



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní



METODY TECHNICKÉ DIAGNOSTIKY CV

Návody do cvičení předmětu „Technická diagnostika“

Ing. Jan Blata, Ph.D.

Ostrava 2010|2011



Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu (ESF) a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu OP VK CZ.1.07/2.3.00/09.0147 „Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji a výzkumu“.

Název: Metody technické diagnostiky

Autor: Ing. Jan Blata, Ph.D.

Vydání: první, 2010

Počet stran: 28

Studijní materiály pro studijní obor Konstrukce strojů a zařízení Fakulty strojní

Jazyková korektura: nebyla provedena.



INVESTICE DO ROZVOJE VZDĚLÁVÁNÍ

Tyto studijní materiály vznikly za finanční podpory Evropského sociálního fondu a rozpočtu České republiky v rámci řešení projektu Operačního programu Vzdělávání pro konkurenceschopnost.



Název: Vzdělávání lidských zdrojů pro rozvoj týmů ve vývoji
a výzkumu

Číslo: CZ.1.07/2.3.00/09.0147

Realizace: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

© Ing. Jan Blata, Ph.D.

© Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

ISBN 978-80-248-2735-3

POKYNY KE STUDIU

Předmět Technická diagnostika/učební opora Metody technické diagnostiky

Pro předmět 6 semestru oboru konstrukce strojů a zařízení jste obdrželi studijní balík obsahující:

Pro studium problematiky technické diagnostiky jste obdrželi studijní balík obsahující:

- integrované skriptum pro distanční studium obsahující i pokyny ke studiu,
- přístup do e-learningového portálu obsahující doplňkové animace vybraných částí kapitol,
- CD-ROM s doplňkovými animacemi vybraných částí kapitol,

Prerekvizity

[Poznámka: Vyberte jednu z variant, případně vytvořte další variantu.]

Pro studium tohoto předmětu není třeba absolvovat předmět, studenti budou v průběhu studia podrobně seznámeni se základy.

Pro studium této opory se předpokládá znalost absolvovaných předmětů v průběhu studia.

Cíle předmětu Technická diagnostika/ učební opory Metody technické diagnostiky

Cílem je seznámení se základními pojmy technické diagnostiky. Po prostudování modulu by měl student být schopen používat některé metody technické diagnostiky k určení a vyhodnocení technického stavu strojních zařízení.

Pro koho je předmět určen

Modul je zařazen do bakalářského studia oboru Konstrukce strojů a zařízení studijního programu Výrobní stroje a zařízení, Zemní, těžební a stavební stroje, ale může jej studovat i zájemce z kteréhokoliv jiného oboru, pokud splňuje požadované prerekvizity.

Skriptum se dělí na části, kapitoly, které odpovídají logickému dělení studované látky, ale nejsou stejně obsáhlé. Předpokládaná doba ke studiu kapitoly se může výrazně lišit, proto jsou velké kapitoly děleny dále na číslované podkapitoly a těm odpovídá níže popsaná struktura.

Úspěšné a příjemné studium s tímto učebním textem Vám přeje autor

Jan Blata

OBSAH

1	PRAKTICKÝ PŘÍKLAD MĚŘENÍ SE VZNIKEM REZONANCE	6
1.1	Úvod.....	6
1.2	Základní parametry stroje	6
1.3	Provedení měření a průběh vyhodnocení.....	6
1.4	Modální analýza kabiny.....	11
1.5	Závěr.....	15
2	PRAKTICKÉ PŘÍKLADY DIAGNOSTIKY ZÁVAD NA STROJNÍCH ZAŘÍZENÍCH:.....	16
2.1	Horizontální čerpadlo 1	16
2.2	Rozbor frekvenčního spektra	18
2.3	Horizontální čerpadlo 2	23
2.4	Využití sledování trendu vibrací.....	26

1 PRAKTICKÝ PŘÍKLAD MĚŘENÍ SE VZNIKEM REZONANCE



Řešený příklad

1.1 Úvod

Náročné provozní podmínky při těžební činnosti kladou vysoké nároky na technickou spolehlivost strojních zařízení a také negativně působí na obsluhu strojních zařízení. Působení vnějších vlivů na obsluhu se negativně projevuje na zdraví, ale i na celkovém pracovním výkonu. Mezi faktory, které zásadním vlivem ovlivňují pracovní pohodu nebo přímo zdraví obsluhy patří především hluk, vibrace, teplota atd. Vibrace mimo negativní působení na obsluhu způsobují dodatečné cyklické namáhání konstrukčních dílů strojních zařízení a neúměrně snižují jejich životnost, proto je třeba vibrace minimalizovat, zvláště pokud dochází ještě k projevům rezonance. Provozování strojních zařízení v rezonanční oblasti může vést k jeho velmi rychlému nebo přímo okamžitému zničení.

V tomto případě byly řešeny nadměrné vibrace u kabiny nakladače, u které docházelo při pracovních otáčkách motoru (1450 min^{-1}) k velkému zvýšení vibrací. Obsluha stroje si přímo stěžovala na neúměrné vibrace při těchto provozních otáčkách. Při provozních otáčkách je nakladač používán většinu času, protože při těchto otáčkách pracuje hydraulika nakládacího zařízení. Není proto divu, že bylo přáním zákazníka snížit vibrace na co nejmenší míru.

1.2 Základní parametry stroje

Stroj je poháněn čtyřválcovým vznětovým vodou chlazeným motorem Cummins B 3.3 o objemu 3300 cm^3 o výkonu 60 kW. Volnoběžné otáčky motoru jsou při 850 min^{-1} (14.2Hz), pracovní otáčky pro provoz hydraulického systému jsou nastaveny na 1450 min^{-1} (24.2Hz), omezení maximálních otáček je nastaveno na 2450 min^{-1} (41Hz). Kabina stroje je provedena jako svařenec z profilů a je spojena se základním rámem pomocí 4 silentbloků. Otáčení kabiny je realizováno hydraulicky s převodem pomocí ozubeného věnce s vnitřním ozubením a pastorkem.

1.3 Provedení měření a průběh vyhodnocení

Před vlastním měřením se ukázal jako neocenitelný pomocník jednoduchý Vibropen od firmy SKF viz. Obrázek 1.1, ačkoliv je velmi jednoduchý a dokáže určit pouze celkové vibrace v pásmu 10-1000 Hz, tak právě jeho jednoduchost a rychlost použití se nám ukázala jako neocenitelný pomocník. S jeho využitím jsme dokázali velmi rychle určit měřicí místa s největšími vibracemi, na kterých bude probíhat další měření za použití již mnohem sofistikovanějšího, ale časově náročnějšího měřicího analyzátoru. Vzhledem k tomu, že měření bylo velmi časově omezeno, tak byl kladen velký důraz na co nejkratší délku měření, tudíž se musela měřicí místa redukovat na minimum.

Za pomoci již zmíněného Vibropenu jsme dokázali velmi rychle a jednoduše vybrat vhodná měřicí místa s velkou vypovídající schopností o vibracích celé kabiny. Měřená místa jsou znázorněna na Obrázek 1.3. Nejzajímavější, resp. nejzvláštnější měření proběhla přímo na rámu stroje a to na úchyty kabiny za pomoci vibračního analyzátoru Adash VA 4 Pro (Obrázek 1.2.). Pro následná vyhodnocení naměřených výsledků byl použit program od firmy Adash DDS 2007.

