

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ
ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A ELEKTRONIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERING

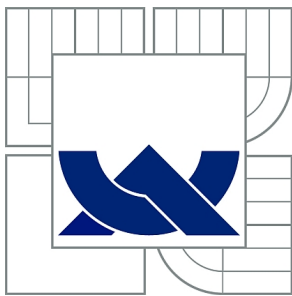
DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU V
ASYNCHRONNÍM MOTORU

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

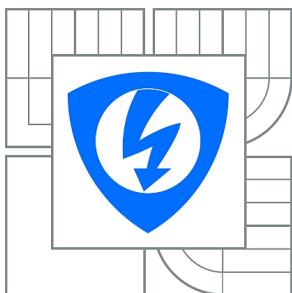
Bc. MARTIN DOSTÁL

BRNO 2014



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA ELEKTROTECHNIKY A KOMUNIKAČNÍCH
TECHNOLOGIÍ

ÚSTAV VÝKONOVÉ ELEKTROTECHNIKY A
ELEKTRONIKY

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION
DEPARTMENT OF POWER ELECTRICAL AND ELECTRONIC
ENGINEERING

DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU V ASYNCHRONNÍM MOTORU

DIAGNOSIS OF MECHANICAL VIBRATIONS IN ASYNCHRONOUS MOTOR ORIGIN

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

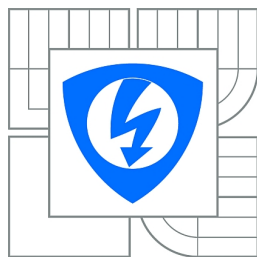
Bc. MARTIN DOSTÁL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. MARCEL JANDA, Ph.D.

BRNO 2014



VYSOKÉ UČENÍ
TECHNICKÉ V BRNĚ

Fakulta elektrotechniky
a komunikačních technologií

Ústav výkonové elektrotechniky a elektroniky

Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor

Silnoproudá elektrotechnika a výkonová elektronika

Student: Bc. Martin Dostál

ID: 125404

Ročník: 2

Akademický rok: 2013/2014

NÁZEV TÉMATU:

Diagnostika vibrací mechanického původu v asynchronním motoru

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Seznamte se se zdroji vibrací a postupy jejich analytického určení v elektrických strojích.
2. Analyticky určete vliv mechanického působení (ložisek) na vibrační signál.
3. Provedte měření vibrací za různých podmínek.
4. Porovnejte výsledky měření a výpočtů a vyhodnoťte rozdíly ve spektru vibračního signálu.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

- [1] JACEK F. GIERAS, Jacek F.Chong Wang. Noise of Polyphase Electric Motors. Hoboken: CRC Press, 2005. ISBN 978-142-0027-730.
- [2] CIGÁNEK, Ladislav. Stavba elektrických strojů: Celost. vysokošk. učebnice. 1. vyd. Praha: SNTL, 1958, 714, [1] s.

Termín zadání: 27.9.2013

Termín odevzdání: 28.5.2014

Vedoucí práce: Ing. Marcel Janda, Ph.D.

Konzultanti diplomové práce:

Ing. Ondřej Vítek, Ph.D.

Předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č.40/2009 Sb.

Abstrakt

Každý stroj, pokud má spolehlivě sloužit po celou dobu plánované životnosti, je potřeba udržovat a kontrolovat, aby se předešlo poruchám. U nákladných strojů a zařízení, jichž se týká vibrační diagnostika, představuje doba provozu podstatnou část života stroje a je také nutno dodat, že tato část života stroje je mnohdy opomíjena. Vibrační diagnostika je jednou z metod bezdemontážní a také nedestruktivní diagnostiky rotačních strojních zařízení. Při této analýze jsou využity vibrace, které generuje strojní zařízení v chodu, jako zdroj informací o způsobu jeho provozu. Tato diplomová práce obsahuje teoretický rozbor diagnostiky vibrací a měření vibrací na konkrétním stroji. Práce také obsahuje 3D modely ložisek a rotoru měřeného asynchronního motoru, vytvořené v programu Autodesk Inventor 2014. Na těchto modelech byla provedena analýza vibrací ložisek v softwaru Ansys Workbench.

Abstract

Every machine needs to be maintained and controlled, if may work reliably during they service life. Big part of service life of expensive machines are those machines in operation. Vibration diagnostics is type of analysis, that doesn't need removal of rotation machinery. The vibration, that are created by running machinery, are used as source of information about mode of operation. This master's thesis contains theoretical analysis of vibration diagnostics and vibration measurements of a particular machine. This thesis contains 3D models of bearings and rotor asynchronous machine, which are created by software Autodesk Inventor 2014. Bearings vibration analysis of this models is performed by software Ansys Workbench.

Klíčová slova

Vibrační diagnostika; analyzátor; asynchronní motor; valivá ložiska; kluzná ložiska; FFT spektrum

Keywords

Vibration diagnostics; analyzer; asynchronous motor; roller bearings; bearings; FFT spectrum

Bibliografická citace

DOSTÁL, M. *Diagnostika vibrací mechanického původu v asynchronním motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2014. 82 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Marcel Janda, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že svou diplomovou práci na téma Diagnostika vibrací mechanického původu v asynchronním motoru jsem vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a s použitím odborné literatury a dalších informačních zdrojů, které jsou všechny citovány v práci a uvedeny v seznamu literatury na konci práce.

Jako autor uvedené diplomové práce dále prohlašuji, že v souvislosti s vytvořením této diplomové práce jsem neporušil autorská práva třetích osob, zejména jsem nezasáhl nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a jsem si plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení § 152 trestního zákona č. 140/1961 Sb.

V Brně dne

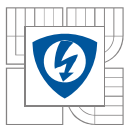
Podpis autora

Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Marcelu Jandovi, Ph.D. za účinnou metodickou, pedagogickou a odbornou pomoc a další cenné rady při zpracování mé diplomové práce.

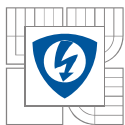
V Brně dne

Podpis autora



OBSAH

SEZNAM OBRÁZKŮ.....	9
SEZNAM TABULEK	12
SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK.....	13
1 ÚVOD.....	15
2 ŽIVOTNÍ CYKLUS ELEKTRICKÉHO STROJE	16
2.1 PROVOZNÍ SPOLEHLIVOST	16
2.2 ÚLOHA ÚDRŽBY	16
3 VZNIK VIBRACÍ	18
3.1 BUDÍCÍ SÍLA A VIBRAČNÍ ODEZVA	18
3.1.1 PERIODICKÁ BUDÍCÍ SÍLA	18
3.1.2 IMPULSNÍ BUDÍCÍ SÍLA	19
3.1.3 BUDÍCÍ SÍLA NÁHODNÉHO PRŮBĚHU.....	20
3.2 MATEMATICKÝ POPIS KMITAVÉHO POHYBU	20
4 MĚŘENÍ VIBRACÍ	22
4.1 ANALYZÁTOR VIBRACÍ	22
4.2 SNÍMAČE VIBRACÍ	23
4.2.1 SNÍMAČE VÝCHYLKY	23
4.2.2 SNÍMAČE RYCHLOSTI	23
4.2.3 SNÍMAČE ZRYCHLENÍ.....	24
5 ANALÝZA VIBRACÍ.....	27
5.1 FOURIEROVA TRANSFORMACE	27
5.2 OBÁLKOVÁ METODA.....	29
6 KONSTRUKCE ASYNCHRONNÍHO MOTORU.....	30
6.1 KONSTRUKČNÍ ČÁSTI ASYNCHRONNÍHO MOTORU	30
6.2 PRINCIP ČINNOSTI ASYNCHRONNÍHO MOTORU	30
7 DIAGNOSTIKA BĚŽNÝCH MECHANICKÝCH ZÁVAD ROTAČNÍCH STROJŮ	33
7.1 NEVYVÁŽENOST	33
7.1.1 STATICKÁ NEVYVÁŽENOST.....	33
7.1.2 MOMENTOVÁ NEVYVÁŽENOST	34
7.1.3 DYNAMICKÁ NEVYVÁŽENOST	34
7.2 NESOUOSOST	35
7.2.1 ÚHLOVÁ NESOUOSOST	35
7.2.2 NESOUOSOST POSUNUTÍM.....	35
7.3 PORUCHY KLIZNÝCH LOŽISEK.....	36

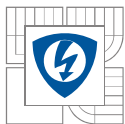


7.3.1 PRINCIP FUNKCE KLUZNÉHO LOŽISKA	36
7.3.2 OPOTŘEBENÍ, NADMĚRNÁ VŮLE	37
7.3.3 NESTABILITA OLEJE - OIL WHIRL (VÍŘENÍ OLEJE)	38
7.3.4 NESTABILITA OLEJE - OIL WHIP (TLUČENÍ OLEJE)	39
7.4 PORUCHY VALIVÝCH LOŽISEK.....	39
7.4.1 POŠKOZENÍ VALIVÝCH LOŽISEK	40
7.4.2 FREKVENCE LOŽISKOVÝCH ZÁVAD	42
8 POUŽITÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ.....	43
9 ANALÝZA VIBRACÍ POMOCÍ MKP.....	44
9.1 ZKONSTRUOVANÉ MODEL Y VE 3D.....	44
9.2 ANALÝZA VIBRACÍ V PROGRAMU ANSYS WORKBENCH.....	46
9.2.1 MODÁLNÍ ANALÝZA DYNAMIKY ROTORU	46
9.2.2 VÝPOČET DYNAMIKY LOŽISKA.....	47
10 MĚŘENÍ A ANALYTICKÝ VÝPOČET VIBRACÍ NA ASYNCHRONNÍM MOTORU PŘI CHODU NAPRAZDNO	50
10.1 ANALYTICKÝ VÝPOČET FREKVENCÍ LOŽISKOVÝCH ZÁVAD	50
10.2 ANALYZÁTOR VIBXPRT II.....	51
10.3 VÝSLEDKY MĚŘENÍ VIBRACÍ NA ASYNCHRONNÍM MOTORU POMOCÍ PŘÍSTROJE VIBXPRT II	52
10.3.1 NAMĚŘENÉ ČASOVÉ PRŮBĚHY VIBRACÍ	54
10.3.2 NAMĚŘENÁ FFT SPEKTRA	57
10.4 ZHODNOCENÍ MĚŘENÍ	61
11 MĚŘENÍ VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU NA POHÁNĚNÉM ASYNCHRONNÍM MOTORU	62
11.1 NAMĚŘENÉ HODNOTY VIBRACÍ NA POHÁNĚNÉM MOTORU.....	63
11.1.1 HODNOTY OKOLÍ.....	63
11.1.2 DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU, OTÁČKY ROTORU 100 MIN ⁻¹	64
11.1.3 DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU, OTÁČKY ROTORU 500 MIN ⁻¹	66
11.1.4 DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU, OTÁČKY ROTORU 1000 MIN ⁻¹	68
11.1.5 DIAGNOSTIKA VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU, OTÁČKY ROTORU 1450 MIN ⁻¹	70
11.2 ZHODNOCENÍ MĚŘENÍ	73
12 MĚŘENÍ PRŮBĚHU EFEKTIVNÍCH A ŠPIČKOVÝCH HODNOT VIBRACÍ NA POHÁNĚNÉM ASYNCHRONNÍM MOTORU V ZÁVISLOSTI NA OTÁČKÁCH.....	74
12.1 GRAFICKÉ PRŮBĚHY VIBRACÍ V ZÁVISLOSTI NA OTÁČKÁCH	75
12.2 ZHODNOCENÍ MĚŘENÍ	77
13 ZÁVĚR.....	78
14 POUŽITÁ LITERATURA	80
PŘÍLOHY	82

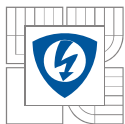
SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obrázek 2-1 - Průběh technického života objektu.....</i>	<i>16</i>
<i>Obrázek 2-2 - Základní procesy realizace údržby.....</i>	<i>17</i>
<i>Obrázek 3-1 - Příklad harmonického kmitání s vyznačením amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty [4]</i>	<i>18</i>
<i>Obrázek 3-2 - Vynucené kmitání</i>	<i>19</i>
<i>Obrázek 3-3 - Volné kmity [1].....</i>	<i>20</i>
<i>Obrázek 3-4 - Kmitání buzené silou, která má náhodný průběh [1].....</i>	<i>20</i>
<i>Obrázek 3-5 - Vztah mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením [5].....</i>	<i>21</i>
<i>Obrázek 4-1 - Schéma analyzátoru vibrací.....</i>	<i>22</i>
<i>Obrázek 4-2 - Snímač výchylky</i>	<i>23</i>
<i>Obrázek 4-3 - Snímač rychlosti.....</i>	<i>24</i>
<i>Obrázek 4-4 - Piezoelektrický akcelerometr [7]</i>	<i>24</i>
<i>Obrázek 4-5 - Citlivost akcelerometru</i>	<i>25</i>
<i>Obrázek 4-6 - Kalibrační křivka snímače zrychlení [6].....</i>	<i>25</i>
<i>Obrázek 5-1 - Vytvoření obálky zrychlení [12].....</i>	<i>29</i>
<i>Obrázek 6-1 - Rozložený asynchronní patkový elektromotor s kotvou nakrátko [4]</i>	<i>30</i>
<i>Obrázek 6-2 - Princip činnosti ASM - dvoupólový stroj</i>	<i>31</i>
<i>Obrázek 6-3 - Momentová charakteristika asynchronního stroje [9].....</i>	<i>32</i>
<i>Obrázek 7-1 - Statická nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru</i>	<i>33</i>
<i>Obrázek 7-2 - Momentová nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru</i>	<i>34</i>
<i>Obrázek 7-3 - Dynamická nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru</i>	<i>35</i>
<i>Obrázek 7-4 - Ukázka úhlové nesouososti a její projev ve spektru.....</i>	<i>35</i>
<i>Obrázek 7-5 - Ukázka paralelní nesouososti a její projev ve spektru.....</i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 7-6 - Kluzná ložiska -a) válcové, b) citrónové kluzné, c) s naklápěcími segmenty [4]... </i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 7-7 - princip činnosti kluzného ložiska. [1]</i>	<i>36</i>
<i>Obrázek 7-8 - Základní typická spektra kluzných ložisek</i>	<i>38</i>
<i>Obrázek 7-9 - Spektrum při víření oleje [4].....</i>	<i>38</i>
<i>Obrázek 7-10 - Frekvenční spektrum při nestabilitě tlučení oleje [4]</i>	<i>39</i>
<i>Obrázek 7-11 - Komponenty valivého ložiska [1].....</i>	<i>40</i>
<i>Obrázek 7-12 - Vydrolování ložiska [13].....</i>	<i>40</i>
<i>Obrázek 7-13 - Generování frekvencí ložiskových závad [1]</i>	<i>41</i>
<i>Obrázek 7-14 - Rozvoj poškození valivého ložiska [1]</i>	<i>42</i>
<i>Obrázek 8-1 - Vytvoření trojrozměrné konečné prvkové sítě na jednoduchém modelu nosníku ..</i>	<i>43</i>

<i>Obrázek 9-1 - Namodelované ložisko NSK 6204DU ve 3D</i>	<i>44</i>
<i>Obrázek 9-2 - Namodelované ložisko NSK 6204DU ve 2D</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 9-3 - Namodelované ložisko SKF 6205-2R ve 2D</i>	<i>45</i>
<i>Obrázek 9-4 - Model rotoru s ložisky</i>	<i>46</i>
<i>Obrázek 9-5 - Modální analýza dynamiky rotoru</i>	<i>46</i>
<i>Obrázek 9-6 - Výsledek modální analýzy dynamiky rotoru</i>	<i>47</i>
<i>Obrázek 9-7 - Grafický výsledek výpočtu dynamiky ložiska</i>	<i>48</i>
<i>Obrázek 9-8 - Časový záznam odskakování kuličky</i>	<i>48</i>
<i>Obrázek 10-1 - Analyzátor VINXPERT II [16]</i>	<i>52</i>
<i>Obrázek 10-2 - Průběh zrychlení vibrací ze snímače A po dobu jedné otáčky rotoru</i>	<i>54</i>
<i>Obrázek 10-3 - Průběh rychlosti vibrací ze snímače A po dobu jedné otáčky rotoru</i>	<i>55</i>
<i>Obrázek 10-4 - Průběh zrychlení vibrací po dobu jedné otáčky rotoru při umístění snímače B v axiálním směru</i>	<i>55</i>
<i>Obrázek 10-5 - Průběh zrychlení vibrací po dobu jedné otáčky rotoru při frekvenci proudu 45 Hz - snímač A</i>	<i>56</i>
<i>Obrázek 10-6 - FFT zrychlení vibrací - snímač B</i>	<i>57</i>
<i>Obrázek 10-7 - FFT rychlosti vibrací - snímač A</i>	<i>58</i>
<i>Obrázek 10-8 - FFT zrychlení vibrací při umístění snímače B v axiálním směru</i>	<i>58</i>
<i>Obrázek 10-9 - FFT rychlosti vibrací při umístění snímače B v axiálním směru</i>	<i>59</i>
<i>Obrázek 10-10 - FFT zrychlení vibrací při frekvenci 45 Hz - snímač A</i>	<i>59</i>
<i>Obrázek 10-11 - FFT rychlosti vibrací při frekvenci 45 Hz - snímač A</i>	<i>60</i>
<i>Obrázek 11-1 - Průběh zrychlení vibrací hodnot okolí</i>	<i>63</i>
<i>Obrázek 11-2 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 100 min⁻¹</i>	<i>64</i>
<i>Obrázek 11-3 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 100 min⁻¹</i>	<i>64</i>
<i>Obrázek 11-4 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 100 min⁻¹</i>	<i>65</i>
<i>Obrázek 11-5 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 500 min⁻¹</i>	<i>66</i>
<i>Obrázek 11-6 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 500 min⁻¹</i>	<i>67</i>
<i>Obrázek 11-7 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 1000 min⁻¹</i>	<i>68</i>
<i>Obrázek 11-8 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 1000 min⁻¹</i>	<i>68</i>
<i>Obrázek 11-9 - FFT rychlosti vibrací, axiální směr, otáčky 1000 min⁻¹</i>	<i>69</i>
<i>Obrázek 11-10 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 1450 min⁻¹</i>	<i>70</i>
<i>Obrázek 11-11 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 1450 min⁻¹</i>	<i>70</i>
<i>Obrázek 11-12 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 1450 min⁻¹</i>	<i>71</i>



<i>Obrázek 11-13 - Průběh zrychlení vibrací poháněného motoru po dobu jedné otáčky rotoru, radiální směr, otáčky rotoru 1450 min^{-1}</i>	<i>72</i>
<i>Obrázek 11-14 - Průběh zrychlení vibrací napájeného motoru po dobu jedné otáčky rotoru, radiální směr, otáčky rotoru 1470 min^{-1}</i>	<i>72</i>
<i>Obrázek 11-15 - FFT spektrum zrychlení vibrací, srovnání pohánění motor - naprázdno</i>	<i>73</i>
<i>Obrázek 12-1 – Měřený asynchronní motor připojený k dynamometru</i>	<i>74</i>
<i>Obrázek 12-2 – Závislost efektivních hodnot zrychlení vibrací na otáčkách rotoru.....</i>	<i>75</i>
<i>Obrázek 12-3 – Závislost špičkových hodnot zrychlení vibrací na otáčkách rotoru</i>	<i>75</i>
<i>Obrázek 12-4 – Závislost efektivních hodnot rychlosti vibrací na otáčkách rotoru</i>	<i>76</i>
<i>Obrázek 12-5 – Závislost efektivních hodnot výchylky vibrací na otáčkách rotoru</i>	<i>77</i>

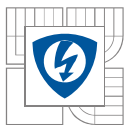


SEZNAM TABULEK

<i>Tabulka 4-1 - Typy akcelerometrů [1]</i>	<i>26</i>
<i>Tabulka 9-1 - Technické údaje ložisek</i>	<i>44</i>
<i>Tabulka 10-1 - Frekvence ložiskových závad ložiska NSK 6204 DU.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabulka 10-2 - Frekvence ložiskových závad ložiska SKF 6205- 2R.....</i>	<i>51</i>
<i>Tabulka 10-3 - Štítkové hodnoty asynchronního motoru</i>	<i>52</i>
<i>Tabulka 10-4 - Hodnoty stroje ve stavu naprázdno</i>	<i>53</i>
<i>Tabulka 10-5 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty zrychlení vibrací.....</i>	<i>53</i>
<i>Tabulka 10-6 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty rychlosti vibrací</i>	<i>53</i>
<i>Tabulka 10-7 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty rychlosti vibrací [21]</i>	<i>54</i>
<i>Tabulka 10-8 - Tabulka nejvyšších výchylek zrychlení vibrací ve spektru.....</i>	<i>57</i>
<i>Tabulka 11-1 - Frekvence ložiskových závad ložiska NSK 6204 DU.....</i>	<i>62</i>
<i>Tabulka 11-2 - Frekvence ložiskových závad ložiska SKF 6205-2R.....</i>	<i>63</i>

SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK

a	zrychlení vibrací
$A_{\max}$	amplituda zrychlení
B	šířka ložiska
B_d	průměr valivého elementu
B_{PFI}	závada na vnitřním kroužku valivého ložiska
B_{PFO}	závada na vnějším kroužku valivého ložiska
BSF	závada na valivém tělísku valivého ložiska
$\cos\varphi$	účinník
d	vnitřní průměr ložiska
d_c	průměr čepu hřídele
D	vnější průměr ložiska
f	frekvence
F	amplituda budící síly
$f_{\max}$	Nyquistova frekvence
F_{stat}	statické zatížení ložiska
FFT	Fourierova transformace (Fast Fourier Transformation)
FTF	závada na kleci valivého ložiska
I	proud
M	moment motoru
M_m	maximální moment (moment zvratu)
M_z	záběrný moment
MKP	metoda konečných prvků
n	skutečné otáčky rotoru
N	počet valivých elementů
n_s	synchronní otáčky
p	počet pólových dvojic



P	činný výkon
P_d	roztečný průměr
P_m	střední měrný tlak
RMS	efektivní hodnota
s	skluz asynchronního motoru
S	zdánlivý výkon
S_o	Sommerfeldovo číslo
s_v	výchylka vibrací
t	čas
T	perioda
U	napětí
v	rychlost vibrací
$V_{\max}$	amplituda rychlosti
X	amplituda vynuceného kmitání
Δf	rozlišení čar ve spektru
φ_0	kontaktní úhel
φ_F	počáteční fázový posuv budící síly
ω	frekvence budící síly
ω_z	úhlová rychlost otáčení čepu
ψ	relativní ložisková vůle
η_{ol}	dynamická viskozita oleje

1 ÚVOD

Každý stroj, pokud má spolehlivě sloužit po celou dobu plánované životnosti, je potřeba udržívat a kontrolovat, aby se předešlo poruchám. U nákladných strojů a zařízení, jichž se týká vibrační diagnostika, představuje doba provozu podstatnou část života stroje a je také nutno dodat, že tato část života stroje je mnohdy opomíjena. Velké stroje, jako je např. turbogenerátor jsou mnohdy vyvíjeny až tři roky a dále se mohou až rok vyrábět. Dále montáž a uvedení stroje do provozu je v řádu měsíců a nyní se dostáváme k časově nejpodstatnější fázi stroje a tou je jeho provoz. Provoz takového turbogenerátoru může v určitých případech činit až 25 a více let. Pro takovou dobu provozu je klíčová správná údržba stroje. Dá se říci, že vhodná údržba stroje je stejně tak důležitá, jako správný návrh a výroba, proto je nutno brát v potaz vibrační diagnostiku jako velmi vhodnou diagnostickou metodu pro předcházení poruch a tím způsobených velkých ztrát.

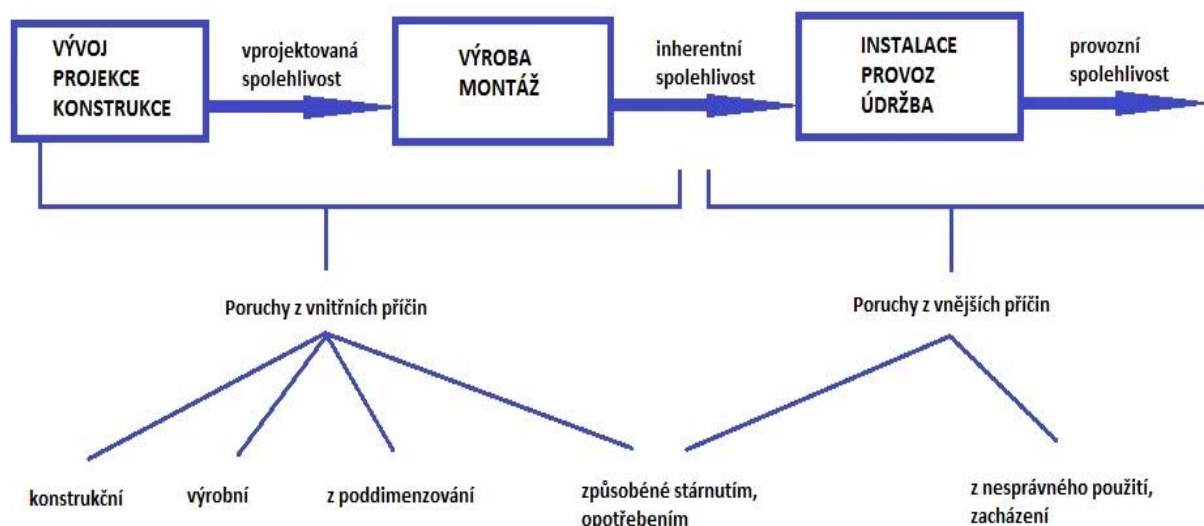
Vibrační diagnostika je jednou z metod bezdemontážní a také nedestruktivní diagnostiky rotačních strojních zařízení. Při této analýze jsou využity vibrace, které generuje strojní zařízení v chodu, jako zdroj informací o způsobu jeho provozu. Pomocí vibrační diagnostiky odpadají mnohdy zbytečné preventivní opravy a tím vznikají nemalé úspory náhradních dílů a času potřebného k opravám. Tyto opravy jsou pomocí vibrodiagnostiky naplánovány podle skutečného stavu zařízení. Pokud jsou zařízení pravidelně monitorována, poté dochází k prodloužení doby mezi odstávkami, které je možné plánovat s dostatečným předstihem s tím, že z výsledků měření plyne, která část zařízení bude předmětem oprav. [2]

Tato diplomová práce obsahuje teorii potřebnou k pochopení vibrační diagnostiky – jako je podstata funkce snímačů vibrací a analyzátoru vibrací. Dále pak práce obsahuje teorii diagnostiky běžných mechanických závad, jako jsou nesouososti nebo diagnostika závad ložisek. Praktická část je zaměřena na diagnostiku mechanických závad asynchronního motoru o výkonu 1,5 kW, přičemž hlavní důraz je kladen na diagnostiku jeho valivých ložisek. Praktická část je také doplněna o analýzy vibrací pomocí metody konečných prvků. Na úvod lze také říci, že diagnostika vibrací je poměrně složitá problematika. Proto jsou první kapitoly práce věnovány základním myšlenkám, jako je životní cyklus elektrického stroje a fyzikální vznik vibrací.

2 ŽIVOTNÍ CYKLUS ELEKTRICKÉHO STROJE

2.1 Provozní spolehlivost

Provozní spolehlivost je definována jako "Vlastnost výrobku (v tomto případě asynchronního motoru), která mu umožňuje plnit určené funkce v mezích přípustné tolerance při daných provozních podmínkách a požadované době provozu". Zabezpečení provozní spolehlivosti je nutno chápat jako systémový problém řešení všech procesů a také činností ve svých vzájemných souvislostech a vazbách. Zajištění provozní spolehlivosti se prolíná celým průběhem života každého provozovaného objektu a je nutno říci že prvopočátek provozní nespolehlivosti může pramenit už ze samého začátku jeho technického života (vývoj, projekce, konstrukce). [3]



Obrázek 2-1 - Průběh technického života objektu

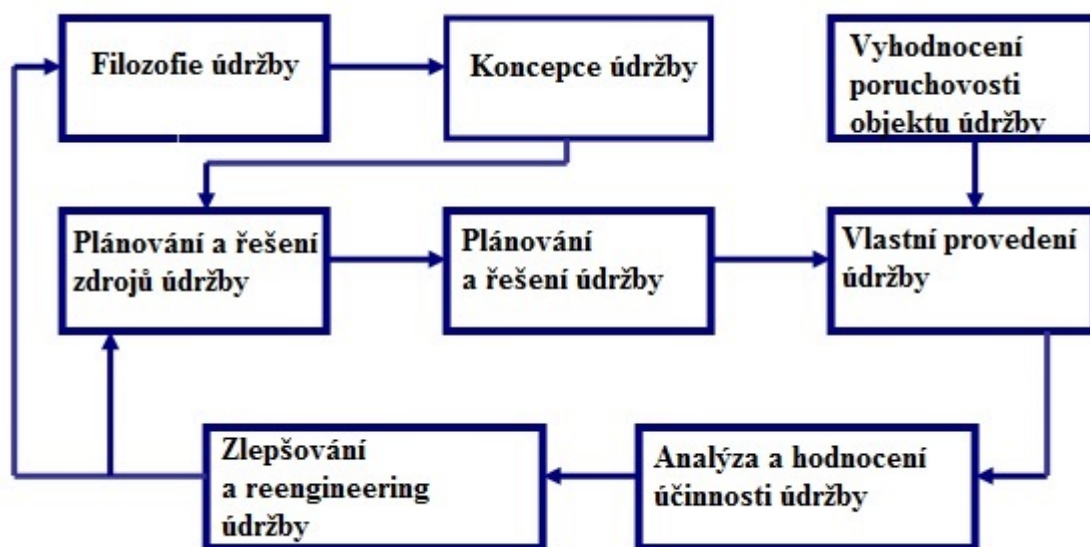
2.2 Úloha údržby

Nástrojem k dosažení provozní spolehlivosti je údržba. Úlohou údržby se nerozumí opravovat poškozené stroje a zařízení, nýbrž zabránění jejich poškození. Pokud chceme, aby stroje pracovaly spolehlivě, bezpečně a efektivně, potom můžeme cíle údržby vyjádřit pomocí tří vzájemně provázaných požadavků:

- 1 Dosáhnout maximální produktivity:
 - Znamená zajistit nepřetržitý a uspokojivý provoz stroje po dobu minimálně jeho navrhované životnosti.
 - Dosáhnout vyšší využitelnosti stroje při minimálních odstávkách na údržbu
 - Neustálé zlepšování procesu produkce.
- 2 Optimalizace výkonnosti stroje - Důraz na hospodárnost, maximálně spolehlivě běžící stroje stojí méně (odstávky, opravy) a produkují výrobky vyšší kvality.
- 3 Zajištění bezpečnosti provozu [1]

Pokud je na údržbu nahlíženo v nejjednodušším možném způsobu, potom každý správně vyprojektovaný a implementovaný systém údržby musí být postaven na tzv. "zásadě 3P", tato zásada obsahuje: [3]

- Preventivnost (provedení údržby v předstihu)
- Proaktivnost (hledání příčin poruchy)
- Produktivnost (nedílná součást výroby, tzn. řešení produktivity)



Obrázek 2-2 - Základní procesy realizace údržby

3 VZNIK VIBRACÍ

3.1 Budící síla a vibrační odezva

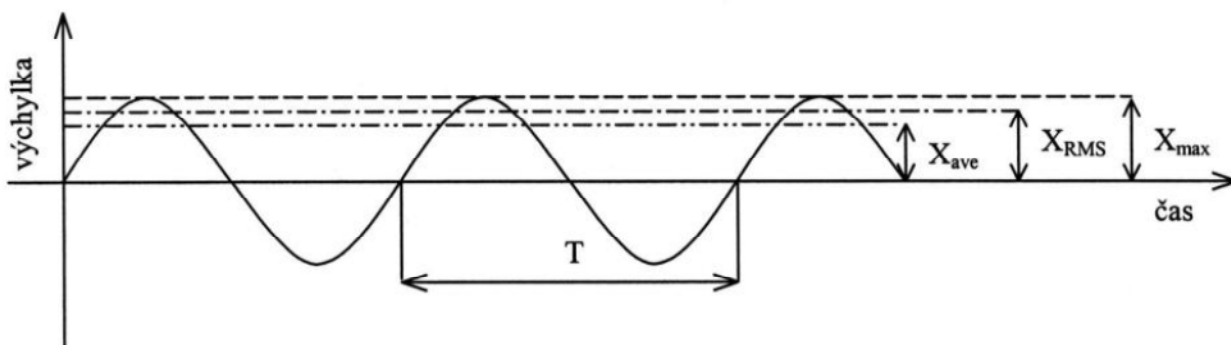
Základní problém aplikace diagnostiky je fakt, že analyzujeme a vyhodnocujeme až odezvu na působící příčiny. Tyto příčiny jsou podstatné pro stanovení způsobu opravy. U vibrační diagnostiky jsou touto odezvou vibrace a charakter těchto vibrací závisí na druhu síly. Existuje několik typů budících sil: [1]

- periodická budící síla
- impulsní budící síla
- budící síla náhodného průběhu

3.1.1 Periodická budící síla

Jednoduchým případem periodické budící síly je síla harmonická, se kterou se ovšem v technické praxi setkáváme velmi zřídka. Ovšem většinu sil vyskytujících se v oblasti rotačních strojů lze vyjádřit součtem harmonických sil. [1]

Pomocí periodické budící síly vzniká opakující se časový průběh veličiny. Nejjednodušším periodickým kmitáním je harmonické kmitání. [4]



Obrázek 3-1 - Příklad harmonického kmitání s vyznačením amplitudy, střední kvadratické a absolutní hodnoty [4]

Při harmonickém pohybu se částice opakovaně pohybuje tam a zpět ve směru osy y . Byl zaveden důležitý parametr kmitání, jeho frekvence (kmitočet). Frekvence udává počet kmitů za vteřinu. Frekvence je označována symbolem f . Jednotka frekvence je hertz (Hz). [5]

$$1 \text{ hertz} = 1 \text{ Hz} = 1 \text{ kmit za sekundu} = 1 \text{ s}^{-1} \quad (3.1)$$

S frekvencí souvisí perioda pohybu T . Perioda je doba, během které se uskuteční jeden úplný kmit. Perioda je definovaná jako: [5]

$$T = \frac{1}{f} \quad (3.2)$$

Působí-li na pružně uložené těleso harmonická síla, potom lze napsat vztah: [1]

$$f(t) = F \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_F) \quad (3.3)$$

kde

F je amplituda budící síly [N]

ω kruhová frekvence budící síly [rad/s]

t čas [s]

φ_F počáteční fázový posuv budící síly.

