

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ**

**KATEDRA ELEKTROMECHANIKY A VÝKONOVÉ
ELEKTRONIKY**

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Měření chvění čel vinutí velkých generátorů

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI

Fakulta elektrotechnická

Akademický rok: 2015/2016

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

(PROJEKTU, UMĚLECKÉHO DÍLA, UMĚLECKÉHO VÝKONU)

Jméno a příjmení: **Kryštof LACHMAN**
Osobní číslo: **E12B0033P**
Studijní program: **B2612 Elektrotechnika a informatika**
Studijní obor: **Elektrotechnika a energetika**
Název tématu: **Měření chvění čel vinutí velkých generátorů**
Zadávající katedra: **Katedra elektromechaniky a výkonové elektroniky**

Z á s a d y p r o v y p r a c o v á n í :

1. Popište metodiku používanou pro měření chvění čel vinutí.
2. Proveďte analýzu zprostředkovaných naměřených dat.
3. Porovnejte naměřená data pro stroje se stejným výkonem a konstrukcí.

Rozsah grafických prací: **podle doporučení vedoucího**

Rozsah kvalifikační práce: **30 - 40 stran**

Forma zpracování bakalářské práce: **tištěná/elektronická**

Seznam odborné literatury:

Student si vhodnou literaturu vyhledá v dostupných pramenech podle doporučení vedoucího práce.

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Jan Šobra

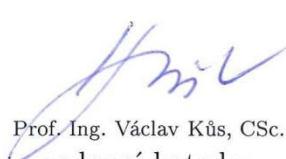
Katedra elektromechaniky a výkonové elektroniky

Datum zadání bakalářské práce: **15. října 2015**

Termín odevzdání bakalářské práce: **2. června 2016**


Doc. Ing. Jiří Hammerbauer, Ph.D.
děkan




Prof. Ing. Václav Kůs, CSc.
vedoucí katedry

V Plzni dne 15. října 2015

Abstrakt

Předkládaná bakalářská práce je zaměřena na problematiku chvění čel vinutí. Tato odborná práce rozebírá metodiku měření tohoto chvění, dále obsahuje analýzu reálných naměřených hodnot chvění a následně porovnává naměřená data ze strojů se stejným výkonem a konstrukcí.

Klíčová slova

Vibrodiagnostika, čela vinutí, vlastní tvary

Abstract

The bachelor thesis is focused on the topic of vibration measurement of large generators end windings. This thesis is concerning with vibration measurement methods and contains an analysis of real measured vibration values. Thesis also provides a comparison of data from machines with equal power and construction.

Key words

Vibrodiagnostics, stator end windings, eigen modes

Prohlášení

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

Dále prohlašuji, že veškerý software, použitý při řešení této bakalářské/diplomové práce, je legální.

.....

podpis

V Plzni dne 30.5.2016

Kryštof Lachman

Poděkování

Tímto bych rád poděkoval vedoucímu bakalářské práce ing. Janu Šobrovi, konzultantovi ing. Petru Šťáhlavskému z firmy PROFESS , jednatele firmy PROFESS ing. Richardu Polákovi a ing. Vladimíru Horákovi z téže firmy za poskytnuté materiály, odborné připomínky a především za jejich čas věnovaný konzultacím.

Obsah

OBSAH	8
ÚVOD.....	9
1 METODIKA POUŽÍVANÁ PRO MĚŘENÍ CHVĚNÍ ČEL VINUTÍ	11
1.1 DEFINICE ZÁKLADNÍCH POJMŮ VIBRODIAGNOSTIKY.....	11
1.2 PŘÍČINY KMITŮ A VIBRACÍ.....	14
1.3 USPOŘÁDÁNÍ ČEL VINUTÍ	15
1.4 MĚŘENÍ CHVĚNÍ ČEL VINUTÍ.....	18
1.5 VYHODNOCENÍ SIGNÁLŮ V ČASOVÉ OBLASTI	21
1.6 VLASTNÍ TVARY KMITŮ	22
1.7 URČENÍ VLASTNÍ FREKVENCE ČEL VINUTÍ	24
2 ANALÝZA ZPROSTŘEDKOVANÝCH NAMĚŘENÝCH DAT.....	25
2.1 ANALÝZA PROVOZNÍCH TVARŮ	26
2.2 ANALÝZA V ČASOVÉ OBLASTI	27
2.3 ŘÁDOVÁ ANALÝZA.....	29
3 POROVNÁNÍ NAMĚŘENÝCH DAT PRO STROJE SE STEJNÝM VÝKONEM A KONSTRUKCÍ.....	31
ZÁVĚR	35
SEZNAM LITERATURY A INFORMAČNÍCH ZDROJŮ	1

Úvod

Předkládaná práce se zabývá měřením chvění (vibrací, kmitání) čel vinutí velkých generátorů. To zahrnuje detailní popis fenoménu vibrací velkých generátorů, způsoby měření tohoto chvění - možné a v praxi používané metody a přístroje, způsob interpretace naměřených dat a následnou analýzu údajů ze dvou srovnatelných strojů stejné konstrukce a výkonu.

Požadavek na porovnání dat vzešel z firmy PROFESS, spol. s r.o., jenž se již dvacet pět let věnuje problematice měření vibrací točivých strojů (dále vibrodiagnostika). Cílem této práce je tedy - kromě shrnutí poznatků o měření chvění čel vinutí a zpracování reálných naměřených dat - zejména porovnání a interpretace těchto zjištěných hodnot pro možnosti analýzy a predikce chování strojů.

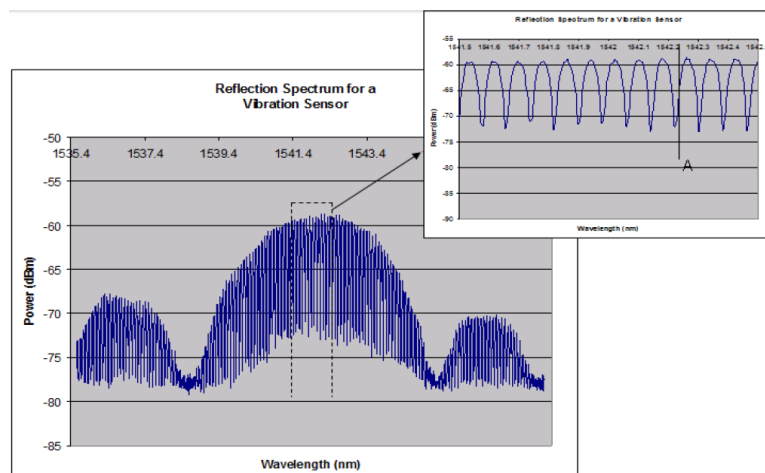
V současné době se pro měření chvění čel vinutí používá metoda, během níž je čelní prostor osazen na čtyřech místech snímači zrychlení (akcelerometry), které snímají vibrace v radiálním a tangenciálním směru. U běžných strojů se hodnoty zaznamenávají zpravidla v intervalu měsíců z důvodu pozvolných změn chvění u správně navržených strojů [1].

Vzhledem ke značným elektromagnetickým silám uvnitř velkých generátorů vyvstává otázka adekvátnosti využití běžných piezoelektrických senzorů zrychlení. Alternativou je použití optických senzorů. M. I. Comanici z kanadské univerzity McGill ve své studii představuje metodu měření pomocí těchto sond. Sensory vysílají optický laserový signál o dané vlnové délce, který ve speciální dutině protíná spektrum odrazů, vzniklé chvěním těla snímače, uprostřed náběžné hrany. Detektor zaznamenává úroveň spektra odrazů na vlnové délce dané laserovým signálem (viz obr. 1). Sensory neobsahují žádné kovové části, které by mohly ovlivnit rozložení potenciálu v čelech vinutí. Zároveň je u strojů chlazených vodíkem nutné použít vlákna, která působení vodíku odolávají.

Na obrázcích níže je pro ilustraci zobrazen moderní optický senzor vibrací, spektrum odrazů a montáž senzorů v radiálním, axiálním a tangenciálním směru.

Tato práce nicméně posuzuje hodnoty naměřené pomocí klasických piezoelektrických akcelerometrů se zvýšenou odolností proti elektromagnetickému poli.

[1][2].



Obrázek 1: Spektrum odrazů optického senzoru vibrací [1]



Obrázek 2: Optický akcelerometr FOA-100 [3]

1 Metodika používaná pro měření chvění čel vinutí

1.1 Definice základních pojmů vibrodiagnostiky

Mechanické vibrace jsou dynamickým jevem, během něhož tuhá tělesa či hmotné body kmitají vratným pohybem okolo rovnovážné polohy. Toto kmitání je možné popsat polohovým vektorem, tedy amplitudou a fází v čase [4].

Dalším jevem je vlnění, což je dynamický jev, jenž se šíří pružným prostředím postupnými vlnami. Jednotlivé body přitom kmitají s různou výchylkou a fází - oba jevy se na sebe tedy v praxi superponují. Stojaté vlnění vzniká vlivem odrazu v tělese, kdy se superponují dvě vlnění stejného druhu a začnou se rozšiřovat proti sobě se stejnou fázovou rychlostí. U stojatého vlnění se v čase nemění rozložení minim a maxim výchylek kmitajících hmotných bodů [4].

Kmitání lze z časového hlediska rozdělit na periodické, neperiodické a náhodné. Podmínkou periodičnosti kmitání je pravidelné opakování. Pokud navíc periodické kmitání obsahuje jen jednu frekvenci, jedná se o harmonické kmitání. Zde stačí určit jednu ze základních veličin - výchylku, rychlost či zrychlení kmitů, ostatní parametry lze stanovit pomocí výpočtů. Složené kmitání vzniká superponováním různých časových průběhů a lze rozdělit na periodické a neperiodické. Při měření vibrací čel vinutí se získávají zejména hodnoty pro 50 a 100 Hz (tedy frekvence stroje a první harmonická této frekvence). Tyto kmitočty platí pro dvoupólové a čtyřpólové turbogenerátory, z nichž tato práce hodnotí dvoupólové stroje [4][5].

