

POHYB ROTORU MODERNÍHO TURBODMYCHADLA V ČASOVÉ DOMÉNĚ

ROTOR MOTION OF THE MODERN TURBOCHARGER IN TIME DOMAIN

Tomáš Fryšček¹

Anotace: Tento článek ve své první části popisuje teorii měření pohybu hřídele kapacitními sondami a možnosti jednotlivých defektů. V druhé části článku jsou zpracována naměřená data. Měření byla provedena na dieselovém motoru určeném pro osobní automobily. V článku jsou zpracovány celkem čtyři režimy rotoru turbodmychadla, od volnoběžných ($35\,000\text{ min}^{-1}$) po maximální provozní otáčky rotoru, odpovídající $210\,000\text{ min}^{-1}$.

Klíčová slova: dynamika rotoru, pohyb rotoru v čase, turbodmychadlo

Summary: The first part of this article is focused on the theory description of the shaft motion measurement in the time domain which is measured by capacitive probes. It also describes possibility of defects. In the second part of this article there are processed data from the measurement. The data collection was performed on the diesel engine dedicated to the passenger cars. In this section of the article there are presented four different turbocharger rotor regimes. These regimes correspond to the rotor speed range between idle speed (approx. $30\,000\text{ rpm}$) to the maximum operating speed $210\,000\text{ rpm}$.

Key words: rotordynamics, rotor motion in time domain, turbocharger

ÚVOD

Monitorování pohybu hřídele v čase je provedeno bezdotykovými kapacitními sondami. Pro sestavování orbity je signál generovaný dvěma snímači příčného pohybu hřídele, které jsou namontovány ortogonálně (konfigurace x , y , o 90° vůči sobě). Tyto dva signály po úpravě v zesilovači znázorňují časové průběhy výchylky hřídele v obou osách. Orbita je generována tak, že se z obou časových průběhů vytvoří pár, takže čas je vyloučen a ponechá se závislost složky x na složce y , nakreslená v kartézském nebo polárním souřadném systému. Orbita, tak jak je pozorována na obrazovce, je jednoduše stopa světelného paprsku, který se pohybuje tak rychle, že vytvoří spojitou čáru na obrazovce. Tento rychle se pohybující bod znázorňuje pohyb středu hřídele, měřený bezdotykovými sondami. Orbita je stopa středu rotoru v příčné rovině dané sondami. Tyto sondy měří relativní výchylku hřídele vůči pevné kompresorové skříni. Pro měření je použita speciální matice určená pro tento typ měření.

¹ Ing. Tomáš Fryšček, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství, Technická 2896/2, Královo Pole, 61600, Brno, Tel +420739353726, Fax +420541143 939, E-mail: tomasfrycek@seznam.cz

Pro detekci nelineárního chování rotačních částí turbodmychadla s nerotujícím ložiskem byla provedena analýza pohybu rotoru v čase. Časové odezvy rotoru byly vypracovány v rozmezí otáček, odpovídajícím volnoběžným otáčkám motoru až po maximální zatížení a otáčky motoru, které jsou zhruba 15% pod limitními otáčkami turbodmychadla. Pro účel porovnání pohybu v závislosti na čase mezi jednotlivými otáčkami hřídele byl vybrán časový interval, v němž se zobrazí 200 otočení rotoru. Výpočtový software používá pro integraci metodu Runge-Kutta s integračním krokem 10^{-5} s.

1. NELINEÁRNÍ DYNAMIKA ROTORU TURBOBMYCHADLA

1.1 POLOHA STŘEDU HŘÍDELE A VÝZNAM GENEROVANÝCH ORBIT

Automobilová turbodmychadla využívají kinetické energie spalín, které mají teplotu u naftových motorů až 850 °C, a u benzinových motorů jsou teploty až 1050 °C. Měření se provádí pouze na straně kompresorové skříně z důvodů nižších teplot, které jsou v pracovním rozsahu kapacitních snímačů. Tyto sondy jsou instalované na vstupu kompresorové skříně a jsou vůči sobě pootočené o 90°, jak je zobrazeno na Obr. 1. Měřený orbit zobrazuje polohu hřídele vůči nerotujícímu ložisku v případě ložiskového systému se zastaveným ložiskem. Pro typ ložiska s volně rotujícím ložiskem zobrazuje orbit pouze informaci o výchylce hřídele, ale nezachycuje aktuální polohu výchylky ložiska. Analýza spektra frekvencí rotoru a jeho amplitud v různých otáčkách rotoru provedená v kaskádovém diagramu nám pomáhá zjistit chování rotoru (2,6).



Zdroj: Autor

Obr. 1 – Pohled na instrumentované turbodmychadlo

Vykreslené orbity, jež opisuje střed hřídele, jsou důležité jak z hlediska diagnostiky stavu (provozní schopnosti) rotačního stroje, tak z hlediska dynamiky rotoru – zjišťování polohy a zatížení rotoru a při přecházení kritických otáček, a rovněž při monitorování pohybu hřídele v nestabilním režimu (víření a tlučení). Kapacitní snímače jsou namontovány ortogonálně v osách x a y v kompresorové skříni. Vzdálenost senzorů od hřídele by měla být zhruba 0,5 až 1 mm podle typu ložiska. Pro detekci otáček hřídele jsou použity kapacitní snímače. Oba senzory měří vzdálenost rotoru v osách x a y , jak je zřejmé z Obr. 2. Vykreslený orbit rotoru má tvar Lissajusových křivek v diagramu x - y . Výchylka rotoru v měřeném bodě je výsledkem amplitudových složek vzdáleností x a y

