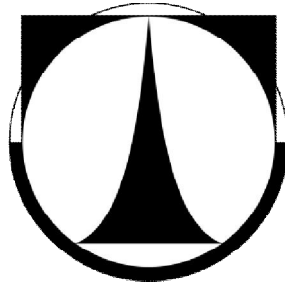


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor B2341

Strojírenství – Stroje a zařízení

Zaměření

Dopravní stroje a zařízení

Metodika vyvažovacích postupů ventilátoru

The Methods of Balancing Procedures for a Ventilator

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

KVM – BP – Č. 289

NGUYEN PHU DONG

Vedoucí bakalářské práce : doc. Dr. Ing. Elias Tomeh – KVM - TUL

Konzultant bakalářské práce : Martin Karhut, ONTEX CZ, s.r.o

Počet stran : 58

Počet obrázků : 33

Počet tabulek : 8

Květen 2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Jméno a příjmení	Don Nguyen Phu
obor	B2341 Strojírenství
zaměření	Z302R022 stroje a zařízení dopravní stroje a zařízení

Ve smyslu zákona č. 111/1998 Sb. o vysokých školách se Vám určuje bakalářská práce na téma:

METODIKA VYVAŽOVACÍCH POSTUPŮ VENTILÁTORU

Zásady pro vypracování:

(uvedte hlavní cíle bakalářské práce a doporučené metody pro vypracování)

Analytické a výpočetní práce, vycházející ze zkušeností při kontrole a sledování technického stavu ventilátorů, se zaměřením na optimální návrh diagnostiky.

- 1) Uvedte všechny požadavky kladené na hlučnost a vibrace ventilátorů z hlediska jakosti vyvážení rotoru, popište metody měření, jejich diagnostiku, včetně nutných inspekčních činností preventivní a prediktivní údržby.
- 2) Specifikujte příčiny nevyváženosti ventilátorů a poruchy jednotlivých částí ventilátorů a jejich projevy ve spektrech vibrací. Popište způsoby detekce vibrací ventilátorů a využití preventivní a prediktivní údržby.
- 3) Popište základní druhy nevyváženosti, odezva vibrací a příčiny chyb při vyvažování a jejich odstranění.
- 4) Navrhněte metodu měření nevyváženosti v jedné a více rovinách, způsoby korekce nevyvážených hmot, postup při provozním vyvažování tuhých rotorů.
- 5) Cílem bakalářské práce je použitelnost výsledků v laboratoři KVM.



Forma zpracování bakalářské práce:

Průvodní zpráva - v rozsahu cca 40 stran textu, vč. příloh.

Text celé bakalářské práce včetně příloh bude v elektronické formě přiložen na CD nosiči k tištěnému svazku originálu bakalářské práce.

Seznam literatury (uveďte doporučenou odbornou literaturu):

- [1] JULIŠ, K. – BORŮVKA, V. – FRYML, B.: Základy dynamického vyvažování. SNTL Praha 1979.
- [2] FRYML, B. – BORŮVKA, V.: Vyvažování rotačních strojů v technické praxi. SNTL Praha 1962.
- [3] TOMEH, E.: Diagnostic Methodology of Rolling Element and Journal Bearings. /Skripta TU v Liberci/, TUL Liberec, 2007.
- [4] BENEŠ, Š. – TOMEH, E.: Metody vibrodiagnostiky valivých ložisek. TU v Liberci 1991, ISBN 80-7083-078-6.
- [5] HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J.: Technická diagnostika a spolehlivost II. - Vibrodiagnostika. Skripta VŠB – Technická Univerzita Ostrava, Ostrava 2005.
- [6] ČSN ISO 1940 – 1: Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu – Část 1: Stanovení a ověření vyvažovacích tolerancí. ČNI 2004.
- [7] ČSN ISO 1940 – 2: Vibrace – Požadavky na jakost vyvážení tuhých rotorů – Část 2: Chyby spojené s vyvažováním. ČNI 1999.
- [8] ČSN ISO 2953: Vibrace – Vyvažovací stroje – Popis a hodnocení. ČNI 2001.
- [9] ČSN ISO 10816: Vibrace – Hodnocení vibrační strojů na nerotujících součástech. ČNI 1999.

Vedoucí bakalářské práce:

doc.Dr.Ing. Elias Tomeh - TU v Liberci, KVM

Konzultant bakalářské práce:

Martin Karhut – ONTEX CZ, s. r. o.



Ing. Robert Voženílek, Ph.D.

vedoucí katedry



doc. Ing. Miroslav Malý, CSc.

děkan

V Liberci dne 1. 11. 2012

Platnost zadání bakalářské práce je 15 měsíců od výše uvedeného data (v uvedené lhůtě je třeba podat přihlášku ke SZZ). Termíny odevzdání bakalářské práce jsou určeny pro každý studijní rok a jsou uvedeny v harmonogramu výuky.



ANOTACE BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Nguyen Phu Dong. *Metodika vyvažovacích postupů ventilátoru*: Liberec – Technická Univerzita v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů, 2013. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Elias Tomeh, TU v Liberci, KVM

Tato bakalářská práce se zabývá vyvažovacími postupy ventilátorů. První část bakalářské práce popisuje technickou diagnostiku, příčiny nevyváhy, vlastnosti, druhy nevyváhy a charakteristiku ventilátorů atd. Druhá část bakalářské práce je naopak věnována vyvažování a vyvažovacím postupům ventilátorů z pohledu ryze praktického, tj. na základě konkrétních příkladů z praxe, které vycházejí ze spolupráce s firmou Ontex.

ANNOTATION OF THESIS

Nguyen Phu Dong. The methods of balancing procedures for a ventilator: Liberec – Technical University of Liberec, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Vehicles and Engines, 2013. Thesis head doc.Dr. Ing. Elias Tomeh, TU in Liberec, KVM.

This thesis deal with balancing the fan. The first part of the thesis describes the technical diagnosis, causes of unbalance, it's qualities, types are described and characteristics fans, etc. The second part of the thesis, by contrast, devoted to balancing and balancing procedures for fans of the purely practical point of view. On the basis of concrete examples of practices that are based on collaboration with Ontex.

Prohlášení k využívání výsledků bakalářské práce

Byl(a) jsem seznámen(a) s tím, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. O právu autorském, zejména § 60– školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li bakalářskou práci nebo práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom(a) povinnosti informovat o této skutečnosti TUL , v tomto případě má TUL práva ode mne požadovat úhradu nákladů, které poskytla na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Bakalářskou práci jsem vypracoval(a) samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím bakalářské práce a konzultantem.

v. Liberci dne.....22/5/2013


.....
Podpis

Poděkování

Děkuji mnohokrát vedoucímu mé bakalářské práce panu doc. Dr. Ing. Elias Tomeh za konzultace, odborné vedení a výbornou spolupráci. A dále bych chtěl velice poděkovat panu Martin Karhut z firmy ONTEX CZ s.r.o. a za poskytnuté instrukce, podkladové materiál a řadu informací nezbytných k napsání mé bakalářské práce.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	9
0. Úvod	11
1. Technická diagnostika a vibrodignostika	12
1.1 Způsoby detekce vibrací ventilátorů	14
1.2 Existující snímače vibrací	15
1.3 Normy pro vyvažování	16
1.3.1 Velikost vibrací	16
2. Základní metody měření diagnostiky	19
2.1 Frekvenční analýza pomocí FFT	19
2.2 IR systémy	20
2.3 Defektoskopické systémy	20
2.4 Celková mohutnost kmitání (trendování vibrací)	21
3. Způsoby údržby	22
4. Nevyváženost	23
4.1 Příčiny a poruchy nevyváženosti ventilátoru	23
4.2 Druhy nevyváženosti	24
4.2.1 Statická nevyváženost	25
4.2.2 Dynamická nevyváženost	25
4.2.3 Momentová nevyváženost	26
4.3 Poruchy jednotlivých částí ventilátoru	27
4.3.1 Poškození valivých ložisek	27
4.3.2 Nesouosost hřídele ventilátoru	29
4.3.3 Nevyváženost ventilátoru, projevy ve spektrech vibrací (FFT)	30
4.3.4 Mechanické uvolnění	32
4.3.5 Ohnutí hřídele	32
4.3.6 Poruchy řemenů	33

5. Metody měření nevyváženosti	34
5.1 Vyvažování v jedné rovině – Vektorová metoda	34
5.2 Vyvažování ve dvou rovinách	35
5.2.1 Vektorové grafické řešení vyvažování ve dvou rovinách	35
5.2.2 Provozní vyvažování ve dvou vyvažovacích rovinách	37
6. Způsoby korekce nevyvážených hmot	40
6.1 Odebrání vyvažovací hmoty	40
6.2 Přidání vyvažovací hmoty	40
7. Výpočet frekvencí vibrací ventilátoru	43
8. Výsledky měření při provozním vyvažování ventilátoru	50
9. Závěr	55
10. Seznam obrázků, tabulek	56
11. Seznam použité literatury	58

Seznam použitých značek a symbolů

<i>Symbol</i>	<i>Jednotka</i>	<i>Význam</i>
a_0	[G]	Amplituda rotorové frekvence
β	[$^\circ$]	Úhel mezi vektory O a T
α	[$^\circ$]	Kontaktní úhel
ω	[rad.s ⁻¹]	Kruhová frekvence
aj.		A jiné
apod.		A podobně
č		Číslo
ČSN ISO		Česká státní norma ISO
D	[mm]	Vnější průměr ložiska
d	[mm]	Vnitřní průměr ložiska
d_0	[mm]	Průměr val.elementu
d_s	[mm]	Střední průměr
F	[N]	Síla
H.S	[G]	Harmomická složka
f	[Hz]	Frekvence
FFT		Rychlá fourierova transformace
g	[m.s ⁻¹]	Tíhové zrychlení
Kg		Kilogram
kW		Kilowat – jednotky výkonu
L	[mm]	Délka
m_T	[g]	Hmotnost testovací
m_K	[g]	Korekční hmotnost (závaží)
M		Moment

max		Maximum
min		Minimum
n	[min ⁻¹]	Otáčky
Např		Například
O	[mm]	Velikost vektoru původní nevyváhy
Obr.		Obrázek
P	[kW]	Výkon
Pa		Pascal – jednotka tlaku
SEE		Spectral Emitted Energy
T	[mm]	Velikost vektoru spojnice konců
<i>t</i>	[s]	Čas
Tab.		Tabulka
Tzv.		Tak zvaný
Rad		Radiální
SKF		Firma SKF
V	[m.s ⁻¹]	Rychlost
z	[kus]	Počet valivých elementů
Z	[kus]	Počet lopatek
X _v		Hodnota amplitudy

0. Úvod

Nevývaha bývá velmi často jedním z diagnostikovaných problémů u ventilátoru a má na svědomí velký počet závad, odstávek zařízení a také snížení životnosti stroje. Technická diagnostika představuje samostatný obor zabývající se bezdemotážními a nedestruktivními metodami a prostředky stanovujícími technický stav objektu. S nevyváhou souvisí mnoho negativních činitelů, které způsobují provozní nespolehlivost strojních zařízení, je podmíněna sledováním technického stavu objektu a včasným detekováním fyzikálních změn a procesů. Technická diagnostika se snaží problémy spjaté s nevyváhou detekovat a navrhnout možnosti řešení.

Zajištění klidného chodu zařízení je velmi důležité. Z hlediska technického přispívá klidný chod stroje k zajištění dlouhodobého a bezporuchového provozu, u výrobních strojů má velký vliv na kvalitu výrobků. Z hlediska fyziologického působí na obsluhu stroje daleko lépe, když pracuje tiše a bez vibrací. Z hlediska ekonomického se tím prodlužuje životnost stroje a zkracuje doba prostojů na nutné opravy.

Z předešlého odstavce je zřejmé, že naším prvotním úkolem je nevyváze předcházet. Pokud se nepodaří předejít nevyváze u rotačních zařízení, je na místě diagnostika dané závady. Je nutno se ujistit, zda se opravdu jedná o nevyváhu, dále určit typ nevyváhy, velikost a další potřebné parametry. Poté následuje samotné vyvážení.

Vyvažování je postup, koriguje rozložení hmoty rotoru s cílem zabezpečit měření vibrací, přidáním nebo odebráním hmotnosti. Za zdroj všech nevyvážení lze považovat méně kvalitní výrobu. Vyvažuje se za pomoci vyvažovacích metodik a vyvažovacích přístrojů, což jsou přístroje nebo montáž, pomocí nichž je možné zjistit míru nevyváženosti rotoru a upravit rozložení hmoty.

Ventilátory jsou rotační lopatkové stroje sloužící k dopravě a stlačování vitrů. Pro měření mechanického kmitání ventilátoru jsou stanoveny čtyři klasifikační pásma (podle ČSN 12 2011) *“Velmi dobrý stav; provozní stav; přechodně přípustný stav a nepřípustný stav“*. V mé bakalářské práci se budu zabývat návrhem metodického postupu pro vyvažování oběžného kola ventilátoru.

1. Technická dignostika a vibrodignostika

Technická diagnostika je hlavním nástrojem kontrolně inspekční a revizní činnosti (zjišťování technického stavu a opotřebení), rozhoduje o nutnosti a rozsahu prováděných oprav (odstraňování následků opotřebení), patří k nástrojům a prostředkům autonomní údržby (snižování rychlosti opotřebení), kde ohodnocuje dodržování zásad správného provozu. Technická diagnostika je nejen základem k určení objektivního technického stavu stroje. Jinými slovy představuje technická diagnostika nedílnou součást konstrukčního procesu, protože vyčísluje a objektivizuje hodnotící výpověď s požadovanou jistotou k zabezpečení výrobního procesu a provozu stroje [7].

Technický stav těchto systémů se zpravidla zjišťuje nedestruktivními metodami a bez demontáže.

Diagnostická veličina nese informaci o technickém stavu objektu. Její hodnota může být přímo měřena, získávána z jiných systémů nebo zadávána operátorem.

Diagnóza je vyhodnocení provozuschopnosti technického objektu, tj. jeho stanovením okamžitého technického stavu. Diagnóza se stanovuje na základě hodnot diagnostických veličin.

Technický stav sledovaného objektu je jeho schopnost vykonávat požadované funkce za stanovených podmínek užívání, objekt je buď ve bezvadném, provozuschopném stavu, nebo v poruchovém stavu.

Diagnostickými prostředky jsou technická zařízení a počítačové programy a s nimi související postupy určené ke stanovení diagnózy.

Diagnostickým systémem se nazývá souhrn diagnostických prostředků, jejich obsluhy a sledovaného objektu.

Podle způsobu provádění diagnostiky ji lze rozdělit na tyto druhy:

Periodická diagnostika: ruční měření s danou periodou, efektivní systém určování budoucího vývoje detekovaných stavů.

Jednorázové měření: zjištění okamžitého stavu, prognóza o budoucím vývoji detekovaných stavů je obtížná.

Kontinuální měření: nepřetržité sledování stavu strojního zařízení, obvykle vyvedeného do ochrany a při překročení nastavených poplachových úrovní odstavení zařízení.

Systém údržby: Proces zajišťující provozuschopnost objektu. Dále se dělí na údržbu po poruše objektu, údržbu v časových intervalech a údržbu podle skutečného stavu objektu.

Provoz všech strojů vázaných na rotující pohyb je provázen mechanickým kmitočtem – vibracemi, kterým se nelze v provozní praxi vyhnout. Vibrace jsou projevem chování mechanických částí stroje, kterými reagují na působení vnitřních a vnějších sil. Vibrace jsou zapříčiněny dynamickým namáháním stroje, technickým stavem ložisek, hřídelí, převodovkami, nesourodostí, vůlemi pohybových součástí, stykem třecích ploch, střetem dvou navzájem pohybujících se těles anebo nevyváhou rotujících částí. Většina závad rotačních strojů se projevuje vibracemi, proto používáme vibrační signály jako indikátory mechanického stavu strojů. Technický stav je dán opotřebením, uvolněním spojů, únavovými lomy, korozí atd. Vibrace jsou způsobeny jak rotujícími, tak přímočaře se pohybujícími tělesy.