Kabina je v těchto místech spojena s rámem stroje na čtyřech místech za pomoci 4 silentbloků, viz Obrázek 1.4. Naměřené hodnoty efektivních hodnot vibrací jsou pro přehlednost zpracovány v samostatné tabulce č. 1. Jak je z tabulky patrné, hodnoty vibrací na úchyty kabiny na pravé straně dosahují dokonce větších hodnot, než přímo na rámu stroje, u pravého zadního úchyty je to dokonce dvojnásobek oproti hodnotě vibrací přímo na rámu pod tímto místem. Z těchto hodnot můžeme usuzovat, že stroj je pravděpodobně provozován v rezonanční oblasti nebo také vinou špatných nebo nevhodně volených silentbloků dochází k šíření vibrací od jednoho úchyty kabiny ke druhému. Další zajímavostí je v některých případech nízká velikost amplitudy na otáčkové frekvenci (její velikost je závislá na otáčkách), ale vysokou amplitudou je až druhý násobek otáčkové frekvence, Obrázek 1.5. Tato dominance druhé harmonické frekvence je způsobena použitím čtyřválcového vznětového motoru, u kterého na jednu otáčku klikového hřídele připadají dva zážehy v pracovním válci. Vzhledem k této skutečnosti je třeba počítat s tím, že kabina je buzena otáčkovou složkou, ale i jejím dvojnásobkem. Zobrazení spektru vibrací bodů na levé straně kabiny je na Obrázek 1.7. Jak je patrné, tak čím více se blížíme k rámu, tak tím dominantnější amplitudou se stává amplituda vibrací na druhé harmonické frekvenci.



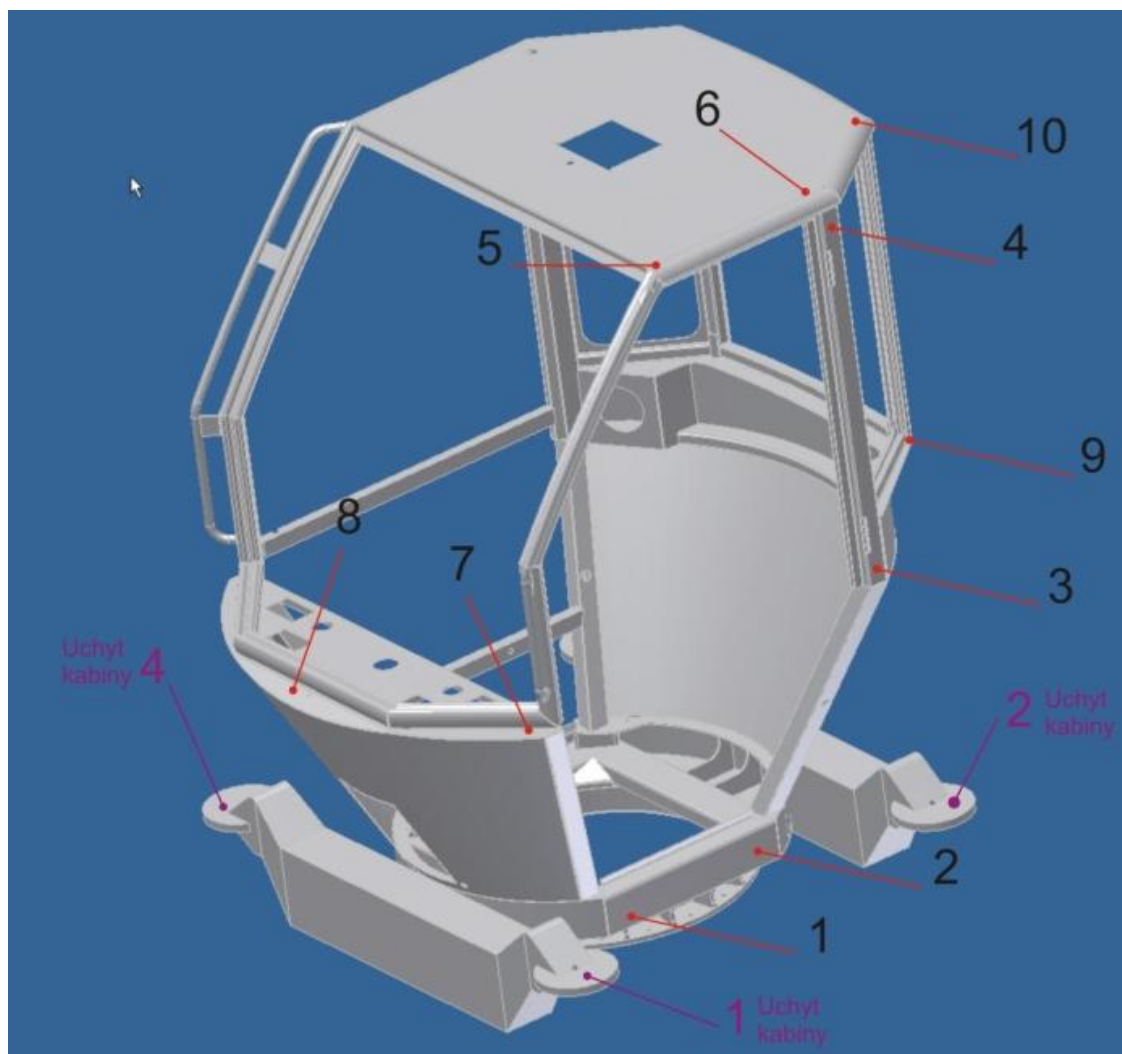
Obrázek 1.1 – Vibropen – pro měření celkových vibrací 10 – 1000 Hz



Obrázek 1.2 – Měření za pomoci vibračního analyzátoru Adash VA 4 Pro

Tab. 1: Efektivní hodnoty vibrací na rámu stroje a na úchyty kabiny v horizontálním směru.

Měřicí bod	1 (LP)	2 (LZ)	3 (PZ)	4 (PP)
Efektivní hodnoty rychlosti vibrací rámu stroje RMS 10 - 1600 Hz [mm/s]	1,7	1,6	1	1,2
Efektivní hodnoty rychlosti vibrací úchyty kabiny RMS 10-1600 Hz [mm/s]	1,4	1,6	2,1	1,3