$$r(t) = \sqrt{x(t)^2 + y(t)^2}, \quad (1)$$

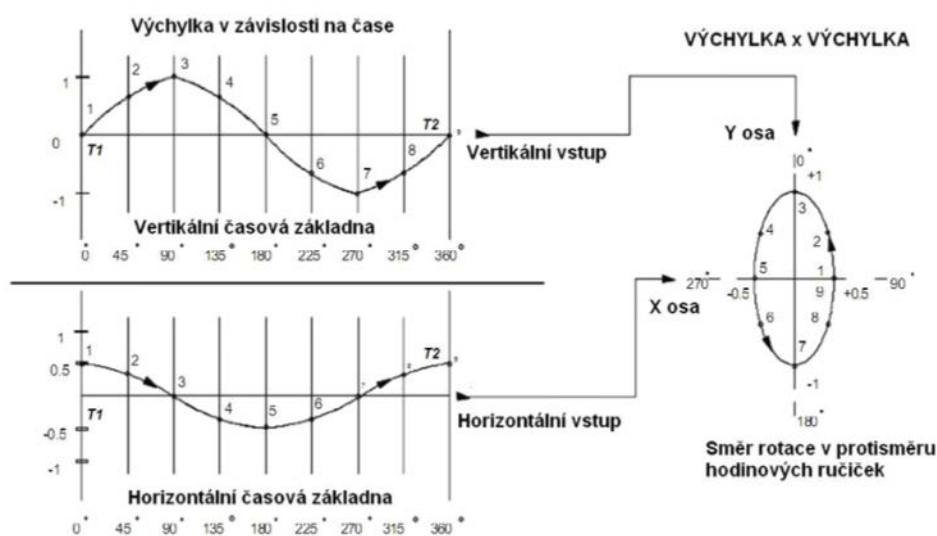
kde $x(t)$, $y(t)$ jsou hodnoty vzdálenosti získané z kapacitních sond.

Nelinearita harmonického kmitání vlivem nadměrné nevyváženosti překrývá složky sub- a super-synchronní frekvence odezvy kmitání rotoru a obsahuje tyto složky ve směru x a y . Mohou být zapsané rovnicí ve fázové rovině

$$r(t) = x(t) + jy(t) = (r_{fw}e^{j\Omega t} + r_{bw}e^{-j\Omega t}) + \sum_{k=1}^k (r_{k,fw}e^{j\Omega t} + r_{k,bw}e^{-j\Omega t}), \quad (2)$$

kde první výraz na pravé straně je dopředná a zpětná harmonická složka nevyváženosti s frekvencí rotoru Ω , druhá část je asynchronní kmitání s vířivou frekvencí $\omega_k = n_k\Omega$, kde k je asynchronní frekvenční složka nelinearity rotoru.

Zaleží na typu sub- nebo super-synchronního kmitání, řád frekvenčního kmitání n_k může být celé číslo, zlomek, a rovněž i iracionální číslo ($n_k < 1$ nebo $n_k > 1$). Znaménko $+$, $-$ u vířivých frekvencí indikuje dopředné nebo zpětné víření. V následující části budou popsány jednotlivé případy, které se mohou objevit u tohoto typu rotoru (nadměrná nevyváženost, nesouosost, mezní mazání ložisek). Frekvenční a amplitudové složky kmitání jsou předurčeny a zobrazeny ve frekvenčním spektru. Kmitání v osách x a y je vykresleno v časové doméně. Jako poslední je zobrazena orbita rotoru ve fázovém diagramu x - y .



Zdroj: Autor

Obr. 2 – Popis vzniku orbity

1.2 NEVYVÁŽENÝ ROTOR

Anisotropické radiální ložisko je definováno rozdílnými koeficienty tuhosti K_x a K_y ve směru x a y . Pokud jsou koeficienty K_x a K_y shodné, jedná se o ložisko isotropické. Vlivem odlišných koeficientů tuhosti je výchylka rotoru ve směru x odlišná od výchylky ve směru y . Výsledkem je eliptický tvar orbity s maximální výchylkou rotoru ve směru s nižší tuhostí ložiska. Odezva kmitání rotoru je výsledkem skládání dopředného a zpětného víření nevyváženého rotoru ve směru x

$$x(t) = r(K_x \cos \Omega t + r_1(K_x) \cos(-\Omega t + \varphi_1)) \quad (3)$$

a ve směru y

$$y(t) = r(K_y \cos \Omega t + r_1(K_y) \cos(-\Omega t + \varphi_1)), \quad (4)$$

kde

r je amplituda dopředného kmitání

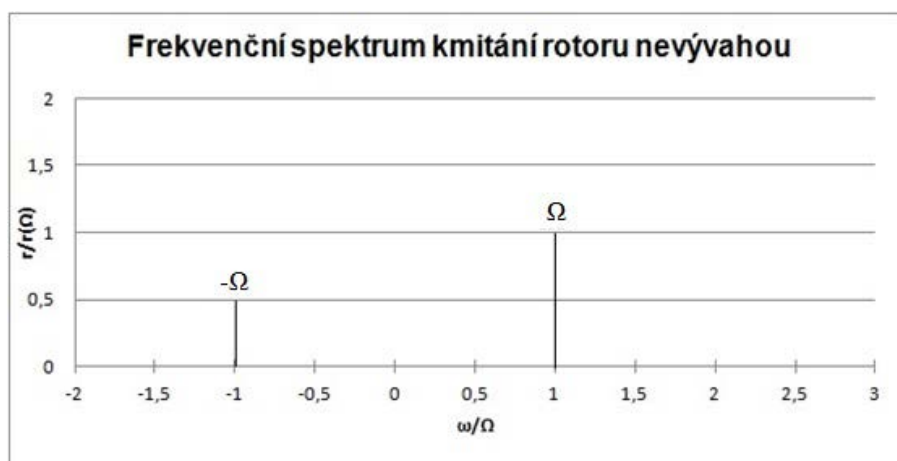
r_1 je amplituda zpětného kmitání, $r_1 = 0,5r$