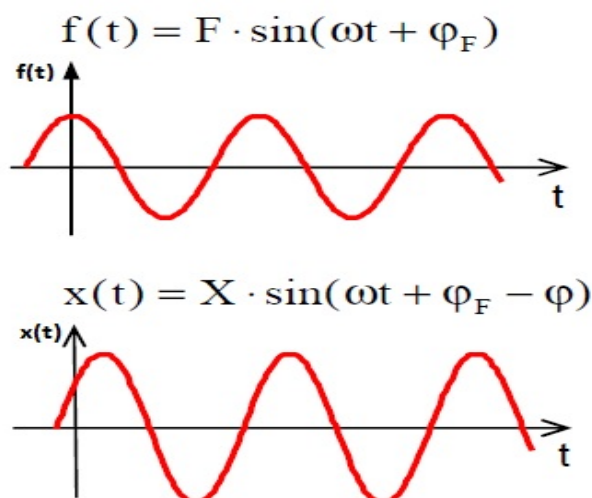
Při působení síly podle vztahu (3.3) je pohyb tělesa po ustálení rovněž harmonický se stejnou kruhovou frekvencí ω , ale amplituda je jiná. Takové kmitání se nazývá vynucené. Výchylku kmitání pak lze vyjádřit vztahem: [1]

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega \cdot t + \varphi_F - \varphi) \quad (3.4)$$

kde

X je amplituda vynuceného kmitání

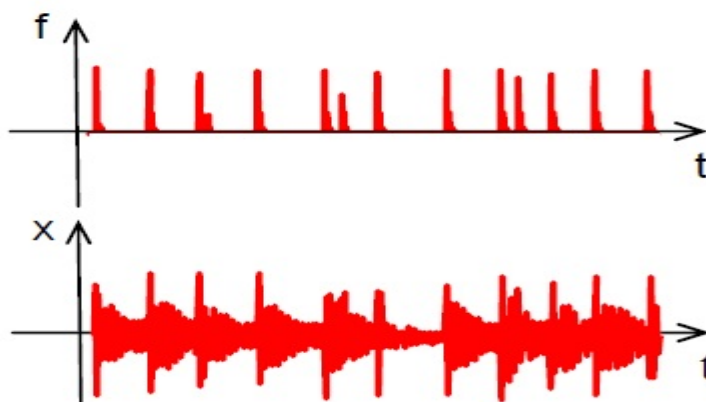
φ zpoždění výchylky za budoucí silou (fázový posun).



Obrázek 3-2 - Vynucené kmitání

3.1.2 Impulsní budící síla

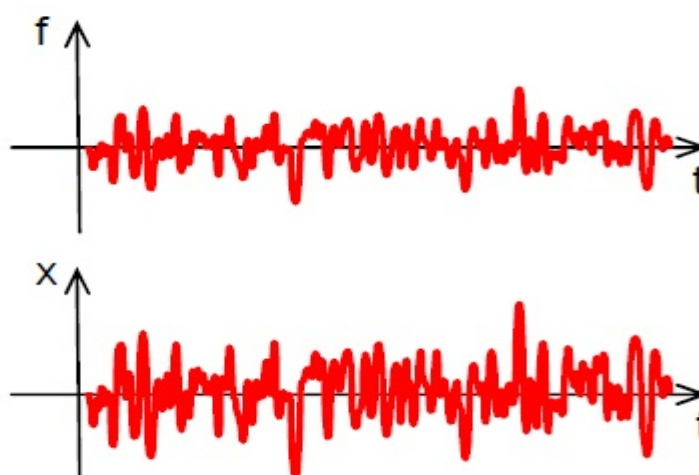
Jestliže na těleso působí impulsní síla, tak vznikne vychýlení tělesa z rovnovážné polohy a potom následné kmitání, které je volné a je na jedné či více vlastních frekvencích. [5]



Obrázek 3-3 - Volné kmity [1]

3.1.3 Budící síla náhodného průběhu

Jestliže na těleso působí síla náhodného průběhu, potom je odezva rovněž náhodná. Je ale třeba říci, že ještě mohou být vybudzeny vlastní frekvence, stejně jako u impulsního buzení. To znamená, že jakákoli skoková změna síly vytvoří volné kmitání na vlastních frekvencích. [1]



Obrázek 3-4 - Kmitání buzené silou, která má náhodný průběh [1]

3.2 Matematický popis kmitavého pohybu

V kapitole 3.1.1 byly popsány základní veličiny popisující kmitavý pohyb. Nyní je možné z rovnice kmitání správnou matematickou úpravou vypočítat rovnici pro rychlost a zrychlení kmitů. Následující vztahy jsou převzaty z [4].

Jestliže obecná rovnice kmitání vypadá takto:

$$x(t) = X_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad (3.5)$$

Potom derivace této okamžité výchylky se nazývá rychlost:

$$v(t) = \frac{dx(t)}{dt} = \omega \cdot X_{\max} \cdot \cos(\omega \cdot t) = V_{\max} \cdot \sin\left(\omega \cdot t + \frac{\pi}{2}\right) \quad (3.6)$$

Dále se z derivace rychlosti dá vypočítat zrychlení:

$$a(t) = \frac{dv(t)}{dt} = \frac{d^2x(t)}{dt^2} = -\omega^2 \cdot X_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) = -A_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t) = A_{\max} \cdot \sin(\omega \cdot t + \pi) \quad (3.7)$$

kde $A_{\max}$ je amplituda zrychlení

$V_{\max}$ je amplituda rychlosti

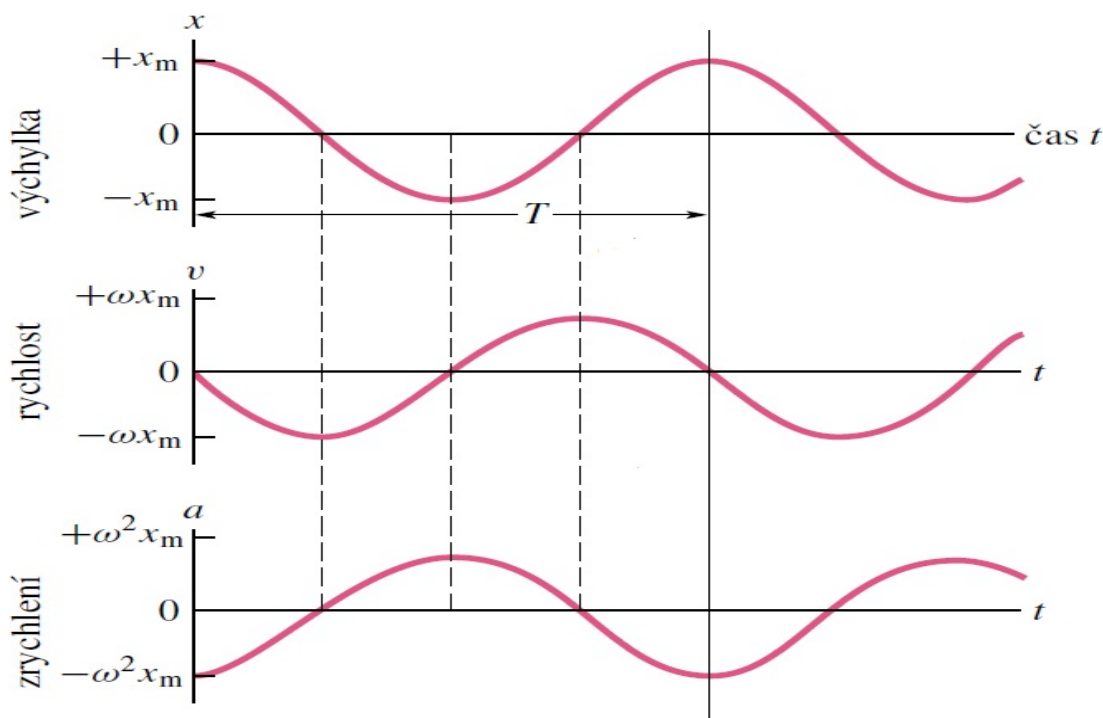
t znázorňuje čas.

Další veličiny, které jsou uvedeny na obrázku 3-1 jsou střední absolutní hodnota X_{ave} a střední kvadratická hodnota X_{RMS} . Tyto hodnoty se vypočítají následovně:

$$X_{\text{ave}} = \frac{1}{T} \cdot \int_0^T |x(t)| \cdot dt \quad (3.8)$$

$$X_{\text{RMS}} = \sqrt{\frac{1}{T} \cdot \int_0^T x^2(t) \cdot dt} \quad (3.9)$$

Efektivní hodnota (RMS) obsahuje informaci o výkonu kmitání. Pokud doba měření není rovna periodě (u praktických aplikací nebývá), potom nezískáme při opakujících se měřeních vždy přesně stejnou hodnotu. Tato skutečnost nastává, i pokud zachováme všechny zásady pro správné měření. Efektivní hodnota je při každém měření vypočítána z náhodného průběhu vlnění. [1]



Obrázek 3-5 - Vztah mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením [5]

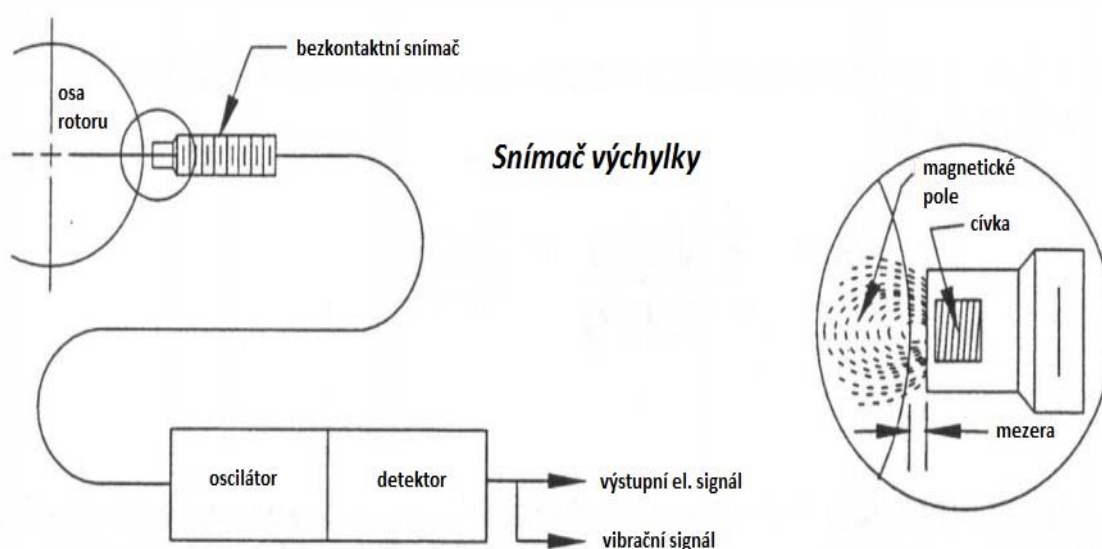
Obrázek 4-1 - Schéma analyzátoru vibrací

4.2 Snímače vibrací

4.2.1 Snímače výchylky

V současné době je často používaným typem bezkontaktní snímač, který funguje na bázi vířivých proudů. Princip tohoto snímače je využití změny Foucaultových proudů při změně odporu prostředí v důsledku změněné vzdálenosti. Dále jsou používány laserové, kapacitní, indukční a ultrazvukové snímače.

Snímače výchylky se používají nejčastěji pro měření vibrací hřídelů. Principem je měření relativní vibrace hřídele vůči statorové části stroje, obvykle se měří vůči ložisku. Snímač výchylky založený na principu vířivých proudů měří vzdálenost mezi špičkou snímače a mezi vodivým povrchem. [1]

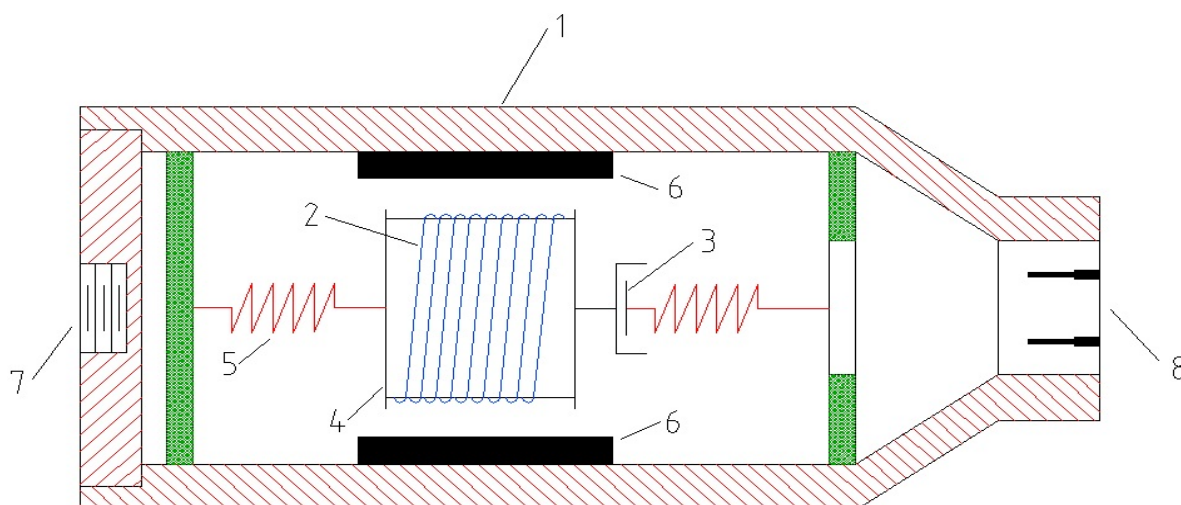


Obrázek 4-2 - Snímač výchylky

4.2.2 Snímače rychlosti

Snímač rychlosti je seismické zařízení generující napěťový signál, který je úměrný mechanické vibrační rychlosti tělesa. Obecně lze říci, že se snímače rychlosti montují na nerotující konstrukci stroje. [4]

Jak již bylo řečeno výše, snímače rychlosti pracují na využití elektromagnetické indukce. Pokud se cívka pohybuje v magnetickém poli, pak se na vývodech cívky vytváří napětí. Velikost napěťového signálu je přímo úměrná relativní rychlosti, která je vztažena mezi cívku a magnetickým polem. Relativní rychlost potom odpovídá rychlosti měřeného stroje. Snímače rychlosti působí v pracovním rozsahu 10 až 1000 Hz. Místo pro připevnění snímače rychlosti vibrací musí být uzpůsobeno tak, aby plocha pro upevnění snímače byla rovná a o něco větší než základna snímače. [1]



Snímač rychlosti

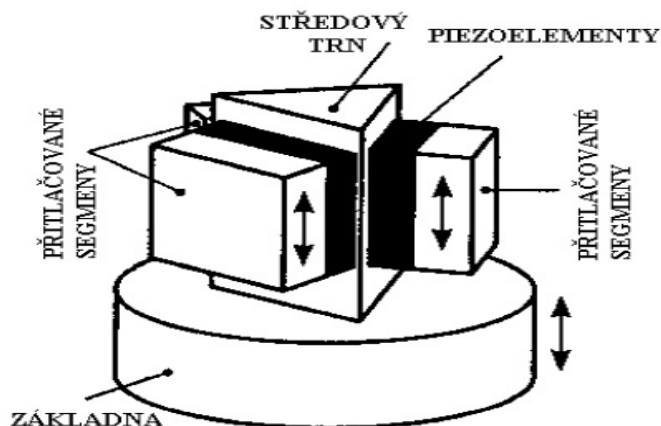
- | | |
|--------------------|------------------------|
| 1. Pouzdro snímače | 5. Pružina |
| 2. Drát cívky | 6. Pól perm. magnetu |
| 3. Tlumič | 7. Závit pro připojení |
| 4. Jádno cívky | 8. Konektor |

Obrázek 4-3 - Snímač rychlosti

4.2.3 Snímače zrychlení

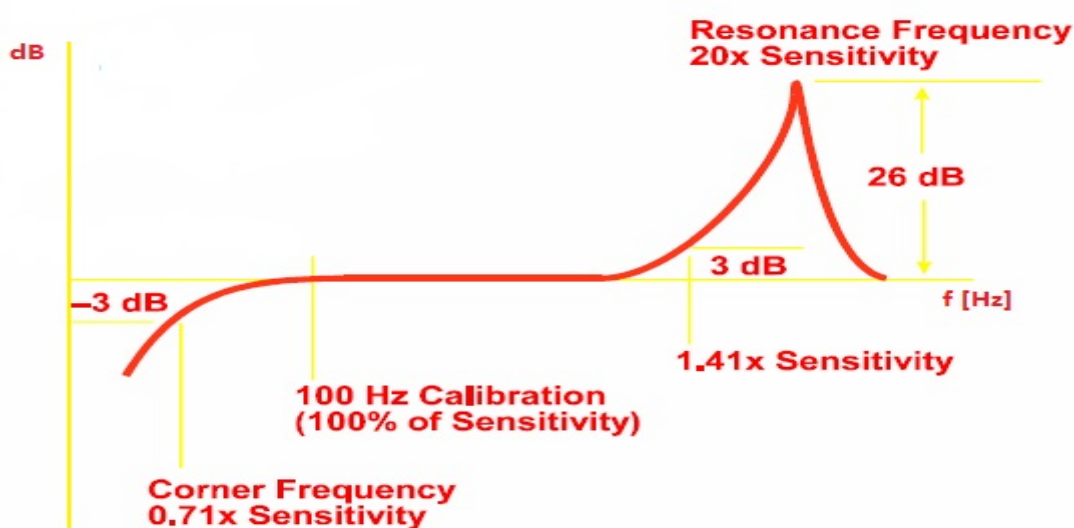
V současné době jsou používány jako základní snímače pro měření vibrací. Nejčastěji jsou používány pro měření na statických částech stroje. Snímače zrychlení mají oproti snímačům polohy a rychlosti nejméně nevýhod. Pokud se pro měření použije pouze snímač zrychlení, pak se dá pomocí integrace zjistit rychlost nebo výchylka. Matematické vztahy mezi výchylkou, rychlostí a zrychlením jsou popsány v kapitole 3.2.

Snímač zrychlení pracuje na principu deformace destičky z piezoelektrického keramického materiálu, na níž vzniká elektrický náboj. Velikost tohoto náboje je přímo úměrná deformaci. Destička, na které probíhá deformace je umístěna mezi dvěma hmotami, z nichž jedna je setrvačná referenční a druhá vrstva hmoty je pevně připojena k pouzdru snímače a tedy i se skříní stroje, který je měřen.



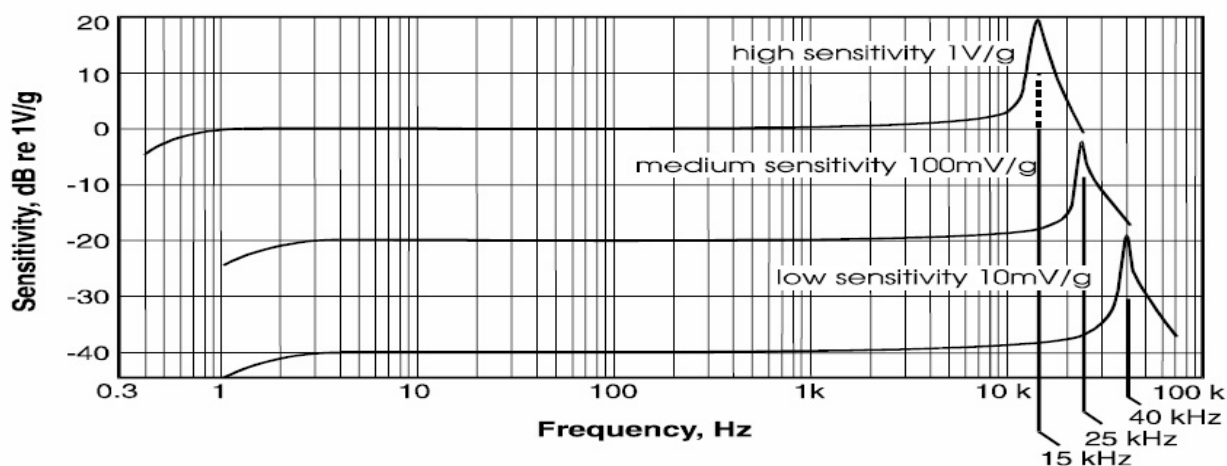
Obrázek 4-4 - Piezoelektrický akcelerometr [7]

Pokud měření stroj kmitá, potom kmitá také hmota, která je pevně spojená s pouzdem snímače, a protože referenční hmota se nehýbe a zůstává v klidu, vznikají síly působící na piezoelektrický prvek, který je silami deformován a vzniká zde elektrický náboj. Velikost tohoto náboje má přímou úměru ke zrychlení skříně stroje. Snímač zrychlení, neboli akcelerometr tedy měří absolutní vibrace. Tato skutečnost je dána tím, že referencí je nehybná setrvačná hmota, na rozdíl od snímačů výchylky. Snímače výchylky měří vibrace rotoru vůči statorové části. Statorová část ale může sama kmitat a v praxi se tak děje, takže snímače výchylky měří na rozdíl od snímačů zrychlení relativní hodnotu vibrací.



Obrázek 4-5 - Citlivost akcelerometru

Frekvenční rozsah použitelnosti a citlivost akcelerometru je dána kalibrační křivkou. Dolní frekvenční mez je dána tuhostí pružného uložení, hmotností referenční hmoty a materiálovým tlumením. Na kalibrační křivce se dolní frekvenční mez projeví poklesem jmenovité citlivosti o 3 dB. Horní mez frekvencí se projeví nárůstem citlivosti o 3 dB. [1]



Obrázek 4-6 - Kalibrační křivka snímače zrychlení [6]

Akcelerometry se vyrábí v trojím provedení a každé z těchto provedení má nějaké výhody a nevýhody. Smykový typ se v současné době vyrábí např. v provedení delta-shear. Při tomto provedení jsou tři piezoelementy uspořádané do trojúhelníku a jsou vzájemně orientované tak, aby jejich deformace směrem od základny byla minimální. Smykové akcelerometry v provedení delta-shear jsou dostatečně citlivé a přitom v tomto provedení odpadávají nevýhody tlakového typu akcelerometru. Tento typ akcelerometru je v praxi nejběžnější pro měření absolutních vibrací.

Tabulka 4-1 - Typy akcelerometrů [1]

Typ akcelerometru	výhody	nevýhody
smykový 	široký frekvenční rozsah, relativně odolný, nízký teplotní vliv	menší citlivost
tlakový 	široký frekvenční rozsah, odolný na rázy	náchylný na teplotní vlivy, náchylný na deformaci základny
ohybový 	měří velmi nízké frekvence, má velmi vysokou citlivost	křehký, citlivý na rázy

5 ANALÝZA VIBRACÍ

Nejčastějším případem jak analyzovat vibrace je tzv. frekvenční analýza. Mnohdy se také používá přímo analýza časová, ovšem ve většině případů tomu tak není. Zjednodušeně lze říci, že časová vlna, která je složena z jednotlivých příspěvků od vibrujících částí stroje (tyto příspěvky mají ve většině případů různé frekvence), jde pomocí frekvenční analýzy zobrazit do podoby, kdy je možné tyto jednotlivé příspěvky zobrazit ve frekvenčním spektru. Základním matematickým aparátem pro získání frekvenční analýzy je Fourierova transformace, na jejímž principu pracuje většina analyzátorů vibrací.

5.1 Fourierova transformace

Průběh signálu se obvykle znázorňuje v časové oblasti. Posuzování časového průběhu signálu vhodně doplňují i jeho vlastnosti, které jsou prezentované jako rozklad na soubor elementárních funkcí. Pro technické účely je nejvýhodnější rozklad na soubor harmonických funkcí lišící se amplitudou, úhlovou frekvencí a také počáteční fází. Pokud rozložíme periodické funkce, které mají spojitý čas na kombinaci harmonických signálů, potom dostáváme Fourierovu řadu. V technické praxi se pro obecné neperiodické funkce používá rychlá Fourierova transformace - FFT (Fast Fourier Transformation). [4]

Podstatou FFT je zvolení zvláštní délky záznamu, což vychází ze značného urychlení výpočtu Fourierovy transformace z Fourierovy řady. Obecně lze říci, že FFT rozkládá signál na určité amplitudy, které odpovídají frekvenčním budícím složkám. [4]

Následující vztahy a poznatky jsou převzaty z [1]:

Při matematickém rozboru Fourierovy transformace lze na začátek uvést, že funkce $x(t)$, která je periodická v čase T , může být vyjádřena jako nekonečná posloupnost:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{\infty} [a_n \cdot \cos(n\omega t) + b_n \cdot \sin(n\omega t)] \quad (5.1)$$

Nutno dodat, že v rovnici (5.1) je $\omega = 2\pi/T$. Ze vztahu (5.1) plyne, že původní funkci $x(t)$ lze složit z mnoha sinusovek, které mají různé amplitudy a také jejich frekvence jsou různé a jsou to násobky základní frekvence ω . Členy a_n a b_n v rovnici (5.1) se nazývají Fourierovy neboli spektrální koeficienty funkce $x(t)$ a mohou být vypočteny pomocí následujících rovnic.

$$a_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T x(t) \cdot \cos(n\omega t) dt \quad (5.2)$$

$$b_n = \frac{2}{T} \cdot \int_0^T x(t) \cdot \sin(n\omega t) dt \quad (5.3)$$

Při měření a následném zpracování naměřených vibračních signálů pracujeme s předpokladem, že funkce je periodická v naměřeném intervalu T . Toto tvrzení ve většině případů

neodpovídá skutečnosti a potom je třeba dalších úprav signálu tak, aby se v analýze nevyskytlo mnoho chyb.

Současné analyzátory pracují na principu diskretizace a to tak, že naměřený signál jde na vstupu analyzátoru do A/D převodníku, který naměřenou časovou vlnu zaznamená jako posloupnost N diskrétních hodnot, které mají pravidelné časové rozestupy v intervalu T .

Funkci $x(t)$, která je diskretizována na množině N jednotlivých časových okamžiků potom můžeme napsat jako konečnou Fourierovu řadu:

$$x_k (= x(t_k)) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left(a_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_k}{T}\right) + b_n \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_k}{T}\right) \right) ; k = 1, N \quad (5.4)$$

Přitom Fourierovy koeficienty mohou být zobrazovány, a často tomu tak je, jako amplitudy c_n a fáze ϕ_n :

$$c_n (= X_n) = \sqrt{a_n^2 + b_n^2} \quad (5.5)$$

$$\phi_n = \arctg\left(-\frac{b_n}{a_n}\right) \quad (5.6)$$

Pokud jsou Fourierovy koeficienty vyjádřeny způsobem jako v rovnicích (5.5) a (5.6), potom je možné konečnou Fourierovu řadu zapsat jako:

$$x_k (= x(t_k)) = \frac{a_0}{2} + \sum_{n=1}^{N/2} \left(c_n \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_k}{T} + \phi_n \right) \right) \quad (5.7)$$

Tvar Fourierovy transformace, který je uveden v rovnici (5.7) se nazývá diskrétní Fourierova transformace. Fourierovou transformací převádíme původní naměřenou informaci z časové oblasti do frekvenční oblasti, ve které každému fyzikálnímu jevu odpovídá samostatná sinusovka odpovídající frekvence (nevyváženost, porucha ložiska apod.), kdežto v časové oblasti jsou jevy promíchány. Vzniklé Fourierově řadě říkáme ve vibrační diagnostice frekvenční spektrum.

Mezi délkou vzorku T , počtem diskrétních hodnot N , vzorkovací frekvencí f_s a rozsahem neboli rozlišením frekvenčního spektra platí základní vztah:

$$\Delta f = \frac{1}{T} = \frac{f_s}{N} \quad (5.8)$$

$$f_{\max} = \frac{f_s}{2} = \frac{1}{2} \cdot \frac{N}{T} \quad (5.9)$$

kde $f_{\max}$ je Nyquistova frekvence (rozsah spektra je 0 - $f_{\max}$)

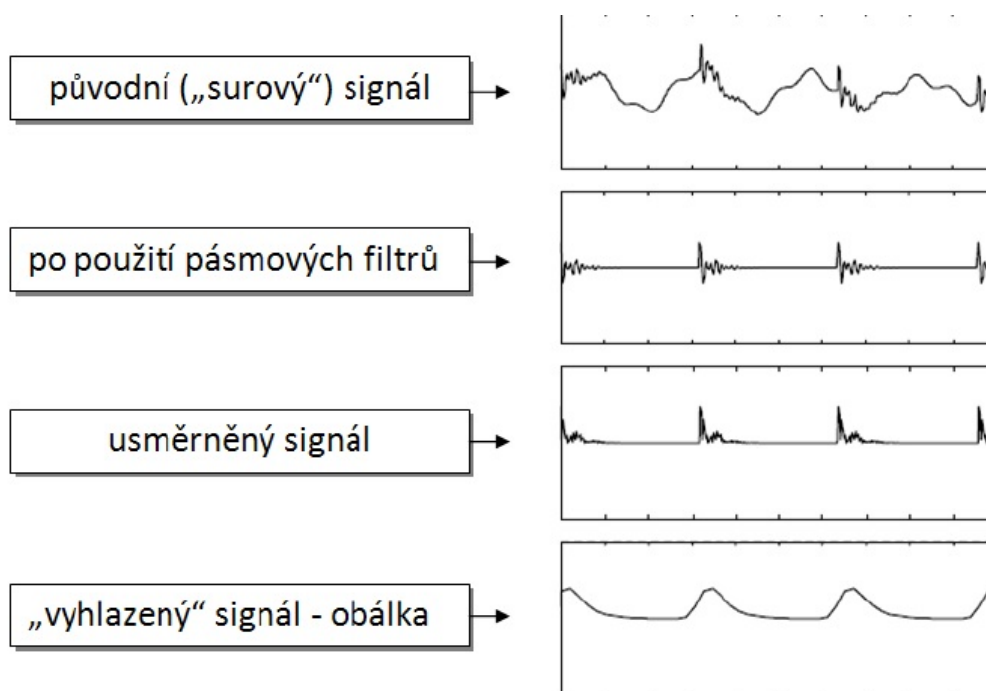
Δf je rozlišení čar ve spektru.

Jak už bylo řečeno výše, v současných analyzátoch je nastaven algoritmus rychlé Fourierovy transformace (FFT), kde N odpovídá celočíselné mocnině čísla 2.

5.2 Obálková metoda

Protože tato práce je zaměřena na vibrace mechanického původu, a především na vibrace způsobené od poškozených ložisek, je zde uvedena obálková metoda (nazývána také obálka zrychlení).

Pro dobrou analýzu dat poškozených ložisek se v současné době široce používá obálková metoda. Její princip je měření rázových impulsů. Tyto impulsy vznikají odvalováním valivých elementů ložiska přes poruchy v oběžných drahách ložiska, které vznikly opotřebením. Přes vysokofrekvenční filtry prochází signál z akcelerometru a tam dojde k odfiltrování nízkofrekvenčních kmitů, které jsou projevem mechanických závad, jako je například nevyváženost nebo nesouosost. Tato část signálu se dále upraví usměrněním a zůstanou jen kladné zesílené hodnoty. Dále signál prochází přes obálkový detektor. V obálkovém detektoru dochází k vyhlazení signálu. [1] [12]



Obrázek 5-1 - Vytvoření obálky zrychlení [12]

Při použití obálkové metody lze nejen zjistit poškození ložiska, ale pokud je pak zpracováno FFT spektrum signálu - ukazuje ložiskové poruchové frekvence a jejich harmonické složky. Tímto postupem je možné zjistit který element ložiska je poškozen (vnitřní kroužek, vnější kroužek, valivé elementy nebo klec). [4]

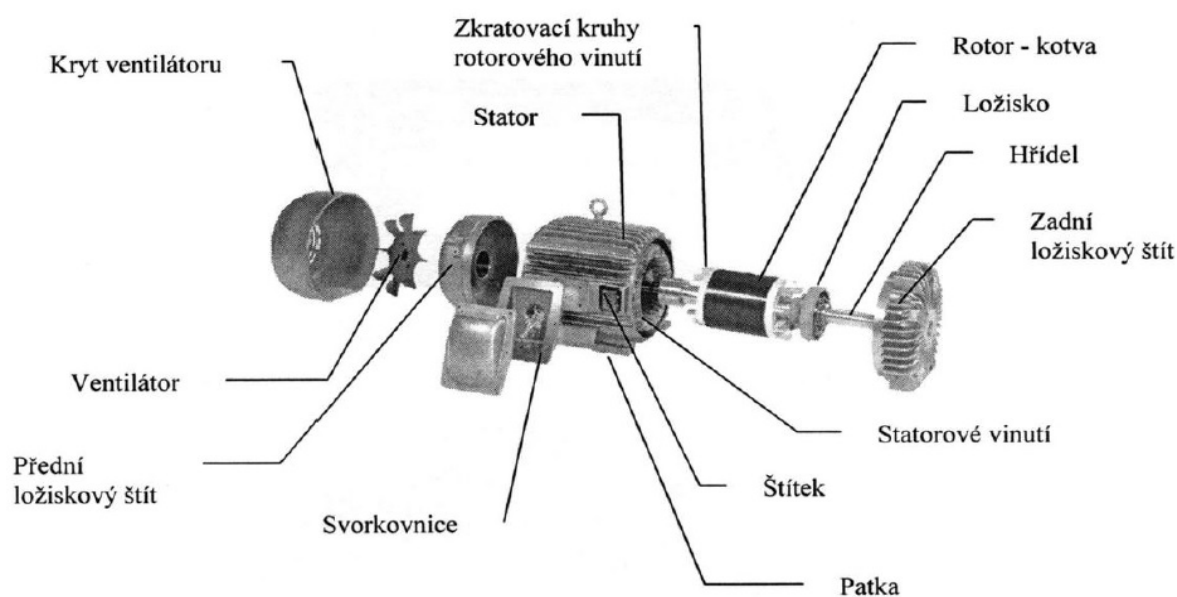
Tyto harmonické složky lze také spočítat analyticky podle vzorců z kapitoly 7.5.2. Schopnost rozlišit, který element ložiska je poškozen vychází ze skutečnosti, že části ložiska mají relativní rychlost vztaženou k ose rotace různou. Proto je možné pomocí specifických frekvencí rozlišit, která část ložiska je poškozena.

