



FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ  
KATEDRA TECHNOLOGIÍ A MĚŘENÍ

## DISERTAČNÍ PRÁCE

k získání akademického titulu doktor v oboru Elektrotechnika

MĚŘENÍ HLUKU A VIBRACÍ TOČIVÝCH STROJŮ

Vypracoval: Ing. Vladimír Zábranský

Školitel: Doc. Ing. Olga Tůmová, CSc.

V Plzni 2015

**Abstrakt**

Disertační práce se zabývá měřením hluku a vibrací točivých strojů. Ve třetí kapitole jsou popsány princip a základní typy turbogenerátorů. Ve čtvrté kapitole o měření hluku jsou popsány akustické veličiny a vztahy mezi nimi, postup měření akustického tlaku a aplikace pro zobrazení akustického tlaku pomocí 3D modelu. Pátá kapitola o měření vibrací obsahuje vztahy umožňující výpočet amplitudy vibrací při silovém buzení a při rotující nevyvážené hmotnosti. V kapitole je popsán postup měření vibrací, včetně popisu snímačů vibrací a měřicího systému. Část kapitoly je věnována zaznamenávání změřených hodnot vibrací do polárních grafů, vyvažování rotorů, určování zbytkových nevyvážek a přehledu nejčastějších příčin zvýšených vibrací točivých strojů. Závěrečná část disertační práce, kapitola 5.15, popisuje aplikaci pro zobrazování změřených hodnot vibrací pomocí 3D polárních grafů.

**Klíčová slova**

hluk, vibrace, točivý stroj, turbogenerátor, akustický tlak, frekvenční analýza, harmonická složka

**Abstract**

This doctoral thesis deals with a noise and vibration measurement of rotating machines. The principle and the basic types of turbo-generators are described in the third chapter. The acoustic quantities and relations between them, the procedure of acoustic pressure measurement and the application enabling the presentation of acoustic pressure in 3D model are described in the fourth chapter about the noise measurement. The fifth chapter about vibration measurement contains formulas for calculation of vibration amplitude caused by forced excitation and by rotating unbalanced mass. The procedure of vibration measurement including the description of vibration sensors and measurement system are also described in this chapter. The part of this chapter describes recording of measured values into polar graphs, rotor balancing, calculation of residual unbalance and most often causes of increased vibration by rotating machines. The last part of doctoral thesis, chapter 5.15, describes the application for presentation of measured vibrations in 3D polar graphs.

**Keywords**

noise, vibration, rotating machine, acoustic pressure, frequency analysis, harmonic component

**Poděkování**

Tímto chci poděkovat své školitelce doc. Ing. Olze Tůmové, CSc. za odborné vedení během celého doktorského studia a při zpracování disertační práce.

Chtěl bych rovněž poděkovat všem, kteří mě v průběhu doktorského studia podporovali.

**Prohlášení**

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě disertační práci na téma Měření hluku a vibrací točivých strojů zpracovanou na závěr doktorského studia na Fakultě elektrotechnické Západočeské univerzity v Plzni.

Prohlašuji, že jsem tuto disertační práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu použité literatury, který je součástí této práce.

V Plzni dne:

.....  
Ing. Vladimír Zábranský

## Obsah

Seznam proměnných .....	7
Úvod .....	9
1 Cíle disertační práce .....	10
2 Současný stav problematiky .....	12
3 Točivé stroje .....	14
4 Měření hluku točivých strojů.....	20
4.1 Úvod do měření hluku .....	20
4.2 Základní terminologie – hluk .....	24
4.3 Akustické vlnění .....	24
4.4 Harmonický oscilátor .....	26
4.5 Akustické veličiny .....	27
4.5.1 Akustická výchylka .....	27
4.5.2 Vlnová délka.....	27
4.5.3 Akustická rychlost.....	28
4.5.4 Akustický tlak.....	28
4.5.5 Akustický výkon.....	30
4.5.6 Intenzita zvuku .....	32
4.6 Měření akustického tlaku .....	34
4.6.1 Hladina akustického tlaku A .....	34
4.6.2 Ekvivalentní hladina akustického tlaku.....	35
4.6.3 Hluk pozadí .....	36
4.6.4 Výpočet průměrné hladiny akustického tlaku na měřicí ploše.....	37
4.6.5 Měření akustického tlaku v uzavřeném prostoru.....	37
4.7 Nejistoty měření .....	38
4.7.1 Obecná metodika určení nejistot měření .....	38
4.7.2 Stanovení nejistot měření hladiny akustického tlaku dle ČSN EN ISO 11204.....	39
4.8 Přehled nejpoužívanějších norem z oblasti technické akustiky.....	39
4.9 Aplikace pro zobrazení hladin akustického tlaku pomocí 3D modelu.....	40
5 Měření vibrací točivých strojů.....	46
5.1 Úvod do měření vibrací.....	46
5.2 Základní terminologie - vibrace .....	51
5.3 Teorie vibrací .....	52
5.3.1 Nucené vibrace .....	52
5.3.2 Harmonické buzení silové .....	53
5.3.3 Harmonické buzení staticky nevyváženou rotující hmotností.....	57

5.4	Rezonance mechanického systému .....	58
5.5	Snímače pro měření vibrací.....	61
5.5.1	Relativní bezdotykové snímače .....	61
5.5.2	Seismické snímače.....	64
5.5.3	Elektrodynamické snímače.....	65
5.5.4	Piezoelektrické snímače .....	65
5.6	Veličiny pro měření vibrací.....	66
5.7	Snímače rychlosti otáčení hřídele.....	67
5.8	Měřicí systém .....	68
5.9	Frekvenční analýza.....	69
5.10	Polární grafy .....	70
5.11	Vyvažování rotorů.....	72
5.12	Zbytkový nevyvážek .....	76
5.13	Přehled nejpoužívanějších norem pro vyhodnocování naměřených vibrací .....	79
5.14	Přehled příčin zvýšených vibrací točivých strojů.....	80
5.14.1	Vlastní frekvence některé z podpor rotoru se nachází v blízkosti provozní frekvence .	80
5.14.2	Nerovnoměrné chlazení rotoru .....	82
5.14.3	Rezonance některé ze součástí kostry statoru.....	83
5.14.4	Samobuzené kmitání .....	86
5.15	Aplikace pro zobrazování 3D polárních grafů .....	87
5.15.1	Vyrobený stroj na zkušebním stanovišti.....	88
5.15.2	Vyvažovací stojany v odstředivacím tunelu .....	90
5.15.3	Postup vypracování aplikace .....	91
5.15.4	Popis aplikace na zobrazování 3D polárních grafů .....	92
6	Přínos práce pro praxi a vědní obor.....	98
	Závěr.....	100
	Literatura .....	101
	Normy.....	101
	Knižní publikace.....	102
	Ostatní zdroje .....	105
	Publikace a účast na odborných konferencích.....	107

## Seznam proměnných

• A	[A/m]	obvodová proudová hustota
• a	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení
• b	[N.s/m]	koeficient tlumení
• B <sub>δ</sub>	[T]	magnetická indukce v plynové mezeře
• C	[kVA/(m <sup>3</sup> .1/min)]	Essonův činitel
• c	[m/s]	rychlost šíření akustické vlny
• D	[-]	poměrný útlum
• e	[m]	excentricita (výstřednost)
• f	[Hz]	kmitočet
• F	[N]	síla
• F <sub>0</sub>	[N]	amplituda budicí síly
• I	[W/m <sup>2</sup> ]	intenzita zvuku
• K	[-]	modul objemové pružnosti
• k	[N/m]	tuhost pružiny
• k <sub>v</sub>	[-]	činitel vinutí
• L <sub>Aeq,T</sub>	[dB]	ekvivalentní hladina akustického tlaku A
• L <sub>I</sub>	[dB]	hladina akustické intenzity
• L <sub>p</sub>	[dB]	hladina akustického tlaku
• L <sub>pC</sub>	[dB]	celková hladina akustického tlaku
• L <sub>pN</sub>	[dB]	hladina hluku pozadí
• L <sub>w</sub>	[dB]	hladina akustického výkonu
• m	[kg]	hmotnost tělesa
• n	[1/min]	synchronní rychlost otáčení
• N	[W/m <sup>2</sup> ]	měrný akustický výkon
• N <sub>s</sub>	[-]	počet závitů v sérii jedné fáze
• O	[N]	odstředivá síla
• p	[Pa]	tlak
• p <sub>0</sub>	[Pa]	amplituda tlaku
• S	[kVA]	zdánlivý výkon
• S	[m <sup>2</sup> ]	plocha
• t	[s]	čas

• $T$	[s]	doba jednoho kmitu
• $u$	[m]	akustická výchylka
• $u(L_p)$	[dB]	nejistota měření hladiny akustického tlaku
• $u_0$	[m]	amplituda akustické výchylky
• $v$	[m/s]	rychlost
• $V$	[m <sup>3</sup> ]	objem
• $v_0$	[m/s]	amplituda rychlosti
• $W$	[W]	výkon
• $x$	[m]	výchylka
• $x_0$	[m]	amplituda kmitání
• $y$	[m]	odlehlost od počátku šíření akustického vlnění
• $Z$	[kg/m <sup>2</sup> /s <sup>1</sup> ]	měrný vlnový odpor prostředí
• $\eta$	[-]	činitel naladění
• $\lambda$	[m]	vlnová délka
• $\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	hustota prostředí
• $\sigma_{omc}$	[dB]	směrodatná odchylka, která kvalifikuje nejistotu související s nestabilitou provozních a montážních podmínek
• $\sigma_{R0}$	[dB]	směrodatná odchylka, která kvalifikuje různé vyzařovací charakteristiky zkoušeného stroje
• $\sigma_{tot}$	[dB]	celková směrodatná odchylka (nejistota měření)
• $\varphi$	[rad]	fázový úhel
• $\phi$	[Wb]	magnetický tok
• $\omega$	[rad/s]	úhlový kmitočet, $\omega=2\pi f$
• $\Omega$	[rad/s]	vlastní frekvence



## Úvod

Měřením hluku a vibrací točivých strojů se autor zabývá v rámci své pracovní činnosti zkušební technika v závodě na výrobu turbogenerátorů. Seznámil se s běžně používanými metodami měření hluku a vibrací točivých strojů a nástroji pro analýzu naměřených dat. Většina těchto metod a nástrojů vychází z mezinárodních norem a zaručuje, že měření a vyhodnocení dat bude provedeno předepsaným postupem a pro zákazníky je zárukou dodržení standardu kvality výrobku. V praxi jsou však často prováděna vývojová nebo výzkumná měření, pro jejichž vyhodnocení jsou metody uvedené v normách nedostačující.

Autor se proto rozhodl hledat měřicí postupy a metody nad rámec mezinárodních norem. Na točivých strojích se často objevují zvýšené hodnoty vibrací a hluku a v rámci výzkumných měření je potřeba najít přesnou příčinu těchto jevů. Příčinou zvýšených vibrací i hluku jsou ve většině případů rezonance některých částí stroje.

V první etapě byly popsány fyzikální zákonitosti kmitavého pohybu, šíření akustického vlnění a veličiny používané pro měření hluku a vibrací. Autor rovněž popsal měřicí postupy, z nichž vycházejí nové nástroje pro zobrazování naměřených veličin. V další fázi byl vytvořen přehled častých příčin zvýšených vibrací a hluku a postupy jejich odstranění.

V oboru měření hluku autor vytvořil softwarový nástroj pro zobrazení rozložení akustického tlaku v blízkosti stroje a výpočet akustického výkonu. Nový typ zobrazení umožňuje porovnání hodnot akustického tlaku na měřicí ploše před a po konstrukčním zásahu do stroje.

V oboru měření vibrací byl vytvořen softwarový nástroj pro zobrazování amplitudy a fáze vibrací v závislosti na rychlosti otáčení stroje. Nový typ zobrazení umožňuje lépe analyzovat vibrace při roztáčení a zastavování stroje a porovnávat vibrace v jednotlivých měřicích bodech.

K vytvoření popsaných grafických zobrazení byl použit program MATLAB. Následně autor ve výrobním závodě společnosti BRUSH SEM s.r.o. provedl několik měření hluku a vibrací. Naměřená data použil pro předvedení funkcí nových typů grafických zobrazení.

## 1 Cíle disertační práce

Cílem disertační práce je rozvinutí v technické praxi používaných postupů pro vyhodnocování naměřených hodnot hluku a vibrací. Měření na točivých strojích vyžaduje rozsáhlé znalosti v oboru konstrukce strojů, mechanických výpočtů, měřicích přístrojů, fyzikálních zákonů a metrologie. Do procesu měření jsou zapojeni odborníci ze všech těchto oborů. Rovněž vyhodnocení měření a správné posouzení vazeb mezi změřenými hodnotami vibrací a hluku a jejich příčinou není možné bez spolupráce odborníků z celého procesu návrhu, výroby, zkoušení a provozu točivého stroje. Správné vyhodnocení změřených hodnot je závislé na vzájemném předávání informací mezi konstruktéry, pracovníky montáže, techniky provádějícími měření a obsluhou točivých strojů.

Nejjednodušším a zároveň nejpřehlednějším nástrojem předávání informací jsou grafické výstupy změřených veličin. Grafy umožňují zaznamenání změřené veličiny v závislosti na provozních parametrech stroje, přímé porovnání dvou a více změřených veličin na různých částech stroje, při různých provozních stavech a mezi různými stroji stejného nebo jiného typu.

Disertační práce je zaměřena na v současné technické praxi používané postupy pro grafické znázornění změřených hodnot hluku a vibrací točivých strojů. Zároveň jsou předloženy postupy nové. Nové postupy pro grafické znázornění vycházejí z požadavku na předávání souhrnných informací, jež co nejlépe vystihují danou problematiku.

V oboru měření hluku je cílem vytvoření aplikace v programu MATLAB pro 3D zobrazení akustického tlaku na měřicí ploše v okolí stroje a výpočet akustického výkonu. Aplikace umožní porovnávání změřených hodnot akustického tlaku při různých provozních stavech, v různých časových obdobích a především po konstrukčních úpravách stroje. Nový způsob zobrazení změřených hodnot zjednoduší posouzení účinnosti provedených úprav.

V oboru měření vibrací je cílem vytvoření aplikace v programu MATLAB pro 3D zobrazení polárních grafů v závislosti na rychlosti otáčení stroje. Nový typ grafu umožní lépe analyzovat změřené hodnoty vibrací v blízkosti rezonančních frekvencí. Rezonance je pro točivé stroje nebezpečný jev, neboť dochází k prudkému nárůstu vibrací. V krajním případě může vést k vážnému poškození stroje. Velikost amplitudy vibrací při rezonanci závisí na budicí síle, tuhosti, hmotnosti a tlumení měřeného objektu. Snížit amplitudu vibrací je možné změnou jedné nebo více z uvedených veličin, což je v mnoha případech časově i finančně

náročný úkol. Z tohoto důvodu je nezbytné před každým zásahem do stroje porozumět příčině zvýšených vibrací a provést co nejdůkladnější analýzu změřených hodnot. Základem analýzy vibrací točivých strojů je nalezení vzájemných vazeb mezi amplitudou a fázovým posunem a rychlostí otáčení rotoru. Cílem disertační práce je vytvoření nového typu grafu pro zjednodušení analýzy změřených hodnot vibrací.

Využití obou nových grafických zobrazení je demonstrováno na hodnotách změřených ve společnosti BRUSH SEM s.r.o.

## 2 Současný stav problematiky

Měření hluku a vibrací točivých strojů je problematika, jež v sobě zahrnuje více vědních oborů. K provedení jakéhokoliv měření na točivém stroji je potřeba porozumět jeho principu a mít přehled o jeho nejdůležitějších konstrukčních částech. Pro správné provedení měření je nezbytné mít znalosti o elektrickém zapojení stroje, jmenovitých hodnotách a mechanickém spojení s dalšími stroji nebo zařízeními včetně znalosti jejich funkce a principu. Při měření na točivých strojích je potřeba dodržovat především opatření z hlediska bezpečnosti obsluhy nebo uživatele zkoušeného stroje.

Dalším předpokladem pro porozumění problematice měření hluku a vibrací jsou znalosti fyzikálních vlastností měřených veličin a vztahů mezi nimi. Při měření vibrací je nutná znalost výstupních veličin snímačů, při měření hluku například znalost šíření akustických vln, výpočet akustického výkonu a podobně.

Normy pro měření vibrací a hluku vytváří mezinárodní instituce např. ISO (International Organization for Standardization), ANSI (American National Standards Institute), API (American Petroleum Institute), IEC (International Electrotechnical Commission) a IEEE (Institute of Electrical and Electronics Engineers). Zákazníci vyžadují, aby výrobky splňovaly požadavky jedné z těchto norem, čímž je rovněž zaručeno, že osoba provádějící měření dodržuje postupy v těchto normách popsané. U velkých točivých strojů určených pro zákazníky v zahraničí se často objevují velice náročné požadavky nad rámec těchto norem, neboť stroje jsou určeny například na zaoceánské lodě, ropné plošiny, do blízkosti obytných zón a podobně.

Jedním z důvodů pro provedení měření hluku a vibrací je potřeba dokladovat, že stroj splňuje požadavky uvedené v mezinárodní normě. Dalším důvodem pro provedení měření je například vývoj nového typu stroje. Točivý stroj během výroby nejprve prochází fází návrhu a vývoje, kdy jsou pomocí výpočetních programů stanoveny očekávané hodnoty hluku a vibrací. Po vyrobení stroje je důležité ověřit, zda stroj nepřekračuje hodnoty očekávané konstruktéry a výpočtáři.

Osoba provádějící a vyhodnocující měření musí mít znalosti o konstrukci a provozu točivých strojů a zařízení s nimi spojených, o fyzikálních vlastnostech měřených veličin, o snímačích a měřicí technice, nástrojích pro vyhodnocení měření a mezinárodních normách. Každý z těchto vědních oborů je sám o sobě velice rozsáhlý. Měření hluku a vibrací proto

většinou provádí zaměstnanci větších společností s dostatečným materiálním i vědomostním zázemím. Měření hluku a vibrací provádí ve většině případů akreditované laboratoře, technici velkých společností vyrábějících točivé stroje a výzkumné ústavy.

Ve vývoji nových měřicích systémů jsou v popředí společnosti z USA (např. Bently Nevada) a Evropy (např. dánská společnost Bruel Kjaer)<sup>1</sup>. Pro úspěšný vývoj nových měřicích systému a nástrojů pro vyhodnocování změřených dat je nezbytná úzká spolupráce s techniky provádějícími měření a pracujícími s měřicí technikou. Podobná situace je rovněž ve vývoji nových norem a postupů pro provedení měření.

---

<sup>1</sup> Eisenmann C. Robert Sr., Eisenmann C. Robert Sr. Jr.: Machinery Malfunction Diagnosis and Correction, Prentice Hall Inc, USA 1997, ISBN 978-0132409469, kapitola 8, str. 382

### 3 Točivé stroje

Točivý stroj je zařízení přeměňující jeden typ energie na jiný. Expanze a komprese plynu v komoře spalovacího motoru způsobuje otáčení klikové hřídele, elektrická energie v motoru je přeměňována na mechanickou energii hřídele, mechanická energie hřídele generátoru je přeměňována na energii elektrickou a energie vodní páry je v parní turbíně přeměňována na mechanickou energii rotoru.

Točivý stroj je zařízení vykonávající rotační pohyb kolem jedné nebo více os. Rozměry stroje mohou být od několika zlomků milimetrů až po několik desítek metrů u strojů určených pro energetická odvětví. Točivé stroje je možno rozdělit podle jejich konstrukce a využití. Disertační práce je zaměřena na měření hluku a vibrací dvoupólových turbogenerátorů, ale většina poznatků zde uvedených je aplikovatelná i na stroje jiných typů.

Generátory jsou elektrické točivé stroje přeměňující mechanickou energii na elektrickou. Dvoupólové turbogenerátory patří mezi synchronní stroje s hladkým rotorem. Jsou využívány v jaderných, uhelných a plynových výrobnách elektrické energie. Jejich pohon zajišťují parní nebo plynové turbíny a rychlost otáčení je 3000 1/min v zemích s frekvencí elektrizační sítě 50 Hz a 3600 1/min v zemích s frekvencí 60 Hz. Výkony se pohybují v rozmezí od jednotek wattů až po více než 1500 megawatt. Z důvodu vysoké rychlosti otáčení a velkých rozměrů jsou výraznými zdroji hluku a jejich provoz je vždy spojen s vibracemi.

Nejzákladnější rozdělení turbogenerátorů vyšších výkonů je ve způsobu chlazení na vzduchové a vodíkové. Výroba a provoz vzduchem chlazených strojů je jednodušší, jsou však omezeny výkonem do cca 300 MW. Provoz vodíkem chlazených strojů je náročný především z hlediska bezpečnosti, provozních a pořizovacích nákladů. Lepší přestup tepla mezi strojem a chladicím médiem však umožňuje u tohoto typu stroje dosahovat vyšších výkonů.

*Určení hlavních rozměrů turbogenerátorů<sup>2</sup>:*

Při určování rozměrů stroje se vychází z výkonové rovnice, která udává závislost rozměrů stroje na jeho výkonu, otáčivé rychlosti a jeho elektromagnetickém využití. Výkonová rovnice

---

<sup>2</sup> Červený Josef: Stavba elektrických strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2008, studijní materiály, kapitola 3., str. 7 - 9

turbogenerátorů se odvodí ze součinu napětí, proudu a počtu fází. Indukované napětí se získá z rovnice:

$$U = \pi\sqrt{2}\phi f N_s k_v = 4,44\phi f N_s k_v \quad (3.1)$$

kde:

$\phi$	[Wb]	magnetický tok vstupující z plynové mezeře do induktu (statoru turbogenerátoru)
$N_s$	[-]	počet závitů v sérii jedné fáze
$f$	[Hz]	frekvence
$k_v$	[-]	činitel vinutí, který převádí algebraický součet napětí jednotlivých cívek na geometrický ( $k_v = 0,9$ až $0,95$ )

Hlavními rozměry turbogenerátoru se rozumí:

- průměr induktu (statoru turbogenerátoru) v plynové mezeře, označuje se  $D_I$
- délka induktu, označuje se  $l_e$ , je to délka plechového svazku bez uvažování radiálních ventilačních kanálů

Výkonová rovnice je dána vztahem:

$$S = CD_1^2 l_e n \quad (3.2)$$

kde:

$S$	[kVA]	zdánlivý výkon turbogenerátoru
$C$	[kVA/(m <sup>3</sup> .1/min)]	Essonův činitel elektromagnetického využití stroje, představuje jednotkový výkon vztažený na jednotku objemu stroje a jednu otáčku za minutu

Hodnota Essonova činitele se určuje pomocí rovnice:

$$C = \frac{\pi^2}{60\sqrt{2}} AB_\delta k_v \quad (3.3)$$

kde:

$B_\delta$	[T]	magnetická indukce v plynové mezeře
$A$	[A/m]	obvodová proudová hustota

Dosahované hodnoty základních parametrů využití turbogenerátorů dle způsobu chlazení jsou uvedeny v tabulce č. 1.

Tab. č. 1: Dosahované hodnoty základních parametrů využití stroje

$B_\delta$ [T]	A [A/m]	C [kVA/(m <sup>3</sup> ·1/min)]	Uspořádání
0,6 – 1	(15 – 70)·10 <sup>3</sup>	1,5 – 7	Vzduchové chlazení
0,9 – 1	(80-100)·10 <sup>3</sup>	10 – 12	Vodíkové chlazení
0,9 – 1	(150-200)·10 <sup>3</sup>	15 – 19	Kombinace voda - vodík

Z výkonové rovnice se vyjádří hodnota odpovídající objemu stroje v plynové mezeře:

$$D_1^2 l_e = \frac{S}{c_n} \quad (3.4)$$

Při zvolení průměru nebo délky stroje se určí zbývající rozměr. Při velkém průměru plynové mezery bude velká obvodová rychlost rotoru, ale při krátkém induktu se stroj lépe chladí a je možné jej více proudově využít.

#### *Kostra turbogenerátorů:*

Kostra turbogenerátoru drží statorové jádro a u vodíkem chlazených strojů plní zároveň funkci tlakové nádoby, která zabraňuje úniku vodíku mimo stroj. Statorová kostra musí být navržena tak, aby stroj vydržel i abnormální jevy v rozvodné síti (např. náhlé zkraty) a poruchové stavy stroje (např. zvýšené vibrace). Žádná část statoru by neměla mít vlastní frekvenci v blízkosti provozní frekvenci stroje (50 nebo 60 Hz) nebo jejímu dvojnásobku (100 nebo 120 Hz). Pro dosažení dostatečné tuhosti kostry jsou k jejímu plášti přivařena žebra v pravidelných axiálních vzdálenostech.

#### *Statorová jádra:*

Statorové jádro turbogenerátoru je tvořeno izolovanými ocelovými plechy. Tloušťka plechů a typ oceli jsou vybrány tak, aby se minimalizovaly ztráty hysterezní a vířivými proudy a zároveň se zachovala optimální délka jádra<sup>3</sup>. Jádro je uchyceno na tzv. pravítkách, která jsou přišroubována ke kostře stroje. V axiálním směru je jádro drženo stahovacími deskami. Ve vnitřním vývrtu jádra jsou drážky, ve kterých je založeno trojfázové vinutí. Část

<sup>3</sup> Klemperer Geoff, Kerszenbaum Isidor: Operation and Maintenance of Large Turbo-generators, IEEE, Wiley-Interscience, USA 2004, ISBN 0-471-61447-5, kapitola 2.2, str. 39



magnetického obvodu mimo drážky pro založení vinutí se nazývá jho. Jádro je za provozu stroje chlazeno radiálními kanály, které jsou tvořené vložením rozpěrek mezi statorové plechy.

#### *Elektrické obvody:*

Elektrické odvody turbogenerátorů jsou vyrobeny z mědi. Měď má velmi dobrou elektrickou i tepelnou vodivost, je pevná a tvárná, dobře se spojuje<sup>4</sup>. Vodiče menších průřezů se vyrábí jako dráty s průřezem kruhovým. Používají se například pro navíjení vyniklých pólů statorů bezkartáčových budičů. Větší vodiče se vyrábějí nejčastěji s obdélníkovým průřezem. Tyto vodiče se používají například pro navíjení statorových jader turbogenerátorů.

U jádrového vinutí, které je navinuto na vyniklých pólech, zabírá každý závit se stejným magnetickým tokem. V každém závitě se indukují stejné napětí a výsledné napětí cívky je dáno součinem závitového napětí a počtu závitů.

Rozložené vinutí je uloženo v drážkách. Ve statoru je uloženo ve dvou, v rotoru ve více vrstvách. Jednotlivé cívky statoru zabírají s různým magnetickým tokem, proto se v nich indukují napětí fázově posunutá a výsledné napětí cívky se získá geometrickým součtem dílčích napětí. Vinutí statorů turbogenerátorů je postupné, vinutí rotorů je konstrukčně řešeno jako koncentrické. Na rozdíl od koncentrického vinutí mají u postupného vinutí všechny cívky stejnou velikost a tvar.

U vinutí je důležitý tvar čel jednotlivých cívek. Čela cívky leží mimo magnetický obvod, neindukuje se do nich proto napětí a pouze spojují dvě aktivní části cívek. Protože jimi prochází stejný proud jako v drážkové části, musí mít stejný průřez<sup>5</sup>. V čelech vinutí vznikají ztráty (např. rozptylovými toky), snižuje se proto účinnost stroje, oteplují se a musí se chladit. Kromě toho se zvyšuje hmotnost mědi, narůstá délka stroje a zvyšuje se jeho cena. Proto je snaha, aby byla délka čel minimální při dodržení minimální a pokud možno konstantní vzdálenosti mezi nimi a to jak z důvodu izolačních, tak i ventilačních.

---

<sup>4</sup> Červený Josef: Stavba elektrických strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2008, studijní materiály, kapitola 4., str. 10

<sup>5</sup> Červený Josef: Stavba elektrických strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2008, studijní materiály, kapitola 4., str. 14

Drážky rotorového i statorového vinutí jsou otevřené a vinutí je zajištěno proti dynamickým účinkům elektrického proudu a na rotoru i proti odstředivým silám drážkovými klíny. Materiál statorových klínů musí být nemagnetický. Rotorové klíny jsou vyráběny magnetické, neboť jsou vzhledem k budicímu magnetickému poli v klidu a neindukuje se do nich žádné napětí. Otevřené drážky mají tu přednost, že se vinutí vytvaruje a izoluje mimo stroj a hotové cívky se zakládají do stroje.

Statorové vinutí turbogenerátoru se skládá ze tří fázových cívek vzájemně prostorově pootočených o  $120^\circ$ . Při konstantní rychlosti otáčení nabuzeného rotoru se indukují v cívkách statoru střídavá napětí. Kmitočet indukovaných napětí je úměrný synchronní rychlosti otáčení elektromagnetického pole statoru  $n$  [1/min] a počtu pólů  $p$ .

$$f_1 = \frac{p \cdot n}{60} \quad (3.5)$$

Proud protékající vinutím rotoru vytváří v plynové mezeře mezi statorem a rotorem magnetický tok. Průběh magnetické indukce po obvodu plynové mezery vyvolaný budicím proudem je dán magnetomotorickým napětím. Příspěvky jednotlivých cívek se skládají a průběh magnetické indukce po obvodu plynové mezery je harmonický s maximální indukci v ose pólů<sup>6</sup>. Otáčením rotoru se vytváří v plynové mezeře točivé magnetické pole. Magnetická indukce se v každém bodě plynové mezery mění harmonicky. Magnetický tok zabírající s cívkami fáze statoru je proměnný a v cívkách se indukují napětí vzájemně fázově posunutá o  $120^\circ$ .

Budicí rotorové vinutí může být napájeno přes sběrné kroužky a na nich přiloženými kartáči ze statické budicí soupravy nebo bezkartáčovým budičem s můstkovým usměrňovačem. Kotva budiče je upevněna na hřídeli rotoru turbogenerátoru. V třífázovém vinutí se za provozu stroje indukují střídavá napětí. Vývody vinutí kotvy budiče jsou propojeny na můstkový usměrňovač. Usměrněné stejnosměrné napětí je připojeno na budicí vinutí rotoru turbogenerátoru.

#### *Rotory:*

Rotor turbogenerátoru je uložen v horizontální rovině. Ložiska jsou kluzná, tzn., hřídel se otáčí na tenké vrstvě olejového filmu. Olej kromě mazání ložisek rovněž odebírá z ložisek

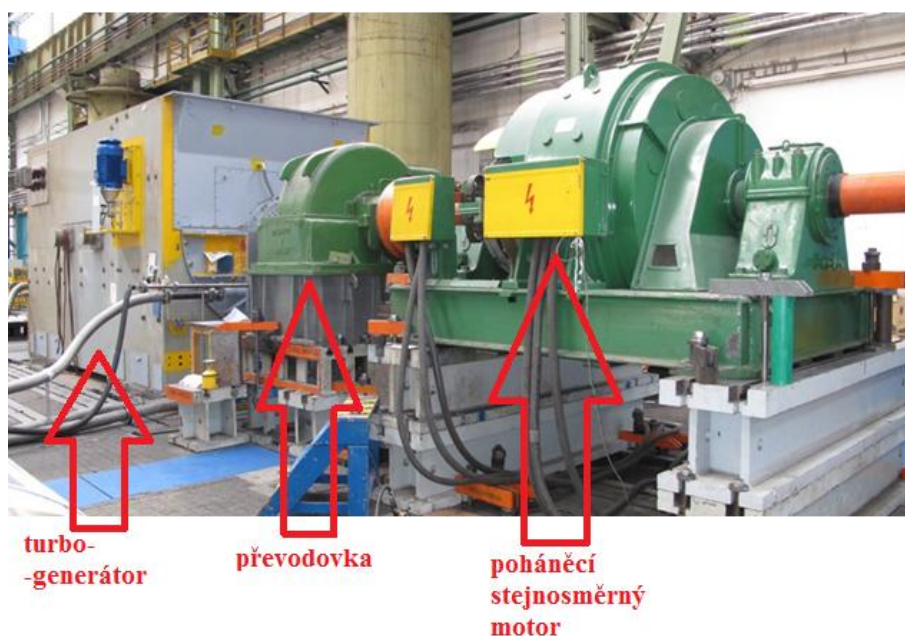
---

<sup>6</sup> Uhlíř Ivan a kolektiv: Elektrické stroje a pohony, Nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 2007, ISBN 978-80-01-03730-0, kapitola 7.3, str. 96

teplo, a tím zabraňuje jejich přehřátí. U strojů do výkonu cca 200 MW jsou ložiska většinou uložena ve štítech stroje, u strojů větších výkonů jsou ložiska uložena v samostatných stojanech. Toto konstrukční uspořádání zabraňuje interakci mezi vibracemi způsobenými časovou změnou elektromagnetického pole ve statoru stroje a vibracemi způsobenými nevyvážeností rotujících částí<sup>7</sup>.

Vzhledem k vysoké otáčivé rychlosti na rotor působí velké odstředivé síly a jeho průměr je omezen na cca 1,2 m<sup>8</sup>. Rotory turbogenerátorů jsou pružné, tzn. provozní rychlost otáčení je nad kritickou rychlostí otáčení.

Měření vibrací turbogenerátorů a jejich vyvažování je náročná problematika, neboť při roztáčení na jmenovitou rychlost procházejí jednou nebo více kritickými rychlostmi otáčení.



Obr. č. 1: Turbogenerátor spojený s převodovkou a stejnosměrným strojem

V levé části obrázku č. 1 je turbogenerátor během zkoušek. Stroj je mechanicky spojen s převodovou a stejnosměrným strojem (pravá strana obrázku).

Za provozu je rotor mechanicky spojen s parní turbínou, při zkouškách ve výrobním závodě s poháněcím strojem, ať již přímo nebo pomocí převodovky.

<sup>7</sup> Klempner Geoff, Kerszenbaum Isidor: Operation and Maintenance of Large Turbo-generators, IEEE, Wiley-Interscience, USA 2004, ISBN 0-471-61447-5, kapitola 2.1, str. 38

<sup>8</sup> Červený Josef: Přehled konstrukce elektrických strojů točivých, Západočeská univerzita v Plzni, studijní materiály, kapitola 3.2, str. 18

## 4 Měření hluku točivých strojů

### 4.1 Úvod do měření hluku

Elektrické točivé stroje jsou ve všech provozech výraznými zdroji hluku. Hluk těchto strojů se skládá z aerodynamického hluku, hluku vyvolaného vibracemi magnetického obvodu v nabuzeném stavu a hluku vyvolaného vibracemi rotoru, jež se přenášejí přes ložiska do kostry a dalších součástí stroje.