Mechanické vibrace jsou také způsobeny rázy, při nichž střetem dvou navzájem se pohybujících těles dochází k náhlé změně gradient, jež jsou určující veličiny vibrací. Ráz způsobí přechodný kmitavý jev generující v tělese postupnou rázovou vlnu. V technické diagnostice se používá uměle generovaný ráz, např. diagnostickým kladívkem se zabudovaným senzorem síly [7].

Základními parametry vibrací jsou frekvence [Hz], která udává četnost jistého jevu v daném časovém úseku a amplitudy, což je velikost vibračního signálu a souvisí se závažností závady.

Vibrace vyskytující se v praxi jsou s velmi nízkými amplitudami výchylky. Ustálená vibrace je charakterizována výchylkou, zrychlením a rychlostí v amplitudě a frekvenci a fází z časového pohledu. Tyto veličiny jsou spolu matematicky svázané, ale jedná se o zcela odlišné charakteristiky. Právě proto je potřeba zvolit k měření vibrací vhodný typ snímače a způsob měření. Snímače vycházejí z principu měření. Upevnění snímačů vibrací se dnes provádí pomocí šroubu, vosku, lepidla, magnetu nebo je použito ruční sondy.

1.1. Způsoby detekce vibrací ventilátoru.

SKF Micrilog CMVA 60



Obr.1.1 SKF Micrilog CMVA [17].

Technické údaje

- Měření celkové hodnoty vibrací
- Měření fáze
- Rozběh a doběh
- Měření stavu valivých ložisek
- Orbit
- FFT
- Rázový test
- Multi parametrické úlohy

Měření

- frekvencí 0,5 až 20 kHz
- průměrování 1 – 9999
- FFT rozlišitelnost :100,200,400,800,1600,3200 a 6400 čar (přesnost 0,01%) a typ okének (hanningovo, obdélníkové, Flat top)
- Teplotní snímače : -50 až + 1150 °C.

1.2 Existující snímače vibrací

- *snímače výchylky, polohy a posuvu* – měří se v mikrometrech. Výchylka představuje změnu vzdálenosti nebo polohy objektu vzhledem k referenční poloze. Nevýhodou jsou velké rozměry, hmotnost a omezené frekvenční pásmo. Tyto sensory mají obvykle kmitočtový rozsah 0 – 10 000 Hz.
- *snímače rychlosti* – měří se v $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ nebo $\text{in}\cdot\text{s}^{-1}$, jako rychlost změny výchylky vibračního signálu. Jedná se o nejběžnější způsob měření vibrací. Nevýhodou je nepřesnost při nízkých frekvencích do 3,5 kHz
- *snímače zrychlení* – měří se v $\text{mm}\cdot\text{s}^{-2}$ nebo $\text{in}\cdot\text{s}^{-2}$. Zrychlení znamená rychlost změny rychlosti. Princip je založený na piezoelektrických krystalech. Mají vysoký rozsah měření až do 20 kHz. Jsou nejjednodušší, nejpřesnější, nejlehčí.

Celkové vibrace představují celkovou vibrační energii měřenou v jistém frekvenčním rozsahu.

Nejčastější a nejvhodnější metodou pro sledování vibračních signálů způsobem vhodným pro jejich analýzu z frekvenčního spektra je pomocí FFT – Fast Fourier Transformation. Díky frekvenční analýze pomocí FFT vyhodnocujeme celkové vibrace, čímž zajistíme celkovou mohutnost kmitání na dané frekvenční složce [14].

Vibrodiagnostika využívá jako diagnostického parametru vibrace, a právě tento diagnostický parametr dává informace k určení objektivního technického stavu rotujících strojů. Včasná detekce možné závady je pak základním předpokladem pro strategické plánování nápravných opatření [7].

1.3 Normy pro vyvažování

- ČSN ISO 1940 – 1. Vibrace požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu. část 1 :stanovení a ověření vyvažovaných tolerancí ČNI 2004
- ČSN ISO 1940 – 1. Vibrace požadavky na jakost vyvážení rotorů – Část 2 Chyby spojené s vyvažováním .ČNI 1999
- ČSN ISO 2953 : Vibrace –vyvažovací stroje –popis a hodnocení .ČNI 2001
- ČSN ISO 10816 - Hodnocení vibrační strojů na nerotujících součástech. ČNI1999
- ČSN 12 2011 – Ventilátory – maximálně přípustné hodnoty mechanického kmitání.

1.3.1 Velikost vibrací

Pro měření mechanického kmitání, volbu míst měření a režimu práce ventilátoru platí ČSN 10816. Pokud má ventilátor možnost volby frekvence otáčení, musí být splněny maximálně přípustné hodnoty mechanického kmitání v celém oboru frekvencí otáčení ventilátoru.

Mohutnost vibrací pro hodnocení strojů dle ČSN ISO 10816 je efektivní hodnota rychlosti vibrací ve frekvenčním pásmu 10 – 1000 Hz.

Pro posouzení jakostí chodu ventilátoru jsou stanovena čtyřmi klasifikačními pásmy:

- Pásmo A (*velmi dobrý stav*) – nový ventilátor či ventilátor po generální opravě
- Pásmo B (*provozní stav*) – oblast, ve které ventilátor může pracovat s provozní spolehlivostí (bez poruch)
- Pásmo C (*přechodně přípustný stav*) – ventilátor lze provozovat jen v krajním případě
- Pásmo D (*nepřípustný stav*) – oblast, ve které nesmí být ventilátor provozován (nebezpečí havárie) [12].

Tab. 1. KLASIFIKAČNÍ TŘÍDY URČENÉ K POSUZOVÁNÍ JAKOSTI CHODU VENTILÁTORU

Frekvence otáčení $n \geq 10 \text{ s}^{-1}$		Klasifikační třídy jakosti ventilátorů							Frekvence otáčení $n < 10 \text{ s}^{-1}$	
Rozsahy mohutnosti kmitání									Rozsahy výkmitu výchylky	
Rozsah	Limitní hodnoty $v_e, \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$	1	2	3	4	5	6	7	Limitní hodnoty $s_r, \mu\text{m}$	Rozsah
0,28	0,28								5,6	5,6
0,35	0,35								7,1	7,1
0,45	0,45								9,0	9,0
0,56	0,56								11,2	11,2
0,71	0,71	A							14,0	14,0
0,9	0,9		A						18,0	18,0
1,12	1,12			A					22,4	22,4
1,4	1,4				A				28,0	28,0
1,8	1,8					A			35,5	35,5
2,24	2,24	B					A		45	45
2,8	2,8		B					A	56	56
3,55	3,55			B					71	71
4,5	4,5	C			B				90	90
5,6	5,6		C			B			112	112
7,1	7,1			C			B		140	140
9,0	9,0				C			B	180	180
11,2	11,2	D				C			224	224
14,0	14,0		D				C		280	280
18,0	18,0			D				C	355	355
22,4	22,4				D				450	450
28,0	28,0					D			560	560
35,5	35,5						D		710	710
45,0	45,0							D	900	900
56,0	56,0								1120	1120
71,0	71,0								1400	1400

Tab.1.2 Klasifikační třídy určené k posuzování jakosti chodu ventilátoru

KLASIFIKAČNÍ TŘÍDY PRO AXIÁLNÍ VENTILÁTORY

Výkon pohonu, kW	do 15*)		15 až 75		75 až 300		nad 300		Poznámka s_r pro $5 s^{-1} \leq n < 10 s^{-1}$ v_e pro $n \geq 10 s^{-1}$
Skupina	I		II		III		IV		
Uložení	T	P	T	P	T	P	T	P	
Klasifikační třída	1	3	2	4	3	5	4	6	
limitní hodnoty mohutnosti kmitání v_e , mm · s ⁻¹	1,12	A							22,4
	1,4								28
	1,8			A					35,5
	2,24	B	A			A			45
	2,8			B	A			A	56
	3,55		B			B	A		71
	4,5	C			B			B	90
	5,6			C			B		112
	7,1	D	C			C			140
	9,0			D	C			C	180
	11,2		D			D	C		224
	14,0				D			D	280
	18,0						D		355
22,4							D	450	
									limitní hodnoty výkmitu výchylky s_r , μm

*) Mimo krajní hodnoty

Tab.1.3 Klasifikační třídy po axiální ventilátory- ČSN 12 2011.

KLASIFIKAČNÍ TŘÍDY PRO RADIÁLNÍ VENTILÁTORY

Výkon pohonu, kW	do 15*)		15 až 75		75 až 300		nad 300		Poznámka s_r pro $5 s^{-1} \leq n < 10 s^{-1}$ v_e pro $n \geq 10 s^{-1}$
Skupina	I		II		III		IV		
Uložení	T	P	T	P	T	P	T	P	
Klasifikační třída	2	4	3	5	4	6	5	7	
limitní hodnoty mohutnosti kmitání v_e , mm · s ⁻¹	1,4	A							28
	1,8								35,5
	2,24			A					45
	2,8	B	A			A			56
	3,55			B	A			A	71
	4,5		B			B	A		90
	5,6	C			B			B	112
	7,1			C			B		140
	9,0	D	C			C			180
	11,2			D	C			C	224
	14,0		D			D	C		280
	18,0				D			D	355
	22,4						D		450
28,0							D	560	
									limitní hodnoty výkmitu výchylky s_r , μm

*) Mimo krajní hodnoty

Tab.1.4 Klasifikační třídy pro radiální ventilátory- ČSN 12 2011.

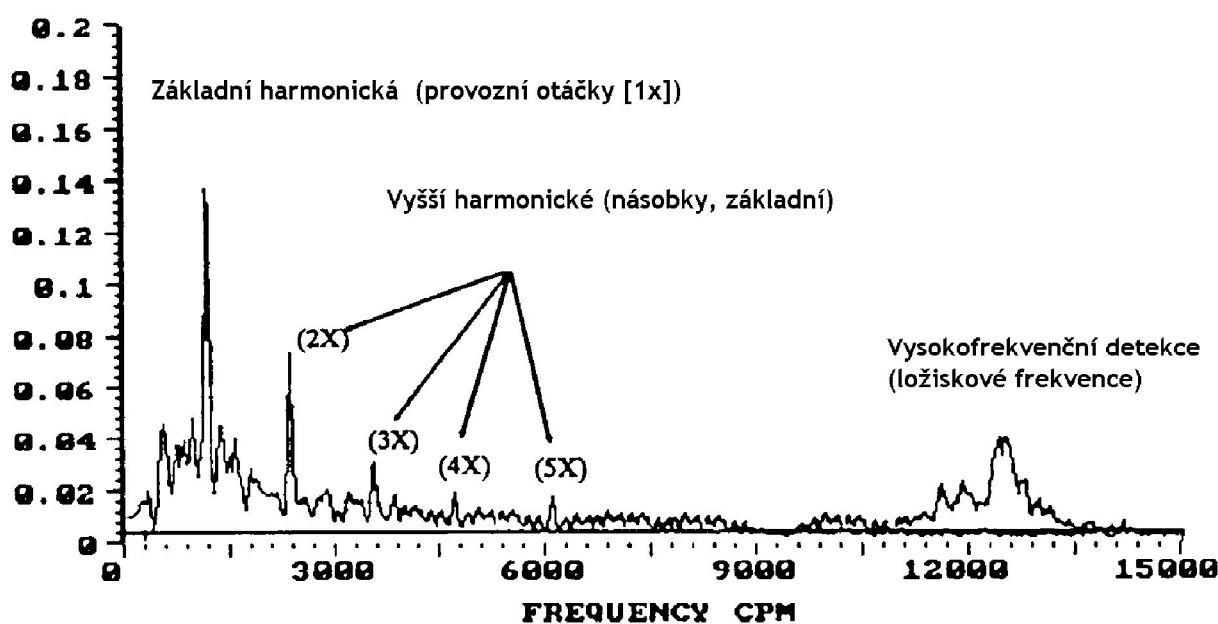
2. Základní metody měření diagnostiky

Mezi základní metody vibrační diagnostiky řadíme keprální analýzu, obálkovou metodu, technologii SEE, vysokofrekvenční detekci, orbitální analýzu, modální analýzu, metodu zviditelnění provozních tvarů kmitů, frekvenční analýzu pomocí FFT, IR systém, defektoskopické systémy a trendování vibrací.

2.1. Frekvenční analýza pomocí FFT

Nejčastější a nejvhodnější metodou pro sledování vibračních signálů způsobem vhodným pro jejich analýzu z frekvenčního spektra je pomocí FFT – Fast Fourier Transformation (rychlá Fourierova transformace). V nematematickém vyjádření to znamená, že vibrační signál je rozložený na určité amplitudy odpovídající různým frekvenčním složkám. Vyjádřeno v souladu s předchozí otázkou, tak pomocí FFT vyhodnocujeme celkové vibrace, čímž zajistíme celkovou mohutnost kmitání na dané frekvenční složce [14].

FFT umožňuje analyzovat vibrační amplitudy různých složek frekvenčního spektra. Možnost sledovat vibrace, které se vyskytují při určitých frekvencích. K vlastní diagnostice závad se využívá celého frekvenčního spektra, tzn. vyšších harmonických, subharmonických, vysokofrekvenční defekcí (High Frequency Detection), které nás upozorňují na závadu ložiska (Obr.č. 2.1). Poté lze zjistit např.: nesourodost, nevyváženost, mechanické uvolnění, ohnutí hřídele.



Obr.2.1 Frekvenční spektrum [7].

2.2 IR systémy

Základem infradiagnostických metod je bezdotykové měření teploty povrchu u objektu a vyhodnocování části elektromagnetického vlnění (tepelného záření), které měřený objekt vyzařuje, a to s využitím IR oblasti záření. Podle rozložení teplotního pole diagnostikovaného objektu, můžeme kontrolovat jeho funkce, které jsou spojeny s vývinem nebo absorpcí tepla. Touto metodou můžeme lokalizovat různé materiálové vady, opotřebení způsobené třením (u ložisek) a jiné vady objektu, které ovlivňují povrchovou teplotu. Příkladem je diagnostika izolátorů vysokého napětí (prováděná za provozu), sledování teploty pláště elektromotoru atd.

Oblast elektromagnetického vlnění nazývaná infračervené záření je v oblasti 0.78 μ m-1mm. Praktický rozsah je do 15 μ m. Bezdotykové měření teploty je nazývané pyrometrie.

2.3 Defektoskopické systémy

Defektoskopické zkoušky materiálu jsou nedestruktivní zkoušky skrytých vnitřních a povrchových vad.

