https://doi.org/10.26552/ pas.Z.2024.2.13

VYUŽITÍ METOD VIBRAČNÍ ANALÝZY PRO KONTINUÁLNÍ SLEDOVÁNÍ TECHNICKÉHO STAVU KRITICKÝCH PRVKŮ LETECKÉHO TURBÍNOVÉHO MOTORU

Dominik Michael Mrakvia
Air Transport Department
University of Žilina
Univerzitná 8215/1
010 26 Žilina

Michal Hrúz
Air Transport Department
University of Žilina
Univerzitná 8215/1
010 26 Žilina

Abstract

The reliable operation of an aircraft turbine engine is critical to the safety, regularity and economy of airline operations. Existing methods for vibration diagnostics of jet engines have provided valuable information on potential problems and have proven to be an important and irreplaceable tool for jet engine maintenance, especially for predictive maintenance. However, real-time vibration diagnostics of critical components of in-service jet engines is only marginally used and its full potential is not being realised. The main objective of this work is to verify the use of vibration analysis methods currently used in the diagnostic processes of continuous condition monitoring of aircraft jet engines and, in addition, new advanced analysis methods in the environment of a newly designed vibrodiagnostic setup for the purpose of simulating selected types of damage to critical parts of an aircraft turbine engine. The first sub-target is to design, develop and verify the functionality of the vibrodiagnostic assembly for data acquisition and subsequent analysis. The second sub-task is to monitor and record vibrodiagnostic data using an accelerometer. The nature of each simulated condition is determined using vibration signal analysis methods. This provides a small-scale analogy to the diagnostic processes of critical elements of an aircraft turbine engine. The thesis also focuses on the potential for innovation in this area, particularly by improving the use of measured data. The results of the analysis are used to develop a proposal for a possible vibration monitoring system for use in engines currently in service.

Keywords

jet engine, vibration diagnostics, vibrostand, simulation of bearing failures, bearings

1. Úvod

Rotační stroje hrají v současném světě zásadní roli v průmyslových odvětvích, kde plní náročné úkoly v drsných podmínkách, včetně velkého zatížení, vysokých teplot a nepříznivých podmínek. Dlouhodobé vystavení tak náročným podmínkám však činí tyto stroje náchylnými k případnému poškození a vznikům poruchových stavů [1,2]. V letectví je obrovský důraz je kladen na pohonnou jednotku, neboť motory jsou považovány za srdce letadla. Porucha nebo selhání v těchto životně důležitých komponentech může vést k může vést k velmi vážným následkům zahrnujícím nejen vysoké finanční ztráty, ale také ztráty na životech. Moderní dopravní letadla jsou vybavena systémy sledujícím stav motorů (EHMS), které sbírají data o parametrech z rozličných senzorů, jako jsou vibrace, teplota, tlaky apod. [3], za účelem vyhodnocení aktuálního stavu motoru a poskytování včasných varování před dosažením kritického stavu komponent leteckého motoru [4]. Je známo, že vibrace jsou nejčastěji užívaným parametrem pro sledování stavu rotačních strojů napříč různými průmyslovými odvětvími [5]. Napříč různými analytickými metodami je vibrační analýza považována za jednu z nejrozšířenějších a nejpoužívanějších metod sledování stavu [6]. Hlavním důvodem využití metod vibrační analýzy je jejich schopnost identifikovat 90 % poruchových stavů v rotačních strojích [7]. Většina systémů monitorujících vibrace je omezena pouze na sledování vibrací způsobených nevyváženým rotorem nebo převody, ale také ložisky [3]. Součásti vykazující závady nebo poškození, jako jsou ložiska, vytvářejí dodatečné dynamické síly charakterizované periodickou nebo stochastickou povahou [5]. Nepřetržité mechanické rázy, které jsou důsledkem poruchy procházející, vytvářejí sled impulsů patrný v signálu ložiska. Tyto dopady modulují signál na charakteristických frekvencích spojených s lokalizací defektu, jako jsou: základní frekvence valivých elementů (FTF), frekvence přechodu valivého elementu (BPF), frekvence přechodu valivého elementu po vnitřním kroužku (BPFI) a frekvence přechodu valivého elementu po vnějším kroužku (BPFO) [9–11]. Je důležité zmínit, že skutečné charakteristické frekvence mohou vykazovat nepatrné odchylky od vypočtených hodnot, typicky v rozmezí několika procent [12]. Velký důraz je v současnosti kladen na hledání možností extrakce příznaků a diagnostiky poruch založených na pokročilém zpracování signálů, které lze využít v algoritmických procesech diagnostických modelů pro EHMS. Mnoho nedávných studií se zabývá slibnými technikami zaměřenými na měření nelinearity vibračního signálu, jako je Rekurentní kvantifikační analýza (RQA), Empirický modální dekompozice (EMD) a Symbolická dynamická analýza (SDA). Tyto metody již byly použity u analýzy ložisek [13], palivového čerpadla [14] nebo defektu ozubeného kola [15] a dalších rotačních zařízení. Autoři nabízejí prozkoumání technik použitelných pro systémy monitorování stavu leteckých motorů, přičemž zdůrazňují jejich schopnost detekovat jemné dynamické změny svědčící o raných známkách poškození. Článek podrobně popisuje návrh a konstrukci specializovaného vibračního zařízení pro simulaci defektů ložisek, na kterém jsou nasimulovány tři různé poruchové stavy na kuličkových ložiskách, aby napodobily provozní poruchy součástí leteckých motorů. Pro identifikaci simulovaných podmínek byly provedeny analýzy v časové a frekvenční oblasti. Kromě toho jsou prezentovány tři pokročilé metody zpracování signálu vhodné pro extrakci vlastností a

