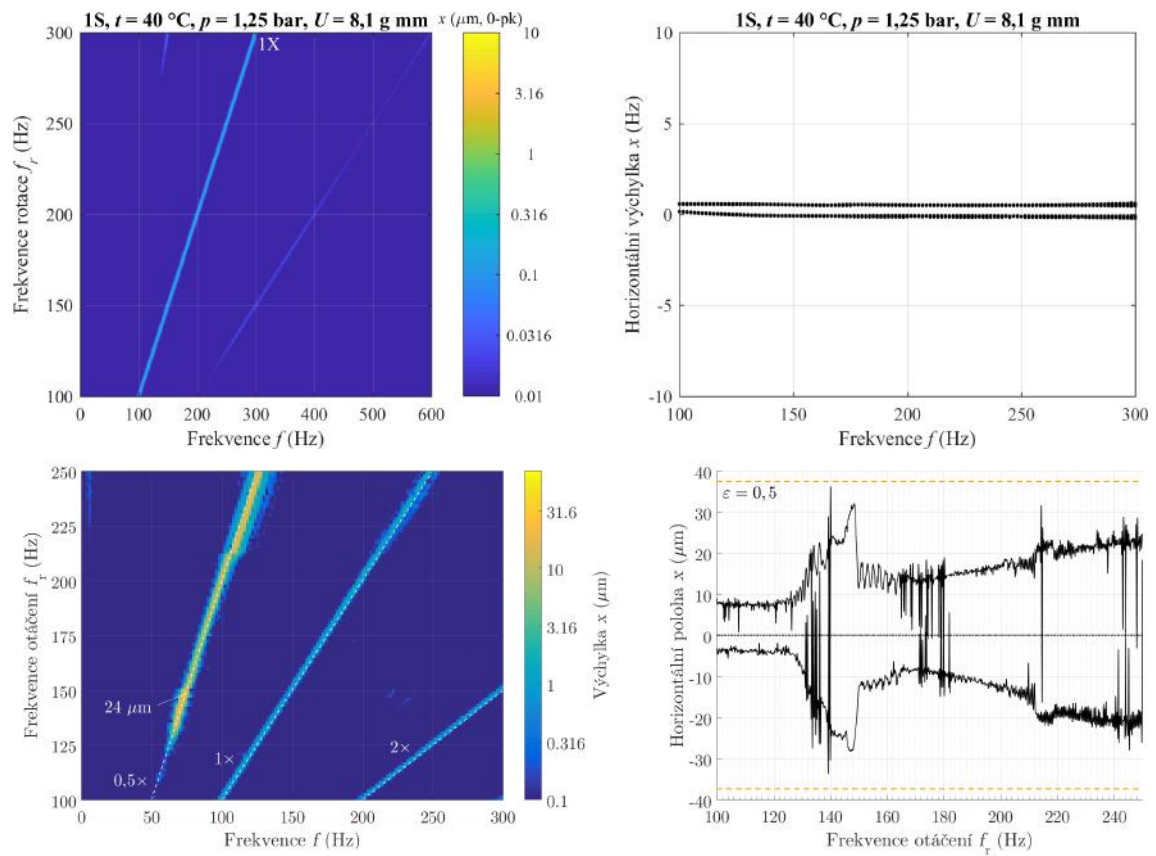
perimentálně. Taktéž je patrný stabilizační efekt vyššího tlaku maziva na vstupu, který patrně snižuje amplitudu synchronní složky vibrací.

Predikce pro konfiguraci 1S a teplotu maziva 40 °C (viz obr. 6.2 nahoře) ukazují, že k nestabilnímu chování by nemělo docházet, výjimkou je pouze malý náznak víření pro tlak na vstupu 0,125 MPa, které však ani nedosáhne prahu. Navíc se pohybuje až na fr. otáčení 280 Hz, tj. 16 800 min⁻¹, tedy mimo provozní kapacity zařízení. Výsledky pro tuto konfiguraci se tedy s exp. naměřenými daty (viz graf na obr. 5.5 nahoře) rozcházejí.

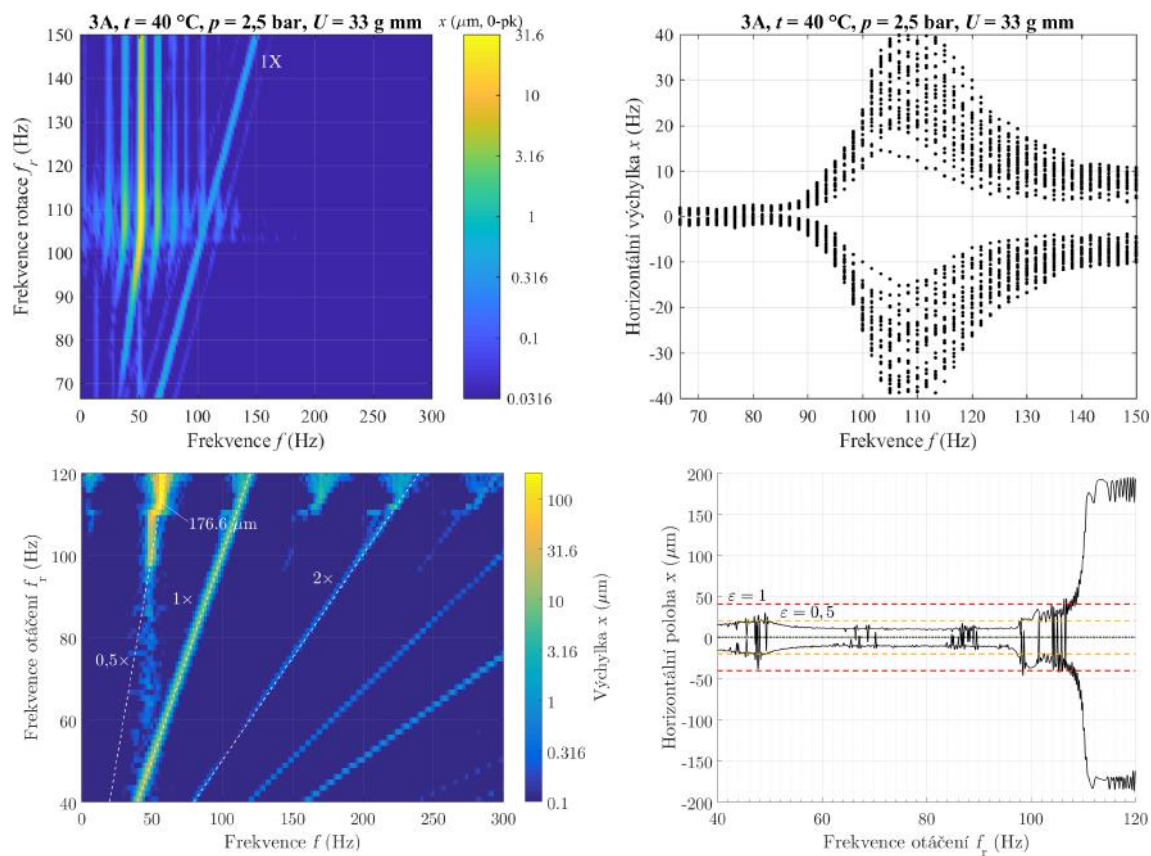
Predikce pro konfiguraci 3A, teplotu maziva 40 °C a tlak na vstupu 0,25 MPa (viz obr. 6.2 dole) byla provedena nikoliv v bodě měření, ale uprostřed ložiska L2. Není tedy relevantní porovnávat amplitudy vibrací, směrodatný je však spektrogram. Tento ukazuje, že na fr. otáčení přibližně 90 Hz dojde k rozvinutí víření, které poté na 104 Hz přejde tlučení oleje. Při experimentu s těmito vstupními parametry k nestabilitě nedošlo (viz graf na obr. 5.8 uprostřed). Nicméně experiment s vyšším tlakem maziva na vstupu (0,5 MPa) již ukázal výskyt nestabilit (viz graf na obr. 5.8 dole). Při porovnání tohoto s predikcí, lze říci, že při experimentu nastala fáze víření pouze velmi krátce a ihned přešla do tlučení. Zajímavá je však podobnost fr. otáčení při nástupu tlučení (100 Hz při experimentu a 104 Hz dle predikce). Taktéž v obou případech dojde k suchému tlučení, tj. kontaktu čepu s pávní ložiska).