Metody rozdělujeme:

Povrchové metody detekují trhliny a nečelistvosti na povrchu nebo těsně pod ním. Patří sem metody:

- kapilární
- elektrické (odporové)
- elektromagnetické (vířivé proudy)
- magnetické
- teplotní (infračervené, termobarvy)

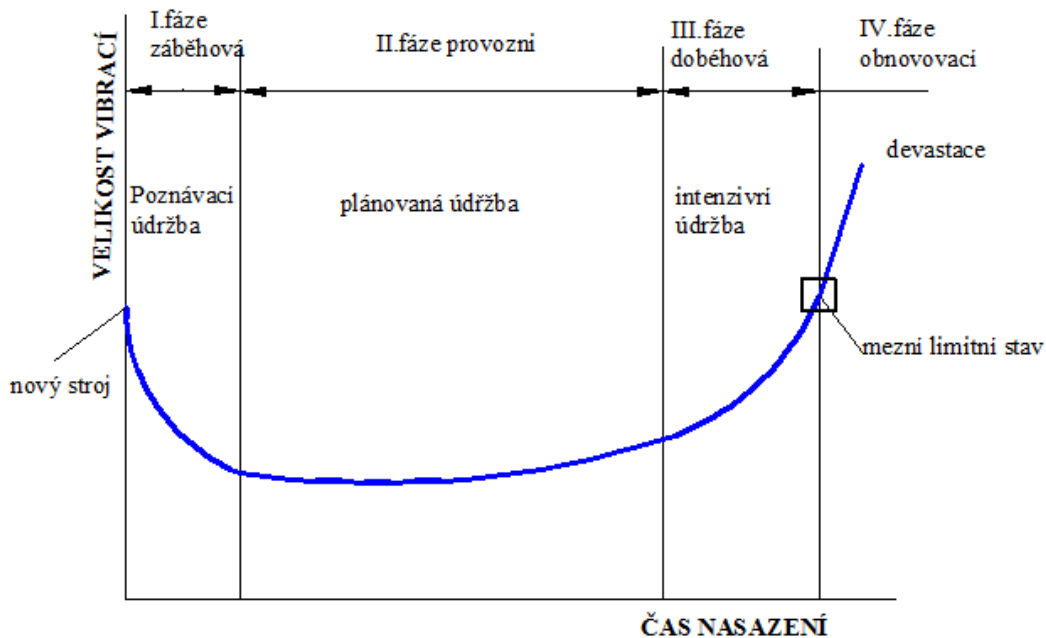
Vnitřní metody, detekují trhliny a nečelistvosti uvnitř objektu (např. svaru). Jsou to metody:

- ultrazvukové
- prozařovací (rentgenovo záření, záření gama, tok neutronů).

2.4 Celková mohutnost kmitání (trendování vibrací)

Celkové vibrace představují celkovou vibrační energii měřenou v jistém frekvenčním rozsahu (nejčastěji 10 – 1000 Hz). Měřením celkových vibrací stroje nebo jeho částí a porovnáním této hodnoty s její normální úrovní, získáme informaci o objektivním technickém stavu stroje.

Celkovou mohutností (intenzita) kmitů se poté rozumí hodnota naměřená na funkčně důležitém nebo nejdůležitějším místě stroje, kterou porovnáme s její předchozí hodnotou a limitní (mezní) hodnotou, čímž získáme informaci o objektivním technickém stavu dané části. Pokud tyto hodnoty vyneseme do funkční závislosti, tak získáme tzv. Vanovou křivku, která značí časový průběh hladiny vibrací během technického života pro danou část stroje. Z vanové křivky pak můžeme následně predikovat zbytkovou životnost. Trendování se neobejde bez určení limitních hodnot vibrací. Vlastní určení limitních hodnot vibrací je možné celou řadou známých postupů, tzv. určené výrobcem zařízení, určení odpovídající normou a předpisy (ČSN ISO apod.) až po použití matematicko-statistických metod. Překročení musí být důkladně analyzováno a teprve poté je možné provést odpovídající závěry [7].



Obr. 2.2 Časový průběh vibrací v průběhu technického života –VANOVÁ KŘIVKA [7].

3. Způsoby údržby

V dnešní krizové době je bohužel v řadě podniků častým jevem snaha o úsporu finančních prostředků na úkor údržby, či diagnostiky. Je to tzv. “levná půjčka na drahou opravu“ resp. v první fázi ušetříme, ale zanedbáme-li investice, popř. šetříme-li na nevhodném místě, tak se nám to v konečném výsledku vymstí a následné odstranění škod stojí mnohem více, než jsme z počátku ušetřili. Provádění údržby můžeme rozčlenit do několika kategorií.

Prvním způsobem údržby je *oprava po poruše* – lze aplikovat na nenáročné, většinou levné zařízení, které nezpůsobí při jeho poruše škody na majetku nebo na zdraví. Jejich dočasná absence nezpůsobí přerušení výroby, popř. jejich diagnostika či údržba by nebyla finančně přínosná apod.

Druhým způsobem údržby je *metoda plánovaných preventivních oprav* – řídí se předem stanoveným časovým cyklem, při kterém jsou provedeny naplánované údržbové práce. Časové cykly údržby jsou stanoveny s ohledem na zkušenosti se stejnými nebo podobnými zařízeními. Pro strojní zařízení jsou navrženy časové plány, v kterých je stanoveno, kdy dojde k preventivní opravě nebo údržbě. Tato metoda nerespektuje aktuální potřebu provádění údržby, ale řídí se předem stanoveným časovým plánem.

Třetí metodou je *system diferencované proporcionální péče* - stroje jsou rozčleněny do několika skupin podle různých vlastností a důležitosti, což vede k rozdílnému přístupu k různým skupinám. System diagnostické údržby je prvním, který respektuje skutečný technický stav technických zařízení. Využívá metod technické diagnostiky k sledování skutečného stavu strojních zařízení. Stroje jsou pod systematickou kontrolou a k odstávkám dochází pouze v případě dosažení mezní životnosti.

Čtvrtou metodou je *System prognostické údržby* – tento system navazuje na předchozí a rozšiřuje jej o možnost predikce, provádí se stanovení zbytkové životnosti strojního zařízení. Zbytková životnost je určována pomocí tzv. trendové analýzy.

Pátou metodou je *System automatizované údržby* – pro možnost použití tohoto systému je zapotřebí výpočetní techniky vzhledem k jeho náročnosti. System je rozdělen do několika modulů. Poslední možností je system totálně produktivní údržby, je komplexní strategií, nástrojem, který umožňuje a podporuje zlepšování stavu zařízení za účelem maximalizace efektivity a kvality výroby. [8].

4. Nevyváženost

Nevyváženost je stav, kdy centrální hlavní osa setrvačnosti není totožná s osou rotace, tj. centrální hlavní osa setrvačnosti představující osu tělesa procházející těžištěm, k níž hmotnostní momenty setrvačnosti nebývají extrémních hodnot a deviační momenty jsou rovny nule, není totožná s osou rotace. Při rotaci způsobují odstředivé síly, hluk a chvění.

4.1 Příčiny a poruchy nevyváženosti ventilátoru

Jednou z nejčastějších příčin vzniku vibrací u rotačních strojů je nevyváženost. Ta má za následek snížení spolehlivosti a životnosti stroje. Nevyváženost rotorů způsobuje nevyváhy. Příčiny nevyváhy můžeme v první řadě dělit na výrobní, montážní a v druhé řadě na funkční a konstrukční.

Výrobní a montážní nevyváženosti

- Neobrobené plochy
- Trvalá deformace součástí
- Nerovnoměrná hustota materiálových součástí
- Nekruhovitost ložiskových čepů
- Nečistoty z přepravovaného média

Funkční a provozní nevyváženost

- Vzájemné uvolnění částí rotoru s možnou deformací
- Z funkce stroje (odstředivky)
- Nerovnoměrné opotřebení rotoru (tlukadlový mlýn na uhlí)
- Uvolnění, vylomení části rotoru
- Usazování nečistot na funkčních částech rotoru
- Opotřebování

Konstrukční nevyváženost

- Špatné uspořádání částí rotoru
- Špatné výrobní tolerance
- Špatné geometrické tolerance.

Poruchy mohou vznikat z vnějších nebo vnitřních příčin. Vnějších příčinám přičítáme poruchy vzniklé nedodržením stanovených provozních podmínek a předpisů pro zatěžování, obsluhu a údržbu. Vnitřní příčiny mají svůj původ v nedostatcích výrobku.

Závady a poruchy můžeme třídit z následujících hledisek :

- Druh porušení (opotřebení, zadření, únava, přetížení apod.)
- Okamžik vzniku (za provozu, při demontáži, při obsluze apod.)
- Časová charakteristika (náhlá, postupná, občasná apod.)
- Místo vzniku (konstrukce, technologie, provoz, vada materiálu apod.)
- Stupeň nebezpečnosti
- Rozsah (částečná, úplná apod.)
- Následky
- Způsob odstranění (za provozu, vyřazení z provozu apod.)

Provozní poruchy mohou být způsobeny nejčastěji :

- Mechanickým lomem
- Nadměrným opotřebením
- Změnami geometrickéhotvaru (deformace)
- Změnou mechanických vlastností materiálu (přehřátí)
- Změnou zátěžných sil atd.
- Způsobem zatížení součástí
- Opotřebením povrchu vzájemně se stýkajících a po sobě se pohybujících funkčních ploch součástí.
- Korozí

4.2 Druhy nevyváženosti

Pro každé těleso můžeme najít tři hlavní osy momentů setrvačnosti procházející těžištěm, které mají svůj zvláštní dynamický význam. Podle polohy, jakou zaujímá hlavní osa momentu setrvačnosti vzhledem k ose rotace, rozlišujeme tři druhy nevyváženosti:

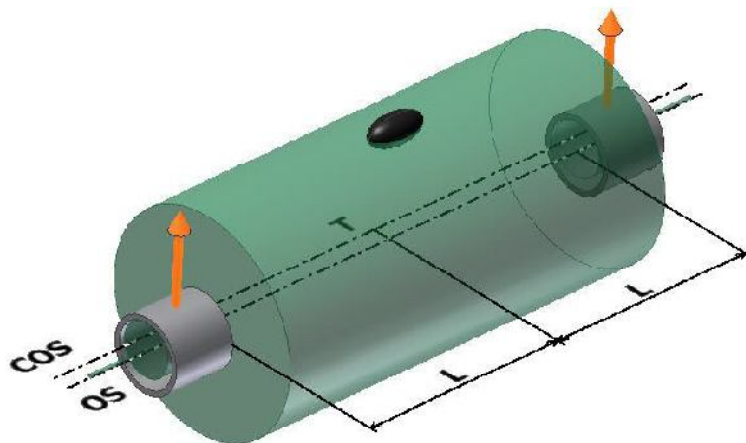
- Statická
- Dynamická
- Momentová.

4.2.1 Statická nevyváženost

Těleso je nevyváženo čistě staticky tehdy, jestliže jeho hlavní osa momentu setrvačnosti je rovnoběžná s osou rotace “*K posunutí osy setrvačnosti rotoru dojde v takovém případě, když se dá celková nevyhá rotoru rozložit na dva nevyvážky o stejných velikostech a umístěných pod stejným polohovým úhlem v rovinách kolmých na osu za předpokladu, že jsou tyto roviny souměrné s těžištěm rotoru.*” (Brychcy, Hudeczek, 2007, s.9). U statické nevyváženosti působí pouze jedna síla.

Statickou nevyváženost je možné pozorovat, položíme-li rotor na plochu s co nejmenším třením. Rotor se otočí tak, že nejtěžší bod zaujme nejnižší polohu.

Vyrovnání statické nevyváženosti v jedné vyvažovací rovině se provádí často u kotoučových rotorů. Pro toto vyvažování je vhodné používat především vertikální vyvažovací stroje [2].



Obr.4.1 Statická nevyváženost [2].

4.2.2 Dynamická nevyváženost

O čistě dynamické nevyváženosti mluvíme tehdy, když těžiště tělesa je na ose rotace a hlavní osa momentu setrvačnosti je s osou rotace různoběžná. Čistě dynamická nevyváženost se odstraní připojením nebo odebráním dvou stejně velkých hmot ve dvou vyvažovaných

rovinách, které vyvolají stejně velkou, ale v opačném směru působící dvojici odstředivých sil [2].

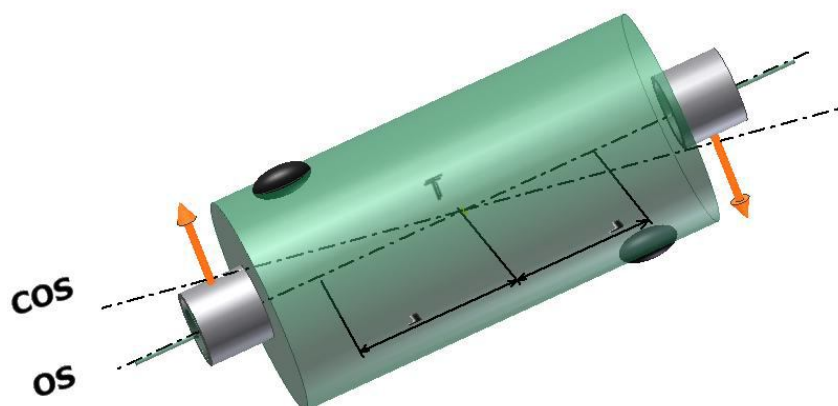


Obr.4.2 Dynamická nevyváženost [2].

4.2.3 Momentová nevyváženost

Těleso je momentově nevyvážené tehdy, je-li jeho hlavní osa momentu setrvačnosti mimoběžná s osou rotace. Nevyváženost tohoto druhu je možno považovat za složenou z nevyváženosti čistě statické a dynamické a je v praxi nejčastější.

Uložení rotoru není v tomto případě namáháno velkými dynamickými účinky odstředivých sil, vzniká zde silový moment, který je mnohdy více nežádoucí než odstředivé síly způsobené statickou nevyvážeností (Brychcy, Hudeczeck, 2007, s.9). Tento moment způsobuje zvýšené axiální síly.



Obr.4.3 Momentová nevyváženost [2].

4.3 Poruchy jednotlivých částí ventilátoru

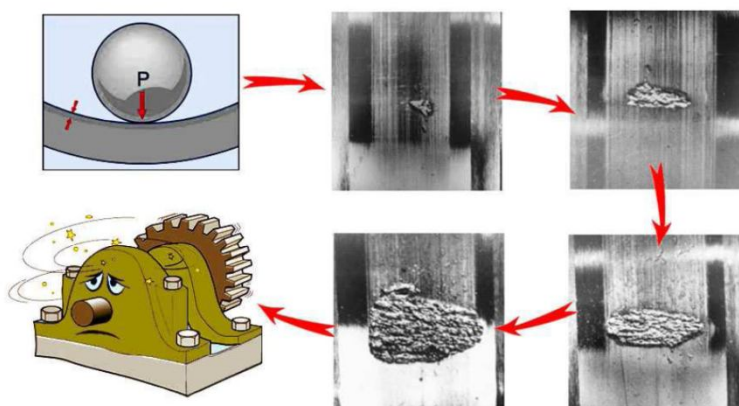
Vibrace jsou zapříčiněny dynamickým namáháním stroje. Poruchy jsou spojeny s technickým stavem ložisek, hřídelí, převodovek, nesouosostí, vůlemi pohybových součástí, stykem třecích ploch, střetem dvou navzájem pohybujících se těles anebo nevyváhou rotujících částí. atd.