Tabulka 1: Základní veličiny vibrodiagnostiky [4]

Značka	Jednotka	Název a vysvětlení
s	μm	okamžitá výchylka kmitů neboli vzdálenost kmitajícího bodu od referenčního bodu (<i>displacement</i>)
x_0	μm	amplituda kmitání neboli maximální hodnota určující veličiny harmonického kmitání (<i>amplitude</i>)

φ	rad	fáze harmonické veličiny v čase $t=0$ (<i>phase angle</i>)
ω	rad/s	úhlová rychlost, $\omega = d\varphi/dt$ (<i>angular speed</i>)
v	mm/s	rychlost kmitání $v = ds/dt$ (<i>velocity</i>); pro harm. signály platí $v_0\omega = s_0$; pro neharm. : $v_{ef}^2 = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n v_{0i}^2$
a (g)	m/s^2	zrychlení kmitání $a = dv/dt$ (<i>acceleration</i>); pro harm. kmitání platí: $a_0 = \omega v_0 = \omega^2 s_0$ $a_{ef} = \omega v_{ef}$

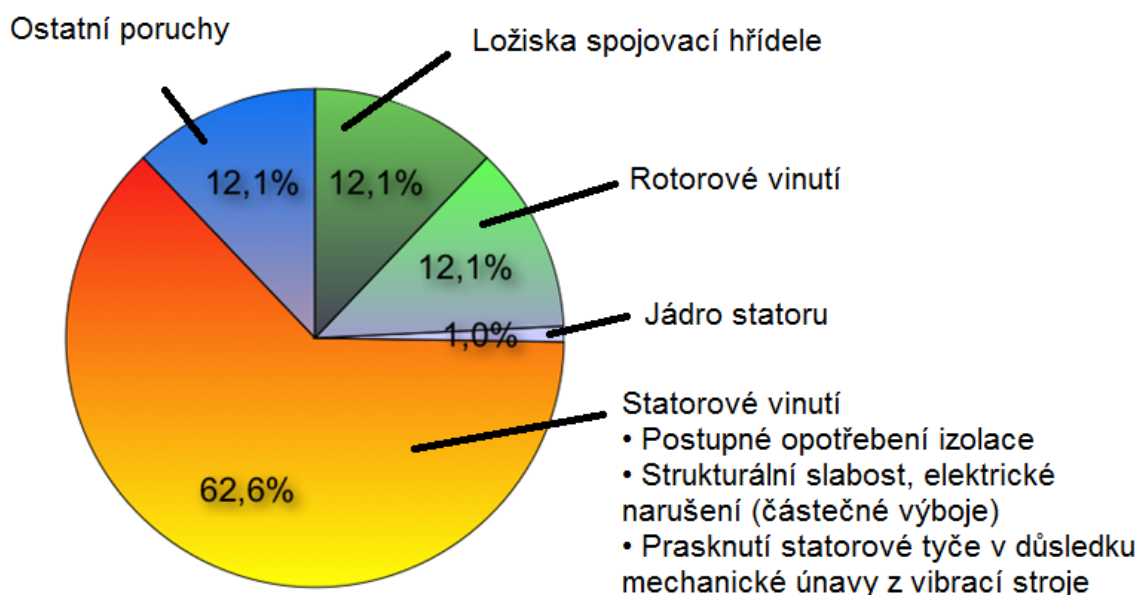
V případě analýzy vibrací strojů rozlišujeme také mezi absolutními a relativními vibracemi. Při absolutním kmitání tělesa je pohyb vztahován ke gravitačnímu poli Země, tedy pevnému, fixnímu bodu. Oproti tomu relativní kmitání je vztaženo k určenému reálnému bodu, který ovšem může rovněž nacházet v kmitavém pohybu. Podle této specifikace také rozdělujeme senzory na relativní a absolutní [4].

Vibrodiagnostika, stejně jako diagnostika obecně, dokazují svou nezbytnost pro bezproblémový chod a dlouhý provozní život strojů, velkých generátorů obzvláště. Kritickou sledovanou vlastností u strojů s velkým výkonem je stav statorové izolace. Díky nástupu reaktoplastických pryskyřic a slídivého papíru jako základních kompozitních izolačních materiálů je možné zvýšit celkové elektrické namáhání, aniž by bylo potřeba výrazně zvětšovat velikost stroje. Zároveň však mají kompozity nevýhodu oproti dřívějším termoplastickým izolacím, a to větší náchylnost k mechanickému poškození při namáhání (nesmí dojít ani k jednorázové deformaci izolace). Proto je stav izolace zásadním parametrem jak z hlediska bezpečnosti, tak i zajištění dlouhodobého provozu bez závad. Na obrázku č. 3 je patrný velmi špatný stav - prach vytvořený mechanickým odíráním izolace ze statorového vinutí a z čel z důvodu vibrací překračujících limity. Vlivem nadměrných kmitů a zvýšené teploty mohou vznikat částečné výboje, které vedou až ke vznícení a v případě zařízení chlazených vodíkem i k výbuchu celého provozu. Možnost sledování kritických hodnot chvění i dalších ukazatelů dovolují včasnou odstávku a opravu stroje dříve, nežli může dojít k případným škodám velkého rozsahu. Měření chvění čel vinutí ovšem také patří k nejdražším diagnostickým metodám, a dle [4] se používá spíše u strojů, kde je důvodné podezření na možnou poruchu v důsledku vibrací čel vinutí [1] [2] [6].



Obrázek 3: Izolace ve formě bílého prachu, sedřená z čel vinutí třením a vibracemi [7]

Z prezentace firmy MC Monitoring, jež se zabývá vývojem komplexní diagnostiky točivých strojů, stojí za uvedení následující graf (obrázek č. 4), převzatý od pojišťovny Allianz. Z něj vyplývá, že téměř dvě třetiny defektů mají příčinu ve satorové části - tedy převážně nízkou tuhostí struktury, opotřebením izolace, vzniklé částečné výboje vedoucí až k průrazu či prasknutí satorové tyče v důsledku kmitů.



Obrázek 4: Graf nejčastějších příčin poruch turbogenerátorů [8]

1.2 Příčiny kmitů a vibrací

Mechanické kmity strojů jsou úzce spjaty zejména s dynamickým namáháním a s technickým stavem zařízení - nevyvážených rotačních součástí a s vůlemi v kluzných ložiscích. Výše uvedené jevy a součásti se provozem opotřebovávají, korodují, dochází k únavovým lomům a dalším negativním jevům, které ovlivňují velikost kmitání. Většina těchto jevů způsobuje kmity o frekvenci 50 Hz. [4][9][10].

Další z příčin vibrací jsou rázy, při nichž dochází kvůli střetu dvou navzájem se pohybujících těles ke změně gradientu určující veličiny kmitání. Rázy jsou buď uměle vytvořené z důvodu diagnostiky anebo způsobeny pohybem poškozené strojní součásti. Rázy způsobují přechodné kmitavé jevy, které v tělese vytvářejí postupnou rázovou vlnu [4].

Na vinutí statoru působí zejména v drážkách elektrodynamické síly, vznikající vzájemným působením rozptylových polí v drážce a proudu procházejícího vinutím. Pro omezení těchto kmitů se v běžné konstrukci používají ploché pevné výplně (pro omezení boční vůle) a pružné vložky pod klíny, které mají funkci radiálního upevnění. Elektromagnetické síly způsobené rotorem a statorové proudy způsobují chvění zejména v oblasti 100 Hz (za jednu mechanickou otáčku dojde k průchodu kladného i záporného pólu). V praxi se nerozlišuje příčina těchto vibrací (elmag. pole rotoru či statorové proudy) a analyzuje se kmitání jako celek. [5][10].

Na čela statorového vinutí mají také vliv síly, které jsou způsobeny buďto tepelnou dilatací, která se projevuje při změně zatížení, anebo síly, které jsou přeneseny z jádra stroje - příčiny těchto jevů (chvění rotoru) byly již popsány výše). Největší dopad na čela vinutí (jak již bylo částečně psáno o odstavec výše) mají ovšem elektrodynamické síly dvojnásobné frekvence protékajícího proudu, jenž jsou vyvolány působením rozptylových polí v prostoru čel vinutí a proudu procházejícího vinutím a jejichž výskyt nezáleží na momentálním stavu stroje (běžný chod, zkrat, náhlá změna zátěže). Tyto síly jsou nejčastějším důvodem pro monitorování statorových vibrací [5][7].

1.3 Uspořádání čel vinutí

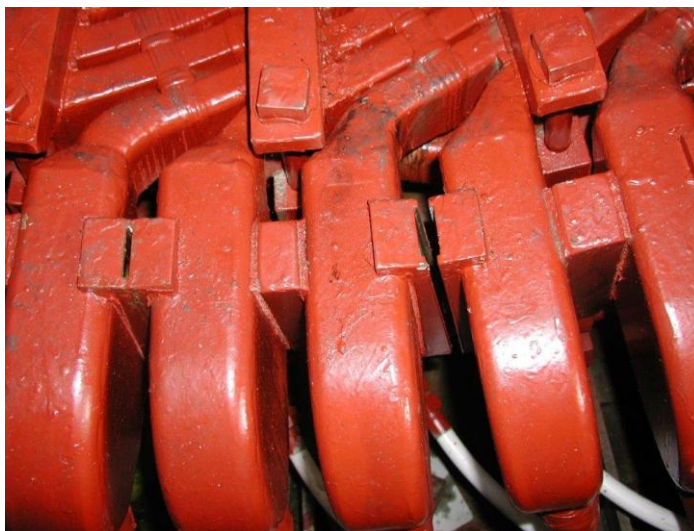
Aby byla zajištěna dostatečná ochrana vinutí před značnými elektromagnetickými a elektrodynamickými silami ve statoru, jsou statorové tyče pevně zaklínované ve drážkách. Vinutí přechází do čela, tvaru nazývaného evolventa. Přejed je nejvíc namáhanou částí celého vinutí. Čela vinutí jsou pro větší pevnost navzájem vyložkována a v některých případech i zalita a připevněna k podpůrné konstrukci. Řešení se mohou lišit dle způsobu chlazení a výsledné uspořádání se odvíjí i od velikosti stroje [6].



Obrázek 5: Výměna části vinutí. Na obrázku je patrné uspořádání statorových tyčí a čel vinutí [7]

Na obrázku č. 5 je znázorněn stator stroje při výměně části vinutí. Ta je nutná kvůli průrazu mezi statorovými tyčemi, vzniklému díky nadměrným kmitům čel a statorových tyčí. Na obrázku jsou vidět drážky pro statorové tyče. Statorové vinutí přejde z rovné tyče do evolventy čela a po dvanácti drážkách prochází vnitřní částí statoru na opačnou stranu.

Vlivem nadměrných vibrací čel může začít docházet k uvolňování jednotlivých částí. Tento postup může být pomalý - postupné obrušování upevňovacích částí a izolace vedoucí až k průrazu, či rychlý - z důvodu celkového uvolnění vinutí dojde ke změně vlastní frekvence. Na materiály sloužící k upevnění vinutí jsou kladeny poměrně velké nároky - jednak musí umožnit dilataci vodičů, jednak zabránit přenosu vibrací do ostatních částí stroje a v poslední řadě samozřejmě pevně uchycovat vinutí [6].

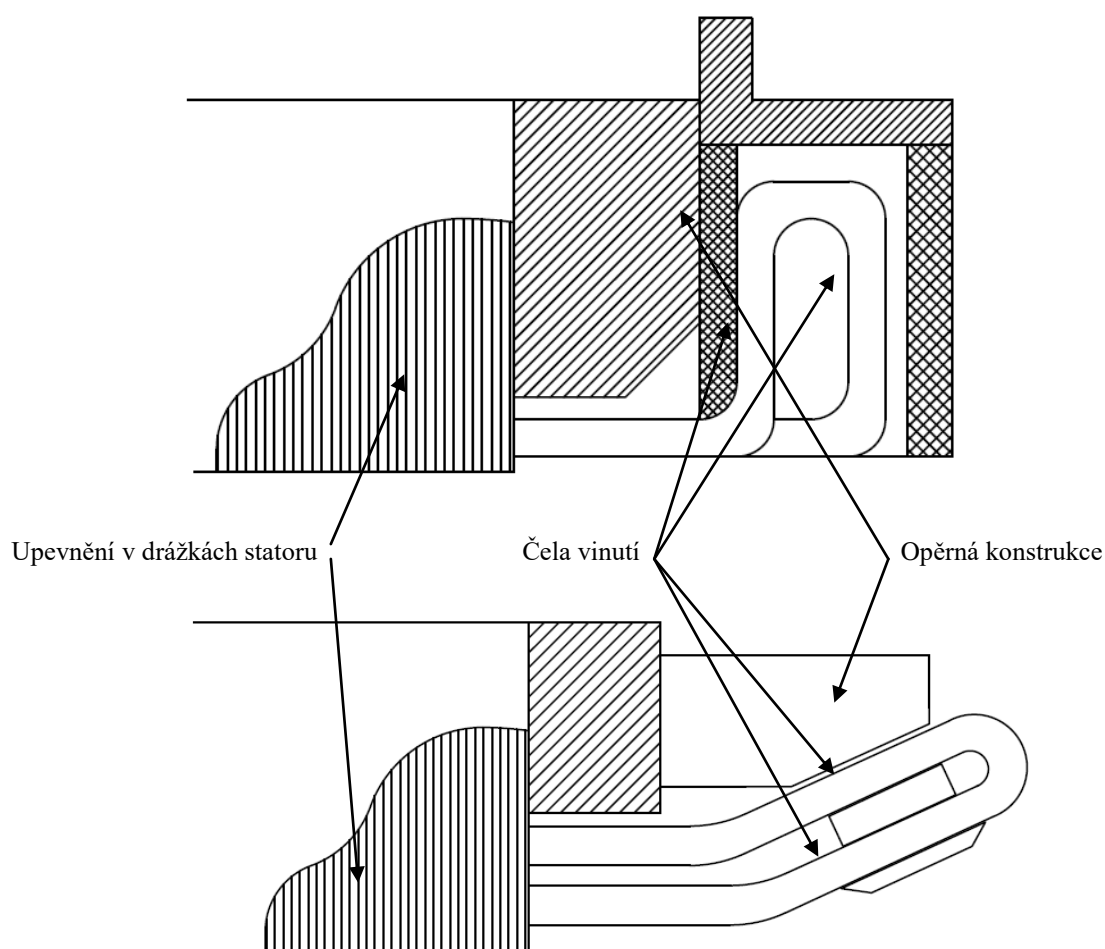


Obrázek 6: Vložka mezi čely vinutí vypadlá z důvodu namáhání [7]