Odlišnosti mezi predikcemi a simulacemi mohly být vneseny mnoha faktory. Např. hodnoty radiální a torzní tuhosti vlnovcové spojky mezi motorem a rotorem mají zásadní vliv na chování soustavy. Tyto byly převzaty z produktového listu výrobce, do budoucna by je bylo vhodné, v případě použití stejného vlnovce, ověřit. V konfiguraci 1S byla pro přívod maziva použita rotační spojka. Tato nevisí volně, ale její pohyb je omezen hadicí přivádějící mazivo (viz obr. 4.15). Tato disponuje jistou tuhostí a útlumem, což taktéž mohlo ovlivnit výsledky predikcí. Svou roli hrálo jistě i ustavení (souosost ložisek) a případně kruhovitost rotoru a válcovitost ložiska, které byly mikrometráží stanoveny na <0,005 mm.

Všechny dostupné predikce pro další vstupní podmínky analýzy jsou v příloze č. 3.



Obr. 6.1 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S, teplotu maziva $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlak maziva na vstupu $0,125\text{ MPa}$. Predikce (nahore) a experiment. Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti.



Obr. 6.2 Spektrální analýza stability pro konfiguraci 3A, teplotu maziva 40 °C a tlak maziva na vstupu $0,25\text{ MPa}$ (predikce – poloha rotoru ve středové rovině ložiska, nahoře) a $0,5\text{ MPa}$ (experiment – poloha rotoru 58 mm za ložiskem). Vibrační odezva ve frekvenční oblasti (vlevo) a v časové oblasti (lokální extrémy polohy).

6.3 Optické pozorování

V rámci práce byly provedeny i experimenty za účelem pozorování chování maziva v nestabilním stavu. Objektív snímá část horní výseče ložiska, což není nijak omezující, jelikož při nestabilitách dochází o orbitálnímu pohybu rotoru po celém obvodu ložiska.

Při prostém pozorování byla patrná kavitace (viz kap. 5) a její rozvoj s narůstající frekvencí otáčení. Taktéž byla vyzkoušena využitelnost sledování částic přidaných do maziva. Dlouhý expoziční čas způsobil rozmazání částic při vyšších otáčkách. Kratší expozice nemohlo být dosaženo kvůli nedostatečnému výkonu světelného zdroje. Testován byl halogenový a LED in-line zdroj, nejkratší dosažená doba expozice činila 40 μs . Bylo možné pozorovat kvůli rozmazání pouze relativně velké částice železa (40 μm), které jsou vzhledem k velikosti radiální vůle na hranici použitelnosti, a to maximálně při 1 000 min^{-1} otáčkách (viz obr. 5.12), což je vzhledem k otáčkám, na kterých dochází k nestabilitám, příliš málo pro jejich zkoumání. Snímkovací frekvence kamery Phantom V710 pro rozlišení 1024×768 dosáhla 9 500 fps, což bylo i na nejvyšších frekvencích otáčení stroje dostatečné. V dalším vývoji by tedy bylo vhodné otestovat např. zábleskový světelný zdroj, který by mohl nutnou dobu expozice značně snížit. Také by mohla být snížena drsnost povrchu rotoru a využito částic, které odráží světlo, což zajistí lepší odlišitelnost částic od povrchu. Částice dispergovaného grafitu (UDDG) o velikosti 15 nm bylo možné rozpoznat pouze, když byl rotor stacionární (viz obr. 5.14), ukázaly se tedy být kvůli své velikosti nevhodné.

Na tuto práci by bylo vhodné navázat rozšířením o optické pozorování tlučení oleje, jelikož jde o jev z tohoto hlediska zajímavý. Dochází při něm k meznému mazání. Velmi tenké vrstvy maziva se vizuálně projevují interferogramy, s pomocí kterých lze přesně stanovit tloušťku filmu. Pokud by pro záznam interferogramů bylo safírové ložisko nevhodné kvůli poměrně vysoké odrazivosti, další možnou metodu pro měření tloušťky filmu představuje fluorescenční metoda, se kterou se dá i velmi dobře kvantifikovat kavitace.

7 ZÁVĚR

Tato diplomová práce se zabývá experimentálním studiem nestabilit vyvolaných mazivem, které se vyskytují u rotorových soustav uložených v hydrodynamických ložiskách. Výskyt těchto nestabilit při provozu může vést až k selhání stroje. Součástí práce je popis modifikací již existujícího experimentálního zařízení, které bylo nutné provést pro výzkum nestabilit, způsob vyhodnocení jejich výskytu a experimentální mapování jejich výskytu v závislosti na vstupních podmínkách.

Diplomová práce obsahuje přehled současného stavu poznání, jehož součástí je popis charakteru a projevů nestabilit, podmínky, které vedou k jejich výskytu nebo způsoby prevence a eliminace výskytu nestabilit používané ve strojích v praxi. Taktéž jsou zmíněny metody optického pozorování mazacího filmu kluzného ložiska. Poté je kapitola věnována experimentálnímu zařízení, jež jsou ke studiu těchto jevů používána. V další kapitole je pojednáváno o konkrétních modifikacích, které bylo nutné na zařízení provést, aby jej mohlo být využito pro experimentální studium nestabilit. Jmenovitě šlo o návrh rotoru pro sledování tlučení oleje, uložení safírového ložiska a návrh měřicího řetězce. Notná část kapitoly je také věnována zpracování signálu pro konstrukci spektrální analýzy stability – nástroje pro mapování výskytu a charakteru nestabilit soustavy. Další kapitola je věnována výsledkům experimentů, které byly provedeny, kde je popsán vliv variováných vstupních parametrů (jmenovitě teploty, resp. viskozity maziva, tlaku na vstupu do ložisek a radiální vůle) na výskyt nestabilit. Část je věnována i optickému pozorování. Tyto výsledky jsou poté konfrontovány s predikcemi a jsou diskutovány nepřesnosti a další vlivy. Taktéž je diskutován potenciál optického pozorování a je nastíněn další možný postup.