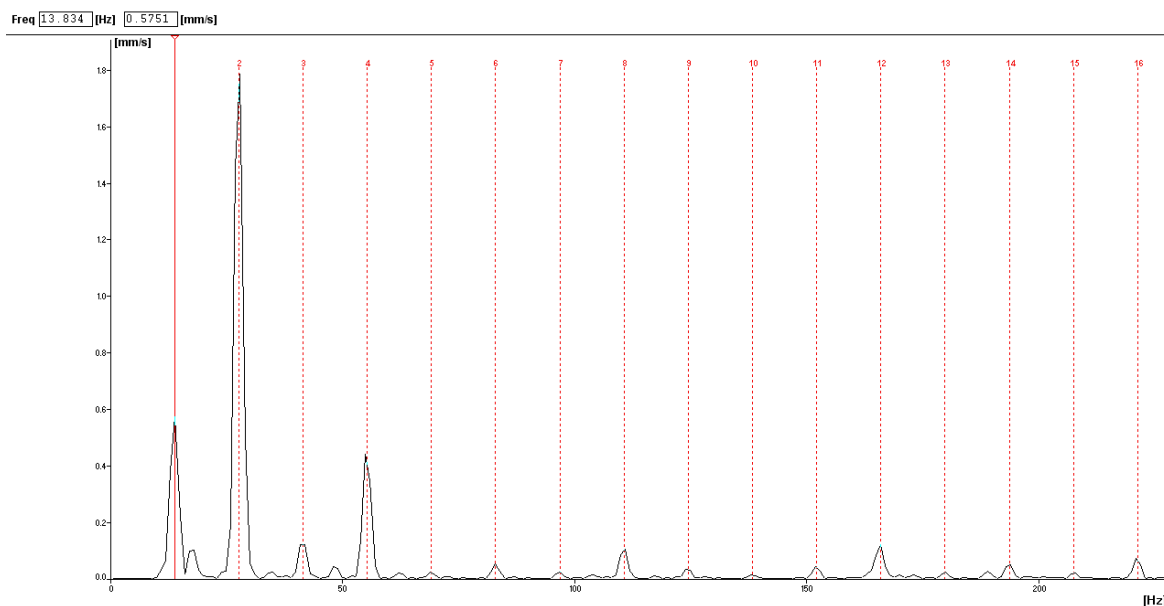


Obrázek 1.3 – Znázornění měřených míst levé strany

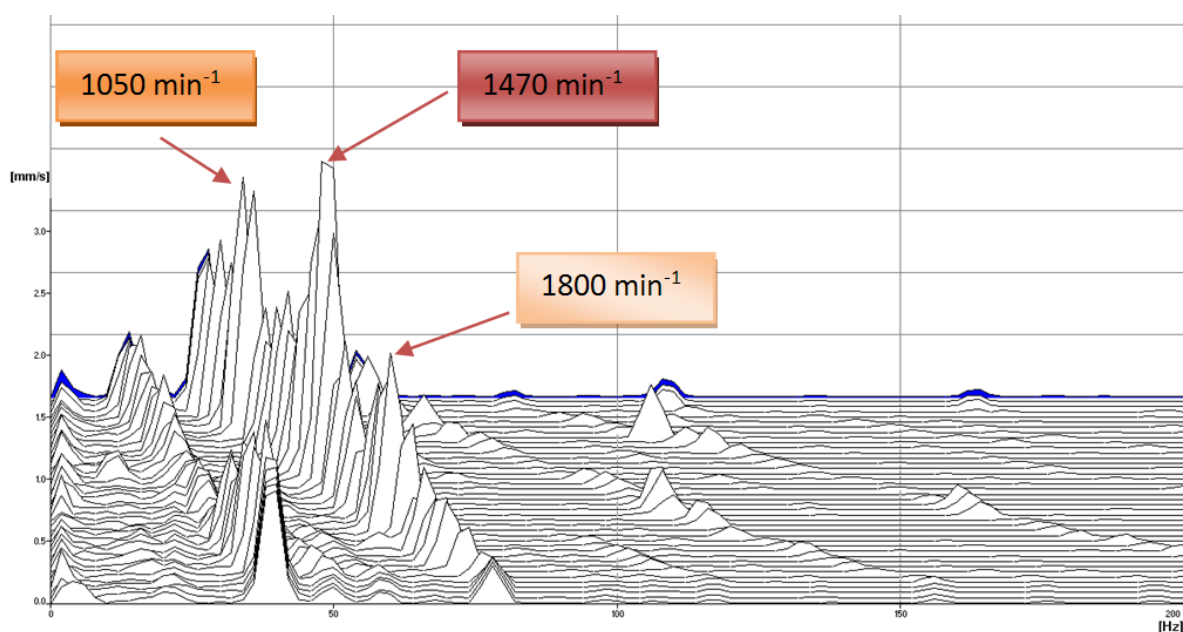
Pro potvrzení nebo vyvrácení vzniku rezonance byly provedeny měření rozběhů přímo na úchytech kabiny a na rámu stroje, Obrázek 1.6. Z těchto měření lze usuzovat na možný vznik rezonance v oblasti pracovních otáček, ale i na zvýšení vibrací kolem 1050 a 1800 min^{-1} . Velikost amplitudy vibrací při 1800 min^{-1} je ale mnohem menší než u předchozích dvou. S dalším zvyšováním otáček dochází k ustálení stroje, snižování vibrací a také ke snižování amplitudy druhé harmonické složky a současně ke zvyšování amplitudy na otáčkové frekvenci a její následné dominanci. K nejvyšším hodnotám vibrací dochází při 1470 min^{-1} , což jsou v podstatě pracovní otáčky stroje. Tato vysoká hodnota vibrací stroje nepříznivě ovlivňuje životnost stroje i pracovní prostředí obsluhy.



Obrázek 1.4 – Měřící místa úchytu kabiny a rámu



Obrázek 1.5 – Spektrum amplitud vibrací na úchytu kabiny, první amplituda je na otáčkové frekvenci 1,8 Hz (830 min^{-1}).

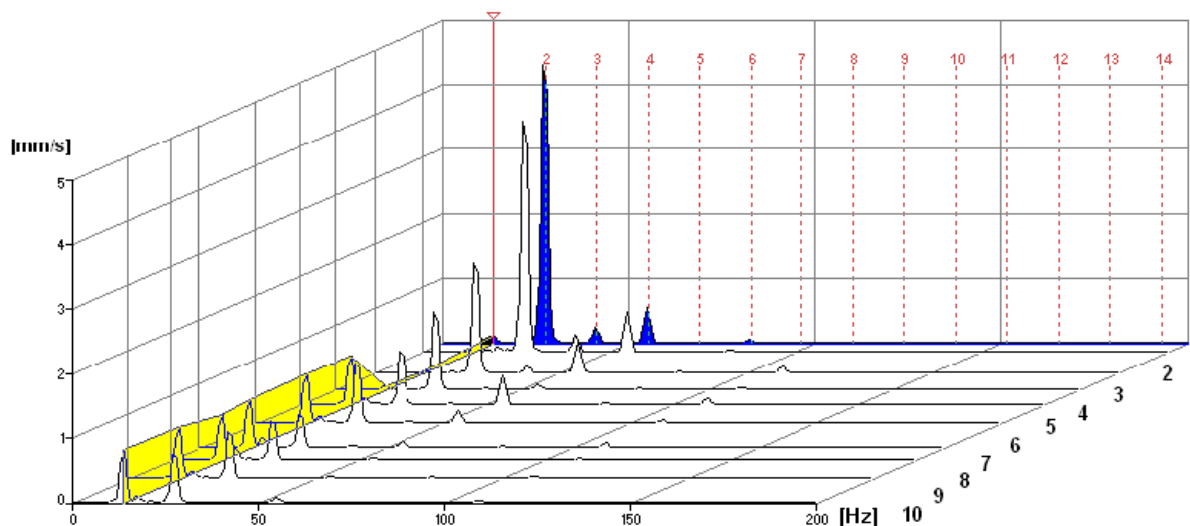


Obrázek 1.6 – Spektrum rozběhu kabiny pravé strany

1.4 Modální analýza kabiny

Pro zjištění rezonančních frekvencí kabiny a její následnou optimalizaci byl vytvořen upravený 3D model kabiny a provedeny simulace modální analýzy v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Vzhledem k velkým nárokům na hardware počítače musel být analyzovaný model upraven a zbaven veškerých s analýzou nesouvisejících komponent. Původní model (dodán firmou) obsahoval díly s úpravami pro svařování (mezery, úkopy atd.).

Tyto úpravy musely být odstraněny nebo upraveny tak, aby spojení jednotlivých dílů bylo bez mezer a výsledný model odpovídal zásadám pro simulaci v daném programu. V opačném případě by software s tímto modelem nedokázal pracovat.