diagnostiku poruch v kritických součástech leteckých motorů, jako jsou ložiska. Integrace těchto metod má potenciální výhody, zejména ve zvýšení spolehlivosti a udržitelnosti životně důležitých částí leteckého pohonného systému, čímž přímo ovlivňuje bezpečnost letu.

2. Metodika a metody zkoumání

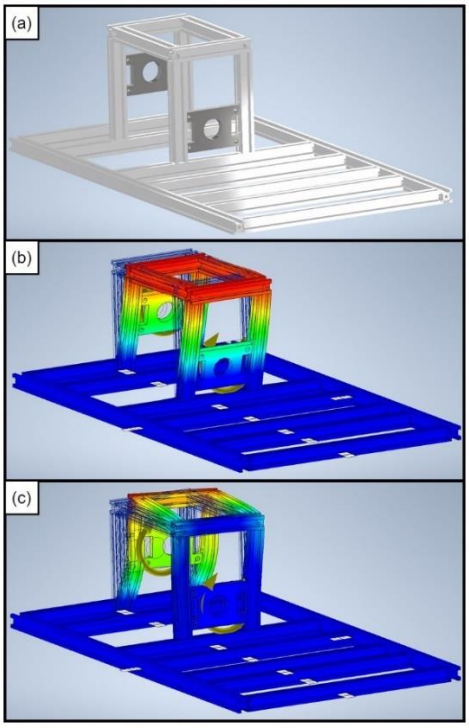
K ověření tvrzení týkajících se potenciálních zlepšení je třeba provést experiment. Za tímto účelem je nutné navrhnout a zkonstruovat zařízení schopné simulovat různé závady srovnatelné s těmi, které by se mohly vyskytnout na proudovém motoru. Toto zařízení musí kopírovat charakteristiky rotačního stroje v malém měřítku a být doplněné ložisky a hřídelí. Je důležité, aby zařízení bylo schopné měřit a zaznamenávat vibrace během provozu. Tato část poskytuje přehled metodologie současných přístupů k monitorování stavu leteckých motorů pro lepší pochopení zamýšlených návrhů. Samostatné části jsou věnovány měřicí aparatuře pro vibrační testování poruchových stavů ložisek a přehledu tří pokročilých analytických technik pro zpracování signálů, které mají potenciál být využity v níže popsaných aplikacích a jejichž výsledky lze porovnat s poznatky prezentovaného článku.

2.1. Přehled systémů měření vibrací leteckých proudových motorů

Primární důraz v monitorování stavu leteckých motorů na základě vibrací je kladen na referenční, nebo také tzv. baseline, měření, klasifikace poruch a prognózy nebo diagnostiky poruch [3,16]. Monitorování vibrací v leteckých proudových motorech v reálném čase je nezbytné pro zajištění jejich optimálního provozu a technického stavu. Stávající monitorovací systémy využívají dobře rozmístěné senzory měřící vibrace (akcelerometry) v různých sekcích motoru. Algoritmus systému identifikuje a sleduje nejvyšší vibrace napříč sekcemi motoru a poskytuje tak komplexní pohled na dynamiku. Historická data z minulých letů jsou sledována prostřednictvím zprávy ACMS (Assessing and Measuring vibrations – vyhodnocování a měření vibrací). V některých systémech více algoritmů firmwaru přispívá ke komplexnímu monitorování vibrací ložisek na základě jedinečné charakteristiky motoru. Takový přístup ke sledování aktuálních údajů o vibracích a jejich porovnávání s historickými hodnotami umožňuje posoudit jakékoli odchylky nebo trendy. Když monitorované údaje o vibracích překročí předem definované prahové hodnoty, spustí se výstraha sloužící jako indikace, že stav monitorovaných ložisek vykazuje anomálie, což si vyžádá další kontrolu nebo údržbu. Výše uvedené systémy však nejsou schopny přesně diagnostikovat konkrétní poškozené díly a v některých případech rozpoznat typ poškození, které problém způsobuje. To lze provést hloubkovou analýzou naměřených údajů o vibracích. Změna amplitudy nebo jiných vibračních charakteristik by mohla naznačovat různé poruchové stavy součástí motoru. Spolehlivá indikace závady v její rané fázi a posouzení její povahy a stádia v reálném čase by mohly být velmi přínosné především pro plánování údržby, přizpůsobení logistiky náhradních dílů, dokonce i pro zamezení nákladným prostojům. Těchto schopností by bylo možné dosáhnout využitím vhodných analytických metod v jednotkách systémů monitorování vibrací představujících základní součásti systémů sledování stavu leteckých motorů.