Ω je úhlová rychlost rotoru

t je čas

φ_1 je fáze ($\pi/4$)

Frekvenční spektrum je zobrazeno na Obr 3. V případě kdy jsou koeficienty tuhosti $K_x < K_y$ je vykreslená orbita eliptická s maximální výchylkou ve směru x . Vířivá precese s frekvencí $\omega = \Omega$ má shodný smysl otáčení s rotorem. V tomto případě je víření rotoru dopředné, protože dopředná amplituda je větší než zpětná amplituda. Orientace víření se řídí složkou kmitání, která má větší výchylku (amplitudu), pro názornost je zobrazena na Obr. 2. Poloha rotoru se mění z rovnovážné polohy (uprostřed mezní orbity) na eliptickou rotaci. Mezní orbita je určena opsáním pomyslné kružnice hřídelem za klidu (tímto jsou určeny maximální vůle ložiska). Mezní orbita se zvětší v pracovním průběhu, protože se vnitřní vůle ložiska zvýší vlivem termální expanze ložiska v radiálním směru (2).

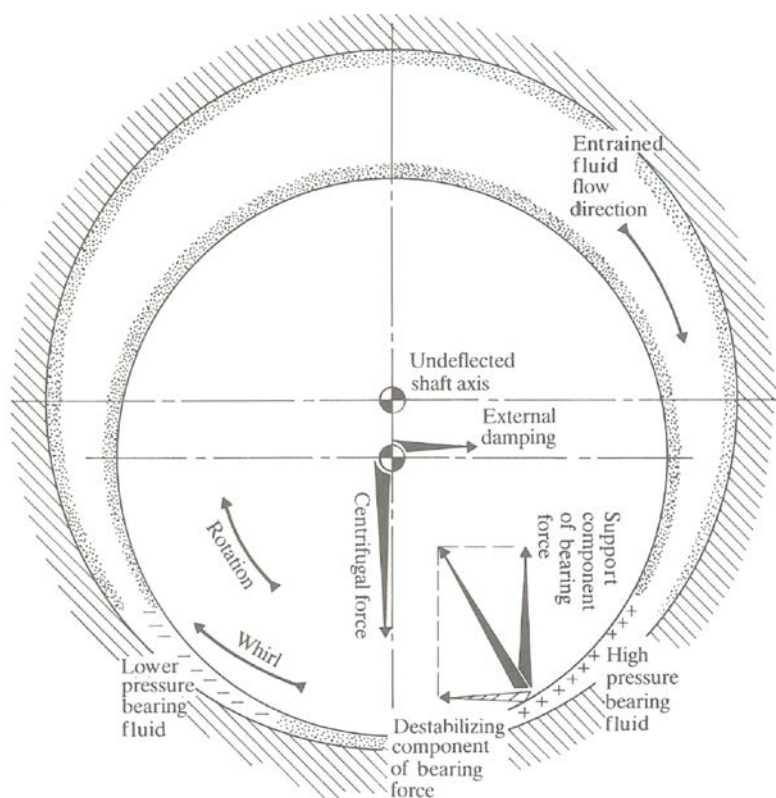


Zdroj: Autor

Obr. 3 – Frekvenční odezva na kmitání rotoru vlivem jeho nevyváženosti

1.3 NEVYVÁŽENÝ ROTOR S VÍŘENÍM OLEJE

Víření oleje je sub-synchronní samobuzené kmitání působící na rotor s iracionální frekvencí v rozmezí $0,35\Omega$ až $0,47\Omega$ podle Obr. 5 (bývá nazýváno víření s poloviční frekvencí). Efekt víření oleje je způsoben pohybem rotoru v ložiskové mezeře. Víření a tlučení vzniká v olejovém filmu ložiska, viskózní kapalina (motorový olej) cirkuluje mezi hřídelí a ložiskem s průměrnou rychlostí, jež je zhruba rovna polovině obvodové rychlosti hřídele. Obr. 4 demonstruje tangenciální sílu vytvořenou z vysokého hydrodynamického tlaku. Tato síla vyvolává dopředné víření rotoru. Nestabilita nastane, když výše zmíněná síla převyší inherentní tlumící síly (tyto síly mají stabilizační účinek).



Zdroj: (2)