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] NEWKIRK, B. L. a H. D. TAYLOR. Shaft whipping due to ill action in journal bearings. *General Electric Review*. 1925, **28**(8), 559-568.
- [2] HORI, Y. A Theory of oil whip. *ASME Journal of Applied Mechanics*. 1959, **26**(2), 189-198.
- [3] MUSZYŃSKA, Agnieszka. Whirl and whip – Rotor/bearing stability problems. *Journal of Sound and Vibration*. 1986, **110**(3), 443-462. ISSN 0022-460X.
- [4] HU, Aijun, Lanlan HOU a Ling XIANG. Dynamic simulation and experimental study of an asymmetric double-disk rotor-bearing system with rub-impact and oil-film instability. *Nonlinear Dynamics*. Dordrecht: Springer Netherlands, 1604, **84**(2), 641-659. DOI: 10.1007/s11071-015-2513-3. ISSN 0924090X.
- [5] ZHAI, Liming, Yongyao LUO, Zhengwei WANG, Seishiro KITAUCHI a Kazuyoshi MIYAGAWA. Nonlinear vibration induced by the water-film whirl and whip in a sliding bearing rotor system. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. Beijing: Chinese Mechanical Engineering Society, 2016, **29**(2), 260-270. DOI: 10.3901/CJME.2015.0713.092. ISSN 1000-9345.
- [6] MUSZYŃSKA, Agnieszka. *Rotordynamics*. Boca Raton: Taylor & Francis, 2005, 1051 s. Mechanical engineering (Taylor & Francis), 156. ISBN 0824723996.
- [7] BOOSER, E. Richard. *CRC handbook of lubrication: theory and practice of tribology*. Boca Raton, Fla.: CRC Press, 1994. ISBN 0-8493-3902-2.
- [8] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: *Vibrační diagnostika*. Ostrava, 2012. Dostupné z: <http://projekty.fs.vsb.cz/147/ucebniopory/978-80-248-2755-1.pdf>
- [9] STACHOWIAK, G. W. a A. W. BATCHELOR. *Engineering tribology*. Fourth edition. Oxford: Elsevier/Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-397047-3.
- [10] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [11] RANKINE, W. J. Centrifugal whirling of shafts. *Engineer*. 1869, **26**(9), 76–82.
- [12] DUNKERLEY, S. On the whirling and vibration of shafts. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London*. 1894, **185**(1), 269-360.
- [13] JEFFCOTT, H. H. The lateral vibration of loaded shafts in the neighbourhood of a whirling speed – the effect of want of balance. *Philosophical Magazine*. 1919, **37**(219), 304-314.

- [14] TOWER, B. First report on friction experiments: Friction of lubricated bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1883, **34**(1), 632-659.
- [15] COLE, J. A. a C. J. HUGHES. Oil flow and film extent in complete journal bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 1956, **170**(1), 499-510.
- [16] KANEKO, S. a S. OBARA. Experimental Investigation of Mechanism of Lubrication in Porous Journal Bearings: Part 1—Observation of Oil Flow in Porous Matrix. *Journal of Tribology*. 1990, **112**(4), 618-623.
- [17] GOHAR, R. a A. CAMERON. Optical Measurement of Oil Film Thickness under Elasto-hydrodynamic Lubrication. *Nature*. 1963, **200**(4905), 458-459.
- [18] NAKAYAMA, K., I. MORIO a T. KATAGIRI. A Study for Measurement of Oil Film Thickness on Engine Bearing by using Laser Induced Fluorescence (LIF) Method. *SAE Technical Paper*. 2003, 2003-01-0243.
- [19] KITAHARA, T. Improved Load Carrying Capacity of Crosshead Bearings. *Journal of The Japan Institute of Marine Engineering*. 2009, **44**(2), 258-265. DOI: 10.5988/jime.44.258. ISSN 13461427.
- [20] LIN, Qiyin, Zhengying WEI, Ning WANG a Wei CHEN. Visualisation study on flow field of bearing lubrication. *Lubrication Science*. 1503, **27**(2), 127-134. DOI: 10.1002/ls.1256. ISSN 09540075.
- [21] LE, Duc-Do, Ching-Kuan TSUEI a Min-Chun PAN. Optimally controlled anti-swirl injection to eliminate whirl in fluid-film bearings of rotary machinery. *International Journal of Mechanical Sciences*. Elsevier, 1507, 98, 157-168. DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2015.04.020. ISSN 00207403.
- [22] DE CASTRO, Helio Fiori, Katia Lucchesi CAVALCA a Rainer NORDMANN. Whirl and whip instabilities in rotor-bearing system considering a nonlinear force model. *Journal of Sound and Vibration*. Elsevier, 2008, **317**(1), 273-293. DOI: 10.1016/j.jsv.2008.02.047. ISSN 0022460X.
- [23] VINCENC, J. Laboratorní simulátor pro studium radiálních kluzných ložisek. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 79 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Šperka, Ph.D..
- [24] DOBROVINSKAYA, Elena R., Leonid LYTVYNOV a Valerian PISHCHIK. Sapphire: material, manufacturing, applications. New York: Springer, 2009. ISBN 9780387856940.
- [25] Technický list LOCTITE EA 9466. Loctite [online]. [cit. 2018-01-29]. Dostupné z: <http://tds.henkel.com/tds5/Studio/ShowPDF/EA%209466-CS?pid=EA%209466&format=MTR&subformat=REAC&language=CS&plant=WERCS>

- [26] USB-6211 Specifications. In: *National Instruments* [online]. [cit. 2018-03-28]. Dostupné z: <http://www.ni.com/pdf/manuals/375195d.pdf>
- [27] Snímače vzdálenosti série PR 6422. *Profess* [online]. [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: http://www.profess.cz/dynamic/produkty/dokument/PR6422_DL_CZ.pdf
- [28] USB Data Acquisition Module OM-USB-TC. *Omega* [online]. [cit. 2018-04-28]. Dostupné z: <http://www.omega.com/manuals/manualpdf/M4891.pdf>
- [29] ŘEZNÍČEK, Jan. Pružnost a pevnost v technické praxi: příklady I. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2005.

SEZNAM ZKRATEK A POUŽITÝCH VELIČIN

Seznam použitých zkratek

AISI	American Iron and Steel Institute
CCD	Charge-coupled device
CFD	Computational fluid dynamics
DIN	Deutsches Institut für Normung
EDM	Electrical discharge machining
EHL	Elastohydrodynamický mazaný
FEM	Finite element method
FFT	Fast Fourier transform
HD	Hydrodynamický
LIF	Laser induced fluorescence
PIV	Particle image velocimetry
PMMA	Polymethylmethakrylát
ÚK	Ústav konstruování
UDDG	Ultra dispersed diamond graphite

Seznam použitých symbolů

d	mm	nominální průměr ložiska
f_r	Hz	frekvence otáčení
Δf	Hz	frekvenční rozlišení spektra
h	mm	stoupání
k	$\text{N} \cdot \text{mm}^{-1}$	tuhost rotoru
k_s	$\text{V} \cdot \text{mm}^{-1}$	citlivost snímače
l	mm	délka ložiska
m	kg	hmotnost rotoru
n	s^{-1}	otáčky čepu ložiska
p_m	MPa	měrný tlak ložiska
p_s	MPa	vstupní tlak maziva do ložiska
r	mm	poloměr čepu ložiska
So	1	Sommerfeldovo číslo
T	s	délka váhového okna
U_0	V	napětí na snímači
U_1	V	napětí na snímači
x	μm	horizontální poloha rotoru
δ	mm	radiální vůle ložiska
δ_m	%	maximální chyba linearity
δ_{rel}	%	maximální chyba linearity
ε	1	relativní excentricita čepu ložiska
η	$\text{Pa} \cdot \text{s}$	dynamická viskozita maziva
ν	$\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	kinematická viskozita maziva
ω	$\text{rad} \cdot \text{s}^{-1}$	úhlová rychlost rotoru