Emise hluku, pokud překračují hygienické limity, jsou škodlivé lidskému zdraví a při dlouhodobém vystavení jejich působení může dojít k nevratnému poškození sluchu. Prvním krokem pro snižování emisí hluku je jejich přesné měření. Měření emisí hluku umožňuje záznam kvantitativních veličin hluku jako frekvence, hladiny, časového průběhu a podobně. Po měření následuje porovnávání a vyhodnocení změřených hodnot, na jejichž základě je možné provést konstrukční úpravy elektrického točivého stroje.

Hluk elektrických točivých strojů se měří jako akustický tlak na měřicí ploše ve vzdálenosti jeden metr od stroje<sup>9</sup> (viz obr. č. 2). Měření a vyhodnocení hluku se provádí pro frekvenční pásmo slyšitelné lidským uchem v rozsahu 20 – 20000 Hz. Zvuk pod slyšitelným rozsahem se označuje jako infrazvuk, zvuk nad tímto rozsahem jako ultrazvuk.



Obr. č. 2: Měření hluku turbogenerátoru

<sup>9</sup> Akustika – Určování hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku – Technická metoda ve volném poli nad odrazivou rovinou, ČSN EN ISO 3744, Česká technická norma, 2010, kapitola 7.3, str. 18

Výrobce strojů provádí měření emisí hluku za účelem porovnání změřených hodnot s limity stanovenými v normách, nařízeních, vyhláškách nebo požadavcích zákazníků. Cílem měření může být rovněž porovnávání hluku v předem určených časových rozmezích. Postupné zvyšování emisí hluku v okolí stroje znamená, že na některé z částí stroje dochází ke zvyšování vibrací a na stroji je nutné provést servisní zásah.

Měření může být prováděno i v rámci vývojových zkoušek nového typu stroje, kdy se výrobce snaží vyvinout stroj, jehož hluk bude na co nejnižší úrovni. Stroj s nízkými emisemi hluku bude možné nabídnout i zákazníkům, kteří plánují instalaci stroje například do blízkosti obytných zón.

Dalším účelem měření je srovnání hluku při různých provozních podmínkách, při různých otáčkách, zatíženích a podobně.

Tato práce je zaměřena na emise hluku turbogenerátorů, neboť autor dlouhodobě pracuje na zkušebně závodu BRUSH SEM s.r.o., ve kterém jsou elektrické točivé tohoto typu vyvíjeny, vyráběny a zkoušeny. Turbogenerátory jsou kvůli své velikosti a vysokým provozním otáčkám v rozmezí 3000 – 3600 1/min výraznými zdroji hluku. Snížení emisí hluku jen o jednotky decibel má pozitivní vliv na hladinu hluku v celém elektrárenském provozu.

Na základě získaných zkušeností je možno říci, že z celého procesu snižování emisí hluku točivého stroje je nejsložitější rozlišení jednotlivých zdrojů hluku, jež jsou součástí zkoušeného stroje. Celkové emise hluku vyzařovaného točivým strojem se skládají z nekonečného množství jednotlivých zdrojů hluku, jež emitují hluk o různých frekvencích. Proto jsou v hlukovém spektru stroje zastoupeny všechny slyšitelné frekvence<sup>10</sup>.

Důležitým nástrojem pro rozlišení jednotlivých zdrojů hluku je jeho rozdělení na frekvenční složky. V akustice se celkové frekvenční pásmo rozděluje na oktávy. Tento způsob dělení byl převzat z hudební teorie, kde se oktávou rozumí interval osmi tónů diatonické stupnice. Kmitočtové pásmo o šířce jedné oktávy je charakterizováno poměrem krajních frekvencí omezujících oktávu.

---

<sup>10</sup> Nový Richard: Hluk a chvění, Česká technika – nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 2009, ISBN 978-80-01-04347-9, kapitola 8.5.3, str. 265

$$\frac{f_2}{f_1} = 2 \quad (4.1.1)$$

Zvuk o oktávu vyšší má dvojnásobnou frekvenci, zvuk o oktávu nižší má frekvenci poloviční. Střední frekvence oktávy se určí dle vztahu:

$$f_m = \sqrt{f_1 f_2} \quad (4.1.2)$$

Dolní frekvence oktávového pásma je dána vztahem:

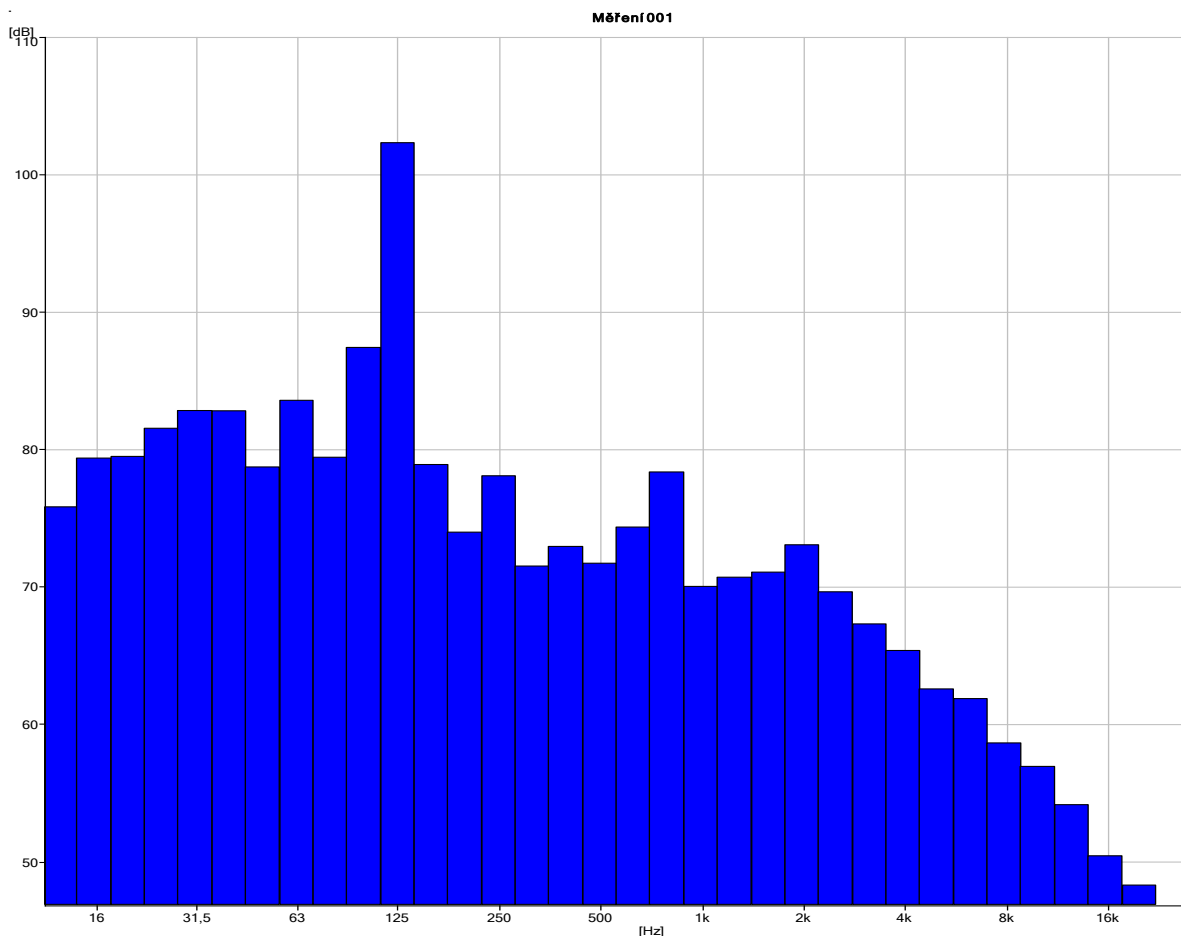
$$f_1 = \frac{f_m}{\sqrt{2}} \quad (4.1.3)$$

Horní frekvence oktávového pásma je dána vztahem:

$$f_2 = f_m \sqrt{2} \quad (4.1.4)$$

Šířka oktávového pásma se zvyšuje se středním kmitočtem.

$$f_2 - f_1 = f_m \left( \sqrt{2} - \frac{1}{\sqrt{2}} \right) = \frac{f_m}{\sqrt{2}} \quad (4.1.4)$$



Obr. č. 3: Rozdělení frekvenčního spektra na třetiny oktáv

Současné hlukoměry rozdělují slyšitelné frekvenční spektrum na třetiny oktáv (viz obr. č. 3), čímž je umožněna podrobnější frekvenční analýza měřeného signálu.

Na velikost emisí hluku v okolí stroje mají vliv aerodynamické vlastnosti točivých částí stroje, především lopatek ventilátorů, ale rovněž povrchu rotoru a spojky. Již ve fázi návrhu stroje je potřeba zabránit tomu, aby na stroji byly otvory, ve kterých by mohlo docházet k tzv. píšťalovému efektu a značnému zvýšení emisí hluku.

Před vývojovým měřením je nutné uvést stroj do konfigurace, ve které bude provozován u zákazníka. Například při jiném způsobu spojení stroje s pohonem je potřeba vložit zátky do nepoužitých otvorů pro šrouby (viz obr. č. 4).



Obr. č. 4: Zátky v rotující části stroje

Výrazný vliv na emise hluku točivého stroje mají součásti, jež jsou v rezonanci s frekvencí otáčení rotoru a jejichž hodnoty vibrací dosahují vysokých hodnot<sup>11</sup>.



Obr. č. 5: Změna tuhosti štítu stroje

<sup>11</sup> Beran Vlastimil: Chvění a hluk, Západočeská univerzita v Plzni 2010, ISBN 978-80-7043-916-6, kapitola 2.2, str. 33

Snížení hluku těchto součástí je možné přeladěním jejich vlastní frekvence například pomocí změny tuhosti přivařením ocelového žebra (viz obr. č. 5). Před provedením takovéto úpravy na stroji je nutné znát tvar kmitu zkoumané části a žebro umístit do kmitny a nikoliv do uzlu. Metoda pro definování vlastních tvarů kmitu se nazývá modální analýza.

Cílem práce je vytvoření nástroje pro zobrazení naměřených hladin akustického tlaku na definované měřicí ploše v blízkosti stroje a výpočet akustického výkonu. Tento nástroj vytvořený pomocí programu MATLAB rovněž umožňuje porovnávání změřených hodnot po provedení konstrukčních úprav na stroji, například během vývojových měření na novém typu stroje. Nový nástroj umožní efektivnější analýzu změřených hodnot a vyhodnocení účinnosti provedených úprav na stroji v relaci s pozicemi, ve kterých byly konstrukční zásahy provedeny.

## 4.2 Základní terminologie – hluk

*Zvuk* je vjem sluchového orgánu, jehož objektivní příčinou je akustické vlnění. Jedná se o mechanické vlnění pružného prostředí v kmitočtovém rozsahu slyšitelném lidskému uchu (u zdravého člověka přibližně 20 Hz – 20 kHz). Rychlost šíření zvuku ve vzduchu je za běžných klimatických podmínek 340 m/s.

*Hluk* je každý nežádoucí zvuk, který vyvolává rušivý nebo nepříjemný subjektivní vjem, případně i poškozuje lidské zdraví.

*Hlukoměr* je ověřené elektrické zařízení reagující na zvuk podobně jako lidský sluch a umožňující objektivní a reprodukovatelné měření hladin zvuku.

*Váhový filtr* je upravení frekvenční charakteristiky zvukoměru tak, aby přiblížila charakteristiku lineárního mikrofону vlastnostem lidského ucha.

*Hluk pozadí* je každý měřený hluk mimo hluku zkoušeného objektu.

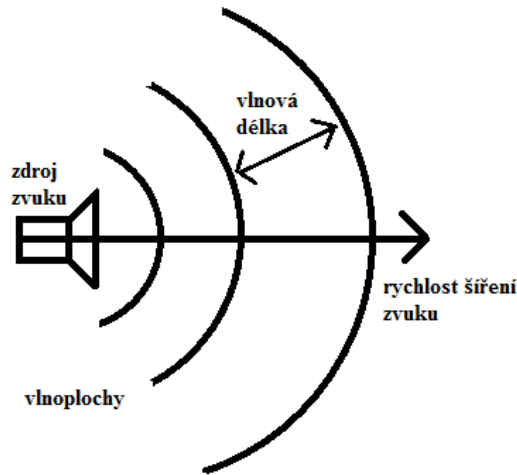
*Měřicí plocha* je fiktivní plocha v blízkosti stroje, na níž jsou umístěny měřicí body.

## 4.3 Akustické vlnění

V plynech, kapalinách i pevných látkách se šíří zvuk ve formě akustického vlnění. Podélné vlnění nastává, pokud částice kmitají ve směru šíření vlnění a vyskytuje se pouze u kapalin a plynů. Příčné vlnění nastává, pokud částice kmitají kolmo k šíření vlnění. U elastických materiálů se vyskytuje podélné i příčné vlnění. Částice se nepohybují se šířícím se vlněním, ale kmitají kolem svých rovnovážných poloh. Ve vzduchu se akustická vlna



pohybuje rychlostí cca  $340 \text{ m/s}$ <sup>12</sup>. Akustické vlnění postupuje prostředím od zdroje zvuku ve vlnoplochách (viz obr. č. 6). Vlnoplocha se vyznačuje tím, že ve všech jejích bodech je v daném okamžiku stejný akustický stav.



Obr. č. 6: Vlnoplochy

Hmotné body plynného nebo kapalného prostředí jsou vzájemně ovlivňovány mezimolekulárními silami, které mohou být ve schématu nahrazeny pružinami. V klidové situaci jsou všechny pružiny mezi hmotnými body stejně stlačeny. Vychýlením prvního bodu z rovnovážné polohy ve směru šíření vlnění nastane v důsledku pružné vazby pohyb i ostatních bodů<sup>13</sup> (viz obr. č. 7).



Obr. č. 7: Šíření podélného vlnění

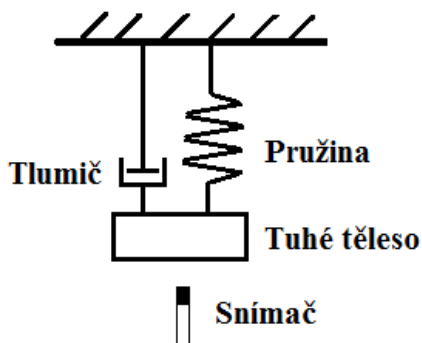
Nejjednodušším případem akustického vlnění je harmonické vlnění. I složité neharmonické průběhy je možno pomocí Fourierovy analýzy rozložit na funkce harmonické.

<sup>12</sup> Nový Richard: Hluk a chvění, Česká technika – nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 2009, ISBN 978-80-01-04347-9, kapitola 2.1, str. 21

<sup>13</sup> Serway A. Raymond, Jewett W. John: Physics for Scientists and Engineers, Thomson Brooks/Cole, USA 2004, 6. vydání, ISBN 0534408427, kapitola 16.1, str. 488

#### 4.4 Harmonický oscilátor

Nejjednodušším oscilátorem je pevné těleso zavěšené na pružině (viz obr. č. 8). Tento oscilátor může vykonávat pohyb pouze ve vertikálním směru (nahoru a dolů), tzn. má jeden stupeň volnosti.



Obr. č. 8: Harmonický oscilátor

Křivka závislosti velikosti výchylky na čase je harmonická funkce (viz obr. č. 9). Tuto křivku by bylo možné získat například pomocí snímače, který by měřil vzdálenost od tělesa v závislosti na čase. Velikost výchylky v závislosti na čase je rovna:

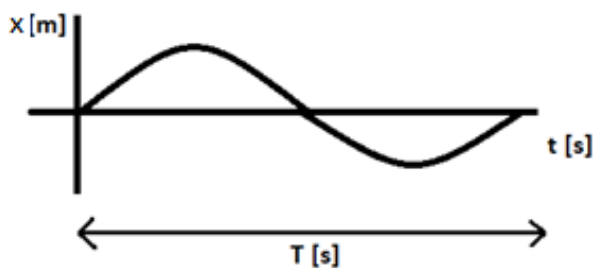
$$x = x_0 \sin(\omega t) \quad (4.4.1)$$

kde:

$\omega$	[rad/s]	vlastní úhlový kmitočet, $\omega=2\pi f$
$x_0$	[m]	amplituda kmitání
$t$	[s]	čas

Perioda  $T$  je čas potřebný pro těleso, aby dokončilo jeden celý kmitavý pohyb. Frekvence je počet kmitavých pohybů za sekundu.

$$f = \frac{1}{T} \quad (4.4.2)$$



Obr. č. 9: Křivka harmonické funkce

## 4.5 Akustické veličiny

### 4.5.1 Akustická výchylka

Akustická výchylka je vektorová veličina charakterizující okamžitou vzdálenost částice prostředí od její rovnovážné polohy. Značí se písmenem  $u$  a je udávána v metrech.

$$u = u_0 \sin(\omega t + \varphi_0) \quad (4.5.1.1)$$

kde:

$u_0$	[m]	amplituda akustické výchylky
$\varphi_0$	[rad]	fázový úhel

Rychlost šíření rozruchu se nazývá rychlostí zvuku, značí se písmenem  $c$  a je udávána v metrech za sekundu.

Pro určení okamžité akustické výchylky je nutné stanovit odlehlost  $y$  od počátku šíření vlnění a čas  $\Delta t$ , který je nutný k uražení této dráhy rychlostí zvuku.

$$\Delta t = \frac{y}{c} \quad (4.5.1.2)$$

kde:

$y$	[m]	odlehlost od počátku šíření akustického vlnění
$c$	[m/s]	rychlost šíření akustické vlny

Pro výchylku kmitajícího bodu je potom možno napsat:

$$u = u_0 \sin \omega(t \pm \frac{y}{c}) \quad (4.5.1.3)$$

Záporné znaménko je ve vzorci uvedeno pro šíření akustické vlny v kladném smyslu, kladné znaménko naopak.

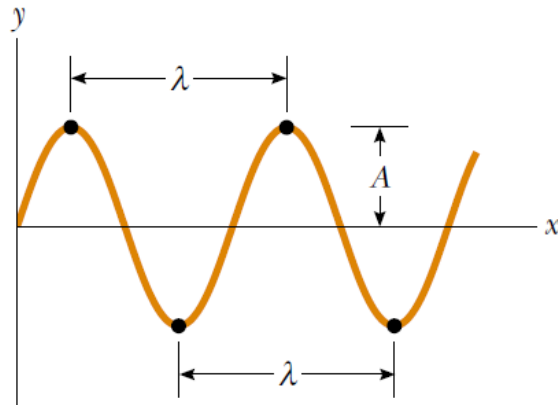
### 4.5.2 Vlnová délka

Vlnová délka  $\lambda$  je vzdálenost mezi dvěma body akustické vlny, v nichž je v daném časovém okamžiku stejný akustický stav (viz obr. č. 10). Mezi délkou vlny, frekvencí a rychlostí šíření zvuku platí vztah:

$$\lambda f = c \quad (4.5.2.1)$$

kde:

$f$  [Hz] frekvence kmitání



Obr. č. 10: Vlnová délka

### 4.5.3 Akustická rychlost

Akustická rychlost je rychlost, s jakou kmitají částice prostředí, v němž se šíří akustické vlnění. Označuje se písmenem  $v$  a jednotkou jsou metry za sekundu. Výraz pro její výpočet se získá parciální derivací akustické výchylky podle času.

$$v = \frac{du}{dt} = \omega u_0 \cos \left[ \omega \left( t \pm \frac{y}{c} \right) \right] \quad (4.5.3.1)$$

Součin amplitudy výchylky a kruhové frekvence dává amplitudu akustické rychlosti.

$$v_0 = \omega u_0 \quad (4.5.3.2)$$

Například akustická rychlost ve vzduchu je o mnoho řádů menší než rychlost šíření zvuku.

### 4.5.4 Akustický tlak

Při šíření vlnění dle obr. č. 7 lze v bodové řadě najít místa, kde dochází ke shluku většího počtu kmitajících bodů a naopak místa, kde je menší hustota kmitajících bodů. Těmto místům odpovídají v kapalinách a plynech místa přetlaku a podtlaku a dochází ke změnám celkového statického tlaku.

Základní akustickou veličinou je tlak, jeho jednotkou je pascal. Akustický tlak je skalární veličina, má vlnový charakter a je přímo měřitelný. Celkový statický tlak je součet středního barometrického tlaku a tlaku akustického. Hodnota barometrického tlaku je přibližně 100000 Pa, kdežto akustický tlak je mnohonásobně nižší. Hodnoty slyšitelné lidským uchem se pohybují od  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa (práh slyšitelnosti). Pro harmonický průběh akustického tlaku je možné psát:

$$p = p_0 \cos \left[ \omega \left( t \pm \frac{y}{c} \right) \right] \quad (4.5.4.1)$$

kde:

$p_0$  [Pa] amplituda akustického tlaku

Pro plyny a kapaliny platí, že změna tlaku je úměrná modulu objemové pružnosti  $K$  a podílu změny objemu ku celkovému objemu plynu nebo kapaliny:

$$\Delta p = -K \frac{\Delta V}{V} \quad (4.5.4.2)$$

kde:

$\Delta p$  [Pa] změna tlaku  
 $K$  [-] modul objemové pružnosti  
 $\Delta V$  [m<sup>3</sup>] změna objemu kapaliny nebo plynu  
 $V$  [m<sup>3</sup>] objem kapaliny nebo plynu

Modul objemové pružnosti závisí na rychlosti šíření vlnění a hustotě prostředí dle vzorce:

$$K = c^2 \rho \quad (4.5.4.3)$$

kde:

$\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] hustota prostředí

Pro nekonečně malý element prostředí  $dy$  platí:

$$p = -K \frac{du}{dy} \quad (4.5.4.4)$$

Parciální derivací akustické výchylky  $u$  dle  $y$  je možno získat výraz:

$$\frac{du}{dy} = u_0 \left( -\frac{\omega}{c} \right) \cos \left[ \omega \left( t - \frac{y}{c} \right) \right] \quad (4.5.4.5)$$

Po dosazení za  $K$  a  $du/dy$  do vzorce č. 4.5.4.4 dostaneme:

$$p = -c^2 \rho u_0 \left( -\frac{\omega}{c} \right) \cos \left[ \omega \left( t - \frac{y}{c} \right) \right] = u_0 \omega \rho c \cos \left[ \omega \left( t - \frac{y}{c} \right) \right] \quad (4.5.4.6)$$

kde:

$u_0 \omega \rho c = p_0$  představuje amplitudu akustického tlaku

Akustické veličiny jsou zpravidla měřeny v hladinách  $L$  (z anglického slova level = hladina) a jejich jednotkou je decibel [dB]. Hladina akustického tlaku se značí  $L_p$  a výpočet se provádí logaritmem poměru efektivní hodnoty akustického tlaku k referenčnímu tlaku.

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0} \quad (4.5.4.7)$$

kde:

$p_0$	[Pa]	referenční akustický tlak, $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Pa
$p$	[Pa]	sledovaný akustický tlak
$L_p = 0$ dB		práh slyšitelnosti
$L_p = 140$ dB		práh bolesti

Pokud bude měřený tlak roven tlaku referenčnímu  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa, dostaneme výsledek roven nule decibelů, což je nejnižší hladina hluku, kterou je lidské ucho zdravého člověka schopno zachytit při kmitočtu 1 kHz. Pro hodnotu tlaku  $2 \cdot 10^2$  Pa dostaneme výsledek 140 dB, při jehož překročení by již došlo k trvalému poškození sluchu.

Velké rozpětí tlaků je dáno lidskou fyziologií a evolucí. Aby člověk mohl vnímat zvuky velmi tiché (např. šustění listí pod kořistí) a velmi hlasité (většinou předznamenávající nebezpečí), musel se lidský sluch patřičně uzpůsobit. Velké rozpětí je důvod, proč je hluk měřen v decibelech. Podle Fechner-Weberova zákona roste velikost zvukového počítku aritmetickou řadou, roste-li vnější fyzikální popud řadou geometrickou<sup>14</sup>. Odezva lidského ucha na zvukové podněty není lineární, ale logaritmická.

#### 4.5.5 Akustický výkon

Pro definování množství energie přenášené prostorem akustickou vlnou lze odvodit hodnotu akustického výkonu. Akustický výkon se značí  $W$  a udává se ve wattech. Výkon je dán součinem síly a rychlosti. Pokud se za sílu  $F$  dosadí součin akustického tlaku a plochy, na kterou působí, získá se vzorec:

$$W = F v = p v S \quad (4.5.5.1)$$

<sup>14</sup> Beran Vlastimil: Chvění a hluk, Západočeská univerzita v Plzni 2010, ISBN 978-80-7043-916-6, kapitola 8.2.2., str. 131

kde:

$p$	[Pa]	akustický tlak
$v$	[m/s]	akustická rychlost
$S$	[m <sup>2</sup> ]	plocha, na níž působí akustická vlna

Podobně jako akustický tlak, rovněž výkon se měří v hladinách. Hladina akustického výkonu je definována vztahem:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (4.5.5.2)$$

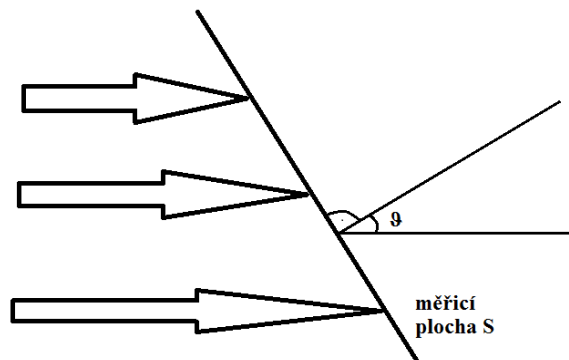
kde:

$W_0$	[W]	referenční akustický výkon, $W_0=10^{-12}$ W
$W$	[W]	sledovaný akustický výkon

Hladina akustického výkonu určuje vždy akustický výkon vyzařovaný určitým zdrojem a je to vlastnost zdroje zvuku. Hladina akustického tlaku určuje akustický děj v určitém bodě, mění se s vzdáleností posluchače od zdroje zvuku a s vlastnostmi prostředí.

Měrný akustický výkon  $N$  je vztažen na jednotku plochy a jeho jednotkou je watt na metr čtvereční. Pokud zvukový paprsek svírá s měřicí plochou  $S$  úhel  $\vartheta$  (viz obr. č. 11) je měrný akustický výkon roven:

$$N = \frac{W}{S \cos \vartheta} \quad (4.5.5.3)$$



Obr. č. 11: Zvukový paprsek procházející měřicí plochou

Pokud se zvolí měřicí plocha tak, aby byla kolmá na zvukové paprsky, což vede k  $\cos \vartheta = 1$  dostaneme:

$$N = \frac{W}{S} = \frac{p v S}{S} = p v \quad (4.5.5.4)$$

Pokud do výrazu č. 4.5.5.4 dosadíme akustickou rychlost z rovnice č. 4.5.3.1 a akustický tlak z rovnice č. 4.5.4.6, získáme vztah pro měrný akustický výkon.

$$N = \rho c \omega^2 u_0^2 \cos^2 \left[ \omega \left( t - \frac{y}{c} \right) \right] \quad (4.5.5.5)$$

#### 4.5.6 Intenzita zvuku

V technické akustice se obvykle pracuje s efektivními hodnotami a nikoliv hodnotami průměrnými nebo maximálními. Pro harmonické průběhy pak lze stanovit hodnoty akustického tlaku  $p_{ef}$  a akustické rychlosti  $v_{ef}$ .

$$p_{ef} = \frac{p_0}{\sqrt{2}} \quad (4.5.6.1)$$

$$v_{ef} = \frac{v_0}{\sqrt{2}} \quad (4.5.6.2)$$

Měrný akustický výkon je dán součinem okamžitých hodnot akustického tlaku a akustické rychlosti. Intenzita zvuku je střední hodnotou měrného akustického výkonu  $N$ . Značí se  $I$  a jednotkou je watt na metr čtvereční.

$$I = \frac{1}{T} \int_0^T N dt \quad (4.5.6.3)$$

kde:

$T$  [s] doba integrace, rovna době jedné periody

Intenzitu zvuku je možno vyjádřit jako součin efektivního akustického tlaku a efektivní akustické rychlosti:

$$I = p_{ef} v_{ef} \quad (4.5.6.4)$$

$$I = \frac{p_0}{\sqrt{2}} \frac{v_0}{\sqrt{2}} = \frac{u_0 \omega \rho c}{\sqrt{2}} \frac{u_0 \omega}{\sqrt{2}} = \frac{p_0^2}{2 \rho c} \quad (4.5.6.5)$$

Vzorec č. 4.5.6.5 je možno psát rovněž ve tvaru:

$$I = \frac{p_0^2}{2 \rho c} = \frac{p_{ef}^2 \sqrt{2}^2}{2 \rho c} = \frac{p_{ef}^2}{\rho c} \quad (4.5.6.6)$$

Akustická intenzita nebo také tok akustické energie je vektor, který popisuje velikost a směr toku energie v uvažovaném místě.



V technické akustice lze měřit pouze akustický tlak a nikoliv akustickou rychlost. Poměr mezi akustickým tlakem a rychlostí je však konstantní, a proto je možné zavést pojem měrný vlnový odpor prostředí, kterým se šíří akustická vlna [ $\text{kg m}^{-2} \text{s}^{-1}$ ].

$$Z = \frac{p_{\text{ef}}}{v_{\text{ef}}} = \frac{\frac{p_0}{\sqrt{2}}}{\frac{v_0}{\sqrt{2}}} = \frac{u_0 \omega \rho c}{\frac{u_0 \omega}{\sqrt{2}}} = \rho c \quad (4.5.6.7)$$

V technické akustice jsou veličiny většinou měřeny v efektivních hodnotách, a proto v dalších výpočtech bude index *ef* vynechán.

Hladina intenzity zvuku je definována vztahem:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (4.5.6.8)$$

kde:

$I_0$	[W/m <sup>2</sup> ]	referenční hladina intenzity zvuku, $I_0=10^{-12}$ [W/m <sup>2</sup> ]
$I$	[W/m <sup>2</sup> ]	intenzita zvuku sledovaného akustického signálu

Za použití výrazu č. 4.5.6.6 je možno tuto rovnici přepsat ve tvaru:

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 10 \log \frac{\frac{p^2}{\rho c}}{\frac{p_0^2}{\rho_0 c_0}} = 20 \log \frac{p}{p_0} + 10 \log \frac{\rho_0 c_0}{\rho c} \quad (4.5.6.9)$$

Při běžných klimatických podmínkách ve volném poli má poslední člen rovnice hodnotu -0,2 dB, takže vztah lze zjednodušit do tvaru:

$$L_{I1} = L_p - 0,2 \cong L_p \quad (4.5.6.10)$$

Na základě tohoto vzorce je možné přímo určovat hladinu intenzity zvuku na základě měření akustického tlaku. Rozdíl -0,2 dB je možno zanedbat.

Pro stanovení akustického výkonu zdroje vyzářujícího akustickou energii rovnoměrně do všech směrů se v jeho blízkosti nadefinuje měřicí plocha  $S$  [m<sup>2</sup>]. Na této ploše je možné stanovit měřením intenzitu zvuku. Veškerý akustický výkon vyzářený zdrojem musí projít měřicí plochou, takže platí:

$$W = IS \quad (4.5.6.11)$$

Dosazením tohoto vztahu do rovnice č. 4.5.5.2 se získá:

$$L_w = 10 \log \frac{W}{W_0} = 10 \log \frac{IS}{I_0 S_0} = 10 \log \frac{I}{I_0} + 10 \log \frac{S}{S_0} = L_p + 10 \log \frac{S}{S_0} \quad (4.5.6.12)$$

kde:

$S_0$  [m<sup>2</sup>] referenční plocha,  $S_0=1\text{m}^2$

#### 4.6 Měření akustického tlaku

Jak již bylo uvedeno, jedinou přímo měřitelnou akustickou veličinou je tlak. Zařízení pro měření akustického tlaku se nazývá hlukoměr (viz obr. č. 12). Mikrofon, jenž je součástí hlukoměru, snímá hodnotu akustického tlaku a převádí ji na elektrickou veličinu. Nejrozšířenějším typem jsou kapacitní mikrofony, a to především pro jejich vysokou citlivost a konstrukční jednoduchost. Výběr mikrofonu závisí na frekvenčním rozsahu, citlivosti (mV/Pa) a typu zvukového pole (odrazivé/volné). Dalšími součástmi hlukoměrů jsou předzesilovač, detektor přetížení, váhové filtry, zesilovač, detektor efektivní hodnoty, paměťové a indikační zařízení. Součástí většiny dnešních hlukoměrů je i výstup na PC. Součástí příslušenství bývá i software pro zobrazení a vyhodnocení výsledků.

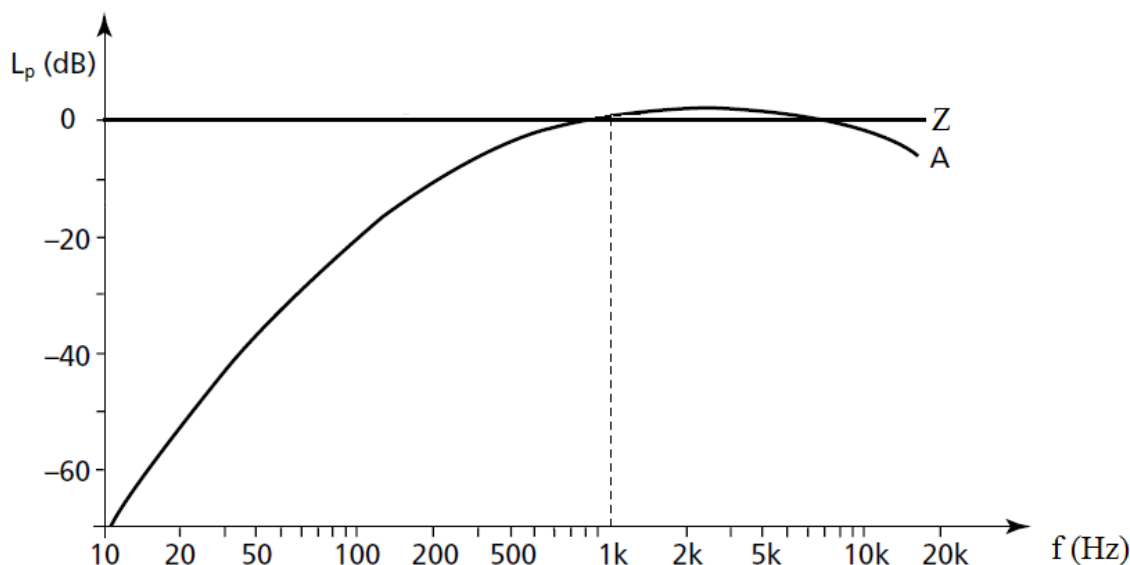


Obr. č. 12: Hlukoměr

##### 4.6.1 Hladina akustického tlaku A

Lidské ucho vnímá hluk o různých kmitočtech nestejně citlivě. Nejcitlivější je na hluk o kmitočtech v blízkosti 2000 Hz, nejméně citlivé je na hluky o nízkém kmitočtu blízkém infrazvuku a vysoké kmitočty blízké ultrazvuku. Na tomto principu je založeno měření dle váhových filtrů. Váhové filtry snižují nebo zvyšují hladinu hluku pro určité frekvence stejně jako lidské ucho, tzn. zeslabují nízké a vysoké frekvence. Nejpoužívanější je váhový filtr A. Váhový filtr typu Z je bez relativního zisku, a je tedy konstantní pro celé frekvenční

spektrum. Na frekvenci 1000 Hz se obě křivky protínají, zisk nebo útlum při měření dle váhového filtru A je roven nule<sup>15</sup> (viz obr. č. 13).