Obr 4 - Rozložení sil při rotaci hřídele

Odezva kmitání rotoru je výsledkem skládání excitační frekvence vlivem nevyváženosti a sub-synchronní frekvence víření oleje ve směru osy x

$$y(t) = r \cos \Omega t + r_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) \quad (5)$$

a ve směru osy y

$$y(t) = r \sin \Omega t + r_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) \quad (6)$$

kde

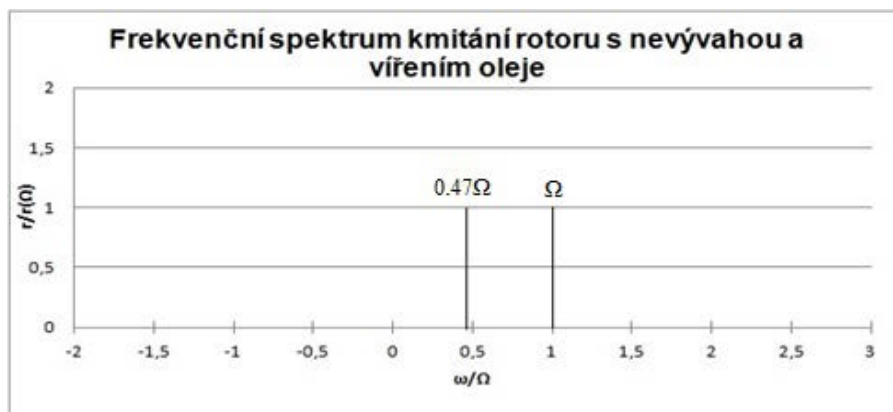
r je amplituda harmonického kmitání (špičková hodnota)

r_1 je amplituda víření oleje (špičková hodnota)

Ω je úhlová frekvence otáčení rotoru

Ω_1 je frekvence víření oleje s iracionální frekvencí řádu $0,47 \Omega$

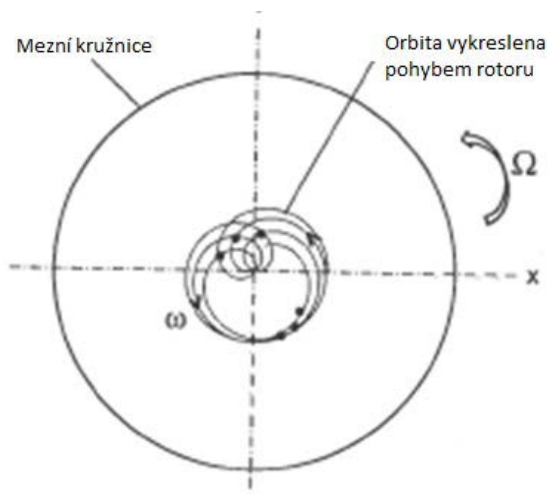
ω_1 je fáze kmitání



Zdroj: Autor

Obr. 5 – Frekvenční odezva na kmitání rotoru vlivem nevyváženosti a víření oleje

Výsledná orbita rotoru je složena z periodického kmitání nevyváženého rotoru a samobuzeného víření oleje ve směrech x a y . Obr. 6 znázorňuje výsledky simulace pohybu rotoru při $200\,000\text{ min}^{-1}$. Precese víření rotoru je dopředná, tj. má shodný smysl otáčení s otáčením hřídele. Vlivem iracionálního frekvenčního řádu víření ($0,47\Omega$) je odezva rotoru kvazi periodická, ve které opakující se orbity nejsou shodné (2).



Zdroj: (2)

Obr. 6 – Tvar orbity s vlivem nevyváženosti rotoru s vířením oleje

Asynchronní frekvence jsou shrnuty jako následující:

- Sub synchronní frekvence $(1/N)\Omega$ znamená n otáček za jednu konvoluci (zavinutí)
- Super synchronní frekvence $N\Omega$ znamená N konvolucí za jednu otáčku

Pokud má orbit N vnitřních smyček, tyto odpovídají sub-synchronnímu dopřednému víření s frekvenčním řádem $1/(N+1)$. Podle pravidla palce pravé ruky je frekvenční řád inverzní k počtu smyček $(N+1)$. V případě víření oleje s dopřednou precesí řádu $1/2\Omega$ je výsledkem jedna vnitřní smyčka v orbitě, jak je zobrazeno na Obr. 6.

1.4 VYSOKÉ RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ VLIVEM NESOUOSOSTI

Nesouosost rotoru vytváří vysoké radiální zatížení v ložisku, protože se zvyšuje excentricita rotoru. To zapříčiňuje, že hydrodynamická mazací vrstva je stlačována, tudíž se dynamika rotoru stává značně nelineární, zejména s vysokou excentricitou hřídele. Síla nevyváženosti F_u vybudí složku super-synchronní frekvence u vysokých radiálních zatížení. Frekvenční řád této složky je celé číslo 2Ω a 3Ω u vysokých radiálních zatížení a u nesouososti (2). Odezva kmitání rotoru je výsledkem skládání kmitů nevyváženosti a super-synchronních frekvencí od rotorové nesouososti ve směru osy x

$$x(t) = r \cos \Omega t + r_{1, fw} \cos(\omega_1 t + \varphi_1) + r_{1, bw} \cos(-\omega_1 t + \varphi_1) \quad (5)$$

a ve směru osy y

$$x(t) = r \sin \Omega t + r_{1, fw} \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + r_{1, bw} \sin(-\omega_1 t + \varphi_1), \quad (6)$$

kde

r je amplituda harmonického kmitání (špičková hodnota)

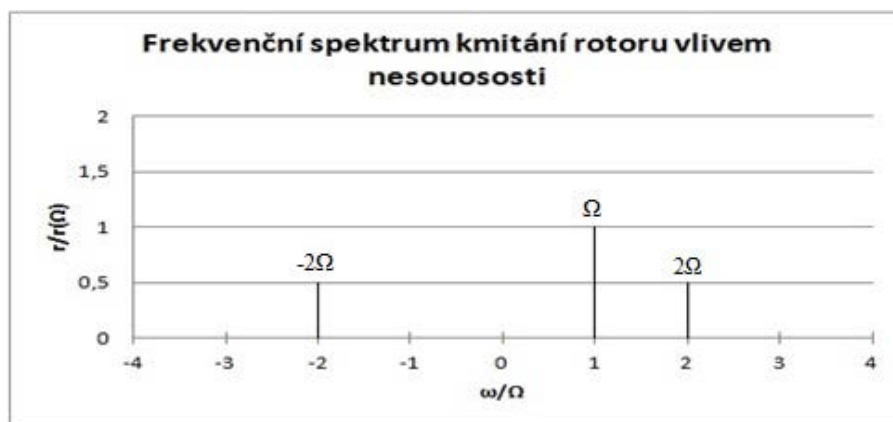
$r_{1, fw}$ je amplituda dopředného víření oleje 2Ω (špičková hodnota), $r_{1, fw}=0,6r$