4.3.1 Poškození valivých ložisek

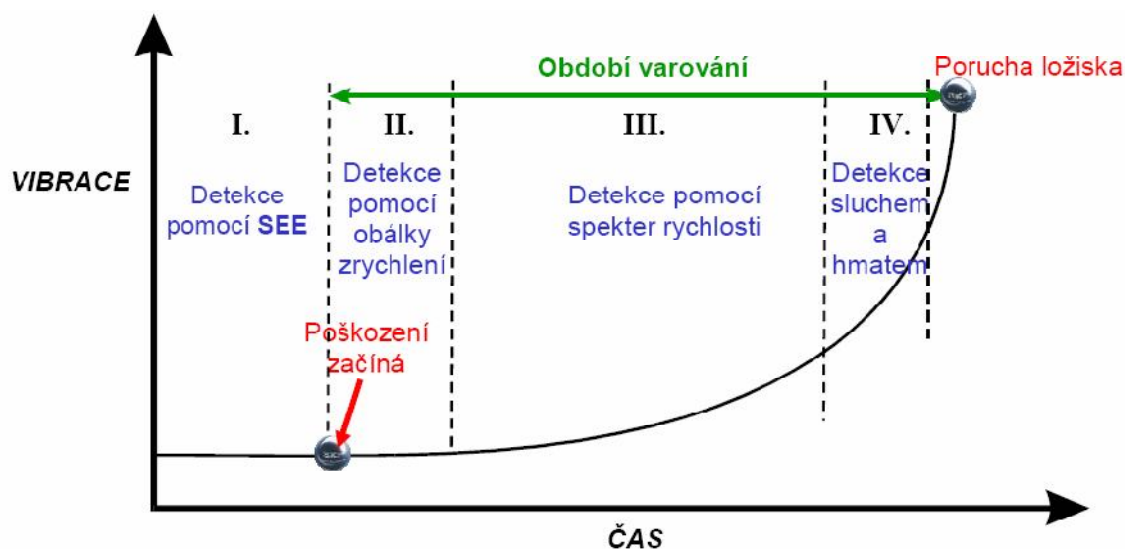
Valivá ložiska stejně jako jiné strojní součásti podléhají degradačním procesům opotřebení, které jsou způsobeny interakcí zatížených a vzájemně pohybujících se povrchů nebo vlivem provozního prostředí, a vedou k úbytku materiálu. V extrémních případech nebývá kumulace poškození ložisek prvotní příčinou problému, obvykle vzniká následkem jiné závady stroje. Rozlišuje se poškození kroužku, valivých těles, klece a popř. těsnění. Za ideálních provozních podmínek bývá příčinou omezená životnost ložisek zpravidla pouze vydrolování materiálu, které je provázáno vznikem důlků s charakteristickým lasturovým lomem. Jedná se o kontaktní únavu materiálu, která je způsobena opakujícím se místním opotřebením kroužku ložiska nebo valivého tělesa.



Obr.4.4 Pitting na kroužku ložiska a valivém tělese [16].



Obr.4.5 Vývoj poškození ložiska [16].



Obr.4.6 Časový průběh poškození ložiska a možnosti identifikace [16].

- I. Nejčastější indikace problému ložisek včetně špatného mazání se objevují v ultrazvukovém frekvenčním pásmu od asi 250 kHz do 350 kHz. Později, když poškození začíná, frekvence klesá na asi 20 až 60 kHz.
- II. Malé vady v ložisku začínají “zvonic” vybudují vlastní frekvence komponent ložiska, které jsou hlavně v oblasti 500 Hz až 2 kHz. Tyto resonance mohou rovněž být rezonancemi nosných částí ložiska. Na konci 2.etapy se objevují postranní pásma kolem rezonanční špičky.
- III. Objevují se frekvence ložiskových závad a jejich harmonické násobky. Když opotřebení narůstá, objevuje se více harmonických násobků frekvencí ložiskových závad a narůstá počet postranních pásem, která jsou kolem výše uvedených harmonických násobků i kolem vlastních frekvencí ložiskových závad. Tuto etapu je možné zjistit ze speciální rychlosti vibrací.
- IV. Ke konci životnosti je dokonce ovlivňována amplituda otáčkové složky. Ta roste a spolu s ní i řada harmonických násobků otáčkové frekvence. Diskrétní frekvence ložiskových závad i vlastní frekvence komponent ložiska začínají v důsledku zvětšení vůle v ložisku ze spektra mizet a jsou nahrazeny náhodným širokopásmovým vysokofrekvenčním spektrem [16].

4.3.2 Nesouososti hřídele ventilátoru

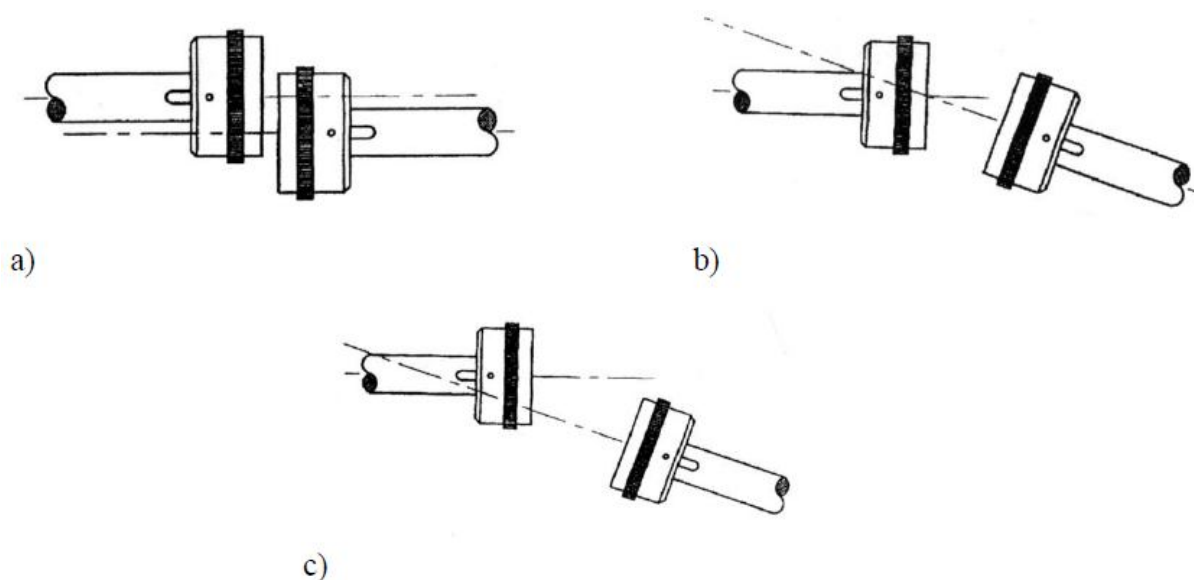
Z jednotlivých strojů se v technické praxi vytvářejí soustrojí, resp. pohonné jednotky. Mechanické spojení hřídelů a přenos točivého momentu je uskutečňován spojkami. Pokud nejsou splněny předpoklady správného usazení, vznikají během provozu vynucené síly a kmity vyvolávající přídavná zatížení hřídelů, ložisek, spojek a základů. K chybám ve vyrovnání os a závad ve spojkách přípustné tolerance dochází při poškození ložisek, spojek, základů, k deformacím hřídelů a předčasné únavě materiálu.

Druhy nesouososti :

- Rovnoběžná nesouosost
- Úhlová nesouosost
- Rovnoběžná nesouosost

Rovnoběžná nesouosost je osová nesouosost a posunutí hřídele. To je odchýlení osy jednoho hřídele v určitém bodě nebo rovinně po celé jeho délce. Kde posunutí je vymezeno pro hřídel pohyblivého stroje vzhledem k referenční ose stacionárního stroje. Většinou vždy je pohyblivý hřídel také nakloněný vzhledem k referenčnímu hřídeli nahoru.





Úhlová nesouosost se nejnázne kvantifikuje jako rozdíl posunutí ve dvou rovinách 1. a 2., daný rozdíl se podělí vzdáleností těchto rovin.



Obr.4.7 a Posunutí , b úhlové vychýlení hřídele , c Posunutí úhlové [7].

Tolerance

Tolerance pro ustavování jsou odvislé od významu daného stroje, resp. zařízení, takže následující tabulka je příkladem běžně akceptovatelných tolerancí.

	Úhlová nesouosost mm/100 mm		Posunutí mm	
				
ot/min	Výborný	Vyhovující	Výborný	Vyhovující
-1000	0.06	0.10	0.07	0.13
-2000	0.05	0.08	0.05	0.10
-3000	0.04	0.07	0.03	0.07
-4000	0.03	0.06	0.02	0.04
-5000	0.02	0.05	0.01	0.03
-6000	0.01	0.04	>0.01	>0.03

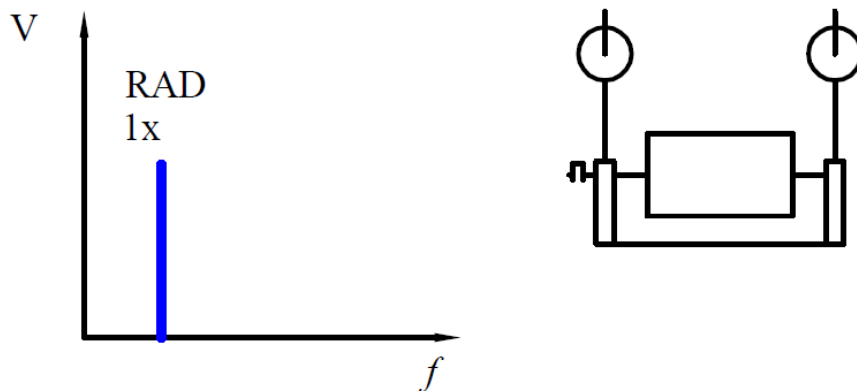
Tab.4.8 Tabulka tolerancí [7].

Kontrola nesouososti

- Proved'te připravené kontroly a korekce
- Připravte měřicí pomůcky nebo systém pro ustavování
- Zkontrolujte a opravte měkké patky
- Změřte neustavení
- Zhodno'te stav ustavení souosí
- Proved'te přesné korekce ustavení
- Proved'te opakované měření a stav ustavení zdokumentujte.

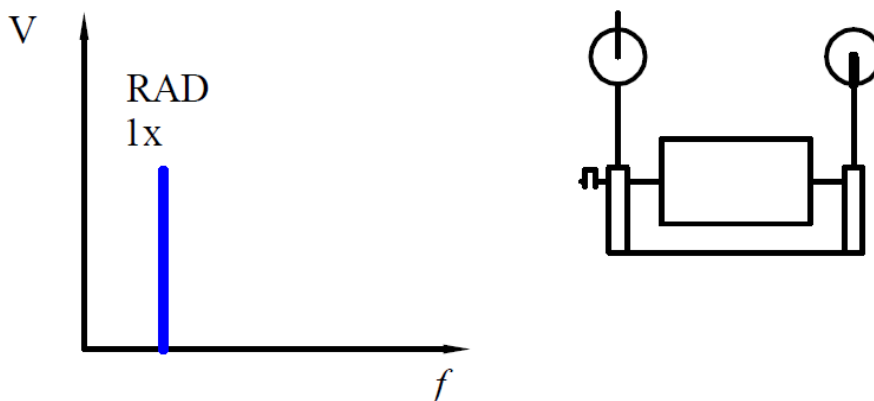
4.3.3 Nevyváženost ventilátotu a projevy ve spektrech vibrací (FFT)

Statická nevyváženost - statická nevyváha (silová) je ve fázi a je stacionární. Amplituda, která se důsledkem nevyváhy zvětšuje s kvadrátem otáček (3x větší otáčky 9x větší vibrace). První harmonická složka otáček je vždy přítomna a obvykle dominuje ve spektru. Měřením amplitudy vibrací na ložiskových domcích můžeme přímo zjistit velikost nevyváženosti [7].



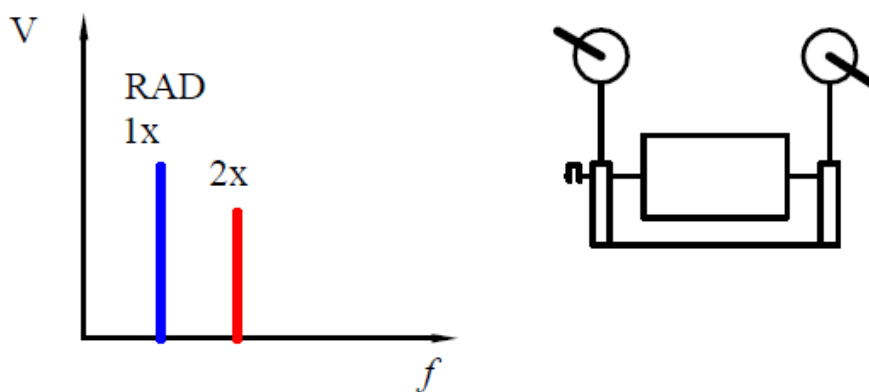
Obr.4.9 Projev statické nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7].

Momentová nevyváženost - momentová nevyváha (dvojicová) má tendenci k posunu fáze o 180° na stejném hřídeli. První harmonická je vždy přítomna a obvykle dominuje ve spektru. Amplituda se mění s kvadrátem otáček. Může způsobit velké radiální a axiální vibrace. Zjištěním je opětovně možné měření vibrací na ložiskových domcích [7].



Obr.4.10 Projev momentové nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7].

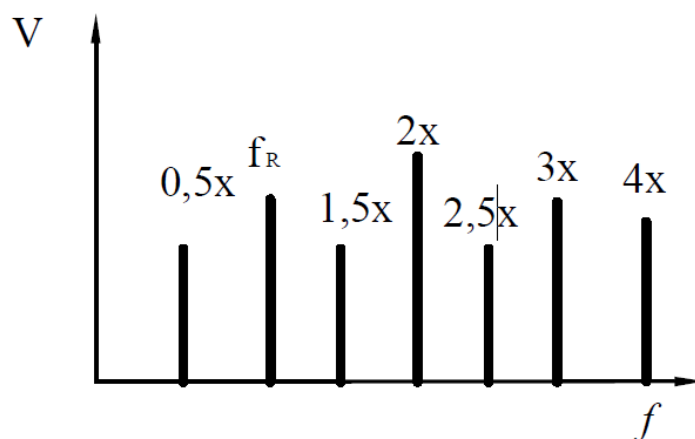
Dynamická nevyváženost - centrální osa setrvačnosti a osa rotoru jsou mimoběžné. Dominuje amplituda otáčkové frekvence rotoru. Fázový rozdíl je obecný. Velká nevyváženost může způsobit nelinearitu a výskyt amplitudy s dvojnásobnou frekvencí otáčkovou a opět měříme na ložiskových domcích [7].



Obr.4.11 Projev dynamické nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7].

4.3.4 Mechanické uvolnění

Obecně se projevuje jako dlouhý sled neobvykle vysokých amplitud vyšších harmonických složek ($2x$, $3x$, $4x, \dots$), otáčkové frekvence subharmonických složek ($2/3x$, $1/2x, \dots$) a interharmonických složek ($1,5x$; $2,5x, \dots$). Velikost těchto amplitud by měla být vyšší než 20 % hodnoty záklani otáčkové frekvence. Přesná lokalizace a specifikace vznikající závady u mechanického uvolnění je možná za pomoci nasazení metody zviditelnění provozních tvarů kmitů diagnostické tabulky v závěru skript.[7]



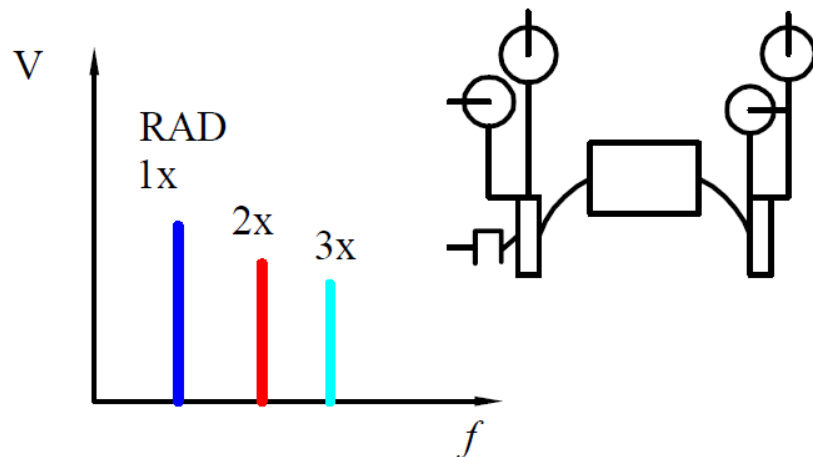
Obr.4.12 Projev mechanického uvolnění ve frekvenčním spektru [7].