Obr. č. 13: Váhový filtr A

#### 4.6.2 Ekvivalentní hladina akustického tlaku

V případech, kdy hluk výrazněji kolísá s časem, není možné jednočíselně charakterizovat hlukovou situaci hladinou akustického tlaku A. Proto byla pro hodnocení proměnných akustických signálů zavedena ekvivalentní hladina akustického tlaku A,  $L_{Aeq,T}$  [dB]. Je to fiktivní ustálená hladina akustického tlaku A, která má na člověka během sledovaného časového úseku  $T$  stejné účinky jako proměnlivá hladina akustického tlaku A. Celkový negativní účinek hluku je úměrný celkové emisi akustické energie za sledovaný čas  $T$  dle rovnice:

$$L_{Aeq,T} = 10 \log \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} \frac{p_A^2(\tau)}{p_0^2} dt \right] = 10 \log \left[ \frac{1}{T} \int_0^T 10^{0,1L_{pA}} dt \right] \quad (4.6.2.1)$$

kde:

$p_A(\tau)$  [Pa]                      okamžitý akustický tlak A zvukového signálu

<sup>15</sup> Acoustics – Volume 1: General aspects of acoustics / Methods of noise measurements in general / Noise with respect to human being, International Organization of Standardization, France 1995, ISO Standards Handbook, ISBN 92-67-10221-4, část 2, příloha B, str. 173

### 4.6.3 Hluk pozadí

Hlukem pozadí se označuje každý měřený hluk mimo hluku vyzařovaného zkoumaným objektem. Při zkoušení turbogenerátorů je hlukem pozadí například hluk pohonného motoru, hluk způsobený jinými výrobními činnostmi v blízkosti měřeného stroje a podobně. V ideálním případě se hluk pozadí sníží tak, aby rozdíl celkové hladiny akustického tlaku a hladiny hluku pozadí byl větší než 15 dB. Pak je možné hluk pozadí zanedbat, neboť změřená hladina akustického tlaku nebude hlukem pozadí ovlivněna. Jednou z možností snížení hladiny akustického tlaku je například zakrytí pohonného motoru protihlukovými panely (viz obr. č. 14)



Obr. č. 14: Snížení hluku pozadí protihlukovým krytem

Sčítání dvou a více akustických tlaků je možné pomocí vzorce:

$$L_p = 10 \log \sum_{i=1}^n \frac{p_i^2}{p_0^2} \quad (4.6.3.1)$$

Výsledná hladina akustického tlaku je rovna:

$$L_p = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{pi}} \quad (4.6.3.2)$$

kde:

$n$	[-]	počet měření
$L_{pi}$	[dB]	hladina akustického tlaku pro $i$ -té měření

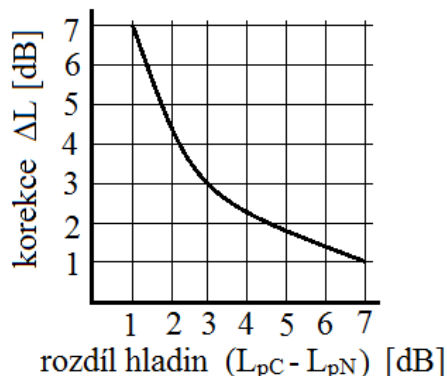
Pokud označíme hladinu hluku pozadí  $L_{pN}$  a hladinu hluku vyvolanou měřeným objektem  $L_p$ , bude celková hladina akustického tlaku  $L_{pC}$  rovna:

$$L_{pC} = 10 \log(10^{0,1L_p} + 10^{0,1L_{pN}}) \quad (4.6.3.3)$$

Výsledná hladina zkoumaného objektu po odečtení hluku pozadí:

$$L_p = L_{pC} + 10 \log[1 - 10^{-0,1(L_{pC} - L_{pN})}] \quad (4.6.3.4)$$

Korekci na hluk pozadí  $\Delta L$  lze odečíst z obrázku č. 15.



Obr. č. 15: Korekce na hluk pozadí

#### 4.6.4 Výpočet průměrné hladiny akustického tlaku na měřicí ploše

Měřicí plocha je část roviny obklopující stroj ve vzdálenosti 1 metr od jeho povrchu, na níž jsou umístěny měřicí body. Průměrná hladina akustického tlaku na měřicí ploše se vypočítá dle vzorce:

$$\bar{L}_p = 10 \log\left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{0,1L_{pi}}\right] \quad (4.6.4.1)$$

kde:

n	[-]	počet poloh mikrofonu
$L_{pi}$	[dB]	hladina akustického tlaku v $i$ -té poloze mikrofonu

#### 4.6.5 Měření akustického tlaku v uzavřeném prostoru

V technické akustice je pole označováno prostředím, ve kterém se nachází zkoušený objekt a v němž se šíří akustické vlnění. Volným polem je nazýváno prostředí, ve kterém se vyskytuje pouze jedna odrazivá rovina a na té je umístěn měřený stroj. V praxi se však často setkáváme s případy, kdy je měřený stroj umístěn v uzavřeném prostoru. Začne-li zdroj zvuku vyzařovat akustickou energii, bude se energie šířit všemi směry, dokud nenarazí na překážku, ve většině případů stěnu místnosti. Část energie se pak odrazí nazpět do prostoru místnosti. Vznikají tím odražené vlny, jejichž dráhy se navzájem kříží a překrývají. Stanovení korekci pro odrazivé prostory je popsáno v mezinárodních normách, viz kapitola 4.8.

## 4.7 Nejistoty měření

*Nejistota měření*<sup>16</sup> (výsledku měření) je takový nezáporný parametr, který charakterizuje rozptýlení hodnot přiřazených k měřené veličině na základě určité použité informace. Nejistota se udává nejen u výsledku měření, ale i u parametrů měřidel, u hodnot použitých konstant, atd. Uvádějí se při ověřování přístrojů, při kalibracích a jejich stanovení je metodicky ovlivněno tím, zda se vyhodnocuje:

- přímé měření jedné veličiny,
- nepřímé měření jedné veličiny,
- nepřímé měření více veličin.

Nejistota měření se obecně skládá z mnoha složek. Základem určování nejistot je statistický přístup k vyhodnocení. Předpokládá se určité (např. normální) rozdělení pravděpodobnosti, které udává, jak se může měřená hodnota odchylovat od skutečné (konvenční) hodnoty, popř. je uvedena pravděpodobnost, s jakou se skutečná hodnota může nacházet v intervalu daném nejistotou. Mírou nejistoty je *směrodatná odchylka*.

### 4.7.1 Obecná metodika určení nejistot měření<sup>17</sup>

- *Nejistoty řešené způsobem A* (značené  $u_A$ ), které jsou způsobeny většinou náhodnými chybami, a určí se statistickou analýzou naměřených hodnot získaných za přesně definovaných podmínek měření. Zde se uplatňuje přístup matematicko-statistický.
- *Nejistoty řešené způsobem B* (značené  $u_B$ ) jsou způsobeny známými nebo odhadnutelnými příčinami. Stanoví se postupy, které nejsou přímo definovány ve standardu. U složitějších zařízení při požadování zvýšené přesnosti je nutné provést podrobný rozbor vzniku chyb a z nich stanovit nejistotu způsobem B. Příčin vzniku standardních nejistot hodnocených způsobem B může být více a výsledná standardní nejistota  $u_B$  je dána jejich geometrickým součtem.
- *Kombinovaná standardní nejistota* –  $u_C$  je dána geometrickým součtem standardní

---

<sup>16</sup> Tůmová Olga: Metrologie a hodnocení procesů, BEN – technická literatura, Praha 2009, ISBN 978-80-7300-249-7, kapitola 4.4, str. 116

<sup>17</sup> Tůmová Olga: Metrologie a hodnocení procesů, BEN – technická literatura, Praha 2009, ISBN 978-80-7300-249-7, kapitola 4.4, str. 116 až 121

nejistoty typu A a standardní nejistoty typu B.

Při normálním rozdělení hustoty pravděpodobnosti  $N(\mu, \sigma^2)$  měřené veličiny za specifických podmínek udává interval, ve kterém se vyskytuje pravá hodnota měřené veličiny s pravděpodobností  $P = 68,27\%$ :

$$u_C = \sqrt{u_A^2 + u_B^2} \quad (4.7.1.1)$$

- *Rozšířená (celková) standardní nejistota – U* se zavádí, pokud je požadována větší pravděpodobnost výskytu skutečné hodnoty

$$U = k_U u_C \quad (4.7.1.2)$$

kde:

$k_U$  [-] koeficient rozšíření (pokrytí) platí pro normální rozdělení hustoty pravděpodobnosti

#### 4.7.2 Stanovení nejistot měření hladiny akustického tlaku dle ČSN EN ISO 11204<sup>18</sup>

- Směrodatná odchylka reprodukovatelnosti  $\sigma_{R0}$  kvalifikuje různé vyzařovací charakteristiky zkoušeného stroje a různé přístrojové vybavení.
- Směrodatná odchylka  $\sigma_{omc}$  kvalifikuje nejistotu související s nestabilitou provozních a montážních podmínek pro konkrétní zkoušený stroj.
- Nejistota měření hladiny akustického tlaku  $u(L_p)$  v decibelech je rovna celkové směrodatné odchylce  $\sigma_{tot}$ . Směrodatná odchylka se spočte dle vzorce:

$$u(L_p) = \sigma_{tot} = \sqrt{\sigma_{R0}^2 + \sigma_{omc}^2} \quad (4.7.2.1)$$

#### 4.8 Přehled nepoužívanějších norem z oblasti technické akustiky

*ČSN EN ISO 11200 Akustika – Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními – Směrnice pro používání základních norem pro určování hladin emisního akustického tlaku na stanovišti obsluhy a dalších stanovených místech:* Norma udává přehled akustických veličin a uvádí postup výběru vhodné mezinárodní normy pro určování hladin emisního akustického tlaku.

<sup>18</sup> Akustika - Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními – Určování hladin emisního akustického tlaku na stanovišti obsluhy a dalších stanovených místech s použitím přesných korekcí na prostředí, ČSN EN ISO 11204, Česká technická norma, 2010, kapitola 11.1, str. 22

*ČSN EN ISO 11204 Akustika - Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními – Směrnice pro používání základních norem pro určování hladin emisního akustického tlaku na stanovišti obsluhy a dalších stanovených místech s použitím přesných korekcí na prostředí:* Norma stanovuje měření a výpočet hluku pozadí, korekce na vliv prostředí, postupy pro instalaci a provoz zkoušeného stroje a postup výpočtu nejistoty měření.

*ČSN EN ISO 3744 Akustika – Určování hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku – Technická metoda ve volném poli nad odrazivou rovinou:* Norma stanovuje výběr měřicí plochy v okolí měřeného stroje a výpočet hladiny akustického tlaku na měřicí ploše a hladiny akustického výkonu.

#### **4.9 Aplikace pro zobrazení hladin akustického tlaku pomocí 3D modelu**

Emise hluku elektrických točivých strojů se dle normy měří jako hladiny akustického tlaku na měřicí ploše. Měřicí plocha je vzdálena jeden metr od pláště stroje a jsou na ní umístěny měřicí body. Body vytvářejí síť obklopující stroj. Vzdálenost mezi měřicími body byla zvolena 0,5 metru. Dle normy se v těchto bodech měří hladiny akustického tlaku, jež se po skončení měření zapíše do tabulky, a z naměřených hodnot se spočte průměrná hladina akustického tlaku<sup>19</sup>. Z průměrné hladiny akustického tlaku se dále vypočítá hladina akustického výkonu přes měřicí plochu.

Tento postup je dostačující například pro předání informace zákazníkovi, zda stroj vyhověl nebo nevyhověl smluvním požadavkům. Ve výrobní praxi však často nastává situace, kdy je potřeba provést důkladnější analýzu naměřených hodnot ve všech měřicích bodech. Pro výrobce není dostačující informace, zda stroj vyhověl nebo nevyhověl požadavkům zákazníka, ale důležité je rovněž rozložení hladin akustického tlaku v relaci k jednotlivým částem stroje. Na základě analýzy těchto hodnot je pak možné provést takové úpravy stroje, které by celkové emise hluku snížily na co nejnižší úroveň. V případě, kdy jsou emise hluku nad rámec smluvních požadavků, je potřeba nalézt pozice, ve kterých hladiny akustického dosahují nejvyšší úrovně. Promítnutí těchto pozic na povrch stroje pomůže najít části, které se na zvýšení emisí hluku podílejí v nejvyšší míře.

Především při vývojových zkouškách nového typu stroje jsou často na stroji nalezeny části, jež jsou při jmenovitých parametrech stroje v rezonanci a výrazně zvyšují celkové emise

---

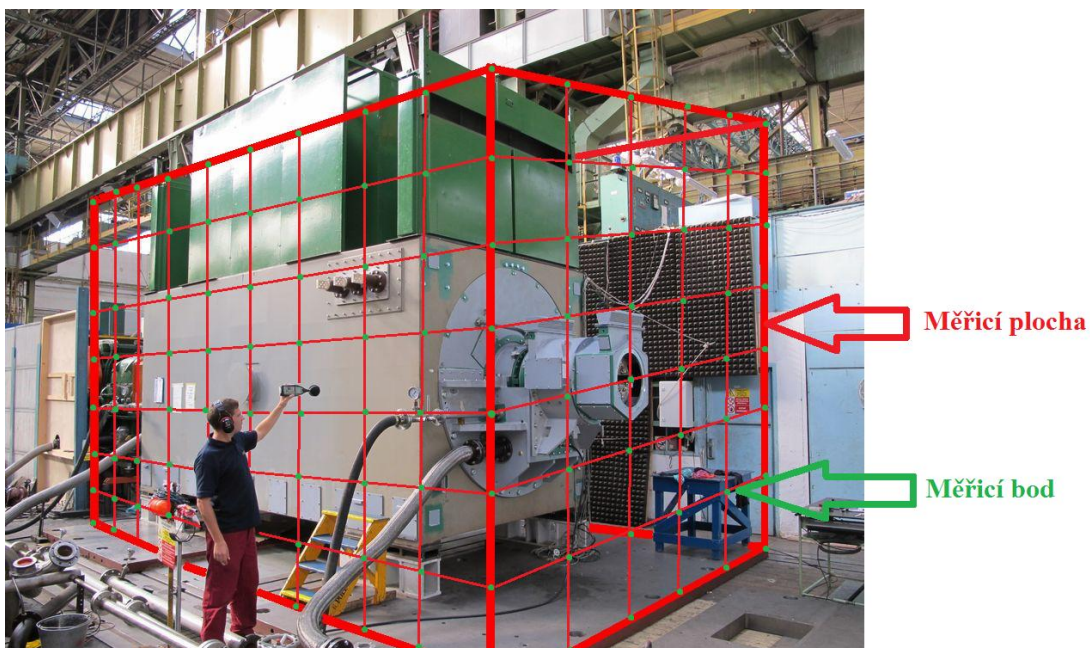
<sup>19</sup> Akustika – Určování hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku – Technická metoda ve volném poli nad odrazivou rovinou, ČSN EN ISO 3744, Česká technická norma, 2010, kapitola 7.5.3, str. 19



hluku točivého stroje. Na stroji je nutné provést konstrukční zásah a provést analýzu jeho účinnosti porovnáním naměřených hodnot před a po zásahu.

Pro zjednodušení a zefektivnění analýzy naměřených hodnot byla v programu MATLAB vytvořena aplikace pro zobrazení hladin akustického tlaku pomocí 3D grafu. V okolí modelu točivého stroje byl vytvořen 3D graf, v němž bylo vyneseno rozložení hladin akustického tlaku na měřicí ploše. Při tomto způsobu zobrazení je možné najít přímou spojitost mezi hladinou akustického tlaku v určitém bodě na měřicí ploše a částí stroje, jež je v blízkosti toho bodu. Další funkcí této aplikace je porovnávání hladin akustického tlaku před a po provedení úprav, a tím zjednodušení posouzení účinnosti provedených úprav v každém měřicím bodě.

Měření bylo provedeno ve výrobním závodě BRUSH SEM s.r.o. na turbogenerátoru o výkonu cca 50 MW. Měřicí plochy byly definovány u pravého boku stroje při pohledu na spojku a u čelní části stroje, ve které se nachází bezkartáčový budič. Na ploše u čelní části bylo rozvrženo 48 měřicích bodů, na ploše u boku stroje 80 měřicích bodů. V každém tomto bodě byl změřen akustický tlak pomocí hlukoměru Bruel Kjaer typu 2250 (viz obr. č. 16).



Obr. č. 16: Měření hladin akustického tlaku

Měření ve všech bodech bylo provedeno dvakrát. Nejprve byly změřeny emise hluku na stroji bez jakýchkoliv konstrukčních zásahů (měření č. 1) a následně po jejich provedení (měření č. 2). Provedení a pozice těchto zásahů bude popsáno v kapitole o měření vibrací.

Změřené hodnoty na obou plochách byly zapsány do tabulek, v kterých byl rovněž uveden akustický výkon (viz tab. č. 2, 3, 4 a 5).

Měření č. 1:

Tab. č. 2: Měření č. 1 – čelní část stroje

<b>Plocha - čelo stroje</b>						
<b>výška [m]</b>	<b>hladiny akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>					
<b>3,5</b>	83,85	85,20	86,85	86,99	85,31	85,23
<b>3,0</b>	83,84	85,13	86,50	88,45	86,22	85,03
<b>2,5</b>	85,40	86,83	87,94	87,76	86,04	84,82
<b>2,0</b>	84,57	86,35	87,50	89,56	88,18	86,87
<b>1,5</b>	86,34	87,84	89,81	89,64	87,52	86,37
<b>1,0</b>	84,87	86,42	88,37	87,95	86,32	85,25
<b>0,5</b>	83,48	85,34	86,36	88,31	86,85	85,02
<b>0,0</b>	83,71	84,67	86,85	86,37	84,87	83,19
<b>délka [m]</b>	<b>0,0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>
<b>akustický výkon na měřicí ploše 96,02 dB</b>						

Tab. č. 3: Měření č. 1 – boční část stroje

<b>Plocha - bok stroje</b>										
<b>výška [m]</b>	<b>hladiny akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>									
<b>3,5</b>	83,19	84,98	85,02	86,96	86,83	86,28	85,24	85,48	85,35	83,85
<b>3,0</b>	83,33	85,18	86,21	86,34	86,34	86,28	86,53	86,93	84,55	83,84
<b>2,5</b>	84,68	84,73	86,23	88,34	88,44	87,52	87,74	86,37	84,77	85,40
<b>2,0</b>	85,43	86,94	88,00	89,89	89,05	89,40	89,43	87,69	84,72	84,57
<b>1,5</b>	85,46	86,58	88,40	89,04	89,26	89,79	89,95	88,33	86,14	86,34
<b>1,0</b>	83,68	84,64	86,18	88,17	88,42	88,38	88,36	86,16	85,39	84,87
<b>0,5</b>	83,50	85,16	86,54	86,92	86,51	86,52	86,28	86,51	84,72	83,48
<b>0,0</b>	83,31	83,96	86,34	88,18	84,77	85,22	84,81	84,81	83,39	83,71
<b>délka [m]</b>	<b>0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>	<b>3,0</b>	<b>3,5</b>	<b>4,0</b>	<b>4,5</b>
<b>akustický výkon na měřicí ploše 98,55 dB</b>										

Měření č. 2:

Tab. č. 4: Měření č. 2 – čelní část stroje

<b>Plocha - čelo stroje</b>						
<b>výška [m]</b>	<b>hladiny akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>					
<b>3,5</b>	82,71	83,77	84,32	84,72	83,21	83,09
<b>3,0</b>	82,73	83,94	84,50	85,84	84,02	83,61
<b>2,5</b>	83,59	84,15	85,19	85,71	84,06	83,47
<b>2,0</b>	83,25	84,81	85,85	86,26	85,52	84,47
<b>1,5</b>	84,07	85,17	86,90	86,13	85,46	84,88
<b>1,0</b>	83,60	84,35	85,22	85,78	84,33	83,02
<b>0,5</b>	82,28	83,42	84,86	85,26	84,22	83,47
<b>0,0</b>	82,08	83,83	84,11	84,66	83,14	82,96
<b>délka [m]</b>	<b>0,0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>
<b>akustický výkon na měřicí ploše 93,85 dB</b>						

Tab. č. 5: Měření č. 2 – boční část stroje

<b>Plocha - bok stroje</b>										
<b>výška [m]</b>	<b>hladiny akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>									
<b>3,5</b>	82,26	83,21	83,13	84,84	84,42	84,04	83,62	83,05	83,83	82,71
<b>3,0</b>	82,95	83,79	84,88	84,07	84,76	84,86	84,59	84,42	83,05	82,73
<b>2,5</b>	83,12	83,21	84,62	85,47	85,40	85,67	85,73	84,45	83,90	83,59
<b>2,0</b>	83,99	84,93	85,56	86,81	86,42	86,69	86,47	85,69	83,49	83,25
<b>1,5</b>	83,00	84,08	85,56	86,53	86,87	86,19	86,80	85,80	84,62	84,07
<b>1,0</b>	82,23	83,21	84,08	85,66	85,48	85,66	85,30	84,45	83,52	83,60
<b>0,5</b>	82,88	83,66	84,24	84,34	84,12	84,88	84,10	84,28	83,22	82,28
<b>0,0</b>	82,53	82,03	84,53	85,49	83,12	83,22	83,22	83,36	82,37	82,08
<b>délka [m]</b>	<b>0,0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>	<b>3,0</b>	<b>3,5</b>	<b>4,0</b>	<b>4,5</b>
<b>akustický výkon na měřicí ploše 96,41 dB</b>										

V dalších tabulkách jsou zaznamenány rozdíly v obou měřeních (viz tab. č. 6 a 7).

*Rozdíl měření:*

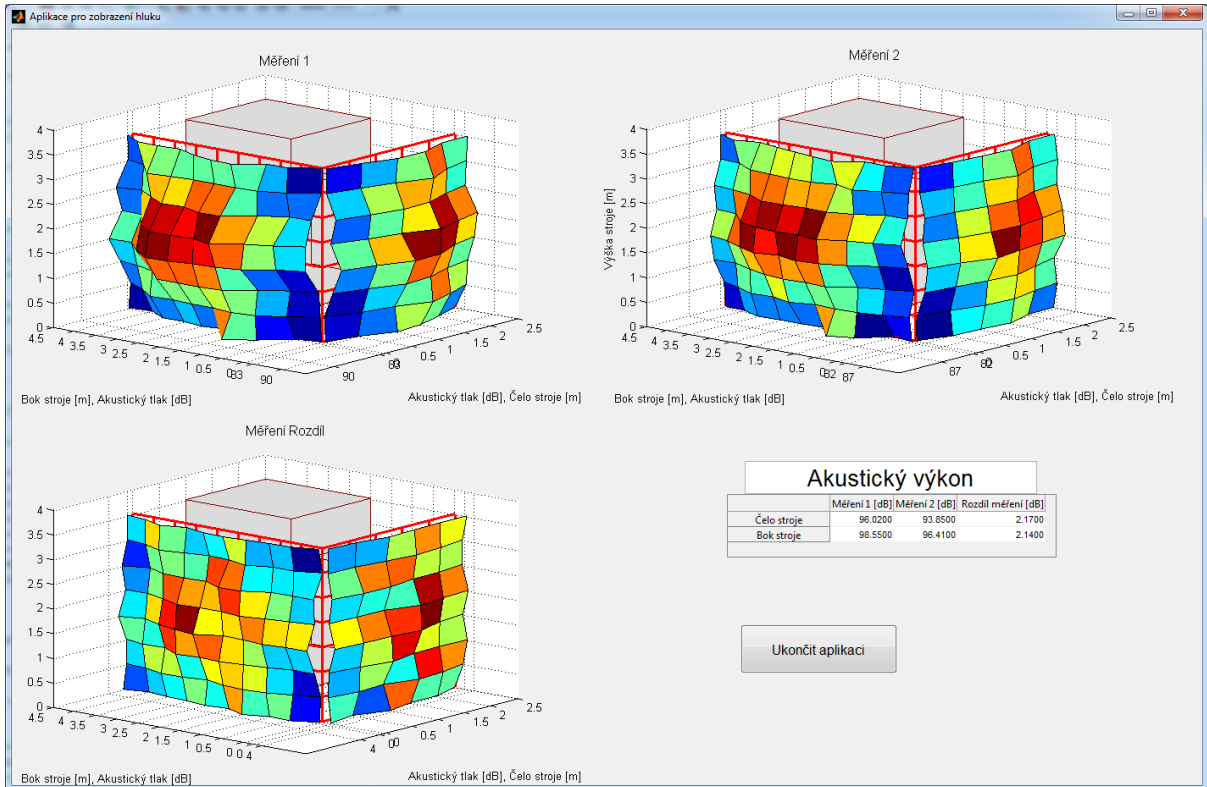
Tab. č. 6: Rozdíl měření – čelní část stroje

<b>Plocha - čelo stroje</b>						
<b>výška [m]</b>	<b>rozdíl hladin akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>					
<b>3,5</b>	1,14	1,43	2,53	2,27	2,10	2,14
<b>3,0</b>	1,11	1,19	2,00	2,61	2,21	1,42
<b>2,5</b>	1,82	2,68	2,75	2,06	1,98	1,36
<b>2,0</b>	1,32	1,53	1,65	3,30	2,66	2,40
<b>1,5</b>	2,27	2,67	2,91	3,51	2,06	1,50
<b>1,0</b>	1,27	2,07	3,15	2,17	1,99	2,24
<b>0,5</b>	1,20	1,93	1,50	3,05	2,63	1,55
<b>0,0</b>	1,63	0,85	2,74	1,71	1,72	0,23
<b>délka [m]</b>	<b>0,0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>
<b>rozdíl akustického výkonu na měřicí ploše 2,17 dB</b>						

Tab. č. 7: Rozdíl měření – boční část stroje

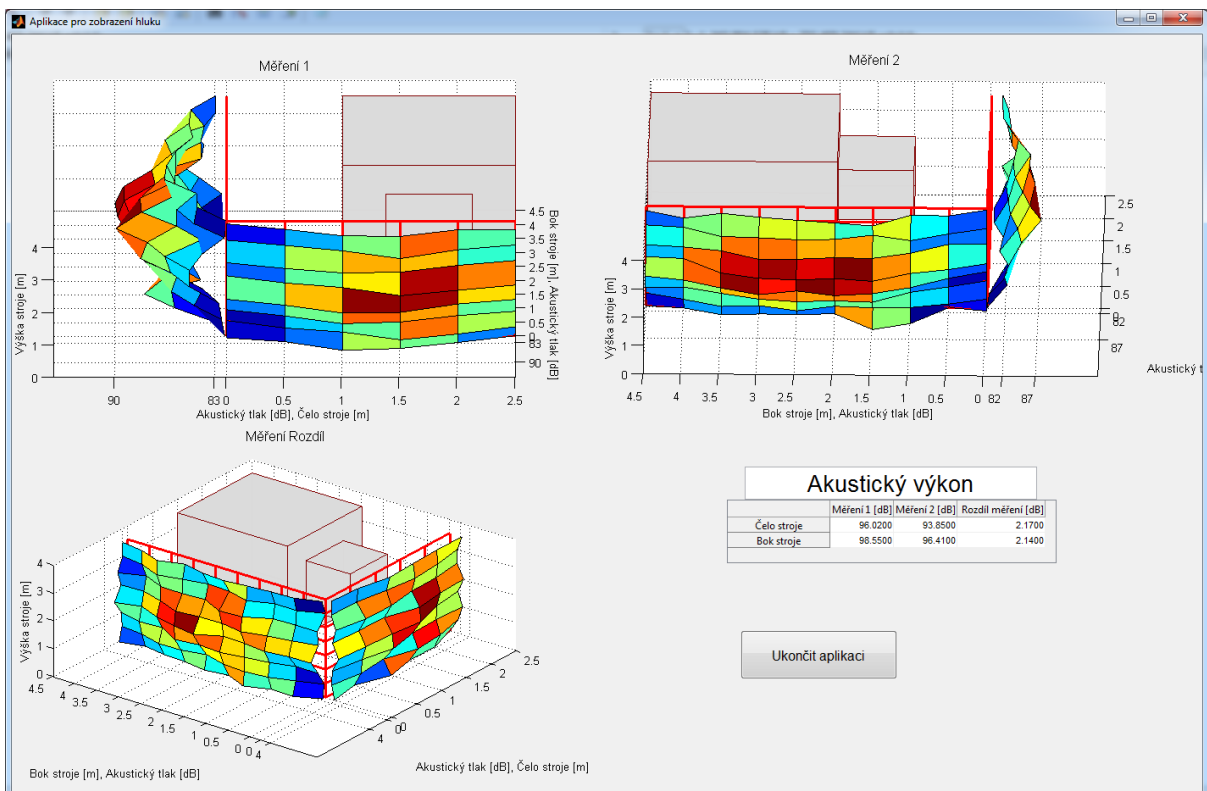
<b>Plocha - bok stroje</b>										
<b>výška [m]</b>	<b>rozdíl hladin akustického tlaku v měřicích bodech [dB]</b>									
<b>3,5</b>	0,93	1,78	1,88	2,13	2,41	2,24	1,63	2,42	1,52	1,14
<b>3,0</b>	0,38	1,39	1,34	2,27	1,58	1,42	1,95	2,50	1,50	1,11
<b>2,5</b>	1,56	1,52	1,61	2,87	3,04	1,85	2,01	1,92	0,87	1,82
<b>2,0</b>	1,45	2,01	2,45	3,08	2,63	2,71	2,96	2,00	1,24	1,32
<b>1,5</b>	2,46	2,50	2,84	2,52	2,38	3,60	3,15	2,53	1,53	2,27
<b>1,0</b>	1,45	1,43	2,10	2,51	2,94	2,72	3,06	1,71	1,87	1,27
<b>0,5</b>	0,63	1,50	2,30	2,58	2,39	1,65	2,18	2,22	1,50	1,20
<b>0,0</b>	0,78	1,93	1,81	2,69	1,64	2,00	1,59	1,45	1,02	1,63
<b>délka [m]</b>	<b>0,0</b>	<b>0,5</b>	<b>1,0</b>	<b>1,5</b>	<b>2,0</b>	<b>2,5</b>	<b>3,0</b>	<b>3,5</b>	<b>4,0</b>	<b>4,5</b>
<b>rozdíl akustického výkonu na měřicí ploše 2,14 dB</b>										

Změřené hodnoty byly načteny do programu MATLAB a zobrazeny pomocí 3D grafů. V levé horní části okna jsou 3D grafy pro měření č. 1 bez konstrukčních zásahů, v pravé horní části jsou 3D grafy pro měření č. 2 po konstrukčních zásahách a v levé dolní části okna rozdíl obou měření. V pravé spodní části jsou vypočtené hodnoty akustického výkonu na měřicích plochách (viz obr. č. 17).



Obr. č. 17: Rozložení grafů v okně aplikace

Program MATLAB umožňuje natočení grafů a pohled z jiné perspektivy (viz obr. č. 18).



Obr. č. 18: Natočení grafů pro zobrazení akustického tlaku



## 5 Měření vibrací točivých strojů

### 5.1 Úvod do měření vibrací

Provoz všech typů točivých strojů je vždy spojen s vibracemi (chvěním). Ty snižují životnost stroje, zvyšují hladinu hluku v jeho blízkosti a mohou bránit v provozu zařízení. Vibrace není možné úplně eliminovat, je však možné je snížit. Maximální hodnoty, které jsou bezpečné pro provoz stroje, stanovují mezinárodní standardy<sup>20</sup>. Tato práce se zabývá především vibracemi synchronních strojů s kluznými ložisky, neboť autor se dlouhodobě zabývá vyvažováním a zkoušením turbogenerátorů.

Na obrázku č. 19 je vzduchem chlazený turbogenerátor o výkonu cca 150 MW během zkoušení. Součástí zkoušek každého vyrobeného stroje je měření vibrací čepů, ložisek a kostry stroje. Naměřené hodnoty jsou porovnávány s kritérii dle platných mezinárodních norem.



Obr. č. 19: Turbogenerátor na zkušebním stanovišti

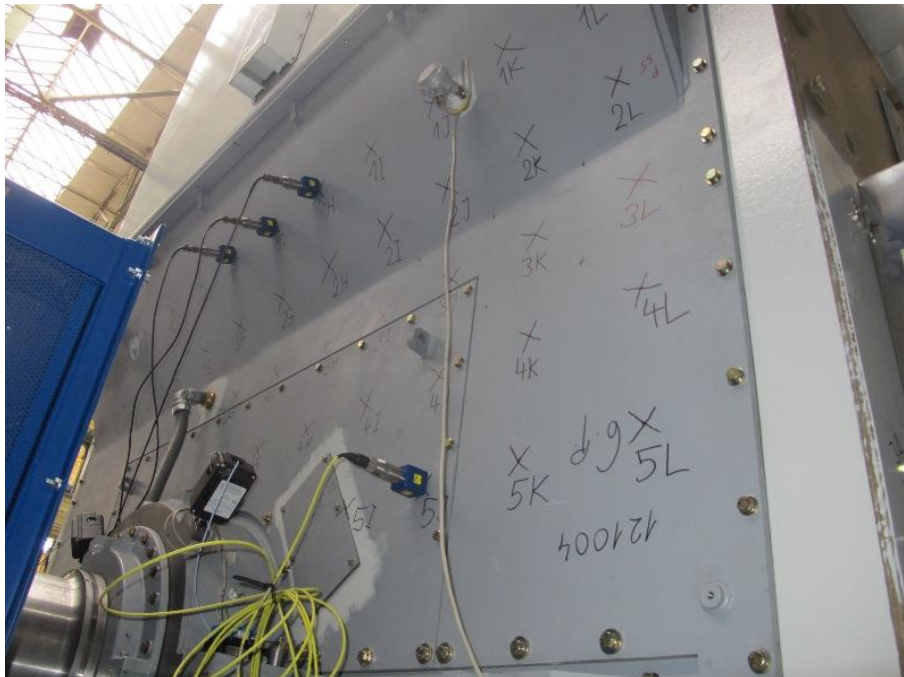
Vibrace jsou vybuzeny vektorovým součtem silového působení těchto tří zdrojů:

- nesymetrií (nevyvážeností) rotoru,
- periodickou změnou elektromagnetického pole statoru,
- prouděním chladicího média ve stroji.