$r_{1, bw}$ je amplituda zpětného víření oleje -2Ω (špičková hodnota), $r_{1, bw}=0,4r$

Ω je úhlová frekvence otáčení rotoru

Ω_1 je frekvence vnitřního víření oleje 2Ω

φ_1 je fáze kmitání



Zdroj: Autor

Obr. 7 – Frekvenční odezva na kmitání rotoru vlivem jeho nesouososti

Frekvenční spektrum kmitání je zobrazeno na Obr. 7, na kterém lze vidět složky super-synchronní frekvence řádu 2Ω , v tomto případě se jedná o nesouosost, nebo extrémně velké radiální zatížení.

1.5 NEVYVÁŽENÝ ROTOR S VNITŘNÍM A VNĚJŠÍM VÍŘENÍM OLEJE

K redukcii tření v ložiscích se používá typ ložiska s rotujícím ložiskem se dvěma hydrodynamickými olejovými vrstvami (tento typ ložisek je u turbodmychadel větších rozměrů nejpoužívanější). Odezva rotoru je výsledkem skládání (superpozice) harmonické nevyváženosti na sub-synchronní složky vnitřního a vnějšího víření oleje. Samobuzené složky kmitání mají iracionální frekvenční řády od $0,25\Omega$ až po $0,7\Omega$ pro vnitřní víření, $0,1\Omega$ až $0,3\Omega$ pro vnější víření (2). Harmonický řád víření oleje závisí na otáčkách rotoru a také na teplotě oleje vstupujícího do ložiskové skříně. Odezva kmitání rotoru je výsledkem skládání harmonické nevyváženosti a sub synchronních komponent víření olej ve směru osy x

$$x(t) = r \cos \Omega t + r_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) + r_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_2) \quad (7)$$

a ve směru osy y

$$y(t) = r \sin \Omega t + r_1 \sin(\omega_1 t + \varphi_1) + r_2 \sin(\omega_2 t + \varphi_2), \quad (8)$$

kde

r je amplituda harmonického kmitání (špičková hodnota)

r_1 je amplituda vnitřního víření oleje (špičková hodnota), $r_1=0,5r$

r_2 je amplituda vnějšího víření oleje (špičková hodnota), $r_2=2r$

Ω je úhlová frekvence otáčení rotoru

ω_1 je frekvence vnitřního víření oleje s iracionální frekvencí řádu $0,25\Omega$

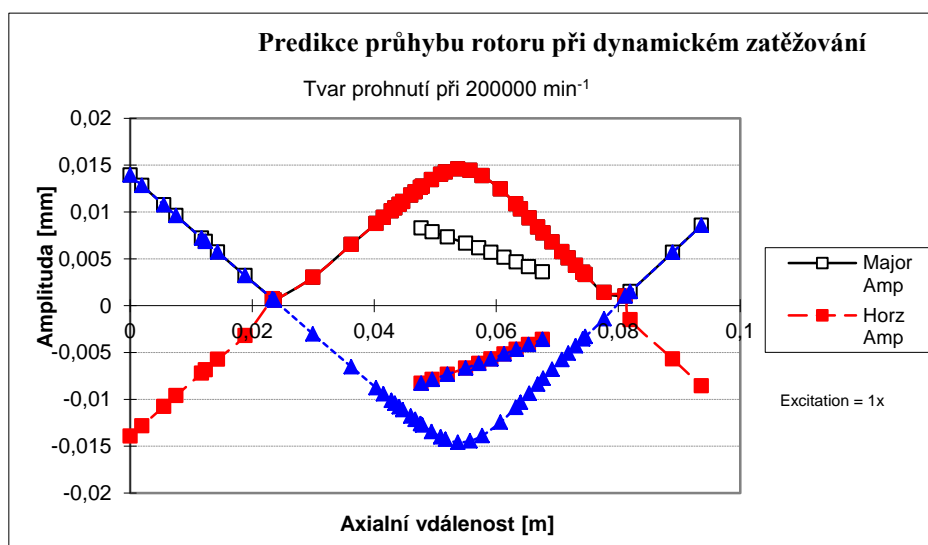
ω_2 je frekvence vnějšího víření oleje s iracionální frekvencí řádu $0,1\Omega$

φ_1, φ_2 jsou fáze kmitání

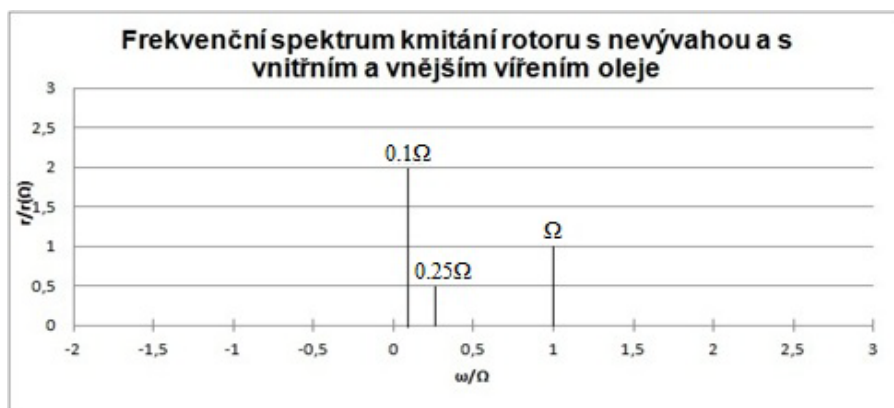
Frekvenční spektrum kmitání je znázorněno na Obr. 9, kde jsou frekvenční složky vnitřního a vnějšího víření oleje v řádech $0,25\Omega$ a $0,1\Omega$.