SEZNAM OBRÁZKŮ

1.1	Opotřebení ložiska, ke kterému došlo při tlučení oleje (převzato z [5]).	13
2.1	Analýza stability – kaskádový spektrogram (převzato z [6]).	14
2.2	Oblasti stability (převzato z [7]).	16
2.3	Různé geometrie ložisek pro potlačení výskytu nestabilit (převzato z [9]).	17
2.4	Měřicí aparatura pro tloušťky filmu pomocí LIF dle [18].	19
2.5	Měřicí aparatura pro tloušťky filmu pomocí LIF dle [19].	20
2.6	Měřicí aparát pro PIV dle [20].	20
2.7	Snímek částic v mazivu pořízený při experimentu [20].	20
2.8	Experimentální zařízení Bently Nevada [4].	21
2.9	Experimentální zařízení navrženo Le [21].	21
2.10	Experimentální zařízení, které navrhl Castro [22].	22
2.11	Konfigurace se třemi ložisky (vlevo) a se dvěma ložisky a dlouhým rotorem (převzato z [23], upraveno).	22
2.12	Render zařízení (vlevo) a ilustrativní řez domkem se safírovým ložiskem [23].	23
2.13	Výchozí stav zařízení.	23
4.1	Graficky znázorněný proces řešení práce (graf převzat z [6]).	28
4.2	Uspořádání zařízení s poddajným rotorem.	29
4.3	První ohybový mód rotoru (vlevo) a druhý ohybový mód.	30
4.4	Díry v hřídeli pro přívod maziva.	30
4.5	Sběrná nádoba pro odvod maziva.	31
4.6	Variety upevnění ložiska (lepené a sevřené).	32
4.7	Řez domkem s pouzdrem a safírovým ložiskem.	34
4.8	Vstupní podmínky analýzy (vlevo), detail zjemněné sítě (vpravo).	34
4.9	Kontaktní tlak mezi pouzdrem a domkem při uložení H6/m6 (vlevo horní část, vpravo spodní).	35
4.10	Součinitel bezpečnosti safírového ložiska (vlevo), redukované napětí pouzdra ložiska (vpravo).	36
4.11	Rozdílná velikost průzorů v pouzdrech ložiska.	36
4.12	Přípravek pro ustavení a safírový kroužek.	37
4.13	Nanášení plastického maziva a kompletace přípravku před aplikací lepidla.	37
4.14	Popis uspořádání optického vzhledu na zařízení.	38
4.15	Úprava pro dávkování maziva s částicemi.	39
4.16	Schéma měřicího řetězce (graf převzat z [6]).	39
4.17	Chyba linearity.	41
4.18	Způsob upevnění snímačů k zařízení (vlevo) a kalibrace snímače.	42
4.19	Fyzické uspořádání měřicího řetězce v rozvaděči.	44
4.20	Uspořádání měřicího interface.	45
4.21	Veličiny pro frekvenční spektrum.	46
4.22	Postup zpracování signálu (graf převzat z [6]).	46
4.23	Signál po aplikaci DC filtru (vlevo) a horní propusti.	47

4.24	Segment signálu v čas. oblasti o délce 0,5 s (vlevo) a po aplikaci Hannova okna.	47
4.25	Vliv váhových funkcí a periodicity signálu na chybu únikem (převzato z [8]).	48
4.26	Spektrum segmentu ve fr. oblasti a frekvence otáčení, k níž je spektrum přiřazeno.	49
4.27	Kaskádový spektrogram vibrační odezvy.	49
4.28	Spektrogram vibrační odezvy.	50
4.29	Vliv házení povrchu rotoru.	50
4.30	Typy nesouososti (převzato z [6], upraveno).	51
4.31	Rotory použité při experimentech.	51
4.32	Otvory pro vyvažování (vlevo) a max. amplitudy při krit. rychlosti pro vývažek 0,4 g.	52
4.33	Spektrogramy pro porovnání nejhoršího a nejlepšího dosaženého vyvážení při přechodu přes kritickou rychlost.	53
4.34	Tlakové pole kluzného ložiska (převzato z [10]).	54
5.1	Spektrální analýza stability pro nejvyšší dosaženou frekvenci otáčení v konfiguraci s poddajným rotorem.	56
5.2	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1A.	57
5.3	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1A.	58
5.4	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S.	60
5.5	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S.	61
5.6	Měřená vzdálenost prohnutého rotoru (vlevo) a opotřebení spodní pánve ložiska.	62
5.7	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 3A.	63
5.8	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 3A.	64
5.9	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S.	65
5.10	Pozorovaná kavitace.	65
5.11	Pozorovaná kavitace.	66
5.12	Pozorované částice Fe v mazivu.	66
5.13	Pozorované částice Fe v mazivu.	67
5.14	Pozorované částice UDDG v mazivu.	67
6.1	Spektrální analýza stability pro konfiguraci 1S.	70
6.2	Porovnání spektrálních analýz získaných predikcí a experimentem. . .	71

SEZNAM TABULEK

4.1	Porovnání vlastností přesných snímačů polohy.	42
4.2	Kalibrace citlivosti snímačů polohy.	43
4.3	Konfigurace a parametry zařízení.	52
4.4	Parametry vyvažování a odpovídající max. amplitudy při kritické rychlosti.	53

SEZNAM PŘÍLOH

- Příloha 1:** Stanovení kritéria bezpečnosti namáhání safírového ložiska
- Příloha 2:** Stanovení přípustného zatížení safírového ložiska
- Příloha 3:** Predikce chování soustavy
- Příloha 4:** Příspěvek na konferenci ASME IDETC/CIE 2018
- Příloha 5:** Výkresová dokumentace

Příloha 1: Stanovení kritéria bezpečnosti namáhání safírového ložiska

Mechanické vlastnosti safíru

Pro provedení základních úvah a napětově-deformačních analýz je zásadní znalost mechanických vlastností safíru. Tyto jsou uceleně popsány v publikaci [24]. Jedná se o monokrystal korundu Al_2O_3 , křehký anizotropní materiál krystalické struktury, tzn. některé mechanické vlastnosti jsou závislé na orientaci krystalové mřížky.

Mez pevnosti v tahu R_{mt} se pohybuje v rozmezí (275 až 400) MPa. Mez pevnosti v tlaku R_{mp} činí 2 GPa. Hodnota modulu pružnosti E nejčastěji používaná pro výpočty je 345 GPa. Poissonovo číslo ν se pohybuje v rozmezí 0,27 až 0,3¹.

Vstupní podmínky analýzy

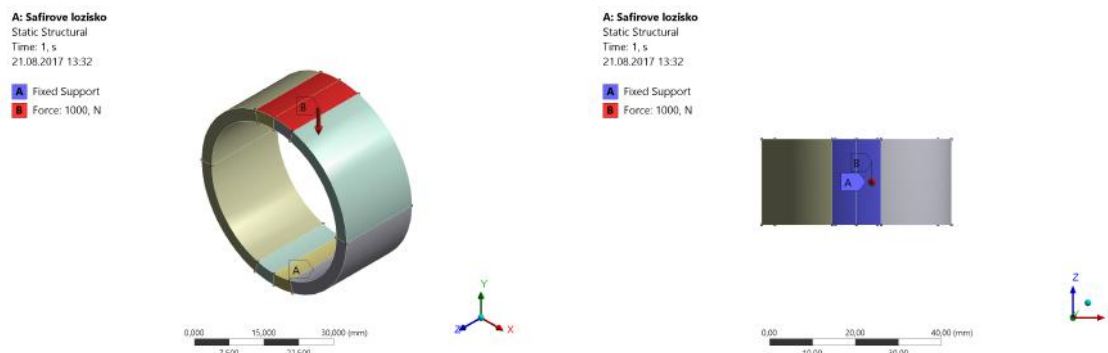
První napětově-deformační analýza zkoumá pouze samotný safírový kroužek, aby bylo zamezeno nepřesnostem vlivem přítomnosti dalších těles. Před stanovením kritéria bezpečnosti bylo nutné zjistit, jakým způsobem se na způsobu deformace projevují vstupní podmínky (hlavně způsob vetknutí).

Bylo zvoleno zatížení 1 kN působící na část vnější plochy směrem do středu ložiska. Tento způsob namáhání má simulovat sevření v domku s (vodorovnou) dělicí rovinou. Aby řešení konvergovalo, je nutné část tělesa vetknout, tj. udělit jí 0 stupňů volnosti. Je však známo, že v okolí tohoto vetknutí vznikají napětové špičky, které by se v reálném případě nevyskytovaly. Bylo proto nutné určit, jaký způsob vetknutí ovlivňuje výsledky méně, zda uchycení za část plochy nebo za virtuální hranu.