Obrázek 7: Průraz izolace statorového vinutí vzniklý v důsledku chvění [7]

Na obrázcích č. 6 a 7 jsou vidět důsledky nadměrných vibrací. V prvním případě se jedná o vypadlou vložku, což má za následek větší vůli mezi čely a tedy i větší náchylnost vůči kmitům. Ve druhém případě došlo vlivem porušení izolace mezi statorovými tyčemi k průrazu a bylo zapotřebí vyměnit značnou část vinutí stroje.



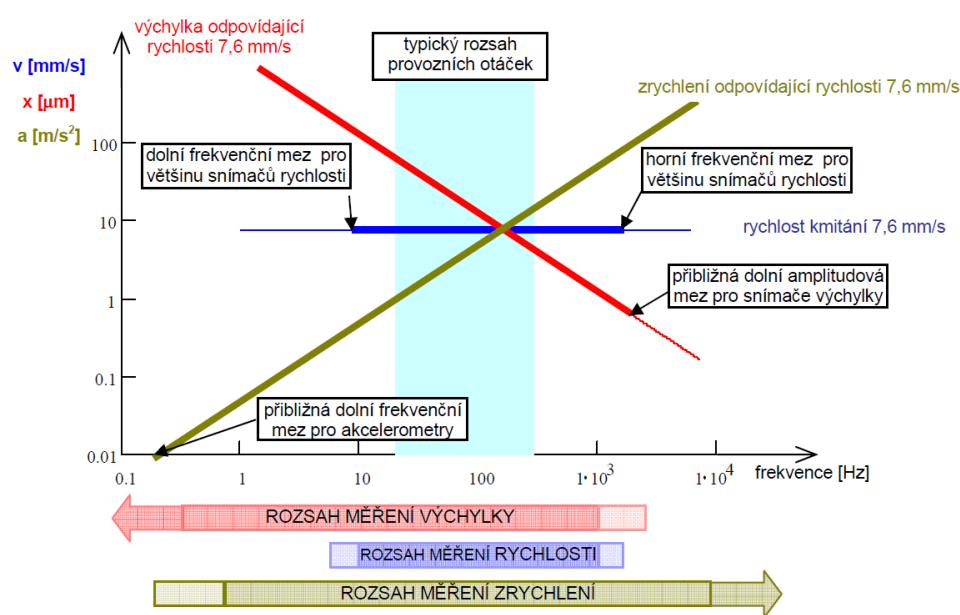
Obrázek 8: Možné způsoby upevnění čel vinutí [6]

Na obrázku č. 8 jsou znázorněny dva z možných způsobů uspořádání čel vinutí. Statorové tyče jsou pevně ukotvené v drážkách statoru. Z těch vinutí přechází do čel, která se opírají o pomocnou konstrukci. Mezi čely se nachází také vložky a klíny sloužící k dalšímu mechanickému upevnění. Díky těmto opatřením by se čela vinutí vůbec neměla relativně chvět vůči kostře stroje. V reálném provozu se ovšem vyskytují kmity jak statorových tyčí, tak i kmity čel vinutí.

1.4 Měření chvění čel vinutí

Při měření určujících veličin je zapotřebí brát v úvahu šum, který je vždy během měření přítomný. U výstupních průběhů je potřeba zajistit dostatečný odstup signál - šum. Pro různá frekvenční spektra se různí i veličina, kterou je vhodné snímači získávat [11].

Obrázek 9 znázorňuje rozsahy, které jsou schopné zachytit snímače různých určujících veličin. Při měření rychlosti se obvykle měření pohybují v rozmezí 10 - 1000 Hz. Pokud bychom pracovali s rychlostí 7,6 mm/s (předpokladem je konstantní rychlost kmitů na všech frekvencích), pro měření vyšších frekvencí vibrací je nejvhodnější senzor zrychlení, který má nejvyšší citlivost v oblasti několika kilohertz. Naopak pokud bychom se omezili pouze na měření otáčkové frekvence (téměř vždy 50 Hz), vykazují nejlepší odolnost proti šumu snímače výchylky [11].

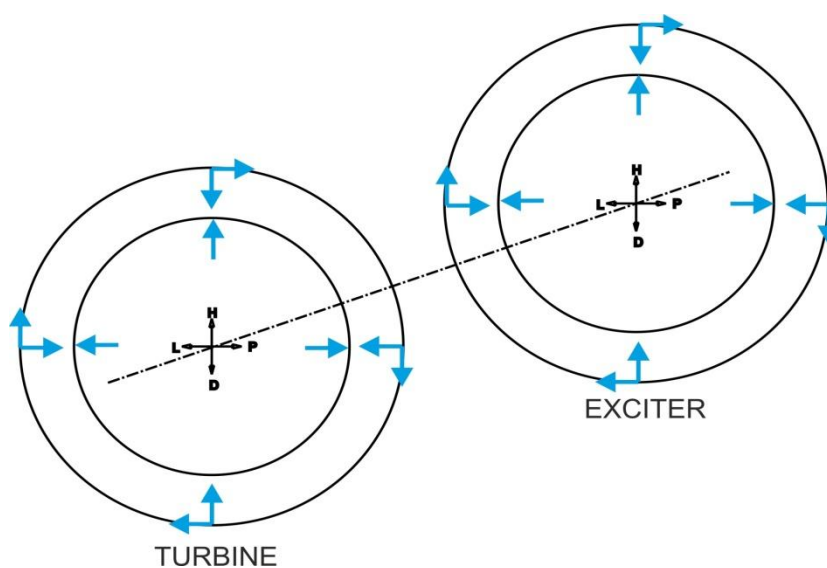


Obrázek 9: Frekvenční omezení snímačů [11]

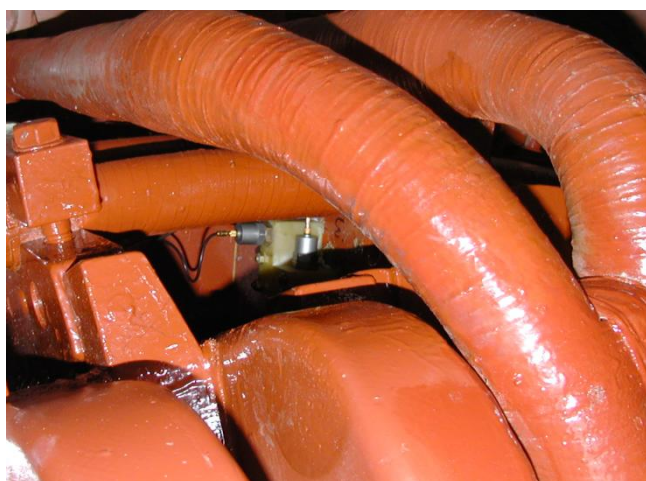
Nejčastěji používanou metodou měření chvění čel vinutí je rozmístění snímačů na čtyřech bodech (obvykle s posunem o 90 stupňů) v čelní oblasti. Mentlík v *Diagnosticke elektrických zařízení* [2] udává, že se většinou instaluje šest párů snímačů pro získání dostatku informací, a že přesné rozmístění a počet je dán zejména zkušeností provozovatelů a diagnostiků točivých strojů. Stauber v příspěvku v knize *Diagnostika '05* [6] ovšem uvádí, že pouze pro základní posouzení je zapotřebí osadit čtyři měřicí místa a některé prameny uvádějí i pět měřicích míst po obvodu čel - tedy deset snímačů. V každém

bodě je totiž vhodné měřit v tangenciálním a radiálním směru - akcelerometry, jejichž naměřené hodnoty byly použity pro tuto práci, jsou schopné měřit zrychlení pouze v jednom směru. Nejvíce rozšířenými senzory jsou piezoelektrické akcelerometry. Tyto snímače jsou absolutní, tedy jsou vztaženy na vlastní seismickou hmotnost [2][6][7].

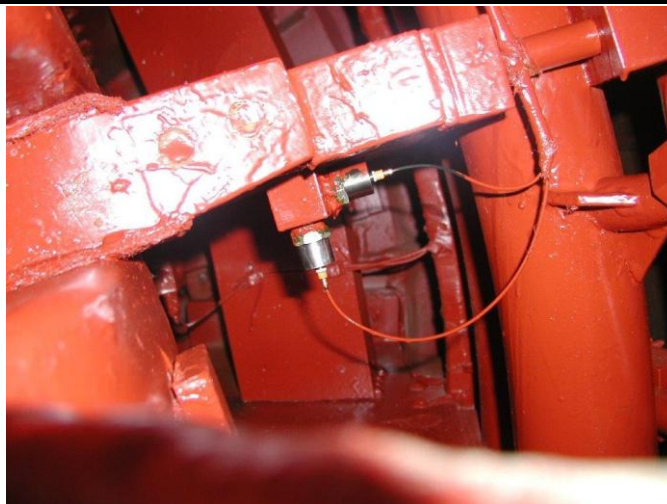
Obrázek č. 10 ukazuje rozmístění snímačů, díky kterému lze získat největší množství dat. Čela jsou osazena na čtyřech místech v radiálním a tangenciálním směru na straně turbíny i budiče (exciter) a snímače chvění kostry v radiálním směru.