4.3.5 Ohnutí hřídele

Ohnutí hřídele je možno zařadit mezi ohnutí za studena u hřídelů s velkým poměrem délky a průměru, v klidové poloze může působit gravitace a dochází k prohnutí. Podobně jako nevyváženost dojde k dynamickému zatěžování ložisek a vznikají závady ložisek. V případě ohnutí hřídele obvykle získáme spektra, která mají charakter spekter pro

nesouosost. Hodnota amplitudy pro 2x může se přiblížit k 30% až 100-200% amplitudy základní otáčkové frekvence.

- Hodnoty fáze v radiálním směru (vertikálně a horizontálně) jsou obvykle “ve fázi “
- Hodnota fáze v axiálním směru (podélném) je obvykle o 180° posunutá

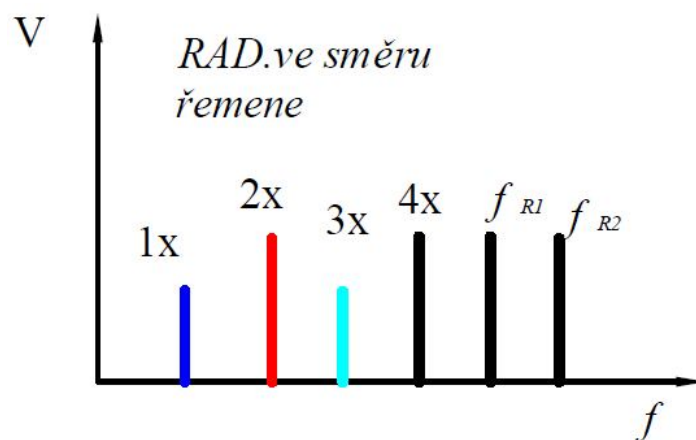


Obr.4.13 Projev ohnutého hřídele ve frekvenčním spektru [7].

4.3.6 Poruch řemenů

Opotřebené, volné řemeny, úchytky příčného profilu klínového řemene

- Párované klínové řemeny v jednom převodu
- Volba správného přepětí F_0
- Výměna poškozených řemenů



Obr.4.14 Projev poruch řemenů ve frekvenčním spektru [7].

5. Metody měření nevyváženosti

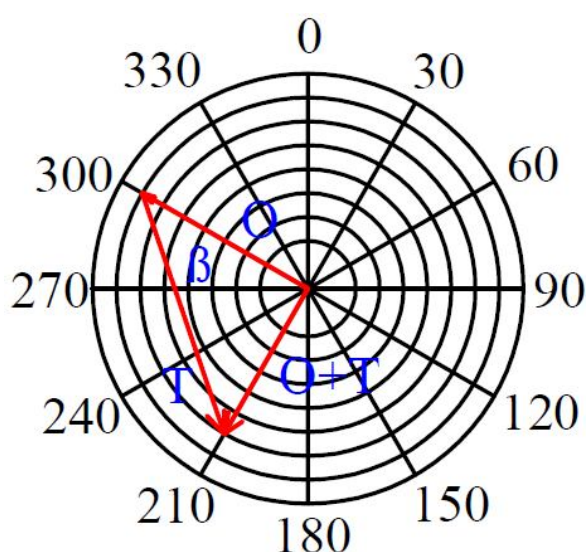
V dnešní době existuje mnoho vyvažovacích zařízení, u kterých není nutné manuální zpracování diagramu. Velká výhoda těchto programů je, že nevyžadují tolik startů a zastavení stroje pro sběr dat. Výrazně se tak zkrátí čas potřebný pro vyvážení stroje.

5.1 Vyvažování v jedné rovině – Vektorová metoda

Za provozu stroje jsou amplitudy a fáze otáčkové složky vibrací na jednom ložisku v jednom směru (typicky horizontálním). Vektorově se tyto hodnoty vynesou, délka vektoru reprezentující vibrace je vynesena v zadaném poměru. Poté následuje umístění zkušební závaží, jeho velikost je buď určena analyzátořem tj. vestavěným program, nebo se volí s hledem na otáčky a hmotnost rotoru. Pravidlem je, aby odstředivá síla od zkušebního závaží nepřekročila 10% statického zatížení podpěrných ložisek.

Po přidání zkušebního závaží mohou nastat následující kombinace :

- Pouze náhodou může být závaží přidáno do těžkého místa rotoru, čím se nevyváha zhorší. To způsobí zvýšení vibrací, ale fázový úhel se nezmění.
- Rovněž náhodou může být závaží přidáno naproti těžkému místu rotoru. Pokud je závaží těžší než těžké místo rotoru, fáze se otočí o 180 deg a vibrace budou na nějaké nové úrovni) úhel zůstane stejný.
- Nejpravděpodobněji bude závaží umístěno někde mezi výše citované možnosti, a následné vibrace i fázový úhel se ustálí na nových hodnotách [7].



Obr.5.1 Vektorový výpočet pro vyvažování v jedné rovině [7].

Znovu změřené vibrace a fázový úhel jsou vyneseny opět do vektorového grafu. V obr.5.1 jsou vyneseny jako vektor $O + T$. Spojením konce obou vektorů O a $O + T$ získáme vektor T , který představuje efekt použitého zkušební závaží. Snaha je získat korekční závaží takové, které má stejnou velikost, ale opačný směr než původní nevyvaha. Korekční závaží může být spočteno odměřením vektoru T a následného dosazení do vzorce:

Korekční závaží = zkušební závaží x (O/T).

$$m_k = m_z \cdot \left(\frac{O}{T} \right) \quad [kg \cdot 10^{-3}]$$

m_k - korekční závaží

m_z - zkušební závaží

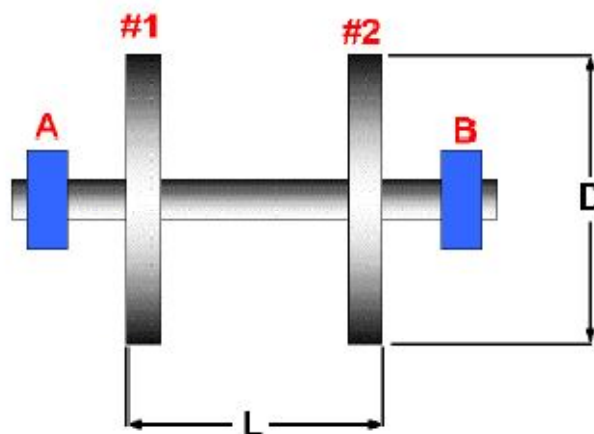
O - Velikost vektoru původních vibrací

T - Velikost vektoru spojnice konců naměřených vektorů

Úhel β mezi vektor O a T je odměřen z diagramu.

5.2 Vyvažování ve dvou rovinách

5.2.1 Vektorové grafické řešení vyvažování ve dvou rovinách



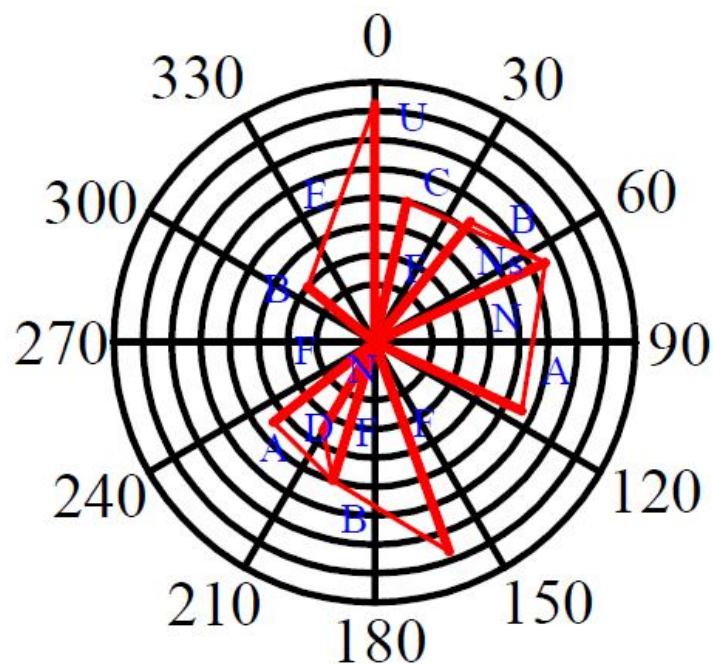
Obr.5.2 Rotor se dvěma vyvažovacími rovinami [7].

Vektorové grafické řešení vyvažování ve dvou rovinách je stejně jako u vyvažování ve jedné rovině založeno na měření amplitudy a fáze otáčkové složky vibrací na ložiskách.

Postup vyvažování je následující :

- Měření vibrací nevyváženého rotoru na ložiskách A a B, a zaznamenání výsledků měření.
- Přidání libovolného zkušebního závaží do roviny #1
- Měření vibrací na ložiskách A a B se zaznamenáním výsledků měření
- Sejmutí zkušebního závaží v rovině #1 a přidání libovolného zkušebního závaží do roviny #2.
- Měření vibrací na ložiskách A a B a zaznamenání výsledků měření.

Podobně jak u grafické metody vyvažování b v jedné rovině jsou výsledky zaneseny do grafu na obr.5.3. Samotný diagram i příslušné výpočty jsou však komplexnější než v případě vyvažování v jedné rovině. V dnešní době je zde použito vyvažovacích programů k zjednodušení úkonu. Redukuje se tím výrazně čas nezbytný pro vyvažování.



Obr.5.3 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách [7].

5.2.2. Provozní vyvažování ve dvou vyvažovacích rovinách

Vyvažování ve dvou vyvažovacích rovinách je možné provést :

- tzv. Postupným vyvažováním (nutné 1. rovinu dovyvážit – postup je stejný jako vyvažování v jedné vyvažovací rovině).
- nebo současným vyvažováním v obou vyvažovacích rovinách.

Vyžaduje :

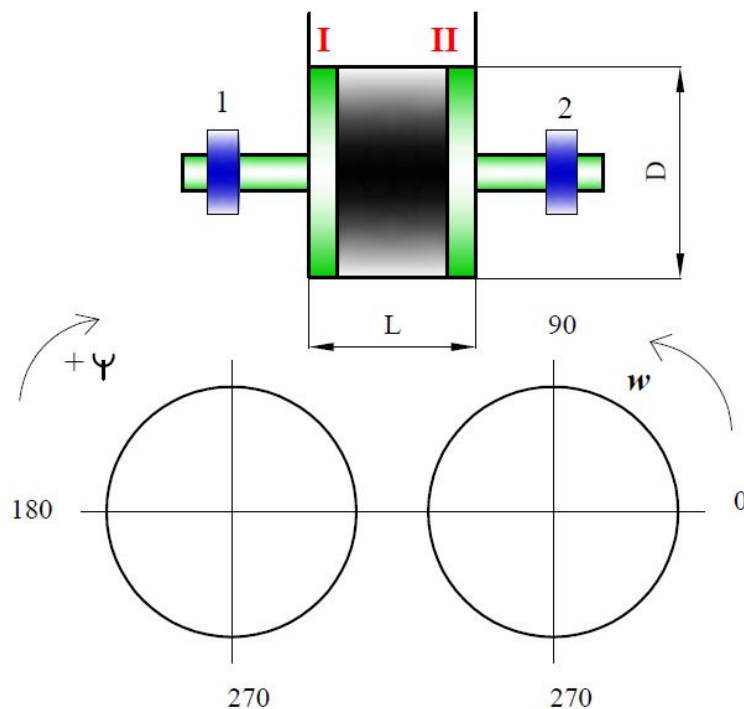
- menší počet běhů
- měřicí přístroje a vyhodnocovací programy.

Postup provozního vyvažování ve dvou vyvažovacích rovinách současně

Graficko – početní metoda

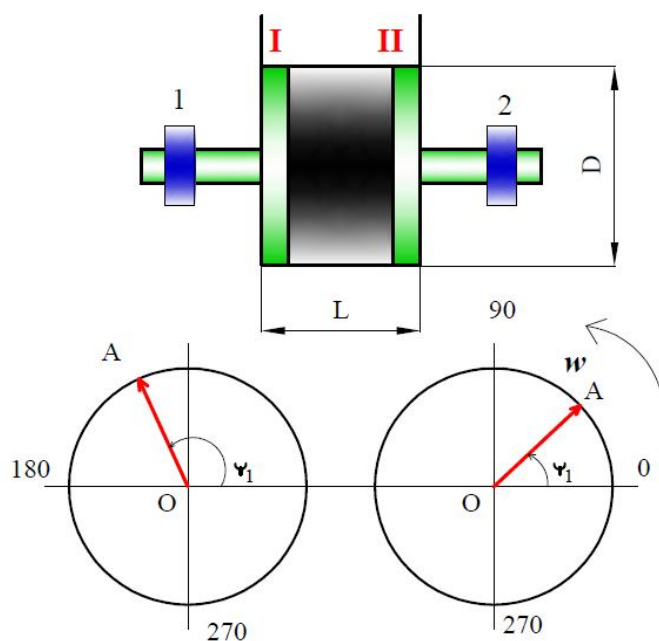
Základem je určit vzájemnou závislost změn vibrací v ložiscích 1 a 2 při testovací hmotnosti m_{IT} , m_{IIT} umístěných do vyvažovacích rovin I, II

1. Zvolíme měřicí roviny (1), (2) a vyvažovací roviny (I), (II).
2. V dostupném místě upevníme referenční snímač proti značce na rotoru (reflexní páska)



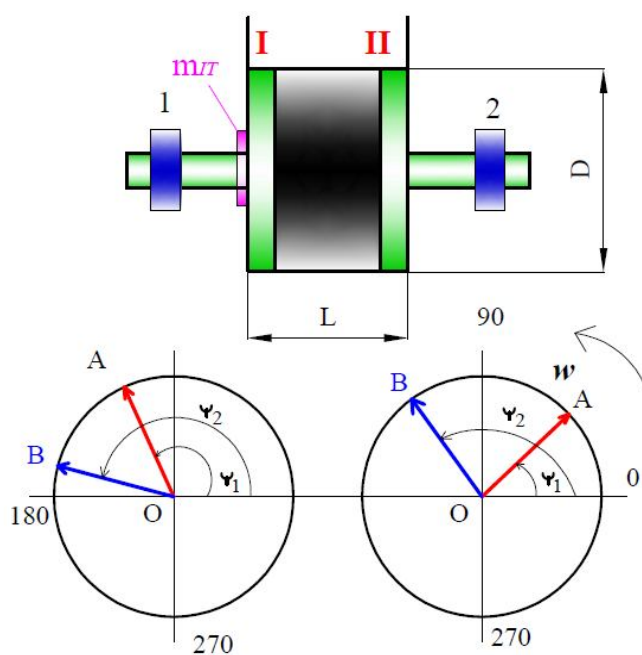
Obr.5.4 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách.

3. Rotor se uvede do provozních vyvažovacích otáček a změří se amplitudy vibrací v 1 a 2 měřicí rovině (vektory nevyváženosti \vec{OA}).