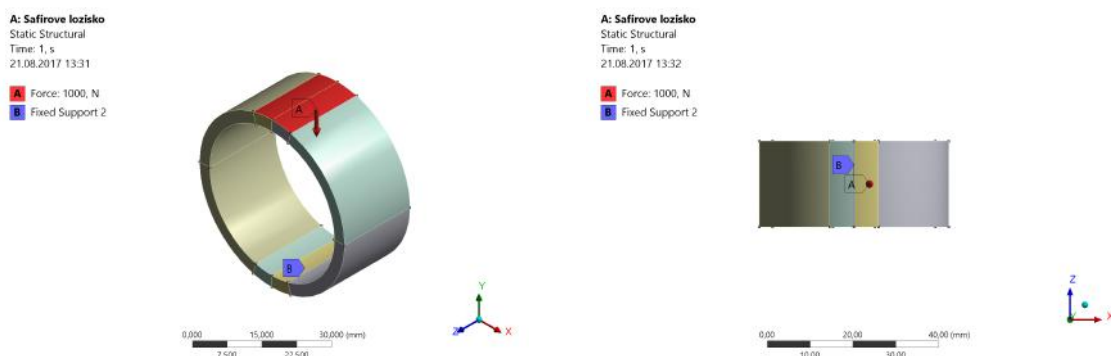
Velikost prvku sítě tělesa ložiska byla nastavena na 0,5 mm, síť se tedy skládala z přibližně 376 tisíc uzlových bodů.

Byly tedy provedeny dvě analýzy s výše zmíněnými vstupními podmínkami, tyto jsou znázorněny na obr. 7.1 a 7.2. Následně byl vyhodnocen průběh redukovaného napětí v tělese ložiska. V reálném případě by měl být průběh napětí, bereme-li v potaz třetí Newtonův zákon, symetrický. Tj. porovnáváme podobnost průběhu

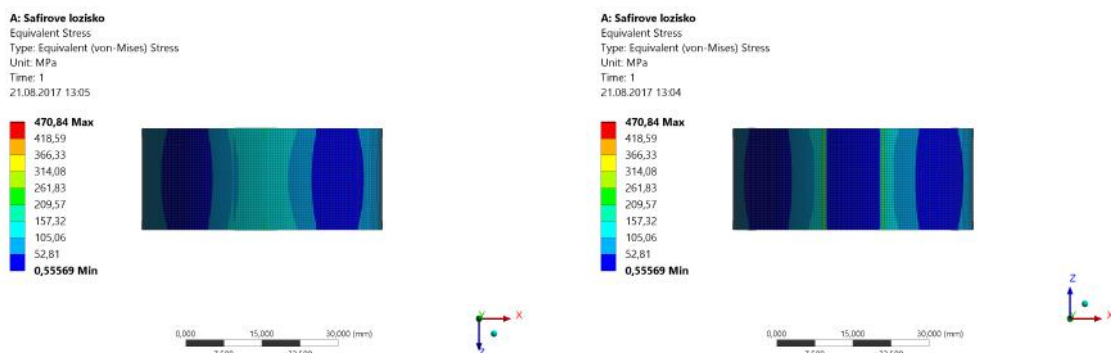
¹Všechny uvedené hodnoty byly získány z [24].



Obr. 7.1 Vstupní podmínky pro vetknutou část plochy safírového ložiska.



Obr. 7.2 Vstupní podmínky pro vetknutou virtuální hranu safírového ložiska.



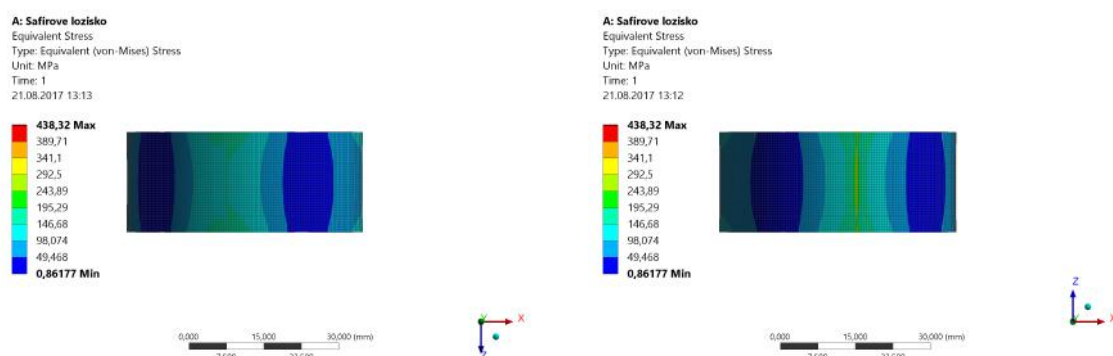
Obr. 7.3 Průběh napětí v horní (vlevo) a spodní části ložiska (vetknutí části plochy).

napětí v horní a spodní polovině² ložiska (rovina symetrie průběhu by měla být dána dělicí rovinou).

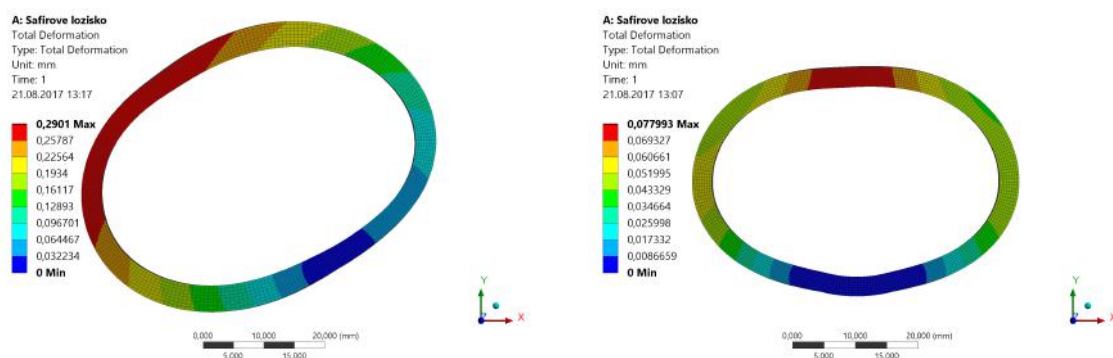
Na obr. 7.3 jsou k porovnání průběhy napětí ložiska, jehož vetknutí bylo provedeno na části spodní vnější plochy. Jsou patrné dvě napěťové špičky v místě ohraňování vetknuté části plochy. Na obr. 7.4 jsou k porovnání průběhy napětí ložiska, jehož vetknutí bylo provedeno na virtuální vnější hraně. Napěťová špička je patrná pouze jedna, právě v místě vetknuté virtuální hrany. Z analýzy vyplývá, že průběhy v obou částech ložiska jsou podobné a navíc napěťová špička vlivem vetknutí nedosahuje tak vysoké hodnoty jako v prvním případě. Lze tedy říci, že se konfigurace vstupních podmínek, kdy je safírový kroužek vetknut virtuální hranou, se více přibližuje předpokládanému reálnému chování. Jediný aspekt deformačního chování u prvního způsobu vetknutí, jenž se blíží více tomu reálnému, je posunutí. Jelikož vetknutí hrany dovoluje v jisté míře natočení celého tělesa, jsou hodnoty posunutí zkrácené, viz obr. 7.5. Ložisko simulované s vetknutou částí plochy dosáhlo maximálního posunutí 0,078 mm, kdežto s vetknutou hranou dosáhlo až 0,29 mm.

Pro snížení výpočetního času je vhodné redukovat počet uzlových bodů sítě, a to např. využitím symetrie analyzovaného tělesa. Tento postup byl aplikován na safírové ložisko. Porovnání s analýzou bez užití symetrie ukazuje, že hodnoty redukováného napětí a jeho průběh se téměř shodují (viz obr. 7.6). Navíc je tímto způsobem eliminován problém natočení okolo virtuální hrany a lze tedy pro interpretaci chování ložiska využít i vypočtené hodnoty posunutí.