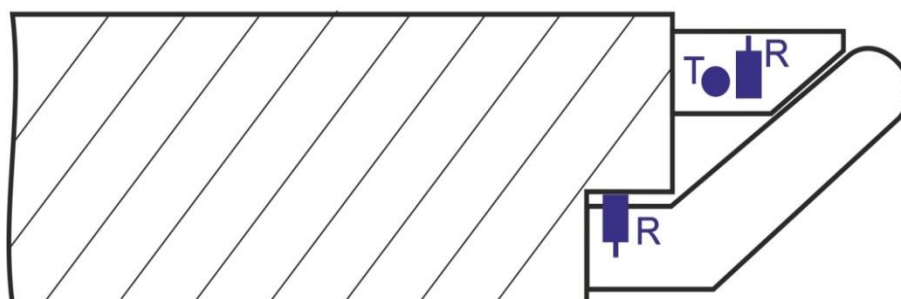
Obrázek 10: Rozmístění snímačů na čelech vinutí [7]



Obrázek 11: Aplikace akcelerometrů [10]



Obrázek 12: Další způsob aplikace akcelerometrů [7]

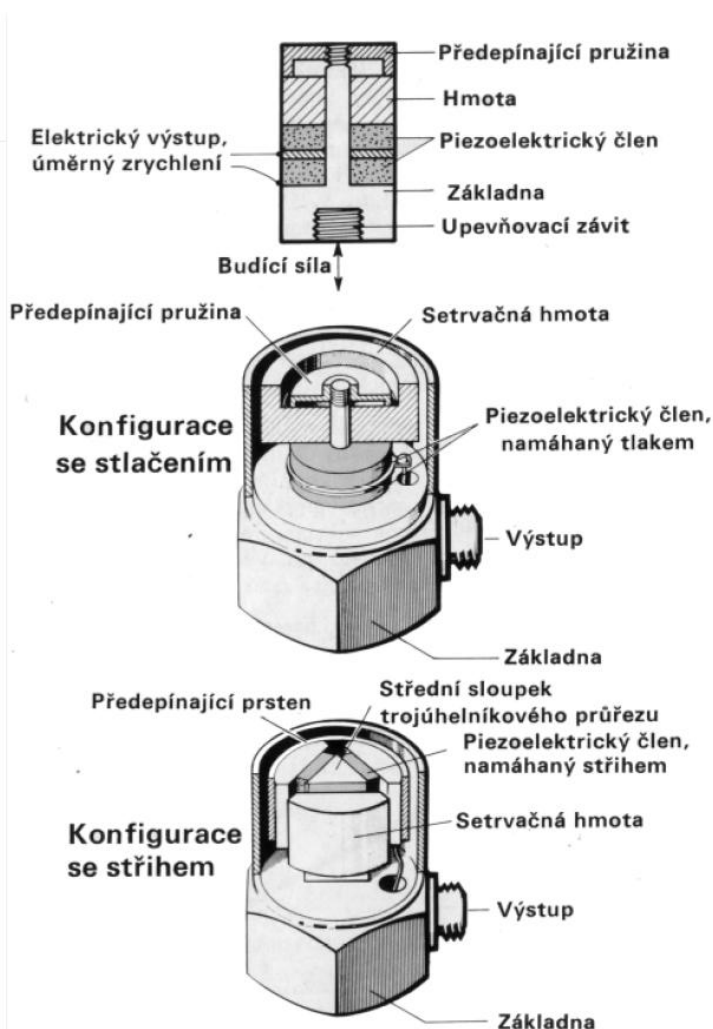


Obrázek 13: Schematický náčrt rozmístění snímačů chvění čel a vnitřní kostry pro tangenciální a radiální směr [10]

Na obrázcích č. 11 a 12 jsou zachyceny akcelerometry uchycené na čela vinutí. Snímače, z jejichž dat čerpá tato práce, jsou instalovány podobným způsobem (dle schematického náčrtu na obrázku č. 13.)

Tyto snímače využívají piezoelektrické materiály, které vytvářejí náboj působením zrychlení, jenž mechanicky namáhá seismickou hmotnost. Ta převádí (v souladu s Newtonovým zákonem síly $\mathbf{F} = \mathbf{m}\cdot\mathbf{a}$) hodnotu zrychlení na sílu, jenž je pomocí piezokrystalu převedeno na elektrický potenciál. Zrychlení je způsobeno chvěním a vibracemi těla senzoru, upevněného v čelní části statoru. Akcelerometr tedy vyžaduje řádné upevnění ke stroji. Vzhledem ke konstantní hmotnosti \mathbf{m} seismického prvku se každá změna akcelerace aplikovaná na senzor projeví jako síla ovlivňující piezokrystal, potažmo tedy jako elektrický náboj. Ten je ovšem z principu velmi malý - chvění v rámci mikrometrů nedokáže vytvořit velký náboj. Z tohoto důvodu se v praxi využívají nábojové

zesilovače, umístěné ve statoru stroje. to ale vyžaduje i koaxiální kabely přesně definované délky. Další možností je integrace této elektroniky přímo do senzoru, díky čemuž je na výstupu sondy hodnota rychlosti kmitání. [6][8][11].



Obrázek 14: Možná uspořádání piezoelektrického snímače [12]

1.5 Vyhodnocení signálů v časové oblasti

Pomocí senzorů zrychlení můžeme získat hodnoty určujících veličin. Pokud je měření kontinuální, je možné výsledný signál podrobit rozboru. Lze provést buďto vyhodnocení celkového kmitání, anebo vyhodnocení průběhu určujících veličin v čase. Při měření celkového kmitání se porovnávají zjištěné hodnoty s údaji naměřenými za bezporuchového stavu, případně se porovnávají s poplachovými limity. Výhodou metody

je rychlost vyhodnocení a nízké náklady, nevýhodou nízká schopnost registrace signálů s malou amplitudou, které mohou zaniknout ve vibračním šumu - kmitání přeneseném např. ze sousedního stroje. Další nevýhodou je neschopnost určení příčiny kmitů [4].

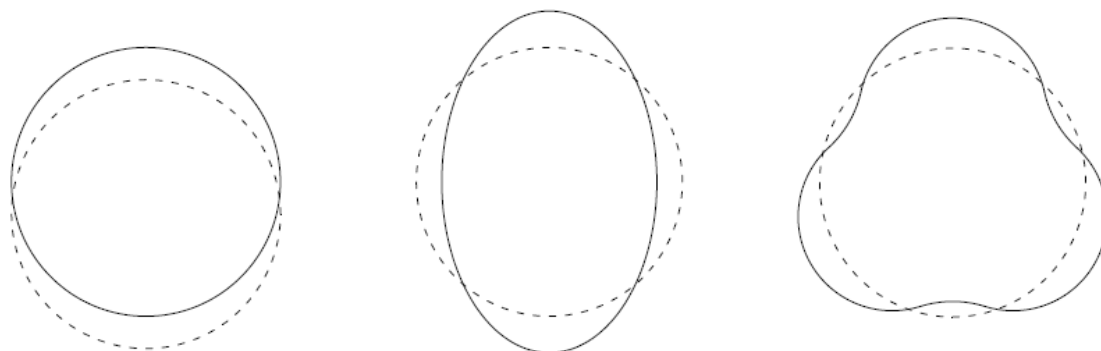
Tabulka 2: Hodnocení kmitů dle ISO 2372 [4]

Mohutnost kmitání vef [mm/s]	Kategorie A (max. 15 kW)	Kategorie M (15 - 75 kW)	Kategorie G > 75 kW
45	nepřípustné kmitání	nepřípustné kmitání	nepřípustné kmitání
28			
18			
11,2			
7,1			kmitání na mezi
4,5	kmitání na mezi přípustnosti	přípustné kmitání	přípustné kmitání
2,8			
1,8	přípustné kmitání	malé kmitání	malé kmitání
1,12			
0,71			
0,45	malé kmitání	malé kmitání	malé kmitání
0,28			
0,18			

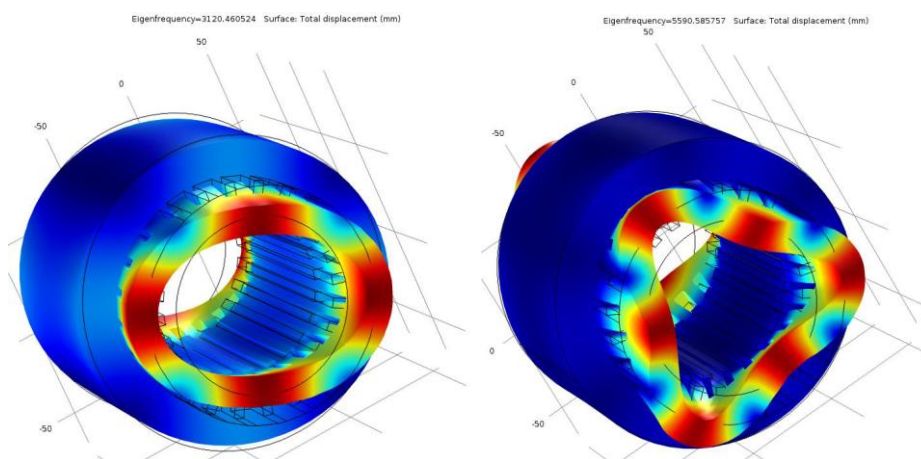
1.6 Vlastní tvary kmitů

Vlivem působení rotujícího magnetického pole dochází ke kmitání jednotlivých prvků stroje. Radiální složky síly vyvolané polem ovlivňují stator a vytváří radiální a tangenciální směry kmitání, z nichž převládá radiální směr. Každý prvek má tzv. vlastní frekvenci, při které se nejméně brání deformacím (odpovídajícím amplitudě kmitání). Tvar tohoto kmitání při vlastní frekvenci se nazývá vlastní tvar [6].

Základní tvary kmitů jsou dvou, čtyř a šestiúhlový - viz obr. č.15. Největší riziko představuje čtyřúhlový kmit, který je vytvářen nejen rotujícím elektromagnetickým polem, ale také elektrodynamickými silami v prostoru čel vinutí. Stator dvoupólového turboalternátoru kmitá čtyřúhlovým tvarem s vlastní frekvencí mezi 130 - 160 Hz. Čela vinutí mohou mít navíc nejnižší vlastní frekvence v oblasti pod 100 Hz. Při nedodržení bezpečného uchycení čel se tyto mohou dostat do rezonance. Obecně je výsledné kmitání čel ovlivněno hlavně vlastní frekvencí čel vinutí [6].



Obrázek 15: Základní vlastní tvary kmitů [6]



Obrázek 16: Model vlastních tvarů čel vinutí pro $f = 3120$ a 5191 Hz [9]

Vlastní tvary je možné stanovit a zakreslit, pokud je chvění čel vinutí monitorováno snímači vibrační alespoň ve čtyřech bodech a kromě určující veličiny je známý také fázový posun. Zpřesnění výsledného znázornění vlastních kmitů je možné snímáním určující veličiny na více místech - to je ale poměrně nákladná varianta, která v běžném provozu nepřipadá příliš v úvahu. Další možností je vytvoření matematického modelu (jehož simulace je znázorněna na obr. č. 18), pro který je ovšem nutné znát přesné mechanické uspořádání součástí, vlastnosti použitých materiálů a další faktory.