Obrázek 1.7 – Spektrum amplitud vibrací bodů na levé straně kabiny

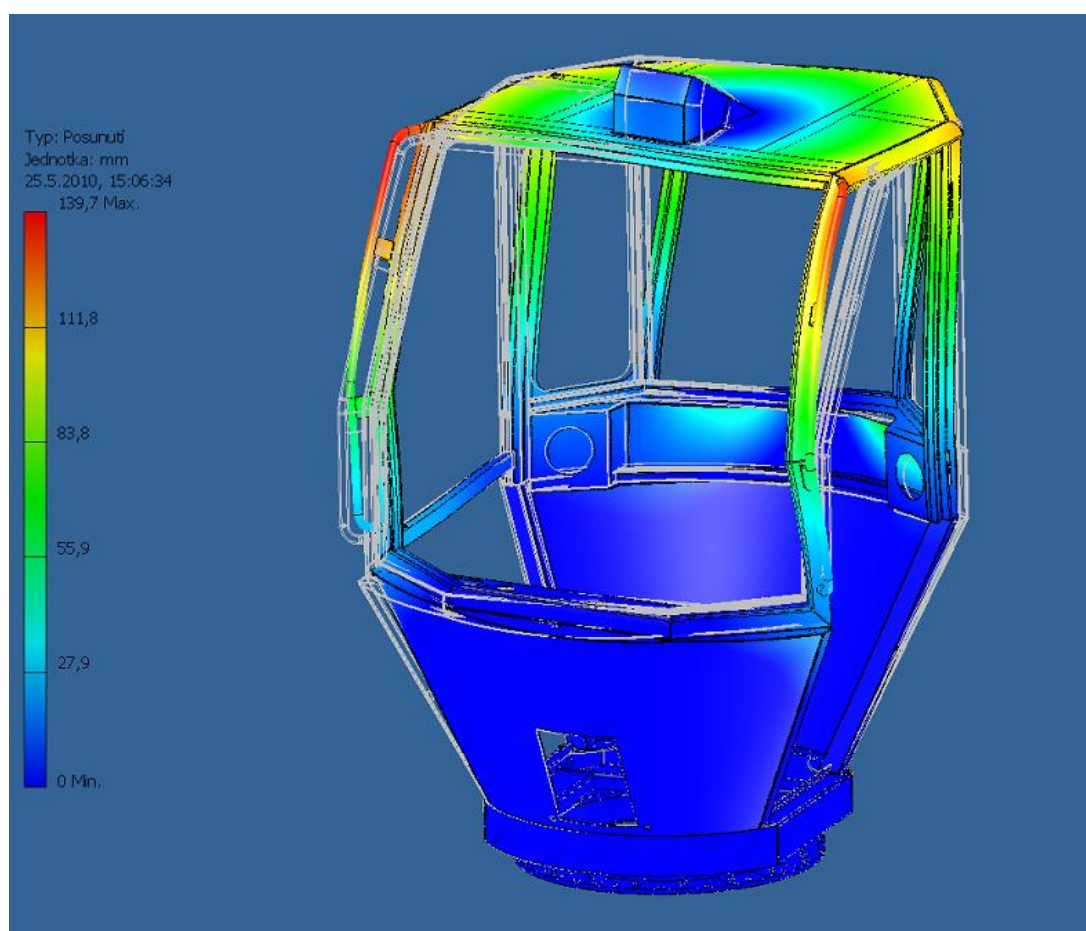
Ve výpočtovém modelu nejsou zahrnuty některé komponenty, které mají sice vliv na vlastní rezonanční frekvence kabiny, jako například skla, dveře, ochranné rámy atd., ale vytvoření některých těchto komponent s reálnými vlastnostmi by bylo prakticky nemožné nebo by kladly neúměrné nároky na hardware počítače. Z tohoto důvodu nebudou vypočtené frekvence úplně přesné, oproti skutečnosti budou poněkud zkreslené, ale i tak nás dokážou dostatečně informovat o rezonančních vlastnostech kabiny. Po provedení těchto úprav byly provedeny simulace modální analýzy. Pro úplnost jsou uvedeny první čtyři vlastní frekvence kabiny stroje:

- mód 1 22,39 Hz $\cong 1340 \text{ min}^{-1}$
- mód 2 27,86 Hz $\cong 1670 \text{ min}^{-1}$
- mód 3 54,35 Hz $\cong 3260 \text{ min}^{-1}$
- mód 4 70,71 Hz $\cong 4240 \text{ min}^{-1}$

Jak je dle výsledků patrné, stroj je provozován v oblasti několika vlastních rezonančních frekvencí kabiny. Znázornění chování kabiny při rezonančních módech je uvedeno na Obrázek 1.8 a Obrázek 1.9. Tvary kmitů jsou u módu 1 ÷ 3 velmi podobné, proto pro představu o chování kabiny při rezonanci stačí uvést pouze jeden obrázek.

Pokud rozebereme problematiku hlouběji a uvědomíme si, že kabina je ve spektru vibrací buzena i druhou harmonickou složkou (viz. Obrázek 1.5 a Obrázek 1.6), tak zjistíme, že otáčky, při kterých se již může projevit vznik rezonance, jsou o polovinu menší. Proto můžeme dosáhnout jednotlivých módů již mnohem dříve. Po přepočtu docházíme k následujícím hodnotám frekvencí a otáček:

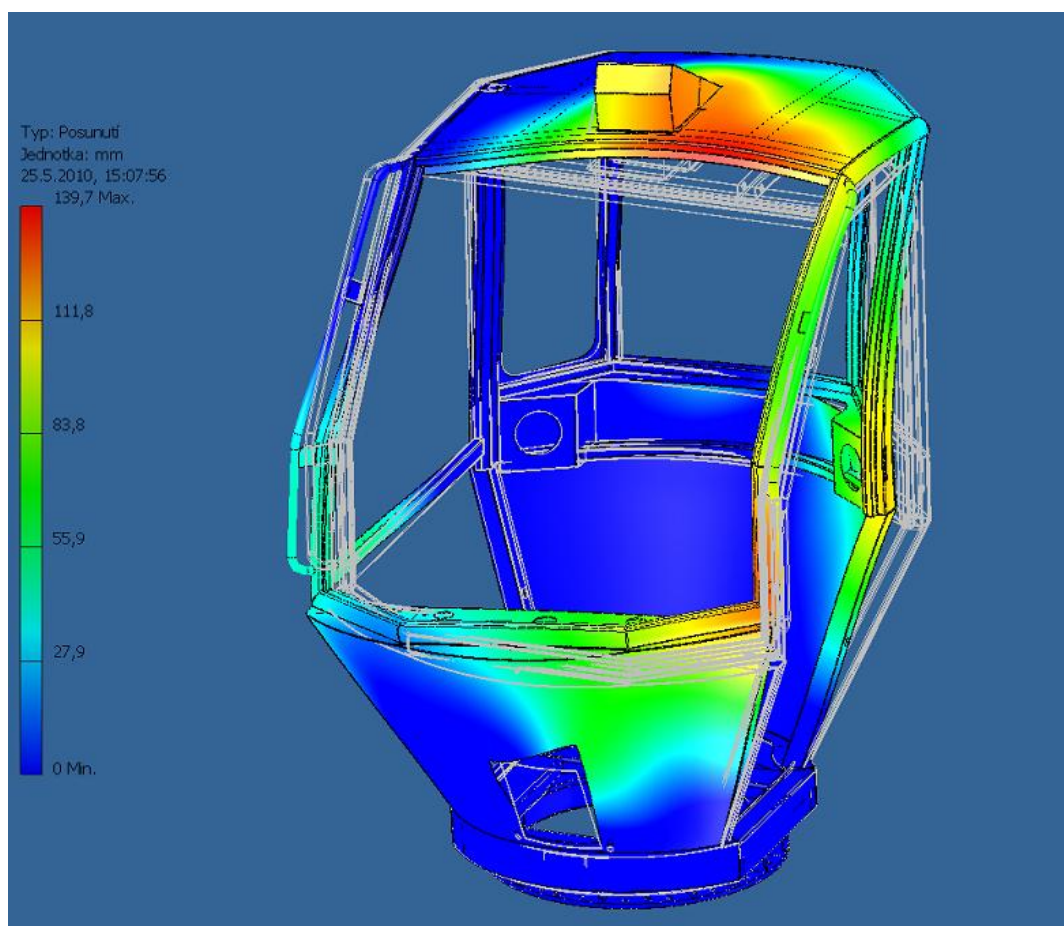
- posunutý mód 1 11,2 Hz $\cong 670 \text{ min}^{-1}$
- posunutý mód 2 13,93 Hz $\cong 720 \text{ min}^{-1}$
- posunutý mód 3 27,18 Hz $\cong 1630 \text{ min}^{-1}$
- posunutý mód 4 35,36 Hz $\cong 2120 \text{ min}^{-1}$