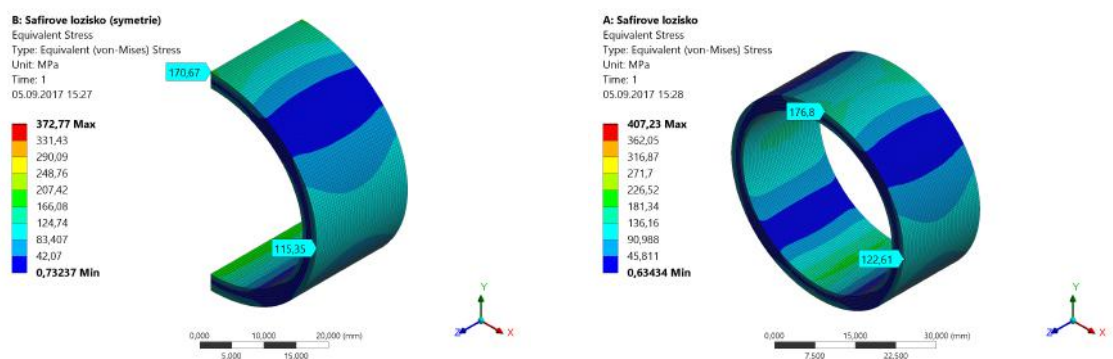
²Polovina je zde míněna pouze obrazně, ve skutečnosti ložisko dělené není.



Obr. 7.4 Průběh napětí v horní (vlevo) a spodní části ložiska (vetknutí virtuální hrany).



Obr. 7.5 Posunutí ložiska s vetknutou hranou (vlevo) a s vetknutou částí plochy (deformace zvětšena 100×).



Obr. 7.6 Porovnání průběhu napětí v safírovém ložisku za a bez použití symetrie.

Bezpečnost namáhání ložiska

Pro veškeré konstrukční návrhy je nutné vhodně stanovit mez namáhání, jež by neměla být překročena. Safír je materiál křehký, tzn. kapacita plastického přetvoření je velmi malá, a tak po překročení meze kluzu dochází záhy k jeho porušení [24, 29]. Tato kapacita přetvoření je natolik malá, že ji lze jen obtížně měřit. Pro potřeby výpočtů lze tedy uvažovat jako mezní stav právě mez pevnosti.

Pro křehké materiály je charakteristická rozdílná únosnost v tahu a tlaku. Z tohoto vychází teorie pevnosti křehkého materiálu. Všeobecně známy jsou dvě základní hypotézy: $\sigma_{\max}$ a Mohrova. Obě hypotézy berou v potaz první a třetí hlavní napětí v materiálu a porovnávají ho s odpovídajícím dovoleným napětím v tahu, resp. v tlaku.

Podmínka $\sigma_{\max}$ je definována následovně

$$\begin{aligned}k_t &= \frac{R_{mt}}{\sigma_1} \\k_p &= \frac{R_{mp}}{|\sigma_3|}\end{aligned}\tag{7.1}$$

$$k^{\sigma_{\max}} = \min(k_t; k_p),$$

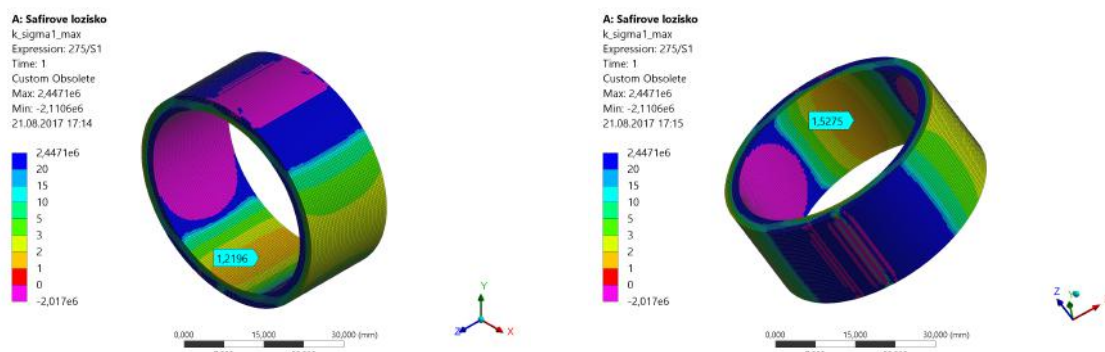
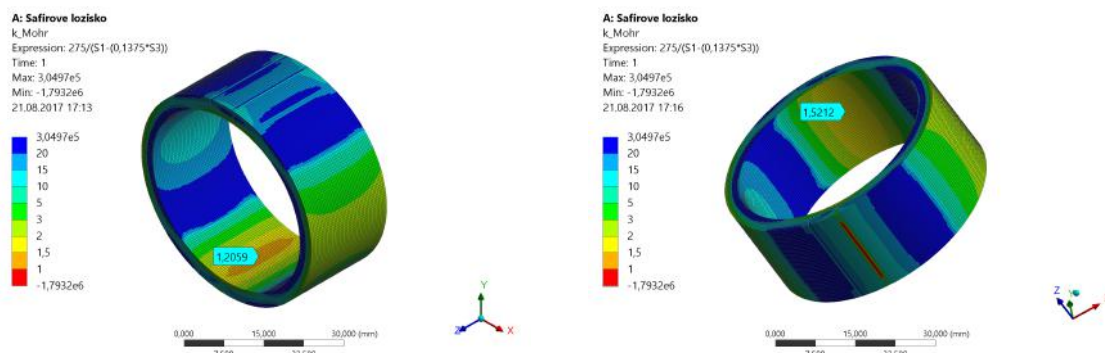
kde k_t představuje součinitel bezpečnosti v tahu a k_p je součinitel bezpečnosti v tlaku. Tato podmínka tedy porovnává největší napětí, tj. tlakové, s mezí pevností v tahu a absolutní hodnotu nejmenšího napětí, tj. tlakového, s mezí pevnosti v tlaku. Problém ve vyhodnocení bezpečnosti však nastane, když se první hlavní napětí dostane do záporných hodnot, tj. namáhá tlakem. V tomto případě je nutné podmínku předefinovat, což je pro automatické vyhodnocení analýzy výpočetním softwarem nevhodné. Nutně to však neznamená, že by v daném místě bylo namáháno nebezpečně, v níže popsané simulaci tomu bylo právě naopak.

Mohrova hypotéza je definována takto

$$\begin{aligned}\sigma_{\text{red}}^{\text{Mohr}} &= \sigma_1 - \rho \cdot \sigma_3 = \sigma_1 - \frac{R_{mt}}{R_{mp}} \cdot \sigma_3 \\k^{\text{Mohr}} &= \frac{R_{mt}}{\sigma_{\text{red}}^{\text{Mohr}}},\end{aligned}\tag{7.2}$$

kde ρ představuje koeficient, jenž je dán podílem meze pevnosti v tahu a meze pevnosti v tlaku. Mohrova hypotéza je konzervativnější než hypotéza $\sigma_{\max}$ a konzervativnost je v této úloze prioritou. Tato hypotéza taktéž podléhá chybné interpretaci, pokud se první hlavní napětí pohybuje v příliš záporných hodnotách, avšak tento jev se po provedení analýzy pro tuto hypotézu vyskytl pouze v oblasti napěťové špičky v těsném okolí vetknuté virtuální hrany ložiska.

Jak již bylo naznačeno, byla provedena analýza s využitím funkce *User Defined Result*, díky které byly aplikovány obě bezpečnostní podmínky přímo do výpočetního prostředí. Z rozsahu hodnot mechanických vlastností materiálu byly uvažovány ty nejnejpřívětivější, tzn. byla zvolena konzervativní cesta. Z důvodu vysoké pořizovací

Obr. 7.7 Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti dle podmínky $\sigma_{\max}$.