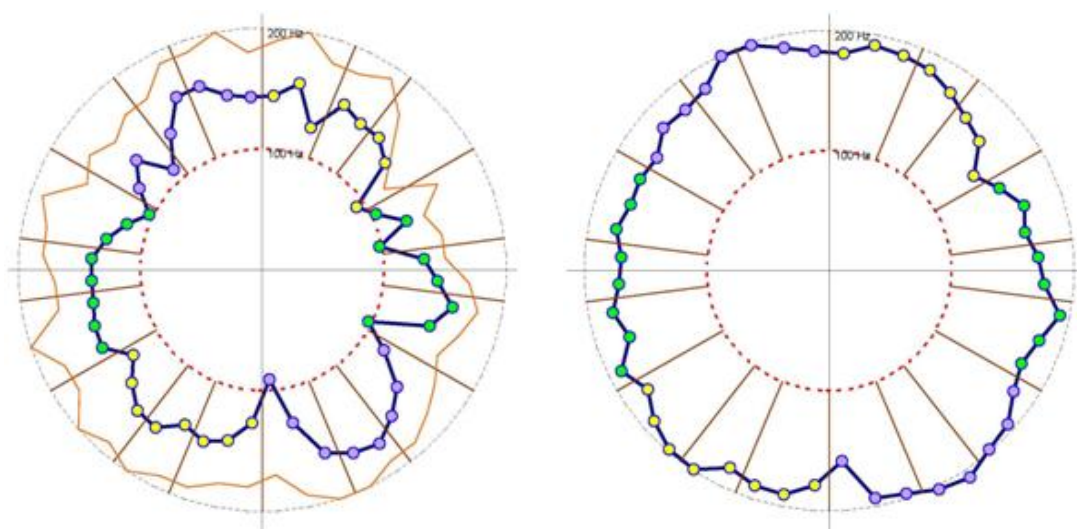
Provozní tvary jsou vyvolány frekvencemi kmitů, které působí na čela vinutí (50 a 100 Hz). Jejich analýza je rovněž důležitá a v praxi se provádí častěji než analýza vlastních tvarů.

1.7 Určení vlastní frekvence čel vinutí

Určení vlastní frekvence čel je možné pomocí několika způsobů. Experimentálně měřením či pomocí matematického modelu, přesněji pomocí metody konečných prvků. Model ovšem musí respektovat řadu skutečností - tyče vinutí tvoří svazek slepených měděných vodičů a celé tyče jsou izolované od statoru reaktoplastickou pryskyřicí.

V prostoru čel se nachází mnoho výztuh, které ovlivňují působení sil, čela vinutí se také navzájem kříží. Vliv na celý systém má i anizotropní charakter některých materiálů. Vytvořit celkový model je tedy poměrně náročnou záležitostí. Pomocí modelu je možné zjistit vliv jednotlivých částí na vlastní frekvence [6].

Obrázek 17 ukazuje posun vlastní frekvence jednotlivých statorových tyčí z důvodu prasklinek a jiného opotřebení. Levá strana obrázku č. 17 vyjadřuje stav tyčí před opravou a je na něm jasně patrné, že rezonanční frekvence některých tyčí v podstatě dosahuje hodnoty 100 Hz, tedy frekvenci elektromagnetického pole rotoru. Hnědá čára označuje množství prachu z izolace, s maximem ve středu diagramu. Je tedy vidět přímá souvislost posunu vlastní frekvence tyčí a množství prachu jako přímý indikátor velikosti vibrací. Napravo je vyobrazen stav po opravě - stroj není v nejlepší kondici, ale bylo dosaženo posunutí rezonanční frekvence mimo nebezpečnou oblast. Tato frekvence je určena hlavně tuhostí materiálu a může být částečně změněna i u vyrobeného stroje [13].



Obrázek 17: Vlastní frekvence statorových tyčí před a po opravě [13]

2 Analýza zprostředkovaných naměřených dat

Pro analýzu v časové oblasti jsou zapotřebí hodnoty některé z určujících veličin ve více časových úsecích či spojitě měření některé z určujících veličin. Jak již bylo popsáno výše, obvykle se měření chvění provádí přibližně jednou za tři měsíce, v některých provozech však měří hodnoty i každý den. Díky tomu je možné lépe určit trendy hodnot chvění. Ze získaných grafů je možné odečíst přibližný stav opotřebení stroje - dá se předpokládat, že s dobou chodu stroje budou růst i vibrace jednotlivých částí z důvodu stárnutí materiálů.

Přímo pro chvění čel vinutí ovšem neexistuje platná norma, která by určovala přípustné a nepřípustné hodnoty kmitů. Firmy vyrábějící turbogenerátory proto dodržují jakýsi úzus, který vyplývá z empirických zkušeností a z hodnot, získaných v průběhu let z mnoha strojů. Výstupy analýzy chvění čel vinutí momentálně slouží pro diagnostiku a informaci o celkovém stavu stroje, spíše než by měření plnilo úlohu varování či alarmu.

Další otázkou je relevance měření, jež probíhají v současnosti. Ve většině případů jsou data ze snímačů zrychlení vyhodnocována jako absolutní, tedy vztažena na pevný bod. Analýza poté už nebere v úvahu, že vibrace z rotoru (chvění vnitřní kostry) se přenáší na celý stroj, který ve výsledku kmitá jako celek. Pokud by byla data ze snímačů vztažena k referenčnímu čidlu, např. snímači chvění rotoru, při analýze by bylo možné dosáhnout větší přesnosti a relevantnosti - bylo by možné rozlišit, jaký podíl mají na chvění čel vinutí vibrace přenesené z rotoru a jaká je tedy skutečná velikost kmitů čel.

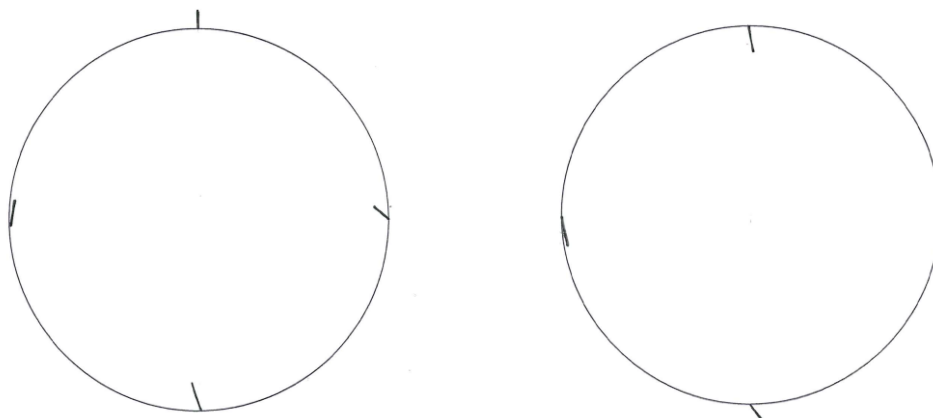
V závislosti na typ měřené určující veličiny je při porovnávání chvění jednotlivých strojů nutné přepočítat všechny údaje na stejnou veličinu. Docílit toho lze pomocí vztahu

$$v_{ef} = \frac{1000 \cdot s}{\sqrt{2}\omega} [mm \cdot s^{-1}]$$

při přepočtu z hodnot, kdy snímač zaznamenává výchylku peak-to-peak, určenou v mikrometrech.

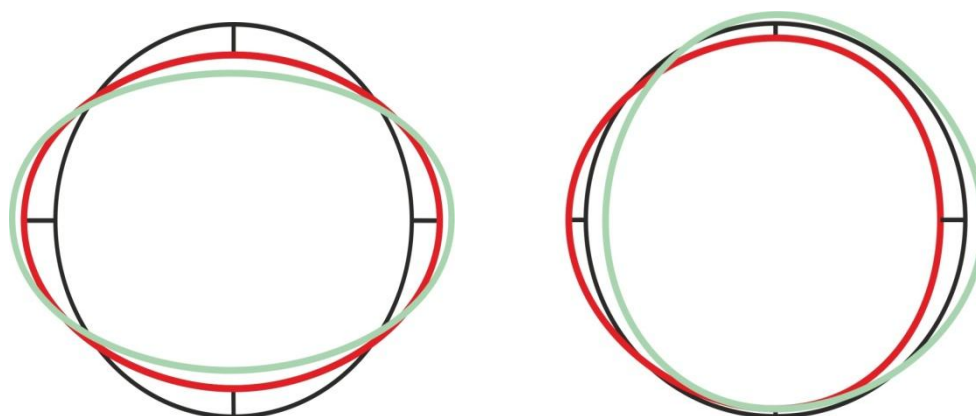
2.1 Analýza provozních tvarů

Jednou z analýz je určení provozních tvarů čel vinutí. Pro jejich určení je zapotřebí znát jak amplitudu, tak i směr (fáz. posun) vibrací a přesné umístění snímače. Poté je možné zanést výchylky do rastru a pomocí grafického programu znázornit provozní tvar kmitů. Ideální pro určení celého polárního diagramu by bylo snímání na každé tyči; pro orientaci je však sestavení provozních tvarů ze čtyř vektorů dostačující.



Obrázek 18: Rastr pro zakreslení provozních tvarů kmitů čel vinutí

Na obrázku č. 18 je znázorněn rastr s vektory kmitů.

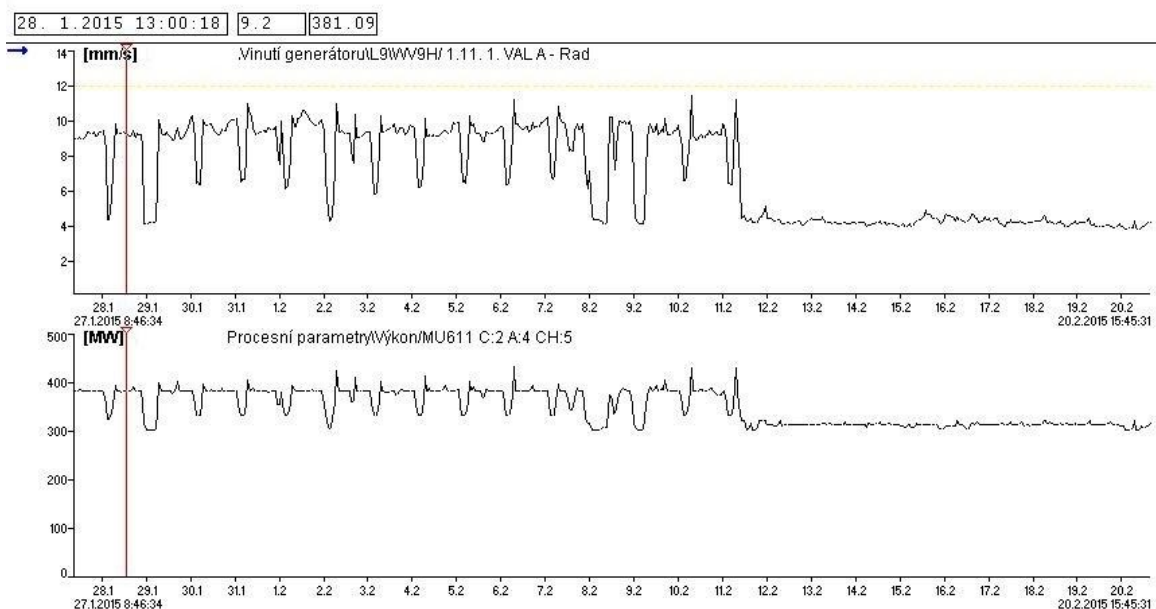


Obrázek 19: Provozní tvary čel vinutí, nalevo 100 Hz, napravo 50 Hz, červená barva strana turbíny, zelená strana budiče

Na obrázku č. 19 jsou provozní tvary čel (nalevo při 100 Hz a napravo při 50 Hz). Chvění o frekvenci 100 Hz způsobuje dvouuzlový provozní tvar, při kterém se čela vinutí pohybují ve fázi na straně turbíny i budiče. Při 50 Hz se ovšem jejich vektory vibrací mohou dostat do protifáze (obr. 19 vpravo) z důvodu nevyváženosti rotoru a tuhosti statorových částí. [10].