2.2. Návrh a konstrukce zařízení pro vibrační diagnostiku (vibrostand)

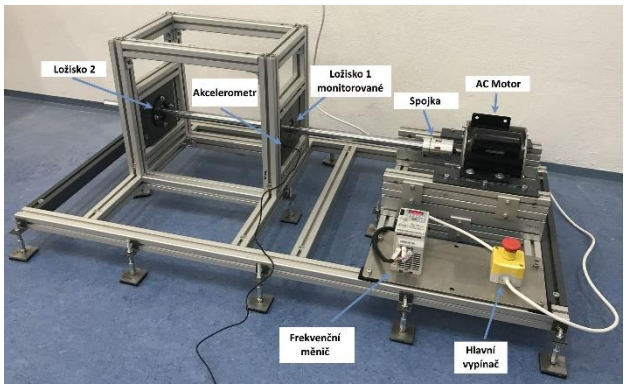
Vibrační zkušební zařízení, tzv. „vibrostand“ bylo navrženo a zkonstruováno pro účely simulace a sledování závad, které se mohou vyskytnout při provozu leteckého motoru a jeho kritických součástí, jako jsou ložiska a hřídele. To poskytuje analogii s možnými provozními poruchovými stavy v malém měřítku. Pokud jde o konstrukční kritéria, vycházela z potřeby vytvořit vibrační zařízení, které by bylo poháněno 400wattovým elektromotorem na střídavý proud přenášejícím spojkou svůj točivý moment na hřídel o průměru 25 mm. Samotná hřídel bude procházet dvěma ložisky (sledovaným a nosným) uloženými v ložiskových domcích. Vzdálenost mezi ložiskovými domky by měla být dostatečná, aby byla zajištěna dostatečná vzdálenost pro instalaci kotouče se závažími a zajišťovací příruby určených pro budoucí experimenty, které nejsou předmětem tohoto článku. Jedním z kritérií bylo, že konstrukce musí být dostatečně tuhá, aby odolala všem silám a tahům, které při provozu vznikají. Z tohoto důvodu byla navržená konstrukce podrobena modální analýze v softwaru Autodesk Inventor 2023, jak je vidět na obr. 1, za účelem zjištění kritických oblastí konstrukce, které byly následně dodatečně vyztuženy a zajištěny. Rám byl vyroben z hliníkových profilů, protože umožňovaly relativně snadnou instalaci, modulárnost konstrukce a umožňovaly správné spojení s ložiskovými domky a umožňovaly jejich nastavení jak ve svislé, tak ve vodorovné ose. To bylo důležité, protože umístění hřídele, motoru a ložiskového pouzdra muselo být přesně v ose, aby se ve spektrech zabránilo nežádoucím vibracím způsobeným nesouosostí.



Obr. 1. Model vibrostandu (a) a jeho modální analýzy při točivém momentu 10 Nmm (b – frekvence 139,71 Hz a c – frekvence 310,03 Hz)

Další výhodou použití hliníkových profilů byla jejich relativně nízká hmotnost. Kromě toho byly na finálním rámu namontovány stavitelné nohy se silnými antivibračními pryžovými podložkami. Antivibrační guma byla také umístěna

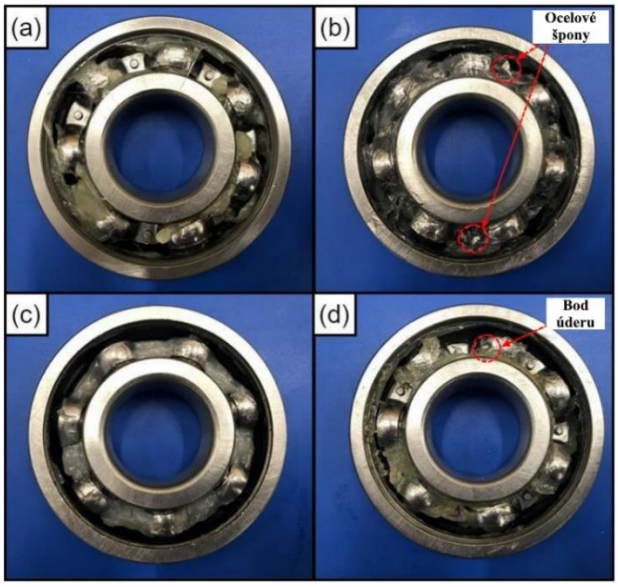
mezi nohy motoru a profily, ke kterým byla připevněna, aby se snížily vibrace motoru a minimalizoval se výskyt rezonančních jevů, což umožňuje sledovat pouze vibrace, které jsou z hlediska analýzy zajímavé. Dva kusy ložiskových domků vyrobené z vysokopevnostní oceli byly navrženy tak, aby se otvory na jedné straně překrývaly a na druhé straně byly namontovány krytky, které po dotažení tlačí na vnější kroužek ložisek. Takto jsou držena na místě a zabraňuje se jejich klouzání a posouvání podél hřídele. Finální podoba zařízení je viditelná na obr. 2.