<sup>20</sup> Vibrace – Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů, ČSN ISO 11342, Česká technická norma, 2000

Výsledné vibrace jsou vektorovým součtem působení těchto tří zdrojů, přenášejí se do všech částí stroje a projevují se jako periodický pohyb v řádu jednotek až tisíců mikrometrů. Ze záznamu vibrací v závislosti na čase a rychlosti otáčení rotoru je možné vyhodnotit jejich amplitudu, fázový posun vztažený ke snímači otáček, vytvořit frekvenční analýzu, polární grafy a záznam sumy vibrací a jednotlivých frekvenčních složek<sup>21</sup>. Pro vibrační diagnostiku točivých strojů je využívána kombinace těchto funkcí (nástrojů). Úkolem vibrační diagnostiky točivého stroje je zmapování jeho stavu a v případě výskytu zvýšených vibrací nalezení jejich příčiny. Na základě praktických zkušeností všech odborníků pracujících v oboru měření vibrací je možno tvrdit, že nalezení příčiny zvýšených vibrací je v mnoha případech nelehký a časově náročný úkol.

Na obrázku č. 20 je štít stroje osazený několika snímači vibrací. Na stroji probíhá vibrační diagnostika s cílem nalézt tvar kmitu štítu a pláště stroje pomocí umístění snímačů do definované sítě bodů. V místech, ve kterých se naměří vyšší vibrace, než očekává konstrukční oddělení na základě mechanických výpočtů, budou navařeny ocelové výztuhy. Tím se zvýší životnost stroje a sníží hladina hluku v jeho okolí.



Obr. č. 20: Vibrační diagnostika štítu stroje

<sup>21</sup> Zuth Daniel, Vdoleček František: Měření vibrací ve vibrodiagnostice, odborný článek publikovaný v časopise AUTOMA 1/2010, kapitola 3., str. 34, kapitola 4., str. 35

Jedním z cílů této práce je popis stávajících nástrojů vibrační diagnostiky a vytvoření nového nástroje pomocí programu MATLAB. Nový nástroj je prezentován pomocí aplikace, v níž se zobrazují data změřená ve výrobním závodě BRUSH SEM s.r.o. V aplikaci je použita nová metoda zobrazení dat pomocí 3D polárních grafů. Tyto grafy vykreslují pohyb vektoru první harmonické složky vibrací různých částí stroje v závislosti na rychlosti otáčení rotoru. Tento nový analytický nástroj umožňuje:

- Porovnávat změnu polohy vektoru první harmonické složky vibrací před a po založení vyvažovacích závaží.
- Sledovat změnu polohy vektoru první harmonické složky vibrací vůči snímači otáček při rezonanci rotoru.
- Sledovat vzájemnou polohu vektorů první harmonické složky vibrací na různých snímačích při statické, momentové a dynamické nevyváženosti rotoru.

Na velikost vibrací mají vliv především tyto faktory:

*Rotor* - míra nevyváženosti, která má vliv na velikost budící síly, dále rychlost otáčení a vlastní frekvence rotoru.

*Stator* - velikost a frekvence indukovaného napětí a vlastní frekvence všech částí statoru a základu.

Dalším faktorem ovlivňujícím velikost vibrací je například nestabilita olejového filmu v ložisku<sup>22</sup>.

V provozních podmínkách jsou vibrace stroje dlouhodobě sledovány a jejich trendy vyhodnocovány. U všech strojů dochází časem k postupnému zvyšování vibrací. Na základě trendu vibrací je možné naplánovat odstávku stroje ještě před samočinným odstavením stroje ochranami.

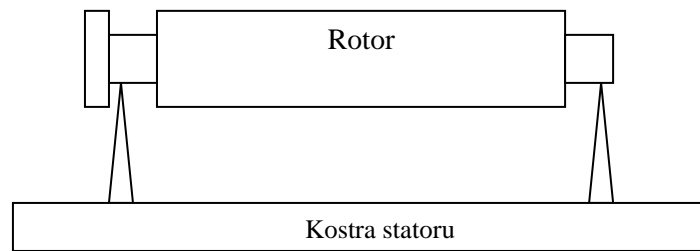
Točivý stroj je možné si představit jako mechanickou soustavu - těleso (rotor) kmitající na pružině (olejový film, ložiska a štíty stroje), (viz obr. 21). Průběh kmitů je periodický, neharmonický. Každý neharmonický průběh vibrací je možno rozložit pomocí FFT (Fast

---

<sup>22</sup> Horák Vladimír: Vibrodiagnostika turbosoustrojí, odborný článek publikovaný v časopisu Technická diagnostika 1-2/1996, kapitola 2.3, str. 19



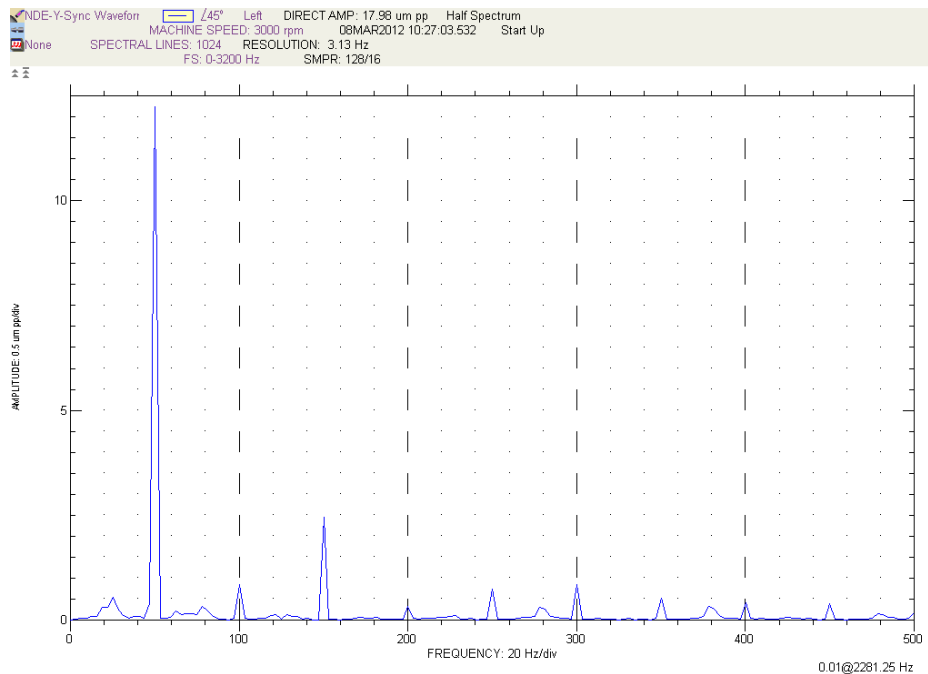
Fourier Transformation) na soubor harmonických průběhů<sup>23</sup>. Amplitudy jednotlivých harmonických složek zobrazuje frekvenční spektrum signálu.



Obr. č. 21: Točivý stroj jako pružná soustava

V obrázku č. 22 je frekvenční spektrum výchylky vibrací čepu turbogenerátoru. Maximální frekvenční rozsah na horizontální ose je nastaven na 500 Hz, neboť amplitudy vyšších frekvenčních složek než cca čtvrtá jsou většinou u dvoupólových strojů zanedbatelné. V grafu je vidět dominantní podíl první harmonické složky 50 Hz, jež je souhlasná s frekvencí otáčení stroje.

Většina grafů použitých v kapitole o měření vibrací byla exportována přímo z měřicího systému, a proto je označení jejich os v anglickém jazyce.



Obr. č. 22: Frekvenční spektrum

<sup>23</sup> Tůma Jiří: Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, Štramberk 1997, ISBN 80-901936-1-7, kapitola 5, str. 32

U dvoupólových strojů je možné zakládáním vyvažovacích závaží ovlivnit pouze první harmonickou složku. Ostatní harmonické složky je možno ovlivnit především podílem tuhosti rotoru v ose pólů a ose na ní kolmé a rovněž vlastní frekvencí základů, ke kterým je stroj ukotven.

S vibracemi točivých strojů je nutno počítat již od fáze návrhu stroje. Na základě výpočtů a získaných zkušeností je proto nutné pro výrobu stroje volit vhodné materiály a konstrukční části dimenzovat tak, aby hodnoty vibrací byly co nejmenší. Důležitým nástrojem v této fázi výroby jsou programy pro mechanické výpočty strojních součástí.

Zásadní vliv na hodnoty vibrací má míra nevyváženosti rotoru stroje<sup>24</sup>. Rotor se před montáží do statoru stroje vyvažuje v odstředivacím tunelu. Cílem vyvažování je snížení vibrací v celém rozsahu rychlosti otáčení na co nejmenší hodnotu. Vyvažování probíhá zakládáním závaží do vyvažovacích rovin rotoru na základě naměřených hodnot vibrací.

V obrázku č. 23 je rotor turbogenerátoru o výkonu cca 30 MW ve vyvažovacích stojanech v odstředivacím tunelu. Během vyvažování musejí být všechny vyvažovací roviny rotoru snadno přístupné pro zakládání závaží. Součástí zkoušek rotoru před namontováním do statoru je rovněž zkouška zvýšenými otáčkami (až 125% jmenovitých otáček stroje). Z tohoto důvodu musí být tunel, ve kterém zkoušky rotoru probíhají velice odolný, neboť energie i sebemenší součásti která by se z rotoru oddělila je značná.



Obr. č. 23: Rotor v odstředivacím tunelu

<sup>24</sup> Grim K. Gary, Haidler W. John, Mitchell J. Bruce: The Basics of Balancing, Balance Technology Inc., odborný článek dostupný na internetových stránkách [www.balancetechnology.com](http://www.balancetechnology.com), str. 3

Po konečném smontování stroje následují elektrické a mechanické zkoušky včetně měření vibrací. V případě naměření hodnot vyšších než stanovují platné normy, je nutné na stroji udělat takové konstrukční zásahy, aby byla splněna kritéria pro maximální hodnoty vibrací. Dodatečné konstrukční zásahy do stroje jsou vždy časově i finančně náročné. Snahou všech výrobců je navrhnout stroj již v konstrukční etapě tak, aby stroj splnil všechna kritéria bez dalších zásahů. Výrobci se proto snaží mít podrobně zdokumentované vibrační chování již existujících typů strojů.

Všechny společnosti vyrábějící zařízení, jejichž součástí se za provozu pohybují, se potýkají s problémem vibrací. Týká se to především společností v automobilovém průmyslu a energetice. Součásti automobilů podléhají zkoušení na vibračních stolicích, na nichž jsou vyhledávány rezonanční frekvence všech komponentů. Zařízení v energetice, například turbogenerátory, mohou být kvůli svým rozměrům a hmotnosti zkoušena pouze jako celek buď ve výrobním závodě nebo v elektrárně.

## 5.2 Základní terminologie - vibrace

*Vibrace* jsou periodický pohyb mechanického systému kolem vztažné polohy.

*Těžiště* je střed hmotnosti tělesa, bod kolem něž je hmotnost tělesa rovnoměrně rozložena.

*Osa otáčení rotoru (osa rotace)* je přímka, kolem níž rotor koná točivý pohyb.

*Hlavní osa setrvačnosti rotoru* je osa, kolem níž je rotor vyvážen, prochází těžištěm rotoru, někdy je označována jako osa vyvážení.

*Odstředivá síla* je síla působící na rotující těleso, její směr je radiální od středu rotace k těžišti tělesa.

*Výstřednost (excentricita)* je vzdálenost mezi osou rotace a hlavní osou setrvačnosti.

*Nevyváženost rotoru* je vychýlení hlavní osy setrvačnosti z osy otáčení rotoru.

*Rezananční frekvence* je frekvence budící síly blízká vlastní frekvenci tělesa.

*Absolutní (seismické) vibrace* jsou vztaženy k poloze zemské hmoty.

*Relativní vibrace* jsou vztaženy například k jiné části stroje.

*Výchylka vibrací* je amplitudou kmitu.

*Vyvažování rotoru* je zakládání vyvažovacích závaží do rotoru za účelem snížení vibrací.

*Zbytkový nevyvážek* je veličina, která reprezentuje velikost nevyváženosti rotoru.

### 5.3 Teorie vibrací

Vibrace je možné rozdělit do dvou typů – na nenucené a nucené. U elektrických točivých strojů se vyskytují především nucené vibrace, neboť na všechny části stroje působí časově proměnná budicí síla.

#### 5.3.1 Nucené vibrace

Síly působící na vibrující těleso definuje pohybová rovnice:

$$m \frac{d^2x}{dt^2} = F(t) - kx - b \frac{dx}{dt} \quad (5.3.1.1)$$

kde:

m	[kg]	hmotnost tělesa
x	[m]	velikost výchylky tělesa z rovnovážné polohy
F(t)	[N]	časově proměnná síla
k	[N/m]	tuhost pružiny
b	[N.s/m]	koeficient tlumení

Levá strana této rovnice je Newtonův druhý pohybový zákon. Ten říká, že síla působící na těleso je úměrná váze tělesa a jejímu zrychlení.

$$F = ma = m \frac{d^2x}{dt^2} \quad (5.3.1.2)$$

kde:

a	[m/s <sup>2</sup> ]	zrychlení tělesa
---	---------------------	------------------

Na pravé straně pohybové rovnice jsou časově proměnná síla  $F(t)$  a matematické výrazy známé jako Hookův a Stokesův zákon.

Dle Hookova zákona je síla potřebná ke stlačení pružiny úměrná tuhosti pružiny a výchylce z rovnovážné polohy.

$$F = kx \quad (5.3.1.3)$$

Stokesův zákon říká, že třecí síla má směr opačný k síle působící na těleso a je úměrná rychlosti  $v$  a koeficientu tlumení  $b$ .

$$F = bv = b \frac{dx}{dt} \quad (5.3.1.4)$$

kde:

$v$  [m/s] rychlost

Budicí síla může působit ve směru výchylky kmitavé soustavy, pak se jedná o silové buzení, nebo se může jednat o složku odstředivé síly na nevyvážené rotující těleso.

### 5.3.2 Harmonické buzení silové

Pro harmonické buzení má budicí funkce tvar:

$$F(t) = F_0 \sin(\omega t + \varphi_b) \quad (5.3.2.1)$$

kde:

$F_0$  [N] amplituda budicí síly

$\omega$  [rad/s] budicí frekvence

$\varphi_b$  [rad] fáze buzení

Pokud vlastní frekvence soustavy je rovna:

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (5.3.2.2)$$

a velikost poměrného útlumu je:

$$D = \frac{b}{2\sqrt{km}} \quad (5.3.2.3)$$

pak má pohybová rovnice tvar:

$$\frac{d^2x}{dt^2} + 2D\Omega \frac{dx}{dt} + \Omega^2 x = f_0 \sin(\omega t + \varphi_b) \quad (5.3.2.4)$$

kde:

$$f_0 = \frac{F_0}{m} \quad (5.3.2.5)$$

Pro řešení této rovnice platí:

$$x(t) = x_h(t) + x_p(t) \quad (5.3.2.6)$$

Kde  $x_h(t)$  je obecné řešení homogenní rovnice s nulovou pravou stranou a  $x_p(t)$  je jediné odhadnuté partikulární řešení<sup>25</sup>. Partikulární řešení je za buzení fázově zpožděno. Odhaduje se ve tvaru:

$$x_p(t) = x_0 \sin(\omega t + \varphi_b - \varphi) \quad (5.3.2.7)$$

kde:

$x_0$  [m] amplituda vibrací

Za účelem vyjádření amplitudy  $x_0$  a fázového zpoždění  $\varphi$  přepíšeme rovnici č. 5.3.2.4 v nové nezávislé proměnné  $\tau$ .

$$\tau = t - \frac{\varphi}{\omega} \quad (5.3.2.8)$$

Pak je možno rovnici č. 5.3.2.4 přepsat ve tvaru:

$$\frac{d^2x}{d\tau^2} + 2D\Omega \frac{dx}{d\tau} + \Omega^2 x = f_0 \sin(\omega \tau + \varphi_b + \varphi) \quad (5.3.2.9)$$

Partikulární řešení rovnice č. 5.3.2.7 je:

$$x_p(\tau) = x_0 \sin(\omega \tau + \varphi_b) \quad (5.3.2.10)$$

Derivováním se získá:

$$\frac{dx_p}{d\tau} = x_0 \omega \cos(\omega \tau + \varphi_b) \quad (5.3.2.11)$$

$$\frac{d^2x_p}{d\tau^2} = -x_0 \omega^2 \sin(\omega \tau + \varphi_b) \quad (5.3.2.12)$$

Dosazením do rovnice č. 5.3.2.9 při použití součtového vzorce:

---

<sup>25</sup> Hlaváč Zdeněk: Dynamika pro kombinované studium, Západočeská univerzita v Plzni 2004, ISBN 80-7043-279-9, kapitola 3., str. 164

$$\begin{aligned}
 & -x_0\omega^2 \sin(\omega\tau + \varphi_b) + 2D\Omega\omega x_0 \cos(\omega\tau + \varphi_b) + \Omega^2 x_0 \sin(\omega\tau + \varphi_b) = \\
 & = f_0 \cos\varphi \sin(\omega\tau + \varphi_b) + f_0 \sin\varphi \cos(\omega\tau + \varphi_b)
 \end{aligned} \tag{5.3.2.13}$$

Koeficienty  $\sin(\omega\tau + \varphi_b)$  a  $\cos(\omega\tau + \varphi_b)$  si jsou rovny a výsledné rovnice mají tvar:

$$x_0(\Omega^2 - \omega^2) = f_0 \cos\varphi \tag{5.3.2.14}$$

$$x_0 2D\Omega\omega = f_0 \sin\varphi \tag{5.3.2.15}$$

Po umocnění a sečtení:

$$x_0^2 \left[ (\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4D^2\Omega^2\omega^2 \right] = f_0^2 \tag{5.3.2.16}$$

Odkud:

$$x_0 = \frac{f_0}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4D^2\Omega^2\omega^2}} \tag{5.3.2.17}$$

Amplituda  $x_0$  závisí na vzdálenosti budící frekvence  $\omega$  k vlastní frekvenci  $\Omega$ .

Zavedeme činitel naladění  $\eta$ :

$$\eta = \frac{\omega}{\Omega} \tag{5.3.2.18}$$

Po vydělení celé rovnice výrazem  $\Omega^2$  se dostane rovnice č. 5.3.2.17 ve tvaru:

$$x_0 = \frac{\frac{f_0}{\Omega^2}}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2\eta^2}} \tag{5.3.2.19}$$

Výraz č. 5.3.2.19 se označuje jako amplitudová charakteristika ustálené výchylky. Stav rezonance nastává pro  $\omega = \Omega$ ,  $\eta = 1$ . Tento stav je pro mechanické systémy nebezpečný, neboť dochází k velkému nárůstu výchylky  $x_0$ . Při rezonanci závisí velikost výchylky vibrací na poměrném útlumu  $D$ . U rotorů točivých strojů se rezonance projevují jako kritické otáčky. Velikost tlumení je dána především vlastnostmi olejového filmu v ložiscích<sup>26</sup>.

<sup>26</sup> Eisenmann C. Robert Sr., Eisenmann C. Robert Sr. Jr.: Machinery Malfunction Diagnosis and Correction, Prentice Hall Inc, USA 1997, ISBN 978-0132409469, kapitola 4, str. 154

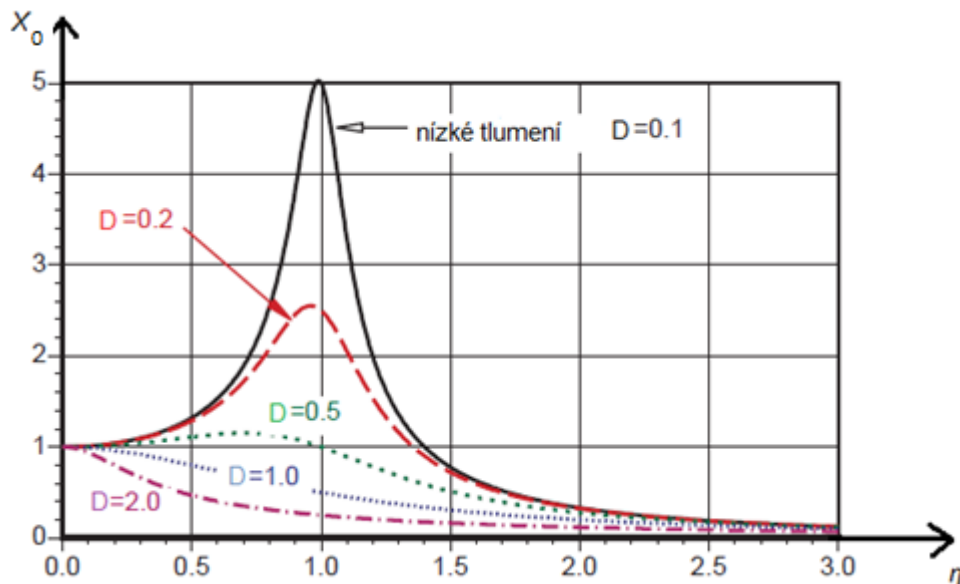
Fázová charakteristika ustálené výchylky je závislost fáze buzení na činiteli naladění a její průběh je definován:

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{2D\eta}{1-\eta^2} \quad \text{pro } \eta > 1 \quad (5.3.2.20)$$

$$\varphi = \pi + \operatorname{arctg} \frac{2D\eta}{1-\eta^2} \quad \text{pro } \eta < 1 \quad (5.3.2.21)$$

Při rezonanci mechanického systému dochází ke změně fáze vibrací, což je fázové zpoždění harmonického průběhu výchylky vibrací vůči průběhu budicí síly. Tento jev se u rotorů točivých strojů projevuje jako změna polohy vektoru vibrací při rezonanční frekvenci.

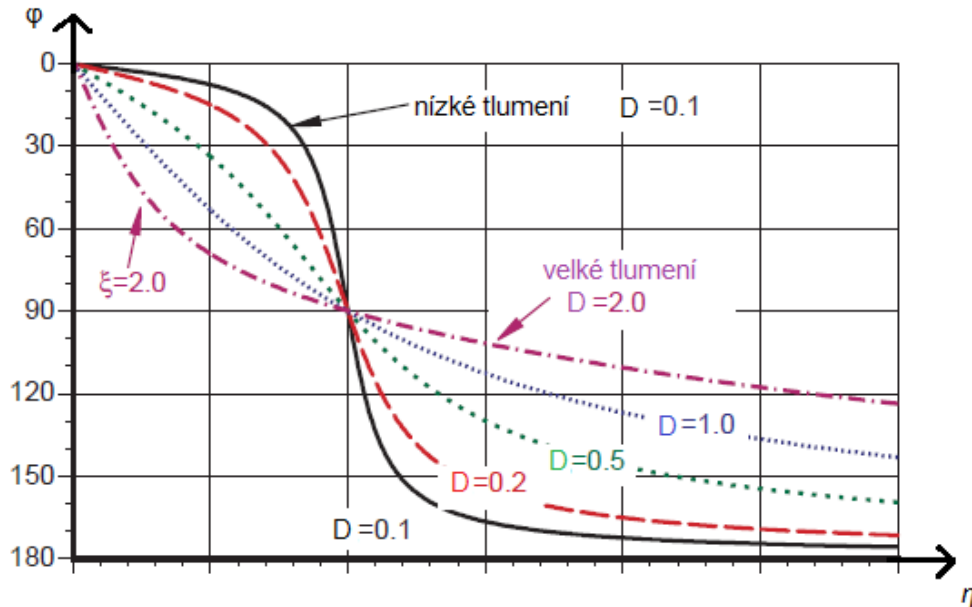
V obrázku č. 24 je zakreslen průběh amplitudové charakteristiky v závislosti na velikosti poměrného útlumu  $D$ .



Obr. č. 24: Amplitudová charakteristika ustálené výchylky

V obrázku č. 25 je zakreslen průběh fázové charakteristiky v závislosti na velikosti poměrného útlumu  $D$ .





Obr. č. 25: Fázová charakteristika ustálené výchylky

### 5.3.3 Harmonické buzení staticky nevyváženou rotující hmotností

Pro zjištění výchylky rotoru točivých strojů se místo časově proměnné budící síly  $F(t)$  dosadí odstředivá síla  $O$  závislá na úhlové rychlosti otáčení rotoru  $\omega$ .

Stroj o hmotnosti  $m$  je pružně-viskózně uložen k rámu vazbou o tlumení  $b$  a tuhosti  $k$ . Ve stroji rotuje úhlovou rychlostí  $\omega$  staticky nevyvážený rotor o hmotnosti  $\Delta m$  s těžištěm vystředěným z osy rotace o výstřednost  $e$ . Na rotor působí odstředivá síla:

$$O = \Delta m e \omega^2 \quad (5.3.3.1)$$

Pohybová rovnice má tvar:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = O \sin \varphi \quad (5.3.3.2)$$

Protože  $\omega = konst$  je možno pohybovou rovnicí zapsat:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + b \frac{dx}{dt} + kx = \Delta m e \omega^2 \sin \omega t \quad (5.3.3.3)$$

neboli:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2D\Omega \frac{dx}{dt} + \Omega^2 x = \frac{\Delta m}{m} e \omega^2 \sin \omega t \quad (5.3.3.4)$$

Analogicky s rovnicí č. 5.3.2.4 je možno zapsat, že amplituda buzení závisí na kvadrátu budící frekvence:

$$f_0 = \frac{\Delta m}{m} e \omega^2 \quad (5.3.3.5)$$

Rovnice č. 5.3.3.4 má partikulární řešení:

$$x_p(t) = x_0 \sin(\omega t - \varphi) \quad (5.3.3.6)$$

Amplituda výchylky rotoru  $x_0$  při konstantní rychlosti otáčení  $\omega$  je pak rovna:

$$x_0 = \frac{\frac{\Delta m}{m} e \omega^2}{\sqrt{(\Omega^2 - \omega^2)^2 + 4D^2 \Omega^2 \omega^2}} \quad (5.3.3.7)$$

Po zavedení činitele naladění:

$$x_0 = \frac{\frac{\Delta m}{m} e \eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2}} \quad (5.3.3.8)$$

Amplituda  $x_0$  závisí na vzdálenosti budící frekvence  $\omega$  k vlastní frekvenci  $\Omega$ , výstřednosti  $e$  a hmotnosti rotoru  $\Delta m$ .

## 5.4 Rezonance mechanického systému

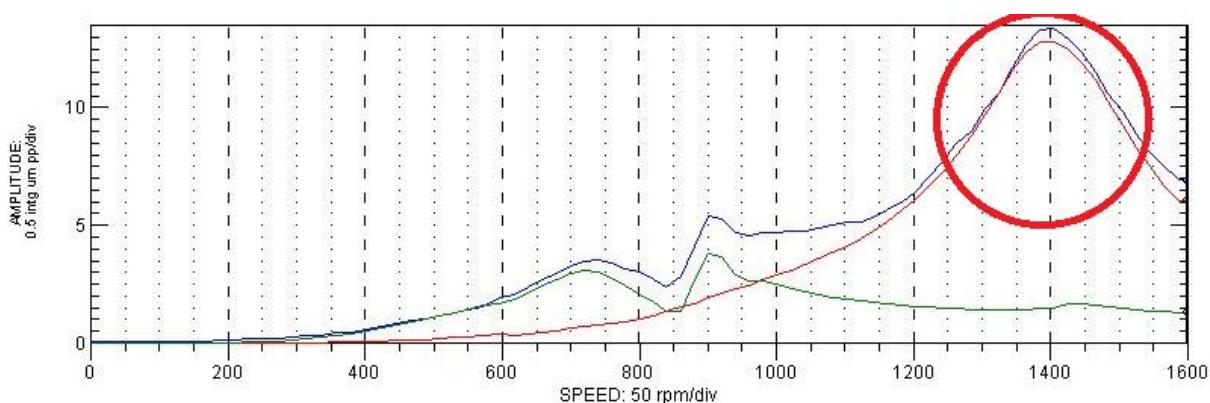
Rezonance mechanického systému nastane, pokud je jeho vlastní frekvence rovna frekvenci budící síly. Rezonance se u točivých strojů projevují v podobě kritických rychlostí otáčení rotorů<sup>27</sup> nebo velké zvýšení vibrací části statoru. Cílem je vždy dosáhnout toho, aby vlastní frekvence všech částí zkoušeného stroje nebyly blízké provozní frekvenci otáčení.

---

<sup>27</sup> Balda Miroslav: Zjišťování příčin zvýšených vibrací rotorů turbosoustrojí, Ústav termomechaniky AVČR + Západočeská univerzita v Plzni, odborný článek publikovaný na konferenci Dynamika rotorových soustav, Brno 1999, kapitola 2., str. 3

Pružný rotor má několik vlastních frekvencí. Vlastní frekvence rotoru závisí na tuhosti a hmotnosti objektu. U strojů od výkonu cca 30 MW se setkáváme s třemi a více rezonančními frekvencemi.

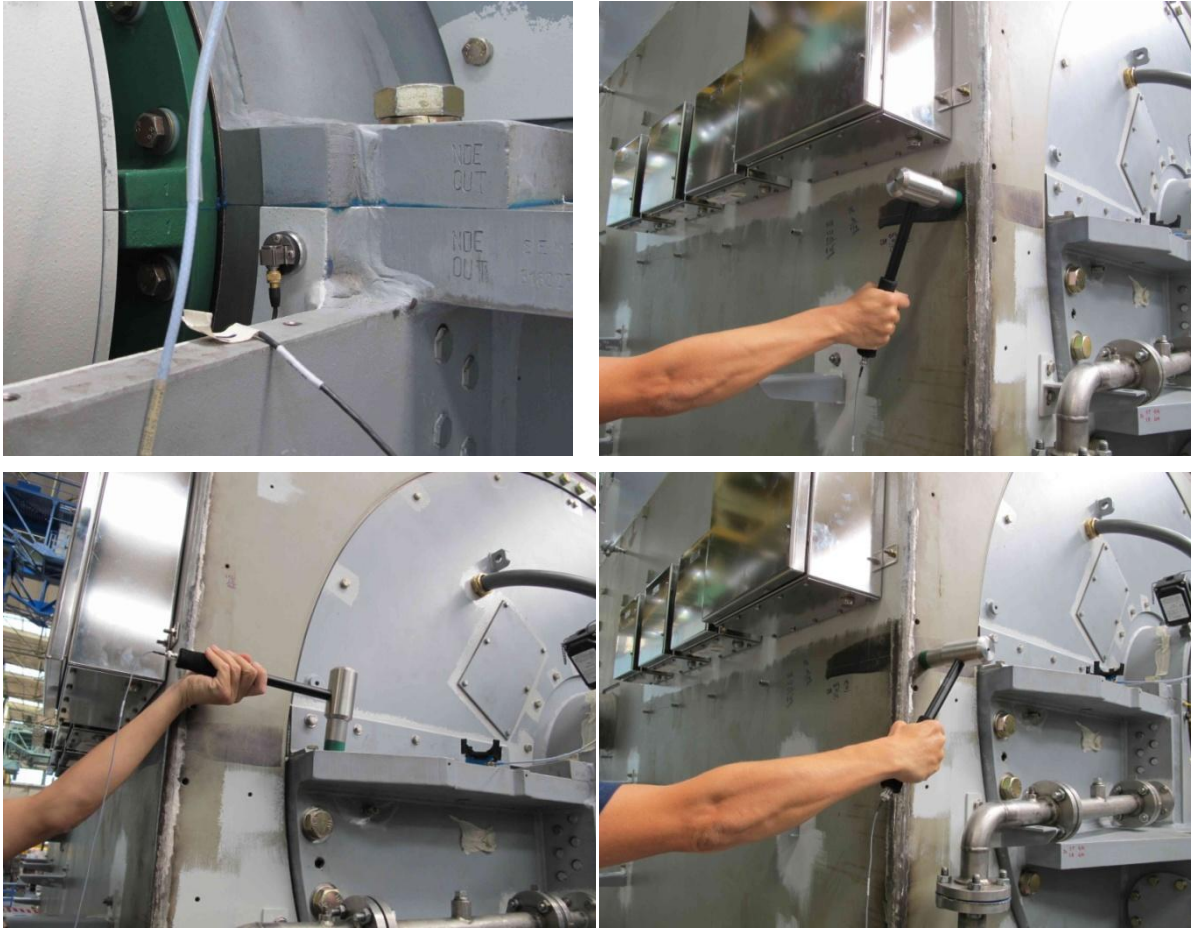
V obrázku č 26. je záznam výchylky vibrací v závislosti na rychlosti otáčení rotoru. Modrá křivka je záznamem sumy všech frekvenčních složek, červená první harmonické složky (synchronní s frekvencí otáčení rotoru) a zelená křivka je záznam druhé harmonické složky. K rezonanci dochází u první harmonické složky při rychlost otáčení rotoru 1400 1/min (23,3Hz). Při rezonanci dochází k prudkému nárůstu vibrací.



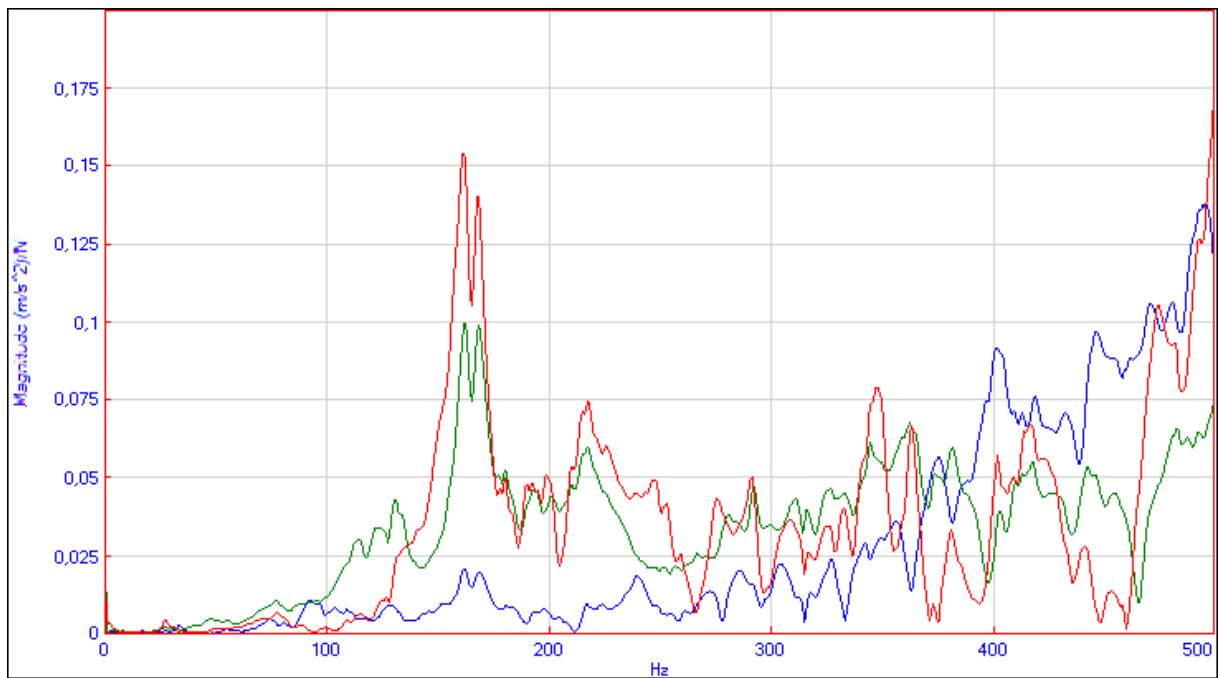
Obr. č. 26: Kritická rychlost otáčení rotoru

Hledání vlastních frekvencí se provádí pomocí vibračního všesměrového snímače snímajícího odezvu a rázového kladívka vytvářejícího impuls (ráz). Sonda se umístí na objekt, jehož vlastní frekvenci je potřeba zjistit. Na příkladu bude ukázáno hledání vlastních frekvencí ložiska. Rázovým kladívkem bylo uhozeno do kostry stroje v ose otáčení rotoru a tím byl vybuzen impuls, který se přes štít stroje přenesl do ložiska. Impuls byl vybuzen v radiálním směru - horizontálně i vertikálně a v axiálním směru. Všesměrový snímač zaznamenal průběh odezvy na ráz. Postup měření je zachycen v obrázku 27.