6 KONSTRUKCE ASYNCHRONNÍHO MOTORU

6.1 Konstrukční části asynchronního motoru

Asynchronní stroj patří do velké skupiny elektrických strojů, které umožňují elektromechanickou přeměnu energie. Asynchronní motor se skládá z pevné části (stator) a z pohyblivé části (rotor). Stator je složen z litinové konstrukce a dvou ložiskových štítů a v kostře statoru je zalisován svazek elektrotechnických plechů, které mají na vnitřním obvodu vyraženy drážky. V těchto drážkách je navinuto trojfázové vinutí (může být i jednofázové nebo dvoufázové), které je rovnoměrně rozloženo po obvodu. Začátky a konce vinutí jsou vyvedeny na svorkovnici. Plechy ve statoru jsou navzájem izolovány a tvoří část magnetického obvodu stroje. [8]

V ložiskových štítech je v ložiskách umístěn rotor. Rotor tvoří rotorové plechy umístěné na hřídeli. U motorů s kotvou nakrátko jsou drážky rotoru vyplněny tyčemi, které jsou na koncích spojeny zkratovými kruhy. Takto uspořádané tyče a kruhy tvoří klec. V dnešní době se používají lité hliníkové klece. [4] Mezi statorem a rotorem je vzduchová mezera, která umožňuje pohyb rotoru.



Obrázek 6-1 - Rozložený asynchronní patkový elektromotor s kotvou nakrátko [4]

6.2 Princip činnosti asynchronního motoru

Pokud k statorovému vinutí trojfázového asynchronního motoru připojíme napětí, vinutím začne procházet elektrický proud. Tento proud vytvoří točivé magnetické pole. Vytvořené magnetické pole se otáčí synchronní rychlostí podle vztahu:

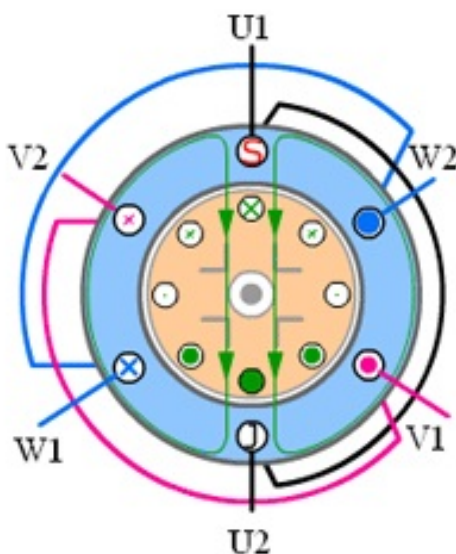
$$n_s = \frac{60 \cdot f}{p} \quad (6.1)$$

kde n_s jsou synchronní otáčky točivého magnetického pole statoru [min^{-1}]

f je síťová frekvence [Hz]

p je počet pólových dvojic [-]

Z rovnice (6.1) je zřejmé, že velikost otáček točivého magnetického pole statoru a tedy i velikost skutečných otáček rotoru je závislá na frekvenci a počtu pólových dvojic. Například u dvoupólového stroje jsou jednotlivé cívky třífázového vinutí rozloženy tak, že jejich aktivní strany jsou vzdáleny o polovinu obvodu.

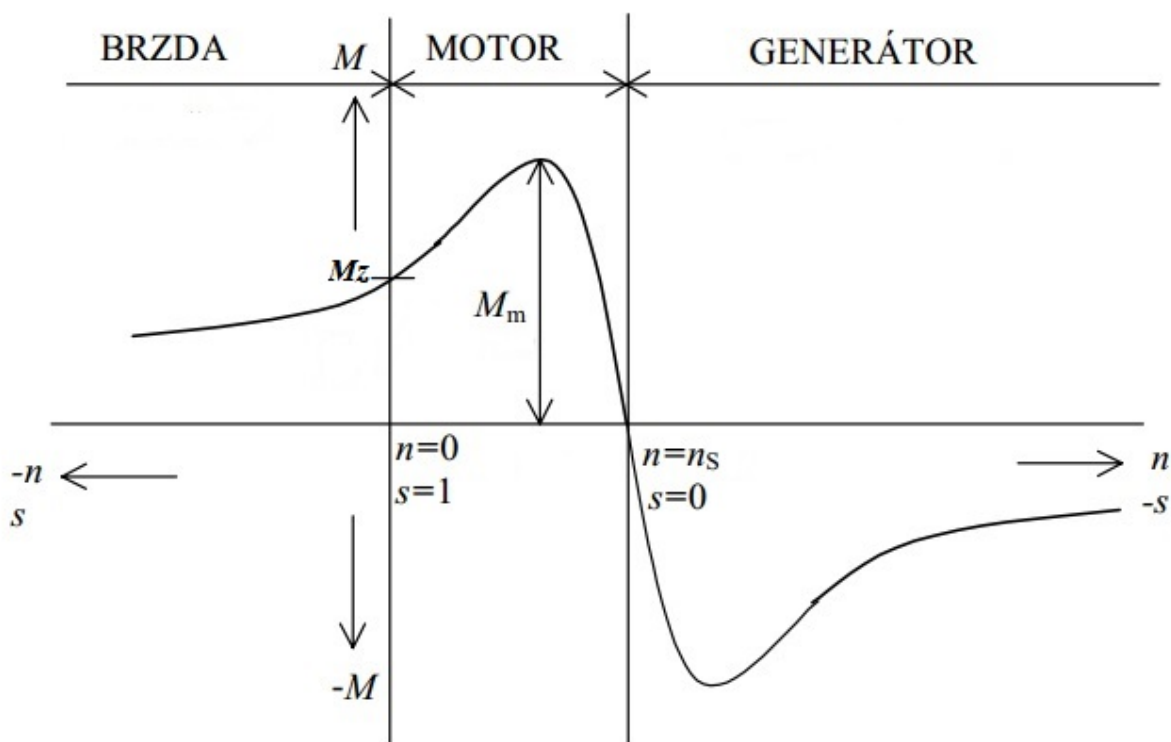


Obrázek 6-2 - Princip činnosti ASM - dvoupólový stroj

Točivé magnetické pole statoru protíná vinutí rotoru. Časovou změnou magnetického toku $d\phi/dt$ se ve vinutí rotoru indukují napětí a protože rotor je spojen nakrátko, začne rotorovým vinutím procházet proud a ten je příčinou vybudování magnetického toku rotoru. Vzájemným působením obou magnetických polí dojde ke vzniku točivého momentu, který rotor roztočí ve směru působení točivého magnetického pole statoru.

Indukované napětí v rotoru však vznikne pouze tehdy, když se bude rotor otáčet pomaleji než magnetické pole statoru. Rotor má tedy asynchronní otáčky. Rozdíl mezi otáčkami magnetického pole statoru a skutečnými otáčkami rotoru se nazývá skluz.

Jak již bylo řečeno, aby se v kotvě asynchronního motoru (v rotoru) indukovalo napětí, musí se rotor otáčet pomaleji než točivé magnetické pole ve statoru. Tento rozdíl otáček točivého magnetického pole statoru a skutečných otáček rotoru se nazývá skluz. Skutečnost, že se rotor otáčí pomaleji, než točivé magnetické pole statoru se běžně děje, protože při rozběhu motoru rotor stojí a skluz je tedy maximální a má hodnotu 1. Pokud se po rozběhu motor nezatíží, otáčí se motor téměř synchronními otáčkami magnetického pole statoru, ale ne otáčkami synchronními, což je dáno tím, že vznikají ztráty naprázdno (převážně mechanické ztráty třením v ložiskách, ventilační ztráty a pod.). Proud ve vinutí rotoru je při chodu naprázdno velmi malý, protože je velmi malý skluz. Lze tedy říci, že motor je při chodu naprázdno zatížen na hřídeli momentem, který je přímo úměrný velikosti ztrát naprázdno.



Obrázek 6-3 - Momentová charakteristika asynchronního stroje [9]

Skluz asynchronního motoru se vyjadřuje jako poměrná procentní hodnota synchronních otáček a dále je možné z tohoto vztahu vyjádřit skutečné otáčky rotoru:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \cdot 100 \quad \Rightarrow \quad n = n_s \cdot (1 - s) \quad (6.2)$$

kde s je skluz [%]

n_s jsou synchronní otáčky točivého magnetického pole statoru [min^{-1}]

n jsou skutečné otáčky rotoru [Hz]

V asynchronním stroji je několik zdrojů vibrací. Podle vzniku je můžeme rozdělit na vibrace elektromagnetického původu, mechanického původu a ventilačního původu. Mezi zdroje vibrací elektromagnetického původu patří například poruchy, kdy jsou přerušeny rotorové tyče. Další elektromagnetické poruchy mohou být způsobeny přesycováním některých částí magnetického obvodu, dále nesymetrie magnetických obvodů, nebo také ložiskové proudy. Z ventilačních závad je možno uvést například ulomenou lopatku ventilátoru. Elektromagnetické a ventilační závady způsobující v asynchronním motoru vibrace nejsou předmětem řešení této diplomové práce. Tato práce pojednává o diagnostice závad mechanického původu, proto budou v následujících kapitolách podrobněji popsány závady týkající se nevyváženosti a závady ložisek.

7 DIAGNOSTIKA BĚŽNÝCH MECHANICKÝCH ZÁVAD ROTAČNÍCH STROJŮ

7.1 Nevyváženost

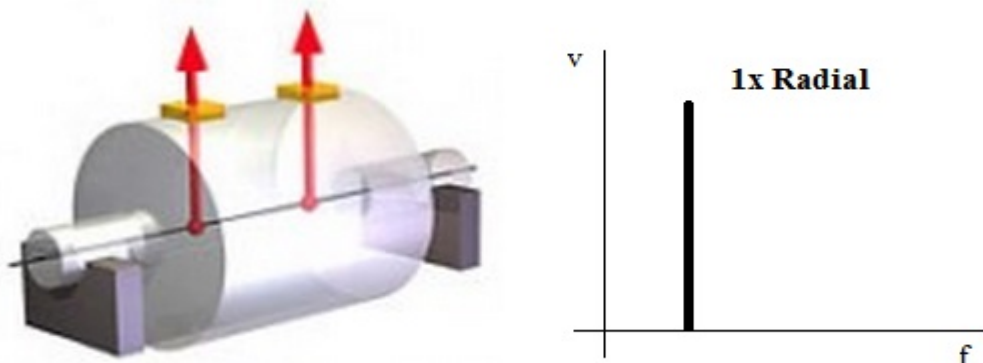
Jednou z nejběžnějších závad u rotačních strojů je jejich nevyváženost. Odstředivá síla představuje u rotačních strojů jednu ze základních budících sil. Zdrojem této síly je fakt, že u výroby rotoru není prakticky možné, aby těžiště bylo maximálně přesně na ose rotace. Jinými slovy, osa rotace se neshoduje s hlavní osou setrvačnosti. Příčin tohoto stavu může být několik, ať už konstrukční, technologické, výrobní (vše má určité tolerance) či montážní. Protože v drtivé většině případů je odstředivá síla nežádoucím jevem, a je v zařízení škodlivá, potom znamená zvýšené namáhání částí rotoru, ložisek a jiných konstrukcí. Proto je potřeba rotory vyvažovat, aby tato síla byla co nejvíce eliminována. [1]

Existuje několik typů nevyváženosti a to podle toho, jak je hmota rozložena na rotoru a také jak se projeví na poloze hlavní osy setrvačnosti ve vztahu k ose rotace. Typy nevyváženosti jsou statická, momentová a dynamická.

7.1.1 Statická nevyváženost

Spočívá v tom, že dvě nevyváženosti mohou mít stejnou velikost a polohu a také mohou být stejně vzdáleny od těžiště. Tentýž stav může nastat při jedné jediné nevyváženosti, která bude působit v těžišti, tedy ve středu rotoru. Pokud takový rotor uložíme na dva břity, bude se tak dlouho otáčet (kolébat), až bude jeho těžké místo (místo s nevyvážeností) směřovat dolů. Tato nevyváženost se nazývá statická, protože působí i bez rotace. Tato nevyváženost způsobuje posunutí těžiště rotoru z geometrického středu, přičemž za provozu rotor kmitá rovnoběžně ke své ose rotace. Statická nevyváženost by se měla vyrovnávat v těžišti rotoru a to tím, že se materiál v těžkém místě odstraní, nebo se naopak přidá na protilehlém místě. [10]

Statická nevyváženost se projevuje stejnou fází a je ustálená. Při této nevyváženosti se amplituda zvětšuje se čtvercem otáčkové frekvence. To znamená, že zvýšení otáčkové frekvence 3x odpovídá 9x vyšším vibracím. Ve spektru je vždy přítomna první harmonická 1x, což znamená, že špička má stejnou frekvenci jako frekvence otáčení a ve spektru je obvykle dominantní. [11]

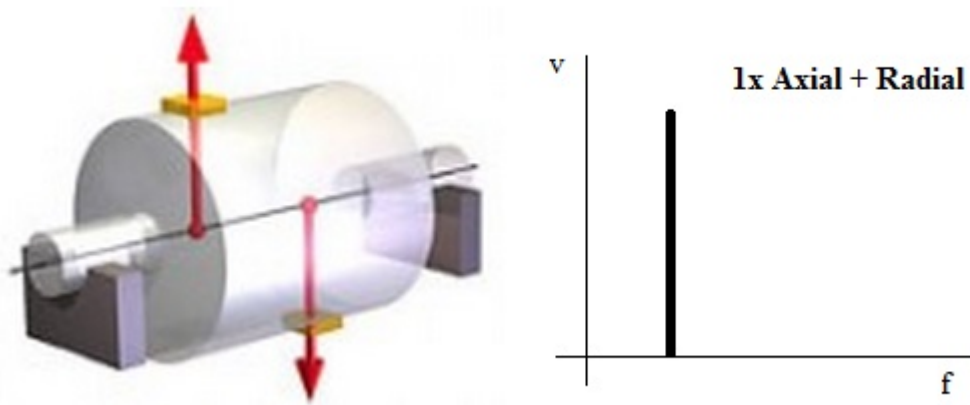


Obrázek 7-1 - Statická nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru

7.1.2 Momentová nevyváženost

Dvě nevyváženosti mohou mít sice stejnou velikost, ale jejich poloha je přesně o 180° proti sobě pootočená. Takto rozdělená nevyváženost už se nezjistí pouhým odvalením rotoru, protože rotor při této nevyváženosti za klidu nezaujímá žádnou jednoznačnou polohu. Otáčející se pohyb v tomto případě provádí klátivý pohyb kolem osy (kolmo k ose rotace), protože obě nevyváženosti vytvářejí moment. Pro vyrovnání této nevyváženosti je potřeba opačný moment, tedy dvě stejně velké korekční nevyváženosti. [10]

Při momentové nevyváženosti je vždy přítomna první harmonická $1x$ a normálně dominuje ve spektru. Amplituda se mění s kvadrátem otáček. Může způsobovat velké axiální vibrace spolu s radiálními vibracemi. [11]



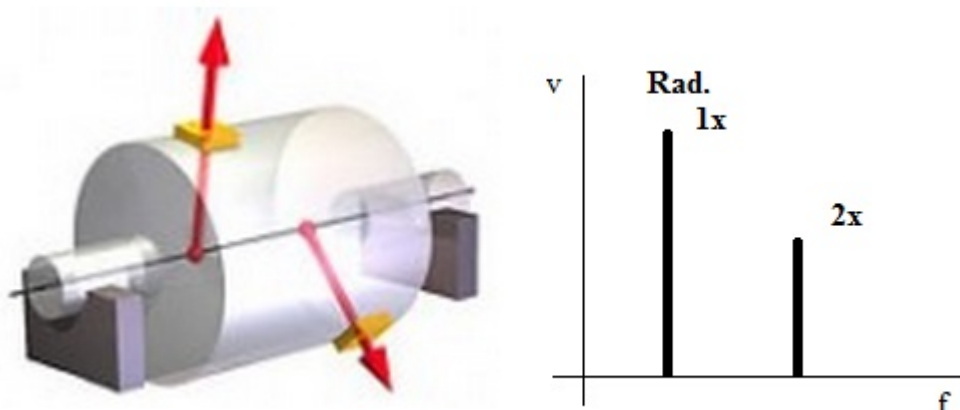
Obrázek 7-2 - Momentová nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru

7.1.3 Dynamická nevyváženost

Reálný rotor neobsahuje pouze jednotlivé nevyváženosti, ať už statické či momentové, ale teoreticky nekonečný počet nahodile působících nevyvážeností podél osy rotace. Tyto nevyváženosti se mohou nahradit dvěma výslednými, které působí ve dvou libovolných rovinách. Tyto nevyváženosti obecně mají rozdílnou velikost a úhlovou polohu. Tato nevyváženost se nazývá dynamická, protože jde kompletně zjistit pouze za rotace. Je zřejmé, že se dá rozdělit na statickou a momentovou nevyváženost. Pro úplné odstranění nevyváženosti je zapotřebí dvou vyvažovacích rovin. [10]

Ve spektru dominuje amplituda otáčkové frekvence rotoru $1x$ a pro korigování jsou nutně potřeba dvě roviny. Při této nevyváženosti může být fázový rozdíl mezi horizontálními vibracemi obecný a může být jakýkoliv od 0° do 180°. Rozdíl fází v horizontálním směru má významně souhlasit s rozdílem fází ve vertikálním směru při porovnání měření na vnějším a vnitřním ložisku (+30°). U této nevyváženosti je také 90° rozdíl fází mezi horizontálními a vertikálními vibracemi na každém ložisku. [11]

Velká nevyváženost také může způsobit nelinearitu a výskyt amplitudy s dvojnásobnou frekvencí otáčkovou, čili druhou harmonickou $2x$. [4]

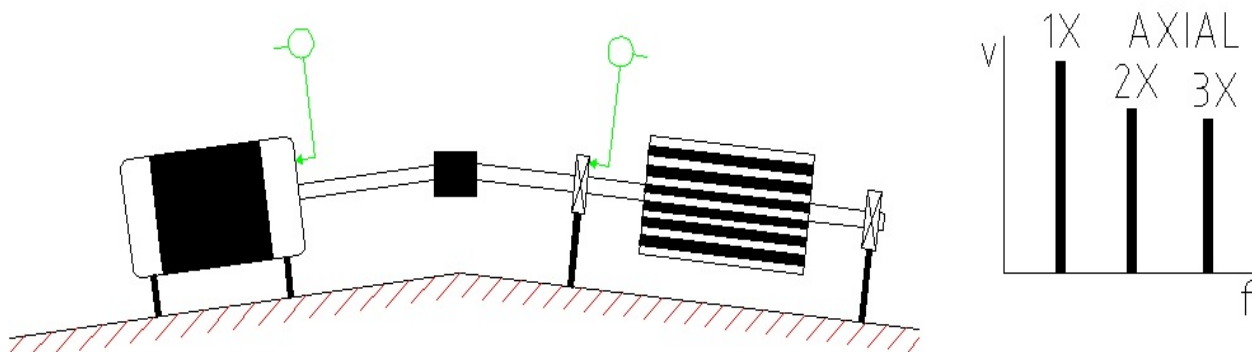


Obrázek 7-3 - Dynamická nevyváženost [10] a její projev ve frekvenčním spektru

7.2 Nesouosost

7.2.1 Úhlová nesouosost

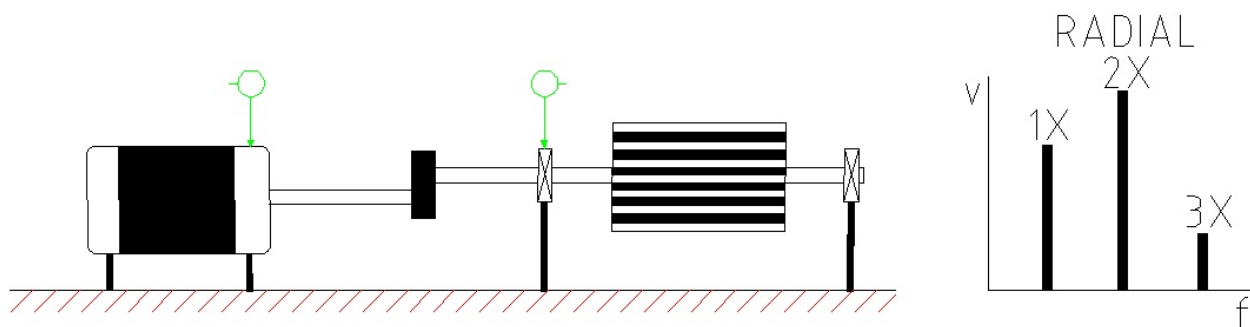
Úhlová nesouosost je charakterizována velkými axiálními vibracemi. Tyto vibrace jsou přes spojku v protifázi. V typickém případě jsou velké axiální vibrace na obou složkách 1X a 2X, takže se projeví první i druhá harmonická. Ovšem není neobvyklé, pokud dominuje některá ze složek 1X, 2X nebo 3X. Výrazná úhlová nesouosost může budit velké množství harmonických násobků frekvence otáčení. To může indukovat i existenci problémů se spojkou. [11]



Obrázek 7-4 - Ukázka úhlové nesouososti a její projev ve spektru

7.2.2 Nesouosost posunutím

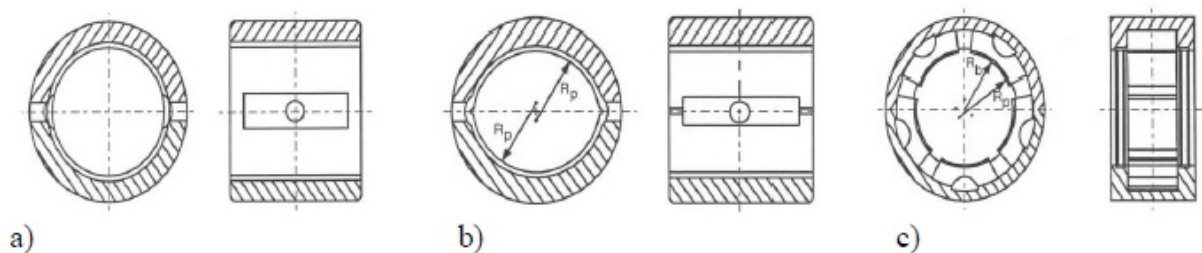
Tento druh nesouososti vzniká paralelním posunutím, viz obrázek 7-5. Oproti úhlové nesouososti vykazuje velké radiální vibrace, které jsou přes spojku přibližně v protifázi. Složka druhé harmonické 2X bývá často větší než složka první harmonické 1X. Velikost druhé harmonické oproti první harmonické je ale často určena typem a konstrukcí spojky. Pokud nastane případ, že je úhlová nebo paralelní nesouosost výrazná, potom může generovat ve spektru velké amplitudové špičky na řadě harmonických násobků, řádově 4X až 8X. [11]



Obrázek 7-5 - Ukázka paralelní nesouososti a její projev ve spektru

7.3 Poruchy kluzných ložisek

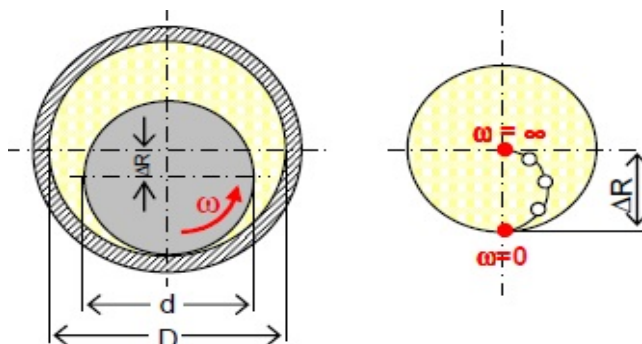
Kluzná ložiska se také někdy nazývají jako hydrodynamická ložiska. Spočívají na principu vytvoření mazacího filmu mezi rotujícím čepem a stacionární pánví kluzného ložiska. Existují tři základní typy kluzných ložisek. Tyto typy jsou válcová kluzná ložiska, citronová kluzná ložiska a kluzná ložiska s naklápěcími segmenty. [4]



Obrázek 7-6 - Kluzná ložiska -a) válcové, b) citronové kluzné, c) s naklápěcími segmenty [4]

7.3.1 Princip funkce kluzného ložiska

Otvor v ložisku je kruhový a jeho průměr je větší o radiální vůli. Pokud je ložisko v klidu, potom tedy čep dosedá na dolní pánev, je tedy boční vůle rovna jedné polovině vertikální vůle. Na obrázku 7-7 je znázorněn nejjednodušší tvar kluzného ložiska tzv. válcové ložisko. Ve skutečných konstrukcích ložisek je výše zmíněná vertikální vůle okolo 1,5 až 2 promile průměru. To znamená, že při průměru čepu 200 mm je vůle asi 0,3 až 0,4 mm. [1]



Obrázek 7-7 - princip činnosti kluzného ložiska. [1]

Kluzná plocha nemůže být z oceli, protože při kovovém kontaktu čepu a ložiska by docházelo k nadměrnému výskytu tepla a také k poškození obou částí zadíráním. To je vyřešeno většinou tak, že se ocelová nosná konstrukce vylíje kompozicí o určité tloušťce. Pro správnou funkci ložiska je nutné dobře vyřešit olejový přívod a odvod a zabránit úniku mazacího oleje. [1]

Mazací ústrojí je nesmírně důležitá součást ložiska. Rotující čep je totiž nesen v ložiskovém pouzdru hydrodynamickými silami. Tyto síly zmenšují třecí ztráty. Čím rychleji se rotující čep otáčí, tím více se přesunuje čep ke středu ložiska. Většina podobných ložisek se chová podobně při stejném tzv. Sommerfeldově čísle. Všechny veličiny, které charakterizují kluzná ložiska, se tedy udávají v závislosti na Sommerfeldově čísle. Sommerfeldův vzorec je uveden zde: [4]

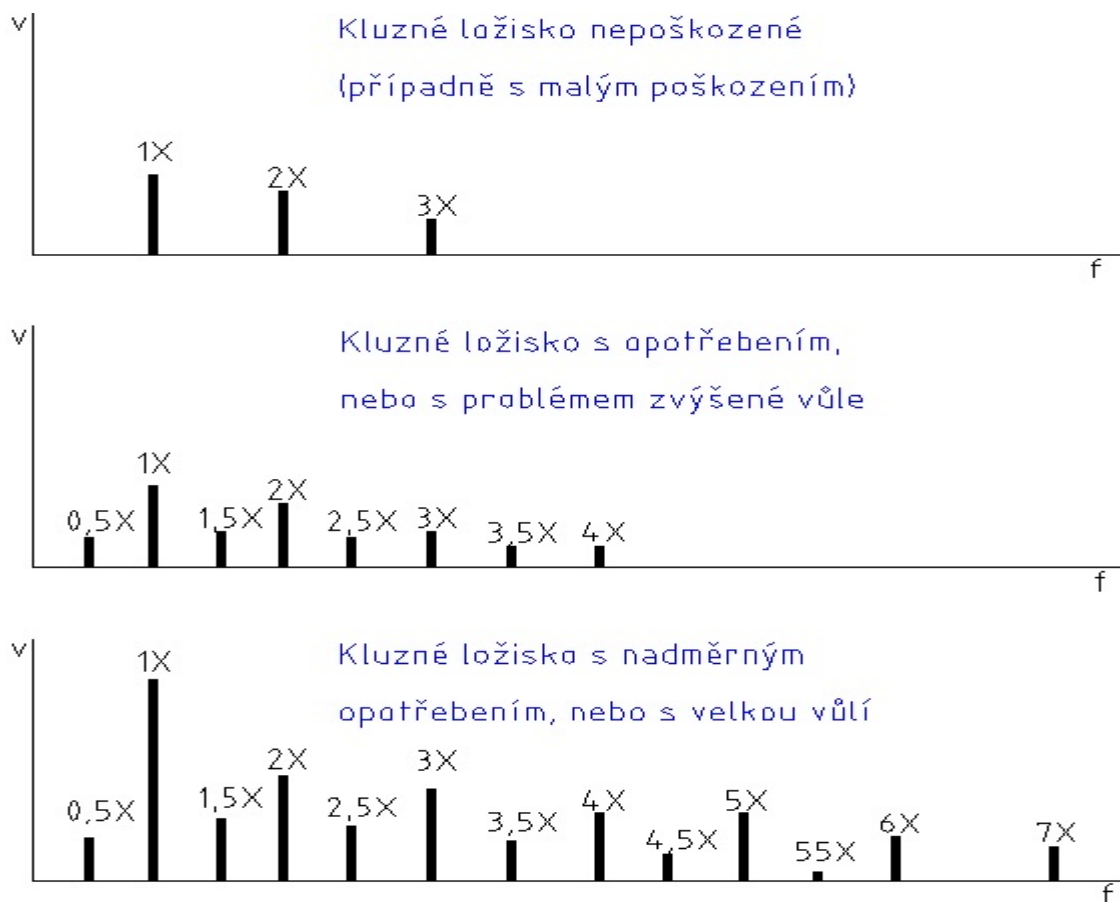
$$S_o = \frac{P_m \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_z} \quad [-] \quad (7.5)$$

kde:	P_m	je střední měrný tlak	$[\text{Pa}] = \frac{F_{\text{stat}}}{B \cdot D}$
	F_{stat}	statické zatížení ložiska	$[\text{N}]$
	D	průměr ložiska	$[\text{m}]$
	d_c	průměr čepu hřídele	$[\text{m}]$
	ψ	relativní ložisková vůle	$[(D-d_c)/d_c]$
	ω_z	úhlová rychlost otáčení čepu	$[\text{s}^{-1}]$
	η_{ol}	dynamická viskozita oleje	$[\text{Pa} \cdot \text{s}]$
	B	šířka ložiska	$[\text{m}]$

7.3.2 Opotřebení, nadměrná vůle

Opotřebení a nadměrná vůle jsou jedny ze základních problémů kluzných ložisek. Pokud jsou generovány vysoké vibrace od kluzného ložiska, potom se většinou jedná o problém mazání, uvolnění, nesprávného zatížení, nebo také zvýšené vůle v ložisku. Pro správnou funkci ložiska je vyžadováno, aby radiální vůle v ložisku nebyla příliš velká, ale ani příliš malá, protože to potom může znamenat zhoršení mazání. Při zhoršeném mazání potom dochází k vyššímu tření a kluzné ložisko obvykle hřeje. Velká vůle se projevuje jako typická nelinearita. [4]

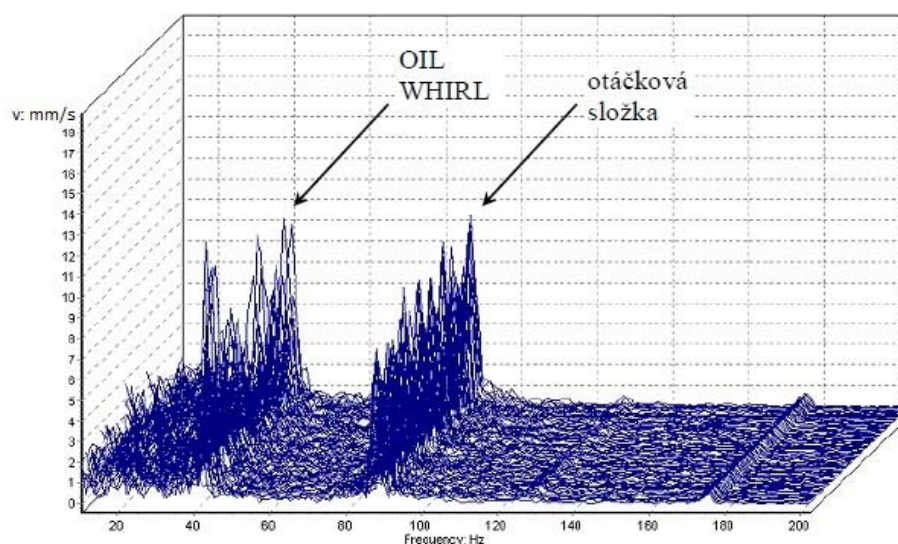
Při opotřebení v něm vzniká nadměrná vůle. To se obvykle projeví přítomností řady harmonických násobků frekvence otáčení, a to zejména ve spektru. Dále se tyto závady ve spektru projevují velkou amplitudou první harmonické 1X. [1]



Obrázek 7-8 - Základní typická spektra kluzných ložisek

7.3.3 Nestabilita oleje - Oil Whirl (víření oleje)

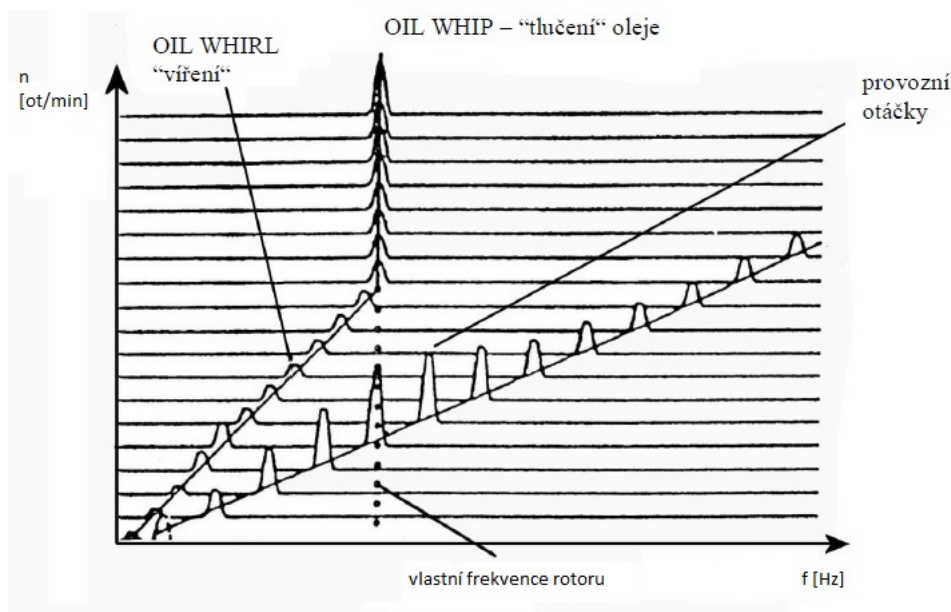
Víření oleje je případ, kdy olejový film způsobí subsynchronní procesní složku pohybu hřídele. To znamená, že olejový klín "tlačí" hřídel dokola v ložisku s frekvencí, která je menší než frekvence otáčení a je souběžná. Tato nestabilita se projevuje na subsynchronní frekvenci (oblast pod frekvencí otáčení) asi 0,4 - 0,48X a je často dost silná. [1]