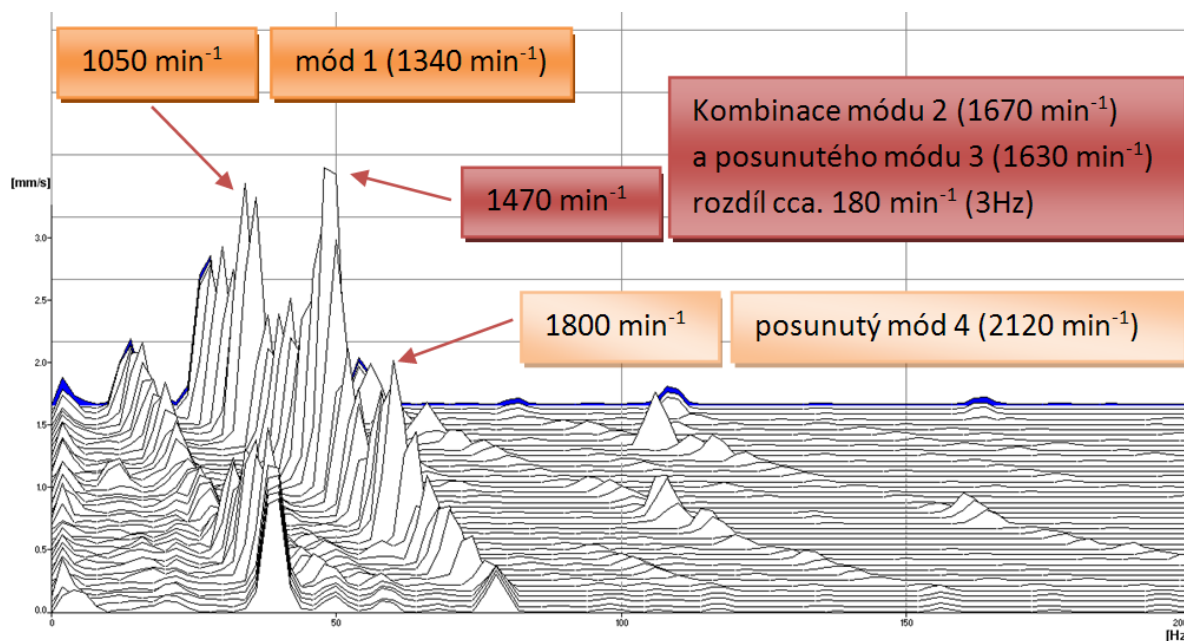
Obrázek 1.8 – Mód 1÷3 zobrazující tvary kmitů kabiny [2]

Ve výsledku může docházet k teoretickému vzniku až 6 rezonancí v rozsahu celých otáček motoru. Vznik a projev na konstrukci kabiny je ale závislý na několika činitelích a jejich vzájemné kombinaci. Je třeba brát v úvahu, že kabina je umístěna na 4 silentblocích, přes které se přenáší rozdílná spektra s různou velikostí vibrací. Někdy je kabina buzena převážně otáčkovou složkou, někdy zase jejím násobkem (druhou harmonickou – buzení od

zapalování ve válcích motoru). To vše také závisí na silentblocích, na jejich útlumové charakteristice, na otáčkách, tuhosti konstrukce apod.



Obrázek 1.9 – Mód 4 [2]



Obrázek 1.10 – Spektrum rozběhu kabiny s doplněním

Je třeba si také povšimnout neobvyklé blízkosti frekvence módu 2 a frekvence posunutého módu 3, rozdíl je naprosto zanedbatelný. Z toho lze usuzovat, že v blízkosti těchto frekvencí dochází ke střetu dvou rezonančních módů a k jejich sčítání, což se ve výsledku projeví mnohem výraznějšími vibracemi ve spektru, než u jiných módů. Výpočtově se tato hodnota kritických otáček přibližně rovná 1650 min^{-1} . Při rozboru Obrázek 1.10, kde je záznam vibrací při rozběhu, nalezneme nejvyšší amplitudu na hodnotě 1470 min^{-1} . Srovnáním naměřené a vypočtené hodnoty otáček s nejvyšší hodnotou vibrací dojdeme k závěru, že tyto hodnoty otáček si jsou velmi podobné s rozdílem cca. 180 min^{-1} . Můžeme tedy konstatovat, že špičku ve spektru rozběhu na hodnotě 1470 min^{-1} způsobila kombinace posunutého módu 3 a módu 2. Budeme-li procházet naměřené spektrum rozběhu dále, můžeme přisoudit druhou nejvyšší špičku ve spektru, která vzniká při otáčkách 1050 min^{-1} , otáčkovému módu 1. Rozdíl mezi skutečností a výpočtem je tentokrát 290 min^{-1} . Zbývá ještě přisouzení poslední špičky ve spektru, která se nachází na hodnotě 1800 min^{-1} , posunutému módu 4. Tím jsou vyčerpány všechny možnosti, protože posunuté módy 1 a 2 se ve spektru nemůžou nacházet, jsou totiž překonány již při startu stroje, resp. při dosažení jeho volnoběžných otáček.

1.5 Závěr

Za pomoci programu Autodesk Inventor Professional 2010 a po provedení modální analýzy v tomto programu byly zjištěny vlastní rezonanční frekvence kabiny, které se s mírnými odchylkami shodují se skutečností. Po provedení rozborů bylo zjištěno, že kabina stroje je provozována v několika rezonančních oblastech, což je nevyhovující stav způsobující neúměrné vibrace. Aby se zamezilo vzniku rezonance kabiny, byla by třeba kompletní přestavba této kabiny, včetně jejího uložení. Tato přestavba by ovšem vyžadovala nemalé finanční investice. Požadavkem firmy však bylo navrhnout co možná nejméně nákladná řešení pro zlepšení současného stavu.

Prvním a současně nejjednodušším návrhem je výměna stávajících silentbloků kabiny - Contitech 212706 za nový typ Contitech 210470 s větší tvrdostí a s lepší útlumovou charakteristikou při vyšších frekvencích. Rozměrově jsou tyto silentbloky velmi podobné a po provedení minimálních konstrukčních úprav je lze zaměnit.

Dalším návrh pro zlepšení současného stavu, je sada jednotlivých jednoduchých konstrukčních úprav, které mají za cíl posunutí rezonanční frekvence mimo pracovní oblast (1450 min^{-1}). Tyto úpravy musí vytlačit rezonanční mód 2 a posunutý mód 3 mimo pracovní oblast a současně se nesmí do této oblasti přesunout rezonanční mód 1. Mezi navrhované konstrukční úpravy patří například přidání výztuhy zadní stěny, výztuhy horní části kabiny, úpravy zadních sloupků kabiny apod. Tyto úpravy mají podle nových simulací zajistit vhodné posunutí rezonančních frekvencí mimo pracovní oblast. O jejich správnosti se budeme moci přesvědčit teprve po jejich aplikaci.

Při příštích návrzích nové konstrukce kabiny, ale i jiných strojních zařízeních je ale třeba brát zřetel na možnost vzniku rezonancí a vhodnými konstrukčními úpravami docílit posunutí rezonancí mimo rozsah otáček stroje. V opačném případě se při zanedbání těchto zásad vystavujeme riziku špatného konstrukčního uspořádání a vzniku následných rezonancí v pracovním rozsahu stroje, což nám dodatečně způsobí nemalé komplikace.