Fyzikální vlastnosti rázového kladívka (velikost a hmotnost) a rychlost úderu určují amplitudu a frekvenci budícího impulsu. Materiál na úderné ploše kladívka ovlivňuje množství energie v impulsu. Měkčí nástavec se používá pro vyhledávání rezonančních frekvencí na užším frekvenčním spektru a naopak tvrdší na širším spektru.



Obr. č. 27: Hledání vlastních frekvencí ložisek



Obr. č. 28: Hledání vlastních frekvencí ložisek pomocí tříosového snímače

V obrázku č. 28 je záznam z měření vlastních frekvencí ložiska. Do ložiska bylo uhozeno rázovým kladívkem a vyhodnocovací systém zaznamenal odezvu tříosového snímače (horizontální, vertikální a axiální) umístěného na ložisku. Křivka odezvy každého ze snímačů je vykreslena jinou barvou. Ze záznamu je vidět, že vlastní frekvence tohoto ložiska je v blízkosti 150 Hz.

## 5.5 Snímače pro měření vibrací

### 5.5.1 Relativní bezdotykové snímače

Rotující části stroje jsou měřeny většinou snímačem relativním bezdotykovým, který měří primárně výchylku. Výsledná hodnota vibrací je vztažena k části stroje, na níž je snímač upevněn. Tato metoda se využívá například pro měření vibrací čepu rotoru vůči ložisku. Nejpoužívanější relativní snímače fungují na principu vířivých proudů. K těmto snímačům musí být připojen převodník napájený stejnosměrným napětím -24 V.

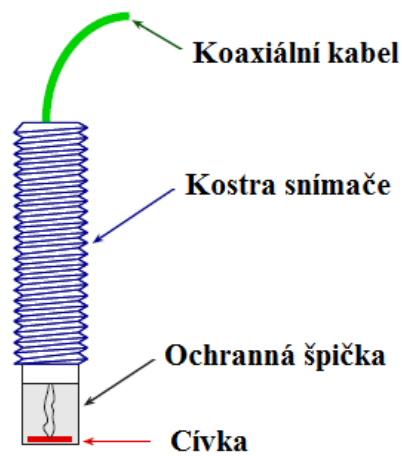
Obrázek č. 29 zobrazuje umístění bezdotykové sondy nad povrchem hřídele rotoru. Sonda musí být k povrchu umístěna kolmo a ve vzdálenosti předepsané výrobcem snímače.



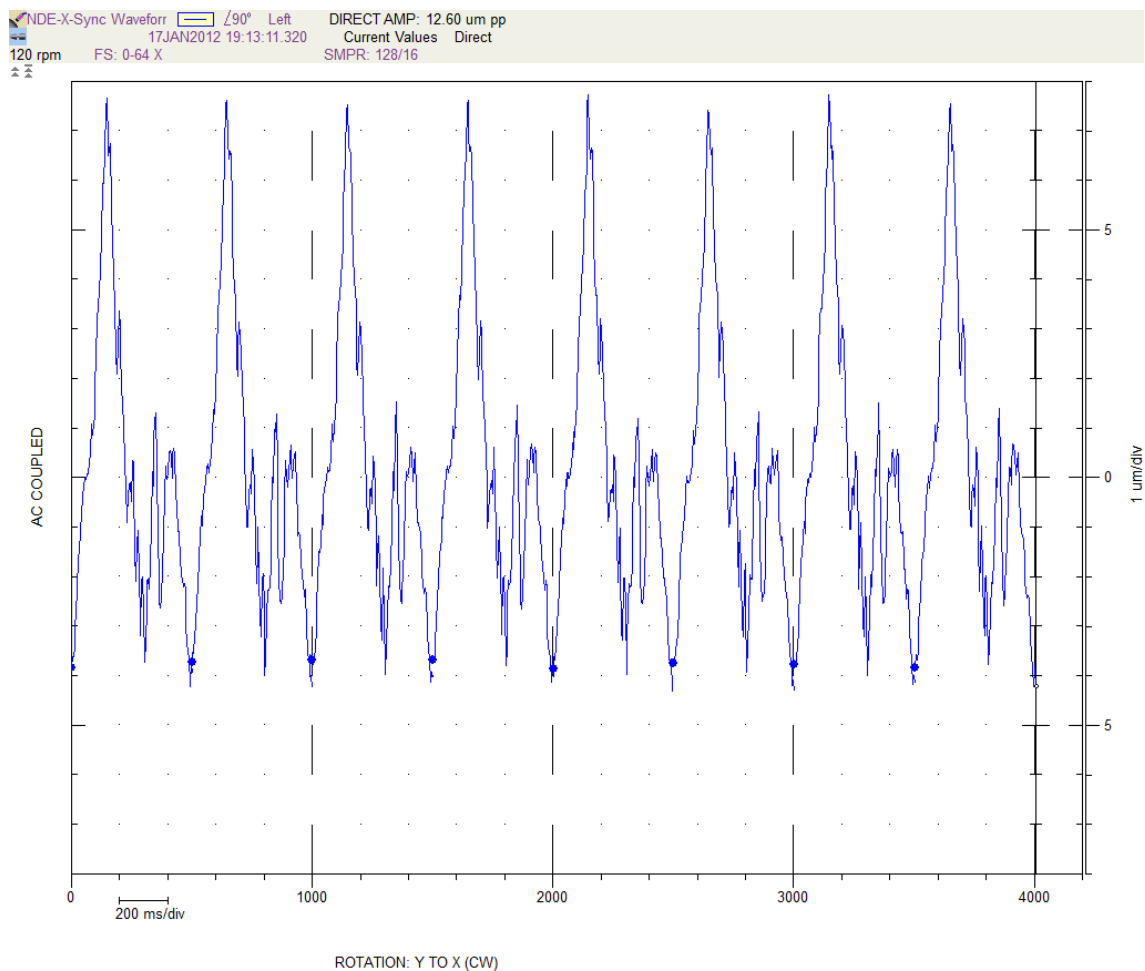
Obr. č. 29: Bezdotyková sonda

Součástí převodníku je rovněž vnitřní oscilátor, který přeměňuje část přírodní energie na vysokofrekvenční signál v řádu megahertzů. Tento signál je přiveden koaxiálním kabelem do snímače výchylky, který je tvořen plochou cívkou kruhového tvaru (viz obr. 30). Cívka vysílá přivedený signál do okolního prostředí a vytváří tím ve svém okolí magnetické pole. Pokud magnetické pole neovlivňuje vodivý materiál v okolí cívky, nedochází ke ztrátám vysílaného signálu. Pokud se však do magnetického pole cívky dostane vodivý materiál, na povrchu tohoto materiálu se vytvoří vířivé proudy a dojde ke ztrátám vysílaného signálu.

Velikost ztrát je úměrná vzdálenosti cívky od vodivého materiálu<sup>28</sup>. Velikosti ztrát je pak úměrné výstupní napětí převodníku.



Obr. č. 30: Schéma bezdotykového snímače vibrací



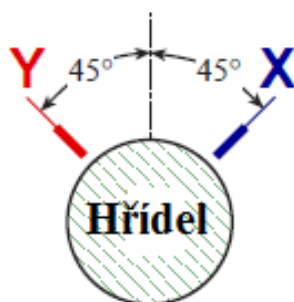
Obr. č. 31: Záznam indikace kvality opracování povrchu pomocí bezdotykového čidla

<sup>28</sup> Kreidl Marcel, Ďaďo Stanislav: Senzory a měřicí obvody, Nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 1996, ISBN 80-01-01500-9, kapitola 2.2.3.6, str. 61

Další využití bezdotykových sond je indikace kvality opracování povrchu rotující části stroje. Indikace musí probíhat za pomalého otáčení tak, aby nedošlo k ohybu hřídele vlivem odstředivých sil. Nekvalitní opracování povrchu hřídele by ovlivnilo záznam vibrací například při provozní rychlosti otáčení rotoru. V záznamu by sejevily naměřené vibrace vyšší, než je jejich skutečná hodnota, neboť bezdotykové snímače pouze měří vzdálenost vodivého povrchu hřídele od měřicí cívky. Proto se často používá tzv. kompenzace vibrací, což je rozdíl naměřených vibrací při provozní rychlosti otáčení hřídele a vibrací naměřených za pomalé rychlosti (většinou 120 - 400 1/min).

Obr. č. 31 zobrazuje záznam indikace kvality opracování povrchu hřídele pomocí bezdotykového čidla. V záznamu je průběh pro osm otočení hřídele o 360°.

Pokud jsou na ložisko umístěny dva bezdotykové snímače, jež jsou navzájem pootočený o 90° (viz obr. 32), je možné kromě křivky vibrací v závislosti na čase zaznamenat rovněž tzv. orbit. Orbit je dvourozměrné vykreslení pohybu hřídele vůči oběma bezdotykovým snímačům (viz obr. 33).

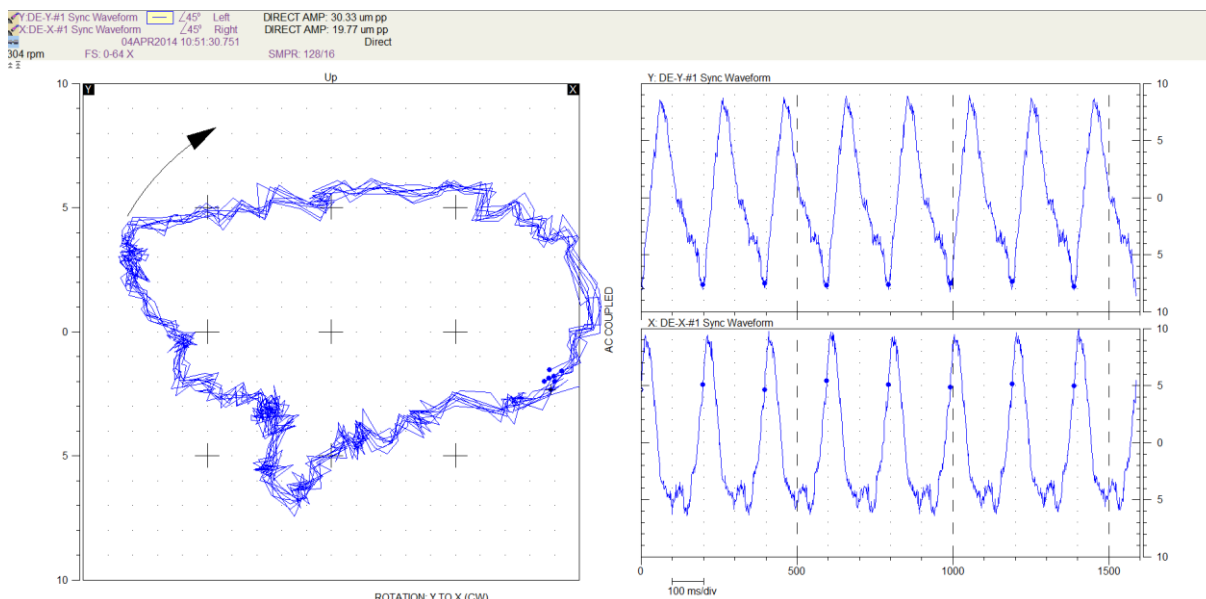


Obr. č. 32: Umístění dvou bezdotykových snímačů na ložisku

V levé části obrázku č. 33 je zobrazen orbit zaznamenaný pomocí dvou bezdotykových vibračních sond. Orbit je zobrazen pro osm otočení hřídele. V pravé části jsou křivky průběhu vibrací v závislosti na čase měřené oběma snímači. Vykreslením obou křivek do dvourozměrného grafu vznikne orbit<sup>29</sup>.

<sup>29</sup> Adams L. Maurice Jr.: Rotating Machinery Vibration From Analysis to Troubleshooting, Marcel Dekker Inc., USA 2001, ISBN 0-8247-0258-1, kapitola 9.4., str. 275



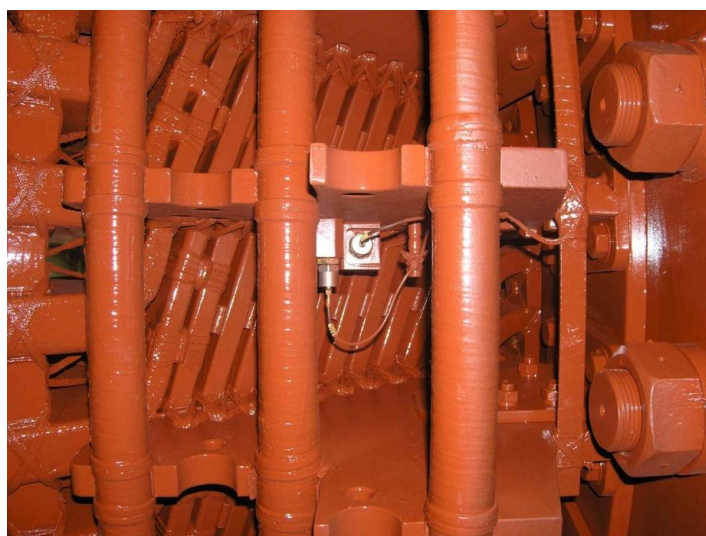


Obr. č. 33: Orbit osmi otočení hřídele

### 5.5.2 Seismické snímače

Vibrace statických částí se měří většinou snímačem absolutním, seismickým. Výsledná hodnota vibrací je vztažena k poloze seismické hmoty. Jejich využití je například pro měření vibrací ložisek, štítů nebo čel vinutí. Dva nejčastěji používané typy seismických snímačů jsou elektrodynamický a piezoelektrický. Oba typy snímačů jsou uchyceny na vibrující část stroje, a tudíž vibrují se stejnou amplitudou a frekvencí jako zkoumaná část.

V obrázku č. 34 jsou vyfotografovány dva piezoelektrické snímače vibrací na konsolách stabilizujících čela vinutí. Jeden snímač je umístěn v radiálním a druhý v tangenciálním směru. Pro měření čel vinutí jsou nejvhodnější právě piezoelektrické snímače, neboť jsou odolné na působení elektromagnetického pole.

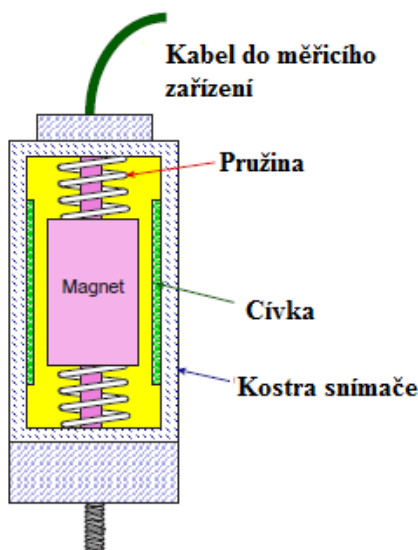


Obr. č. 34: Umístění piezoelektrických seismických snímačů na čelech vinutí



### 5.5.3 Elektrodynamické snímače

Elektrodynamický snímač pracuje na principu elektromagnetické indukce. Uvnitř cívky je uchycen permanentní magnet na velmi měkkých pružinách. Uchycení magnetu na pružinách zabraňuje jeho vibrování v ose uložení snímače (např. nahoru a dolů pro vertikální uložení). Naproti tomu cívka vibruje v souladu s měřenou částí stroje a napětí, jež se do ní indukuje, je úměrné rychlosti vibrací (viz obr. 35). Výhoda této konstrukce je v tom, že není nutné snímač napájet z externího zdroje.



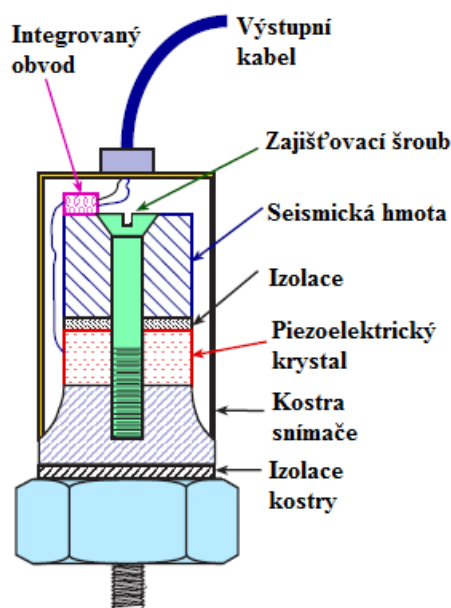
Obr. č. 35: Schéma elektrodynamického snímače vibrací

### 5.5.4 Piezoelektrické snímače

Piezoelektrické snímače pracují na principu piezoelektrických krystalů. Na krystalech vzniká elektrický náboj v důsledku jejich namáhání ohybem, tlakem nebo smykovým napětím<sup>30</sup>. Pokud je snímač uchycen k měřené části stroje, seismická hmota tlačí na krystal určitou silou (viz obr. 36) a na snímači se vytváří elektrický náboj.

Dle druhého pohybového zákona je tato síla úměrná hmotnosti integrované seismické hmoty a zrychlení. Velikost náboje je snímána integrovaným obvodem (nábojovým zesilovačem), jež převádí jeho velikost na napětí.

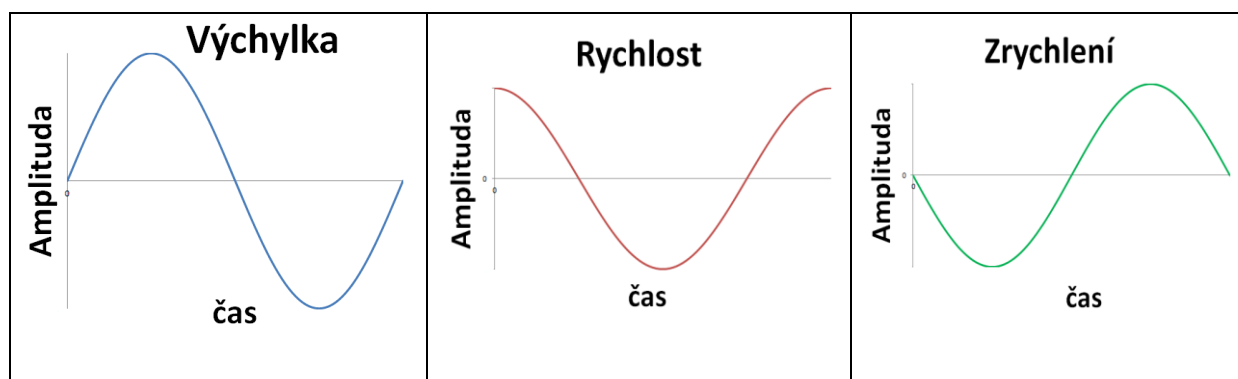
<sup>30</sup> Beran Vlastimil: Chvění a hluk, Západočeská univerzita v Plzni 2010, ISBN 978-80-7043-916-6, kapitola 3.3.2, str. 43



Obr. č. 36: Schéma piezoelektrického snímače vibrací

## 5.6 Veličiny pro měření vibrací

Vibrace se je možno měřit jako výchylku, rychlost nebo zrychlení. Jak již bylo zmíněno, bezdotykové snímače měří primárně výchylku, elektrodynamické rychlost a piezoelektrické zrychlení. Měřicí systémy jsou však schopny průběh vibrací integrovat nebo derivovat, takže například integrací signálu z elektrodynamického snímače dostaneme výchylku vibrací. Výchylka vibrací se nejčastěji měří v mikrometrech (špička - špička), rychlost v milimetrech za sekundu (efektivní hodnota) a zrychlení v metrech za sekundu na druhou (0 - špička)<sup>31</sup>. Okamžité hodnoty výchylky, rychlosti a zrychlení jsou vůči sobě fázově posunuty o 90° (viz obr. 37).



Obr. č. 37: Fázový posuv mezi amplitudami výchylky, rychlosti a zrychlení

<sup>31</sup> Vibrace – Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech – Část 1: Všeobecné směrnice, ČSN ISO 10816-1, Česká technická norma, 1998, kapitola 3.1.2, str. 5

## 5.7 Snímače rychlosti otáčení hřídele

Snímače rychlosti otáčení hřídele (otáček) plní tyto funkce<sup>32</sup>:

- měření okamžité rychlosti otáčení stroje,
- rozklad záznamu vibrací na jednotlivé frekvenční složky,
- měření fázového posunu jednotlivých frekvenčních složek.

V obrázku č. 38 je zachycen snímač rychlosti otáčení hřídele pracujícího na principu optického paprsku a fotocitlivé diody.



Obr. č. 38: Snímač otáček

V současné době jsou kladeny stále vyšší požadavky na informace, které je možné vyčíst ze signálu vibračních snímačů. Uživatel se již nespokojí se znalostí celkové hodnoty vibrací, ale zajímá ho rovněž podíl jednotlivých frekvenčních složek a posun jejich průběhů vůči značce umístěné na hřídeli (fází). Této problematice bude věnována pozornost v dalších kapitolách.

Značka umístěná na hřídeli je vyrobena z materiálu, který umožňuje odraz světelného paprsku vyzařovaného ze snímače. Snímač zaznamenává zpětný odraz paprsku. Při každém průchodu značky na hřídeli pod snímačem je vyslán signál do měřicího systému.

---

<sup>32</sup> Adams L. Maurice Jr.: Rotating Machinery Vibration From Analysis to Troubleshooting, Marcel Dekker Inc., USA 2001, ISBN 0-8247-0258-1, kapitola 7.3.1., str. 256

## 5.8 Měřicí systém

Při výběru vhodného systému pro měření vibrací jsou nejdůležitějšími parametry jeho variabilita – možnost rozšíření a hardwarová výkonnost – schopnost měřit co nejvyšší počet kanálů, aniž by došlo ke snížení vzorkovací frekvence. Signál ze snímačů vibrací je připojen na měřicí karty, jež jsou spojeny s vyhodnocovací jednotkou.

Hlavními funkcemi měřicího systému je sběr, vyhodnocení a zobrazení dat z jednotlivých snímačů vibrací. Současné měřicí systémy umožňují zobrazení dat pomocí mnoha nástrojů, z nich nejčastěji používané jsou:

- neupravená naměřená data (prvotní výstup, častěji používán anglický výraz "raw data"),
- frekvenční analýza,
- polární grafy,
- záznamy vibrací v závislosti na čase a rychlosti otáčení rotoru,
- orbity.

Ve společnosti BRUSH SEM s.r.o. je používán měřicí systém ADRE 408 od amerického výrobce Bentley Nevada (viz obr. 39). Tento systém je díky svojí komplexnosti a množství nástrojů pro zobrazování vibrací rozšířen v mnoha společnostech zabývajících měřením vibrací.



Obr. č. 39: Měřicí systém ADRE

## 5.9 Frekvenční analýza

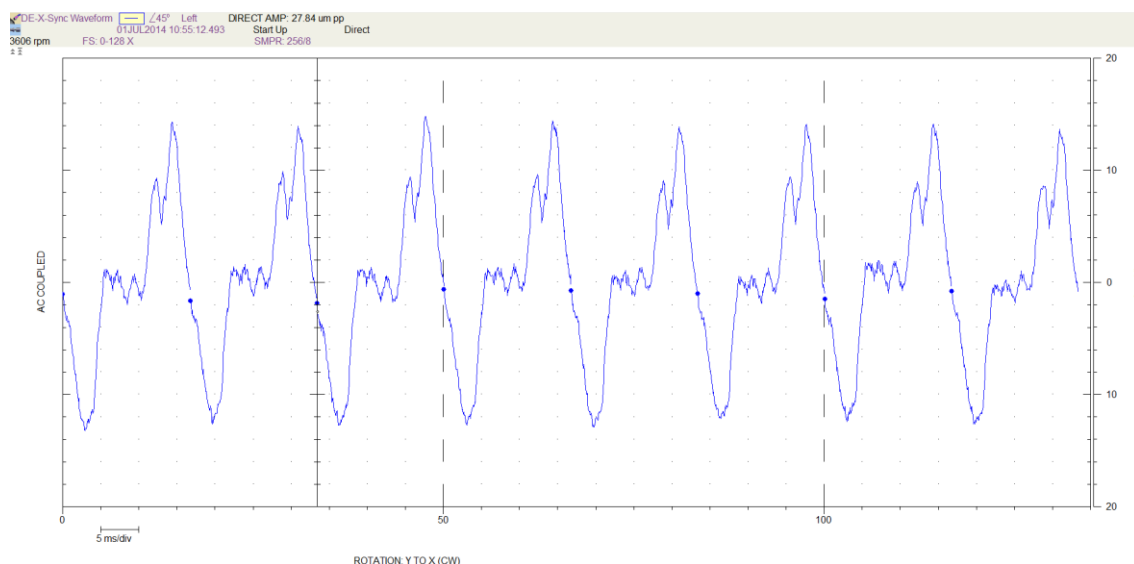
Měřicí systém pomocí FFT (Fast Fourier Transformation) rozloží periodický neharmonický signál na průběhy jednotlivých harmonických složek. Složku, jejíž frekvence je souhlasná s otáčkovou frekvencí rotoru, označujeme jako první harmonickou. Složku, jejíž frekvence je dvojnásobkem otáčkové frekvence, označujeme jako druhou harmonickou atd.

Velikost první harmonické složky je většinou spojena s nevyvážeností rotorové soustavy, tj. s vychýlením hlavní momentové osy od osy rotace. Při působení odstředivých sil na rotor pak dochází k jeho ohybu. Tuto hodnotu jsme schopni ovlivnit zakládáním vyvažovacích závaží.

Velikost druhé harmonické složky je ovlivněna nesymetrickou tuhostí rotoru v ose pólů a ose vinutí. Druhou harmonickou složku je možné ovlivnit pouze konstrukční změnou, jakou je například prohloubení Lafoonových zářezů v ose pólů<sup>33</sup>.

Vyšší nebo nižší harmonické frekvence se u rotorových soustav vyskytují zřídka a jejich příklady budou uvedeny v dalších kapitolách.

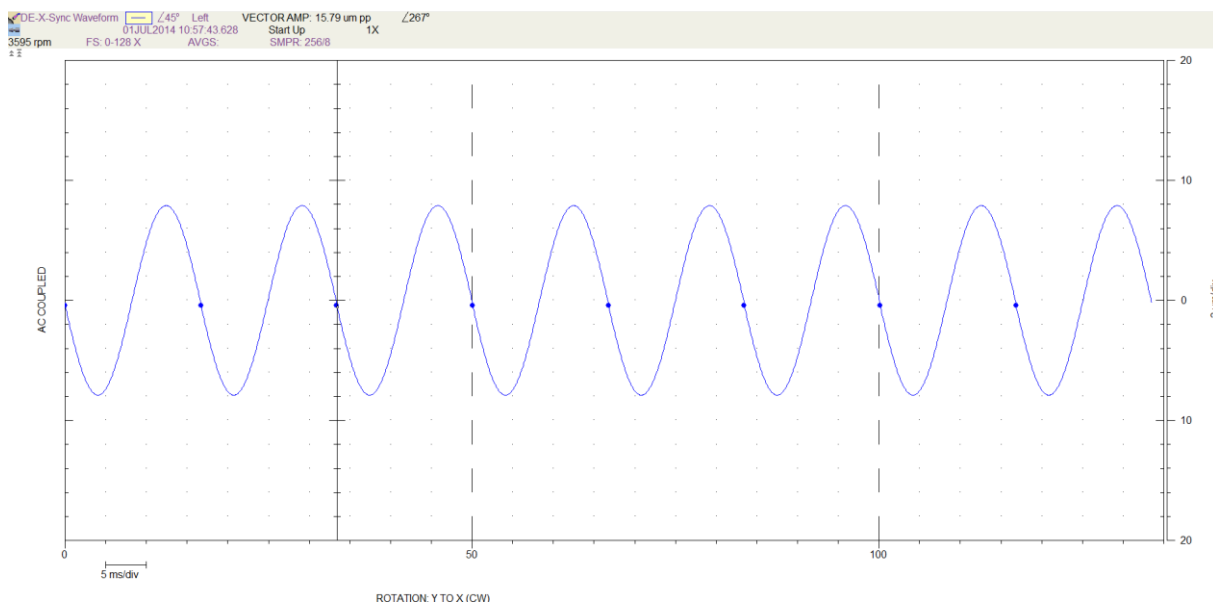
V obrázku č. 40 je záznam změřených vibrací na čepu rotoru. Záznam je pro osm otočení hřídele o 360°.



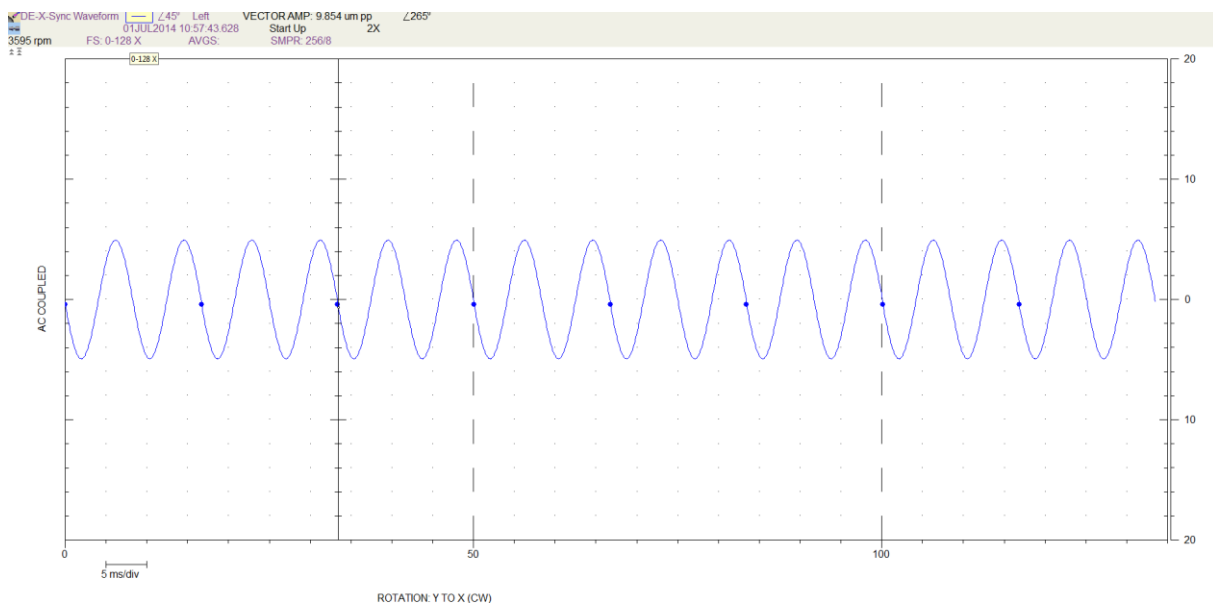
Obr. č. 40: Záznam vibrací čepu rotoru

<sup>33</sup> Balda Miroslav: Zjišťování příčin zvýšených vibrací rotorů turbosoustruží, Ústav termomechaniky AVČR + Západočeská univerzita v Plzni, odborný článek publikovaný na konferenci Dynamika rotorových soustav, Brno 1999, kapitola 3.3

V obrázcích č. 41 a 42 jsou záznamy první a druhé harmonické složky vibrací.



Obr. č. 41: První harmonická složka vibrací



Obr. č. 42: Druhá harmonická složka vibrací

## 5.10 Polární grafy

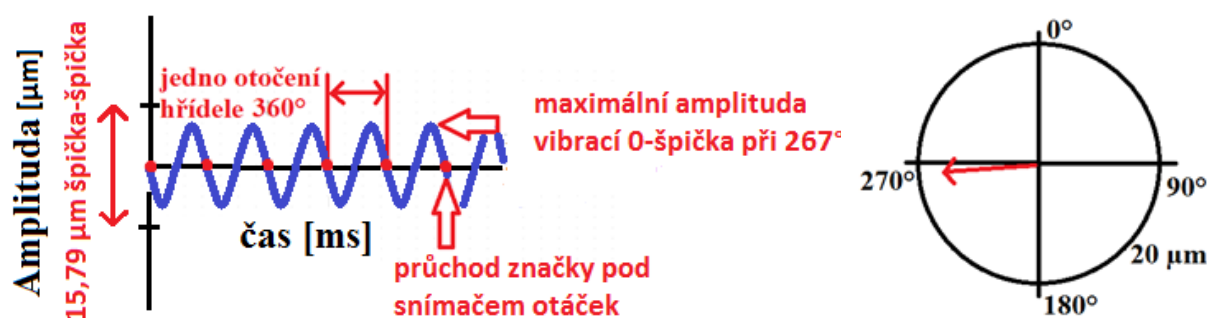
Polární grafy v oboru měření vibrací nejčastěji slouží k zaznamenání a vyobrazení první harmonické složky vibrací. Vibrace se do polárních grafů vynášejí jako vektory. Vektor má velikost a směr. Velikost vektoru je rovna celkové amplitudě zkoumané harmonické složky. Např. při měření výchylky vibrací je velikost vektoru rovna hodnotě špička - špička v  $\mu\text{m}$  odečtené z harmonického průběhu. Směr vektoru odpovídá fázovému posunu mezi reflexní

značkou na hřídeli rotoru a úhlem, v němž harmonická složka dosahuje nejvyšší hodnoty vibrací 0 - špička (0 - pk).