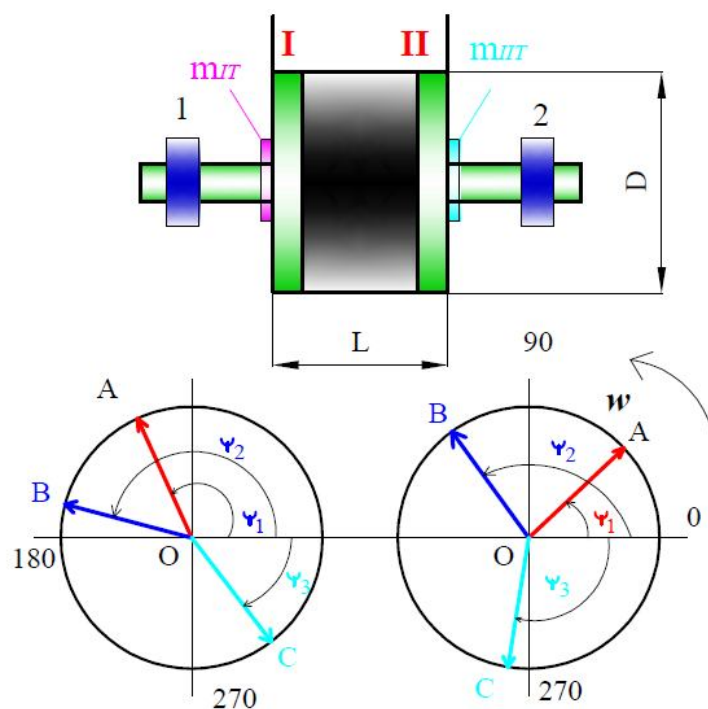
Obr.5.5 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách.

4. Po zastavení rotoru umístíme testovací hmotnost m_{IT} do vyvažovací roviny I. Rotor se uvede do provozních otáček a změří se amplitudy vibrací v 1 a 2 měřicí rovině (\vec{OB}).



Obr.5.6 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách.

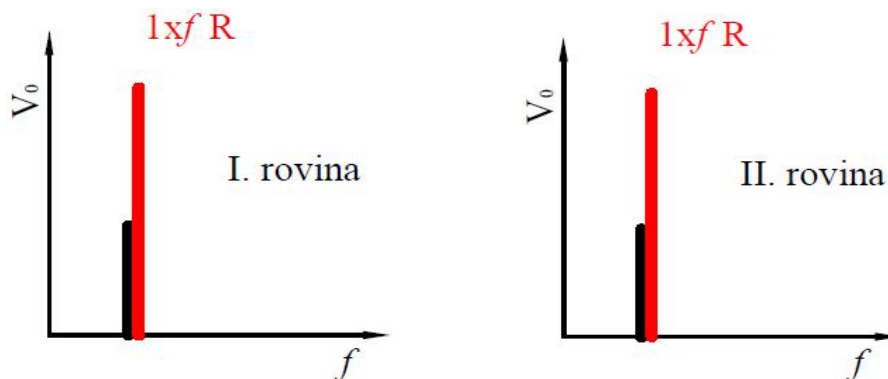
5. Po zastavení rotoru odejmeme testovací hmotu m^{IT} (nebo ji necháme) a do vyvažovací roviny II upevníme m^{IT} . Rotor se uvede do provozních otáček a změří se amplitudy vibrací v 1 a 2 měřicí rovině \overline{OC} .



Obr.5.7 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách.

6. Změřené údaje a údaje o testovacích hmotách jsou vstupními daty pro kalkulátor s vyvažovacím modulem.

Po vyvážení se provede zkušební běh, a jestli je dosaženo požadované kvality vyvážení, lze vyvažování ukončit. Vypočítá se m_{V1} a $\varphi V1$, m_{V2} a $\varphi V2$



Obr.5.8 Výsledky měření nevyváženosti v I. a II. rovině. (Červená amplituda před vyvažováním, černá amplituda je výsledkem po odstranění nevyváženosti).

6. Způsoby korekce nevyvážených hmot

Korekce můžeme rozdělit:

- Odebráním vyvažovací hmoty
- Přidáním vyvažovací hmoty

6.1 Odebrání vyvažovací hmoty

Odebrání vyvažovací hmoty z ventilátoru s sebou nese jistá rizika v podobě nevratného zásahu do konstrukce ventilátoru. Pokud tento zásah neovlivní pevnost konstrukce ventilátoru, funkčnost nebo bezpečnost provozu ventilátoru, odebrání vyvažovací hmoty můžeme rozdělit tímto způsobem:

- Odvrtáváním
- Frézováním
- Broušením
- Odřeváním

Odvrtávání je rychlý způsob korekce. Množství materiálu pro odebrání se určí z diagramu pro stanovení váhy odebrané hmoty. Pokud je nutné odvrtat větší množství materiálu, provedeme dva, tři a více stejných bočních vrtů.

Frézování: tento způsob korekce je nemožno přesně určit množstvím odebírané hmoty. Používá se u ventilátorů, které jsou velké tloušťky.

Broušení potřebuje delší čas než jiný způsob korekce, při broušení nelze odebráním nebo přidáním hmoty měnit hladkost povrchu.

Odřezávání: tento způsob korekce se používá u ventilátorů tvořených plechy. Je to snadné a nenarušuje se funkčnost zařízení.

6.2 Přidání vyvažovací hmoty

Přidání vyvažovací hmoty je nejčastěji prováděná korekce nevyvážených hmot. Tento způsob se používá u velikosti ventilátoru, velké hmotnosti vývažku a provozních otáček. Proto se musí brát ohled na způsob uchycení vyvažovací hmoty. Musí být zajištěna bezpečnost a dále vývažek musí být dobře upevněn. Zásah neovlivní pevnost konstrukce

ventilátoru, funkčnost nebo bezpečnost provozu ventilátoru. Můžeme je rozdělit podle způsobu upevnění:

- Přišroubováním
- Nýtováním
- Lepením
- Pájením
- Přivařením.

Přišroubování se provádí pomocí šroubů. Toto spojení se nedoporučuje používat v radiálním směru. Můžeme snadno montovat a demontovat.

Nýtováním se spojuje vývažek s rotorem nebo může sloužit jako samotný vývažek.

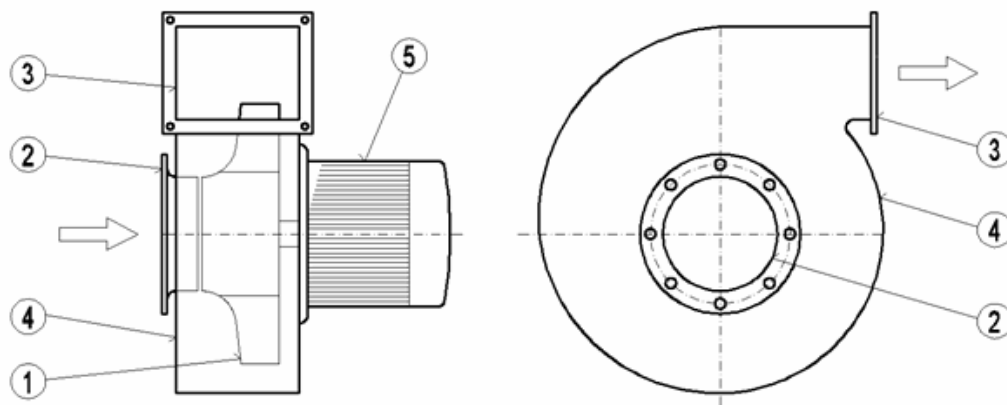
Přivaření je výhodné z hlediska možnosti kombinování vývažků o různých hmotnostech a z různých materiálů. Tento způsob uchycení není vhodný u rotorů, kde hrozí poškození nebo deformace vlivem působení tepla.

Pájení používá se u malých ventilátorů a uplatňuje se pomocí hmotnosti pájecího drátu.

Lepení se používá u malé vyrovnací hmoty. Lepením se často připevňují pomocné vývažky.

7. Výpočet frekvence vibrací ventilátoru

Ventilátor je rotační lopátkový stroj sloužící k dopravě a stlačování vzduchu. U ventilátorů je poměr stlačení nízké, cca 1,0 až 1,1, takže je správné hovořit spíše o dopravě vzdušiny než o jejím stlačování. Ventilátory mají na rozdíl od strojů sací a výtlačné potrubí stále propojeno. K přenosu energie ze stroje vzdušinou dochází vlivem dynamického působení lopatek oběžného kola. Většina vzduchotechnických zařízení se neobejde bez určitého ventilátoru, jehož hlavním úkolem je při dopravě vzduchu jednotlivými elementy zařízení překonávat tlakové ztráty potrubního systému. Tato vlastnost ventilátorů se vyjadřuje hodnotou celkového dopravního tlaku ventilátorů Δp (Pa) [15].



Obr.7.1 Schéma radiálního ventilátoru [15].

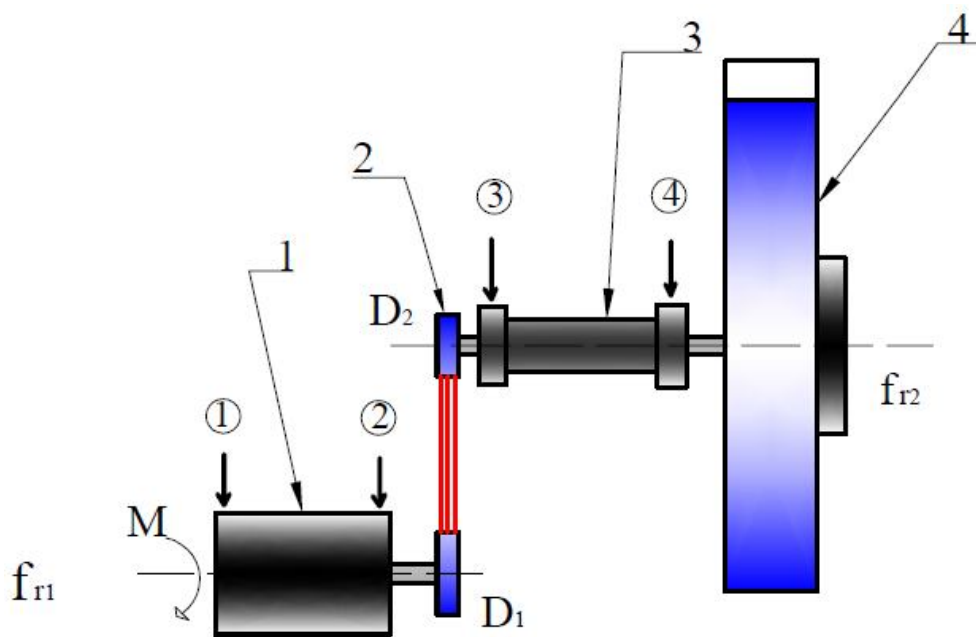
(1) oběžné kolo, (2) sací hrdlo, (3) výtlačné hrdlo, (4) spirální skříň a (5) elektromotor

Tento ventilátor se skládá z oběžného kola, jehož součástí jsou lopatky, zajišťující nasávání vzdušiny v axiálním směru a její výtlak ve směru kolmém na směr rotace. Podle směru zakončení lopatek dělíme ventilátory na stroje s dopředu, radiálně nebo dozadu zahnutými lopatkami.

- Podle tvaru lopatek oběžného kola, rozlišujeme radiální ventilátory s
 - + dopředu zahnutými lopatkami
 - + dozadu zahnutými lopatkami
 - + radiálně zakončenými lopatkami.



Obr.7.2 Radiální ventilátor v Ontexu.



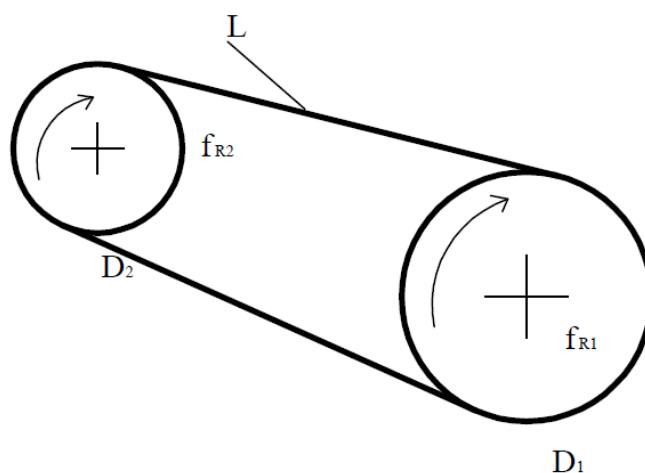
Obr.7.3 Schéma kinematického radiálního ventilátoru a místa měření vibrací.

(1) Motorový lamers, (2) řemenové převody, (3) ložiska, (4) radiální ventilátor.

Dáno: Motorový Lamers : $P= 75 \text{ Kw}$, $n= 2975 \text{ min}^{-1}$, $M = 240 \text{ Nm}$.

Ložiska elektromotoru: NU215E, počet lopatek ventilátoru: 8 lopatek

Řemen ventilátoru:



Obr.7.4 Řemenový převod.

- Délka řemenová : $L = 980,46$ (mm)
- Průměr hnací řemenice : $D_1 = 255$ mm
- Průměr hnané řemenice : $D_2 = 195$ mm

Vypočet frekvence ventilátoru:

- $f_{R1} = \frac{n}{60} = \frac{2975}{60} = 49,58$ Hz
- $f_{R2} = f_{R1} \times \frac{D_1}{D_2} = 64,8$ Hz

Řemenová frekvence:

- $f_{\dot{R}} = f_{R1} \cdot \frac{\pi D_1}{L} = 49,58 \times \frac{\pi \cdot 255}{980,46} = 40,49$ Hz
 $= f_{R2} \cdot \frac{\pi D_2}{L} = 64,8 \times \frac{\pi \cdot 195}{980,46} = 40,49$ Hz

Lopatková frekvence:

- $f_L = f_{R2} \cdot Z = 64,8 \times 8 = 518,4$ Hz

Výpočet poruchové frekvence valivých ložisek

Výpočet bude dle [3]

- Poškození vnitřního kroužku

$$\text{BPFI} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right)$$

- Poškození vnějšího kroužku

$$\text{BPFO} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right)$$

- Poškození valivých elementů

$$\text{BSF} = \frac{d_s}{2d_0} \frac{n}{60} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_s} \right)^2 \cos^2 \alpha \right]$$

- Poškození klece

$$\text{FTF} = \frac{1}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right)$$

Ložiska ventilátoru:

Ložisko elektromotoru v místě měření 1 je NU215E – válečková ložiska.

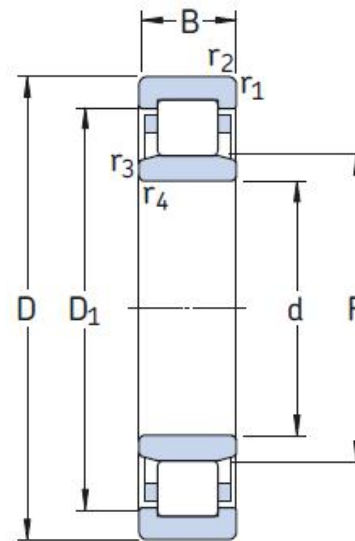
Ložisko elektromotoru v místě měření 2 je NU215E - válečková ložiska.

Ložisko v místě měření 3 je soudečkové ložisko dvouřadou SKF - označení ložisko s válcovou dírou 22211 E.

Ložisko v místě měření 4 je kuličkové ložisko dvouřadou naklápěcí SKF - označení ložisko s válcovou dírou 1211 ETN9.

Ložisko v měřícím místě 1a 2

d	75 mm
D	130 mm
d_s	103,50 mm
d_0	15,00 mm
z	18 kus
n	2975 min ⁻¹
α	0°



Tab.7.5 Tabulka z SKF [17].