Obr. 7.8 Bezpečnost vůči meznímu stavu pevnosti dle Mohrovy podmínky.

ceny safíru je nutné předejít poškození ložiska. Bezpečnost dle podmínky $\sigma_{\max}$ je na obr. 7.7. Fialovou barvou jsou vyznačeny oblasti, kde vypočtená bezpečnost nabývá záporných hodnot, což není relevantní výsledek a příčina je diskutována výše. Nejnižší vypočtená bezpečnost touto metodou činila 1,220.

Bezpečnost dle Mohrovy podmínky je na obr. 7.8. Z obrázku je patrné, že bezpečnost nabývá iracionálních (záporných) hodnot pouze v místě vetknutí virtuální hrany. Dle očekávání ani jiné vypočtené veličiny v těchto místech nevykazují předpokládané reálné hodnoty, tato podmínka bezpečnosti se tedy v této úloze ukázala jako použitelná a bude aplikována i v dalších řešených analýzách. Nejnižší vypočtená bezpečnost touto metodou činila 1,206.

Příloha 2: Stanovení přípustného zatížení safírového ložiska

Namáhání safírového ložiska samotným sevřením pouzdra již bylo stanoveno. Jelikož zařízení dovoluje i zatěžování hřídele pneumatickým válcem, bylo dále nasnadě stanovit maximální zatížení, které safírové ložisko a jeho pouzdro snese bez újmy.

Na obr. 7.9 jsou vstupní podmínky analýzy. Je patrné, že model byl značně redukován, jelikož v této analýze bylo zanedbáno namáhání od předpětí šroubů (vzhledem k volenému přesahu bylo nevýznamné). Spodní plocha je vetknuta a obě poloviny domky jsou svázány pevnou vazbou. Ostatní parametry (výpočetní síť a kontakty) jsou stejné jako v analýzách v kap. 4.2.3, stejně tak byl zachován i přesah pouzdra v domku. Jako zatížení vnitřní ložiska byl vybrán tzv. *bearing load*, který zatěžuje válcovou plochu nikoliv po celém obvodu, ale v oblasti směru působení zatěžovací síly (tj. v tomto případě v horní části ložiska).

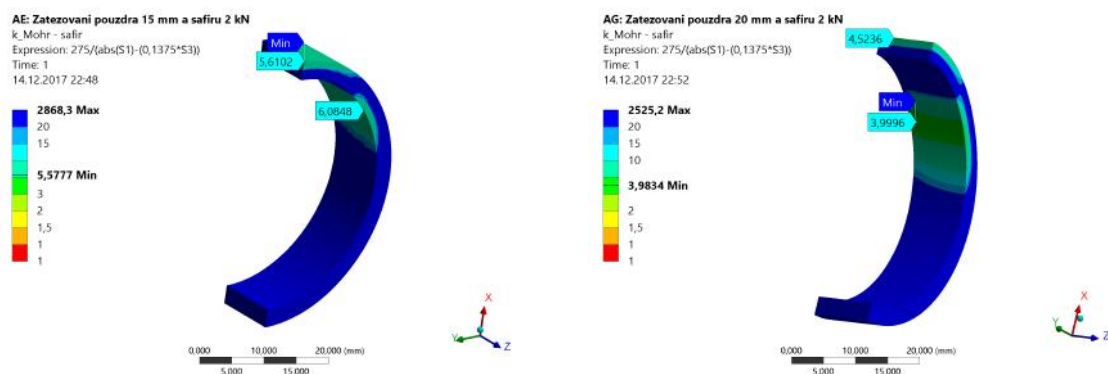
Bylo provedeno porovnání namáhání obou variant pouzdra lišící se šířkou průzoru, tj. (15 a 20) mm. Zatěžovací síla pro obě varianty byla stanovena na 2 kN. Jelikož byla analýza provedena ve čtvrtinové symetrii, na plochu čtvrtiny ložiska působila síla o velikosti 500 N. Na obr. 7.10 je vyobrazen součinitel bezpečnosti tělesa safírového ložiska jak ve variantě s úzkým, tak ve variantě s širokým průzorem. Dle očekávání je součinitel bezpečnosti namáhání ložiska v pouzdu s menším průzorem vyšší, konkrétně má hodnotu 5,6, jelikož se ložisko o pouzdro může ve svislém směru zapřít a přenést tak část zatížení na pouzdro. Ložisko v pouzdu s větším průzorem je při tomto zatížení namáháno se součinitelem bezpečnosti o velikosti 4,0.

Stejná analýza byla provedena i pro zatížení silou o velikosti 4 kN. Součinitel bezpečnosti tělesa safírového ložiska je vyobrazen na obr. 7.11. Ložisko uložené v pouzdu s menším průzorem je namáháno se součinitelem bezpečnosti 3,5. Kdežto v pouzdu s větším průzorem je namáháno se součinitelem bezpečnosti pouze 2,5.

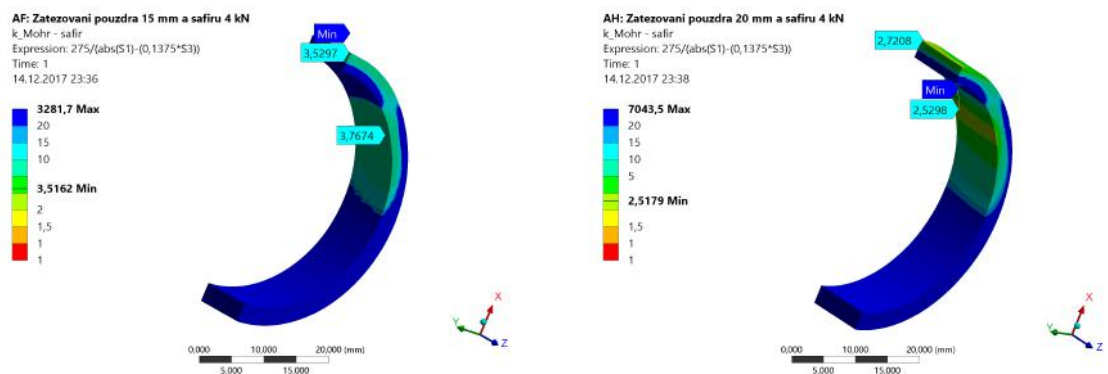
Při zatížení ložiska silou 4 kN vzniká nezanedbatelné napětí i v tělese pouzdra. Průběh hodnot napětí je na obr. 7.12. V pouzdu s menším průzorem dosahuje hodnot 43 MPa, kdežto v pouzdu s větším průzorem až 90 MPa, kde dochází k výraznému vrubovému namáhání v místě zaoblení hranice výseče. Napětí v obou variantách pouzdra je nezanedbatelné, avšak jeho hodnoty nedosahují příliš vysokých hodnot.



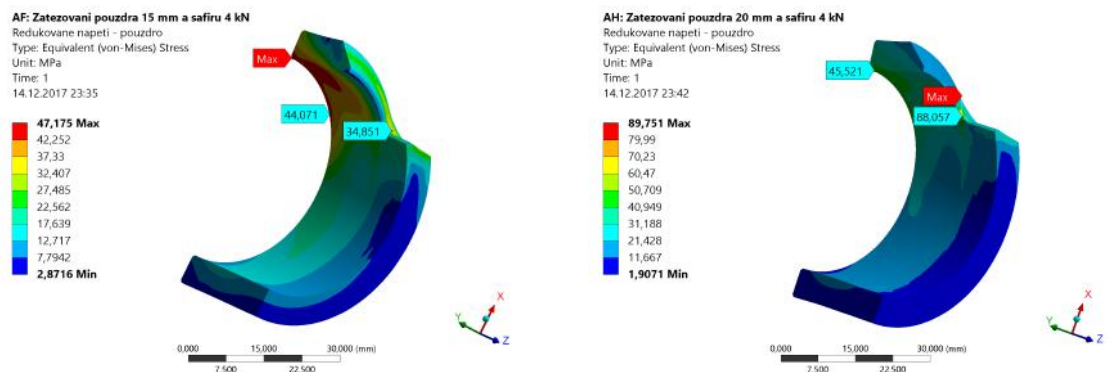
Obr. 7.9 Vstupní podmínky analýzy zatěžování, 15 mm průzor (vlevo) a 20 mm průzor (vpravo).