*Postup vykreslení vektoru vibrací první harmonické složky z obrázku č. 41:*

Harmonický průběh je překreslen do obrázku č. 43. Okamžiky průchodu značky na hřídeli pod snímačem otáček jsou označeny červenými tečkami (v obrázku č. 41 modrými). Celková amplituda první harmonické složky je rovna  $15,79 \mu\text{m}$  špička-špička (pk-pk). Vibrace první harmonické složky dosahují nejvyšší hodnoty 0-špička v okamžiku, kdy je značka na hřídeli pootočená o  $267^\circ$  oproti snímači otáček (viz levá část obrázku č. 43).

V pravé části obrázku č. 43 je vektor první harmonické složky zanesen do polárního grafu. Jedna souřadnice vektoru je v počátku polárního grafu a druhá na úhlu  $267^\circ$  a vzdálenosti  $15,79 \mu\text{m}$  od počátku souřadnicového systému<sup>34</sup>.



Obr. č. 43: Vektor harmonické složky vibrací v polárním grafu

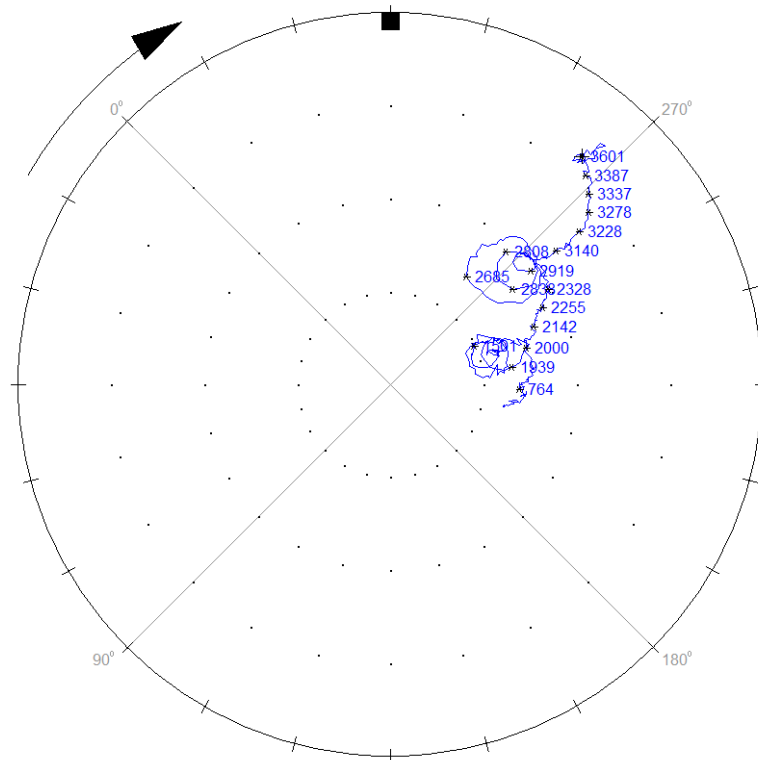
Čep rotoru se nejvíce přibližuje ke snímači vibrací v okamžicích, kdy je značka na hřídeli vůči snímači otáček pootočená o  $267^\circ$ . Z uvedeného vyplývá, že pomocí polárního grafu je možné na obvodu rotoru určit úhel, na kterém je při dané rychlosti otáčení hlavní osa setrvačnosti vychýlena od osy rotace. Z polárního grafu je možné rovněž odečíst amplitudu vibrací. Z těchto důvodů jsou polární grafy nejdůležitějším nástrojem při vyvažování rotorů, které bude popsáno v následující kapitole.

Do polárního grafu se často vynášejí pouze druhé souřadnice vektoru (viz obr. č. 44). Ve 2D polárních grafech se zobrazují změny polohy vektorů v závislosti na rychlosti otáčení hřídele nebo na čase. Tento způsob zobrazení je však velice nepřehledný. V obrázku č. 44 je

<sup>34</sup> Popsaný způsob tvorby polárních grafů je převzatý od předních výrobců měřicích systémů a programů určených k zobrazování změřených hodnot vibrací.



zanesena změna vektoru první harmonické složky v závislosti na rychlosti otáčení rotoru od 400 do 3600 1/min.



Obr. č. 44: Polární graf se změnou vektoru vibrací

### 5.11 Vyvažování rotorů

Vyvažování rotorů se provádí ve vyvažovacím nebo též odstředivacím tunelu. Vyvažování probíhá zakládáním závaží do vyvažovacích rovin (viz obr. 45). Vyvažovací rovina je drážka nebo otvor pro umístění závaží. Bývá umístěna přímo v těle rotoru, obruči, kroužcích, ventilátorech nebo jeho dalších součástech.

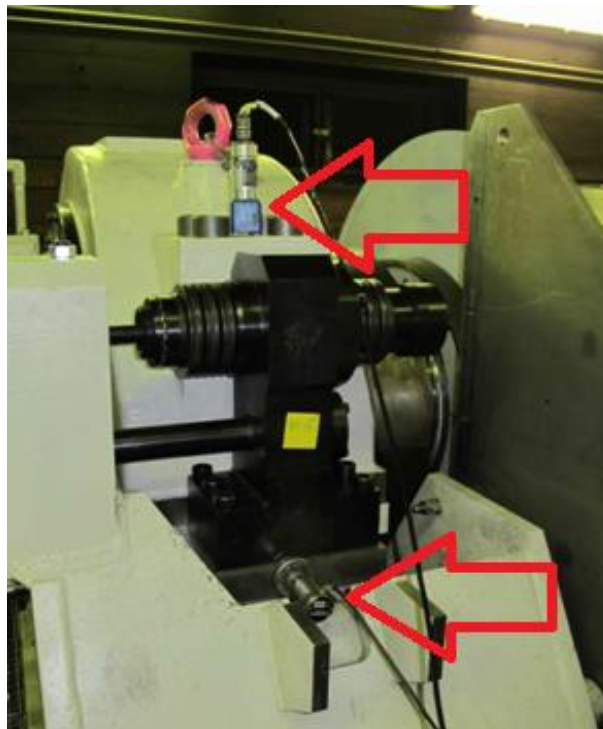


Obr. č. 45: Vyvažování rotorů



Pro vyvažování rotoru musí být snímače vibrací umístěné na obou ložiscích nebo čepech. Seismické snímače se umísťují na obě ložiska vždy ve stejném směru, tj. ve vertikálním nebo horizontálním. Tuhost stojanů nebývá stejná pro oba směry, což je dáno jejich konstrukcí a konstrukcí ložisek<sup>35</sup>. Doporučeno je umístění snímačů konzultovat s výrobcem stojanů a konstruktérem ložisek, nebo provést několik kontrolních měření a snímače umísťovat ve směru menší tuhosti, tzn. větší amplitudy vibrací. Bezdotykové snímače se většinou umísťují nad čepy rotoru. V případě, že na rotoru je připevněna část s převislým (volným) koncem, například budič, je doporučeno bezdotykový snímač umístit i nad tuto část, a to do místa nejvzdálenějšího od nosného ložiska.

V obrázku č. 46 je fotografie umístění seismických snímačů v horizontálním a vertikálním směru na vyvažovacím stojanu.

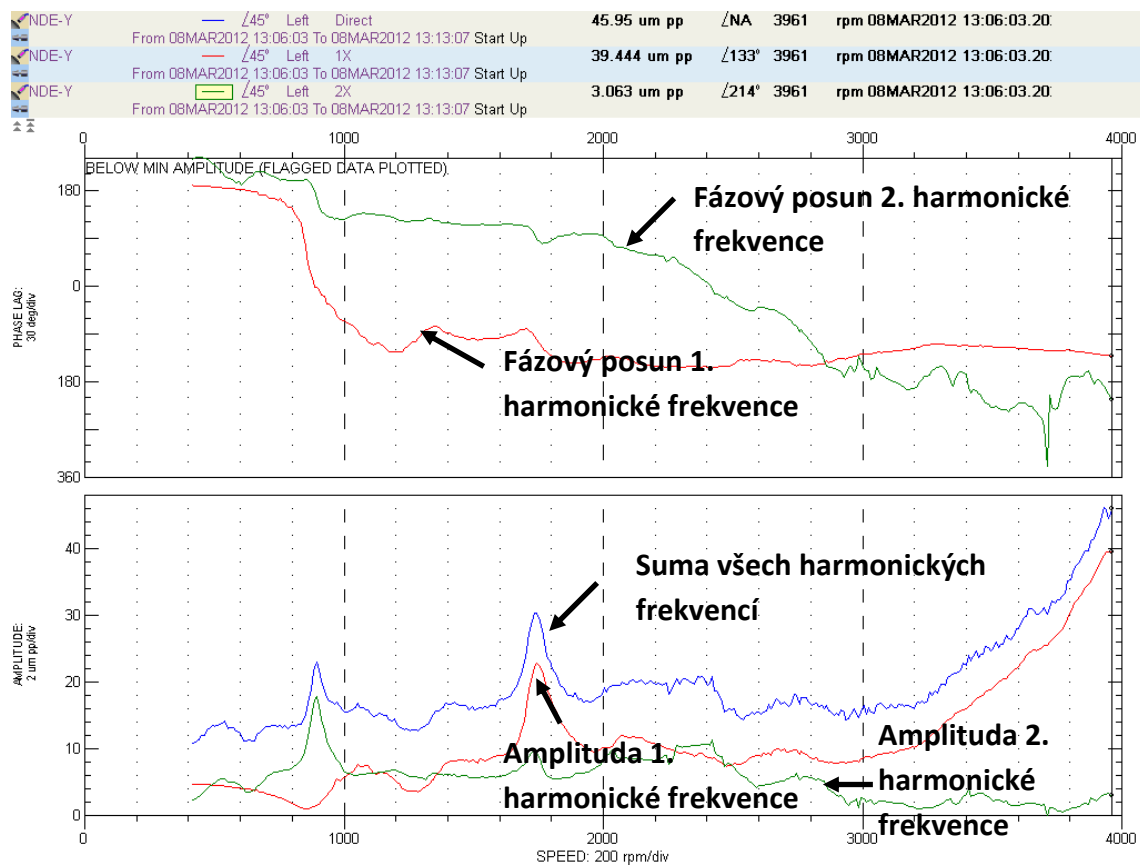


Obr. č. 46: Umístění snímačů vibrací na vyvažovacím stojanu

V obrázku č. 47 je záznam vibrací v závislosti na rychlosti otáčení rotoru. V grafu je vykreslen záznam sumy všech harmonických frekvencí a záznamy první a druhé harmonické frekvence. V horní části grafu je křivka fázového posunu první a druhé frekvence, ve spodní části je záznam amplitud sumy vibrací a první a druhé harmonické frekvence. Červená křivka

<sup>35</sup> Eisenmann C. Robert Sr., Eisenmann C. Robert Sr. Jr.: Machinery Malfunction Diagnosis and Correction, Prentice Hall Inc, USA 1997, ISBN 978-0132409469, kapitola 4., str. 152

je přiřazena první harmonické frekvenci, zelená druhé a modrá sumě vibrací. Kritické otáčky rotoru se projevují zvýšením amplitud vibrací.

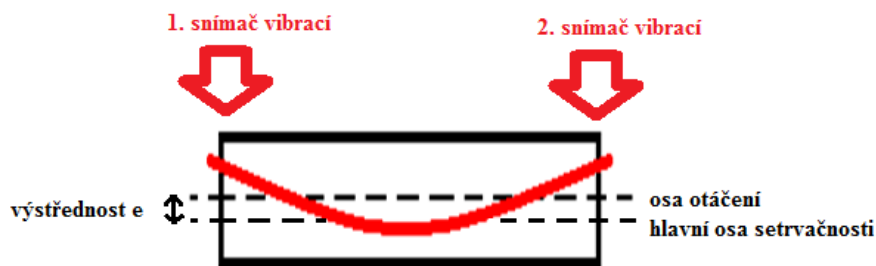


Obr. č. 47: Průběh fázového posunu a amplitudy vibrací v závislosti na rychlosti otáčení

Velikost vibrací rotoru se v závislosti na rychlosti otáčení a rozložení osy těžiště vůči ose otáčení mění. Rotor je staticky nevyvážený, pokud jsou osa otáčení a hlavní osa setrvačnosti rovnoběžné<sup>36</sup>. Statická nevyváženost může být snížena založením jediného závaží. V ideálním případě se závaží založí do střední části rotoru vztaženo k axiální ose. Nevyváženost se sníží posunutím těžiště rotoru do osy otáčení. Při statické nevyváženosti se odstředivá síla rovnoměrně rozloží mezi obě ložiska.

Obr. č. 48 ukazuje průhyb pružného rotoru při statické nevyváženosti. Fázový posun naměřený na obou snímačích je shodný.

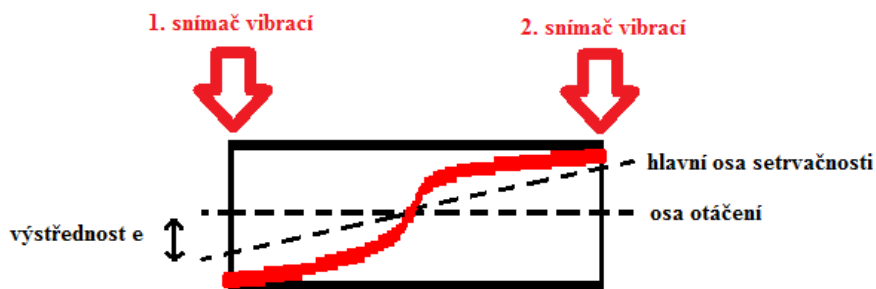
<sup>36</sup> Grim K. Gary, Haidler W. John, Mitchell J. Bruce: The Basics of Balancing, Balance Technology Inc., odborný článek dostupný na internetových stránkách [www.balancetechnology.com](http://www.balancetechnology.com), str. 8



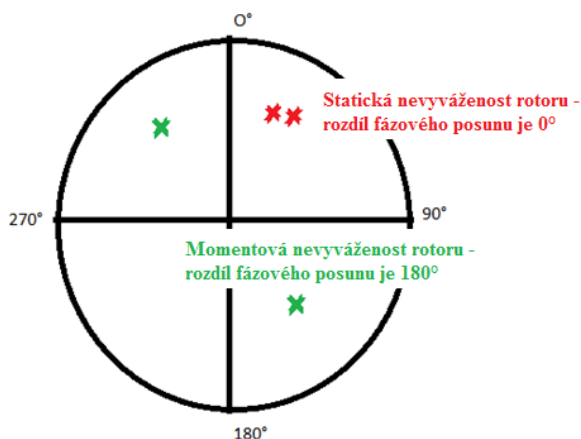
Obr. č. 48: Průhyb rotoru při statické nevyváženosti

Rotor je momentově nevyvážený, pokud osa otáčení a hlavní osa setrvačnosti nejsou rovnoběžné<sup>37</sup>. Hlavní osa setrvačnosti prochází těžištěm rotoru. Tento druh nevyváženosti vzniká při frekvenci otáčení hřídele nad rezonanční frekvenci, tzn. může vzniknout pouze na pružném rotoru.

Obr. č. 49 ukazuje průhyb pružného rotoru při dynamické nevyváženosti. Rozdíl fázového posunu naměřený na obou snímačích je  $180^\circ$ .



Obr. č. 49: Průhyb rotoru při momentové nevyváženosti



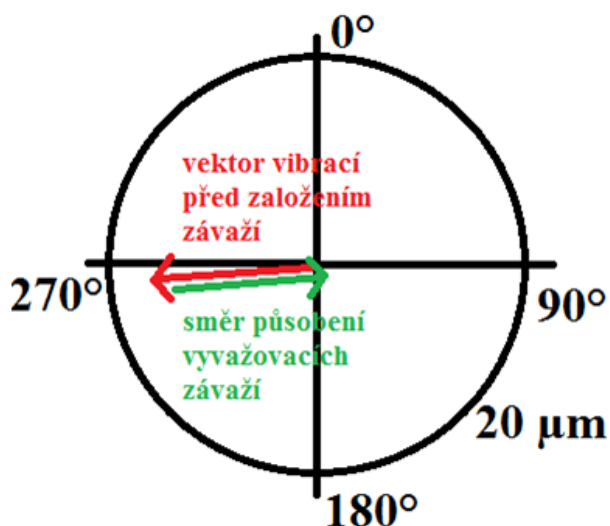
Obr. č. 50: Polární graf znázorňující statickou a momentovou nevyváženost

<sup>37</sup> Grim K. Gary, Haidler W. John, Mitchell J. Bruce: The Basics of Balancing, Balance Technology Inc., odborný článek dostupný na internetových stránkách [www.balancetechnology.com](http://www.balancetechnology.com), str. 10

V obrázku č. 50 je v polárním grafu zakreslena vzájemná poloha vektorů vibrací na obou ložiscích při statické a momentové nevyváženosti rotoru.

Vyvažování rotorů je vysvětleno na následujícím příkladu. Předpokládejme, že v obrázku č. 43 jsou zaznamenány vibrace čepu rotoru bezdotykovými snímači. Vibrace na obou čepch budou shodné – rotor je staticky nevyvážený.

Z průběhu vibrací je zřejmé, že čep bude nejbližší k snímači v okamžiku, kdy je fázový posun roven  $267^\circ$ . Cílem je snížit amplitudu vibrací na co nejmenší hodnotu. Amplitudu je možno snížit posunem hlavní osy setrvačnosti rotoru do osy otáčení, čehož se docílí založením vyvažovacích závaží. Závaží se založí do středu rotoru podél axiální osy na úhel  $267^\circ - 180^\circ = 87^\circ$ . Vektor vibrací vyvolaný založením závaží bude mít opačný směr než vektor před založením závaží (viz obr. č. 51).



Obr. č. 51: Vyvažování rotorů

### 5.12 Zbytkový nevyvážek

Zbytkový nevyvážek je veličina, která reprezentuje velikost nevyváženosti rotoru. Maximální povolená hodnota je dána mezinárodními normami a je součástí dokumentace, která se předává zákazníkovi. Jednotkami zbytkového nevyvážku jsou gram-milimetry. Jeho hodnota se určuje před demontáží rotoru z vyvažovacích stojanů.

Postup určení zbytkového nevyvážku dle americké normy API 546<sup>38</sup>:

Zkušební závaží je umístováno rovnoměrně po obvodu rotoru, vždy na stejných poloměrech, v šesti pozicích. Zkušební závaží se vybere tak, aby součin jeho hmotnosti v gramech a poloměru, na který se umístí v milimetrech, byl jedno až dvojnásobkem maximálního povoleného zbytkového nevyvážku. Maximální povolený zbytkový nevyvážek je dán normou v závislosti na hmotnosti vyvažovaného rotoru a jeho provozních otáčkách.

Např. pro  $U_{\max} = 1440 \text{ g}\cdot\text{mm}$  se závaží vybere a umístí tak, aby součin jeho váhy a poloměru, na které se umístí, byl 1440 až 2880 g.mm.

Po založení zkušebních závaží po obvodu rotoru jsou při vyvažovací rychlosti otáčení změřeny vibrace. Změřené hodnoty se vynesou do polárního grafu a propojí kružnicí. Vzdálenost středu kružnice od počátku polárního grafu je hodnota zbytkového nevyvážku rotoru. Pro ilustraci výpočtu zbytkového nevyvážku nejlépe poslouží následující příklad.

Maximální dovolený zbytkový nevyvážek  $U_{\max}$  se určí dle empirického vztahu:

$$U_{\max} = \frac{\text{konstanta}^{39} \cdot \text{hmotnost rotoru [kg]}}{\text{maximální otáčky } [\frac{1}{\text{min}}]} = \text{maximální dovolený nevyvážek [g}\cdot\text{mm]} \quad (5.12.1)$$

kde:

maximální otáčky	$n = 3000 \text{ [ot/min]}$
hmotnost rotoru	$m = 20\,000 \text{ [kg]}$

$$U_{\max} = \frac{6350 \cdot 20000}{3000} = 42333 \text{ [g}\cdot\text{mm]} \quad (5.12.2)$$

Počáteční zkušební nevyvážek má dvojnásobnou hodnotu maximálního dovoleného nevyvážku, tedy  $2 U_{\max}$ :

$$2 \cdot U_{\max} = 42333 \text{ [g}\cdot\text{mm]} \cdot 2 = 84666 \text{ [g}\cdot\text{mm]} \quad (5.12.3)$$

Poloměr pro založení závaží: 500 mm (dáno konstrukcí rotoru)

<sup>38</sup> API Standard 546, Brushless Synchronous Machines – 500 kVa and Larger, American Petroleum Institute 1997, Appendix C – Procedure for Determination of Residual Unbalance technická norma, 2. vydání

<sup>39</sup> Konstanta slouží pro převod z amerických jednotek (libry, palce, unce) na SI jednotky (kilogramy, milimetry, gramy) a její hodnota je uvedena ve výše zmíněné normě v kapitole 2.4.6.3.5, str. 16

Hmotnost zkušebních závaží:

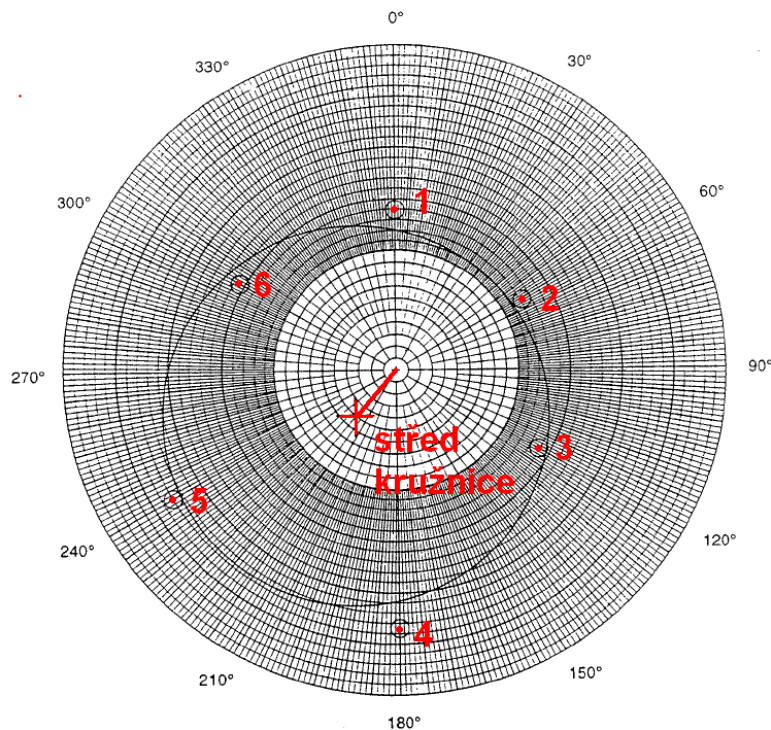
$$m = \frac{84666 [\text{g} \cdot \text{mm}]}{500 [\text{mm}]} = 169 [\text{g}] \quad (5.12.4)$$

Změřené hodnoty vibrací po umístění zkušebních závaží po obvodu rotoru:

Tab. č. 8: Naměřené hodnoty vibrací

Pozice	Umístění závaží	Amplituda vibrací [ $\mu\text{m}$ špička - špička]
1	0°	14,0
2	60°	12,0
3	120°	14,0
4	180°	23,5
5	240°	23,0
6	300°	15,5

Změřené hodnoty se zakreslí do polárního grafu. Body v polárním grafu se propojí kružnicí a označí se její střed, (viz obr. 52). Následně se změří průměr tohoto kruhu (v ukázkovém příkladě 35 jednotek).



Obr. č. 52: Polární graf se zakresleným zbytkovým nevyvážením

Vypočte se dvojnásobek zkušebního nevyvážku rotoru:

$$2 \cdot 2 \cdot U_{\max} 84666 [\text{g} \cdot \text{mm}] \cdot 2 = 169332 [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (5.12.5)$$

Tato hodnota se vydělí počtem jednotek na průměru kružnice a výsledek je měřítko polárního grafu:

$$\frac{169332 [\text{g} \cdot \text{mm}]}{35} = 4838 [\text{g} \cdot \text{mm} / 1 \text{ dílek}] \quad (5.12.6)$$

Měřítka udává poměr mezi jednotkami v polárním grafu a gram–milimetry změřeného zbytkového nevyvážku.

Zbytkový nevyvážek je vzdálenost středu kružnice od počátku polárního grafu. V ukázkovém příkladě je tato vzdálenost 5 jednotek. Tuto hodnotu vynásobíme dopočteným měřítkem a dostaneme skutečnou hodnotu zbytkového nevyvážku:

$$5 \cdot 4838 = 24190 [\text{g} \cdot \text{mm}] \quad (5.12.7)$$

Maximální hodnota zbytkového nevyvážku je 42333 g.mm, tzn. rotor je vyvážen v souladu s normou.

### 5.13 Přehled nepoužívanějších norem pro vyhodnocování naměřených vibrací

*American Petroleum Institute: Brushless Synchronous Machines – 500 kVA and Larger, 1997*

*Appendix C – Procedure for Determination of Residual Unbalance:* V normě je uveden postup určování zbytkového nevyvážku. Příklad výpočtu zbytkového nevyvážku v předchozí části vychází z této normy. Tato norma byla jako ukázkový příklad výpočtu zbytkového nevyvážku vybrána pro svoji transparentnost a postup výpočtu zbytkového nevyvážku pomocí grafické metody.

*ČSN ISO 11342 – Vibrace, metody a kritéria vyvažování pružných rotorů:* V normě jsou uvedeny základní poznatky spojené s vyvažováním rotorů a postup pro stanovení zbytkového nevyvážku.

*ČSN ISO 10816-1 až 4 - Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech:* Norma se zabývá měřením vibrací seismickými snímači na ložiscích stroje a stanovuje mezní limity dle velikosti stroje a uložení rotoru.

## 5.14 Přehled příčin zvýšených vibrací točivých strojů

V další části jsou uvedeny příklady problémů spojených s výskytem vyšších vibrací a hluku, s nimiž se autor setkal v závodě vyrábějícím turbogenerátory. Problémy jsou rozděleny dle příčiny:

- vlastní frekvence některé z podpor rotoru se nachází v blízkosti provozní frekvence,
- nerovnoměrné chlazení rotoru,
- rezonance některé ze součástí kostry statoru,
- samobuzené kmitání.

### 5.14.1 Vlastní frekvence některé z podpor rotoru se nachází v blízkosti provozní frekvence

*Projev:*

Zvýšená amplituda vibrací některé z harmonických frekvencí při provozní frekvenci, přestože byl rotor dobře vyvážen.

*Příčina:*

Některá z podpor rotoru má vlastní frekvenci v blízkosti provozní frekvence.

*Hledání příčiny:*

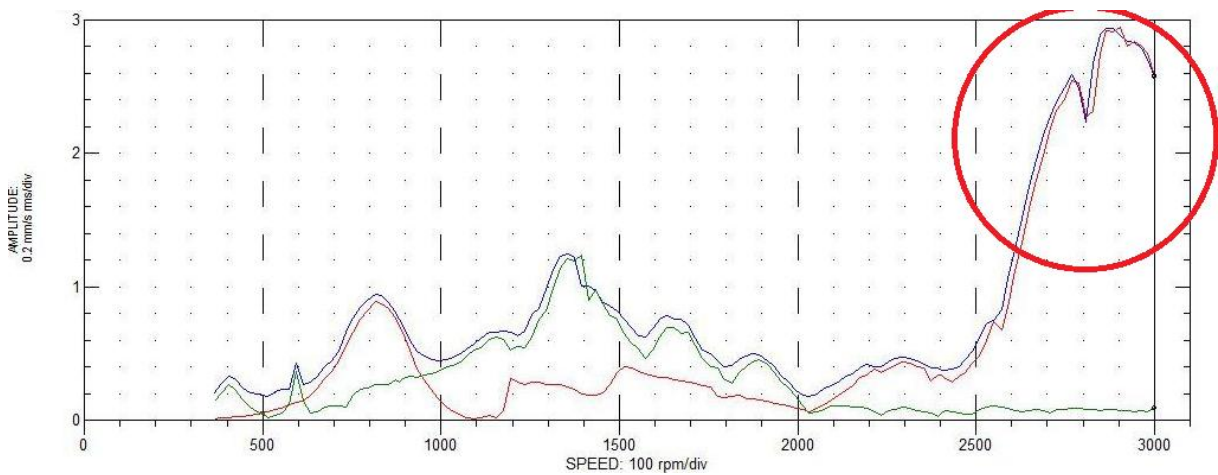
V tomto případě je doporučeno měřit vibrace nejen na ložisku ve směru, kde je nejvyšší amplituda vibrací, ale i na všech částech uložení rotoru. Amplituda vibrací by měla klesat shora dolů, tzn., že na základové desce stroje by měla být hladina vibrací téměř nulová. Pokud se jedná o stroj, který nemá samonosné ložiskové stojany, ale ložiskové podpory jsou součástí štítu stroje, snižuje se tím tuhost uložení rotoru. Doporučuje se důkladně zmapovat velikost vibrací na všech částech štítu a provést měření tzv. rundownů (odezva vibrací na změnu rychlosti otáčení rotoru). Dalším faktorem, který ovlivňuje tuhost podpor, je teplota. S rostoucí teplotou klesá tuhost a dochází k posunu vlastních frekvencí uložení. Na stroji je vhodné provést oteplovací zkoušku se zapojením nakrátko, kdy dochází k zahřívání všech částí stroje vlivem cirkulace chladicího média a joulových ztrát ve vinutí statoru. Během oteplovací zkoušky se sledují hodnoty vibrací a vyhodnocuje jejich změna v relaci se změnou teploty.



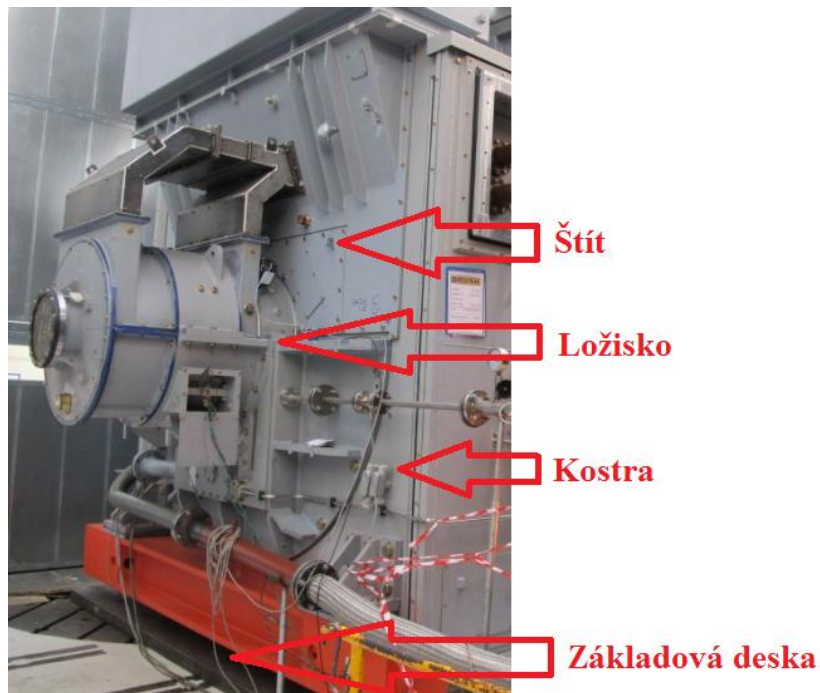
### Odstranění příčiny:

Dle již uvedeného vzorce závisí vlastní frekvence na tuhosti a hmotnosti soustavy. Pokud dojdeme k poznatku, že štít stroje má rezonanční frekvenci v blízkosti provozních otáček, můžeme jeho tuhost změnit například navařením ocelového žebra. Zvýšení tuhosti posune rezonanční frekvenci nad provozní rychlost otáčení.

V obrázku č. 53 je zaznamenán průběh vibrací ložiska stroje v závislosti na rychlosti otáčení rotoru. Sumě vibrací je přiřazena modrá křivka, první harmonické frekvenci červená a druhé zelená. Ze záznamu vyplývá, že dochází k rezonanci některé z podpór rotoru s nevyváženým rotorem.



Obr. č. 53: Rezonance uložení rotoru



Obr. č. 54: Označení jednotlivých částí uložení statoru

V obrázku č. 54 je fotografie turbogenerátoru o výkonu cca 100 MW na zkušebním stanovišti. Ve fotografii jsou označeny jednotlivé části uložení statoru: štít, ložisko, kostra a základová deska.

#### **5.14.2 Nerovnoměrné chlazení rotoru**

*Projev:*

Změna amplitudy a fáze první harmonické frekvence při provozní rychlosti otáčení rotoru v závislosti na čase tzv. rubbing<sup>40</sup>.

*Příčina:*

Rotor se chladí nerovnoměrně.

*Hledání příčiny:*

Rotor se při svém otáčení zahřívá třením o chladicí médium. Pokud jeho povrch není hladký, ohřívá se při provozních otáčkách až o několik desítek Kelvina. Teplo přestupuje z povrchu směrem do středu rotoru. Při nedokonalé cirkulaci chladicího média se rotor lokálně zahřívá více a jeho tuhost se v radiálním směru mění. V rotoru probíhá přestup tepla z teplejších míst do chladnějších, a tím se mění i tuhost a fáze vibrací. Výsledkem je pohyb fáze vibrací po uzavřené křivce.

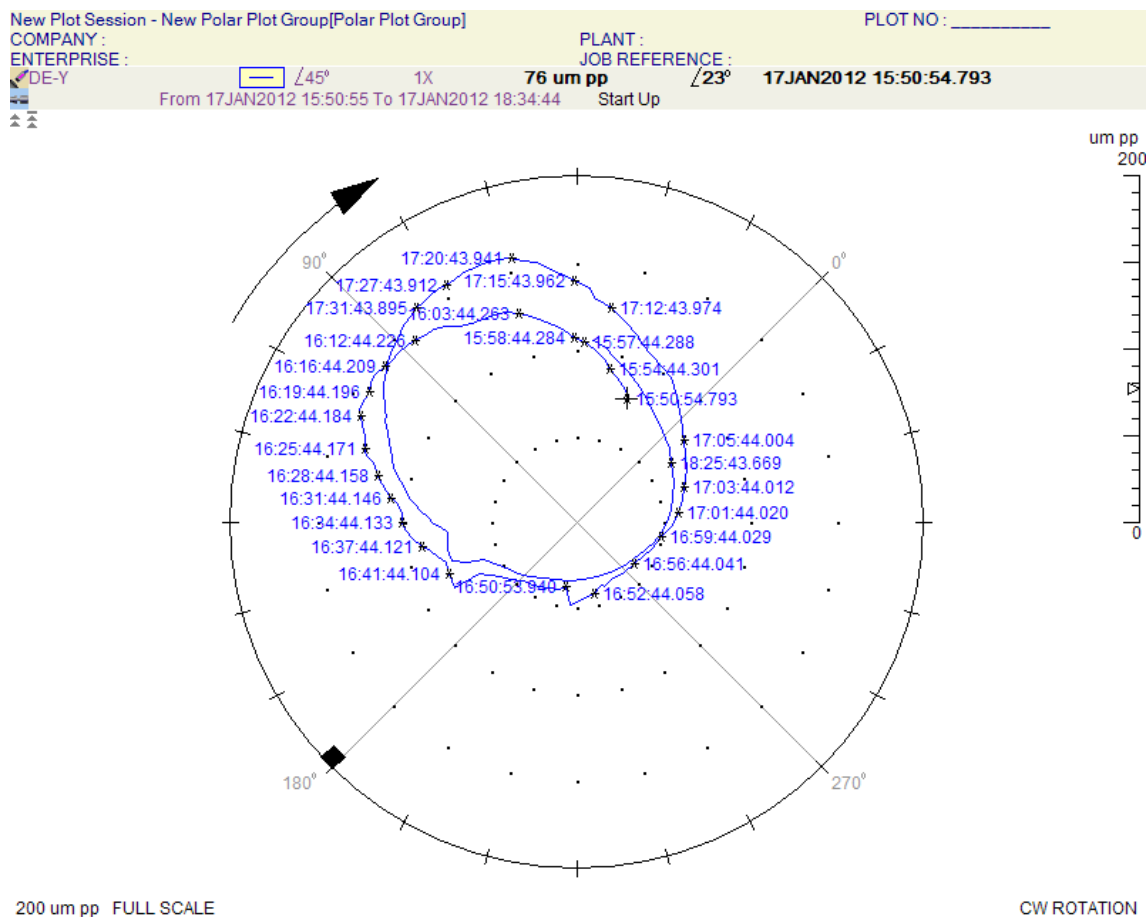
*Odstranění příčiny:*

Zajistit symetrické chlazení rotoru např. konstrukční změnou.