2 PRAKTICKÉ PŘÍKLADY DIAGNOSTIKY ZÁVAD NA STROJNÍCH ZAŘÍZENÍCH:



Řešený příklad

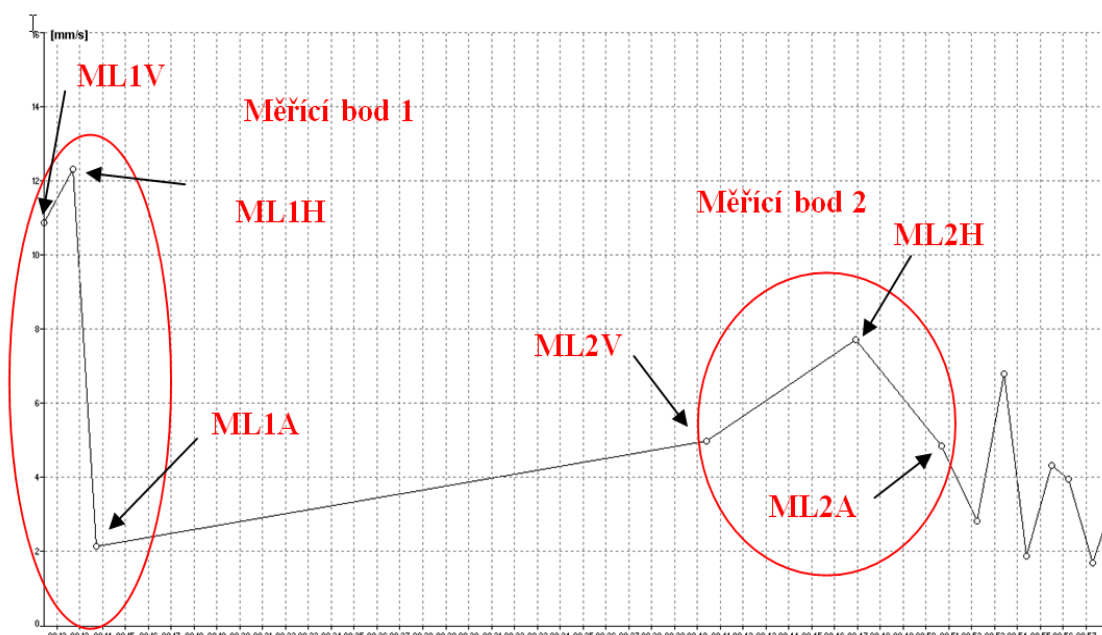
2.1 Horizontální čerpadlo 1



Obrázek 2.1 – Celkový pohled na sestavu jednoho z čerpadel

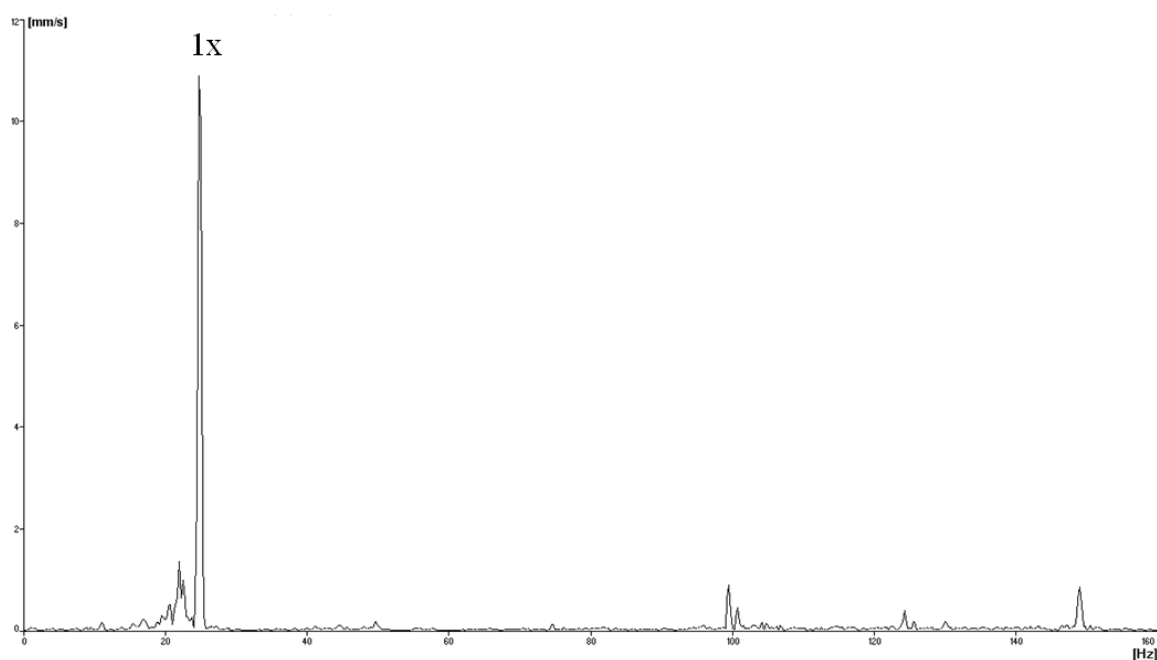
V tomto případě byla diagnostikována sestava horizontálního čerpadla (asynchronní el. motor, spojka, čerpadlo) s výkonem asynchronního elektromotoru 55 kW a štítkovými otáčkami 1475 ot/min.

Dle hodnot vibrací jednotlivých bodů (Obrázek 2.2) je na první pohled patrné, že zařízení pracuje při působení vysokých vibrací. Dle ISO 10 816 leží tato hodnota v pásmu D – hodnoty v tomto pásmu vibrací jsou natolik nebezpečné, že mohou vyvolat poškození stroje. Je nutné toto zařízení vyřadit z provozu v co nejkratší možné době, aby nedošlo k dodatečným škodám.



Obrázek 2.2 – Zobrazení efektivních hodnot vibrací všech měřených bodů v pásmu 10-1000 Hz.

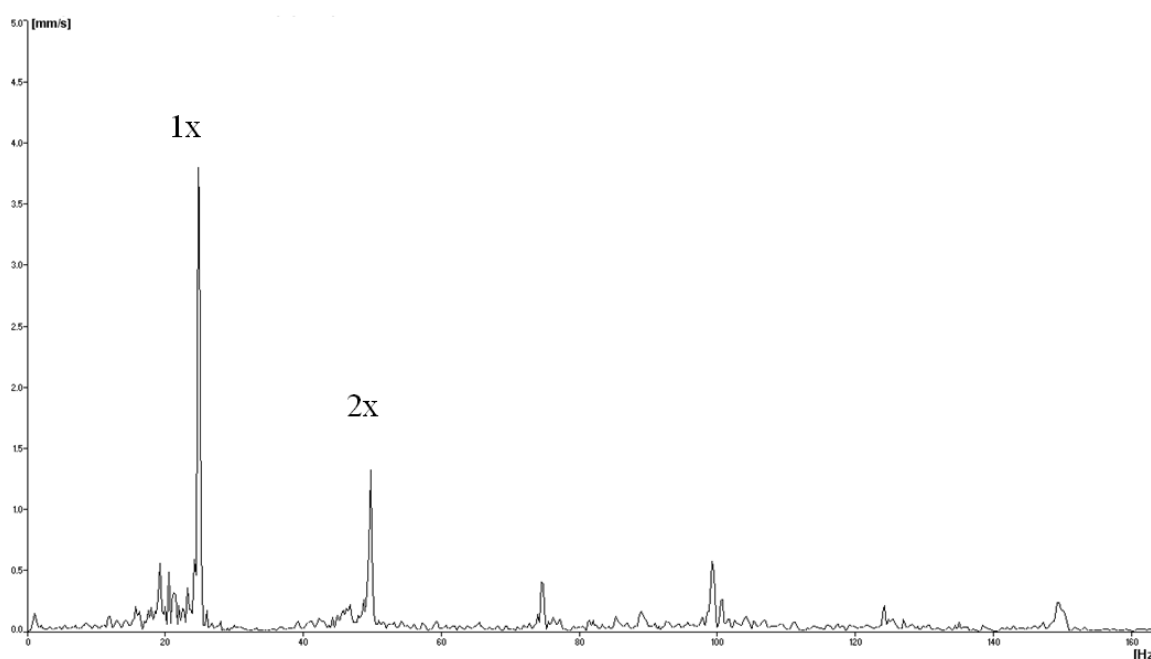
Dalším srovnáním dat si lze všimnout, že nejvyšších hodnot vibrací je dosahováno v horizontálních směrech a postupným vzdalováním od bodu ML1 se vibrace postupně snižují. Z toho plyne, že největší vibrace jsou na motoru a lze předpokládat, že s největší pravděpodobností bude problém v motoru. Proto můžeme soustředit naši pozornost přímo na motor.