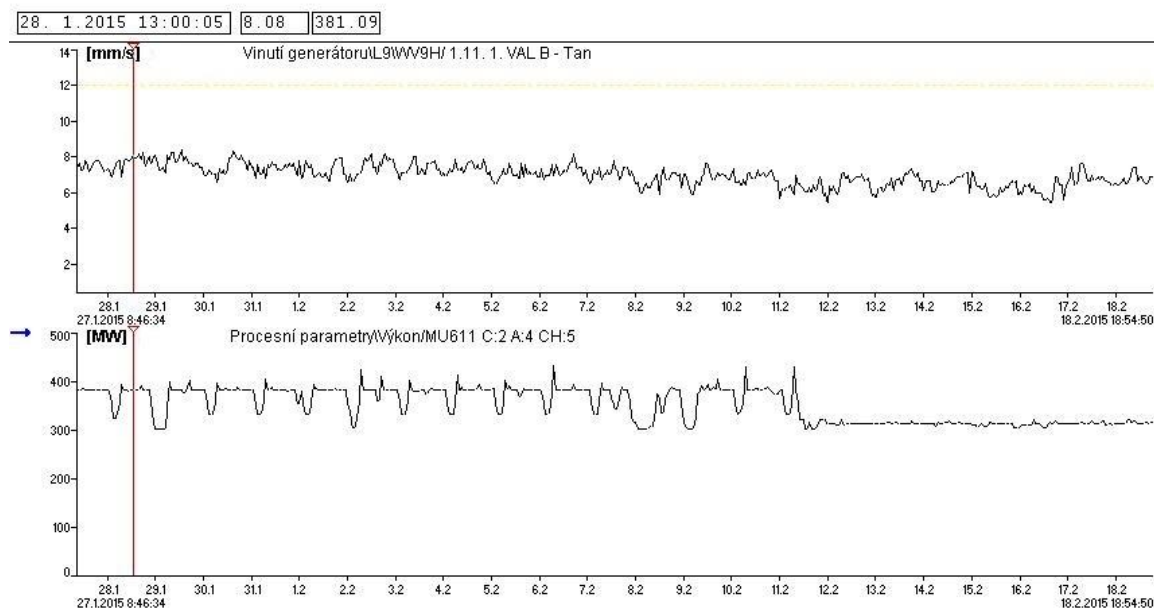
2.2 Analýza v časové oblasti

Další možností diagnostiky je analýza v časové oblasti. Zde je sledován dlouhodobý trend nárůstu vibrací, s delší periodou měření však není možné zachytit případnou dynamiku vibrací. Dále je možné vysledovat závislost vibrací na zátěži.



Obrázek 20: Průběh výkonu a radiální vibrace v časové oblasti

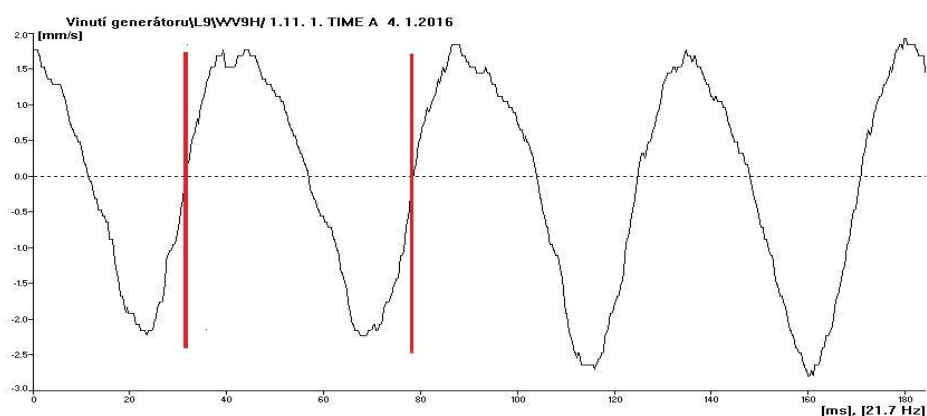
Graf č. 20 zobrazuje časový interval přibližně jednoho měsíce. V horní části jsou vykresleny vibrace a v dolní průběh výkonu stroje. Z grafu je patrná závislost vibrací v radiálním směru na výkonu - vibrace jsou přímo úměrné velikosti výkonu. To dokazuje nejvyšší hodnota rychlosti vibrací (11 mm/s) při nejvyšším výkonu (420 MW) a nejnižší hodnota rychlosti (4 mm/s) při výkonu 300 MW.



Obrázek 21: Průběh výkonu a vibrací v tangenciálním směru

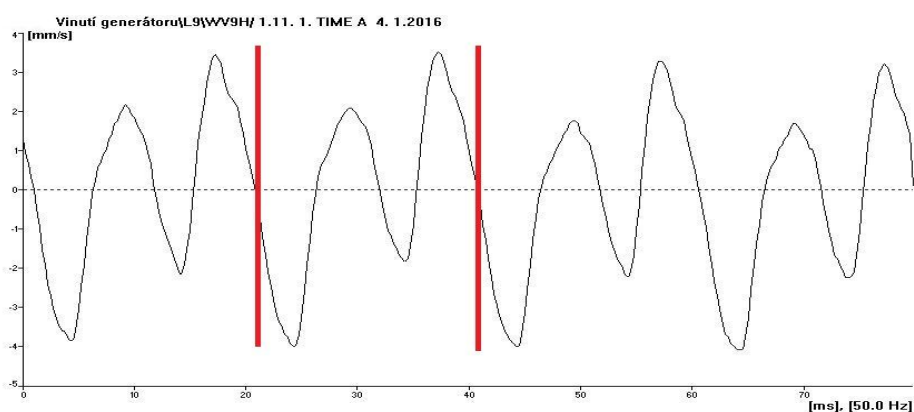
Z velikosti chvění v tangenciálním směru (obrázek č. 21) je možné určit, že tyto vibrace na velikosti výkonu nezáleží a jejich hodnoty nezávisle oscilují kolem rychlosti 7 mm/s. Tyto vibrace obecně dosahují nižších výchylek než chvění v radiálním směru.

Pro detailnější analýzu závislosti vibrací na výkonu by bylo zapotřebí více charakteristik jak výkonu, tak vibrací ze stejného stroje a období.



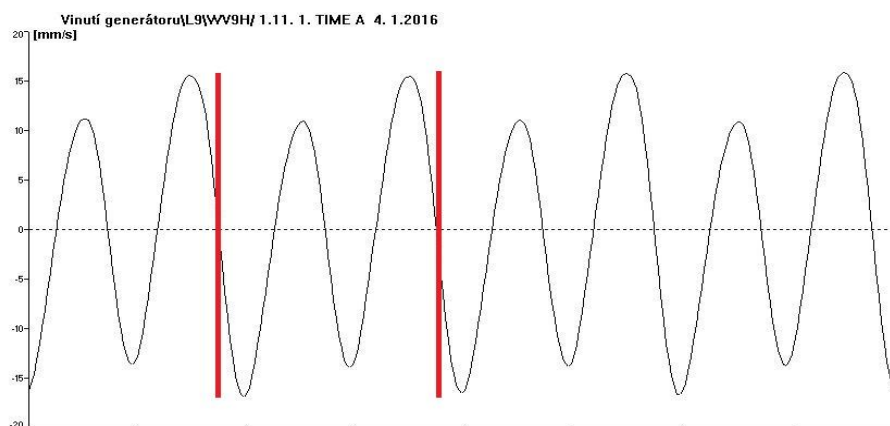
Obrázek 22: Závislost chvění v radiálním směru na otáčkách

Na obrázku č. 22 je znázorněna závislost vibrací na otáčkách. Při 1300 ot/min se projevuje pouze první harmonická a velikost rychlosti vibrací v podstatě kopíruje průběh mechanického kmitání ložisek.



Obrázek 23: Závislost chvění v radiálním směru na otáčkách

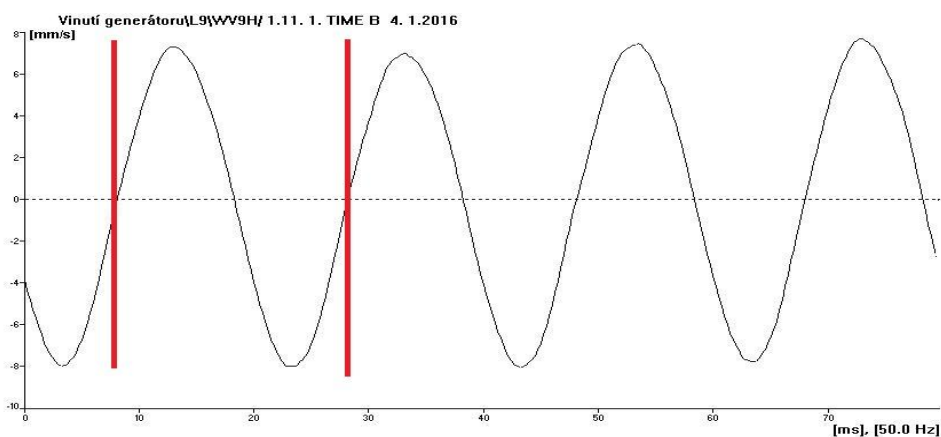
V tomto případě (obrázek č. 23) turbogenerátor dosáhl jmenovitých otáček, tedy 3000 ot/min. Stroj dodává 30 % jmenovitého výkonu. Jasně je patrný vliv druhé harmonické, tedy vibrací způsobených elektromagnetickými silami.



Obrázek 24: Závislost vibrací v radiálním směru na otáčkách a výkonu stroje

Při dosažení jak jmenovitých otáček, tak provozního výkonu (obrázek č. 24) dochází k potlačení otáčkové frekvence. Oproti prvnímu zdokumentovanému stavu se tedy frekvence vibrací zvýšila dvojnásobně.

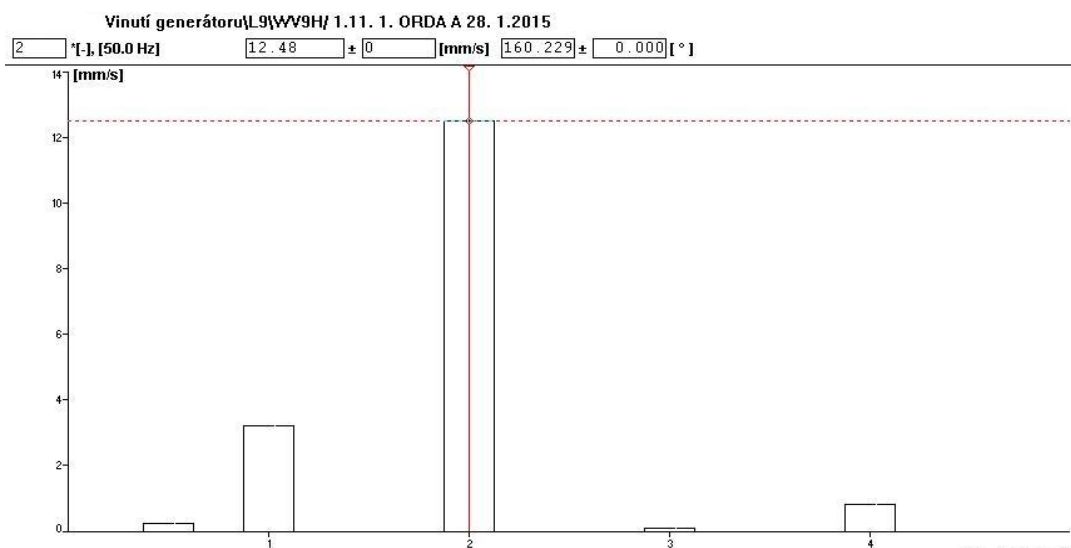
Obrázek č. 25 znázorňuje průběh tangenciálních vibrací - ty však, jak už bylo psáno dříve, nejsou závislé na velikosti výkonu.