V obrázku č. 55 je znázorněno otáčení vektoru vibrací v závislosti na čase. V tomto případě je čas potřebný k vytvoření jedné uzavřené křivky cca 75 minut. Zjištění, že se vektor některé z harmonických složek pohybuje po uzavřené křivce, někdy zabere delší čas a předchází mu několik pokusů o vyvážení rotoru. Až provoz stroje po delší časový úsek a sledování polárních grafů ukáže, že se jedná o tzv. rubbing.

---

<sup>40</sup> Balda Miroslav: Zjišťování příčin zvýšených vibrací rotorů turbosoustrojí, Ústav termomechaniky AVČR + Západočeská univerzita v Plzni, odborný článek publikovaný na konferenci Dynamika rotorových soustav, Brno 1999, kapitola 3.2



Obr. č. 55: Polární graf - změna vibrací v závislosti na čase

### 5.14.3 Rezonance některé ze součástí kostry statoru

#### *Projev:*

Zvýšené vibrace některé ze součástí statoru při roztáčení rotoru na provozní rychlost otáčení.

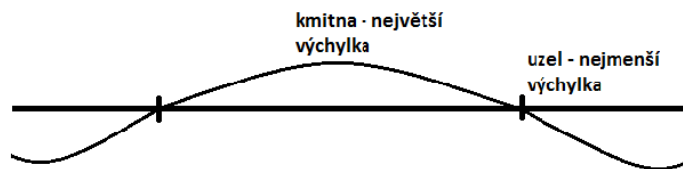
#### *Příčina:*

Na statoru dochází k přenosu vibrací mezi jednotlivými částmi. Pokud jsou vlastní frekvence několika mechanicky propojených částí shodné, dojde při určité frekvenci budící síly k jejich vzájemné rezonanci a prudkému nárůstu vibrací.

#### *Hledání příčiny:*

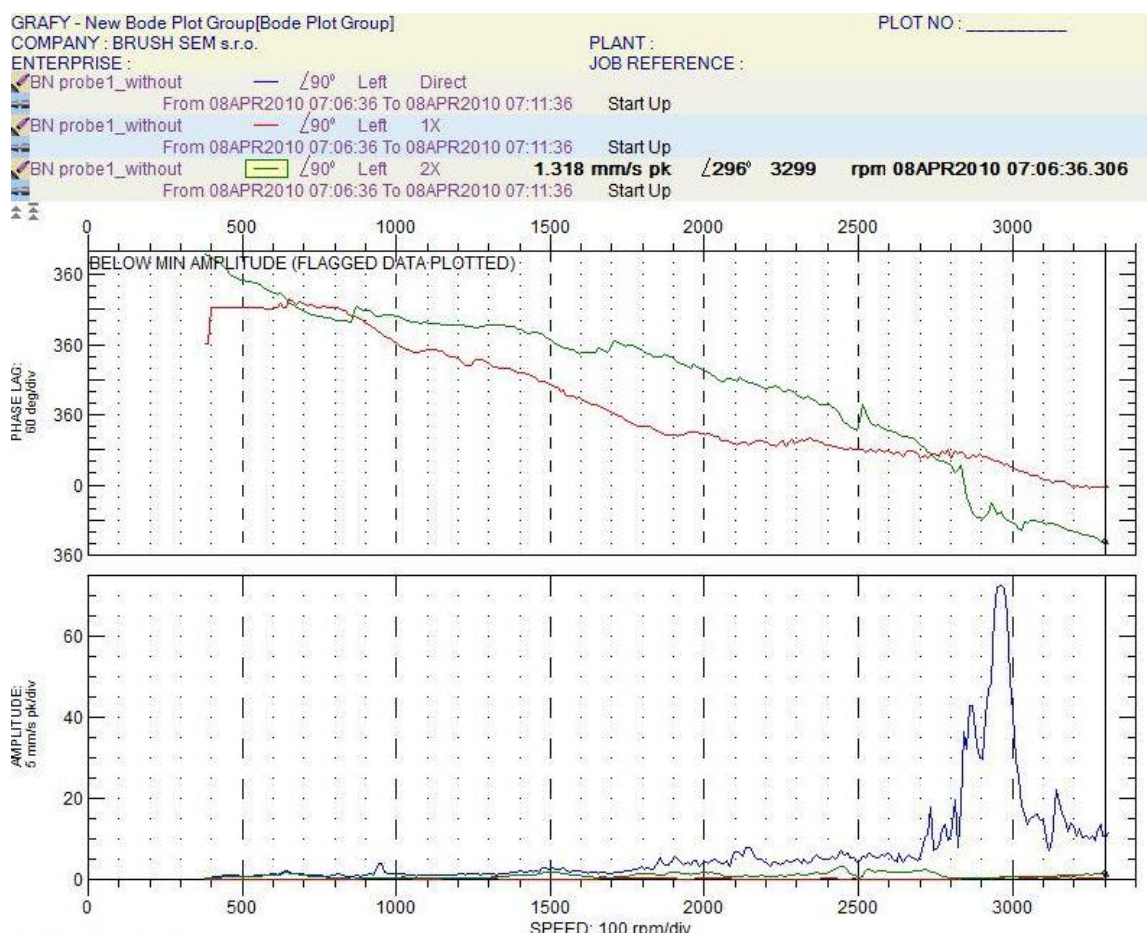
Tento jev se často vyskytuje na ocelových plátech, ze kterých je svařena kostra stroje. Některý z plátů se při roztáčení rotoru výrazně rozkmitá, což se projevuje i zvýšenou hladinou hluku v okolí stroje. Problém se vyskytuje v místech, kde není dostatečná síť výtuh a část kostry začne vibrovat s velkou amplitudou, neboť tuhost plátu závisí na jeho rozměrech a

tloušťce. V takovém případě je nutné najít místo s největší výchylkou vibrací – kmitnu<sup>41</sup> (viz obr. 56). Pokud je plát vyroben z homogenního materiálu, leží toto místo většinou uprostřed mezi dvěma uzly (výztuhami).



Obr. č. 56: Znázornění výchylky chvění ocelového plátu

V obrázku č. 57 je zakreslen záznam rychlosti vibrací v závislosti na rychlosti otáčení rotoru. Záznam byl naměřen na ocelovém plátu na boku statoru. Ze záznamu je patrná rezonance vibrací při rychlosti otáčení cca 2950 1/min s amplitudou cca 70 mm/s, 0 - špička.



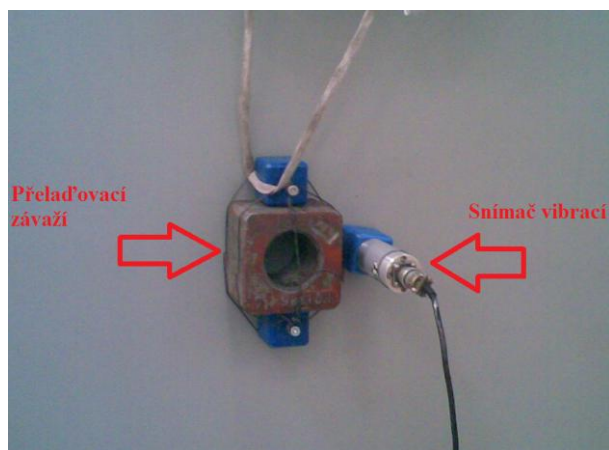
Obr. č. 57: Záznam vibrací plátu statoru bez závaží

<sup>41</sup> Serway A. Raymond, Jewett W. John: Physics for Scientists and Engineers, Thomson Brooks/Cole, USA 2004, 6. vydání, ISBN 0534408427, kapitola 18.2., str. 550

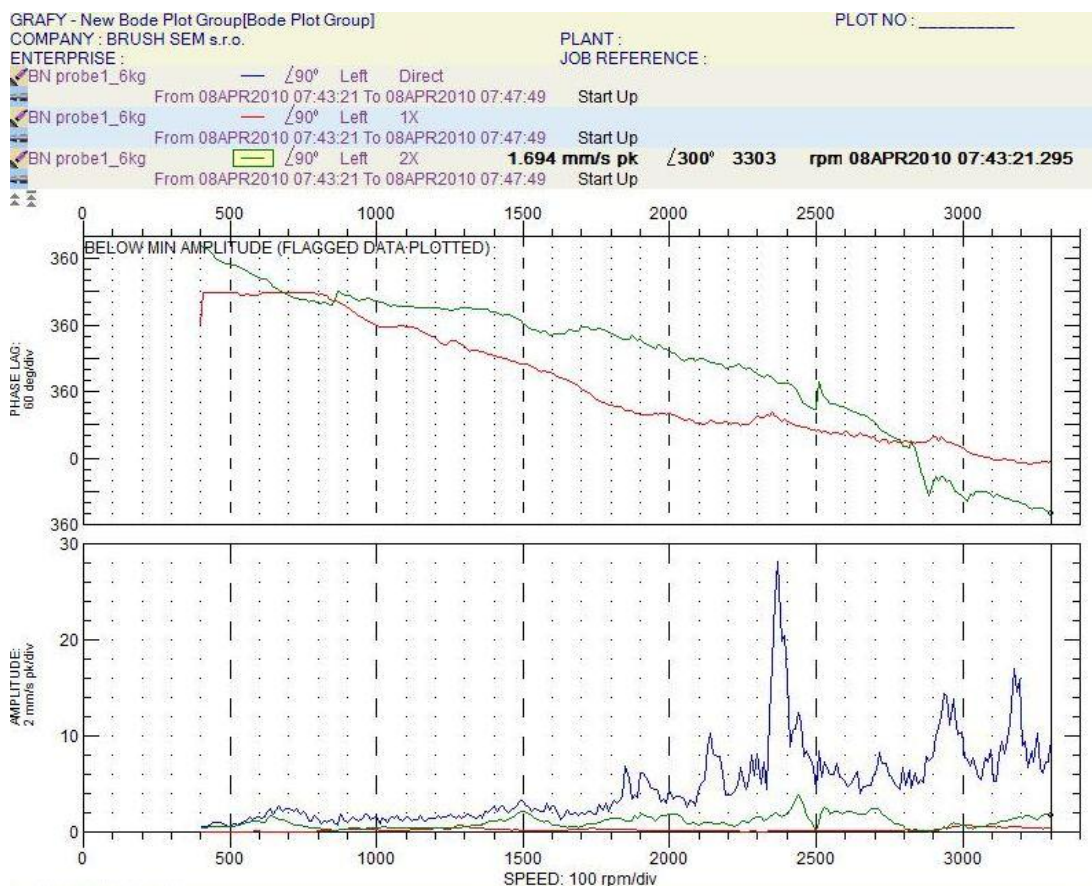
### Odstranění příčiny:

Nejjednodušší řešení je do kmiten na plátu upevnit závaží o dostatečné hmotnosti a tím snížit jeho vlastní frekvenci. Výchylka plátu dle výše uvedených vzorců závisí na rozdílu vlastní frekvence a frekvence budicí síly.

Obrázek č. 58 zachycuje umístění přeladovacího závaží na kostře statoru. Vedle závaží je uchycen snímač vibrací pro porovnání vibrací před umístěním závaží a po něm.



Obr. č. 58: Umístění přeladovacích závaží do míst zvýšených vibrací



Obr. č. 59: Záznam vibrací na plátu statoru po uchycení závaží



V obrázku č. 59 je záznam rychlosti vibrací v závislosti na rychlosti otáčení hřídele po uchycení závaží na statorový plát. V záznamu je možno vyčíst, že došlo k posunu rezonanční frekvence na cca 2350 1/min a snížení amplitudy vibrací na cca 30 mm/s 0 - špička.

#### 5.14.4 Samobuzené kmitání

*Projev:*

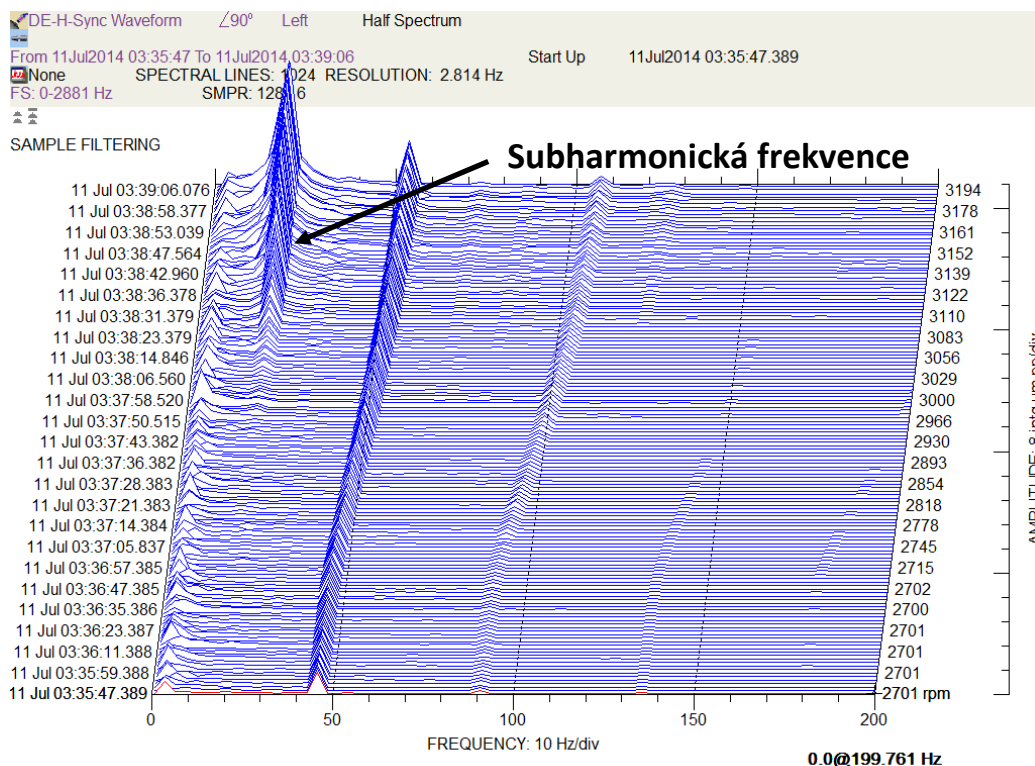
Na čepech rotoru a ložiscích se objevuje subharmonická frekvence vibrací, tzn. frekvence nižší, než je frekvence rychlosti otáčení rotoru<sup>42</sup>.

*Příčina:*

Příčinou jsou nevhodné hydrodynamické poměry v olejovém filmu. Vznikající vibrace jsou označovány jako samobuzené.

*Hledání příčiny:*

Pokud mají samobuzené kmity poloviční frekvenci, než je frekvence otáčení rotoru, pak jsou tyto vibrace označovány anglickým slovem „whirl“ (víření). Jsou projevem závady na ložisku, např. porušení kluzné vrstvy.



Obr. č. 60: Záznam samobuzeného kmitání

<sup>42</sup> Horák Vladimír: Vibrodiagnostika turbosoustrojí, odborný článek publikovaný v časopisu Technická diagnostika 1-2/1996, kapitola 2.3, str. 19

Když mají samobuzené kmity frekvenci menší, než je polovina frekvence otáčení rotoru, označují se jako „whip“ (tlučení). Příčinou je nedostatečné zatížení ložisek. Při tomto druhu samobuzeného kmitání vibruje rotor tou frekvencí, která má nejnižší vlastní útlum.

*Odstranění příčiny:*

Konstrukční změna ložiska.

Obrázek č. 60 zobrazuje ve spektrálním 3D grafu samobuzení kmitání typu „whip“ se subharmonickou frekvencí. Na vodorovné ose je vyneseno frekvenční spektrum, na horizontální rychlost otáčení rotoru a na ose vstupující kolmo do grafu je amplituda vibrací. Samobuzené kmitání bylo odstraněno zmenšením plochy ložisek.

### 5.15 Aplikace pro zobrazování 3D polárních grafů

V předchozích kapitolách bylo popsáno několik základních nástrojů pro zobrazování změřených hodnot vibrací. Těmito nástroji jsou především orbity, frekvenční analýza a polární grafy. Polární grafy jsou nejužitečnějším nástrojem pro vyvažování rotorů, neboť zobrazují změnu polohy vektoru vibrací v závislosti na rychlosti otáčení stroje, čase a především po založení vyvažovacích závaží. Jak již bylo zmíněno, vektory vynášené do polárního grafu mají velikost rovnou amplitudě zobrazované harmonické frekvenční složky. Úhel je rovný fázovému posunu mezi okamžikem, kdy harmonická složka dosáhne maxima a průchodem reflexní značky na hřídeli pod snímačem otáček.

Polární grafy používané v dosavadní praxi jsou pouze 2D. Po jejich obvodu je stupnice ve stupních nebo radiánech v rozsahu  $0^\circ - 360^\circ$  nebo  $0 - 2\pi$  rad. Poloměr polárního grafu je roven rozsahu amplitudy vibrací. 2D zobrazení grafu má tyto nevýhody:

- zakreslení změny polohy vektoru pro různé rychlosti otáčení hřídele je nepřehledné, neboť chybí osa pro její zaznamenání,
- porovnávání změny polohy vektoru před a po založení vyvažovacích závaží v celém rozsahu rychlosti otáčení je rovněž nepřehledné ze stejného důvodu,
- nelze porovnat záznam vibrací z více snímačů v přímé relaci s rychlostí otáčení rotoru.

Na základě těchto skutečností se autor rozhodl pomocí programu MATLAB vytvořit aplikaci pro vytvoření 3D polárního grafu. Oproti běžně užívanému typu zobrazení je do grafu přidána další osa, na níž je vynesena rychlost otáčení rotoru.

Data byla naměřena na vyhotoveném stroji na zkušebním stanovišti a na vyvažovaném rotoru v odstředivacím tunelu ve výrobním závodě BRUSH SEM s.r.o. K měření byl použit měřicí systém ADRE 408 od americké společnosti Bently Nevada. Po měření byla data uložena do souboru typu xls.

### 5.15.1 Vyrobený stroj na zkušebním stanovišti

Na stroji byla provedena tři měření. Při každém měření byla měněna rychlost otáčení rotoru v rozsahu cca 400 – 3600 1/min. Čtyři bezdotykové snímače DE-X, DE-Y, NDE-X a NDE-Y byly umístěny nad čepy rotoru a jejich poloha se v průběhu všech tří měření neměnila. Poloha šesti seismických snímačů DE-H, DE-V, DE-A, NDE-H, NDE-V a NDE-A byla po každém měření změněna. Pro první měření byly tyto snímače umístěny na ložiska stroje, pro druhé měření na kostru stroje v ose otáčení rotoru a pro třetí měření na základovou desku, k níž byl stroj ukotven. Umístění snímačů pro každé měření je uvedeno v tabulce č. 9.

Tab. č. 9: Umístění snímačů na smontovaném stroji

Zkratka snímače	Umístění snímače	Měření č. 1	Měření č. 2	Měření č. 3
DE-X	Čep strana spojky / radiálně			
DE-Y	Čep strana spojky / radiálně			
NDE-X	Čep strana budiče / radiálně			
NDE-Y	Čep strana budiče / radiálně			
DE-H	Strana spojky / horizontálně	ložisko	kostra	zákl. deska
DE-V	Strana spojky / vertikálně	ložisko	kostra	zákl. deska
DE-A	Strana spojky / axiálně	ložisko	kostra	zákl. deska
NDE-H	Strana budiče / horizontálně	ložisko	kostra	zákl. deska
NDE-V	Strana budiče / vertikálně	ložisko	kostra	zákl. deska
NDE-A	Strana budiče axiálně	ložisko	kostra	zákl. deska





Obr. č. 61: Umístění snímačů vibrací na smontovaném stroji

V obrázku č. 61 je fotografie měřeného stroje na zkušebním stanovišti. Na fotografii jsou šipkami vyznačeny pozice umístění snímačů na straně budiče pro všechna tři měření.

V obrázku č. 62 je detail umístění seismických snímačů vibrací na ložisku stroje v horizontálním, vertikálním a axiálním směru.



Obr. č. 62: Detail umístění snímačů vibrací na ložisku

V tabulce č. 10 je vzorek naměřených dat pro rychlost otáčení hřídele 403 1/min. Ve sloupci označeném *Jméno kanálu* jsou označení snímačů, ve sloupci *Rychlost* je rychlost otáčení hřídele [1/min], ve sloupci *Amplituda 1. harmonické* je amplituda první harmonické složky [ $\mu\text{m}$  špička - špička], ve sloupci *Fázový posun 1. harmonické* je fázový posun [ $^\circ$ ] a ve sloupci *Suma* je suma všech harmonických složek [ $\mu\text{m}$  špička - špička].

Tab. č. 10: Vzorek naměřených dat na smontovaném stroji

Jméno kanálu	Rychlost [1/min]	Amplituda 1. harmonické [μm šp-šp]	Fázový posun 1. harmonické [°]	Suma [μm šp-šp]
DE-X	403	5,67	217	12,08
DE-Y	403	5,49	305	12,69
NDE-X	403	1,99	167	12,57
NDE-Y	403	2,36	271	15,13
DE-H	403	0,00	0	7,06
DE-V	403	0,23	0	8,65
DE-A	403	0,47	90	7,76
NDE-H	403	0,23	90	12,57
NDE-V	403	0,16	0	8,53
NDE-A	403	0,55	188	8,46

### 5.15.2 Vyvažovací stojany v odstřed'ovacím tunelu

V odstřed'ovacím tunelu autor provedl dvě měření v rozsahu rychlosti otáčení cca 400 – 2500 1/min. První měření bylo provedeno před a druhé po založení vyvažovacích závaží. Na stojanech byly umístěny seismické snímače DE-V, DE-H, NDE-V a NDE-V. Umístění snímačů je popsáno v tabulce č. 11.

Tab. č. 11: Umístění snímačů na vyvažovacích stojanech

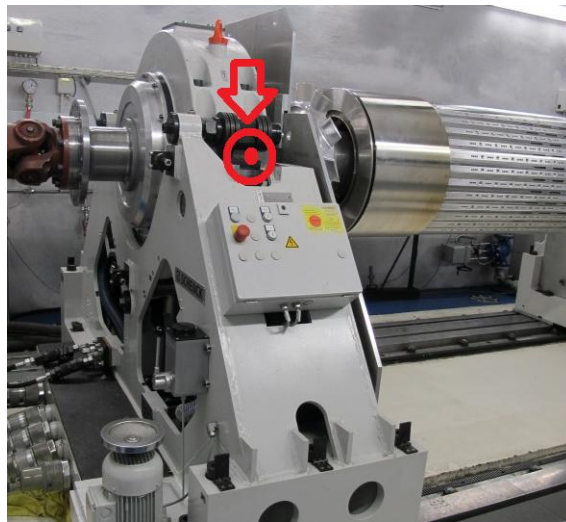
Zkratka snímače	Umístění snímače	Měření č. 1	Měření č. 2
DE-V	Strana spojky / vertikálně	před zal. závaží	po zal. závaží
DE-H	Strana spojky / horizontálně	před zal. závaží	po zal. závaží
NDE-V	Strana budiče / vertikálně	před zal. závaží	po zal. závaží
NDE-H	Strana budiče / horizontálně	před zal. závaží	po zal. závaží

V tabulce č. 12 je vzorek změřených dat v odstřed'ovacím tunelu. Označení sloupců je totožné s tabulkou č. 10.

Tab. č. 12: Vzorek naměřených dat na vyvažovacích stojanech

Jméno kanálu	Rychlost [1/min]	Amplituda 1. harmonické [μm šp-šp]	Fázový posun 1. harmonické [°]	Suma [μm šp-šp]
DE-V	403	0,29	95	0,71
DE-H	403	0,08	214	0,68
NDE-V	403	0,16	273	0,55
NDE-H	403	0,05	347	0,64

Na obrázku č. 63 je fotografie vyvažovacích stojanů s šipkami znázorňujícími umístění snímačů. Snímače jsou integrovány výrobcem ve vyvažovacích stojanech, proto nejsou na fotografii viditelné.



Obr. č. 63: Umístění snímačů ve vyvažovacích stojanech

### 5.15.3 Postup vypracování aplikace

Naměřená data byla ze souboru typu xls importována do matic v programu MATLAB. Pomocí nástroje GUIDE (Graphical User Interface Development Environment) byla vytvořena nabídka s výběrem jednotlivých měření a snímačů. Uživatel si vybere, která z nabízených měření a snímačů bude chtít zobrazit v grafech.

Měření na smontovaném stroji:

- vibrace čepů a ložisek,
- vibrace čepů a kostry stroje,
- vibrace čepů a základové desky.

Měření na vyvažovacích stojanech:

- vibrace ložisek před a po založení vyvažovacích závaží.

Po výběru měření se objeví nabídka snímačů. Uživatel si vybere, které snímače bude chtít zobrazit. Data z uživatelem vybraných snímačů se zobrazí ve třech grafech:

- graf sumy vibrací všech harmonických složek,
- 2D polární graf první harmonické složky,
- 3D polární graf první harmonické složky.

Data se v grafech zobrazují dynamicky. Nejprve se načtou hodnoty pro nejnižší rychlost otáčení rotoru, po uplynutí nastavené časové prodlevy se zobrazí data pro vyšší rychlost otáčení až po maximální změřenou rychlost.

V grafu sumy vibrací a 2D polárním grafu se vykreslují pouze data pro aktuální rychlost otáčení, jež se zobrazuje na obrazovce. V 3D polárním grafu zůstávají zobrazeny hodnoty i pro předchozí rychlosti otáčení.

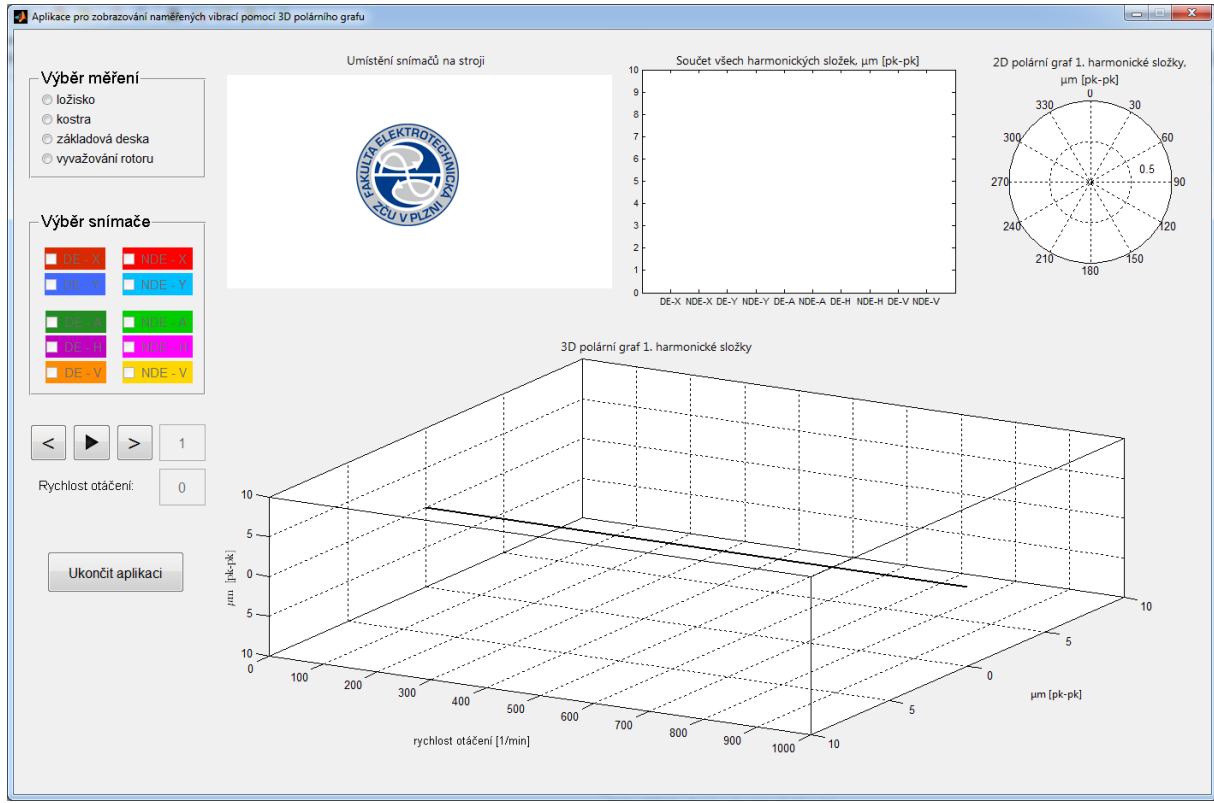
Při výběru měření na smontovaném stroji má uživatel možnost porovnávat hodnoty například mezi spojkovým a budičovým ložiskem. Při výběru měření v odstředivacím tunelu může navíc porovnávat hodnoty před a po založení vyvažovacích závaží a zároveň pozorovat změnu vektoru vibrací při statické a momentové nevyváženosti.

3D zobrazení polárního grafu umožní lépe sledovat a analyzovat vibrace v okolí rezonančních frekvencí. Rezonance jsou pro točivé stroje nebezpečné jevy, neboť prudký nárůst vibrací může stroj vážně poškodit nebo dokonce zcela vyřadit z provozu.

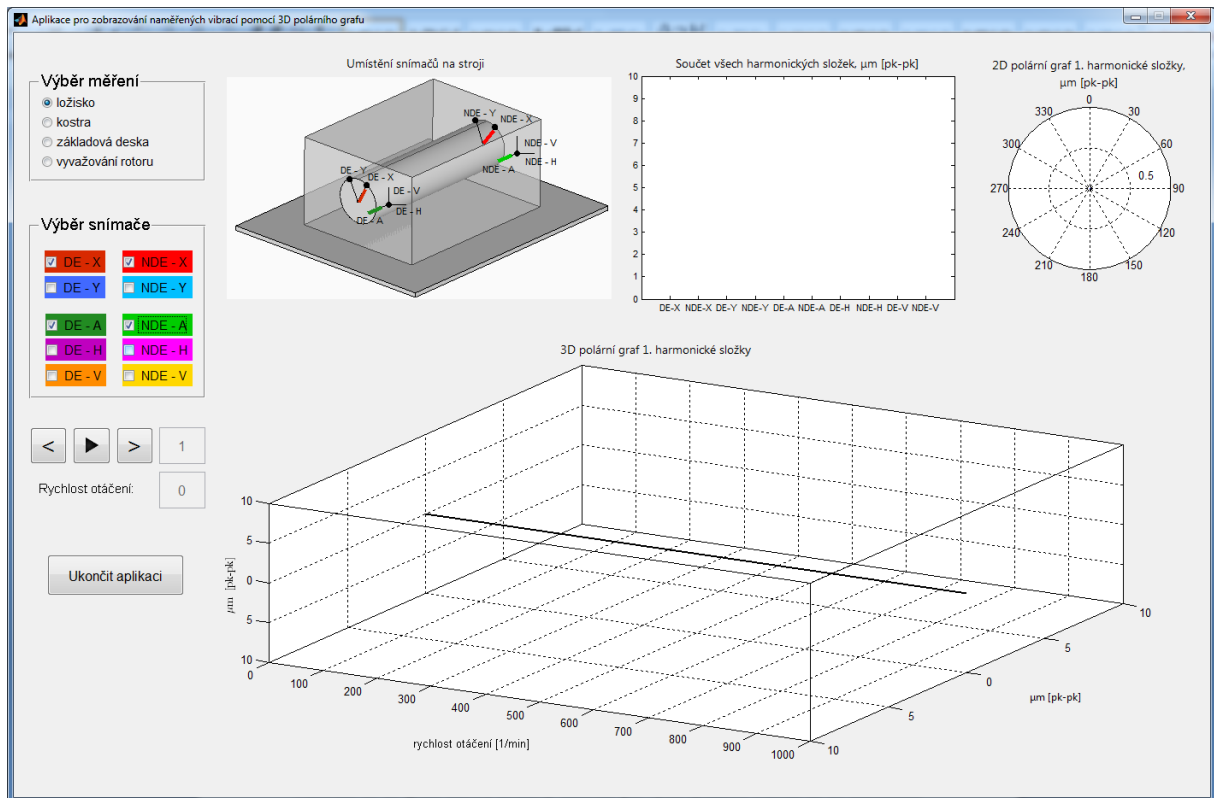
#### **5.15.4 Popis aplikace na zobrazování 3D polárních grafů**

Po spuštění aplikace zobrazující vibrace pomocí 3D polárního grafu se na obrazovce objeví okno, ve kterém je možné provést výběr jednoho ze čtyř měření a výběr snímačů pro zobrazení. V okně jsou rovněž umístěny grafy pro zobrazování součtu vibrací všech harmonických složek, 2D polárního grafu a především 3D polárního grafu (viz obr. č. 64).

Uživatel si vybere jedno z nabízených měření a v levé horní části okna se objeví 3D model stroje s pozicemi snímačů, kterými byl stroj při daném měření osazen. Při výběru některého z nabízených snímačů se jeho pozice zvýrazní přidělenou barvou (viz obr. č. 65).



Obr. č. 64: Úvodní okno aplikace



Obr. č. 65: Výběr měření, snímačů a rychlosti překreslování

Uživatel si pro zobrazení může vybrat jeden až všechny snímače, ale pro vyšší přehlednost grafů není doporučeno vybrat více než čtyři.