- Poškození vnitřního kroužku

$$\text{BPFI} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{18}{2} \frac{2975}{60} \left(1 + \frac{15}{103,5} \cos 0^\circ \right) = 510,92 \text{ [Hz]}$$

- Poškození vnějšího kroužku

$$\text{BPFO} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{18}{2} \frac{2975}{60} \left(1 - \frac{15}{103,5} \cos 0^\circ \right) = 381,58 \text{ [Hz]}$$

- Poškození valivých elementů

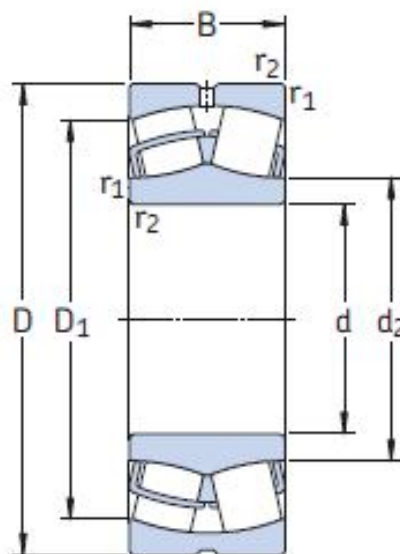
$$\begin{aligned} \text{BSF} &= \frac{d_s}{2d_0} \frac{n}{60} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_s} \right)^2 \cos^2 \alpha \right] = \frac{103,5}{2 \cdot 15} \frac{2975}{60} \left[1 - \left(\frac{15}{103,5} \right)^2 \cos^2 0^\circ \right] \\ &= 167,4 \text{ [Hz]} \end{aligned}$$

- Poškození klece

$$\text{FTF} = \frac{1}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \frac{2975}{60} \left(1 - \frac{15}{103,5} \cos 0^\circ \right) = 21,19 \text{ [Hz]}$$

Ložisko v měřícím místě 3

d	55 mm
D	100 mm
d_s	78,38 mm
d_0	12,05 mm
z	19 kus
n	3888 min ⁻¹
α	8,95°



Tab.7.6 Tabulka z SKF [17].

- Poškození vnitřního kroužku

$$\text{BPFI} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{19}{2} \frac{3888}{60} \left(1 + \frac{12,05}{78,38} \cos 8,95^\circ \right) = 709,08 \text{ [Hz]}$$

- Poškození vnějšího kroužku

$$\text{BPFO} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{19}{2} \frac{3888}{60} \left(1 - \frac{12,05}{78,38} \cos 8,95^\circ \right) = 522,111 \text{ [Hz]}$$

- Poškození valivých elementů

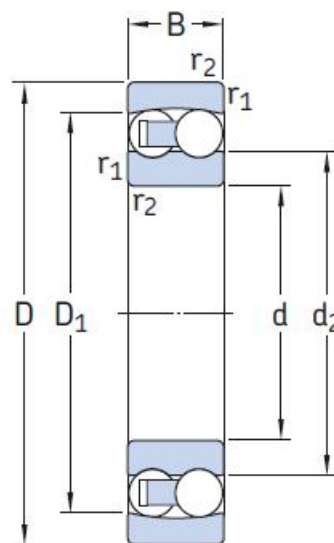
$$\begin{aligned} \text{BSF} &= \frac{d_s}{2d_0} \frac{n}{60} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_s} \right)^2 \cos^2 \alpha \right] = \frac{78,38}{2 \cdot 12,05} \frac{3888}{60} \left[1 - \left(\frac{12,05}{78,38} \right)^2 \cos^2 8,95^\circ \right] \\ &= 205,88 \text{ [Hz]} \end{aligned}$$

- Poškození klece

$$\text{FTF} = \frac{1}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \frac{3888}{60} \left(1 - \frac{12,05}{78,38} \cos 8,95^\circ \right) = 27,48 \text{ [Hz]}$$

Ložisko v měřícím místě 4

d	55 mm
D	100 mm
d_s	77,63 mm
d_0	10,32 mm
z	20 kus
n	3888 min ⁻¹
α	7,43°



Tab.7.7 Tabulka z SKF [17].

- Poškození vnitřního kroužku

$$\text{BPFI} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 + \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{20}{2} \frac{3888}{60} \left(1 + \frac{10,32}{77,63} \cos 7,43^\circ \right) = 733,42 \text{ [Hz]}$$

- Poškození vnějšího kroužku

$$\text{BPFO} = \frac{z}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{20}{2} \frac{3888}{60} \left(1 - \frac{10,32}{77,63} \cos 7,43^\circ \right) = 562,59 \text{ [Hz]}$$

- Poškození valivých elementů

$$\begin{aligned} \text{BSF} &= \frac{d_s}{2d_0} \frac{n}{60} \left[1 - \left(\frac{d_0}{d_s} \right)^2 \cos^2 \alpha \right] = \frac{77,63}{2 \cdot 10,32} \frac{3888}{60} \left[1 - \left(\frac{10,32}{77,63} \right)^2 \cos^2 7,43^\circ \right] \\ &= 239,48 \text{ [Hz]} \end{aligned}$$

- Poškození klece

$$\text{FTF} = \frac{1}{2} \frac{n}{60} \left(1 - \frac{d_0}{d_s} \cos \alpha \right) = \frac{1}{2} \frac{3888}{60} \left(1 - \frac{10,32}{77,63} \cos 7,43^\circ \right) = 28,128 \text{ [Hz]}$$

Výsledky výpočtu poruchových frekvencí jsou v Tab.7.8

Tab.7.8 Výsledky frekvencí valivých ložisek ventilátoru.

	Ložisko 1,2	Ložisko 3	Ložisko 4
BPFI [Hz]	510,92	709,08	733,42
BPFO [Hz]	381,58	522,11	562,59
BSF [Hz]	167,40	205,88	239,48
FTF [Hz]	21,19	27,48	28,128

8 Výsledky měření při provozním vyvažování ventilátoru

Podnik: ONTEX CZ, s.r.o.

Ventilátor DP 11

Počet otáček: $n = 3900 \text{ min}^{-1}$, $f = 65 \text{ Hz}$

Hmotnost rotoru: $m = 40 \text{ kg}$

Průměr rotoru: 100 cm

Počet lopatek: $Z = 8$

a) Referenční chod

Amplituda nevyváženosti: $0,4\text{G}$

Celková úroveň vibrací: 3.6G

b) Testovací chod

Testovací hmotnost: $m_T = 38 \text{ g}$, fázový úhel: 0°

Amplituda nevyváženosti: $0,24\text{G}$

Celková úroveň vibrací: 3.1G

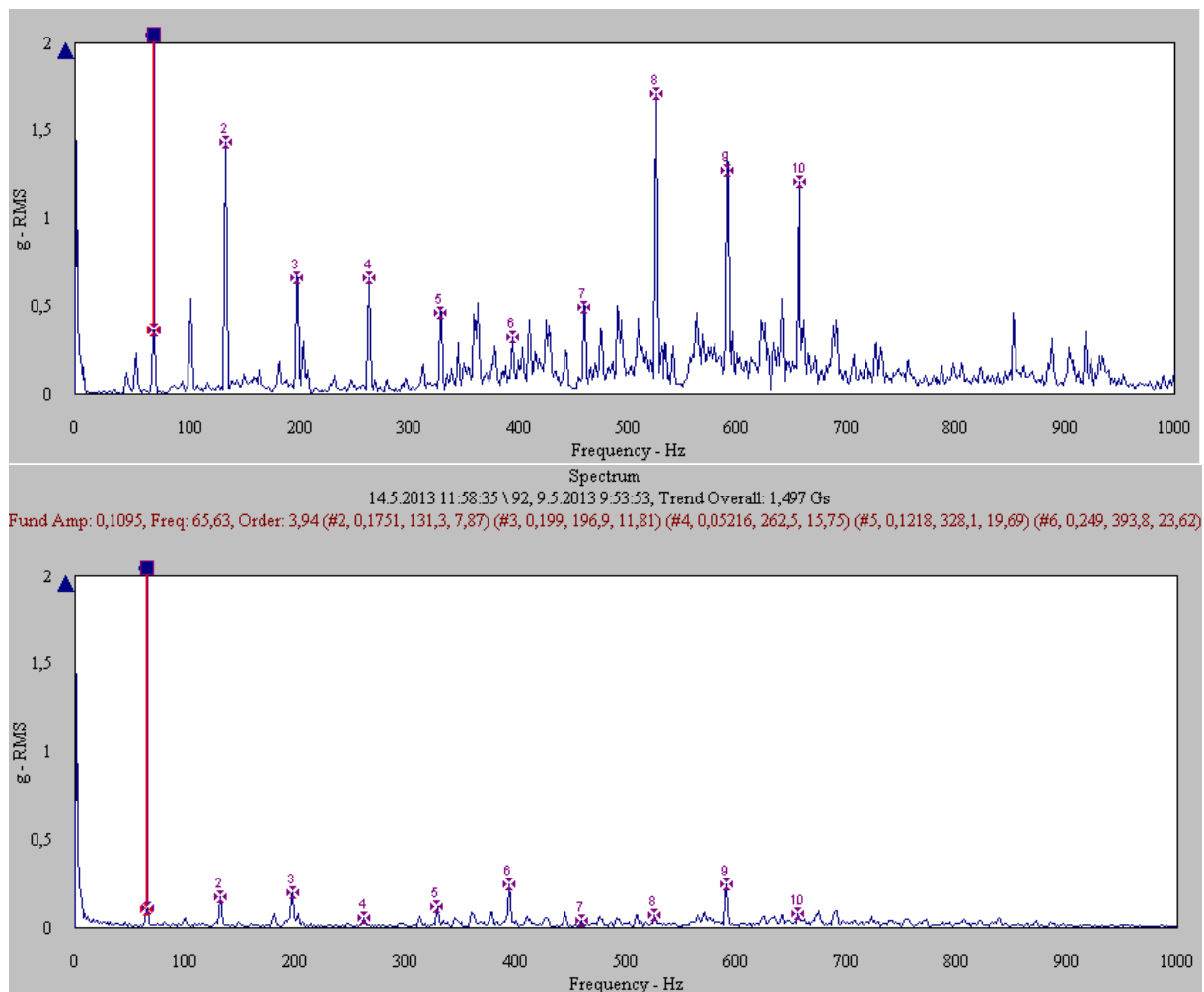
c) Korekční chod

Korekční hmotnost $m_K = 60,4\text{g}$,

Fázový úhel: 122°

Amplituda nevyváženosti: $0,048\text{G}$

Celková úroveň vibrací soustrojí: $1,67\text{G}$



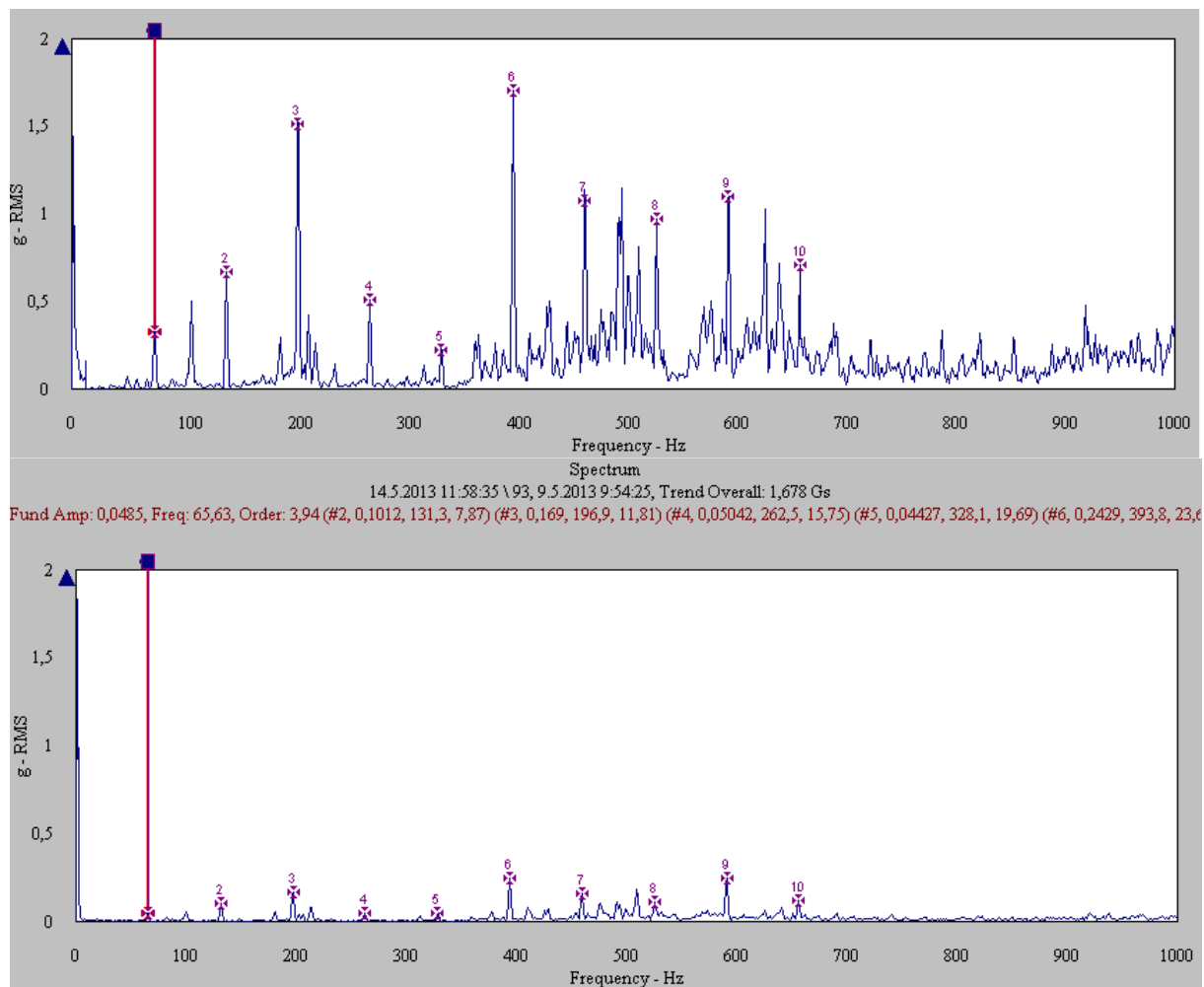
Obr .8.1 Spektrum zrychlení vibrací v místě 3 před a po vyvažování ventilátoru.