Amplituda kmitání rotoru se skládá z nevyváženosti, vnitřního a vnějšího víření oleje, na Obr. 8 jsou výsledky výpočtové simulace odpovídající otáčkám rotoru $200\,000\text{ min}^{-1}$, v této simulaci byly využity rovnice (7,8). Frekvenční odezva je periodická nebo kvazi-periodická, protože její sub-synchronní víření má iracionální frekvenční řád. V případě kvazi-periodické odezvy se amplitudy opakování cyklu nepochybně liší.

U vysokých otáček rotační soustavy se teplota oleje ve vnitřní hydrodynamické mazací vrstvě zvyšuje rychleji než teplota oleje ve vnější hydrodynamické mazací vrstvě, tato změna teploty má přímý vliv na změny vůlí ve vnější a vnitřní ložiskové mezeře. Otáčky ložiska klesají s rostoucími otáčkami hřídele a frekvence víření ve vnitřní olejové vrstvě klesne k hodnotě zhruba na 25% otáček hřídele, tj. $0,25\Omega$ (tato hodnota platí pro maximální otáčky rotoru). Frekvence víření vnější hydrodynamické vrstvy je nižší než u vnitřní vrstvy. Tato hodnota se pohybuje zhruba kolem 10% otáček hřídele (platí pro otáčky rotoru blízké maximálním otáčkám rotorové soustavy). Simulace orbity rotoru periodického kmitání s uvažováním nevyváženosti a samobuzeným vnitřním a vnějším vířením oleje ve směru x a y je zobrazena na Obr. 8. Z obrázku je patrné, že vnitřní vrstva indikuje dopřednou precesi rotoru.



Zdroj: Autor

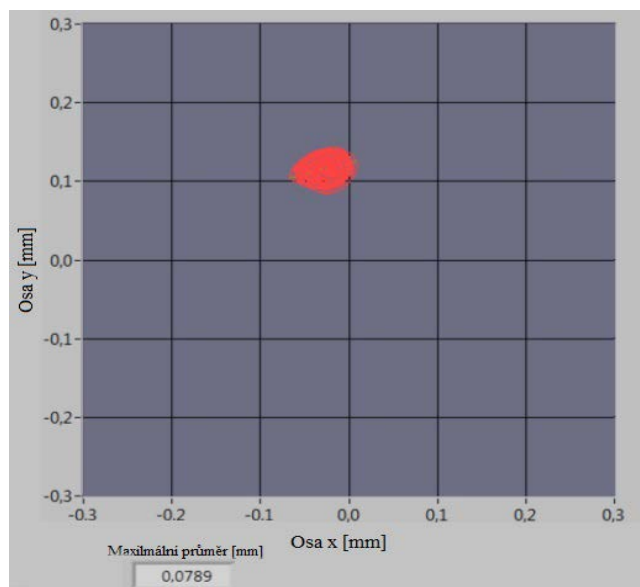
Obr. 8 – Predikce tvaru a velikosti výchylky při 200 000 min⁻¹

Zdroj: Autor

Obr. 9 – Frekvenční odezva na kmitání rotoru na vnitřní a vnější víření oleje

2. MĚŘENÍ POHYBU HŘÍDELE V ČASE

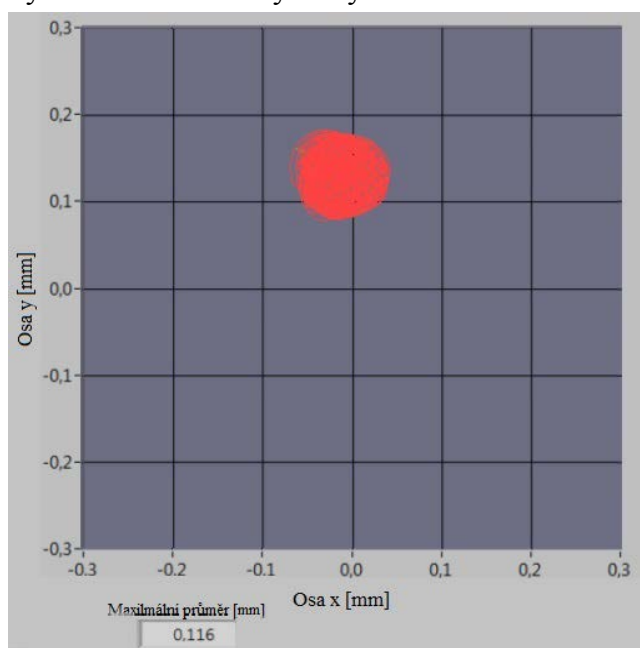
Popis způsobu snímání a principu zpracování dat byl popsán v bodě 1.1. Zobrazené orbity jsou zaznamenané body pohybu hřídele v čase. Podle druhu vykreslené orbity lze posoudit stav rotorové soustavy (nadměrné zatížení, mezní mazání a dotyk hřídele s ložiskem, nestabilita oleje typu tlučení a víření). Měření bylo provedeno dvěma kapacitními sondami umístěnými ortogonálně vůči sobě (sondy byly před každým měřením kalibrovány), výstupní signál byl zpracován měřicí kartou (měření analogových vstupů) a následně zpracován a vyhodnocen softwarem, vše od firmy National Instruments. Vzorkovací frekvence byla nastavena na 25 600 Hz. V grafu je vždy vykresleno 200 orbit v čase za sebou, software měří maximální průměr v průběhu vykreslování orbit. Tento průměr je pak porovnán s rozměry ložiska a následně se vypočítá procentuální pohyb hřídele vůči okrajovým podmínkám (je to součet rozdílu mezi průměrem hřídele a vnitřního průměru ložiska a rovněž rozdílu vnějšího průměru ložiska a vnitřního průměru ložiskové skříně). Vstupní parametry oleje byly u všech měření 1bar a 30°C.