Uživatel si pomocí šipek  $\leftarrow$ / $\rightarrow$  v levé části obrazovky zvolí, s jakou rychlostí se budou překreslovat naměřené hodnoty v grafech. Malá hodnota odpovídá malé rychlosti překreslování a naopak. Černým trojúhelníkem se spouští zobrazení.

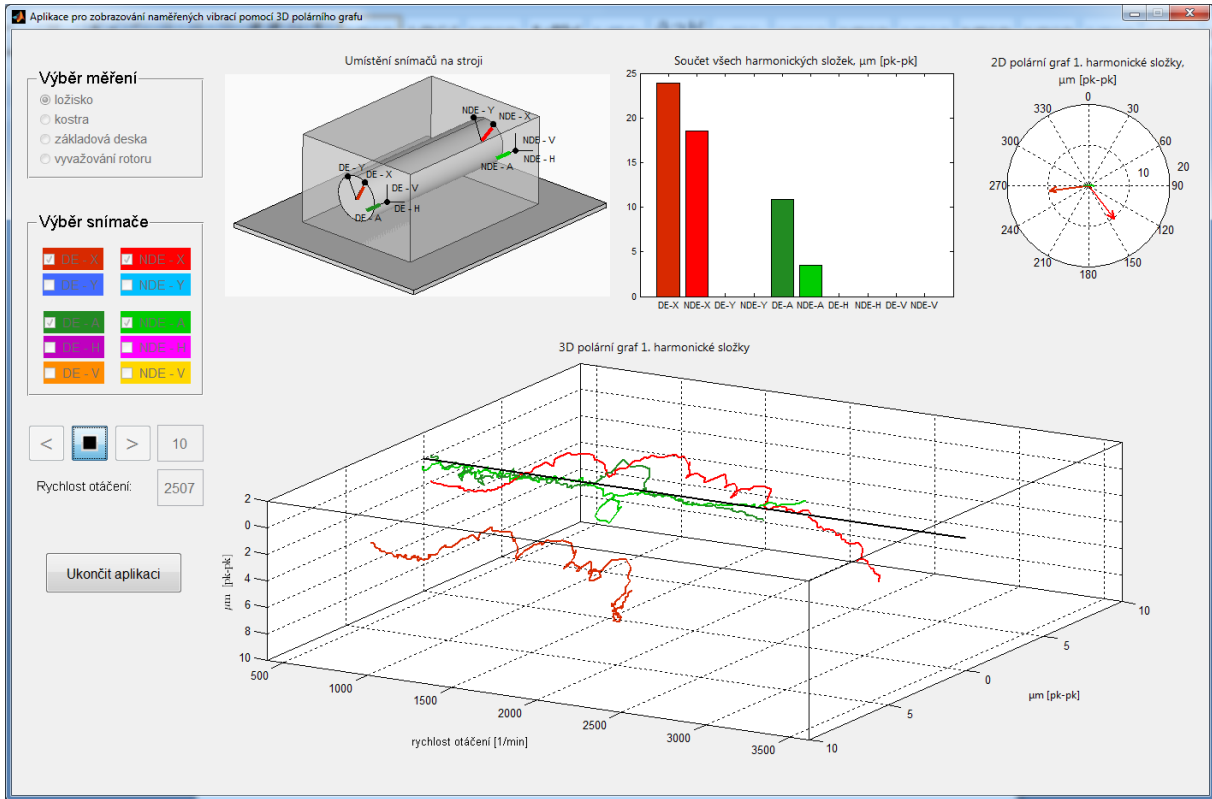
Po spuštění vykreslování se do grafů začnou načítat změřené hodnoty vibrací. Nejprve se načtou změřené hodnoty při nejnižší rychlosti otáčení hřídele (přibližně 400 1/min). Následně se do grafů načtou hodnoty změřené při vyšší rychlosti otáčení až do maximální hodnoty (3600 1/min pro naměřené vibrace na ložisku, kostře a základové desce a 2500 1/min pro vyvažování rotoru).

Ve sloupcovém grafu v prostřední horní části okna jsou zobrazovány součty vibrací všech harmonických složek. V grafu je možno sledovat jejich amplitudy a porovnávat změřené hodnoty.

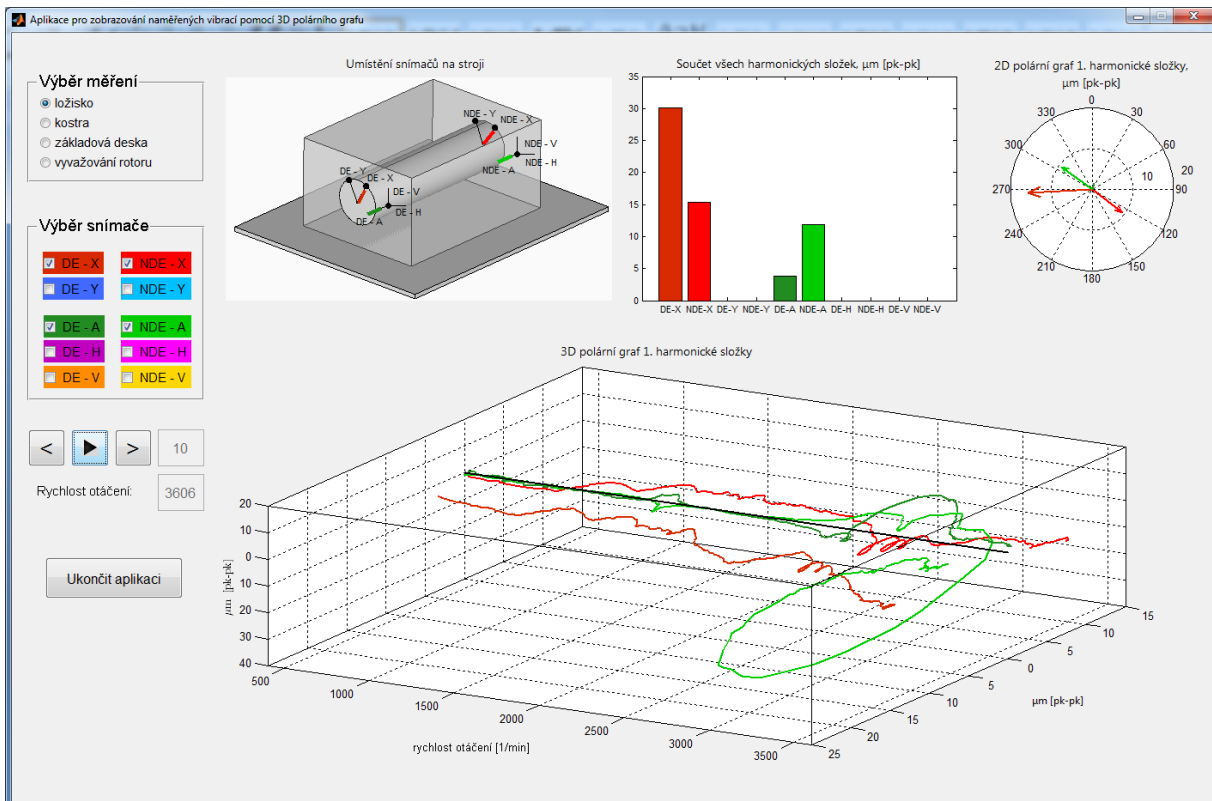
V pravé horní části okna jsou zobrazovány první harmonické složky vibrací ve 2D polárním grafu. V grafu je možno sledovat změny fázového posunu a amplitudy vektorů a rovněž provádět porovnání dat naměřených na vybraných snímačích.

U těchto dvou grafů se při aktualizaci zobrazených hodnot vymažou hodnoty předchozí a jsou nahrazeny hodnotami novými (viz obr. č. 66 a 67).

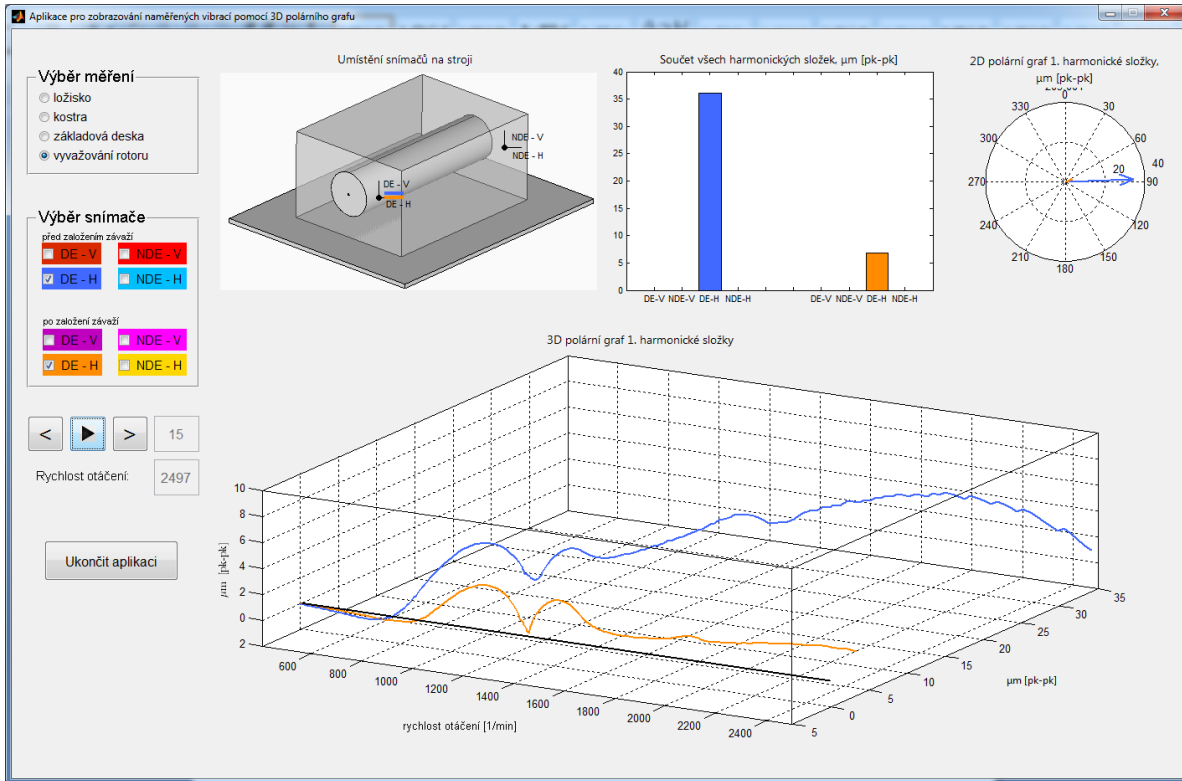
V 3D polárním grafu v dolní části okna je na jedné ose vynesena rychlost otáčení rotoru, na zbývajících dvou osách je vynesena polární graf. Černá čára uprostřed grafu ukazuje počátek souřadnicového systému (souřadnice [0 0]). Nad počátkem souřadnic je fázový posun  $0^\circ$ , vpravo od počátku  $90^\circ$ , pod počátkem  $180^\circ$  a vlevo  $270^\circ$  stejně jako u 2D polárního grafu. Pomocí měřítka na osách kolmých k rychlosti otáčení hřídele je možné odečíst velikost vektoru vibrací. Na rozdíl od předchozích dvou grafů se po vykreslení hodnot při vyšší rychlosti otáčení nevymažou hodnoty předchozí, ale nové hodnoty se do grafu přidají. Vznikne tím spojitý průběh konečného bodu vektoru fázového posunu vibrací v závislosti na rychlosti otáčení hřídele (viz obr. č. 66 a 67).



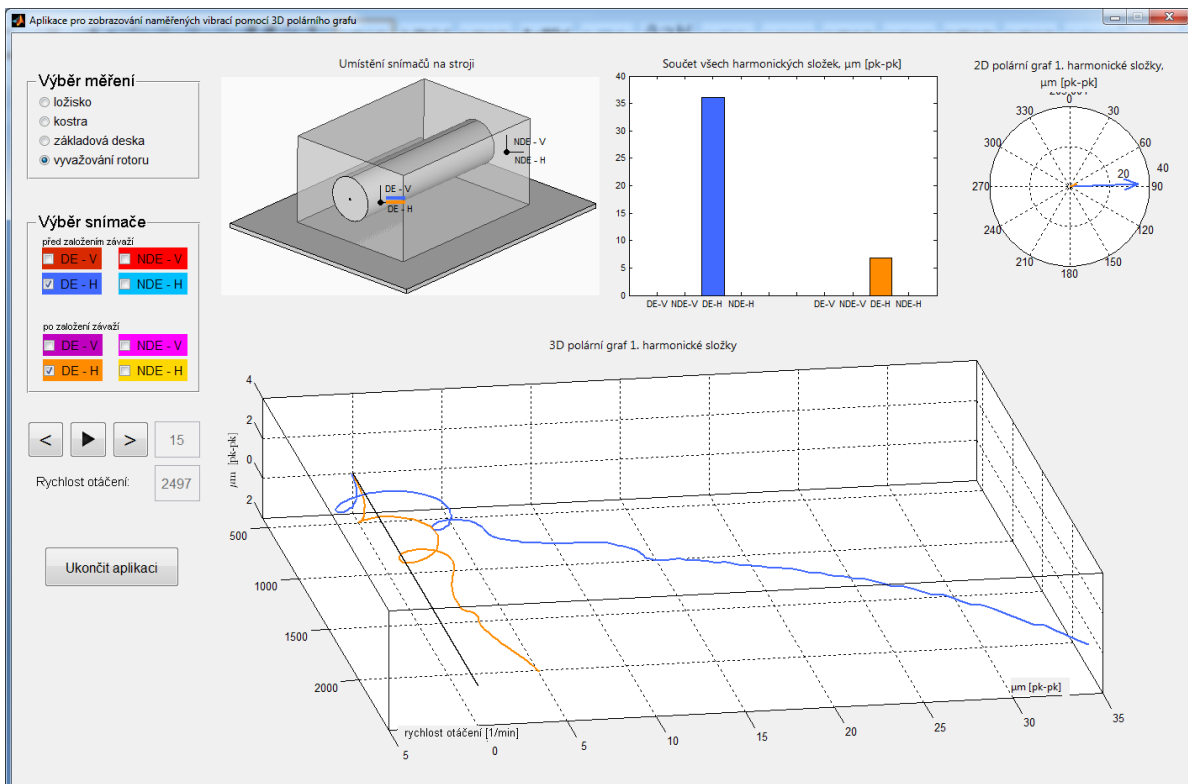
Obr. č. 66: Hodnoty vibrací v grafech, rychlost otáčení 2507 1/min



Obr. č. 67: Hodnoty vibrací v grafech, rychlost otáčení 3606 1/min



Obr. č. 68: Porovnání vibrací před a po založení vyvažovacích závaží.



Obr. č. 69: Změna perspektivy 3D polárního grafu



Při výběru hodnot změřených při vyvažování rotoru aplikace umožňuje porovnat vibrace na ložiscích stroje v odstřed'ovacím tunelu před a po založení vyvažovacích závaží (viz obr. č. 68). Pomocí grafů je možné analyzovat účinnost založení vyvažovacích závaží do rotoru.

Po ukončení animace 3D polárního grafu si uživatel může graf natočit dle potřeby (viz obr. č. 69).

## 6 Přínos práce pro praxi a vědní obor

Při psaní této práce autor vycházel z praktických zkušeností získaných na pozici zkušebního technika turbogenerátorů, teoretických znalostí získaných studiem odborné literatury a požadavků zákazníků na přesnost a správnost změřených hodnot.

Přínosem práce je rozšíření stávajících analytických postupů měření hluku a vibrací používaných v technické praxi. Nejdůležitější částí disertační práce je vytvoření nástroje pro přenos informací na základě grafického zobrazení změřených veličin. Přenos informací mezi odborníky z různých vědních oborů, odděleními výrobních závodů i dodavatelem a zákazníkem je důležitou součástí řešení problémů spojených s hlukem a vibracemi točivých strojů.

Rozšíření analytických postupů vychází ze znalosti stávajících metod a nástrojů používaných v oboru měření hluku a vibrací točivých strojů.

Přínosem v oboru měření vibrací je vytvoření nového nástroje pro zobrazování naměřených hodnot vibrací v 3D polárním grafu. Pro vytvoření tohoto nástroje byl použit program MATLAB od společnosti MathWorks.

V běžné praxi používaných 2D polárních grafech jsou zobrazovány vektory amplitud a fázových posunů jednotlivých harmonických složek. Pokud je nutné do 2D polárního grafu zanést změnu polohy vektoru vibrací harmonické složky v závislosti na rychlosti otáčení stroje, stává se tento graf nepřehledným, neboť osa pro zaznamenání rychlosti otáčení v grafu chybí. Rovněž zobrazení dat z více snímačů je nepřehledné a neumožňuje například porovnání změny polohy vektoru vibrací harmonické složky na obou ložiscích stroje se změnou rychlosti otáčení rotoru, nebo změnu po zásahu do stroje.

Z tohoto důvodu autor vytvořil aplikaci pro zobrazování vektorů vibrací v závislosti na rychlosti otáčení rotoru v 3D polárních grafech. 3D zobrazení polárního grafu umožní především lépe sledovat a analyzovat vibrace v okolí rezonančních frekvencí. Rezonance jsou pro točivé stroje velice nebezpečné jevy, neboť prudký nárůst vibrací může stroj vážně poškodit nebo dokonce vyřadit z provozu.

Přínosem v oboru měření hluku je vytvoření nového nástroje pro zobrazení akustického tlaku na měřicí ploše v okolí stroje a výpočet akustického výkonu. Pro vytvoření toho nástroje byl rovněž použit program MATLAB.

Akustický tlak se měří na normou definované měřicí ploše v blízkosti stroje. Měřicí body jsou na této ploše rovnoměrně rozloženy a očíslovány.

Záznam z měření se prezentuje v podobě tabulky, kdy je ke každému bodu přiřazena změřená hodnota. Tento způsob prezentace dat znesnadňuje analýzu změřených hodnot, neboť pro odstranění příčiny zvýšeného hluku je potřeba mít relaci mezi změřenou hodnotou a polohou bodu na měřicí ploše. Z tohoto důvodu jsem vytvořil aplikaci, jež demonstruje rozložení hladin akustického tlaku na měřicí ploše pomocí 3D grafického zobrazení.

Dalším nástrojem analýzy hluku je porovnávání dvou měření při různé rychlosti otáčení, různých zapojeních stroje, různých časových období a před a po konstrukční úpravě stroje. Nový typ zobrazení umožňuje zaznamenání rozdílu akustického tlaku ve stejných bodech přímo na měřicí ploše pomocí 3D grafu. Rovněž zjednodušuje posouzení účinnosti konstrukčních úprav na stroji, změny provozních parametrů stroje, vliv stárnutí stroje na hladinu hluku a podobně.

Obě aplikace byly prezentovány zkušebními technikům ve výrobním závodě BRUSH SEM. Dle jejich vyjádření rozvíjejí dosavadní používané analytické nástroje a umožňují vidět změřené hodnoty v zobrazení, které přispěje k rychlejšímu nalezení příčin zvýšených hodnot vibrací a hluku točivých strojů.

## Závěr

Turbogenerátory vyrábějí elektrickou energii, která se v posledních desetiletích stala neoddělitelnou součástí našich životů. Jejich provoz je však spojen i s negativními vlivy, především vysokými emisemi hluku. Všichni výrobci se snaží emise hluku turbogenerátorů snižovat. Kvůli velkým otáčivým rychlostem a rozměrům těchto strojů je to však úkol náročný.

Vysoké vibrace těchto strojů mají negativní vliv na jejich životnost. Jakékoliv snížení životnosti stroje je pro provozovatele velkou finanční ztrátou. Snížení životnosti vede rovněž k vyšší spotřebě materiálu a zátěži pro životní prostředí. Nové typy strojů jsou navrhovány a vyráběny tak, aby tyto negativní vlivy byly co nejmenší.

Návrh a výroba nového typu elektrického točivého stroje je i pro velké výrobní závody úkol na několik let. Přestože návrhu každého stroje je věnováno velké úsilí, jsou provedeny mechanické i elektrické výpočty, každý stroj nového typu prověří až jeho zkoušení za provozu. Nežádá se stává, že při vývojových zkouškách se na stroji změří vysoké hodnoty vibrací nebo změřený hluk překračuje maximální hodnoty garantované ve smlouvě. Na stroj se pak zaměří odborníci z řad konstruktérů, výpočtářů, technologů a techniků za účelem úprav stroje, jež musí být často provedeny v krátkém časovém období. Nejobtížnější a časově nejnáročnější úkol je nalezení příčin zvýšených vibrací nebo hluku.

Disertační práce si klade za cíl přispět k problematice vibrací a hluku elektrických točivých strojů vytvořením nových analytických nástrojů. Tyto nástroje umožňují porovnávání změřených hodnot před a po úpravě stroje a zjednodušují a urychlují nalezení příčiny zvýšených hodnot vibrací nebo hluku. Zaznamenání změřených hodnot do grafů zjednoduší předávání podstatných informací o stavu točivého stroje mezi odborníky z různých oborů podílejícími se na návrhu a výrobě točivého stroje.

Úspěšné dokončení stroje není možné bez spolupráce a komunikace všech zúčastněných od konstruktérů, technologů, výpočtářů po techniky a výrobní pracovníky. Nejlepší odborníci ve svých oborech dosahují úspěchů především díky znalostem a pochopení problémů i z oborů příbuzných.

## Literatura

### Normy

Acoustics – Volume 1: General aspects of acoustics / Methods of noise measurements in general / Noise with respect to human being, International Organization of Standardization, France 1995, ISO Standards Handbook, ISBN 92-67-10221-4

Acoustics – Volume 2: Noise emitted by vehicles / Noise emitted by specific machines and equipment / Acoustics in building, International Organization of Standardization, France 1995, ISO Standards Handbook, ISBN 92-67-10222-2

Akustika - Hluk vyzařovaný stroji a zařízeními – Určování hladin emisního akustického tlaku na stanovišti obsluhy a dalších stanovených místech s použitím přesných korekcí na prostředí, ČSN EN ISO 11204, Česká technická norma, 2010

Akustika – Určování hladin akustického výkonu zdrojů hluku pomocí akustického tlaku – Technická metoda ve volném poli nad odrazivou rovinou, ČSN EN ISO 3744, Česká technická norma, 2010

API Standard 546, Brushless Synchronous Machines – 500 kVa and Larger, American Petroleum Institute 1997, technická norma, 2. vydání,

Vibrace – Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech – Část 1: Všeobecné směrnice, ČSN ISO 10816-1, Česká technická norma, 1998

Vibrace – Hodnocení vibrací strojů na základě měření na nerotujících částech – Část 2: Parní turbíny a generátory nad 50 MW na pozemních základech se jmenovitými provozními otáčkami 1500 1/min, 1800 1/min, 3000 1/min, a 3600 1/min, ČSN ISO 10816-2, Česká technická norma, 2010

Vibrace – Metody a kritéria vyvažování pružných rotorů, ČSN ISO 11342, Česká technická norma, 2000

**Knižní publikace**

Adams L. Maurice Jr.: Rotating Machinery Vibration From Analysis to Troubleshooting, Marcel Dekker Inc., USA 2001, ISBN 0-8247-0258-1

Bech Soren, Zacharov Nick: Perceptual Audio Evaluation, John Wiley & Sons, Ltd., England 2006, ISBN 0-470-86923-2

Beran Vlastimil: Chvění a hluk, Západočeská univerzita v Plzni 2010, ISBN 978-80-7043-916-6

Beucher Ottmar, Weeks Michael: Introduction to MATLAB & Simulink: A Project Approach, Infinity Science Press LLC, USA 2006, 3. vydání, ISBN 978-1-934015-04-9

Cigánek Ladislav: Stavba elektrických strojů, Státní nakladatelství technické literatury, Praha 1958, DT 621.313

Cowan P. James: Handbook of Environmental Acoustics, John Wiley & Sons, Ltd., Canada 1994, ISBN 0-471-28584-6

Eisenmann C. Robert Sr., Eisenmann C. Robert Sr. Jr.: Machinery Malfunction Diagnosis and Correction, Prentice Hall Inc, USA 1997, ISBN 978-0132409469

Hlaváč Zdeněk: Dynamika pro kombinované studium, Západočeská univerzita v Plzni 2004, ISBN 80-7043-279-9

Klempner Geoff, Kerszenbaum Isidor: Operation and Maintenance of Large Turbo-generators, IEEE, Wiley-Interscience, USA 2004, ISBN 0-471-61447-5

Kožešník Jaroslav: Mechanika elektrických strojů točivých, Nakladatelství Československé akademie věd, Praha 1960, DT 621.312.2/3

Kreidl Marcel, Ďaďo Stanislav: Senzory a měřicí obvody, Nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 1996, ISBN 80-01-01500-9

Merhaut Josef: Teoretické základy elektro-akustiky, Academia, Praha 1985, 4. vydání, 21-068-85

Miláček Stanislav : Měření a vyhodnocování mechanických veličin, Vydavatelství ČVUT, Praha 2001, ISBN 80-01-02417-2

Navrátil Miroslav, Pluhař Oldřich: Měření a analýza mechanického kmitání – metody a přístroje, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1986, 04-214-86

Navrátil Miroslav: Měření mechanického kmitání – úvod do teorie snímačů, SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1981, 04-218-81

Nový Richard: Hluk a chvění, Česká technika – nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 2009, ISBN 978-80-01-04347-9

Roubíček Ota: Elektrické motory a pohony – příručka techniky, volby a užití vybraných druhů, BEN – technická literatura, Praha 2004, 1. vydání, ISBN 80-7300-092-X

Serway A. Raymond, Jewett W. John: Physics for Scientists and Engineers, Thomson Brooks/Cole, USA 2004, 6. vydání, ISBN 0534408427

Škvor Zdeněk: Akustika a elektro-akustika, Academia, Praha 2001, ISBN 80-200-0461-0

Smetana Ctirad a kolektiv: Hluk a vibrace – Měření a vyhodnocení, Sdělovací technika, Praha 1998, ISBN 80-901936-2-5

Smetana Ctirad a kolektiv: Praktická elektroakustika, , SNTL – Nakladatelství technické literatury, Praha 1981, 04-502-81

Tůma Jiří: Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, Štramberk 1997, ISBN 80-901936-1-7

Tůmová Olga: Metrologie a hodnocení procesů, BEN – technická literatura, Praha 2009, ISBN 978-80-7300-249-7

Uhlíř Ivan a kolektiv: Elektrické stroje a pohony, Nakladatelství ČVUT, České vysoké učení technické v Praze 2007, ISBN 978-80-01-03730-0

Zábranský Vladimír, Tůmová Olga: Vibration Diagnostics of Electrical Rotating Machines, Polsko 2014, odborný článek ve sborníku konference 13<sup>th</sup> IMEKO TC 10 Workshop on Technical Diagnostics, str. 99-104, ISBN 978-92-990073-3-4

Zábranský Vladimír, Tůmová Olga: Zkoušky turbogenerátorů, Plzeň 2013, odborný článek publikovaný v online časopisu Electroscope, číslo 3\_2013, ISSN 1802-4564

Zábranský Vladimír: Měření hluku točivých strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2011, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2011, část první Elektrotechnika, str. 167-170, ISBN 978-80-261-0016-4

Zábranský Vladimír: Měření vibrací točivých strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2010, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2010, část první Elektrotechnika, str. 135-138, ISBN 978-80-7043-913-5

Zábranský Vladimír: Vibrodiagnostika, Západočeská univerzita v Plzni 2012, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2012, část první Elektrotechnika, str. 179-182, ISBN 978-80-261-0120-8

Zajac Jozef, Tomašovic Peter, Staš Anton: Znižovanie hluku a vibrácií v strojárskych prevádzkach, Vydavateľstvo Alfa, Bratislava 1990, ISBN 80-05-00674-8

Zaplatílek Karel, Doňar Bohuslav: MATLAB – tvorba uživatelských aplikací, BEN – technická literatura, Praha 2004, 1. vydání, ISBN 80-7300-133-0

Zaplatílek Karel, Doňar Bohuslav: MATLAB – začínáme se signály, BEN – technická literatura, Praha 2006, 1. vydání, ISBN 80-7300-200-0

Zaplatílek Karel, Doňar Bohuslav: MATLAB pro začátečníky, BEN – technická literatura, Praha 2005, 2. vydání, ISBN 80-7300-175-6

Zeman Vladimír, Laš Vladislav: Technická mechanika, Západočeská univerzita v Plzni 2006, ISBN 80-7043-457-0



## Ostatní zdroje

Balda Miroslav: Zjišťování příčin zvýšených vibrací rotorů turbosoustrojí, Ústav termomechaniky AVČR + Západočeská univerzita v Plzni, odborný článek publikovaný na konferenci Dynamika rotorových soustav, Brno 1999

Byrtus Miroslav: Dynamika bodu, tělesa, soustavy, Základní vztahy a metody řešení, soubor přednášek publikovaný pro zaměstnance společnosti BRUSH SEM, s.r.o., Plzeň 2010,

Byrtus Miroslav: Kmitání, Modální analýza, tvary kmitů, Experimentální analýza kmitání, soubor přednášek publikovaný pro zaměstnance společnosti BRUSH SEM, s.r.o., Plzeň 2010

Červený Josef: Přehled konstrukce elektrických strojů točivých, Západočeská univerzita v Plzni, studijní materiály

Červený Josef: Stavba elektrických strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2008, studijní materiály

Environmental Noise, Bruel & Kjaer, Sound & Vibration Measurement A/S 2001, informační brožura dostupná na internetových stránkách [www.bksv.com](http://www.bksv.com)

Evans B. Fred, Shabi G. Larry: Synchronous Motor Laternal Vibration Dynamics – Diagnosis, Resolution and Field Implementation, odborný článek publikovaný na konferenci 27<sup>th</sup> Turbomachinery Symposium, 1998

Grim K. Gary, Haidler W. John, Mitchell J. Bruce: The Basics of Balancing, Balance Technology Inc., odborný článek dostupný na internetových stránkách [www.balancetechnology.com](http://www.balancetechnology.com)

Hand-held Analyzer Type 2250 with Microphone Type 4189 – Instruction Manual, Bruel & Kjaer Sound & Vibration Measurement, 2007

Hills W. Peter: On-line Machinery Condition Monitoring Diagnostics, odborný článek publikovaný v informační brožuře společnosti Mechanalysis Ltd., Indie 2005, dostupný na internetových stránkách [www.mechanalysisindia.com](http://www.mechanalysisindia.com)

Horák Vladimír: Vibrodiagnostika turbosoustrojí, odborný článek publikovaný v časopisu Technická diagnostika 1-2/1996

Introduction to Shock & Vibration, Bruel Kjaer, 1998, informační brožura dostupná na internetových stránkách [www.bksv.com](http://www.bksv.com)

Krejčí Alois, Reitinger Jan, Tihelka Daniel, Vaněk Jan: Úvod do programového prostředí MATLAB, Fakulta aplikovaných věd, Západočeská univerzita v Plzni 2004, verze 5.2.2014, studijní materiály

Kupka Libor: Matlab & Simulink – studijní materiály pro předmět Základy kybernetiky, Fakulta mechatroniky a mezioborových inženýrských studií, Technická univerzita v Liberci 2008, studijní materiály

Machine – Health Monitoring, Bruel & Kjaer, informační brožura

Sawick T. Jerzy, Montilla-Bravo Alberto, Gosiewski Zdislav: Thermomechanical Behavior of Rotor with Rubbing, odborný článek publikovaný v časopisu International Journal of Rotating Machinery, 2003

Serridge Mark, Licht R. Torben: Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers-Theory and Application Handbook, K. Larsen & Son, Bruel & Kjaer, Denmark 1987

Swan Peyton: Torsional vibration problems with a synchronous motor, Bently Nevada Corporation, odborný článek publikovaný v časopise Machinery Messages, USA 1997

Tůma Jiří: Experimentální modální analýza – teorie, Diagnostika, soubor přednášek publikovaný pro zaměstnance společnosti BRUSH SEM, s.r.o., Plzeň 2010

Vyjadřování nejistot měření při kalibracích, Český institut pro akreditaci, Dokument Evropské spolupráce pro akreditaci, Praha 2001

Zuth Daniel, Vdoleček František: Měření vibrací ve vibrodiagnostice, odborný článek publikovaný v časopise AUTOMA 1/2010

## **Publikace a účast na odborných konferencích**

### **Publikace**

Zábranský Vladimír: Měření vibrační točivých strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2010, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2010, část první Elektrotechnika, str. 135-138, ISBN 978-80-7043-913-5

Zábranský Vladimír: Měření hluku točivých strojů, Západočeská univerzita v Plzni 2011, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2011, část první Elektrotechnika, str. 167-170, ISBN 978-80-261-0016-4

Zábranský Vladimír: Vibrodiagnostika, Západočeská univerzita v Plzni 2012, odborný článek ve sborníku konference Elektrotechnika a informatika 2012, část první Elektrotechnika, str. 179-182, ISBN 978-80-261-0120-8

Zábranský Vladimír, Tůmová Olga: Zkoušky turbogenerátorů, Plzeň 2013, odborný článek publikovaný v online časopisu Electroscope, číslo 3\_2013, ISSN 1802-4564

Zábranský Vladimír, Tůmová Olga: Stator Core Fault Diagnostics of Turbo Generators, Plzeň 2013, str. 102-105, ISBN 978-80-261-0210-6

Zábranský Vladimír, Tůmová Olga: Vibration Diagnostics of Electrical Rotating Machines, Polsko 2014, odborný článek ve sborníku konference 13<sup>th</sup> IMEKO TC 10 Workshop on Technical Diagnostics, str. 99-104, ISBN 978-92-990073-3-4

### **Účast na odborných konferencích**

Doktorandská konference Elektrotechnika a informatika 2010 Nečtiny, pořadatel – ZČU v Plzni, FEL, prezentace ve formě přednášky

Doktorandská konference Elektrotechnika a informatika 2011 Nečtiny, pořadatel – ZČU v Plzni, FEL, prezentace ve formě přednášky

Doktorandská konference Elektrotechnika a informatika 2012 Nečtiny, pořadatel – ZČU v Plzni, FEL, prezentace ve formě přednášky

Mezinárodní konference Diagnostika 13, Plzeň, 2013, pořadatel – ZČU v Plzni, Katedra technologií a měření, prezentace ve formě posteru

Mezinárodní konference IMEKO TC 10 Workshop on Technical Diagnostics, Varšava, Polsko, 2014, pořadatel – Warsaw University of Technology, Institute of Radioelectronics, prezentace ve formě přednášky

### **Vysokoškolské kvalifikační práce**

Zábranský Vladimír: Řešení procesu neshody pomocí normy ISO 9001:2001 v podniku BRUSH SEM s.r.o., 2004, ZČU v Plzni, FEL, 68 str., diplomová práce, vedoucí práce - doc. Ing. Olga Tůmová, CSc.

Zábranský Vladimír: Měření hluku a vibrací točivých strojů, 2012, ZČU v Plzni, FEL, 44 str., teze ke státní doktorské zkoušce