Obr. 2. Popis jednotlivých částí vibrostandu

2.3. Experimentální testování poruchových stavů ložisek

Pro účely tohoto článku byl vibrostand použit k simulaci následujících stavů ložisek: (a) referenční měření, (b) kontaminace ložiska cizími předměty (ocelové špony), (c) kontaminace palivem a (d) mechanické poškození klece ložiska. Kontaminace maziva ložiska – vazelíny bylo dosaženo smícháním a vtlačením dvou gramů ocelových špon do maziva ložiska. Pro simulaci znečištění ložiska provozní kapalinou bylo ložisko (se sejmutými krytkami) ponořeno na 5 minut do vaničky s leteckým palivem. Pro simulaci podmínek, které by mohly nastat v proudových motorech, byl jako kontaminant použit letecký petrolej obchodního označení JET-A1. Po tomto namočení byly krytky nasazeny zpět na svá původní místa a ložiska byla připravena k umístění do domků pro testování. Vzhledem k tvrdosti jednotlivých dosedacích ploch bylo rozhodnuto poškodit nejslabší část ložiska, přesněji klec fyzickým úderem. Uvedené přístupy byly použity pro simulaci poruchových stavů, které se mohou vyskytnout během provozu motoru a byla tak vytvořena analogie skutečné degradace v praxi. Zároveň takto nastavený experiment poskytuje benchmarková data a umožňuje ověřit navržené metody v praxi v rámci budoucího výzkumu. Detailní obrázek jednotlivých testovaných poruchových stavů je na obr. 3 níže.



Obr. 3. Detail na jednotlivé testované poruchové stavy

Vibrostand byl před testováním ponechán běžet 10 minut, aby došlo k zaběhnutí a vytvoření stejnoměrně vyváženého stavu. Nohy byly upraveny podle vibračního spektra. Při nastavené frekvenčního měniče na 50 Hz byly při testování ložisek naměřeny konstantní otáčky 990 ot./min. Všechna tři ložiska podrobená testování byla typu MTM 6305 2RS. Vibrační signály každého ložiska byly zpočátku měřeny, aby se stanovily referenční podmínky představující jejich normální, bezvadný provoz. Následně byla znovu provedena měření po vytvoření poruchového stavu. Pro sledování vibračního signálu ve třech osách byl na straně ložiskového domku magnetem připevněn akcelerometr Recovib Feel 2G/6G se vzorkovací frekvencí 1024 Hz. Orientace os je zobrazena na obr. 4. Každý stav byl měřen pětkrát a každé měření mělo délku devět sekund.

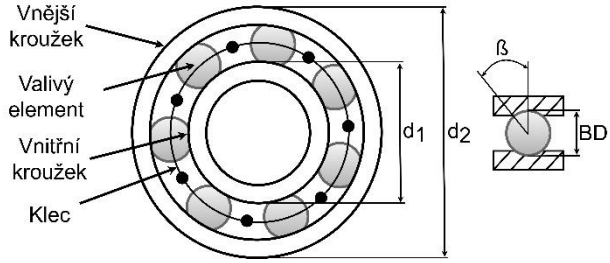
Obr. 4. Orientace os akcelerometru

Každý vzorek vibrací byl podroben analýze v časové a frekvenční oblasti, aby se identifikovaly změny v hodnotách střední kvadratické hodnoty (RMS) a amplitud kritických frekvencí ložisek. RMS (představující efektivní hodnotu vibračního signálu) se běžně používá k určení závažnosti poškození a rozvinutí

poruchového stavu (vibrační energie) zařízení a vypočítává se podle následujícího vzorce:

$$RMS = \sqrt{\frac{1}{N}\sum_{i=1}^{N} a_i^2} \quad (1)$$

Oblastí zájmu byly následující kritické frekvence: otáčková frekvence (fr), frekvence přechodu valivého elementu po vnějším kroužku (BPFO), frekvence přechodu valivého elementu po vnitřním kroužku (BPFI), základní frekvence valivých elementů (FTF) nebo frekvence selhání klece, a frekvence otáčení valivých elementů okolo své osy (BSF). Pro lepší názornost jsou jednotlivé části ložiska popsány na obr. 5. kde β představuje kontaktní úhel valivého elementu ložiska.



Obr. 5. Popis jednotlivých částí ložiska a rozměrů

Kritické frekvence byly vypočteny podle následujících vzorců (2)-(7), kde NB představuje počet valivých těles v ložisku, v tomto případě sedm kuliček a PD je střední průměr ložiska.

$$f_r = \frac{n}{60} \quad (2)$$

$$PD = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3)$$

$$BPFI = \frac{1}{2} f_r N_B \left[1 + \left(\frac{BD}{PD}\cos\beta\right)\right] \quad (4)$$

$$BPFO = \frac{1}{2} f_r N_B \left[1 - \left(\frac{BD}{PD}\cos\beta\right)\right] \quad (5)$$

$$FTF = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \left(\frac{BD}{PD}\cos\beta\right)\right] \quad (6)$$

$$BSF = \frac{PD}{BD} f_r \left[1 - \left(\frac{BD}{PD}\cos\beta\right)^2\right] \quad (7)$$

Údaje poskytnuté výrobcem ložisek byly použity k ověření výsledků získaných z výše uvedených vzorců (2)-(7). Výsledky jsou uvedeny v tabulce 1.