Zdroj: Autor

Obr. 10 – Vykreslená orbita při 590 Hz ($35\,400\text{ min}^{-1}$), maximální průměr orbity 0.0789 mm

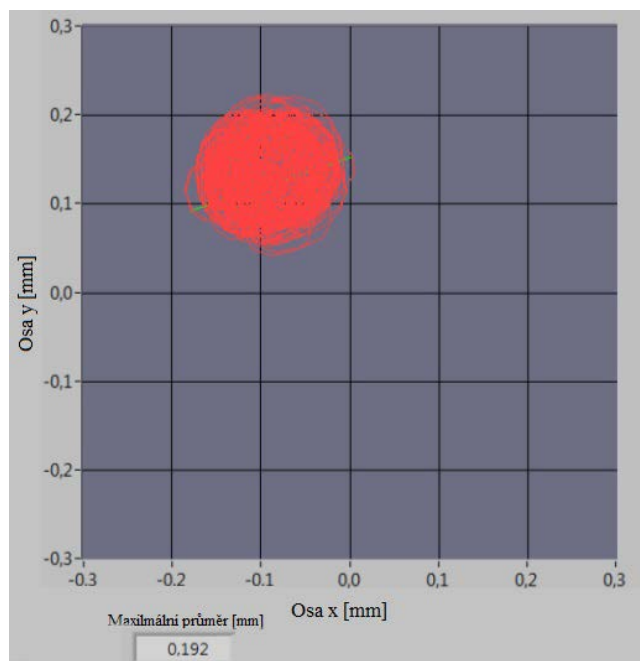
Na Obr. 10 je znázorněna orbita při $35\,400\text{ min}^{-1}$, ty odpovídají volnoběžným otáčkám turbodmyhadla. Vykreslená orbita má malý průměr, na rotorovou soustavu působí jen minimální zatěžující síly a víření vzniklé hydrodynamickou mazací vrstvou je minimální.



Zdroj: Autor

Obr. 11 – Vykreslená orbita při 1420Hz ($85\,200\text{ min}^{-1}$), maximální průměr orbity 0.116 mm

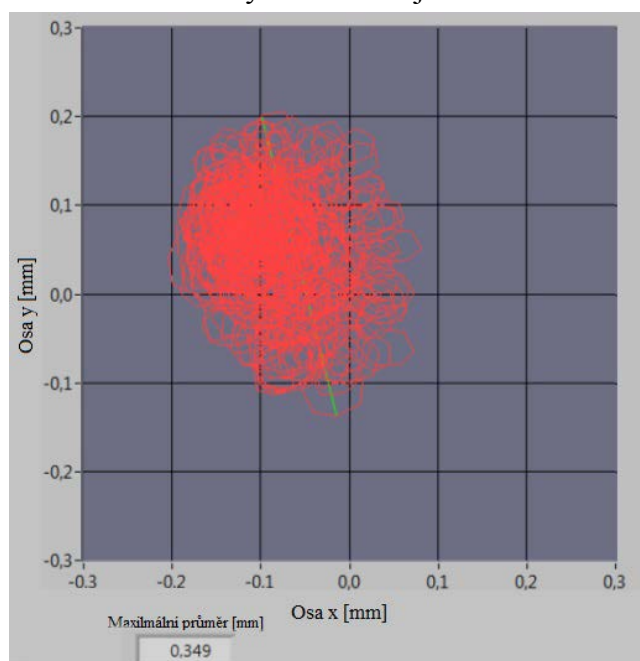
Na Obr. 11 je vykreslena orbita při $85\,200\text{ min}^{-1}$. Maximální průměr orbity hřídele je 0.116 mm. Tvar vykreslené orbity (kruh situovaný v horní části a uprostřed souřadného systému) v tomto případě vypovídá o bezproblémovém chodu a nízkém radiálním zatížení rotační soustavy.



Zdroj: Autor

Obr. 12 – Vykreslená orbita při 2850 Hz ($171\,850\text{ min}^{-1}$), maximální průměr orbity 0.192 mm

Na Obr. 12 je vykreslena orbita při $171\,850\text{ min}^{-1}$. Maximální průměr orbity hřídele je 0.192 mm. Tvar vykreslené orbity (kruh situovaný v horní části a na levé straně souřadného systému) v tomto případě vypovídá o vyšším radiálním zatížení. Vlivem tohoto zatížení došlo k vychýlení rotační soustavy do levé části souřadného systému, kruhový tvar orbity nevykazuje náznaky nadměrné nestability vířením oleje.