Obrázek 7-9 - Spektrum při víření oleje [4]

7.3.4 Nestabilita oleje - Oil Whip (tlučení oleje)

Nestabilita tlučení oleje se objevuje tehdy, pokud je stroj provozován nad dvojnásobkem kritických otáček rotoru. Olej v ložiskách může způsobit rezonanci a tedy i způsobit nadměrné vibrace pokud se rotor roztočí k dvojnásobku kritických otáček. Potom je frekvence víření oleje blízko kritickým otáčkám rotoru. Nestabilita tlučení oleje vyvolává příčné subharmonické vibrace. Tyto subharmonické vibrace mají frekvenci, která se rovná kritickým otáčkám rotoru při souběžné precesi. Frekvenční špička, která vzniká z tlučení oleje, zůstává ve spektru a pozná se tak, že se na rozdíl od frekvence víření oleje nemění s otáčkami rotoru. [1]



Obrázek 7-10 - Frekvenční spektrum při nestabilitě tlučení oleje [4]

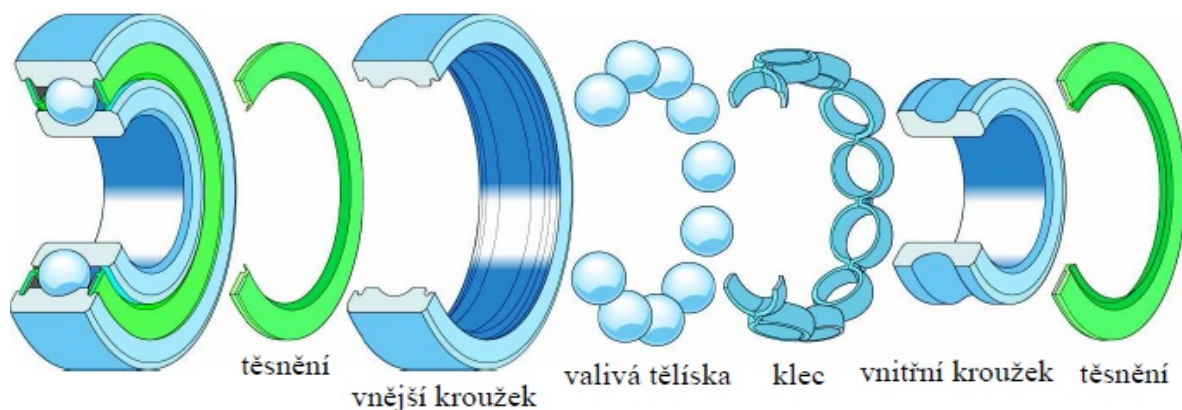
7.4 Poruchy valivých ložisek

Valivými ložisky je vybavena velká část současných strojů. Základní funkce ložiska je přenos sil z rotujících součástí na konstrukci a také ve snížení tření v soustavě. Valivá ložiska bývají velice precizní, mnohdy i s desetkrát menšími tolerancemi než u ostatních částí stroje. Bohužel až 80% ložisek nedosáhne své konstrukční trvanlivosti, a to v důsledku působení faktorů snižujících životnost. Mezi tyto faktory patří nedokonalé mazání, nebo také použití špatného maziva. Dále to může být znečištění špínou, vniknutí vlhkosti, nesprávná montáž a mnoho jiných faktorů. Na ložiska jsou mnohdy kladena vysoká dynamická zatížení a enormní vibrace. Teoretická životnost ložiska se mění se třetí mocninou zatížení ložiska. [1]

U valivých ložisek se zatížení přenáší pomocí valivých elementů. Tyto elementy jsou nejčastěji umístěny mezi dvěma kroužky a klíč je omezen jejich další vzájemný pohyb. Podle tvaru valivých elementů lze ložiska rozlišit na: [12]

- kuličkové
- kuželíkové
- válečkové
- jehlové
- soudečkové

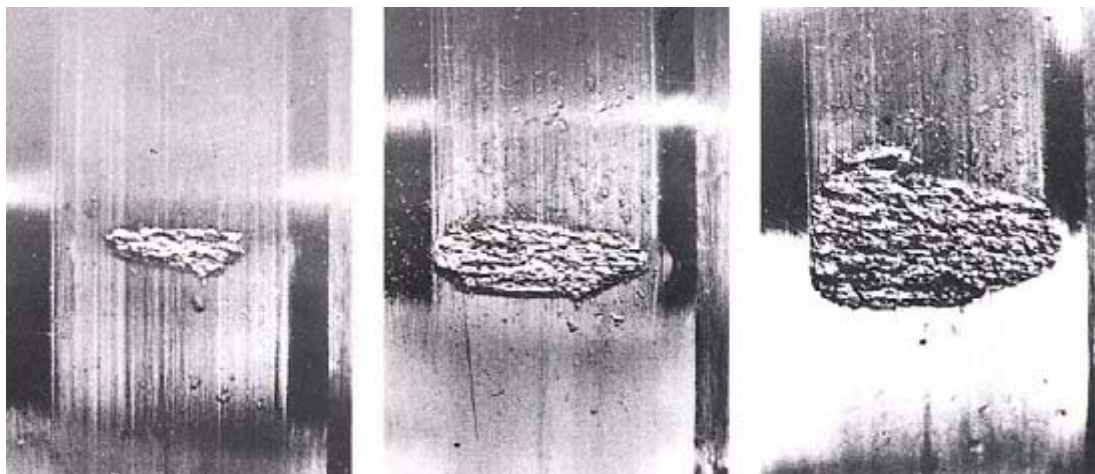
Důležitý faktor při výběru ložiska pro určitý stroj je směr zatěžovací síly. Směr zatěžovací síly udává další dělení ložisek, a to na axiální a radiální. U radiálních ložisek působí většina sil kolmo na osu ložiska a u axiálních jsou tyto síly spolu s osou rovnoběžné. [12]



Obrázek 7-11 - Komponenty valivého ložiska [1]

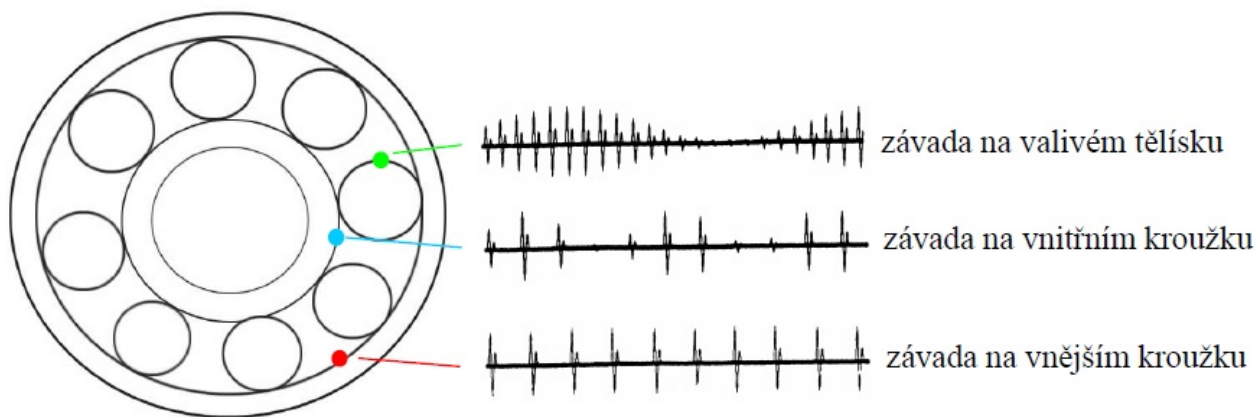
7.4.1 Poškození valivých ložisek

Valivé ložisko může selhat z mnoha příčin. Tyto příčiny jsou např. nesprávné mazání, znečištěné mazivo, větší zatížení než předpokládané (může být způsobeno jinými problémy stroje - nevyváženost, nesouosost, ohnutý hřídel apod.), nesprávná montáž nebo zacházení, stárí (povrchová únava) a další. Počáteční únava ložiska vyplývá ze smykových napětí. Tyto smyková napětí se cyklicky objevují pod plochou, která nese zatížení. Po určité době tato napětí způsobí trhliny v materiálu. Průchod valivých elementů přes trhliny má za následek odlamování částecek materiálu. Tento děj je znám jako vydrolování (pitting). Pokud se vydrolování zvětšuje, potom může dojít až k vyřazení ložiska z provozu. Jiný typ poškození ložiska je iniciován poškozením plochy. Toto poškození způsobuje trhliny, které se tvoří na povrchu a šíří se do materiálu. V obou případech poškození ložiska trvá dlouhou dobu a takto poškozené ložisko produkuje zvukové a vibrační signály. Tyto signály při detekování a správném analyzování poskytují dostatek času na nápravu příčiny problému ložiska. Pokud je to nezbytné musí se ložisko vyměnit, než dojde k jeho selhání. [4]



Obrázek 7-12 - Vydrolování ložiska [13]

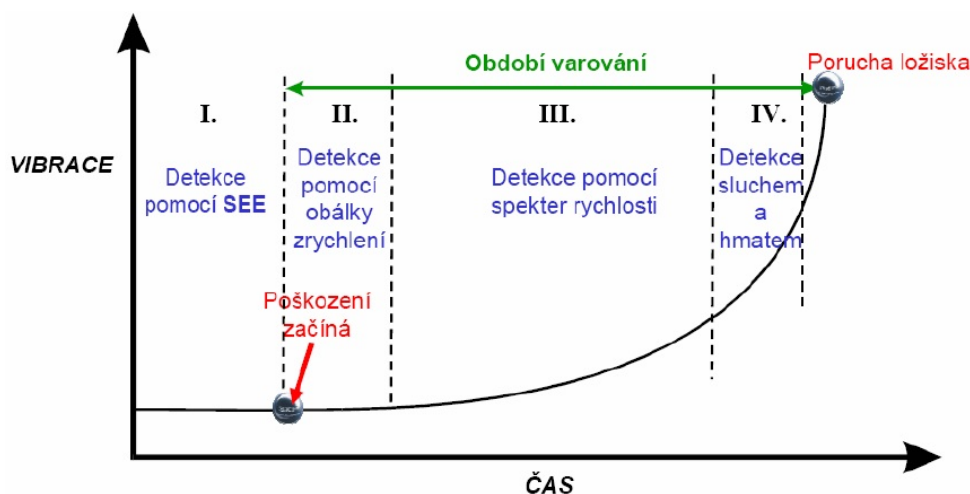
Ložiskové frekvence závad jsou necelými násobky frekvence otáčení. Nejedná se o harmonické násobky frekvence otáčení. Jedná se o jeden z mála zdrojů vibrací, které generují necelé násobky otáčkové frekvence. [1]



Obrázek 7-13 - Generování frekvencí ložiskových závad [1]

Jednotlivé fáze poškození ložiska

V první fázi poškození ložiska vlivem defektů, které mají rozměry řádově několik mikrometrů se začne šířit tělesem ložiska akustická emise o frekvencích několika MHz. Spojitý signál z piezoelektrického snímače se obvykle filtruje přes pásmovou propust v oblasti 10^5 Hz a poté je statisticky zpracován. Tyto naměřené hodnoty (střední hodnota, efektivní hodnota, směrodatná odchylka aj.) se dále v průběhu životnosti ložiska porovnávají a může z nich být patrné narůstající poškození. V druhé fázi poškození jsou již poškozeny jednotlivé elementy, ale vibrační spektrální složky, které odpovídají nízkým frekvencím podle vztahů uvedených v kapitole 7.5.2, jsou zcela maskovány nízkofrekvenčními spektrálními složkami oblasti středních kmitočtů. Tyto nízkofrekvenční spektrální složky jsou způsobeny např. záběrem ozubených kol převodovky. Proto se diagnostika ložiska v této fázi provádí v rozmezí kmitočtů 20 až 60 kHz. Pro měření se používají speciální akcelerometry, které mají vysokou hodnotu vlastní rezonanční frekvence. Nejprve dojde k širokopásmovému vyfiltrování signálu z akcelerometru, čímž se odstraní nízkofrekvenční vibrační složky, které jsou způsobené jinými částmi stroje. Pro diagnostické zpracování signálu se poté použije některá z metod, např. High frequency Detection (HF). Tyto metody jsou podrobně popsány v [12]. Ve třetí fázi poškození ložiska lze použít klasické akcelerometry. Trhlínky, které byly v předchozích dvou fázích malé, se nyní rozšiřují i na hrany oběžných drah ložiska. Těleso ložiska se přitom po rázech rozkmitá na frekvenci v rozmezí 5 až 20 kHz. Ve třetí fázi poškození ložiska je vhodná ke zpracování signálu například obávková metoda. Tato metoda je popsána v kapitole 5.2. Ve čtvrté fázi už je ložisko blízko kritickému poškození a toto poškození může kdykoli nastat. V této fázi poškození lze zachytit vibrační spektrální složky v oblasti nízkých frekvencí. [12]



Obrázek 7-14 - Rozvoj poškození valivého ložiska [1]

Vibrodiagnostika pomocí spekter rychlosti zahrnuje třetí část obrázku 7-14. V této diplomové práci je použita vibrační diagnostika pomocí spekter FFT. Tato diagnostika je obsažena v kapitolách 10 a 11.

7.4.2 Frekvence ložiskových závad

Na valivém ložisku se rozlišují čtyři typy závad. Tyto závady se rozlišují podle místa, kde se závada vyskytuje. Každá z těchto závad má odpovídající tzv. frekvenci ložiskové závady. Pokud jsou známy parametry ložiska a frekvence otáčení, potom je možné frekvence ložiskových závad spočítat: [1]

$$BPFI - \text{závada na vnitřním kroužku} \quad BPFI = \frac{N}{2} \cdot \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n \quad (7.6)$$

$$BPFO - \text{závada na vnějším kroužku} \quad BPFO = \frac{N}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n = N \cdot FTF \quad (7.7)$$

$$BSF - \text{závada na valivém tělísku} \quad BSF = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \cdot \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right)^2 \right) \cdot n \quad (7.8)$$

$$FTF - \text{závada na kleci} \quad FTF = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n \quad (7.9)$$

kde:

N je počet valivých elementů

n otáčky rotoru

B_d průměr valivého elementu [mm]

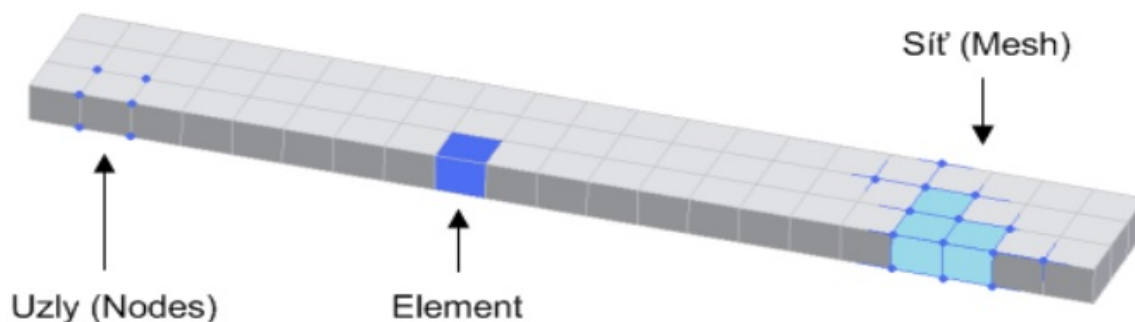
P_d roztečný průměr [mm]

φ_0 kontaktní úhel.

8 POUŽITÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ

V současné době je metoda konečných prvků jednou z nejpoužívanějších metod pro numerické řešení inženýrských problémů, které jsou popsány diferenciálními rovnicemi. Metoda konečných prvků se používá například v oblasti mechanických a elektromagnetických výpočtů. Obecně je metoda používána v technických úlohách, kdy exaktní řešení není možné, nebo není efektivní. Metoda konečných prvků spočívá v diskretizaci spojitého kontinua. To znamená, že spojitá úloha je rozdělena na konečný počet prvků, které jsou nazývány jako elementy. Tyto elementy se spolu stýkají v uzlech a společně tvoří konečnou prvkovou síť. Výsledné řešení dané technické úlohy je následně vypočítáno v jednotlivých uzlech sítě. [17]

Jak již bylo řečeno výše, interakce mezi elementy se odehrávají v izolovaných bodech - uzlech. V těchto uzlech sdílí sousední elementy parametry interpolace posuvu a současně je v nich vyjadřována rovnováha silových účinků. Zajištění vysoké výkonnosti tohoto způsobu diskretizace je provedeno tak, že uzly leží v topologicky významných bodech elementů (vrcholy, středy hran, těžiště) a geometrie elementů je dána polohou uzlů. Takto se informace popisující konečnou prvkovou síť přirozeně dělí na informaci o geometrii (tedy o polohách jednotlivých uzlů) a o topologii (které uzly a jak definují každý konkrétní element). [18]



Obrázek 8-1 - Vytvoření trojrozměrné konečné prvkové sítě na jednoduchém modelu nosníku

Metodu konečných prvků využívají špičkové inženýrské systémy, ke kterým patří i software ANSYS. Tento software je obecně nelineární program, který zahrnuje různé typy analýz od strukturální a termodynamické až po analýzu proudění média nebo akustickou analýzu. Všechny analýzy je možné provádět jednotlivě, nebo je také lze sloučit do jedné komplexní analýzy. Výpočtové modely jsou parametrické a to umožňuje řešit i citlivostní a optimalizační analýzy. ANSYS je od počátku své existence průkopník multifyzikálních analýz v klasických oborech jakými jsou strojírenství, dopravní technika a energetika. [19]

Tato diplomová práce bude mimo klasické měření vibrací doplněna také o analýzy vibrací v programu ANSYS Workbench. Pro analýzu vibrací mechanického původu jsou vytvořeny modely rotoru a ložisek, které odpovídají skutečným součástem měřeného stroje. Těmto modelům a jejich analýze pomocí metody konečných prvků je věnována následující kapitola.

9 ANALÝZA VIBRACÍ POMOCÍ MKP

9.1 Zkonstruované modely ve 3D

Modely pro analýzu vibrací byly zkonstruovány v programu Autodesk Inventor 2014. Pro analýzu vibrací byl namodelován rotor měřeného stroje s ložisky.

V měřeném stroji jsou usazena ložiska NSK 6204DU a SKF 6205-2R. Jejich rozměry jsou uvedeny v tabulce 9-1:

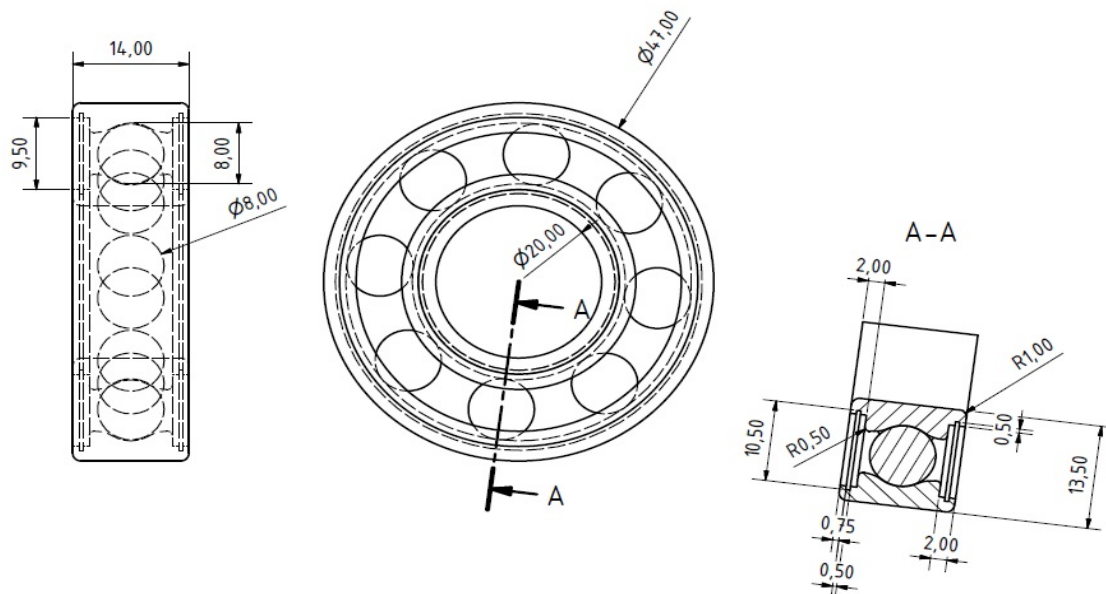
Tabulka 9-1 - Technické údaje ložisek

Ložiska	Vnitřní průměr	Vnější průměr	Šířka	Počet valivých elementů	Průměr valivého elementu	Roztečný průměr ložiska
	d	D	B	N	B_d	P_d
	[mm]	[mm]	[mm]	[-]	[mm]	[mm]
NSK 6204DU	20	47	14	8	8	33,5
SKF 6205-2R	25	52	15	9	8	38,5



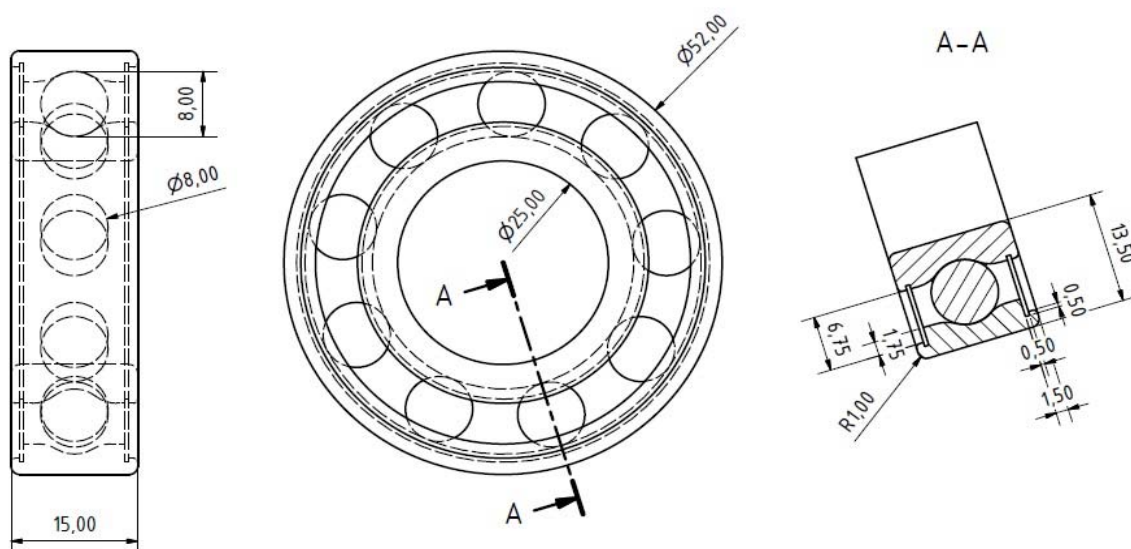
Obrázek 9-1 - Namodelované ložisko NSK 6204DU ve 3D

Ložiska byla namodelována se všemi součástmi včetně klece, což je patrné z obrázku 9-1. Na obrázku není zobrazeno pouze těsnění. Nicméně pro analýzu v programu ANSYS Workbench byly modely ložisek zjednodušeny kvůli složitosti výpočtu. Z ložisek byly odstraněny součásti, které nejsou pro analýzu zásadní, ale mají vliv na náročnost výpočtu a výpočetní dobu.



Obrázek 9-2 - Namodelované ložisko NSK 6204DU ve 2D

Na obrázku 9-2 je vidět, že model určený pro analýzu vibrací v programu ANSYS Workbench neobsahuje klec ložiska. Ložisko bylo informativně zakótováno (neobsahuje všechny potřebné rozměry a údaje k výrobě). Nicméně, rozměry modelu odpovídají skutečnému ložisku.



Obrázek 9-3 - Namodelované ložisko SKF 6205-2R ve 2D

Obrázek 9-4 zobrazuje model rotoru s ložisky ve 3D. Všechny rozměry rotoru byly důkladně změřeny, rozměry modelu tedy odpovídají skutečnému rotoru.



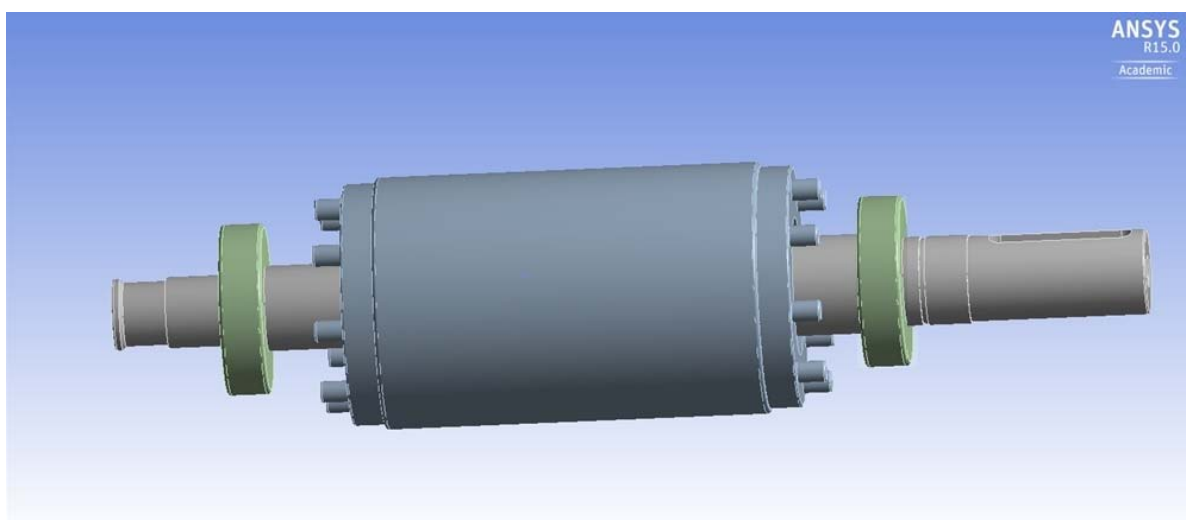
Obrázek 9-4 - Model rotoru s ložisky

9.2 Analýza vibrací v programu ANSYS Workbench

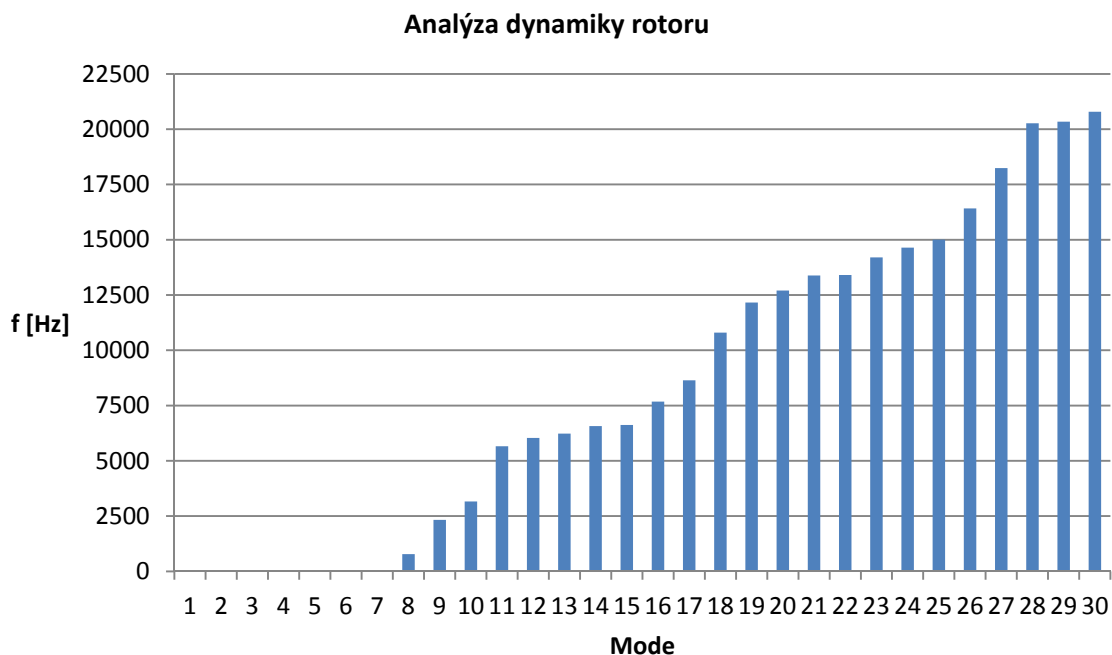
9.2.1 Modální analýza dynamiky rotoru

Při modální analýze byl model rotoru motoru, který je umístěn v ložiskách roztočen na otáčky 1500 min^{-1} . Předmětem analýzy bylo zkoumání vlastního kmitání rotujících částí stroje.

Na obrázku 9-5 je vidět rozdělení objemů na tři části – ložiska, hřídel, klec. Pevné umístění ložisek v ložiskových štítech motoru bylo nahrazeno pomocí nastavení fixních ploch na horní kroužky ložisek.



Obrázek 9-5 - Modální analýza dynamiky rotoru



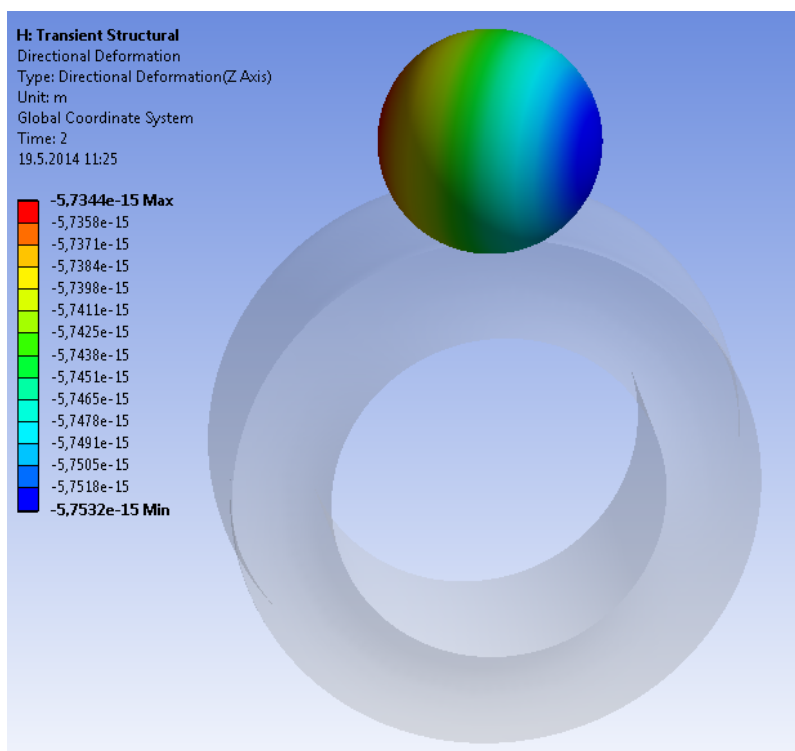
Obrázek 9-6 - Výsledek modální analýzy dynamiky rotoru

Obrázek 9-6 představuje výčet frekvencí kmitání stroje při různých harmonických frekvence otáčení rotoru stroje. Model určený pro tuto analýzu by mohl posloužit pro celkovou analýzu vibrací v prostředí ANSYS Workbench, ovšem musely by se do výpočtu zahrnout vlivy tlumení, tolerance odskoků valivých elementů v ložiskách a také by se musely celkově vyřešit kontaktní plochy. Při této simulaci došlo ke zjednodušení modelu ložisek, aby byla konečně prvková síť méně náročná na výpočet. Celkové vyřešení kontaktních ploch zahrnuje styky v ložisku (valivé elementy, klec, kroužky), tyto součásti tvoří složitou síť konečných prvků, která se navíc neustále mění díky rotaci rotoru a odskokům valivých elementů mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. Odskoky v ložisku konečně prvkovou síť narušují a analýza se všemi součástmi ložisek je potom výpočetně náročná. Odskokům valivých elementů v ložisku je věnována následující analýza.

9.2.2 Výpočet dynamiky ložiska

V software ANSYS Workbench byla provedena strukturální analýza na modelu ložiska. Z důvodu velké náročnosti řešení a složitosti této problematiky byl model pro výpočet dynamiky ložiska zjednodušen.

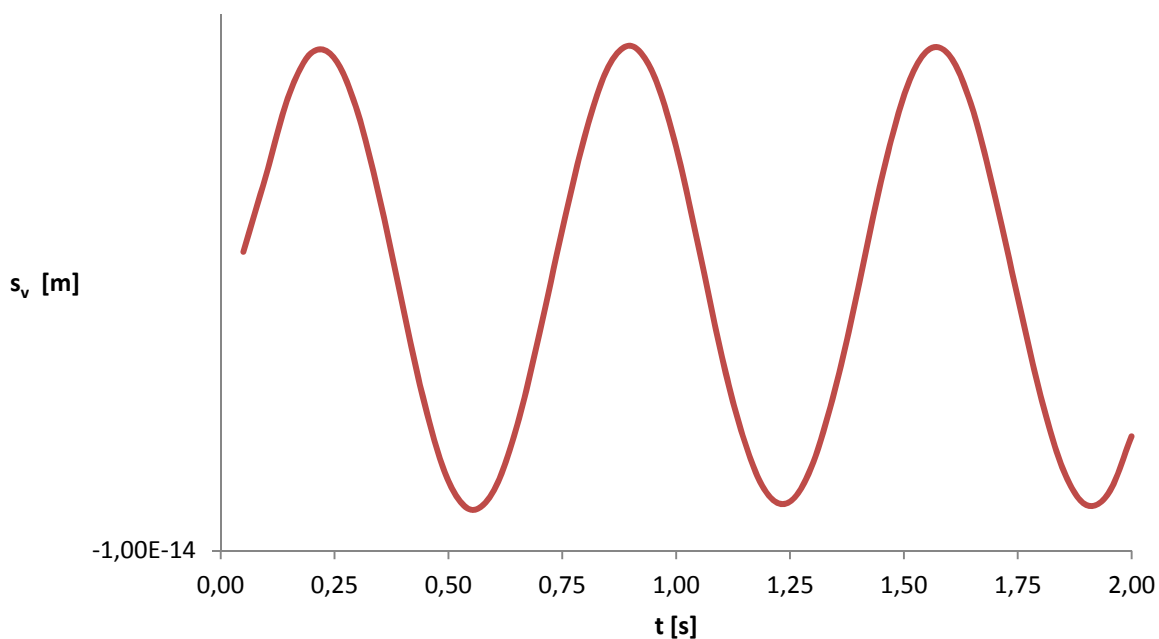
Pro simulaci odskakování valivých elementů od vnitřního a vnějšího kroužku ložiska byl použit model, který se skládá z jednoho valivého elementu a vnitřního kroužku ložiska. Z důvodu zlepšení dosažené konvergence a snížení velikosti stykových ploch byl z vnitřního kroužku ložiska odstraněn žlábek. Nastavení potřebných parametrů pro správný výpočet bylo provedeno s pomocí vedoucího diplomové práce.