Tabulka 1. Zájmové frekvence pro detekci poruchových stavů ložisek

Kritické frekvence	***FTF***	***F_r***	***BPFO***	***BSF***	***BPFI***
Frekvence (Hz)	6	16.5	42	58	73

2.4. Navrhované pokročilé metody zpracování signálu

Jak je v tomto článku dále prokázáno, je možné rozlišit poruchy ložisek na základě analýzy rychlé Fourierovy transformace. Tato metoda se dnes spolu s obálkovou analýzou vibrací používá k diagnostice vad a poruch ložisek na rotačních strojích. Je předpokládáno, že jiné analytické metody by mohly poukázat na změny vibrací mnohem dříve a tak včas diagnostikovat poruchy, aby se snížilo riziko poškození ostatních částí motoru. V rámci této části práce je uvedeno srovnání mezi nimi a shrnutí jejich diagnostického potenciálu.

a) Rekurentní kvantifikační analýza (RQA)

Rekurentní kvantifikační analýza (RQA) je technika používaná pro nelineární analýzu časových řad, která umožňuje vizualizaci a studium opakujících se vzorů měření v čase [17]. Graf opakování, grafické znázornění této analýzy, je vytvořen porovnáním každého bodu v časové řadě a výsledkem je dvourozměrný obrazec odrážející opakování v datech. Tento graf lze analyzovat za účelem zjištění změn ve vzorcích a lze kvantifikovat charakteristiky. Mezi ty patří míra opakování a trvání opakujících se rekurencí. Parametry, jako je entropie, určují náhodnost, přičemž vyšší entropie naznačuje větší nepředvídatelnost. Tyto analýzy pomáhají při systematickém hodnocení struktury a dynamiky měřených komponent. RQA je široce používána v různých oblastech jako je strojírenství, ekonomie a lékařství, čímž existuje potenciál pro jeho aplikaci v diagnostice vibrací kritických prvků leteckých motorů. Předchozí studie, kterou provedli Pecho a Bugaj [14], prokázala použití RQA k vývoji standardů poruch a vzorů pro simulované poruchy palivového čerpadla. RQA vyniká svou schopností zachytit složité a nelineární vzory, včetně neperiodických frekvencí. Zatímco vibrace poškozených ložisek jsou obecně periodické, rané fáze poruchových stavů mohou vykazovat neperiodické vibrace. Citlivost RQA na změny v opakujících se vzorcích z ní činí vhodnou volbu pro detekci anomálií nebo nepravidelností ve vibracích. Kombinace metod analýzy FFT a RQA by mohla poskytnout komplexní přístup, který podpoří schopnost diagnostikovat poruchové stavy v raných i pozdějších fázích vývoje poruchového stavu proudového motoru. Tato integrovaná metoda je zvláště příslibem pro pokrokové strategie prediktivní údržby.

b) Symbolická dynamická analýza (SDA)

Funguje tak, že mapuje konkrétní rozsahy amplitud na symbolickou reprezentaci. Tyto symboly pak vytvářejí sekvence popisující vývoj vibračních signálů. Na základě toho je možné kvantifikovat vibrační vzorce a jejich složitost. To se provádí pomocí měření entropie, kde vysoká entropie, stejně jako v jiných popsaných analytických metodách, poukazuje na složitější a měnící se systém, zatímco změny v něm mohou signalizovat anomálie. Pomocí toho by bylo možné detekovat a katalogizovat poruchové stavy ložisek. Taková možnost byla studována v článku [18], kde bylo cílem analyzovat poruchu převodovky pomocí SDA. Jejich výsledky prokázaly její využití pro diagnostiku poruch. Na základě naměřeného vibračního signálu byla vytvořena fázová mapa spolu s Poincarého grafem a na základě umístění bodů na grafu je detekován poruchový stav. Výzkumníci také poukázali na to, že tato metoda je poměrně jednoduchá a má nízké nároky na výpočetní výkon, protože k diagnostice poruchového stavu je zapotřebí pouze 12 funkcí. Diagnostikoval také chyby s velmi vysokou mírou spolehlivosti, a to vyšší než 95 %. Implementace takové metody pro letecké proudové motory by mohla vyústit ve spolehlivou a výpočetně nenáročnou metodu vibrační diagnostiky v reálném čase. Zjednodušeně řečeno, tato metoda analýzy nabízí symbolické znázornění naměřených vibračních signálů, čímž usnadňuje rozpoznávání vzorů a detekci anomálií, jak je popsáno výše.

c) Empirický rozklad módů (EMD)