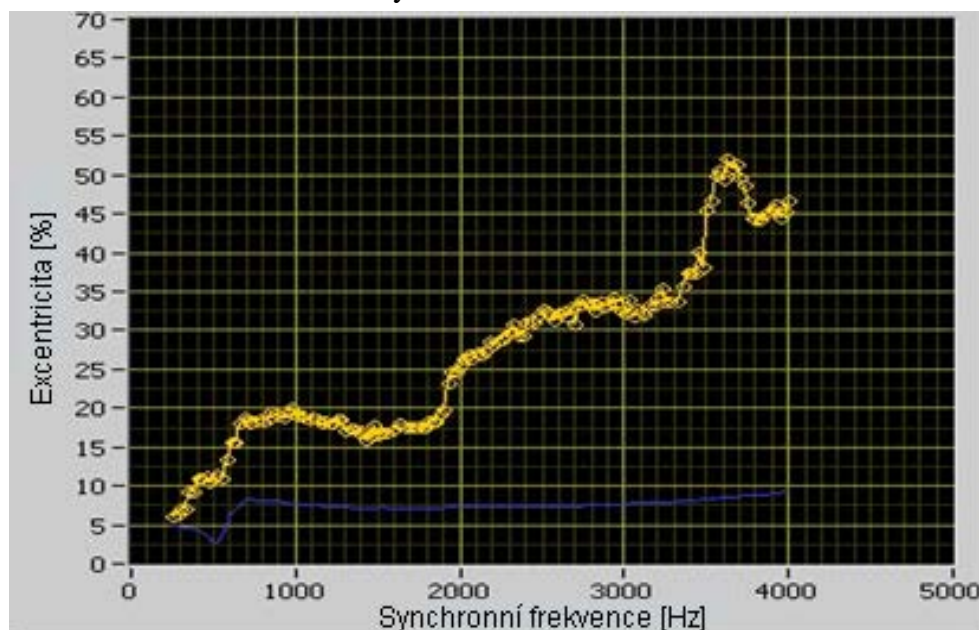
Zdroj: Autor

Obr. 13 – Vykreslená orbita při 3678 Hz ($218\,820\text{ min}^{-1}$) maximální průměr orbity 0.349 mm

Na Obr. 13 je vykreslena orbita při $218\,820\text{ min}^{-1}$. Maximální průměr orbity hřídele je 0.349 mm. Podle lokace orbity je patrné vyšší radiální zatížení. V tomto případě je viditelný

jev tlučení oleje popsáný v teorii výše. Jedná se o excitaci vlastní frekvence rotační soustavy (zvýšenou vlivem gyroskopických účinků) sub-synchronní frekvencí, která je v tomto případě rovna 930 Hz. Viditelné spirály vykreslují pohyb hřídele v rezonanci.

Níže je uveden naměřený a následně přepočtený průběh relativní excentricity pohybu rotoru vůči maximální excentricitě naměřené v klidovém stavu. Detekce maximální excentricity byla provedena na straně kompresorového kola, a to opsáním kružnice rotorem při vymezených vůlích. Výsledný průběh relativní excentricity je zobrazen na Obr. 14, z něhož je patrné, že nejvyšší excentricity dosahuje rotor od 3500 Hz výše. Na zvýšenou excentricitu má vliv samobuzené sub-synchronní kmitání.



Zdroj: Autor

Obr. 14 – Naměřená excentricita rotoru v průběhu celého spektra pracovního spektra rotoru

ZÁVĚR

První část článku je zaměřena na seznámení s teoretickými základy řešené problematiky. Popisuje princip měření a vzorové tvary orbit. V druhé části článku jsou zpracovány čtyři různé režimy, zastupující celé otáčkové spektrum turbodmychadla. Z grafů je patrný nárůst průměrů orbit, který činí u volnoběžných otáček turbodmychadla 0,0789 mm a zvyšuje se na maximální hodnotu, jež odpovídá 0,349 mm. Všechny grafy jsou doplněny interpretací vykreslených orbit. Na konci článku je výsledný graf relativní excentricity z naměřených průměrů orbit v celém otáčkovém spektru. Všechna měření byla provedena při konstantní teplotě a tlaku (30°C, 1bar), aby mohl být vyloučen vliv změny viskozity oleje v průběhu měření.

PODĚKOVÁNÍ

Řešená problematika byla podpořena Evropskou unií a Ministerstvem školství, mládeže a tělovýchovy, projektem NETME Centre – Centrum nových technologií pro strojírenství, reg. č. CZ.1.05/2.1.00/01.0002.

POUŽITÁ LITERATURA

- (1) CHEN, W. J., GUNTER, E. J. *Dynamics of rotor-bearing systems*. Canada: Trafford publishing, 2010, 469s, ISBN 978-1-4120-5190-3.
- (2) SCHAFER-NGUYEN, H. *Rotordynamics of automotive turbocharger*. New York Dortrecht London: Springer publishing, 2012, ISBN 978-3-642-27518-0.
- (3) ALSAEED, A. A. *Dynamic stability evaluation of an automotive turbocharger Rotor-bearing system*. Virginia Polytechnic Institute 2005, *Diploma thesis*.
- (4) EHRICH, F. F. *Handbook of rotordynamics*. Florida: Krieger publishing company, revised edition, 2004, ISBN 1-57524-088-2.
- (5) TŮMA, J. *Zpracování signálu získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika., 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- (6) JORDAN, A. M. *What are shaft orbits anyway?* BN Orbit, [cit. 17.11.2012], <http://www.scribd.com/doc/89468509/Shaft-Orbits>, 1993.