Obrázek 25: Závislost vibrací v tangenciálním směru na výkonu

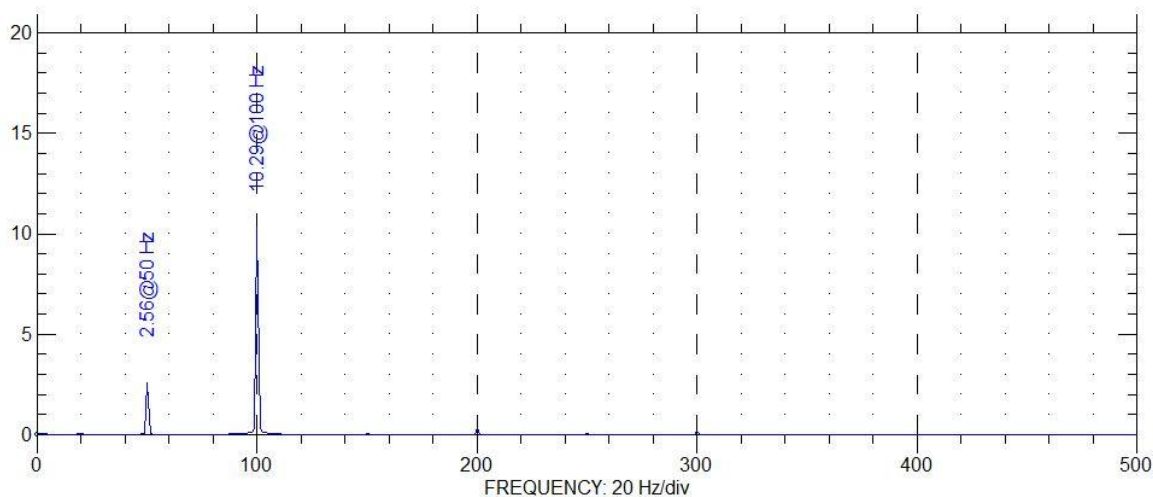
2.3 Řádová analýza

Pro zjištění vlivu jednotlivých složek na celkové chvění se využívá řádové analýzy. Jedná se o frekvenční spektrum, získané z časového průběhu pomocí rychlé Fourierovy transformace (FFT). Pomocí této analýzy je možné získat přehled zejména o důležitých vibracích o frekvenci 50 a 100 Hz.



Obrázek 26: Řádová analýza chvění čel vinutí

Na obrázku č. 26 je možné vidět typické hodnoty chvění, rozložené do frekvenčního spektra. Nejvyšších hodnot dosahují vibrace o frekvenci 100 Hz ($v = 12,48$ mm/s), což odpovídá předpokladům uvedeným v teoretické části. Graf popisuje hodnoty naměřené za plného výkonu stroje.

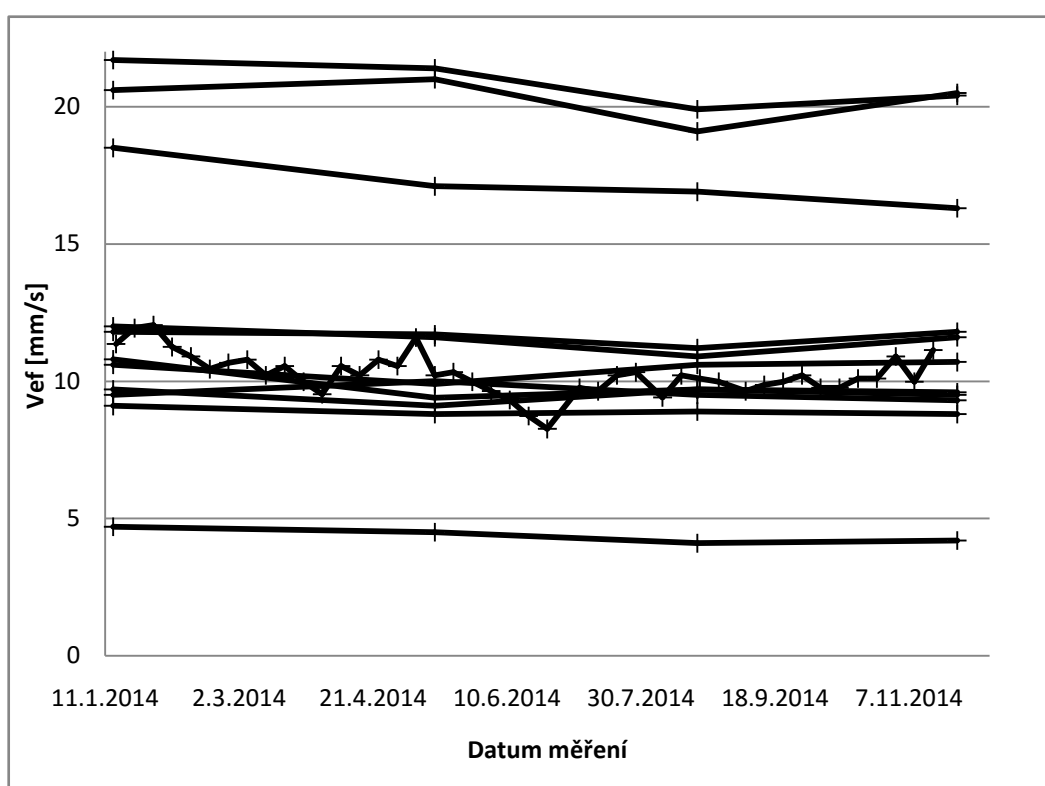


Obrázek 27: Řádová analýza chvění čel vinutí

Z tohoto frekvenčního spektra (obrázek č. 27) je opět patrná převažující druhá harmonická. V tomto případě je hodnota chvění v normě, s vysokým namáháním a stárnutím stroje se však přibližuje rezonanční frekvence tyčí právě ke druhé harmonické, čímž roste hodnota tohoto kmitání.

3 Porovnání naměřených dat pro stroje se stejným výkonem a konstrukcí

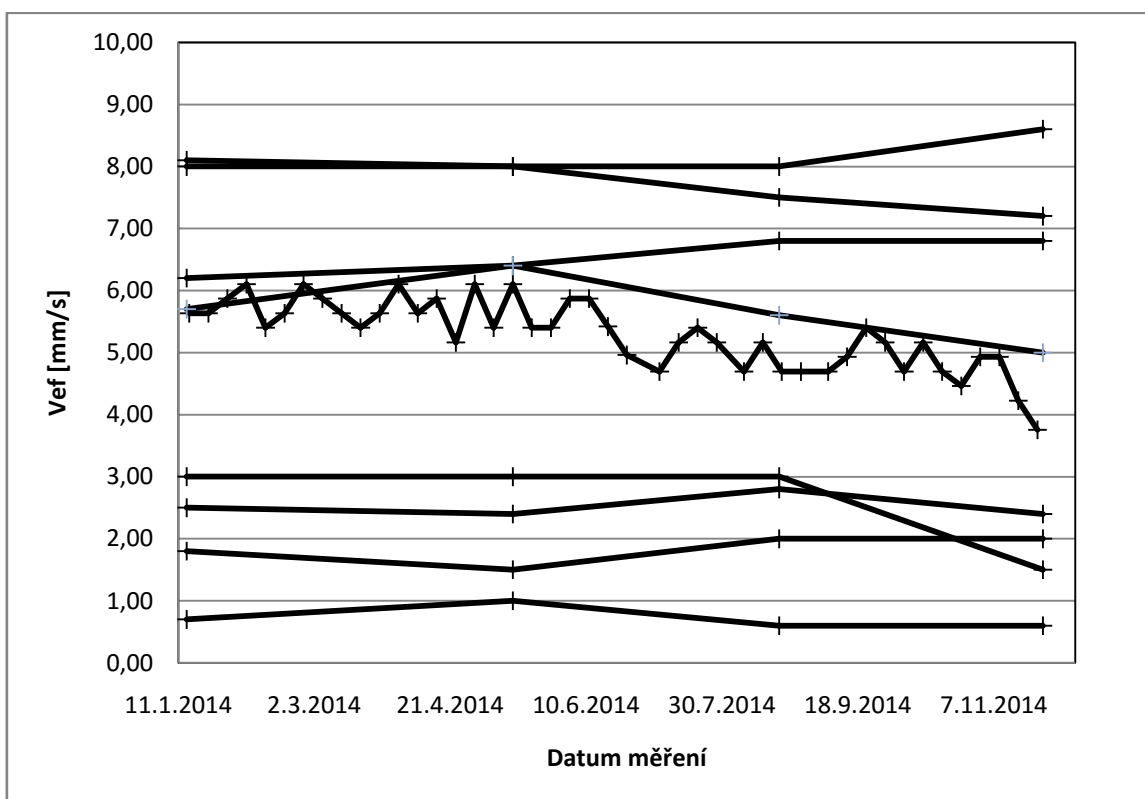
Všechna data, která jsou v této práci zpracovávána, pocházejí ze strojů se stejným výkonem a konstrukcí, a to 200 MW. Z důvodu utajení není v práci nikde uvedeno, o jaké elektrárny se jedná. Celkem se jedná o data ze tří elektráren, dvou českých a jedné zahraniční, v celkovém počtu dvanácti turbogenerátorů. Z každého stroje byl poskytnut mírně odlišný vzorek dat, proto na některých z grafů není porovnání všech dvanácti strojů.



Obrázek 28: Porovnání chvění čel vinutí různých turbogenerátorů - 100 Hz, strana budiče, radiální směr

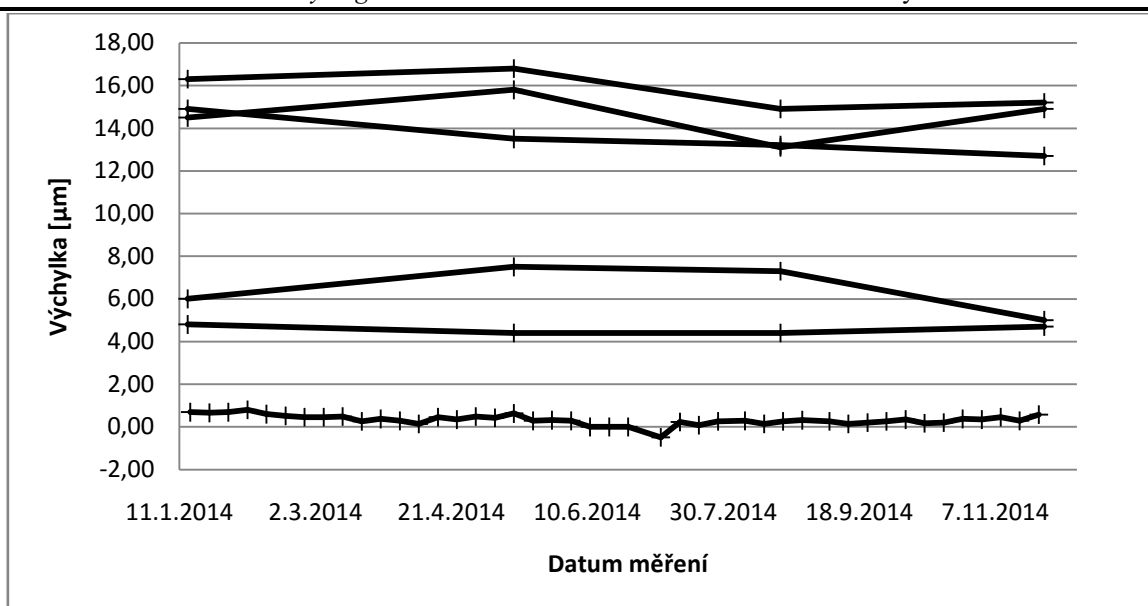
Z grafu (obrázek č. 30) je možné určit trend vibrací. Chvění čel vinutí bylo měřeno na straně budiče v radiálním směru a v grafu je vyobrazena efektivní rychlost vibrací o frekvenci 100 Hz. Naprostá většina rychlosti chvění se drží v mezích 7,5 - 12 mm/s, pouze jeden snímač zachytil efektivní rychlost kolem 5 mm/s a tři snímače vykazují vyšší hodnoty kolem 20 mm/s. To už značí poměrně velké kmitání; neexistuje ovšem platná norma, stanovující takové vibrace jako nepřijatelné. Také lze určit, že (alespoň po daný úsek) se vibrace čel nijak zásadně nezvyšují či jinak nemění. U hodnot s větší četností je lépe zachycena dynamika změny; i v tomto případě však vibrace stále oscilují kolem deseti

milimetrů za sekundu. To ukazuje na kvalitně zkonstruované stroje, které jsou navíc udržovány v dobré kondici.