EMD (Empirical Mode Decomposition) je technika zpracování signálu, která umožňuje rozložit komplexní signál na jednodušší komponenty. To se provádí rozkladem naměřeného vibračního signálu na funkce vnitřního režimu (IMF – Intristic Mode Functions). Každá představuje úzkopásmovou oscilaci, která je přítomna v původním signálu. Ty jsou pak spojeny do funkcí kombinovaného režimu (CMF – Combined Mode Functions), což umožňuje rozdělit vibrační signál na 3 části, a to: šum, signál a trend. Na základě tohoto rozkladu signálu jsou detekovány a kategorizovány poruchy, jak uvádí studie [15]. Studie se zaměřila na detekci vad ložisek v jejich raných fázích, kdy jsou vibrační vzory doprovázející přítomnost vad běžně maskovány hlukem. V tomto případě byla metoda EMD použita jako doplňková metoda zaměřená na odfiltrování šumové části rozdělením komplexního signálu rotačního stroje na tři výše uvedené části. EMD je další analytickou metodou, která by mohla být přínosná v oblasti diagnostiky vibrací proudových motorů v reálném čase, zejména pro svou schopnost zachytit a vyhodnotit nestacionární vibrace s časově proměnnými frekvencemi. V určitých případech může EMD čelit problémům, jako je mísení módů, a může být citlivá na šum.

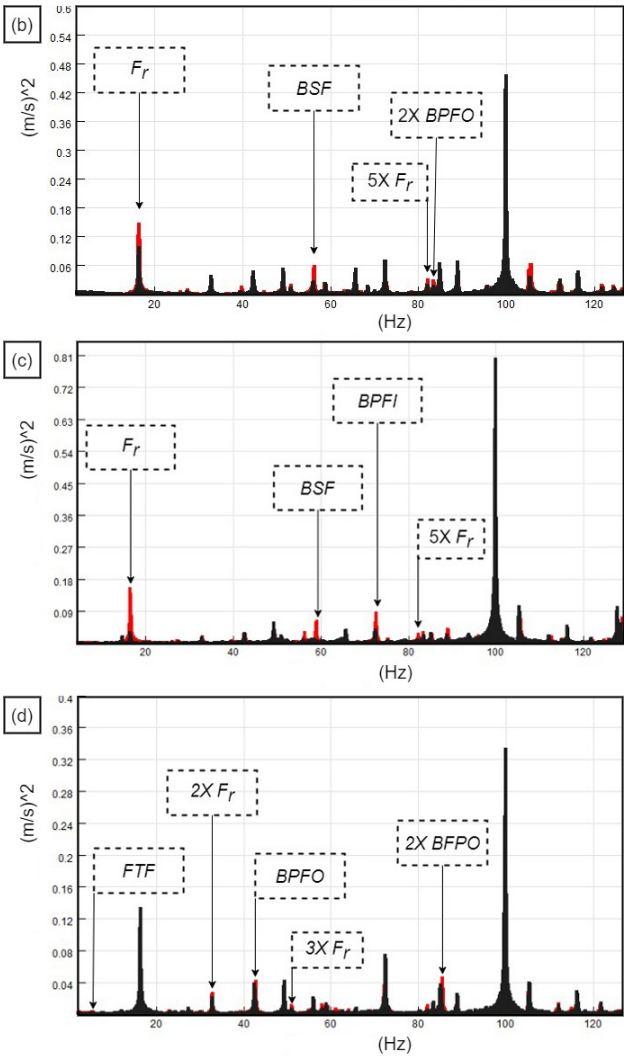
3. Výsledky

V této části jsou uvedeny statistiky průměrných hodnot amplitud pro sledované frekvence a také analýzy ve frekvenční oblasti a jejich porovnání pro jednotlivé testované poruchové stavy. Podle průměrných hodnot uvedených v tabulce 2, hodnoty výrazně klesly v ose y (axiální směr). Existuje proto předpoklad, že nejvyšší změny frekvencí, které nás zajímají, mohou být patrné v axiálním směru, proto je analýza dále zaměřena na tuto specifickou osu.

Tabulka 2. Porovnání průměrných hodnot RMS

Rozdíl RMS	*Osa X (%)*	*Osa Y (%)*	*Osa Z (%)*
Con. (a) – Con. (b)	4	-60	-37
Con. (a) – Con. (c)	3	-11	-7
Con. (a) – Con. (d)	11	-33	-1

Jak je vidět na obr. 6. (b), přítomnost ocelových špon ve spektru vibrací byla patrná zvýšením amplitudy u frekvencí F_r, *BSF*, 5X F_r a 2X *BPFO*, kde podle tabulky 3 byla nejvyšší změna v průměrných hodnotách amplitudy pozorována pro 2X *BPFO* a 5X F_r. Přítomnost dominantního píku na 100 Hz byla zkoumána ve všech sledovaných podmínkách (a) až (d) a byla způsobena frekvenčním měničem nastaveným na 50 Hz, proto 100 Hz odpovídá 2X síťové frekvenci, kterou tak není možné považovat za frekvenci zájmu.