Obrázek 9-7 - Grafický výsledek výpočtu dynamiky ložiska

Na obrázku 9-7 je zobrazen grafický výsledek strukturální analýzy. Teoreticky valivý element rotuje v ose roztečného průměru ložiska P_d (osa mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska) a samozřejmě dochází ke kmitání kuličky ložiska mezi jednotlivými kroužky. Časový průběh těchto výchylek valivého elementu z osy roztečného průměru P_d je znázorněn na obrázku 9-8.

Odskakování valivého elementu z osy roztečného průměru ložiska



Obrázek 9-8 - Časový záznam odskakování kuličky

Pokud má ložisko např. 8 valivých elementů, tak jsou u každého elementu odskoky různé a probíhají na více frekvencích. Analýza dynamiky ložiska je nakonfigurována tak, že maximum pro výchylku valivého elementu je nastaveno na určitou hodnotu, která je dána vzdáleností vnitřního a vnějšího kroužku, přičemž 0 na svislé ose grafu na obrázku 9-8 znázorňuje osu roztečného průměru ložiska P_d (reálně má valivý element mezi kroužky vůli). Analýza byla nastavena na dobu 2 s a z průběhu je vidět, že výchylky valivého elementu jsou minimální.

Výsledky této analýzy jsou spíše demonstrativní, protože výpočet je značně zjednodušen. Analýza se tedy nedá srovnat s naměřenými výsledky v dalších kapitolách. Řešení této problematiky v software ANSYS Workbench je složité, protože řešení analýzy ložisek pomocí tohoto programu se v literatuře téměř nevyskytuje. Tato problematika by tedy mohla být do budoucna samostatným předmětem pro vypsání tématu diplomové práce.

10 MĚŘENÍ A ANALYTICKÝ VÝPOČET VIBRACÍ NA ASYNCHRONNÍM MOTORU PŘI CHODU NAPRÁZDNO

10.1 Analytický výpočet frekvencí ložiskových závad

Před samotným měřením vibrací pomocí analyzátoru vibrací je potřeba nejprve vypočítat teoretické hodnoty frekvencí ložiskových závad. Pomocí těchto vypočítaných frekvencí pak lze z měření usoudit, jestli se jedná o poruchu ložiska. Pro výpočet frekvencí ložiskových závad je nutné znát otáčky rotoru a typ použitého ložiska.

Na měřeném asynchronním motoru je v jednom z ložiskových štítů pro uchycení rotoru použito ložisko značky NSK 6204 DU o vnitřním průměru 20 mm a ve druhém štítu ložisko SKF 6205-2R o vnitřním průměru 25 mm. Následující výpočty ložiskových závad jsou uvedeny pro ložisko NSK 6204 DU. Hodnoty ložiskových závad pro obě ložiska jsou potom uvedeny v tabulkách 10-1 a 10-2.

Parametry ložiska NSK 6204 DU jsou uvedeny v tabulce 9-1 v kapitole 9.

Výpočet otáček za sekundu:

$$n = \frac{n_{\min}}{60} = \frac{1470}{60} = \underline{\underline{24,5 \text{ s}^{-1}}}$$

Závada na vnitřním kroužku:

$$BPFI = \frac{N}{2} \cdot \left(1 + \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n = \frac{8}{2} \cdot \left(1 + \frac{8}{33,5} \cdot \cos 0 \right) \cdot 24,5 = \underline{\underline{121,4 \text{ Hz}}}$$

Závada na vnějším kroužku:

$$BPFO = \frac{N}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n = \frac{8}{2} \cdot \left(1 - \frac{8}{33,5} \cdot \cos 0 \right) \cdot 24,5 = \underline{\underline{74,6 \text{ Hz}}}$$

Závada na valivém tělísku:

$$BSF = \frac{P_d}{2 \cdot B_d} \cdot \left(1 - \left(\frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right)^2 \right) \cdot n = \frac{33,5}{2 \cdot 8} \cdot \left(1 - \left(\frac{8}{33,5} \cdot \cos 0 \right)^2 \right) \cdot 24,5 = \underline{\underline{48,4 \text{ Hz}}}$$

Závada na kleci:

$$FTF = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{B_d}{P_d} \cdot \cos \varphi_0 \right) \cdot n = \frac{1}{2} \cdot \left(1 - \frac{8}{33,5} \cdot \cos 0 \right) \cdot 24,5 = \underline{\underline{9,3 \text{ Hz}}}$$

Tabulka 10-1 - Frekvence ložiskových závad ložiska NSK 6204 DU

Tabulka frekvencí ložiskových závad pro ložisko NSK 6204 DU				
Otáčky rotoru	Závada na vnitřním kroužku	Závada na vnějším kroužku	Závada na valivém tělísku	Závada na kleci
n	$BPFI$	$BPFO$	BSF	FTF
[min-1]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1470	121,4	74,6	48,4	9,3

Tabulka 10-2 - Frekvence ložiskových závad ložiska SKF 6205- 2R

Tabulka frekvencí ložiskových závad pro ložisko SKF 6205-2R				
Otáčky rotoru	Závada na vnitřním kroužku	Závada na vnějším kroužku	Závada na valivém tělísku	Závada na kleci
n	$BPFI$	$BPFO$	BSF	FTF
[min-1]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
1470	133,1	87,3	56,4	9,7

10.2 Analyzátor VIBXPERT II

Analyzátor VIBXPERT II se vyznačuje vysokou úrovní ergonomie a rychlostí. Barevný VGA displej s více než 200 000 barvami poskytuje dobré grafické rozhraní, které provádí uživatele procesem měření. Ergonomický tvar přístroje zajišťuje vysoký komfort při jeho používání. Přístroj vyniká podstatně kratší dobou měření než jeho předchůdci. Přístroj komunikuje s uživatelem v českém jazyce a je konstruován pro práci v nepříznivém, prašném a vlhkém prostředí (krytí IP 65). [14]

Přístroj VIBXPERT II je plně vybavený sběrač dat a FFT analyzátor. Přístroj umožňuje velké množství detailních analýz. Například celkovou úroveň vibrací (rychlost, zrychlení, výchylka), amplitudové/obálkové spektrum, fáze/vzájemná fáze, orbit, změna polohy osy hřídele, analýzu házivosti, teplotu a mnoho dalších. [15]



Obrázek 10-1 - Analyzátor VINXPert II [16]

10.3 Výsledky měření vibrací na asynchronním motoru pomocí přístroje VIBXPert II

Pro měření vibrací byl použit asynchronní motor s těmito štítkovými hodnotami:

Tabulka 10-3 - Štítkové hodnoty asynchronního motoru

Štítkové hodnoty asynchronního motoru:					
Zapojení	U [V]	I [A]	$\cos\varphi$ [-]	P [kW]	n [min^{-1}]
Y/ Δ (50 Hz)	380-415 / 220-240	3,9 / 6,7	0,8	1,5	1400
Y/ Δ (60 Hz)	380-440 / 220-254	2,5 / 6,1	0,85	1,5	1700

Měření bylo realizováno pomocí analyzátoru VIBXPert II, který je popsán v kapitole 10.2. K tomuto analyzátoru byly připojeny dva snímače vibrací (snímač A a B). Snímače byly připojeny na ložiskový štít v horizontálním směru a byly vůči sobě pootočený o 90°. Přitom jedno z měření bylo realizováno při umístění snímače B v axiálním směru.

Po připojení motoru ke zdroji napětí a nastavení síťové frekvence 50 Hz se rotor motoru ve stavu naprázdno točil otáčkami 1470 min^{-1} . Další hodnoty, které stroj vykazoval, jsou:

Tabulka 10-4 - Hodnoty stroje ve stavu naprázdno

Naprázdno:		L1	L2	L3
<i>U</i>	[V]	230,040	230,010	299,990
<i>I</i>	[A]	2,339	2,381	2,295
φ	[°]	0,000	240,000	120,200
<i>P</i>	[kW]	0,073	0,065	0,059
<i>S</i>	[kVA]	0,538	0,548	0,528

U všech měření byly zaznamenány efektivní a špičkové hodnoty vibrací. Tyto hodnoty se nachází v tabulkách 10-5 a 10-6:

Tabulka 10-5 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty zrychlení vibrací

Efektivní a špičkové hodnoty zrychlení vibrací				
Měření:	snímač A		snímač B	
	RMS	špička	RMS	špička
	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]	[m/s ²]
hodnoty okolí	0,013	0,063	0,023	0,103
naprázdno	1,150	2,805	1,274	3,904
naprázdno v axiálním směru - snímač B			0,756	2,704
naprázdno při $f=45$ Hz	2,149	5,788	2,299	6,951

Tabulka 10-6 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty rychlosti vibrací

Efektivní a špičkové hodnoty rychlosti vibrací				
Měření:	snímač A		snímač B	
	RMS	špička	RMS	špička
	[mm/s]	[mm/s]	[mm/s]	[mm/s]
hodnoty okolí	0,140	0,437	0,084	0,244
naprázdno	1,661	2,426	1,676	2,371
naprázdno při $f=45$ Hz	1,571	2,222	1,410	1,994

V tabulkách 10-5 a 10-6 jsou zaznamenány efektivní a špičkové hodnoty vibrací, které jsou způsobeny okolím. Z těchto hodnot je patrné, že při měření vibrací se od okolí neprojevují žádné rázy, protože hodnoty vibrací okolí jsou nízké. Nicméně měřicí pult v laboratoři není proti vibracím způsobeným okolím zcela odstíněn, takže měření mohou být hodnotami okolí u některých naměřených dat mírně poznamenány.

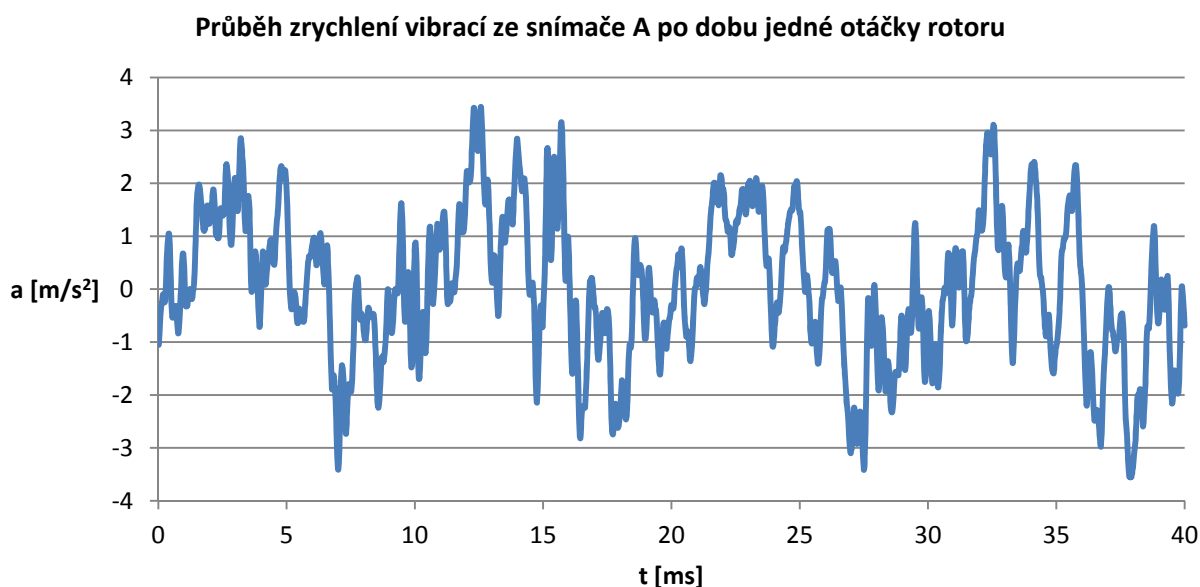
Podle normy ČSN ISO 10816-1, která se zabývá hodnocením vibrací strojů na základě vibrací na nerotujících částech lze určit, jestli jsou hodnoty rychlosti vibrací uvedené v tabulce 10-6 v přípustných mezích. [20]

Tabulka 10-7 - Naměřené efektivní a špičkové hodnoty rychlosti vibrací [21]

Rychlost kmitání	Kategorie A (do 15 kW)	Kategorie M (15 až 75 kW)	Kategorie G (nad 75 kW)
v_{RMS} [mm/s]			
45	Nepřípustné kmitání	Nepřípustné kmitání	Nepřípustné kmitání
28			
18			
11,2			
7,1			
4,5	Kmitání na mezi přípustnosti	Kmitání na mezi přípustnosti	Kmitání na mezi přípustnosti
2,8			
1,8			
1,12	Přípustné kmitání	Přípustné kmitání	Přípustné kmitání
0,71			
0,45	Malé kmitání	Malé kmitání	Malé kmitání
0,28			
0,18			

Při srovnání naměřených hodnot rychlosti vibrací z tabulky 10-6 s hodnotami udávanými normou v tabulce 10-7 je patrné, že měřený stroj (spadající do kategorie A) se naměřenými hodnotami vibrací blíží v tabulce 10-7 k 1,8 mm/s, což představuje kmitání na mezi přípustnosti. Jelikož byl stroj měřen naprázdno, vibrace mají nižší hodnoty, než kdyby byl stroj měřen při zatížení. Lze tedy říci, že kdyby byl stroj zatížen, nacházel by se nejspíše někde v rozmezí hodnot kmitání na mezi přípustnosti.

10.3.1 Naměřené časové průběhy vibrací



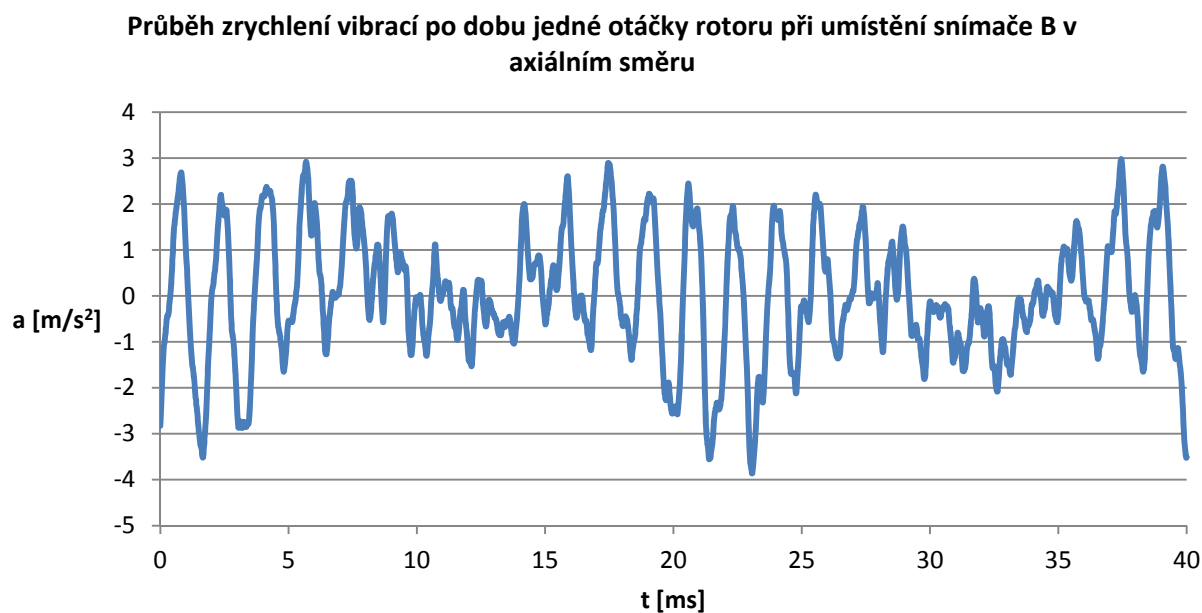
Obrázek 10-2 - Průběh zrychlení vibrací ze snímače A po dobu jedné otáčky rotoru

Na obrázku 10-2 je zobrazen časový průběh zrychlení vibrací ze snímače A. Z grafu je patrné, že zrychlení vibrací probíhá na vysokých kmitočtech, protože po dobu jedné otáčky rotoru (40 ms) dochází k velkým změnám hodnot zrychlení vibrací. Z grafu jde také vidět, že toto zrychlení dosahuje hodnot až $3,5 \text{ m/s}^2$ a lze vidět, že naměřené vibrace mají periodický průběh.



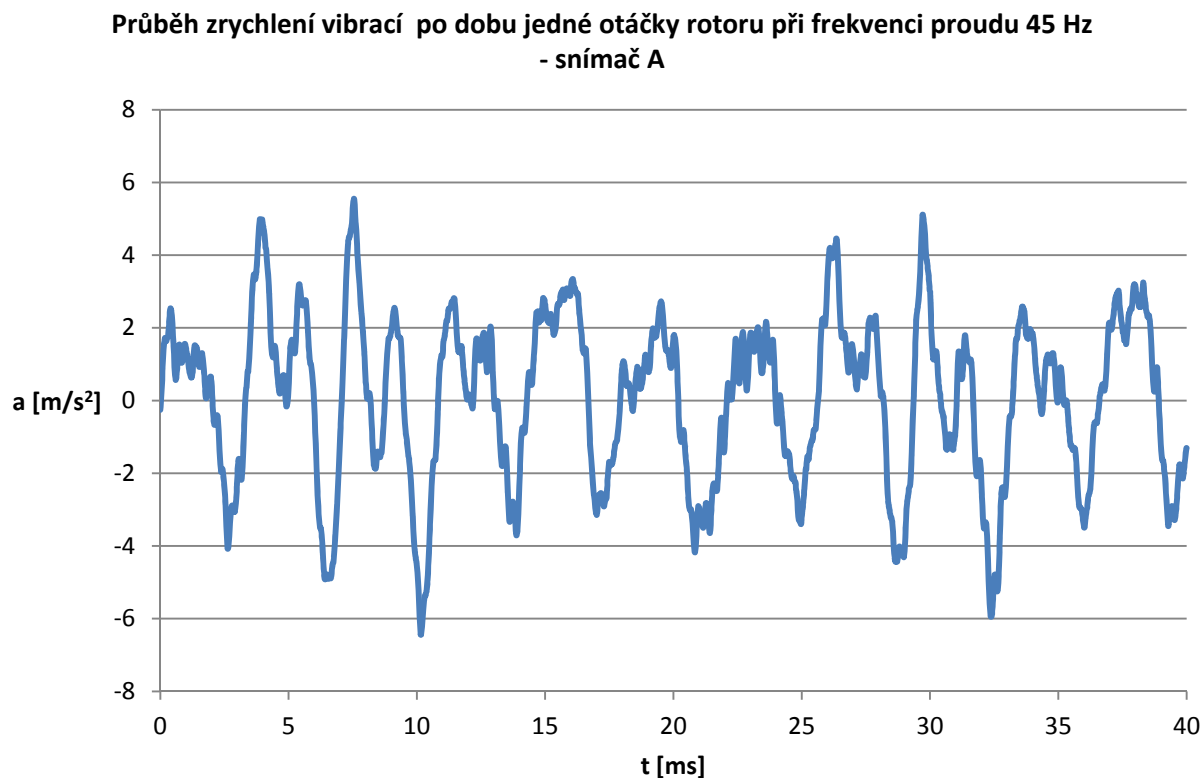
Obrázek 10-3 - Průběh rychlosti vibrací ze snímače A po dobu jedné otáčky rotoru

Oproti předešlému časovému průběhu zrychlení je na obrázku 10-3 vidět, že rychlosti vibrací probíhají na nižších kmitočtech. Hodnoty časového průběhu rychlosti po dobu jedné otáčky rotoru jsou proto mnohem více čitelné.



Obrázek 10-4 - Průběh zrychlení vibrací po dobu jedné otáčky rotoru při umístění snímače B v axiálním směru

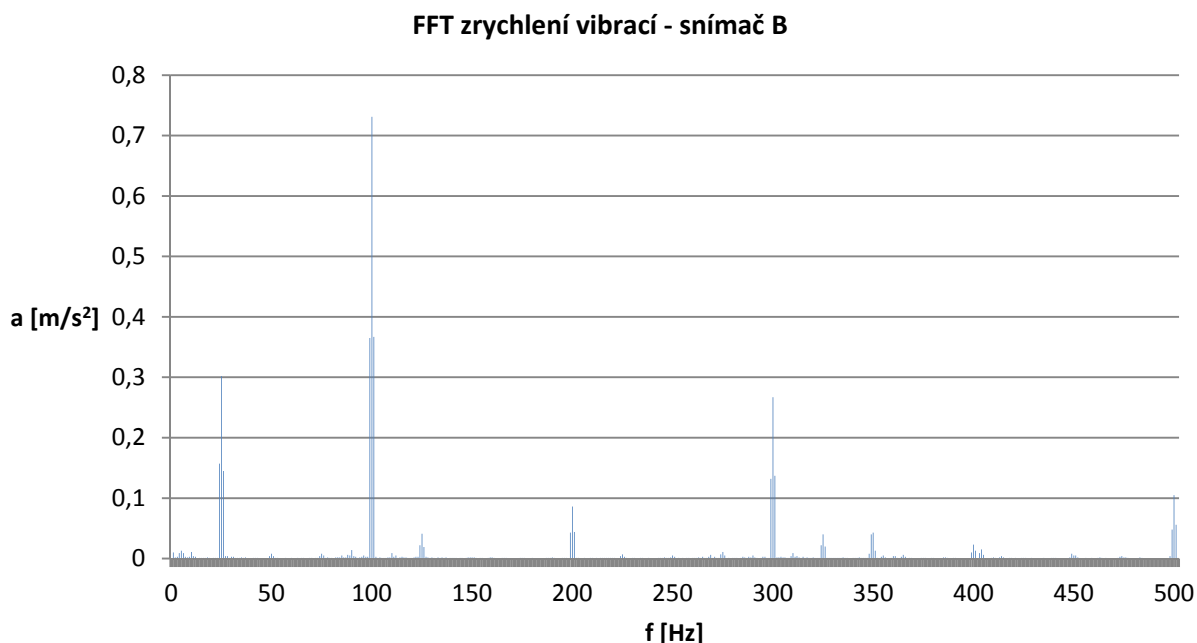
Z obrázku 10-4 je patrné, že průběh zrychlení vibrací se při snímání v axiálním směru změnil oproti obrázku 10-2. Výchyšky zůstaly zachovány, ale průběh zrychlení vibrací v axiálním směru má jiný tvar než ve směru radiálním, avšak tento tvar má stále periodický charakter.



*Obrázek 10-5 - Průběh zrychlení vibrací po dobu jedné otáčky rotoru při frekvenci proudu 45 Hz
- snímač A*

Obrázek 10-5 představuje průběh zrychlení vibrací při chodu motoru, kdy byl připojen k síti o kmitočtu 45 Hz. Díky tomuto zmenšení kmitočtu došlo ke zvětšení výchylek zrychlení vibrací k maximálním hodnotám okolo 6 m/s^2 . Kmitočet vibrací se zmenšil, ale při chodu motoru byl slyšet razantní rozdíl, co se týká hlučnosti stroje. Vibrace byly také mnohem více patrné při doteku na ložiskový štít.

10.3.2 Naměřená FFT spektra



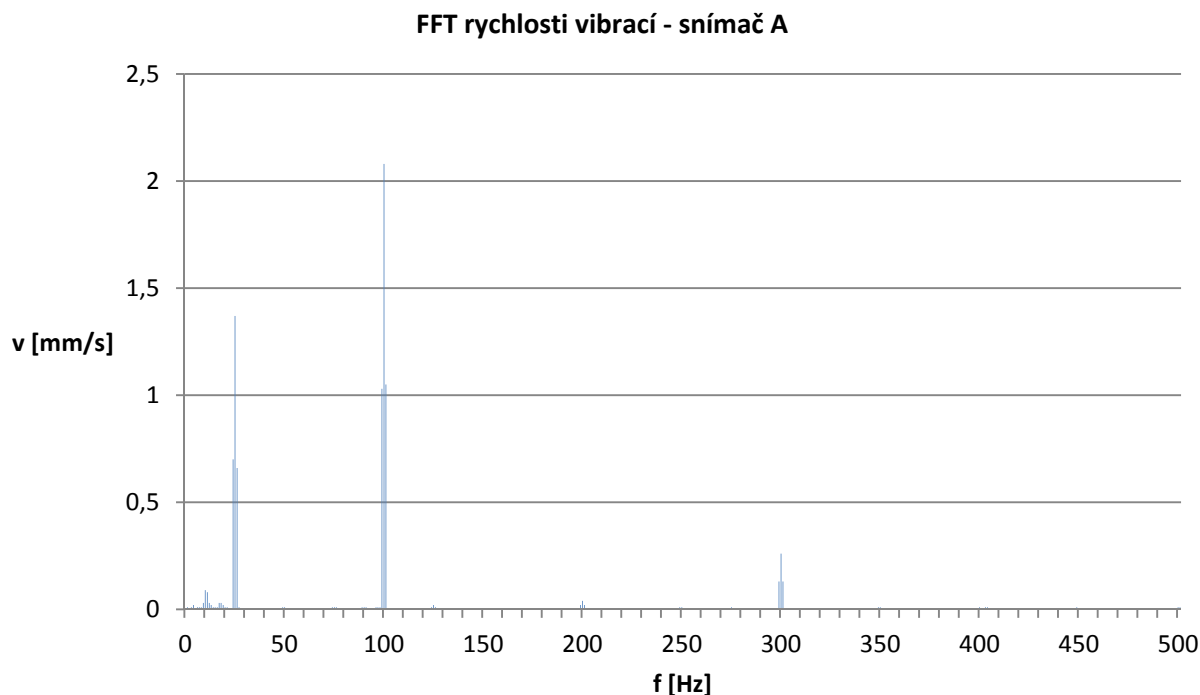
Obrázek 10-6 - FFT zrychlení vibrací - snímač B

FFT spektra jsou mnohem více vypovídající hodnoty a poruchovosti a je z nich přesně vidět na kterých kmitočtech jsou největší projevy vibrací. Obrázek 10-6 představuje FFT spektrum zrychlení vibrací ze snímače B. Při měření po dobu jedné vteřiny, bylo změřeno cca 50000 hodnot, ale při zpracování dat bylo zjištěno, že kmitočty vyšší než cca 1000 Hz se ve spektru téměř neprojevují, nebo jen minimálně. Nejvíce se však ve spektru projevují výchyly u kmitočtů do 500 Hz. V grafu jsou tedy zvoleny frekvence maximálně do 500 Hz.

V kapitole 10.1, která se zabývala analytickým výpočtem frekvencí ložiskových závad, bylo vypočítáno, že závada na vnitřním kroužku ložiska NSK 6204 DU by mohla odpovídat hodnotě v okolí 121,4 Hz. Na obrázku 10-6 je vidět, že největší projevy ve spektru mají frekvence okolo 100 Hz. Dále mají ve spektru projevy kmitočty v okolí 25 Hz a 300 Hz. Projev ve spektru je také zaznamenán na hodnotě odpovídající asi 120 Hz, což se blíží analytickému výpočtu. Nejvyšší výchyly naměřeného spektra, které se nachází na obrázku 10-6, jsou zaznamenány v tabulce 10-8.

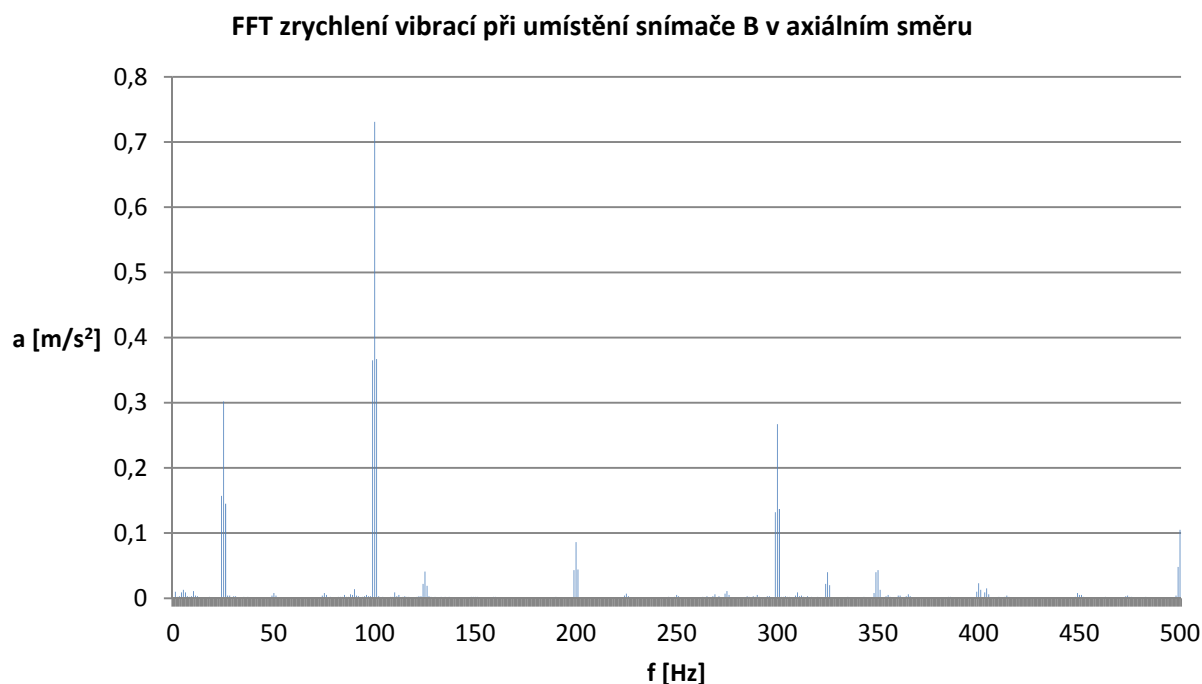
Tabulka 10-8 - Tabulka nejvyšších výchylek zrychlení vibrací ve spektru

f	[Hz]	25	99	100	101	300	549	550	575	601
a	[m/s ²]	0,302	0,365	0,731	0,367	0,267	0,617	0,598	0,306	0,833



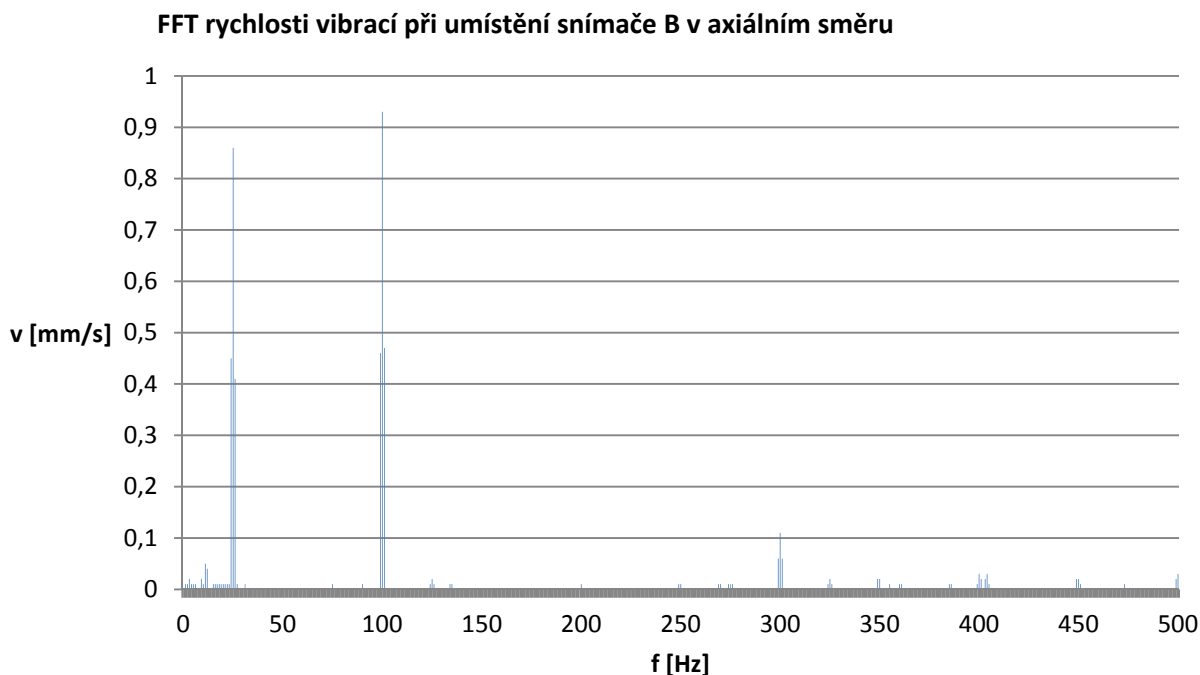
Obrázek 10-7 - FFT rychlosti vibrací - snímač A

Na obrázku 10-7, který odpovídá FFT spektru rychlosti vibrací ze snímače A jsou projevy ve spektru na shodných kmitočtech jako u předešlého obrázku spektra zrychlení vibrací. Nejvyšší projevy jsou zaznamenány opět na hodnotě okolo 100 Hz.