Obrázek 2.3 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H)

2.2 Rozbor frekvenčního spektra

Rozborem horizontálního frekvenčního spektra rychlosti vibrací v bodě ML1H (Obrázek 2.3), můžeme najít první otáčkovou frekvenci na hodnotě 24,75 Hz, což odpovídá otáčkám motoru přibližně 1485 ot/min (štitkové otáčky 1485 ot/min). Dle velikosti vibrací je na první pohled patrné, že se bude zřejmě jednat o mechanickou příčinu. Jasná dominance amplitudy na první otáčkové frekvenci nám nejdříve ukazuje na možnost přítomnosti nevyváženosti. Zatím co v případě měřícího bodu ML2 (Obrázek 2.4) se s největší pravděpodobností jedná o špatnou souosost. Jednotlivá spektra na nás v tomto případě mohou působit rozporuplně. Pokud ovšem využijeme trochu zkušeností a vizuálně zkontrolujeme celé uchycení motoru, tak nás v první řadě překvapí přítomnost spousty ustavovacích podložek.



Obrázek 2.4 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 2 v axiálním směru (ML2A)

Z předcházejícího můžeme odhadovat, že problém je širšího rázu. Umístíme-li snímač na několika místech na rámu stroje (U-profil), zjistíme, že hodnota vibrací je skoro shodná s hodnotami na měřených místech, až na jediné místo – LP, kde je hodnota vibrací podstatně menší, než na ostatních místech. Po drobném očištění rámu lze pozorovat na mnoha místech velké praskliny ve svarech, které způsobily nízkou tuhost rámu a tím byly zapříčiněny vysoké vibrace celého motoru, které se přenáší do dalších částí sestavy

Na následujících fotografiích lze názorně vidět velikost trhlin v rámu. Tyto trhliny lze identifikovat přiložením prstu, kdy lze cítit jejich rozevírání. Tato poškození jsou velmi rozsáhlá a je nutné provést celkovou opravu rámu, nejlépe však odstranit celý stávající rám (skládá se z několika profilů tvaru U) a nahradit novým rámem o lepší konstrukci, zvláště s výztuhami v příčném směru.

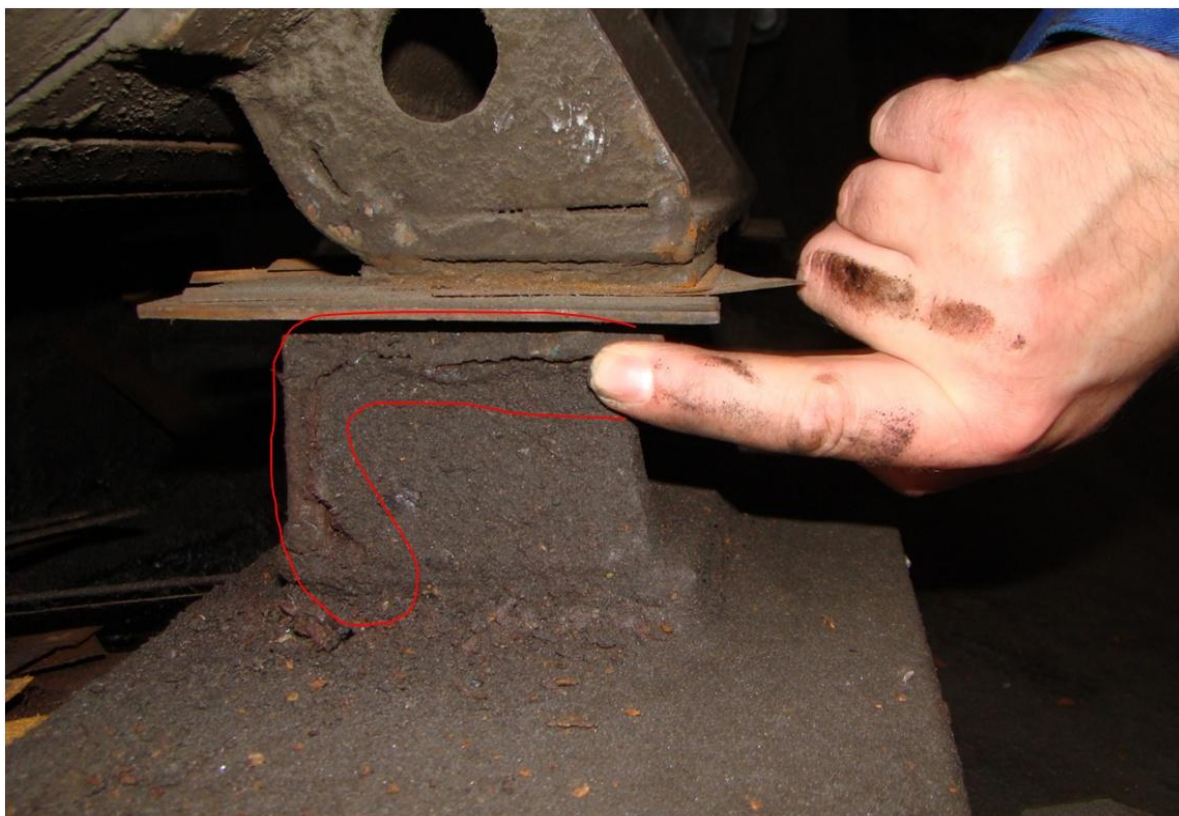
Současný rám je nevyhovující konstrukce, proto došlo k jeho postupnému zničení. Většina těchto „provizorních rámu“ vzniká po předchozí výměně mnohem starších a robustnějších motorů výměnou za nové motory, které jsou stejného výkonu, ale menších rozměrů, proto je třeba udělat na původním základu redukci na nový motor, tudíž vytvoření dodatečného rámu na původním základu. V tomto případě bylo však použito naprosto nevhodné řešení málo tuhého rámu, u kterého muselo časem dojít k jeho poškození a vzniku rozsáhlých prasklin.



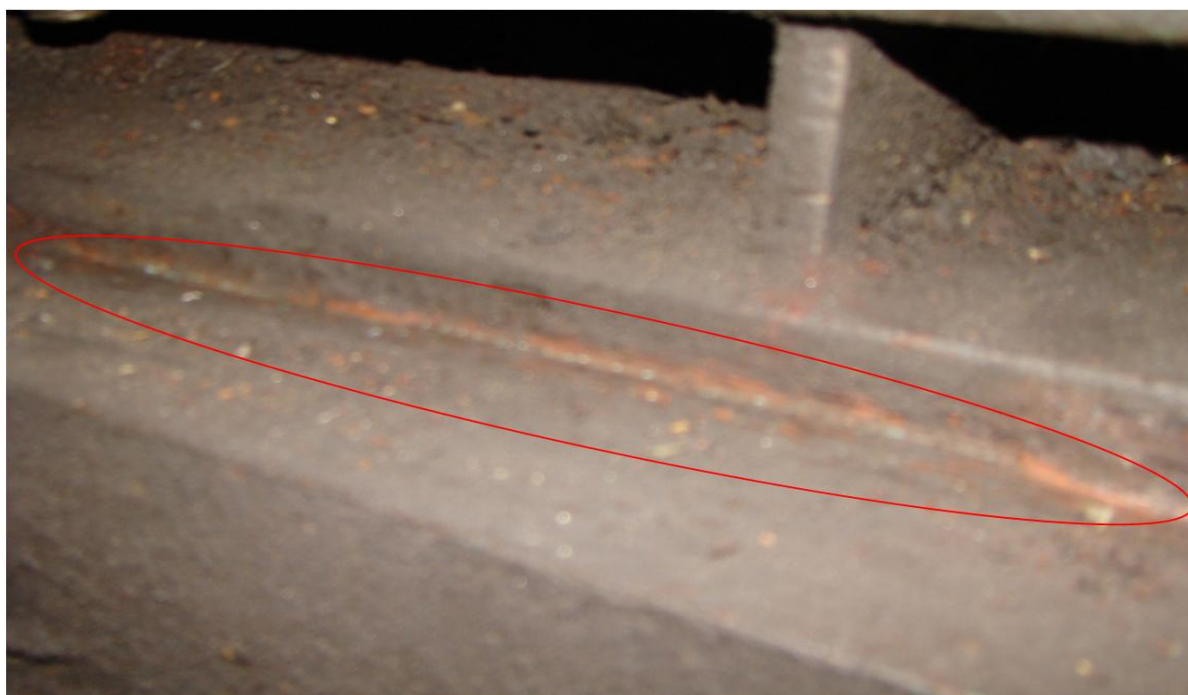
Obrázek 2.5 – Pohled na prasklinu rámu na levé zadní straně motoru (LZ Mot)