Obr. 6. Překrytí měření referenčních (černá) a poruchových stavů (červená)

Kontaminace ložisek palivem byla charakterizována výrazným zvýšením frekvencí: F_r, *BSF* a *BPFI*, což bylo jasně vidět na obr. 6. (c). Zvýšení bylo prezentováno také v 5X Fr. Procentuální rozdíl v amplitudách byl mnohem vyšší ve srovnání s dříve simulovaným poruchovým stavem. V posledním simulovaném stavu byla porucha klece ložiska doprovázena zvýšením pěti frekvencí. Nejvyšší nárůst byl zaznamenán u frekvencí *FTF*, 2. a 3. násobku F_r a také 2X *BPFO*. Nárůst průměrných hodnot amplitudy u *FTF* bohužel není ve spektru vibrací zcela zřetelně patrný, protože hodnoty byly relativně nízké ve srovnání s jinými frekvencemi, nicméně díky statistice zájmových frekvencí se podařilo tuto změnu identifikovat.

Tabulka 3. Průměrné hodnoty amplitud pro ložisko kontaminované ocelovými šponami

Prům. Amp. (m/s^{-2})	**Zájmové frekvence**			
	F_r	*BSF*	*2X BPFO*	*5X* F_r
Stav (a)	0.129	0.0217	0.024	0.0123
Stav (b)	0.1419	0.0255	0.063	0.0271
Rozdíl (%)	10.34	14.90	61.90	55

Tabulka 4. Průměrné hodnoty amplitud pro ložisko kontaminované palivem

Prům. amp. (m/s^{-2})	Zájmové frekvence			
	F_r	*BSF*	*BPFI*	$5X$ F_r
Stav (a)	0.0692	0.0173	0.0339	0.0228
Stav (b)	0.1307	0.0614	0.0691	0.0343
Rozdíl (%)	47.05	71.82	50.94	33.53

Tabulka 5. Průměrné hodnoty amplitud pro mechanicky poškozené ložisko

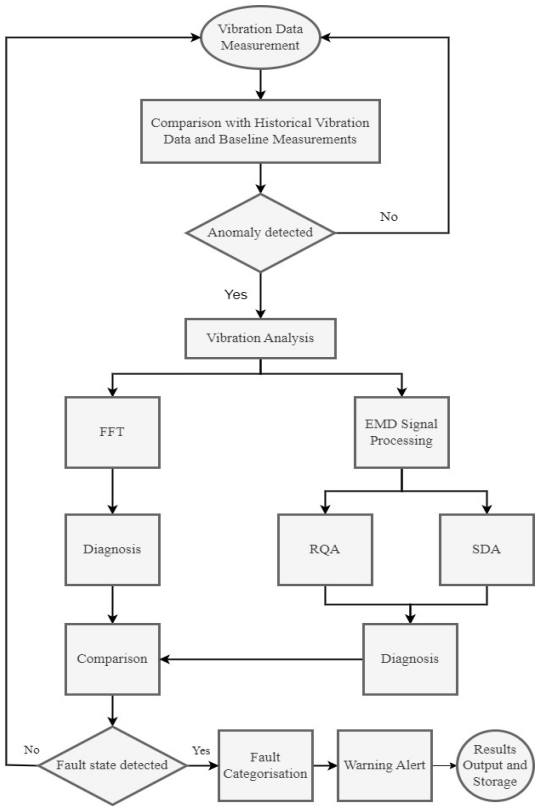
Prům. amp. (m/s^{-2})	Zájmové frekvence				
	FTF	$2X$ F_r	*BPFO*	$3X$ F_r	$2X$ *BPFO*
Stav (a)	0.0009	0.0189	0.0360	0.0334	0.0173
Stav (b)	0.0014	0.0241	0.0396	0.0396	0.0467
Rozdíl (%)	35.71	21.58	9.09	15.66	62.96

4. Diskuse

Podle provedené analýzy bylo prokázáno, že FFT analýza je dostatečná pro diagnostiku již vzniklých poruchových stavů všech testovaných ložisek. Všechny podmínky zaznamenaly nárůst sledovaných frekvencí, které byly spojeny s konkrétními částmi ložiska, které byly ovlivněny simulovanou vadou. Příspěvek navíc přinesl přehled a srovnání tří pokročilých metod zpracování signálu, na základě kterého byl zpracován návrh jejich případné integrace do jednotlivých diagnostických procesů leteckého motoru. Návrh systému je shrnut ve vývojovém diagramu na obr. 7. Systém jako celek by mohl fungovat takto: naměřené vibrace by byly porovnány s uloženými referenčními měřeními a historickými daty. Pokud je zjištěna nesrovnalost, je provedena analýza dat o vibracích, která se skládá ze dvou částí. První z nich využívá FFT analýzu pro tradiční diagnostiku. Druhá by využívala EMD pro zpracování signálu. Samotná analýza by byla provedena dvěma metodami – RQA a SDA. Porovnání výsledků by poskytlo definitivní odpověď, zda je došlo k rozvinutí poruchového stavu. Pokud ano, následovala by kategorizace závady, v kokpitu by se zobrazilo upozornění a výsledky by se uložily pro pozdější použití v rámci údržbových úkonů.