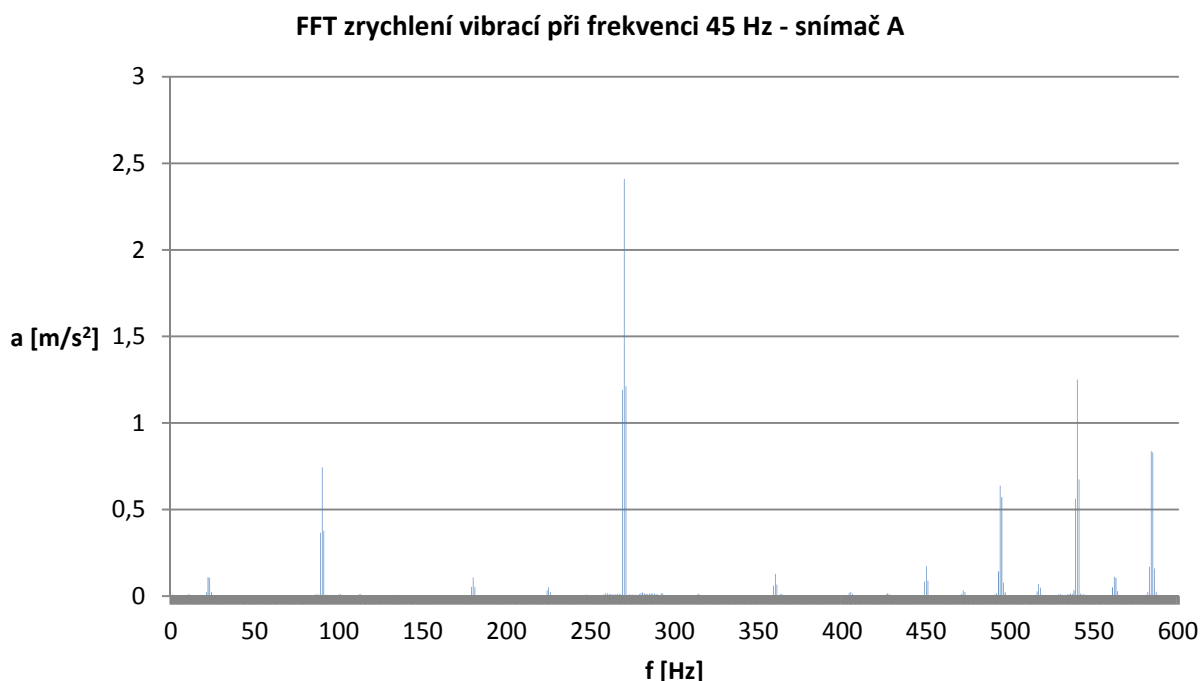
Obrázek 10-8 - FFT zrychlení vibrací při umístění snímače B v axiálním směru

Na obrázku 10-8 je vidět, že projevy vibrací ve spektru z axiálního směru snímání jsou, co se týče frekvencí i velikosti výchylek téměř shodné se spektrem na obrázku 10-6. Tyto hodnoty dosahují až okolo $0,7 \text{ m/s}^2$, to však ojediněle.



Obrázek 10-9 - FFT rychlosti vibrací při umístění snímače B v axiálním směru

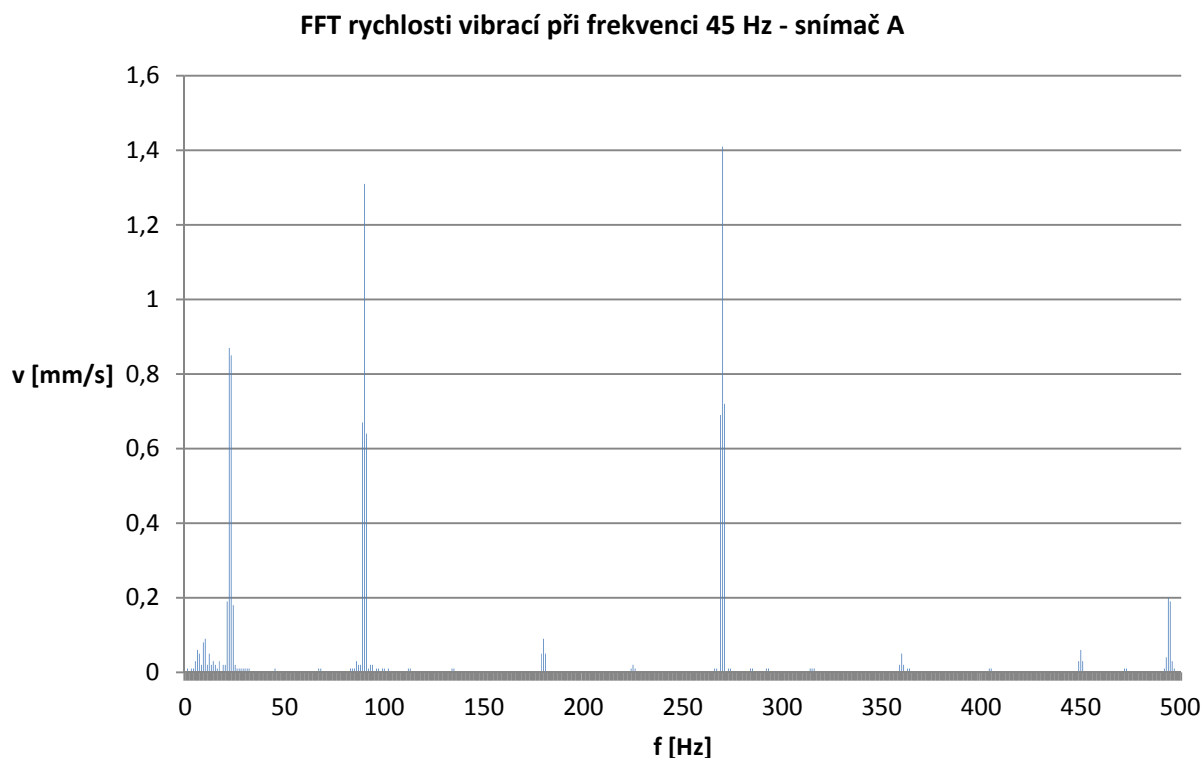
Spektrum rychlosti vibrací v axiálním směru, které je uvedeno na obrázku 10-9 se oproti spektru z obrázku 10-7 liší podstatně ve velikosti hodnot rychlosti na kmitočtech okolo 30 a 100 Hz. Tyto hodnoty rychlosti vibrací jsou podstatně menší než při měření v radiálním směru, kde hodnoty rychlosti dosahují až 2 mm/s. Při měření v axiálním směru je maximálním projevem hodnota okolo 0,9 mm/s zaznamenaná na kmitočtu blížícím se 100 Hz.



Obrázek 10-10 - FFT zrychlení vibrací při frekvenci 45 Hz - snímač A

Na obrázcích 10-10 a 10-11 je vidět, že při změně síťové frekvence na 45 Hz se projevy ve spektru podstatně změní. Při síťové frekvenci 50 Hz byly kmitočty, které se nejvíce projevovaly ve spektru asi 30 Hz a 100 Hz. Při snížení síťové frekvence se projevují ve spektru nejvíce kmitočty okolo 90 Hz a nejvíce okolo 275 Hz. Dále se ve spektru zvýší výchylky, které jsou zaznamenány na hodnotách 500-580 Hz. Hodnoty zrychlení vibrací nyní sahají až ke $2,5 \text{ m/s}^2$ oproti průběhu na obrázku 10-6, kde je maximální hodnota zrychlení vibrací jen okolo $0,7 \text{ m/s}^2$.

Projevy ve spektru se nyní při použití síťové frekvence 45 Hz více vzdalují od vypočítaných analytických hodnot z kapitoly 10.1. To je ovšem dáno tím, že pokud asynchronní motor připojíme na síť o frekvenci 45 Hz, změní se jeho otáčky z 1470 min^{-1} na 1348 min^{-1} . To v přepočtu vychází $22,5 \text{ s}^{-1}$. Hodnota otáček za vteřinu je použita ve vztazích pro výpočty frekvencí ložiskových závad. To znamená, že analytické hodnoty frekvencí ložiskových závad se taktéž změní, tak jako hodnoty nejvýraznějších frekvencí ve spektru. Pro příklad se dá říci, že při napájecí frekvenci 45 Hz bude analytická hodnota frekvence závady vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU rovna 111,5 Hz oproti napájení motoru při síťové frekvenci 50 Hz, kde tato hodnota vychází 121,4 Hz.



Obrázek 10-11 - FFT rychlosti vibrací při frekvenci 45 Hz - snímač A

10.4 Zhodnocení měření

Měření bylo provedeno na motoru o jmenovitém výkonu 1,5 kW, jmenovitých otáčkách 1400 min^{-1} . Motor byl zapojen do hvězdy a měření bylo provedeno při chodu naprázdno. Byla naměřena velká škála dat ze dvou snímačů, které byly připojeny k analyzátoru vibrací VIBXPERT II. Pro představu lze říci, že při měření zrychlení vibrací po dobu jedné vteřiny bylo změřeno 50000 hodnot.

Z vypracovaných grafů, které jsou uvedeny v kapitolách 10.3 a 10.4 je vidět, že ložiska nejsou zcela v pořádku a byla detekována jejich závada. V kapitole 10.1 byly vypočteny frekvence ložiskových závad diagnostikovaných ložisek NSK 6204 DU a SKF 6205-2R. V této kapitole je uvedeno, že frekvence ložiskové závady vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU se teoreticky pohybuje okolo hodnoty 121,4 Hz. Z grafů Fourierových transformací z kapitoly 10.3 je vidět, že největší projevy ve spektru jsou právě okolo hodnoty 100 Hz a menší projevy ve spektru jsou dokonce i na hodnotě kolem 120 Hz. Tyto projevy ve spektru nejvíce odpovídají výše zmíněné analytické hodnotě ložiskové závady vnitřního kroužku ložiska.

Po vyhodnocení analytických a naměřených hodnot lze říci, že se nejspíše jedná o poruchu vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU. Rozsáhlejší hodnocení bude možné z měření při roztáčeném motoru přes dynamometr. Tím se eliminují vibrace elektromagnetického původu. Toto měření je popsáno v kapitole 11.

11 MĚŘENÍ VIBRACÍ MECHANICKÉHO PŮVODU NA POHÁNĚNÉM ASYNCHRONNÍM MOTORU

Úkolem tohoto měření bylo vyhodnotit vibrace mechanického původu a zjistit mechanické závady ložisek, případně spojky. Měření bylo realizováno na stejném asynchronním motoru jako v kapitole 10. Motor byl roztáčen dynamometrem přes spojku, aniž by byl připojen k síti. Takto provedené měření umožňuje eliminovat elektromagnetické vlivy a měřit čistě jen vibrace mechanického původu. Měření bylo prováděno při změně otáček postupně po 50 min^{-1} od 0 do 1500 min^{-1} , přičemž po následném zpracování dat jsou zde uvedeny naměřené hodnoty pro otáčky 100, 500, 1000 a 1450 min^{-1} . Ze škály naměřených dat je hodnota otáček 1450 min^{-1} zvolena proto, že se nejvíce blíží naměřeným datům v kapitole 10, kde bylo měření provedeno ve stavu naprázdno. Rotor motoru se v tomto případě točil rychlostí 1470 min^{-1} . Z následného srovnání grafů je potom přibližně vidět, jaký vliv mají vibrace způsobené elektromagnetismem.

Měření vibrací bylo provedeno obdobně jako v kapitole 10. Na ložiskový štít motoru byly připojeny dva snímače vibrací, vzájemně pootočené o 90° , přičemž snímač *A* byl umístěn v radiálním směru a snímač *B* v axiálním směru. Tyto snímače byly připojeny k analyzátoru vibrací VIBPERT II.

Před samotným měřením vibrací pomocí analyzátoru vibrací je potřeba nejprve vypočítat teoretické hodnoty frekvencí ložiskových závad. Pomocí těchto vypočítaných frekvencí pak lze z měření usoudit, jestli se jedná o poruchu ložiska. Pro výpočet frekvencí ložiskových závad je nutné znát otáčky rotoru a typ použitého ložiska.

Vzorce pro frekvence ložiskových závad jsou uvedeny v kapitole 7.5.2. V měřeném motoru jsou umístěna ložiska NSK 6204 DU a SKF 6205-2R. Pro tyto ložiska je potřeba vypočítat frekvence ložiskových závad a to pro otáčky rotoru 100, 500, 1000 a 1450 min^{-1} . Potom lze porovnáním analytických výpočtů a naměřených grafů FFT diagnostikovat závady ložisek. Analytické hodnoty frekvencí ložiskových závad jsou uvedeny v následujících tabulkách 11-1 a 11-2.

Tabulka 11-1 - Frekvence ložiskových závad ložiska NSK 6204 DU

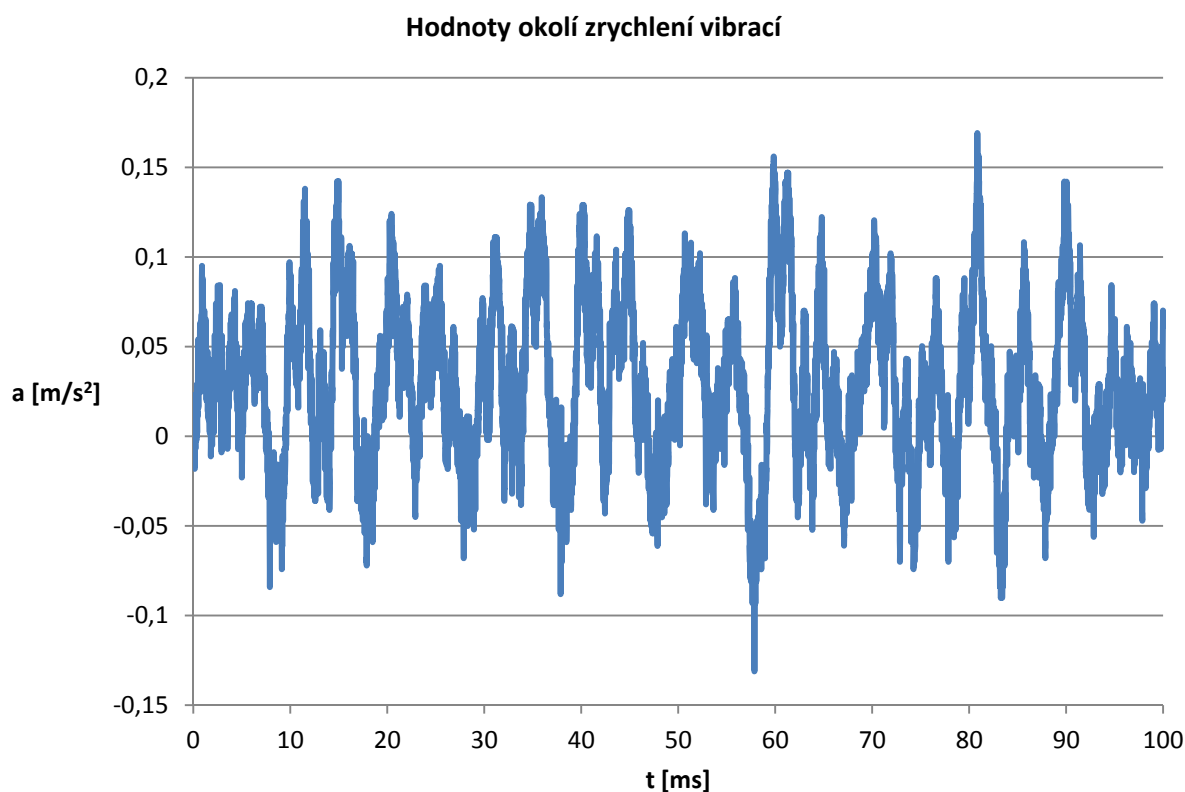
Tabulka frekvencí ložiskových závad pro ložisko NSK 6204 DU				
Otáčky rotoru	Závada na vnitřním kroužku	Závada na vnějším kroužku	Závada na valivém tělísku	Závada na kleci
<i>n</i>	<i>BPFI</i>	<i>BPFO</i>	<i>BSF</i>	<i>FTF</i>
[min ⁻¹]	[Hz]	[Hz]	[Hz]	[Hz]
100	8,3	5,1	3,3	0,6
500	41,3	25,4	16,5	3,2
1000	82,6	50,7	32,9	6,3
1450	119,8	73,6	47,7	9,2

Tabulka 11-2 - Frekvence ložiskových závad ložiska SKF 6205-2R

Tabulka frekvencí ložiskových závad pro ložisko SKF 6205-2R				
Otáčky rotoru	Závada na vnitřním kroužku	Závada na vnějším kroužku	Závada na valivém tělísku	Závada na kleci
n	BPI	BPO	BSF	FTF
$[\text{min}^{-1}]$	$[\text{Hz}]$	$[\text{Hz}]$	$[\text{Hz}]$	$[\text{Hz}]$
100	9,1	5,9	3,8	0,7
500	45,3	29,7	19,2	3,3
1000	90,6	59,4	38,4	6,6
1450	131,3	86,2	55,6	9,6

11.1 Naměřené hodnoty vibrací na poháněném motoru

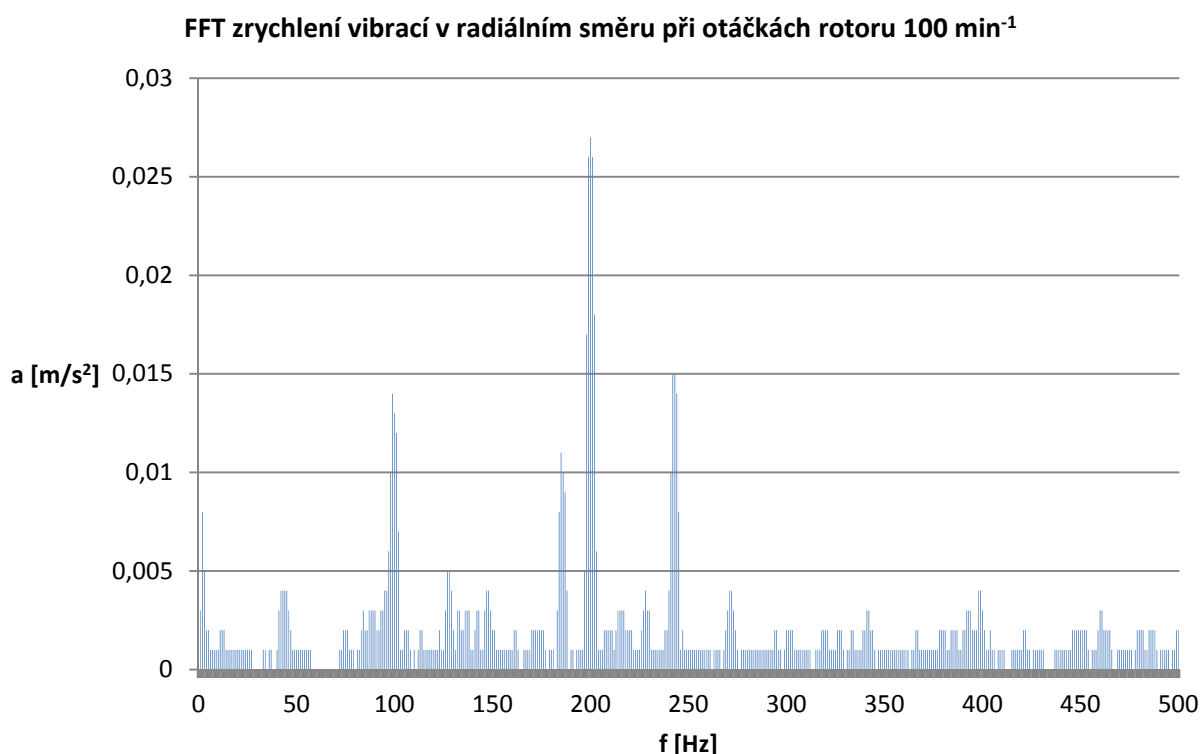
11.1.1 Hodnoty okolí



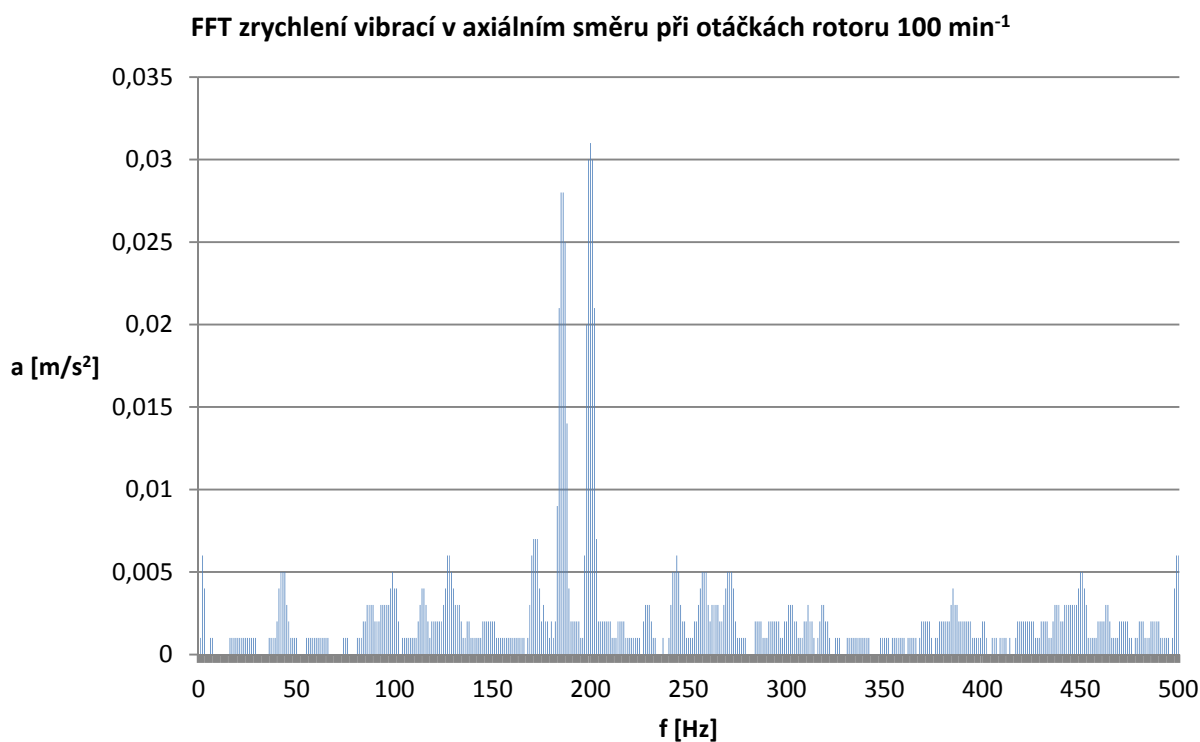
Obrázek 11-1 - Průběh zrychlení vibrací hodnot okolí

Z obrázku 11-1, který znázorňuje průběh vibrací hodnot okolí po dobu 100 ms je patrné, že nahodilé vibrace způsobené okolím dosahují hodnot přibližně $0,15 \text{ m/s}^2$.

11.1.2 Diagnostika vibrací mechanického původu, otáčky rotoru 100 min^{-1}

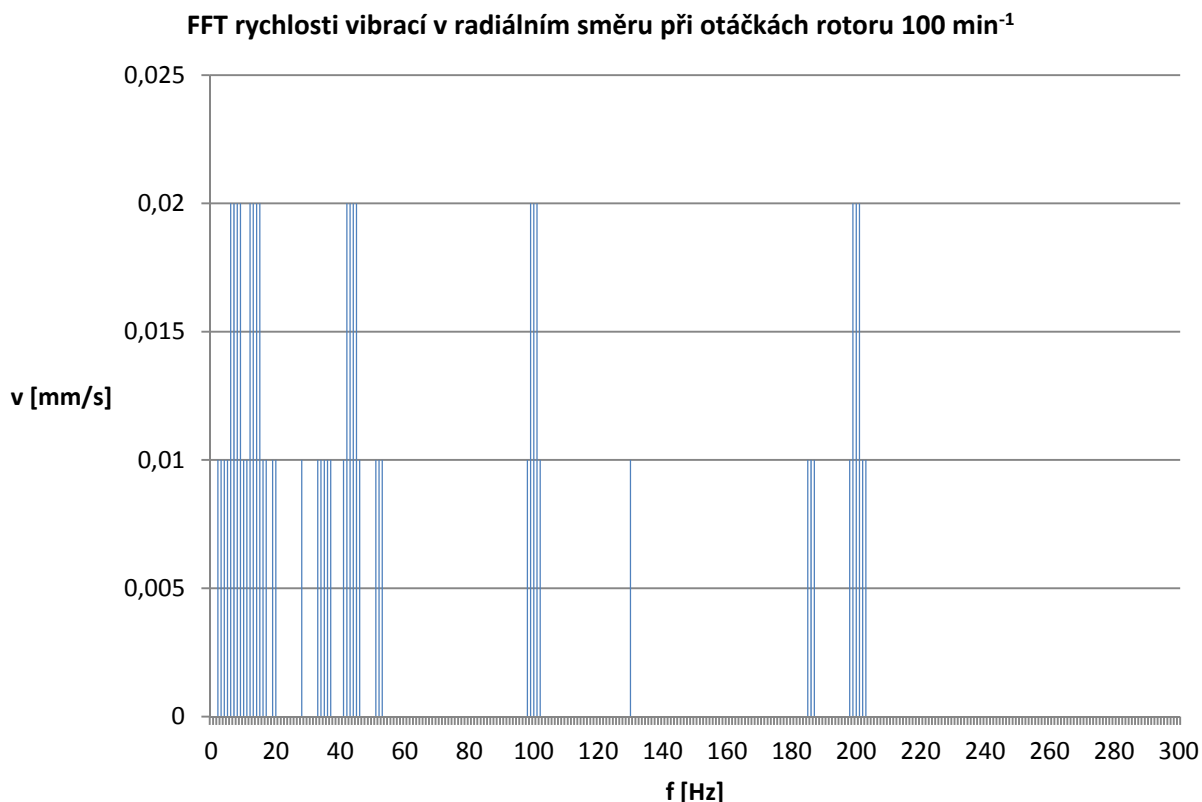


Obrázek 11-2 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 100 min^{-1}



Obrázek 11-3 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 100 min^{-1}

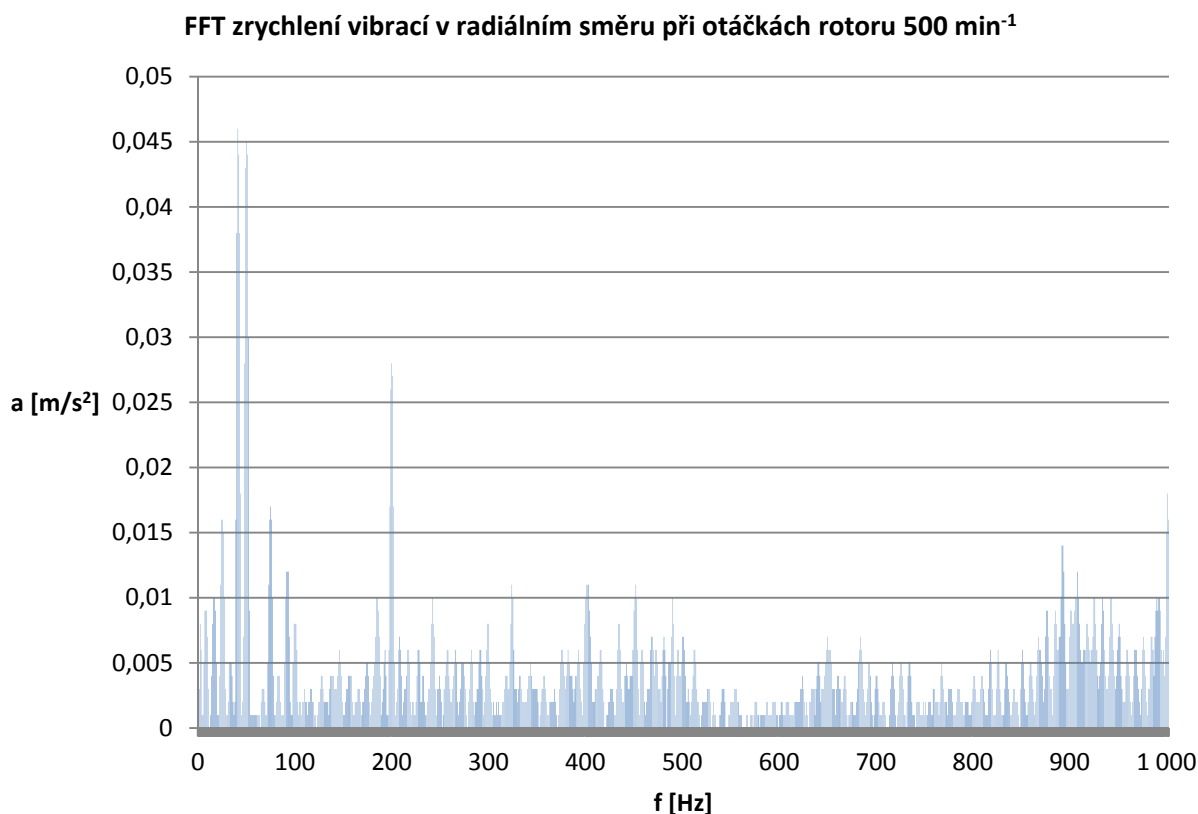
Z výše uvedených grafů FFT spekter pro otáčky rotoru 100 min^{-1} je vidět, že nejvyšší projevy ve spektru jsou v radiálním i axiálním směru v okolí 200 Hz. Přitom ve spektru naměřeném v radiálním směru dominují také hodnoty okolo 100 a 250 Hz. Tyto projevy ve spektru zrychlení vibrací neodpovídají žádným zkoumaným mechanickým poruchám, které jsou předmětem této diplomové práce (poruchy ložisek). Analyticky vypočítané hodnoty pro mechanické závady ložisek, případně ani jiné zkoumané mechanické poruchy, jako je závada na spojce (například úhlová nesouosost mezi poháněným motorem a dynamometrem) neodpovídají naměřeným hodnotám ve spektru zrychlení vibrací. Závada na spojce by se ve spektru projevila v okolí trojnásobku frekvence otáčení rotoru a to v axiálním směru. Pro tento případ rychlosti otáčení by se měla konkrétně tato hodnota pohybovat v okolí 5 Hz, avšak ve spektru žádné výrazné projevy v okolí 5 Hz nejsou. Jelikož se jedná o poháněný motor, který není napájen, můžete si všimnout o úroveň nižších hodnot vibrací, než je tomu u napájeného motoru. Toto je dáno tím, že při chodu motoru, který je napájen ze sítě, má velký podíl na vzniku vibrací elektromagnetismus. Vibrace elektromagnetického původu nejsou předmětem řešení této diplomové práce. Vibrace mechanického původu budou z FFT spekter více čitelné při vyšších otáčkách rotoru, než je 100 min^{-1} . Nicméně v kapitole 10 bylo diagnostikováno, že se zřejmě jedná o poruchu vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU. Měření popsané v této kapitole je zaměřeno na diagnostiku mechanických závad (primárně diagnostika ložisek NSK 6204 DU a SKF 6205-2R) a je proto realizováno bez napájení motoru z elektrické sítě, aby byly ve FFT spektrech patrné jen mechanické poruchy. Výsledky předešlé měření úlohy z kapitoly 10 byly zkráceny vibracemi způsobenými elektromagnetismem, nicméně úloha ukázala zřejmou závadu ložiska NSK 6204 DU.



Obrázek 11-4 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 100 min^{-1}

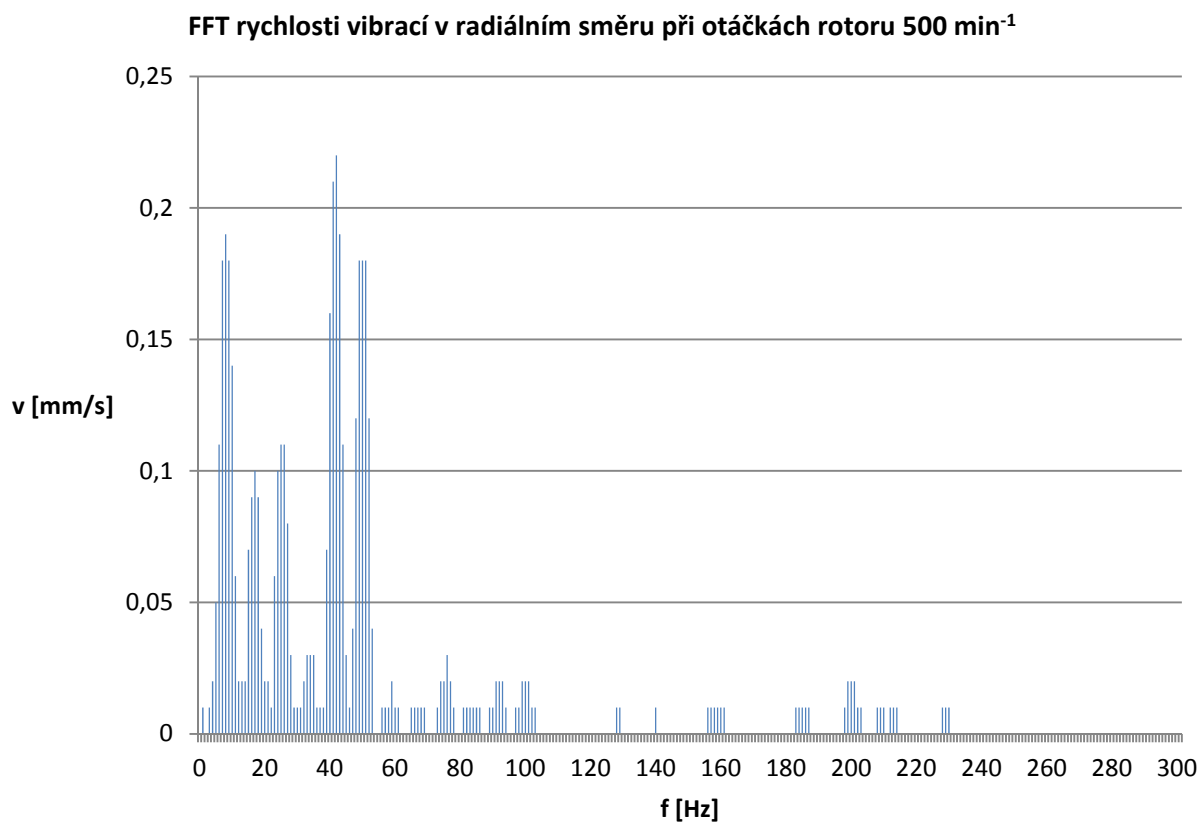
Z FFT spektra rychlosti vibrací na obrázku 11-4 je více patrné, že hlavní projevy ve spektru se nacházejí nejvíce v okolí frekvence 10 Hz. Jelikož analyticky vypočítaná frekvence ložiskových závad poruchy vnitřního kroužku pro ložisko NSK 6204 DU je 8,3 Hz a pro ložisko SKF 6205-2R tato hodnota činí 9,1 Hz, toto měření může nasvědčovat závěrečnému hodnocení z kapitoly 10. Z těchto grafů nelze dělat rozsáhlejší hodnocení, protože rotor motoru se otáčel rychlostí pouze 100 min^{-1} a z obrázků je vidět, že například u FFT spektra rychlosti vibrací dosahovala rychlost vibrací maximálně 0,02 mm/s, což je opravdu velmi málo.