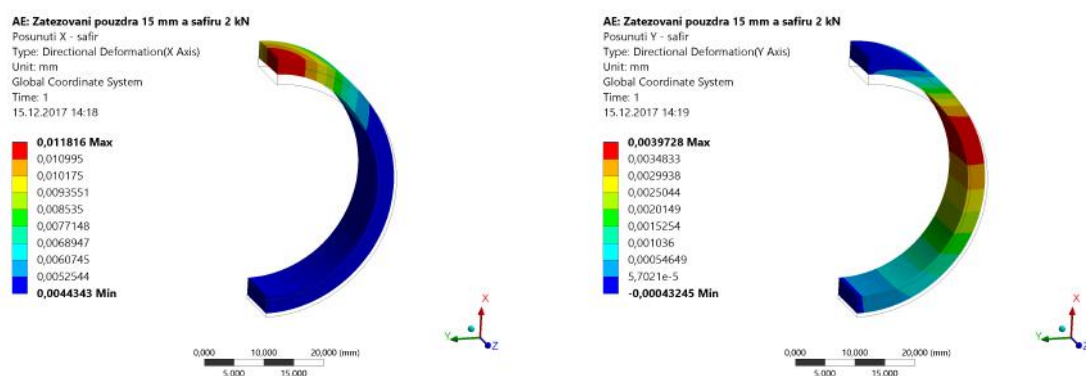
Obr. 7.10 Součinitel bezpečnosti safírového ložiska pro průzor pouzdra 15 mm (vlevo) a 20 mm (vpravo) při zatížení 2 kN.



Obr. 7.11 Součinitel bezpečnosti safírového ložiska pro průzor pouzdra 15 mm (vlevo) a 20 mm (vpravo) při zatížení 4 kN.



Obr. 7.12 Průběh redukovaného napětí v tělese pouzdra 15 mm (vlevo) a 20 mm (vpravo) při zatížení 4 kN.



Obr. 7.13 Posunutí safírového ložiska v pouzdra s 15 mm průřezem ve svislé (vlevo) a vodorovné ose (vpravo) při zatížení 2 kN, deformace zvětšena $150\times$.

Ač se může zdát bezpečné namáhat safírové ložisko zatížením s bezpečností vůči meznímu stavu porušení o hodnotě 3,5, resp. 2,5 pro pouzdro se širším průřezem, safír je velmi křehký materiál s anizotropními vlastnostmi a jeho chování pod zatížením může být nevyzpytatelné. Taktéž je vhodné podotknout, že náklady na výrobu safírového ložiska jsou poměrně vysoké. Dle mého názoru není vhodné překračovat hodnotu součinitele bezpečnosti namáhání 5,6, resp. 4,0, již odpovídá síla o velikosti 2 kN působící na ložisko³.

Změna radiální vůle při zatížení

Zásadním vstupním parametrem při testování kluzných ložisek je radiální vůle. Je proto žádoucí znát, jak vnější zatížení ovlivní její velikost.

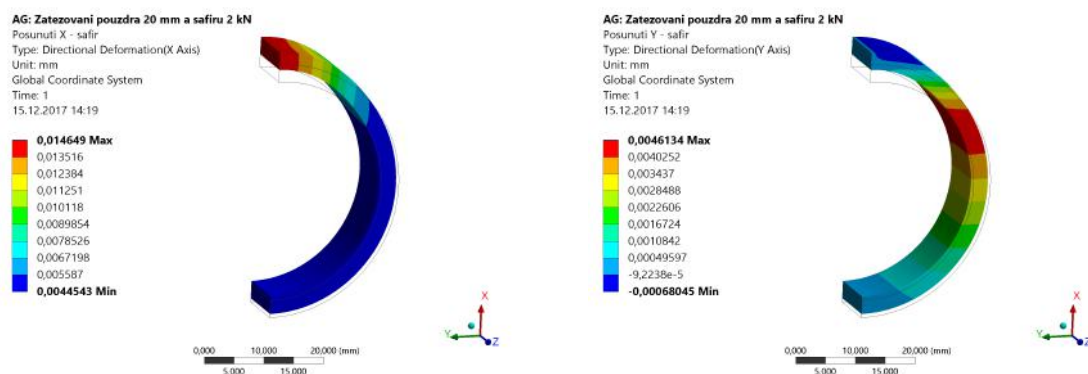
Bylo provedeno porovnání deformací ložisek v obou variantách pouzdra při zatížení ložiska silou o velikosti 2 kN, přičemž podmínky analýzy byly stanoveny stejně jako v analýzách popsanych výše. Na obr. 7.13 je zobrazeno posunutí ložiska v pouzdra s 15 mm průřezem. Ve svislé ose dojde k max. posunutí o 11,8 μm , avšak jedná se o posunutí absolutní. Pokud bychom ho vztáhli na změnu vůle v ložisku, tj. rozdíl max. a min. posunutí ložiska, zjistíme, že se tato vůle zvětší o hodnotu 7,4 μm ve svislém směru. Ve vodorovném směru dojde k relativnímu posuvu o 3,9 μm . Tento posuv však podléhá symetrii, celková vůle ve vodorovném směru se tedy při zatížení zmenší o 7,8 μm .

Na obr. 7.14 je zobrazeno posunutí ložiska v pouzdra s 20 mm průřezem. Ve svislém směru se při zatížení zvětší celková vůle o 10,1 μm , kdežto ve vodorovném směru se celková vůle zmenší o 9,2 μm .

Pro představu lze tyto změny celkové vůle vztáhnout na původní konfiguraci zařízení: vnitřní průměr jednoho z vyrobených safírových ložisek má hodnotu $\varnothing 38,046 \text{ mm}$. Průměr původní hřídele, jež byla navržena předchozím řešitelem, činí $\varnothing 37,896 \text{ mm}$. Celková vůle uložení tedy má hodnotu 150 μm , radiální vůle činí potom 75 μm .

Při zatížení ložiska silou o velikosti 2 kN dojde při uložení v pouzdra s úzkým (15 mm) průřezem ke: **zvětšení** vůle ve svislém směru o 10 %; **zmenšení** vůle ve vodorovném směru taktéž o 10 %.

³Což znamená, že při konfiguraci zařízení se symetricky vzdálenými bočními domky od zatěžovacího členu by nemělo být překročeno zatížení hřídele o velikosti 4 kN.



Obr. 7.14 Posunutí safírového ložiska v pouzdra s 20 mm průřezem ve svislé (vlevo) a vodorovné ose (vpravo) při zatížení 2 kN, deformace zvětšena 150×.

Při stejném zatížení a uložení v pouzdra s širokým (20 mm) průřezem dojde ke: **zvětšení** vůle ve svislém směru o 13 %; **zmenšení** vůle ve vodorovném směru o 12 %.

Lze tedy konstatovat, že při zatěžování dostává ložisko eliptický tvar a dochází ke změně radiální vůle ložiska v nezanedbatelné míře.

Příloha 3: Predikce chování soustavy

Autory numerických simulací chování rotorové soustavy v závislosti na různých okrajových podmínkách jsou Ing. Luboš Smolík a Ing. Jan Rendl z Fakulty aplikovaných věd ZČU. Parametry analýzy jsou vždy uvedeny v titulku grafů.