5. Závěr

Tento článek popisuje návrh a konstrukci vibrační stolice používané k měření a simulaci různých poruchových stavů kuličkových ložisek, které se mohou vyskytnout u leteckých proudových motorů. Toto zařízení je vhodné nejen pro testování ložisek, jak tomu bylo v případě prezentovaného experimentu, ale lze jej použít také pro simulaci nesouososti a podmínek nevyváženosti hřídele, které by mohly být předmětem budoucího výzkumu.



Obr. 7. Blokové schéma popisující funkčnost navrhovaného systému

Diagnostika simulovaných vad ložisek prokázala použití statistického srovnání pomocí efektivních hodnot pro sledované frekvence (referenční i simulované podmínky) spolu s FFT frekvenční analýzou. Pomocí analýzy v časové a frekvenční oblasti byly identifikovány a charakterizovány jednotlivé poruchové stavy a konečné výsledky analýzy jsou základem pro srovnání se zde navrženými metodami zpracování signálu v budoucím výzkumu. Zkoumání omezení navrhovaných analytických metod je zásadní, zejména při zvažování jejich použití v leteckých motorech, kde jsou zásadní přísná kritéria spolehlivosti a přesnosti.

Reference

[1] J. Chen, C. Lin, D. Peng, H. Ge, 2020. Fault Diagnosis of Rotating Machinery: A Review and Bibliometric Analysis. IEEE Access. Vol.8.

[2] Z. Feng, M. J. Zuo, 2013. Fault diagnosis of planetary gearboxes via torsional vibration signal analysis. Mechanical Systems and Signal Processing, Vol. 36, Issue 2, pp. 401-421.

[3] A. Mironov, P. Doronkin, 2022. Advanced Vibration Diagnostic System for Aviation Jet Engine. Reliability and Statistics in Transportation and Communicatio, Vol. 410, pp. 171-185.

[4] M. Vishwakarma, R. Purohit, H. Vishwakarma, P. Rajput. 2017. Vibration Analysis & Condition Monitoring for Rotating Machines: A Review. Materials Today: Proceedings. 4. pp. 2659-2664.

[5] Tiboni M, Remino C, Bussola R, Amici C, 2022. A Review on Vibration-Based Condition Monitoring of Rotating Machinery. Applied Sciences. 12(3):972.

[6] Chirag Mongia, Deepam Goyal, Shankar Sehgal, 2022. Vibration response-based condition monitoring and fault diagnosis of rotary machinery. Materials Today: Proceedings, Vol. 50, pp. 679-683.

[7] C. Malla, I. Panigrahi, 2019. Review of Condition Monitoring of Rolling Element Bearing Using Vibration Analysis and Other Techniques. J. Vib. Eng. Technol. 2019, 7, 407–414.

[8] A. Mironov, P. Doronkin, New technique of vibration diagnostics of turbomachines. In: Heitmeir, F., Martelli, F., Manna, M. (eds.) Proceedings of 8th European Conference on Turbomachinery: Fluid Dynamics and Thermodynamics, Graz, pp. 773–781.

[9] J. Dybała, R. Zimroz, 2014. Rolling bearing diagnosing method based on Empirical Mode Decomposition of machine vibration signal. Applied Acoustics, Vol. 77, pp. 195-203, ISSN 0003-682X.

[10] P. D. McFadde, J. D. Smith, 1984. Vibration monitoring of rolling element bearings by the high-frequency resonance technique — a review. Tribology International. Vol 17, pp. 3-10.

[11] A. Sharma, 2022. Fault Diagnosis of Bearings Using Recurrences and Artificial Intelligence Techniques. ASME. ASME J Nondestructive Evaluation. August 2022; 5(3): 031004.

[12] B. R. Randall, 2004. State of the Art in Monitoring Rotating Machinery - Part 1. Sound and Vibration. Vol. 38, pp. 14-21+13.

[13] K. Kecik, A. Smagala, K. Ciecieląg. 2023. Diagnosis of angular contact ball bearing defects based on recurrence diagrams and quantification analysis of vibration signals. Measurement. Vol. 216, pp.112963.

[14] P. Pecho, M. Bugaj, 2018. Vibration fault detection of fuel pump using Recurrence Quantification Analysis. Transportation Research Procedia. Vol. 35, pp. 287-294.

[15] R. Medina, J. C. Macancela, P. Lucero, D. Cabrera, M. Cerrada, et al., 2019 Vibration signal analysis using symbolic dynamics for gearbox fault diagnosis. The international Journal of Advanced Manufacturing Technology. Vol. 104, pp. 2195-2214.

[16] C. Xia, Y. Zhan, Y. Tan, W. Wu, 2022. Research on Forecasting Aeroengine Vibration Signals Based on the MAE Model. IEEE Access, vol. 10, pp. 110676-110688.

[17] C. Webber, N. Marwan, 2015. Recurrence Quantification Analysis – Theory and Best Practices. https://doi.org/10.1007/978-3-319-07155-8

[18] J. B. Ali, N. Fnaiech, L. Saidi, B. Chebel-Morello, F. Fnaiech, 2015. Application of empirical mode decomposition and artificial neural network for automatic bearing fault diagnosis based on vibration signals. Applied Acoustics, Vol. 89, pp.