11.1.3 Diagnostika vibrací mechanického původu, otáčky rotoru 500 min^{-1}



Obrázek 11-5 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 500 min^{-1}

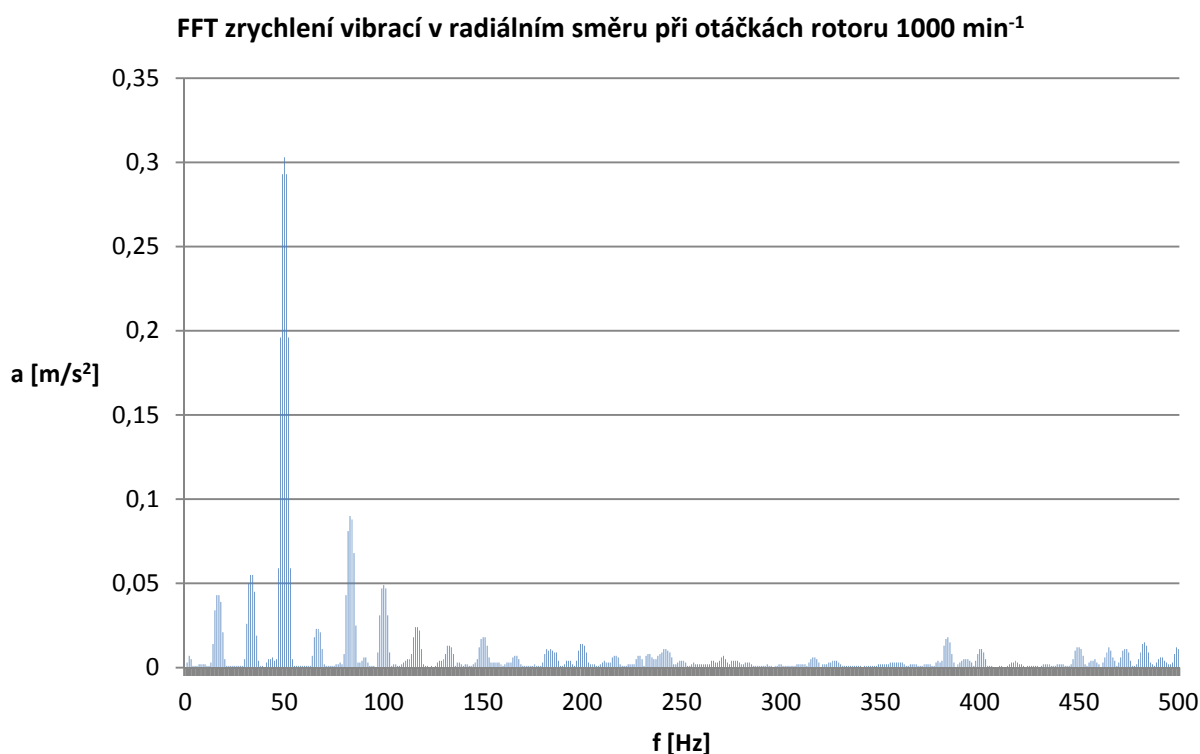
Analyticky vypočítané hodnoty ložiskové závady vnitřního kroužku při otáčkách rotoru 500 min^{-1} pro ložisko NSK 6204 DU činí 41,3 Hz a pro ložisko SKF 6205-2R je tato frekvence 45,3 Hz. Z FFT spektra na obrázku 11-5 je patrné, že nejvyšší projevy ve spektru nastávají při 40-50 Hz. Tyto hodnoty přibližně odpovídají analytickým výpočtům a porucha vnitřního kroužku jednoho z ložisek už se tedy při vyšších otáčkách více ve spektru projevuje a zdá se jako pravděpodobná.



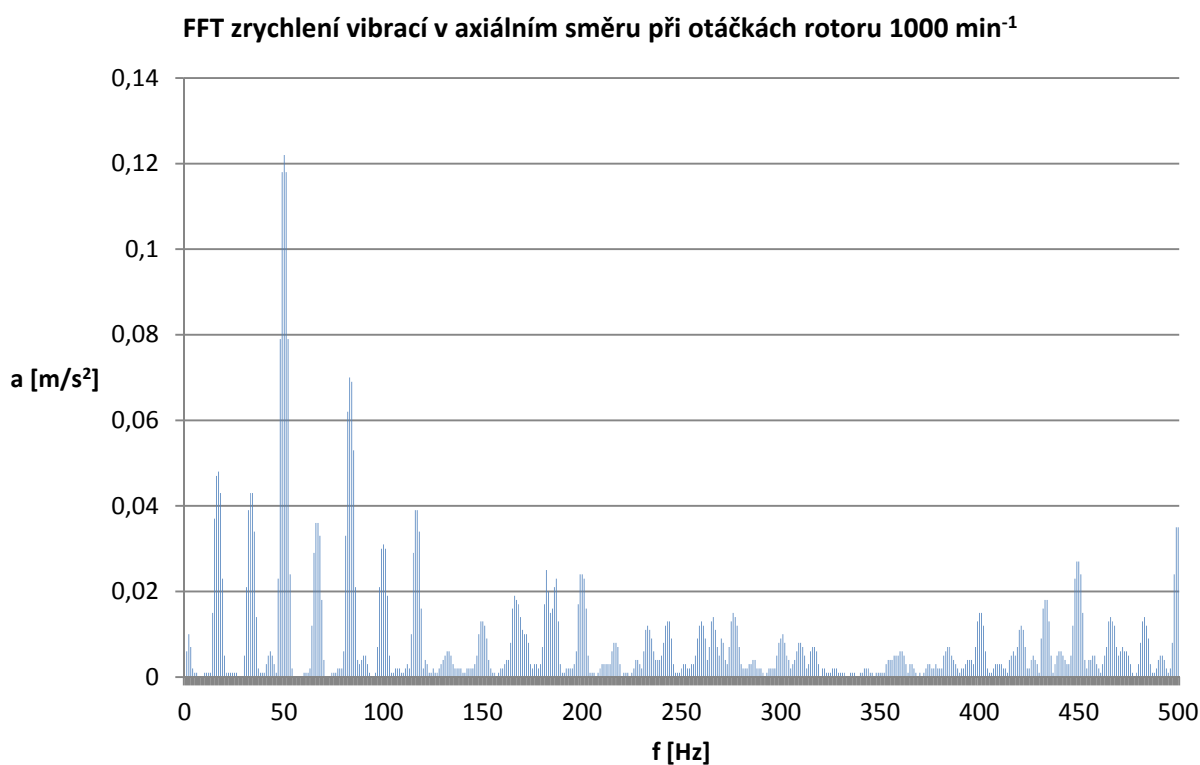
Obrázek 11-6 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 500 min^{-1}

Spektrum rychlosti vibrací, které je znázorněno na obrázku 11-6 je na tom s projevy podobně. Nejvyšší hodnoty ve spektru jsou od 5 do cca 50 Hz. Přitom nejvýrazněji se rychlost vibrací projevuje opět v okolí 40-50 Hz, tak jako u grafu zrychlení vibrací. Silný projev ve FFT spektru je i v okolí hodnoty 10 Hz, avšak pro tyto hodnoty není vypočtena žádná frekvence ložiskové závady.

11.1.4 Diagnostika vibrací mechanického původu, otáčky rotoru 1000 min^{-1}

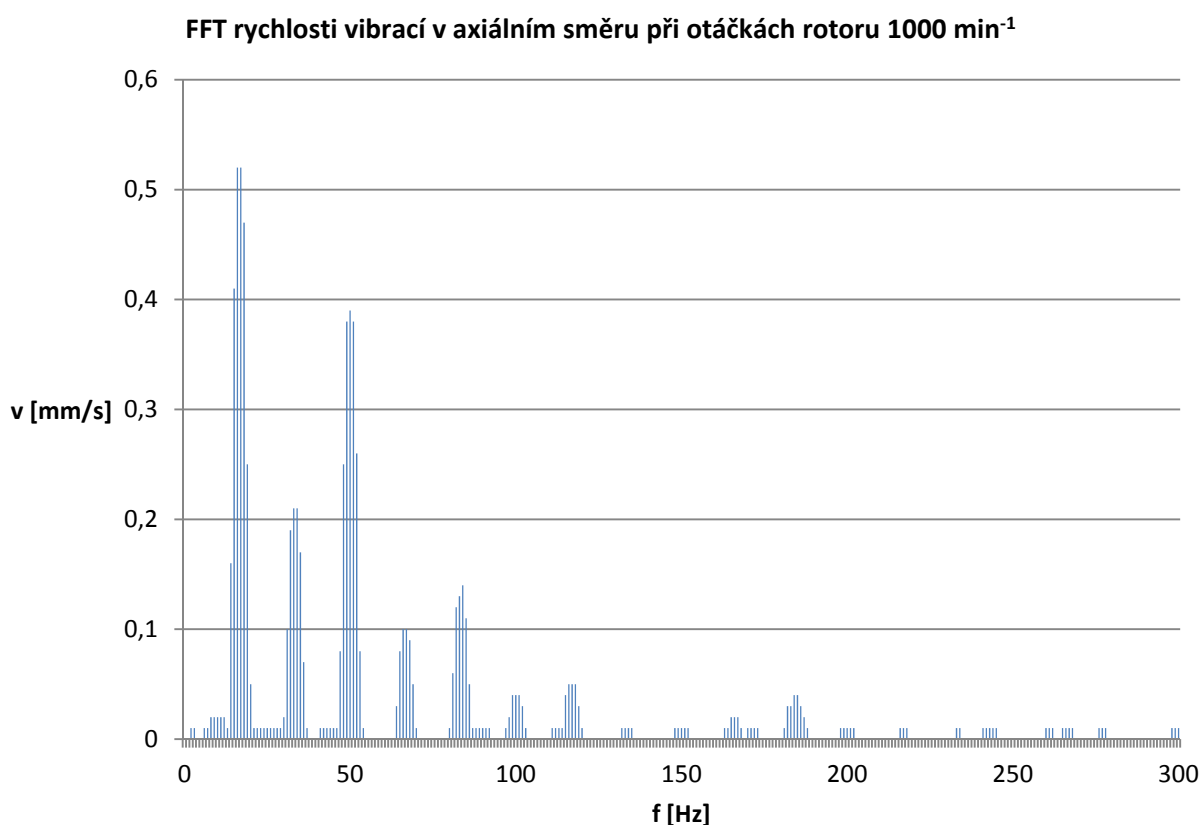


Obrázek 11-7 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 1000 min^{-1}



Obrázek 11-8 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 1000 min^{-1}

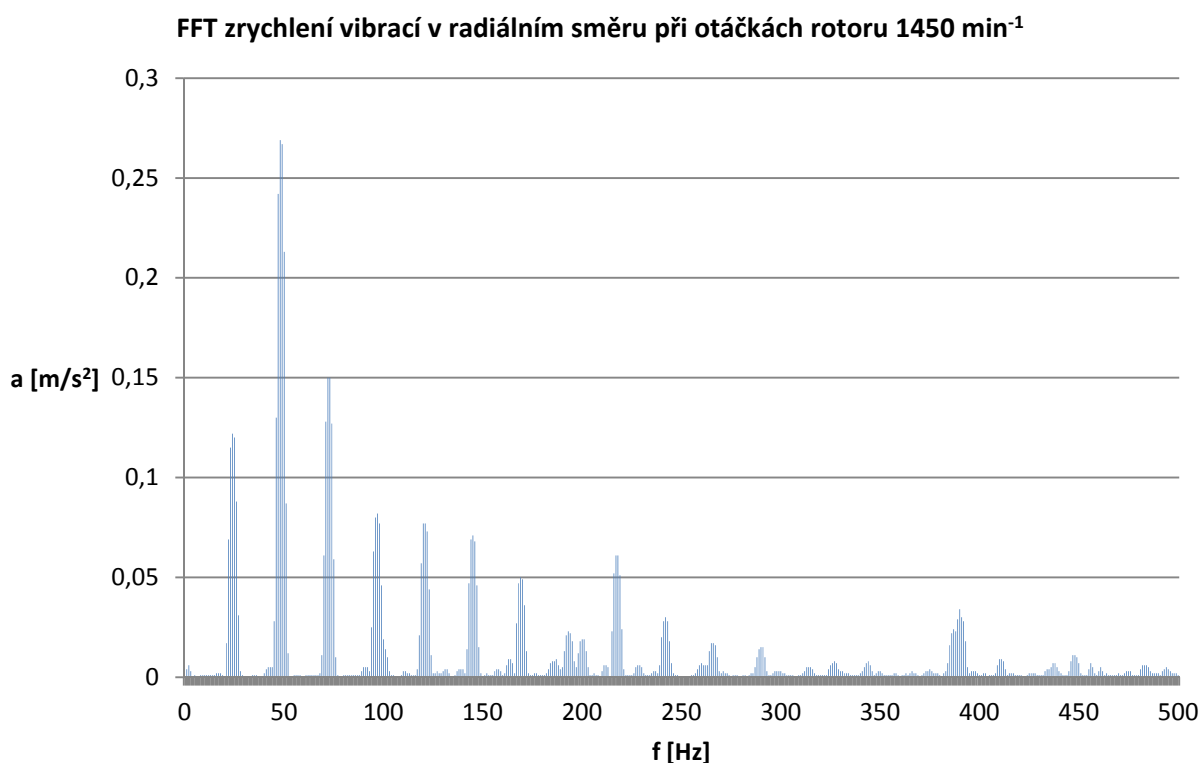
Při pohledu na obrázky 11-7 a 11-8 je vidět, že nejvyšší špičky ve spektru axiálního směru vibrací zaostávají ve velikosti vibrací za směrem radiálním. Ovšem ve spektru jsou k nalezení projevy i na hodnotě okolo 50 Hz v axiálním směru, což může ukazovat na problémy se spojkou. V teoretické části diplomové práce v kapitole 7.3.1 je psáno o dominanci trojnásobku, případně dvojnásobku frekvence otáčení ve spektru. Je obvyklé, pokud úhlová nesouosost a tedy projevy ve vibračním spektru od spojky budí velké množství násobků frekvence otáčení v axiálním směru. Toto indukuje existenci problémů se spojkou. V tomto případě nejsou projevy ve spektru velké, nicméně může se jednat o projev nesouososti. Grafy zrychlení vibrací pro otáčky rotoru 1000 min^{-1} nasvědčují zřejmě tomu, že také valivá tělíska na ložisku NSK 6204 DU nejsou zcela v pořádku. Frekvence ložiskové závady valivých tělísek pro dané otáčky činí 32,9 Hz, což také má svůj projev ve spektru. Přesnější hodnoty ale budou zřejmé z dalších grafů pro otáčky rotoru 1450 min^{-1} , což se blíží jmenovitým otáčkám rotoru při chodu motoru pod napětím.



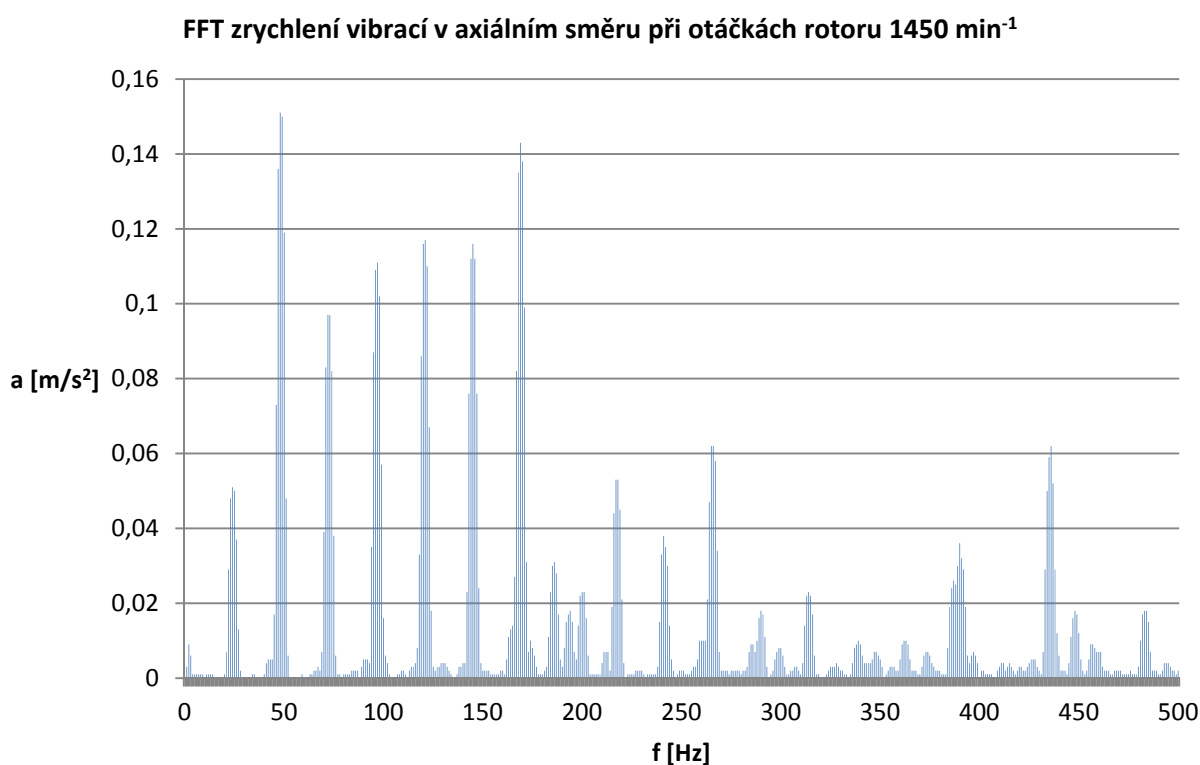
Obrázek 11-9 - FFT rychlosti vibrací, axiální směr, otáčky 1000 min^{-1}

Podle teorie se ve spektru na obrázku 11-9 objevil vliv úhlové nesouososti. Pro rychlost otáčení rotoru 1000 min^{-1} byla vypočtena frekvence pro vibrace způsobené spojkou 50 Hz. Ve FFT spektru rychlosti vibrací je silný projev vibrací, sahající až k 0,4 mm/s, přímo na hodnotě 50 Hz.

11.1.5 Diagnostika vibrací mechanického původu, otáčky rotoru 1450 min^{-1}

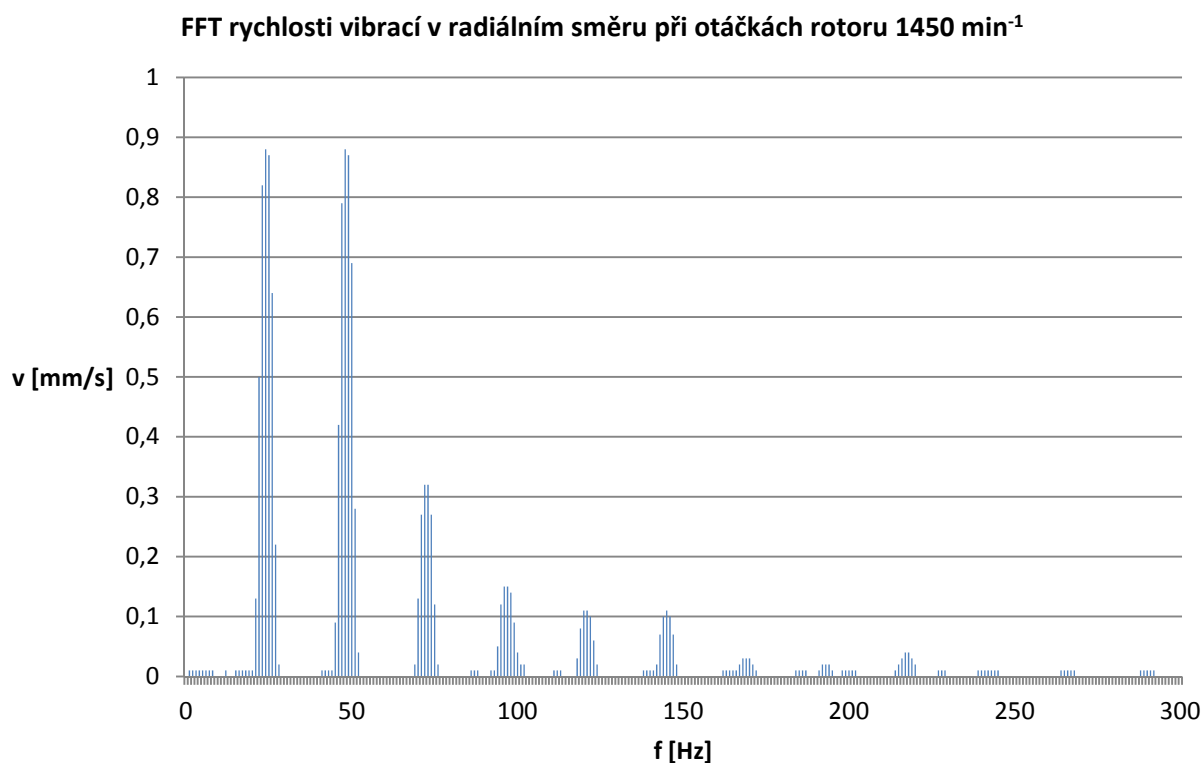


Obrázek 11-10 - FFT zrychlení vibrací, radiální směr, otáčky 1450 min^{-1}



Obrázek 11-11 - FFT zrychlení vibrací, axiální směr, otáčky 1450 min^{-1}

Při zkoumání výše uvedených grafických výsledků měření na obrázcích 11-10 a 11-11 je už nyní patrné, že ložisko NSK 6204 DU má závadu na vnitřním kroužku ložiska. Při otáčkách rotoru 1450 min^{-1} se tato závada projevuje v okolí $119,8 \text{ Hz}$. Zároveň se potvrdilo, že toto ložisko má také poruchu valivých tělísek. Tato závada se při výše uvedených otáčkách rotoru pro ložisko NSK 6204 DU projeví ve spektru v okolí frekvence $47,7 \text{ Hz}$, což při zkoumání grafu 11-10 sedí. Projev ve spektru na dané frekvenci dosahuje až $0,27 \text{ m/s}^2$.

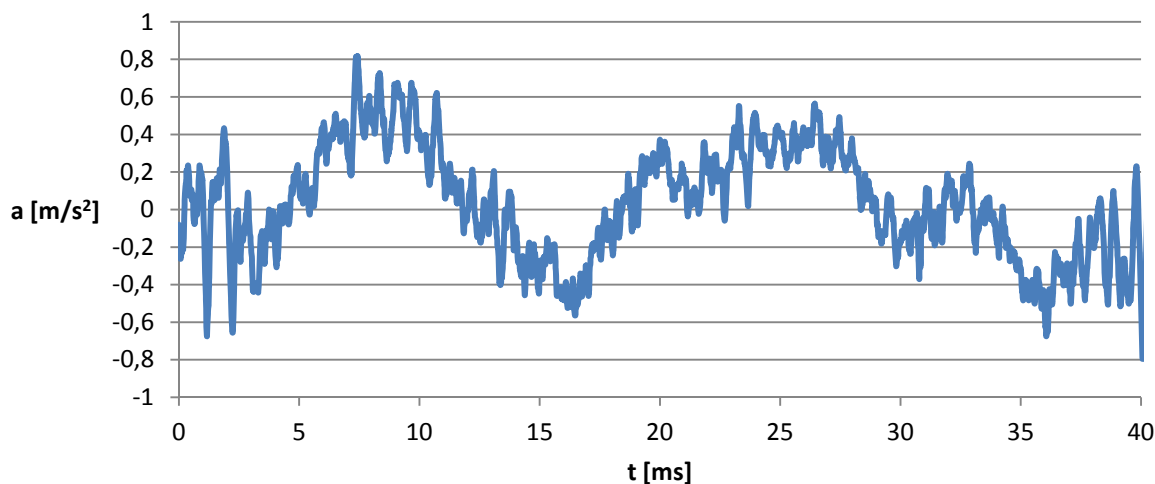


Obrázek 11-12 - FFT rychlosti vibrací, radiální směr, otáčky 1450 min^{-1}

Poznatky ve výše uvedeném odstavci se projevují také na obrázku 11-12, který znázorňuje rychlost vibrací v radiálním směru. Ve spektru je opět projev rychlosti vibrací na hodnotě okolo $47,7 \text{ Hz}$, což potvrzuje závadu valivých tělísek ložiska NSK 6204 DU.

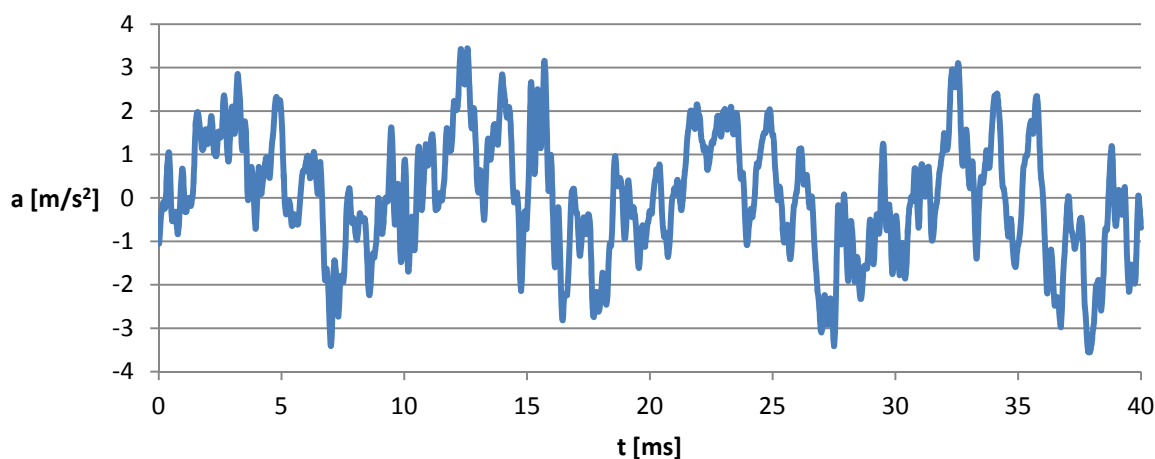
Z obrázků 10-10 a 10-11 je také zároveň vidět, jak se v axiálním směru oproti směru radiálnímu zvětšily některé harmonické napříč celým zobrazeným spektrem. Jelikož tyto vibrace se neprojevují razantně, dá se předpokládat jen malá úhlová nesouosost, spojka tedy negeneruje velké vibrace (maximálně okolo hodnot $0,14 \text{ m/s}^2$).

**Průběh zrychlení vibrací poháněného motoru v radiálním směru po dobu 1 ot.
rotoru, rychlost otáčení 1450 min⁻¹**



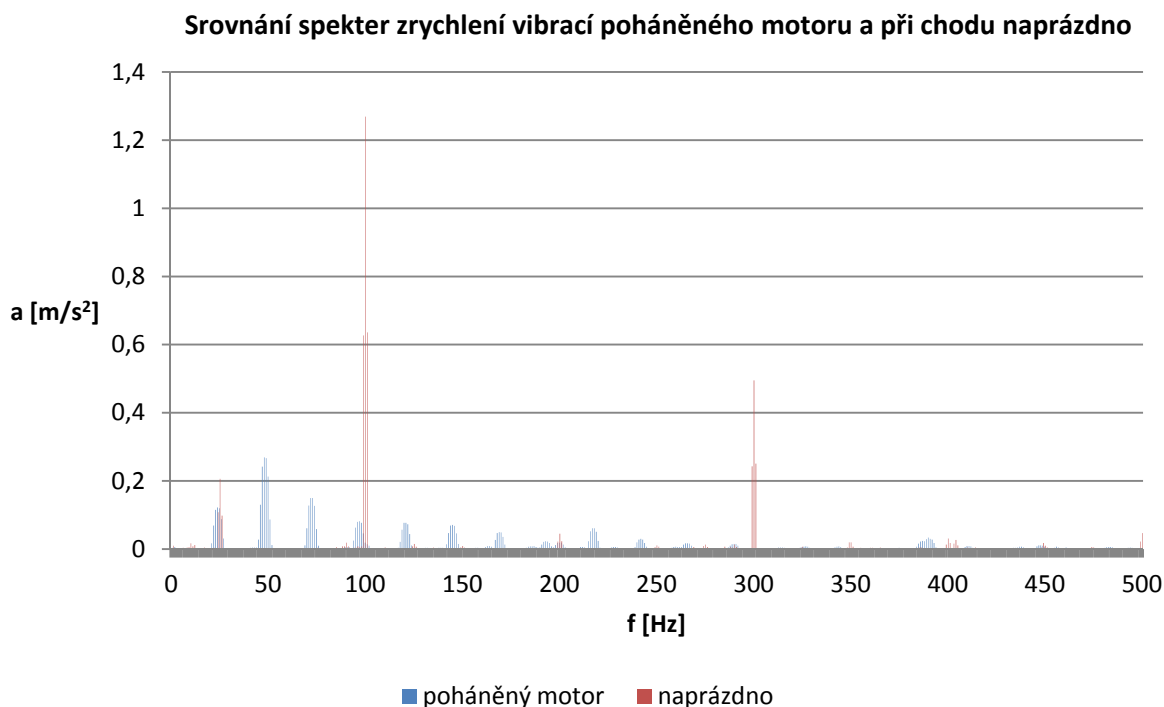
Obrázek 11-13 - Průběh zrychlení vibrací poháněného motoru po dobu jedné otáčky rotoru, radiální směr, otáčky rotoru 1450 min⁻¹

**Průběh zrychlení vibrací napájeného motoru ze sítě v radiálním směru po
dobu 1 ot. rotoru, rychlost otáčení 1470 min⁻¹**



Obrázek 11-14 - Průběh zrychlení vibrací napájeného motoru po dobu jedné otáčky rotoru, radiální směr, otáčky rotoru 1470 min⁻¹

Časové průběhy vibrací na obrázcích 11-13 a 11-14 demonstrují, jaký je rozdíl ve velikostech zrychlení vibrací poháněného stroje a napájeného stroje ze sítě. Pokud stroj není napájen a je pouze poháněn dynamometrem, potom jeho zrychlení vibrací dosahuje maximálně 0,8 m/s², na rozdíl od napájeného motoru ze sítě s vibracemi až 3,8 m/s². Přitom otáčky motoru jsou téměř shodné. Z toho je patrné, jak velký vliv má na vznik vibrací elektromagnetismus oproti vibracím mechanického původu. Srovnání je také patrné z obrázku 11-15, na kterém je uvedeno FFT spektrum zrychlení vibrací při poháněném motoru a při stavu naprázdno, kdy je motor napájen ze sítě.



Obrázek 11-15 - FFT spektrum zrychlení vibrací, srovnání pohánění motor - naprázdno

11.2 Zhodnocení měření

Z měření provedeného na totožném motoru jako v kapitole 10, tedy motoru o výkonu 1,5 kW a jmenovitých otáčkách 1400 min^{-1} , lze vyhodnotit velikost mechanických vibrací oproti vibracím, jejichž větší část je také elektromagnetického původu. Toto srovnání je dobře vidět na obrázcích 11-13 a 11-14. Zatímco u poháněného motoru, který není napájen ze sítě, je velikost zrychlení vibrací maximálně okolo $0,8 \text{ m/s}^2$, tak u motoru napájeného ze sítě tato hodnota činí $3,5 \text{ m/s}^2$. Pokud tedy je motor napájen ze sítě, zrychlení vibrací je 3-4x vyšší, než když se měří čistě jen mechanické vibrace.

Další zajímavost je projev spojky. Se zvyšujícími se otáčkami stroje (při roztočení na 1000 min^{-1} nebo 1450 min^{-1}) je z grafů patrnější, že spojené stroje mají mírnou nesouosost. Ta se projevuje ve spektrech v okolí trojnásobku frekvence otáčení rotoru a také zvýšenými hodnotami vibrací v axiálním směru napříč celým spektrem. Spojka tedy generuje vibrace. Z hodnocení velikosti hodnot vibrací je ale zřejmé, že tato nesouosost je velice malá a nepředstavuje vážný mechanický problém pro chod těchto strojů. Je zde pouze poukázáno na to, že tyto hodnoty jdou z FFT grafů opravdu vyčíst.