Před harmonickou složkou : Δ [G]

Po harmonické složce : Ω [G]

$$\text{Pokles : } \sigma = \frac{\Delta - \Omega}{\Delta} \cdot 100 \text{ [%]}$$

	1. H.S	2. H.S	3. H.S	4. H.S
Δ [G]	0,4	1,42	0,67	0,68
Ω [G]	0,1095	0,1751	0,199	0,05216
σ [%]	72,62	87,66	70,29	92,32



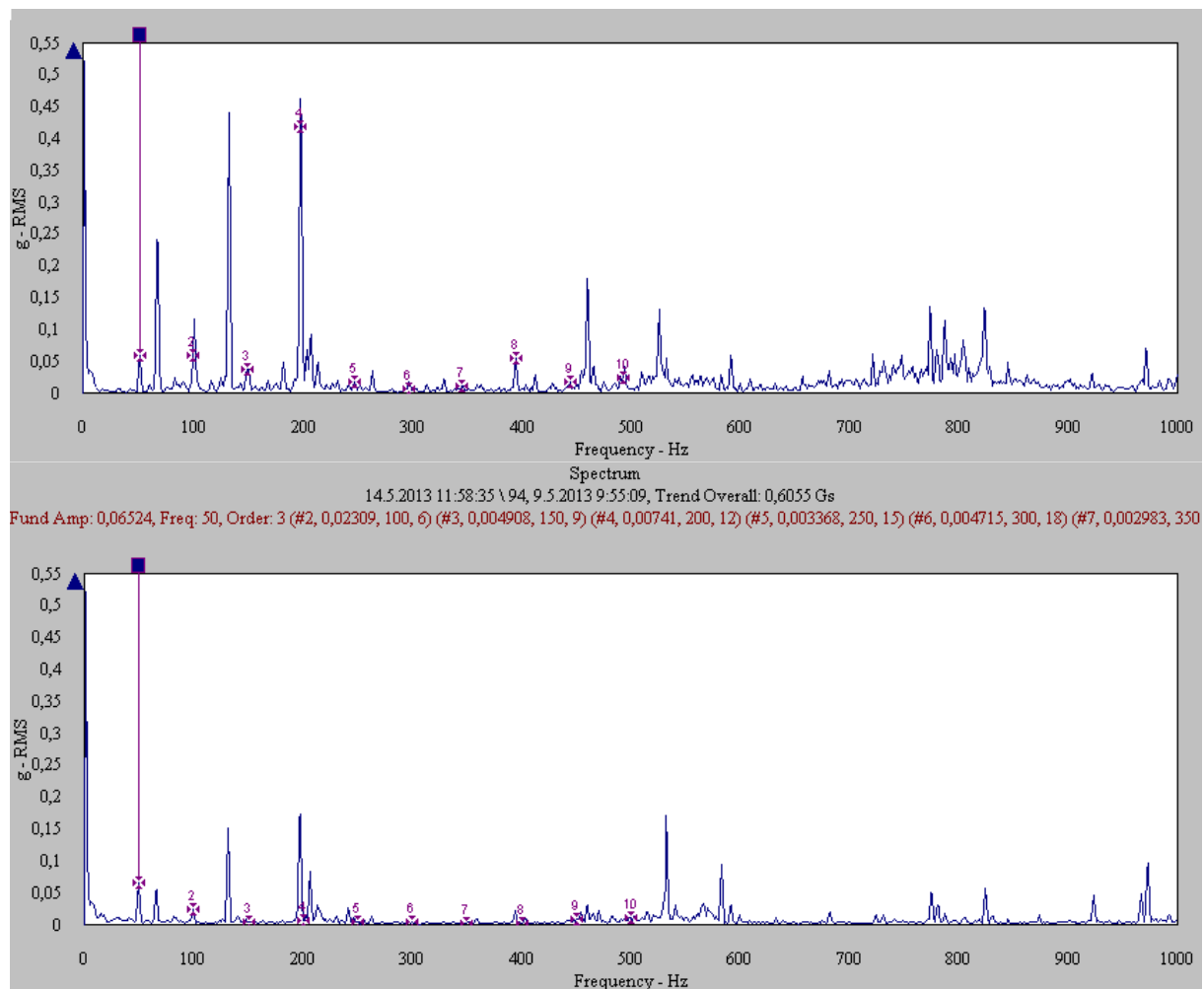
Obr.8.2 Spektrum zrychlení vibrací v místě 4 před a po vyvažování ventilátoru.

Před harmonickou složkou : Δ [G]

Po harmonické složce : Ω [G]

$$\text{Pokles} : \sigma = \frac{\Delta - \Omega}{\Delta} \cdot 100 \text{ [%]}$$

	1. H.S	2. H.S	3. H.S	4. H.S
Δ [G]	0,32	0,69	1,57	0,55
Ω [G]	0,0485	0,1012	0,169	0,05042
σ [%]	84,84	85,33	89,23	90,83



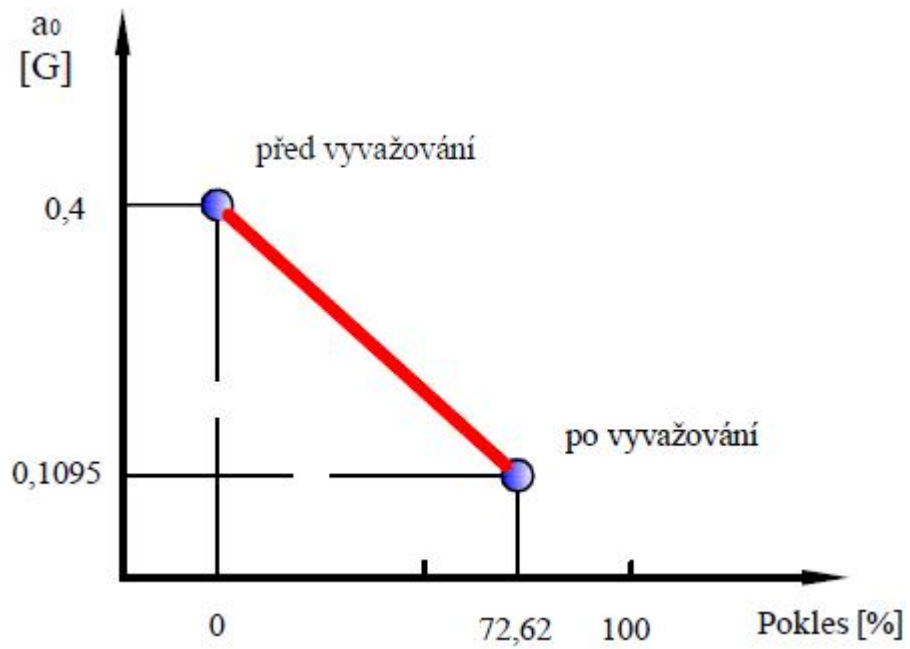
Obr.8.3 Spektrum zrychlení vibrací elektromotoru ventilátoru v místě 2 před a po vyvažování ventilátoru.

Před harmonickou složkou : Δ [G]

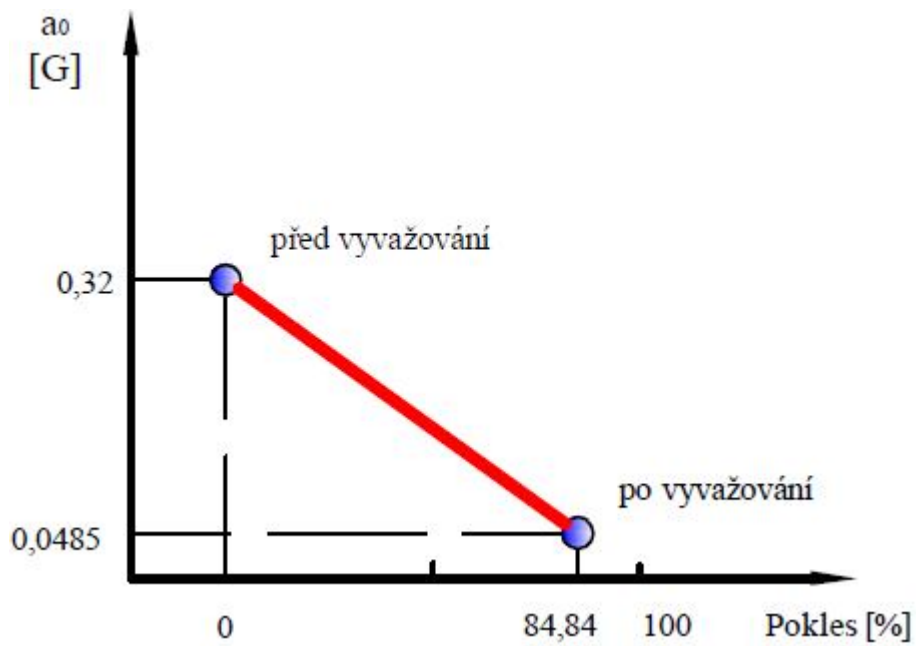
Po harmonické složce : Ω [G]

$$\text{Pokles} : \sigma = \frac{\Delta - \Omega}{\Delta} \cdot 100 \text{ [%]}$$

	1. H.S	2. H.S	3. H.S	4. H.S
Δ [G]	0,067	0,06	0,045	0,424
Ω [G]	0,06524	0,02309	0,004908	0,00741
σ [%]	2,62	61,51	89,09	98,25



Obr.8.4 Znáznornění poklesu amplitudy rotorové frekvence v místě 3.



Obr.8.5 Znáznornění poklesu amplitudy rotorové frekvence v místě 4.

9. Závěr

Ve své bakalářské práci jsem se snažil popsat téma vyvažovacích postupů ventilátorů. Na samotném začátku své bakalářské práce jsem se věnoval technické diagnostice, jakožto hlavnímu nástroji kontrolně inspekční a revizní činnosti, jež vede ke zjišťování technického stavu a opotřebení strojních zařízení. Zajištění klidného chodu zařízení je velmi důležité. Z hlediska technického přispívá klidný chod stroje k zajištění dlouhodobého a bezporuchového provozu, u výrobních strojů má velký vliv na kvalitu výrobků.

Mimo to jsem se v teoretické části práce věnoval tématice vibrací, nevyváženosti a jejím následkům. Nevyváženost (nevyváha) patří k nejčastějším, resp. nejobvyklejším zdrojům vibrací. Nevyváženost je stav, kdy centrální hlavní osa setrvačnosti není totožná s osou rotace.

Vyvažování je postup, při kterém se zjišťuje a v případě nutnosti též koriguje rozložení hmoty rotoru s cílem zabezpečit, aby zbytková nevyváženost nebo vibrace ložiskových čepů anebo zatížení ložisek při frekvenci odpovídající provozním otáčkám se pohybovaly ve specifikovaných mezích dle ISO ČSN.

Vyvažuje se za pomoci vyvažovacích přístrojů, což jsou přístroje, pomocí nichž je možné zjistit míru nevyváženosti rotoru a upravit rozložení hmoty.

Při provedení provozního vyvažování jsem zjistil, že ventilátor z hlediska vibrací vykazoval špatný stav. Amplituda rotorové frekvence v místě 3 a 4 jsou (0,4 G a 0,32 G). Po vyvážení amplitudy hodnoty poklesly v místech 3 a 4 na hodnoty (0,1095G a 0,0485G) a ventilátor vykazoval z hlediska vibrací velmi dobrý stav. Výsledky poklesu amplitudy rotorové frekvence jsou tedy (72,62% a 84,84%).

Z provedených prací je možné říci, že provozní vyvažování je technická metoda, která umožňuje rychle a spolehlivě odstranit nevyváhu a tím snížit zatížení strojních dílů. Zvýší se tím životnost ložisek a sníží vibrace na povolenou mez.

Nabyté teoretické poznatky o vyvažování ventilátoru jsem měl možnost získat díky firmě ONTEX CZ, s.r.o, pod vedením doc. Dr. Ing. Eliasa Tomeha a pomocí konzultanta Martina Karhuta jsem své znalosti rozšířil i o poznatky praktické.

10. Seznam obrázků, tabulek

Seznam obrázků

- Obr.1.1 SKF Micrilog CMNA [17]
- Obr.2.1 Frekvenční spektrum [7]
- Obr.2.2 Časový průběh vibrací v průběhu technického života –VANOVÁ KŘIVKA [7].
- Obr.4.1 Statická nevyváženost [2]
- Obr.4.2 Dynamická nevyváženost [2]
- Obr.4.3 Momentová nevyváženost [2]
- Obr.4.4 Pitting na kroužku ložiska a valivém tělese [16]
- Obr.4.5 Vývoj poškození ložiska [16]
- Obr.4.6 Časový průběh poškození ložiska a možnosti identifikace [16]
- Obr.4.7 **a** Posunutí , **b** úhlové vychýlení hřídele , **c** Posunutí úhlové [7]
- Obr.4.9 Projev statické nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.4.10 Projev momentové nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.4.11 Projev dynamické nevyváženosti ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.4.12 Projev mechanické uvolnění ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.4.13 Projev ohnutého hřídele ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.4.14 Projev poruch řemenů ve frekvenčním spektru [7]
- Obr.5.1 Vektorový výpočet pro vyvažování v jedné rovině [7]
- Obr.5.2 Rotor se dvěma vyvažovacími rovinami [7]
- Obr.5.3 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách [7]
- Obr.5.4 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách
- Obr.5.5 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách
- Obr.5.6 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách
- Obr.5.7 Vektorový diagram u vyvažování ve dvou rovinách
- Obr.5.8 Výsledky měření nevyváženosti v I. a II. Rovině. (Červená amplituda před vyvažováním, černá amplituda je výsledkem po odstranění nevyváženosti)
- Obr.7.1 Schéma radiálního ventilátoru [15]

Obr.7.2 Radiální ventilátor v Ontexu

Obr.7.3 Schéma kinematického radiálního ventilátoru a místa měření vibrací

Obr.7.4 Řemenový převod

Obr.8.1 Spektrum zrychlení vibrací v místě 3 před a po vyvážením ventilátor

Obr.8.2 Spektrum zrychlení vibrací v místě 4 před a po vyvážením ventilátor

Obr.8.3 Spektrum zrychlení vibrací elektromotoru ventilátoru v místě 2 před a po vyvážením ventilátor

Obr.8.4 Znárodnění poklesu amplitudy rotorové frekvence v místě 3

Obr.8.5 Znárodnění poklesu amplitudy rotorové frekvence v místě 4

Seznam tabulek

Tab.1.2 Klasifikační třídy určené k posuzování jakosti chodu ventilátoru ČSN 12 2011

Tab.1.3 Klasifikační třídy po axiální ventilátory- ČSN 12 2011

Tab.1.4 Klasifikační třídy pro radiální ventilátory- ČSN 12 2011

Tab.4.8 Tabulka tolerancí [7]

Tab.7.5 Tabulka z SKF [17]

Tab.7.6 Tabulka z SKF [17]

Tab.7.7 Tabulka z SKF [17]

Tab.7.8 Výsledky frekvencí valivých ložisek ventilátor

11. Seznam použité literatury

- 1) JULIŠ, K. - BORŮVKA, V. - FRYML, B.: *Základy dynamického vyvažování*. SNTL. Praha 1979.
- 2) BORŮVKA, V. - FRYML, B. : *Vyvažování rotačních strojů v technické praxi*. SNTL. Praha 1962
- 3) TOMEH, E.: *Diagnosti Methodology of Rolling element a jornal bearings* . Skripta TU v Liberec. TUL Liberec, 2007
- 4) BENEŠ, Š. – TOMEH, E.: *Metody vibrodiagnostiky valivých ložisek*. Tul v Liberec 1991. ISBN 80-7083-078-6.
- 5) TOMEH, E., NĚMEČEK, P.: *Vibrační diagnostika základních závad strojů*, Liberec 2010.
- 6) TOMEH, E.: *ON-LINE Přednášky technické diagnostiky*. Liberec 2012.
- 7) HELEBRANT, F. – ZIEGLER, J. : *Technická diagnostika a spolehlivost II. Vibrodiagnostika* .VŠB –TU Ostrava 2005.
- 8) BLATA, J.: *Metody technické diagnostiky*. Technická univerzita Ostrava. ISBN 978-248-2735-3
- 9) ČSN ISO 1940 – *1.Vibrace požadavky na jakost vyvážení rotorů v konstantním (tuhém) stavu.část I: stanovení a ověření vyvažovaných tolerancí* ČNI 2004.
- 10) ČSN ISO 1940 – *1.Vibrace požadavky na jakost vyvážení rotorů –Část 2 Chyby spojené s vyvažováním* .ČNI 1999.
- 11) ČSN ISO 2953: *Vibrace – vyvažovací stroje –pospis a hodnocení* .ČNI 2001.
- 12) ČSN ISO 10816: *Hodnocení vibrací strojů na nerotujících součástech*. ČNI1999.
- 13) SKF Condition monitoring : *Průvodce vibrační diagnostikou I*. 1995.
- 14) VOŠTOVÁ, V. – HELEBRANT, F. – JEŘÁBEK.: *Provoz a údržba strojů část II údržba strojů*. Vydavatelství ČVUT, Praha 2002 ,1. Vydání 124 Sisbn 80-01-02531-4.
- 15) NOVÝ, R. – *Ventilátory* ČVUT v Praze, Praha 1993 ,101 s,ISBN 80-01-00987-4
- 16) BILOŠOVÁ, A.: *Týmová cvičení předmětu vibrační diagnostika* .Technická univezita Ostrava. ISBN 978-80-248-2757-5
- 17) www.SKF.com