Obrázek 29: Porovnání chvění čel vinutí různých turbogenerátorů - 50 Hz, strana budiče, radiální směr

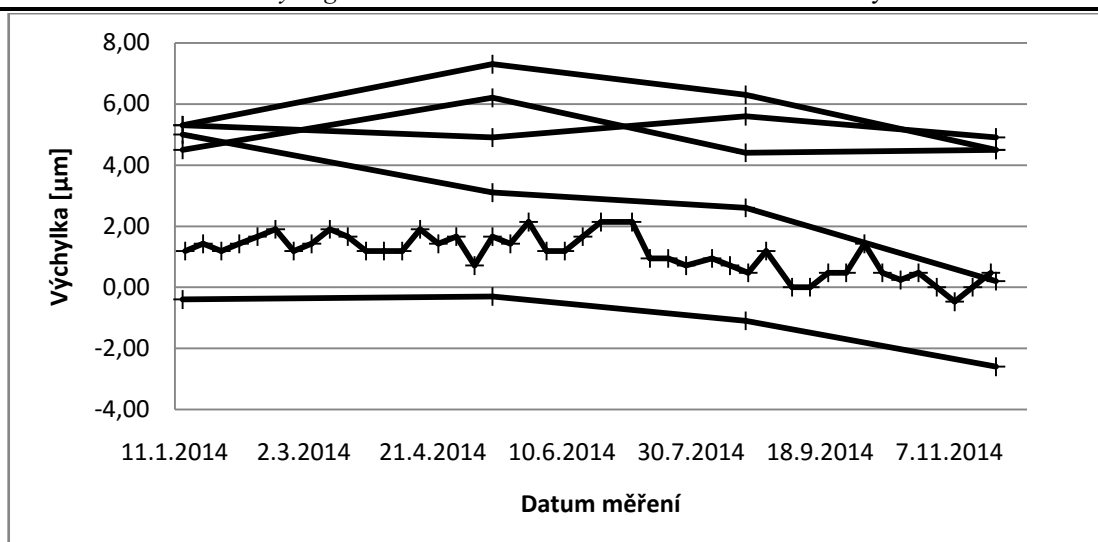
Padesátihertzová složka vibrací (obrázek č. 29) dosahuje nižších rychlostí chvění a také více záleží na mechanických vlastnostech čel každého stroje. Trend chvění o této frekvenci tedy může posloužit jako ukazatel nevyváženosti rotorových součástí a přenosu sil od statoru a pro sledování stavu stroje a diagnostiku je nezbytné hodnoty jak 50, tak 100 Hz složky sledovat.



Obrázek 30: Porovnání relativních vibrací čel - 100 Hz, radiální směr, strana budiče

Pokud vezmeme v úvahu, že se celý stroj chvěje v důsledku otáčení rotoru a přenášení vibrací přes ložiska na vnitřní kostru a potažmo i na čela vinutí, dojdeme k závěru, že výsledné vibrace naměřené akcelerometry na čelech jsou v podstatě superpozicí kmitání čel a celkového kmitání stroje. Pro získání hodnot chvění samotných čel vinutí je tedy potřeba odečíst hodnotu chvění vnitřní kostry. V této práci se předpokládá, že fázový posun vibrací čel a kostry je přibližně shodný. Odchylka úhlů vysvětluje, proč se jedna z hodnot dostala do „záporných“ hodnot.

Srovnání relativních vibrací bylo možné provést pouze u některých měřených míst - snímače chvění vnitřní kostry totiž nejsou osazeny po celém obvodu, ale většinou jen na jednom místě a také pouze v radiálním směru a na straně budiče. I tak se ale jedná o poměrně zajímavou změnu charakteristik. Na obrázku č. 30 je znázorněno porovnání relativních vibrací čel různých generátorů. Nejvyšší hodnoty dosahují rychlosti 14/15 mm/s. Kvůli absenci platných norem pro kmity čel vinutí nelze přesně určit kondici stroje, vzhledem k dlouhodobému provozu těchto strojů by však tyto hodnoty mohly být limitními a odpovídat pásnu A pro rotorové a statorové vibrace.



Obrázek 31: Porovnání relativních vibrací čel - 50 Hz, radiální směr, strana budiče

Podobně jako při porovnání absolutních hodnot, tak i relativní kmitání o frekvenci 50 Hz (obrázek č. 31) dosahuje nižších velikostí než vibrace o frekvenci 100 Hz. Některé složky vibrací také nemají úplně shodný fázový posun, což opět vysvětluje „záporné“ hodnoty rychlosti chvění.

Pro detailnější analýzu relativního chvění by bylo potřeba znát hodnoty chvění z více bodů po obvodu vnitřní kostry, protilehlých ke snímačům chvění čel. Obecně lze ale říci, že vysoké absolutní hodnoty chvění čel vinutí nemusí nutně znamenat překročení limitů a je nutné přihlídnout i k relativním hodnotám.

Závěr

Díky podrobné analýze poskytnutých naměřených hodnot bylo možné ověřit stav turbogenerátorů podle velikosti vibrací jejich čel. Tato měření obvykle probíhají řadu let zdánlivě bezúčelně, po určité době (závislé na způsobu provozování stroje či jeho případných nedokonalostech) avšak u každého stroje dochází k degradaci spojů a materiálu. Kvůli nadměrným vibračním čel vinutí dochází zejména k odírání izolace, které může vést až k průrazu a nutnosti kompletní odstávky a výměny vadného vinutí. Ke kritickým vibračním dochází zejména v případě, že se vlastní frekvence statorových tyčí přiblíží frekvenci rotujícího elektromagnetického pole. V tu chvíli se vibrodiagnostická měření mnohonásobně vyplatí, jelikož mohou zabránit destrukci stroje. Z poskytnutých dat vyplývá, že měřené turbogenerátory se do takového stadia zatím nedostaly.

Poměrně užitečnou by mohla být také důkladnější analýza vlastních tvarů kmitu. Z dostupných hodnot bylo možné vytvořit tvar pouze ze čtyř bodů, což dává spíše informativní náhled. Je ale možné, že některé z čel se chvěje více než ostatní díky větším vůlím či nedokonalostem ve struktuře a prasklinám. Takové testy lze provést tzv. Bump testem, kdy se pomocí speciálního kladívka testuje odezva jednotlivých statorových tyčí a čel vinutí. Tyto testy se většinou provádí již ve výrobě. Provést takový test na již instalovaném stroji ovšem vyžaduje mnoho času a samozřejmě neaktivní stav stroje, proto se k němu přistupuje až při důvodném podezření na velké vibrace (např. podle prachu z izolace či na základě vibrodiagnostických měření).

Další vyvstalou otázkou, již popsanou v předchozím textu, je využití relativních hodnot vibrací spíše než absolutních. Díky přenosům vibrací rotoru přes ložiska i na kostru se chvěje celý paket statorových tyčí a čel. K těmto vibračním se v podstatě superponují kmity způsobené zejména silovým působením točivého elektromagnetického pole. Pro získání potřebných relativních hodnot by ovšem bylo třeba osadit stroj po vnitřním obvodu snímači chvění kostry, což opět zvyšuje nákladnost řešení.

Pro podrobnou analýzu jednotlivých strojů je zapotřebí použít speciální aparaturu a pomocí ní provést důkladné měření. To je ideální porovnat s hodnotami chvění, jakých stroj dosahoval při uvedení do provozu. Takové hodnoty však často nejsou k dispozici,

jelikož důležitost diagnostiky začíná být zřejmá až s příchodem prvních závad stroje.

Práce tedy kromě zhodnocení výsledků přináší i další otázky k problematice měření chvění čel vinutí. Vzhledem k nákladnosti případných doplňujících měření, které přirozeně vyžadují dočasné vyřazení stroje, zůstane zřejmě situace v této oblasti stejná. Na denní, měsíční či tříměsíční bázi se bude analyzovat trend vibrací čel vinutí a důkladná analýza bude prováděna až v případě výrazné odchylky některých hodnot. Vzhledem k neexistenci norem, které by přesně specifikovaly nepřijatelné hodnoty absolutního kmitání čel vinutí (což ovšem ani není možné) může vést k neodhalené postupné degradaci částí stroje a teoreticky (i prakticky dle dostupných obrázků z provozu) i jeho poškození či zničení.

Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] KUNG, P.; WANG, L.; COMANICI, M.I.: *Stator end winding vibration and temperature rise monitoring*, Electrical Insulation Conference (EIC), 2011
- [2] MENTLÍK, V.: *Diagnostika elektrických zařízení*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2008, 439 s. ISBN 978-80-7300-232-9
- [3] TÉTREAU, A.: *End - winding vibration in large rotating machines*, 74th Annual International Doble Client Conference, 2008
- [4] KREIDL, M.: *Diagnostické systémy*, 1. vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2001, 352 s. ISBN 80-01-02349-4.
- [5] BERAN V.: *Chvění a hluk*, Západočeská univerzita v Plzni, 2010, ISBN 978-80-7043-916-6
- [6] STAUBER, J.: *Vliv chvění statorového vinutí na izolační systém*, Diagnostika '05: mezinárodní vědecká konference, v Plzni: Západočeská univerzita, 2005, ISBN 80-7043-368-x
- [7] Interní materiály firmy PROFESS, spol. s r.o.
- [8] Firma MC MONITORING: *Endwinding vibration monitoring*, prezentace pro zákazníky a obchodní partnery
- [9] BOUZEK, L.: *Elektromagnetické pole, síly, chvění a hluk v elektrických strojích*, Dizertační práce, v Plzni: Západočeská univerzita, 2014
- [10] HORÁK V.: *Kmitání čel vinutí generátoru, příklady z instalací v elektrárnách*, Příspěvek na semináři firmy PROFESS „Pokročilá diagnostika rotačních strojů“, Plzeň 2016

[11] BILOŠ, J., BILOŠOVÁ, A.: *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora* [CD-ROM]. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN 978-80-248-2755-1.

[12] VDOLEČEK, F.: *Spolehlivost a technická diagnostika*, Brno, 2002. [PDF dokument]. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. [cit. 20. února. 2016]. Dostupné na WWW: <http://autnt.fme.vutbr.cz/lab/a1-731a/FSD.pdf>

[13] INTICHAR L.: *Determining Global End Winding Modes*, Příspěvek na semináři firmy PROFESS „Pokročilá diagnostika rotačních strojů“, Plzeň 2016