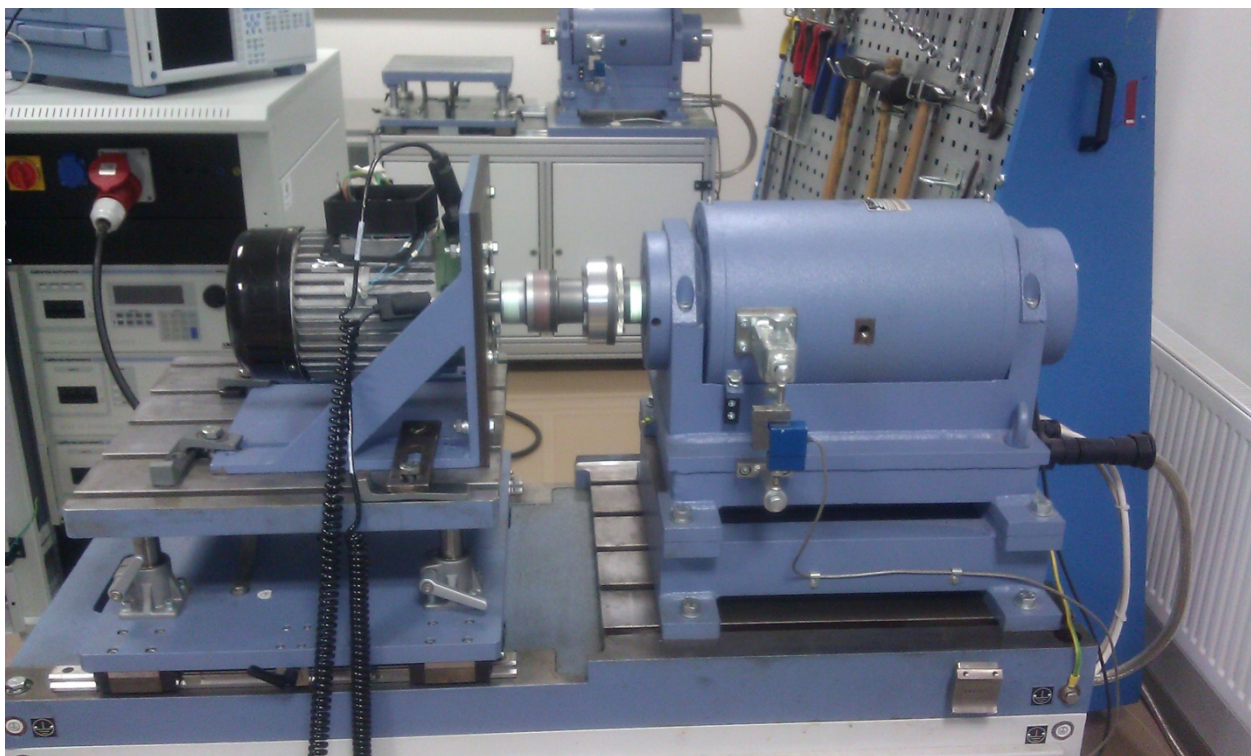
Při zkoumání výše uvedených grafických závislostí v kapitolách 11.1.2 – 11.1.5 plyne závěr, že jednomu z ložisek použitých na motoru je diagnostikována porucha. Konkrétně ložisko NSK 6204 DU má diagnostikovanou poruchu vnitřního kroužku ložiska a s tím také související poruchu valivých tělísek, které se taktéž projevují ve spektru vibrací. Tyto výsledky jsou nejvíce patrné při vibrodiagnostice roztočeného motoru na 1450 min^{-1} . Při této rychlosti otáčení rotoru by se měla podle analytických výpočtů projevovat ve spektru závada vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU v okolí hodnot $119,8 \text{ Hz}$. Závada valivých tělísek tohoto ložiska by se měla potom ve spektru projevit v okolí $47,7 \text{ Hz}$, což je podle obrázků 11-10 a 11-11 prokázáno.

12 MĚŘENÍ PRŮBĚHU EFEKTIVNÍCH A ŠPIČKOVÝCH HODNOT VIBRACÍ NA POHÁNĚNÉM ASYNCHRONNÍM MOTORU V ZÁVISLOSTI NA OTÁČKÁCH

Pro toto měření byl použit shodný asynchronní motor, jako v kapitolách 10 a 11. Tedy motor o výkonu $P = 1,5 \text{ kW}$ a jmenovitých otáčkách $n = 1400 \text{ min}^{-1}$. Ložiska použitá v tomto stroji jsou NSK 6204 DU o vnitřním průměru 20 mm a SKF 6205-2R o vnitřním průměru 25 mm. Další technické údaje těchto ložisek jsou uvedeny v kapitole 9.

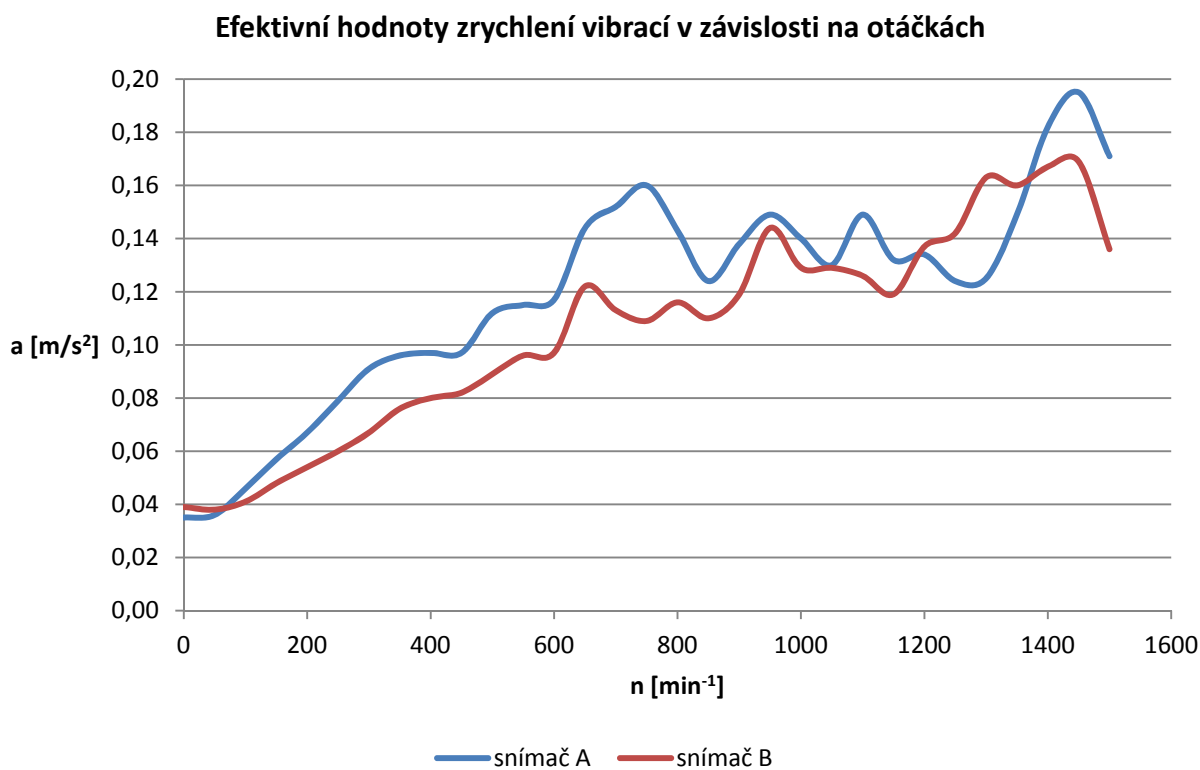
Toto měření bylo realizováno za stavu, kdy nebyl motor připojen k síti a byl přes spojku roztáčen dynamometrem v rozmezí otáček od 0 do 1500 min^{-1} , postupně po 50 min^{-1} . Takto bylo měření provedeno, aby byly eliminovány vibrace elektromagnetického původu. K analyzátoru VIBXPERT II byly opět připojeny dva snímače vibrací (snímač *A* a *B*). Snímače byly umístěny na ložiskový štít, na straně spojky, a byly vůči sobě pootočený o 90° . Přitom snímač *A* byl umístěn v radiálním směru a snímač *B* v axiálním směru.

Při tomto měření byly zaznamenávány efektivní a špičkové hodnoty zrychlení vibrací, rychlosti vibrací a také výchylky vibrací. Přestože měření výchylky vibrací se na pevných částech rotačních strojů příliš neuplatňuje, protože je vhodné spíše pro měření dějů o malých frekvencích, je zde uvedena výchylka vibrací pro zajímavost. Ovšem snímače vibrací, jejichž princip je přímo postaven na měření výchylky vibrací se používají na bezkontaktní měření na rotujících částech strojů. Tyto snímače měří relativní vibrace například hřídelů vůči nepohyblivým částem stroje. Více jsou snímače, které pracují na principu měření výchylky vibrací popsány v kapitole 4.2, která je věnovaná snímačům vibrací.

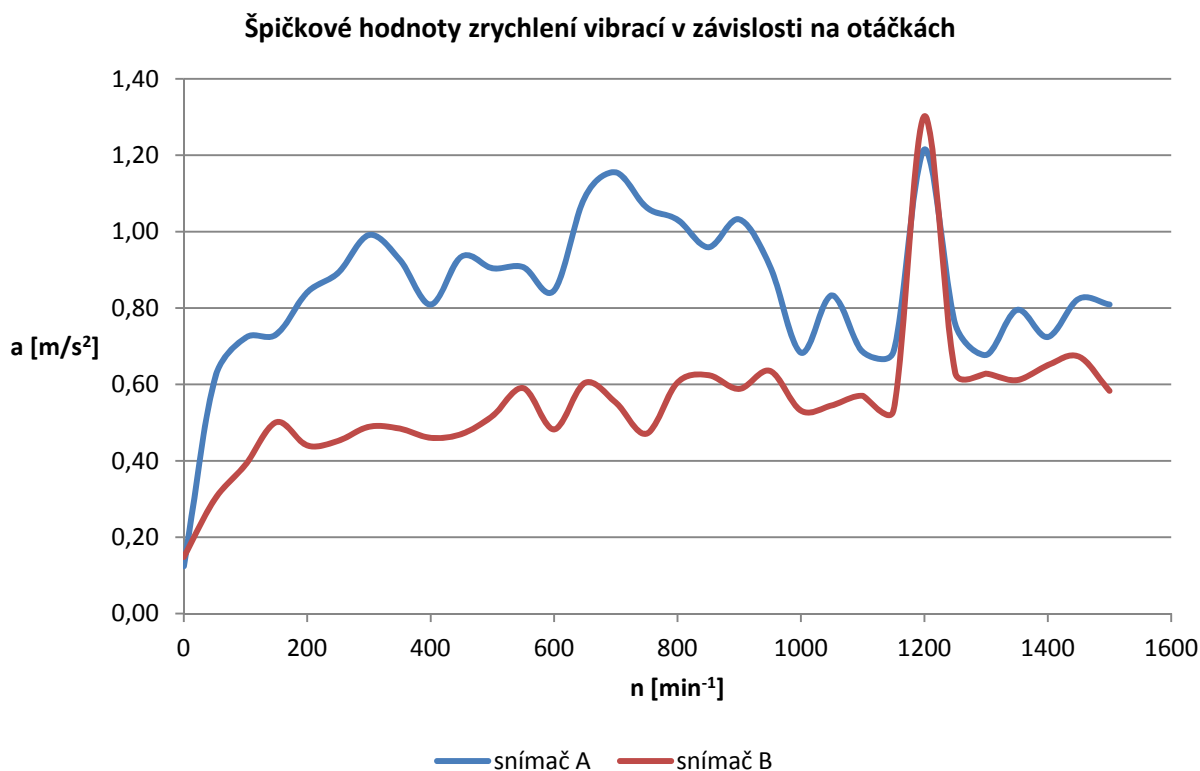


Obrázek 12-1 – Měření asynchronní motor připojený k dynamometru

12.1 Grafické průběhy vibrací v závislosti na otáčkách

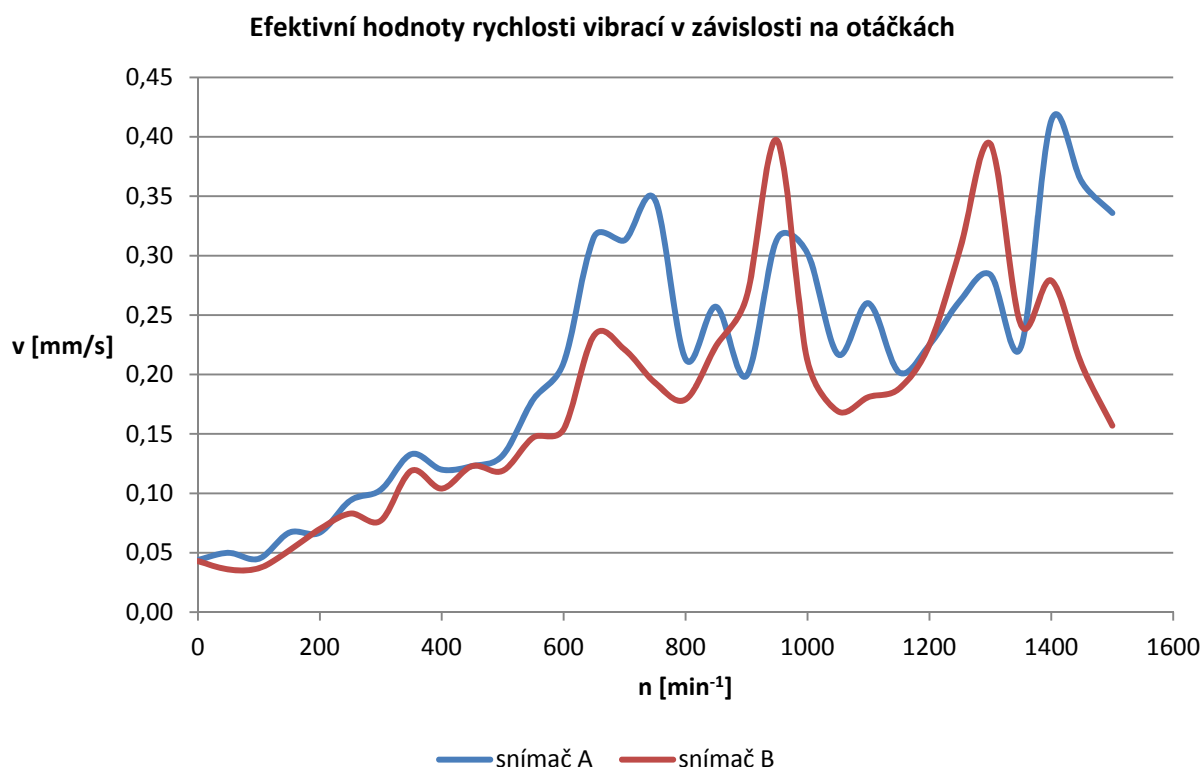


Obrázek 12-2 – Závislost efektivních hodnot zrychlení vibrací na otáčkách rotoru



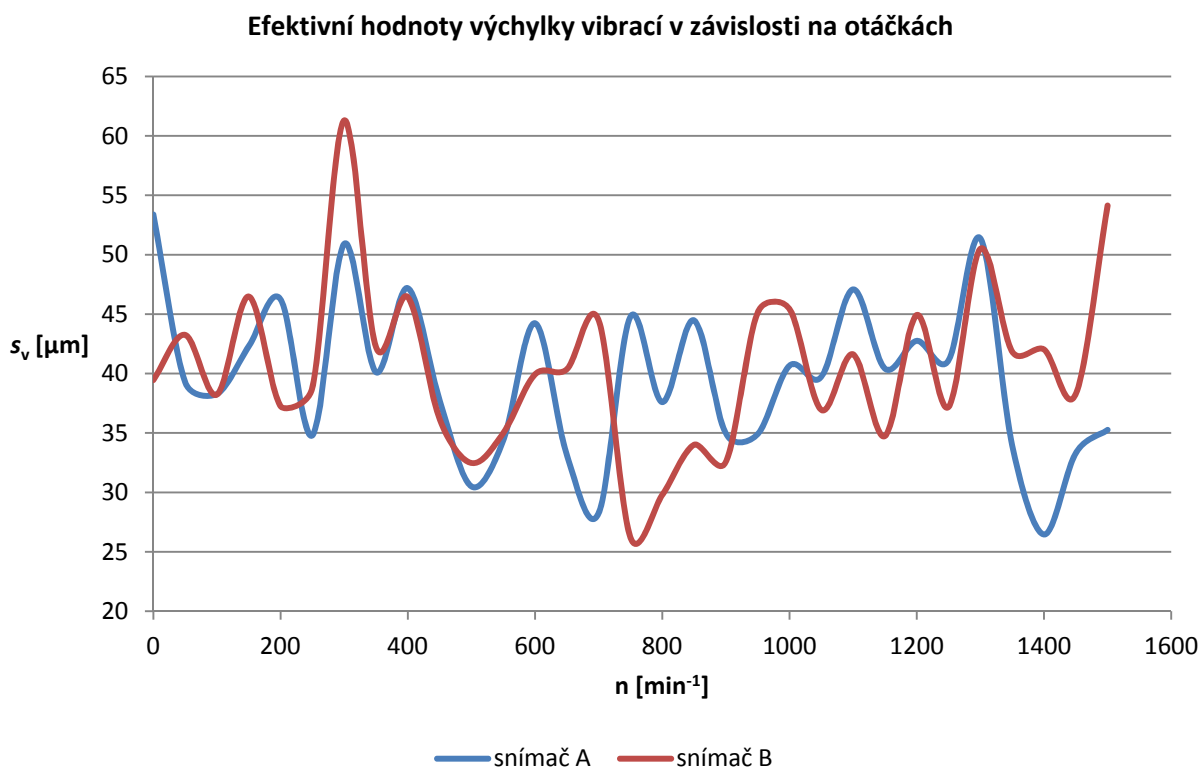
Obrázek 12-3 – Závislost špičkových hodnot zrychlení vibrací na otáčkách rotoru

Z grafických závislostí na obrázcích 12-2 a 12-3 je patrné, že se stoupajícími otáčkami rotoru se vibrace mechanického původu stále zvyšují, což dokazuje závislost mechanických vibrací na otáčkách. Nárůst vibrací je lépe patrný z obrázku 12-2, kde je dobře vidět stoupání efektivních hodnot zrychlení vibrací. Toto stoupání není lineární a jsou na něm patrné i poklesy. Z uvedených grafů je také patrné, že vibrace naměřené v radiálním směru jsou téměř po celý průběh měření vyšší než vibrace naměřené v axiálním směru (snímač A – radiální směr, snímač B – axiální směr). Tato skutečnost ukazuje na poruchu ložiska, jak již bylo diagnostikováno v kapitolách 10 a 11.



Obrázek 12-4 – Závislost efektivních hodnot rychlosti vibrací na otáčkách rotoru

Na obrázku 12-4 je uvedena závislost efektivních hodnot rychlosti vibrací na otáčkách rotoru. Z tohoto průběhu je patrné, že hodnoty vibrací jsou stoupající s menšími výkyvy až k otáčkám 600 min^{-1} . Při následném zvyšování otáček už efektivní hodnoty rychlosti vibrací nestoupají tak pravidelně, ale právě při těchto hodnotách otáček až do 1500 min^{-1} jsou patrné vyšší vibrace. Efektivní hodnota rychlosti vibrací se stále mění, dá se říci někde v rozmezí $0,15 \text{ mm/s}$ až $0,42 \text{ mm/s}$. Tyto četnější změny efektivních hodnot vibrací od 600 min^{-1} výše jsou patrné i u zrychlení vibrací na obrázku 12-2, i když nejsou tak velké jako u naměřených hodnot rychlosti vibrací. Dále lze z obrázku 12-4 vyčíst, že efektivní hodnoty rychlosti vibrací jsou velikostně srovnatelné v radiálním i axiálním směru.



Obrázek 12-5 – Závislost efektivních hodnot výchylky vibrací na otáčkách rotoru

Obrázek 12-5 znázorňuje průběh efektivních hodnot výchylky vibrací opět v závislosti na otáčkách. Efektivní hodnota výchylky vibrací se zde mění s velkou četností v rozmezí 25 μm až 62 μm . Tento graf znázorňuje rozptýl hodnot a tedy i demonstruje nevhodnost použití měření výchylky na nerotujících částech strojů. Pro lepší čitelnost dat by pomohlo opakované měření, které však nebylo provedeno z důvodu velkého počtu měření.

12.2 Zhodnocení měření

Toto měření bylo realizováno pro posouzení změn efektivních a špičkových hodnot vibrací při změnách otáček rotoru od 0 min^{-1} až do 1500 min^{-1} , přitom byl volen krok 50 min^{-1} . Byla naměřena tabulka efektivních a špičkových hodnot vibrací v závislosti na otáčkách, z níž jsou v kapitole 12.1 zobrazeny některé grafy. Tato tabulka je uvedena v přílohách. Jak již bylo v kapitole 12.1 popsáno, hodnoty vibrací postupně se zvyšujícími se otáčkami stoupají, přitom přibližně od hodnoty otáček 600 min^{-1} začnou efektivní i špičkové hodnoty značně kolísat. Tento jev je dobře patrný na obrázku 12-4, který zobrazuje efektivní hodnoty rychlosti vibrací v závislosti na otáčkách.

Realizované měření v kapitole 12 představuje analýzu velikosti vibrací v závislosti na otáčkách. Pro klasickou vibrační diagnostiku poruch stroje je vhodné vyhodnocení dat pomocí Fourierovy transformace při určité hodnotě otáček, tak jako například v kapitole 10, která pojednává o diagnostice závady ložiska při chodu asynchronního motoru.

13 ZÁVĚR

Tato diplomová práce pojednává o diagnostice vibrací mechanického původu v elektrických strojích, konkrétně na asynchronním motoru. Byla zde v po sobě navazujících kapitolách postupně sepsána teorie vzniku vibrací, snímačů vibrací, princip analyzátoru vibrací a kapitola 6 se také věnovala menšímu výčtu teorie asynchronního motoru a jeho konstrukčních součástí. Dále navazují kapitoly, které jsou hlavním tématem této diplomové práce, a sice diagnostika mechanických závad rotačních strojů. V kapitole 9 je popsána teorie některých běžných mechanických závad rotačních strojů, jako je například nesouosost, a jejich projevy ve spektru vibračního signálu. Tato diplomová práce je však nejvíce zaměřena na diagnostiku poruch ložisek. Tyto závady a jejich diagnostika jsou popsány v kapitolách 7.3 a 7.4. Kromě klasické diagnostiky vibrací pomocí analyzátoru vibrací a následnému vyhodnocení vibračního signálu pomocí FFT spekter je v této práci zahrnuta také analýza vibrací pomocí metody konečných prvků v programu ANSYS Workbench.

Pro analýzu vibrací pomocí metody konečných prvků byly vytvořeny 3D modely ložisek a rotoru motoru. Na tomto motoru byla následně v laboratoři prováděna vibrační diagnostika. Modely pro analýzu vibrací byly vytvořeny v programu Autodesk Inventor 2014 a jsou po rozměrové stránce shodné s reálnými částmi měřeného stroje. Tyto zkonstruované 3D modely jsou popsány v kapitole 9.1. V softwaru ANSYS Workbench byla následně provedena modální analýza dynamiky rotoru, jejímž smyslem je zkoumání vlastního kmitání rotujících částí stroje – zjištění na jakých násobcích frekvence otáčení rotoru se projevují vlastní vibrace součástí stroje (nikoli diagnostika poruchových vibračních signálů). Tato analýza je popsána v kapitole 9.2. Následující analýza, která byla provedena pomocí metody konečných prvků, je věnována výpočtům dynamiky ložiska. Tato analýza je strukturální a spočívala ve zkoumání odskakování valivého elementu mezi vnitřním a vnějším kroužkem ložiska. Model pro tuto analýzu byl značně zjednodušen, protože se jedná o výpočetně složitou problematiku. Na toto téma není navíc dostupná literatura, nebo jen minimálně. Tato problematika není tedy v prostředí ANSYS Workbench příliš řešena a stálo by za to, aby byla na toto téma v budoucnu vypsána diplomová práce. Graficky výsledek průběhu odskakování valivého elementu ložiska se nachází v kapitole 9.3.

Kapitoly 10 - 12 se zabývají vibrační diagnostikou mechanických závad asynchronního motoru o výkonu 1,5 kW a jmenovitých otáčkách 1400 min^{-1} . Měření v kapitole 10 bylo realizováno při chodu stroje naprázdno a samotná diagnostika vibrací byla provedena pomocí analyzátoru vibrací VIBXPERT II. Z následné analýzy získaných dat a jejich srovnání s analytickými výpočty frekvencí ložiskových závad, byla podle spekter vibračního signálu diagnostikována možná porucha vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU. Zhodnocení měření a podrobnosti k této diagnostice jsou shrnuty v kapitole 10.4.

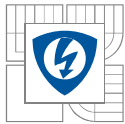
Protože je tato práce věnována diagnostice vibrací mechanického původu, další měření bylo provedeno za stavu, kdy nebyl stroj připojen do sítě a byl roztáčen dynamometrem. Toto bylo provedeno z toho důvodu, že na vzniku vibrací má velký podíl elektromagnetismus. Ze srovnání časových průběhů vibrací v kapitole 11 je patrné, že velikost nejvyšších výchylek mechanického původu je cca čtvrtinová, oproti celkovým výchylkám vibrací, pokud je stroj připojen do sítě a vznikají ve stroji vibrace elektromagnetického původu. Pro představu lze uvést, že pokud není motor připojen k síti a je roztáčen dynamometrem k jmenovitým otáčkám motoru, velikost zrychlení vibrací činí maximálně okolo $0,8 \text{ m/s}^2$. Oproti měření stroje naprázdno, kdy tato

hodnota činila okolo $3,5 \text{ m/s}^2$. Toto měření ukazuje, že ložisko NSK 6204 DU má zřejmě opravdu závadu na vnitřním kroužku, tak jak bylo diagnostikováno již v kapitole 10. Své projevy ve spektru vibračního signálu mají také kmitočty, které podle analytických výpočtů frekvencí ložiskových závad ukazují na poruchu valivých tělísek. Navíc byly ve spektru vibračního signálu zjištěny také projevy nesouososti, které se projevují v axiálním směru vibrací. Nicméně vliv nesouososti zahrnuje pouze spojení měřeného stroje s dynamometrem přes spojku, což se může bez větších problémů více vyladit. Důkladnější hodnocení je k nalezení v kapitole 11.2.

Měření z kapitoly 12 bylo realizováno pro posouzení změn efektivních a špičkových hodnot vibrací v závislosti na změně otáček motoru, který byl opět roztáčen dynamometrem. Toto měření dokazuje závislost mechanických vibrací na otáčkách (se stoupajícími otáčkami motoru se vibrace mechanického původu zvyšují), to je dobře patrné z obrázku 12-2. Nicméně pro klasickou vibrační diagnostiku poruch stroje se toto měření příliš nehodí a je vhodné použití vyhodnocování vibračního signálu pomocí spekter Fourierovy transformace. Na závěr lze říci, že bylo naměřeno a zpracováno velké množství dat. Část těchto zpracovaných hodnot je uvedeno jako grafy a tabulky v kapitolách 10-12, které jsou věnovány diagnostice vibrací na asynchronním motoru. Pomocí těchto naměřených hodnot byly na zkoumaném asynchronním motoru diagnostikovány možné mechanické závady. Konkrétně se jedná o poruchu vnitřního kroužku ložiska NSK 6204 DU a s tím související závady na valivých elementech ložiska.

14 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] BILOŠ J., BILOŠOVÁ A.: *Aplikovaný mechanik jako součást týmu konstruktérů a vývojářů: Část vibrační diagnostika*. VŠB - TU OSTRAVA, Fakulta strojní. Vydání první. 142 s. Ostrava, 2012.
- [2] Vibrodiagnostika. LASER ADJUSTMENT & MEASUREMENT OF MACHINE BASES. [online]. [cit. 2013-10-19]. Dostupné z <http://www.lammb.cz>
- [3] HELEBRANT F.: *Technická diagnostika a spolehlivost: Část IV - provoz a údržba strojů*. VŠB - TU OSTRAVA, Fakulta strojní. Vydání první. 127 s. Ostrava, 2007.
- [4] HELEBRANT F.: *Technická diagnostika a spolehlivost: Část II - vibrodiagnostika*. VŠB - TU OSTRAVA, Fakulta strojní. Vydání první. 173 s. Ostrava, 2004.
- [5] HALLIDAY D., RESNICK R., WALKER J.: *Fyzika: Vysokoškolská učebnice obecné fyziky*. Nakladatelství VUTINUM A PROMETHEUS. 1287 s. Přeloženo 2001.
- [6] Soubor prezentací k předmětu: *Základy experimentální mechaniky*. VŠB - TU OSTRAVA.
- [7] HUSÁK M.: *Akcelerometry*. Výuková prezentace. ČVUT FEL Praha.
- [8] ONDRŮŠEK Č.: *Elektrické stroje*. VUT Brno, FEKT. 79 s. Brno, 2003.
- [9] KOČMAN S.: *Asynchronní stroje*. FEI VŠB-TU Ostrava, Katedra obecné elektrotechniky. 27 s. Ostrava, 2002.
- [10] Proč vyvažovat. SCHENCK ROTEC [online]. [cit. 2013-10-31]. Dostupné z <http://www.schenck-rotec.cz>
- [11] JANDA M.: *Měření vibrací v elektrických strojích*. Výuková prezentace. VUT Brno, FEKT. Brno, 2011.
- [12] NAVRÁTIL, P. *Vibrodiagnostika ložisek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 35 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Milan Klapka.
- [13] Použití ložiska. LOŽISKA-POHONY-TĚSNĚNÍ TPB. [online]. [cit. 2013-11-25]. Dostupné z <http://www.tpb.cz>
- [14] Vibxpert II. LAMIKAPPA. [online]. [cit. 2013-12-9]. Dostupné z <http://www.lamikappa.cz>
- [15] PRŮFTECHNIK: *Vibxpert II prospekt v českém jazyce*. Elektronický text. 2012
- [16] New data collector & FFT signal analyzer. PRŮFTECHNIK. [online]. [cit. 2013-12-9]. Dostupné z <http://www.pruftechnik.com>
- [17] CHMELÍČEK, P. *Tvorba a analýza parametrických modelů elektrických strojů v CAD systémech*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2008. 50 s. Vedoucí bakalářské práce doc. Dr. Ing. Hana Kuchyňková.
- [18] ŠPANIEL M., HORÁK Z.: *Úvod do metody konečných prvků*. ČVUT Praha, Fakulta strojní. Vydání první. 154 s. Praha, 2011.



- [19] DROZDA J., HASNÍKOVÁ Z., JIRSÁK V., MAŠOVÁ E.: *Příručka ANSYS Workbench*. ČVUT Praha, Fakulta stavební, Katedra ocelových a dřevěných konstrukcí. Vydání první. 105 s. Praha, 2012.
- [20] ČSN ISO 10816-1: *Vibrace – Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech – Část 1: Všeobecné směrnice*. Český normalizační institut. 24 s. 1998.
- [21] ZUCHT D., VDOLEČEK F.: *Měření vibrací ve vibrodiagnostice*. [online]. [cit. 2014-5-18]. Dostupné z <http://www.odbornecasopisy.cz>

PŘÍLOHY

Příloha 1

Tabulka k měření z kapitoly 12 - naměřené efektivní a špičkové hodnoty vibrací při různých otáčkách

Otáčky	Zrychlení				Rychlost				Výchylka			
	a (RMS)		a (špička)		v (RMS)		v (špička)		s_v (RMS)		s_v (špička)	
	[m/s ²]		[m/s ²]		[mm/s]		[mm/s]		[μm]		[μm]	
n [min ⁻¹]	snímač A	snímač B	snímač A	snímač B	snímač A	snímač B	snímač A	snímač B	snímač A	snímač B	snímač A	snímač B
0	0,035	0,039	0,124	0,148	0,044	0,043	0,143	0,180	53,387	39,455	152,900	80,832
50	0,036	0,038	0,615	0,299	0,050	0,036	0,178	0,129	39,275	43,255	105,700	105,270
100	0,046	0,041	0,722	0,390	0,045	0,037	0,217	0,221	38,274	38,228	106,750	103,810
150	0,057	0,048	0,731	0,501	0,067	0,052	0,325	0,242	42,278	46,480	86,818	105,910
200	0,067	0,054	0,841	0,440	0,067	0,070	0,390	0,307	46,254	37,256	106,990	80,905
250	0,079	0,060	0,892	0,452	0,094	0,083	0,307	0,284	34,793	38,802	82,857	81,483
300	0,091	0,067	0,991	0,489	0,103	0,077	0,395	0,314	50,918	61,297	123,450	125,760
350	0,096	0,076	0,926	0,484	0,133	0,119	0,479	0,391	40,114	42,235	94,118	101,240
400	0,097	0,080	0,809	0,460	0,120	0,104	0,470	0,361	47,186	46,435	99,617	99,643
450	0,097	0,082	0,935	0,470	0,123	0,123	0,574	0,489	37,759	36,182	86,398	78,357
500	0,112	0,089	0,904	0,517	0,132	0,119	0,398	0,417	30,502	32,474	79,792	88,501
550	0,115	0,096	0,907	0,590	0,179	0,147	0,557	0,436	34,354	34,992	89,470	94,624
600	0,117	0,097	0,846	0,482	0,210	0,154	0,546	0,416	44,233	39,929	109,240	87,415
650	0,144	0,122	1,091	0,604	0,316	0,233	0,753	0,592	33,144	40,363	81,824	99,802
700	0,152	0,113	1,155	0,552	0,313	0,221	0,798	0,500	28,237	44,488	71,125	120,780
750	0,160	0,109	1,063	0,471	0,347	0,193	0,824	0,550	44,789	26,207	116,010	66,894
800	0,143	0,116	1,031	0,605	0,213	0,179	0,538	0,474	37,599	29,788	103,600	64,532
850	0,124	0,110	0,959	0,624	0,257	0,224	0,627	0,592	44,475	34,009	103,330	93,214
900	0,138	0,119	1,032	0,588	0,199	0,265	0,469	0,527	34,930	32,562	92,182	70,992
950	0,149	0,144	0,909	0,635	0,314	0,397	0,720	0,800	34,896	45,148	76,317	129,940
1000	0,140	0,129	0,683	0,531	0,302	0,211	0,726	0,586	40,663	45,446	102,550	99,343
1050	0,130	0,129	0,833	0,545	0,217	0,169	0,584	0,432	39,714	36,944	97,997	100,630
1100	0,149	0,126	0,685	0,570	0,260	0,181	0,620	0,499	47,085	41,615	131,380	99,015
1150	0,132	0,119	0,686	0,532	0,202	0,188	0,533	0,403	40,417	34,742	86,430	84,924
1200	0,134	0,137	1,215	1,302	0,225	0,225	0,580	0,521	42,753	44,928	108,760	93,339
1250	0,124	0,142	0,758	0,630	0,262	0,305	0,744	0,681	41,107	37,191	92,628	78,219
1300	0,125	0,163	0,677	0,628	0,284	0,394	0,725	0,843	51,380	50,498	123,060	109,990
1350	0,149	0,160	0,795	0,611	0,223	0,242	0,611	0,647	33,962	41,850	76,304	103,290
1400	0,182	0,167	0,724	0,650	0,414	0,279	1,119	0,682	26,453	42,030	67,049	85,903
1450	0,195	0,169	0,824	0,673	0,362	0,208	0,964	0,584	33,296	38,276	85,410	77,934
1500	0,171	0,136	0,809	0,583	0,336	0,157	0,765	0,461	35,258	54,138	98,449	118,400