Na Obrázek 2.7 je zobrazení prasklého svaru mezi rámem a základem. V tomto místě došlo postupem času k přerušení svaru mezi rámem a základem. Přerušení je možné detekovat opětovně i pouhým prstem, ale i pohledem na rám.

Porušení rámu jsou natolik veliká, že spektrum vibrací se nejeví jako obvyklé spektrum pro mechanické uvolnění, ale odpovídá typickému spektru pro nevyváženost. Proto při analýze technického stavu strojního zařízení musíme postupovat komplexně a všimnout si jakýchkoliv detailů, které nám ve výsledku pomůžou identifikovat příčinu vysokých vibrací nebo zhoršení technického stavu strojního zařízení.



Obrázek 2.6 – Pohled na prasklinu rámu na pravé zadní straně motoru (PZ Mot)

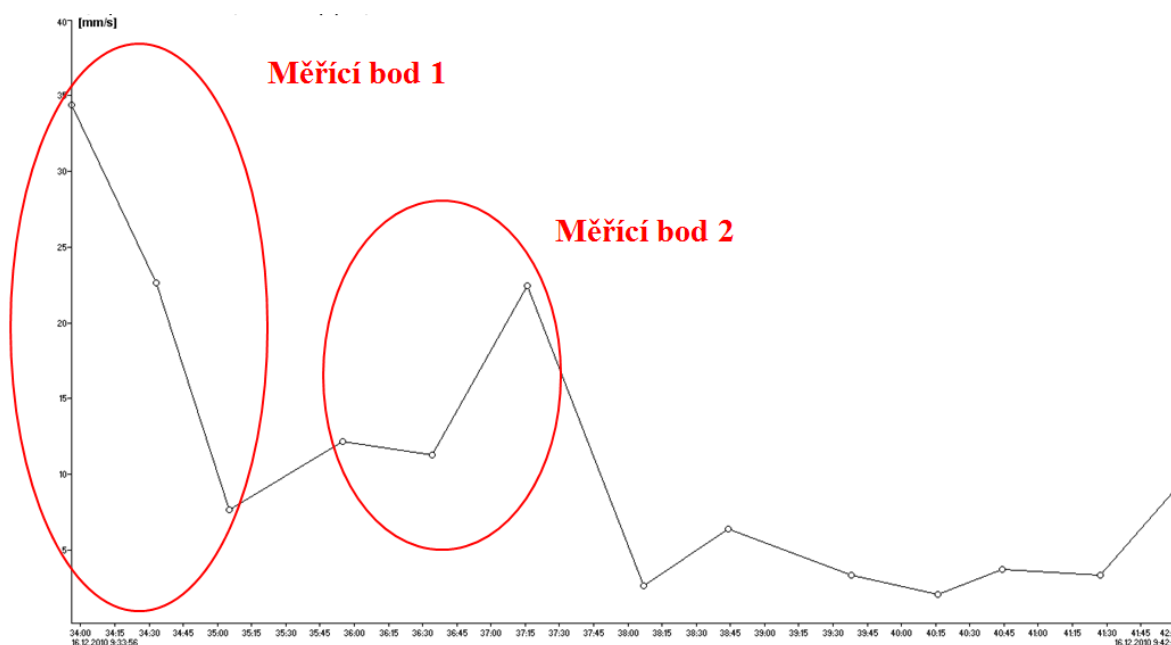


Obrázek 2.7 – Pohled na uvolnění rámu od základu na pravé straně motoru

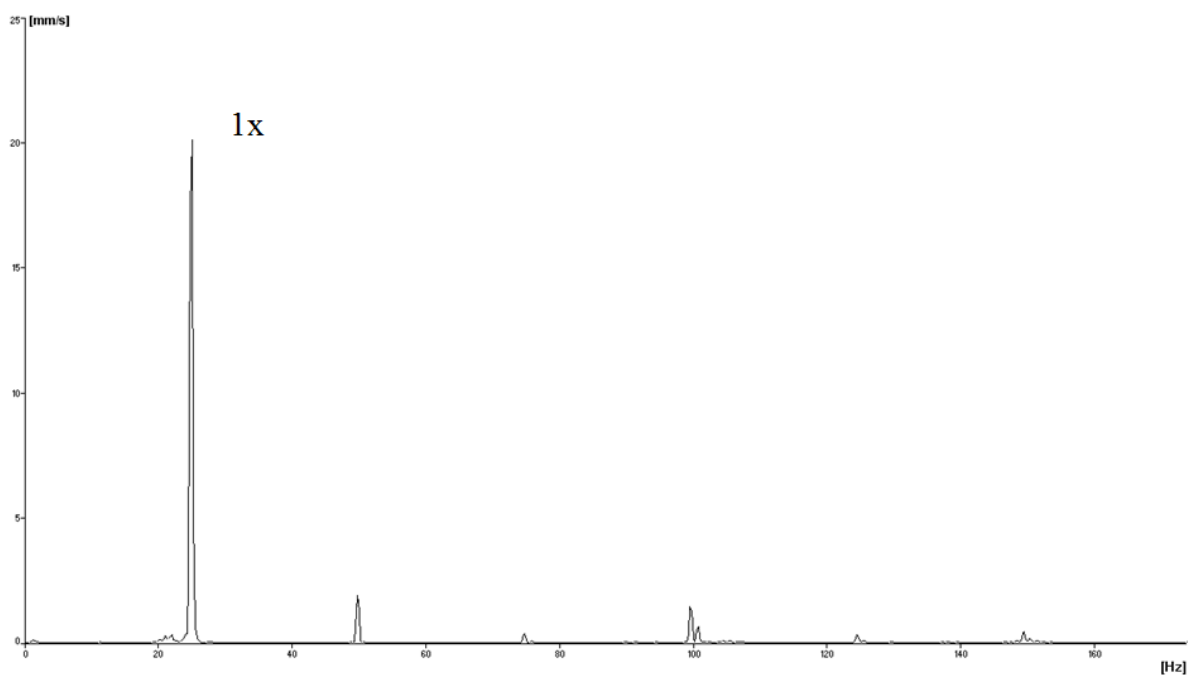
Vzhledem k tomu, že provozovatel nedbal doporučení a nechal čerpadlo v provozu i nadále, můžeme ještě porovnat razantně zvýšené hodnoty po opětovném měsíčním měření. Na nadcházejících obrázcích lze pozorovat, že došlo ke zvýšení vibrací v některých místech až na

dvojnásobek. Toto je samozřejmě neudržitelný stav, dochází ke značnému opotřebení zařízení a současně hrozí havarijní stav až kompletní destrukce zařízení. V měřicím bodě 1 dosáhla hodnota efektivních vibrací až 35 mm/s, špičková hodnota (peak) dosahuje dokonce až k 60 mm/s.

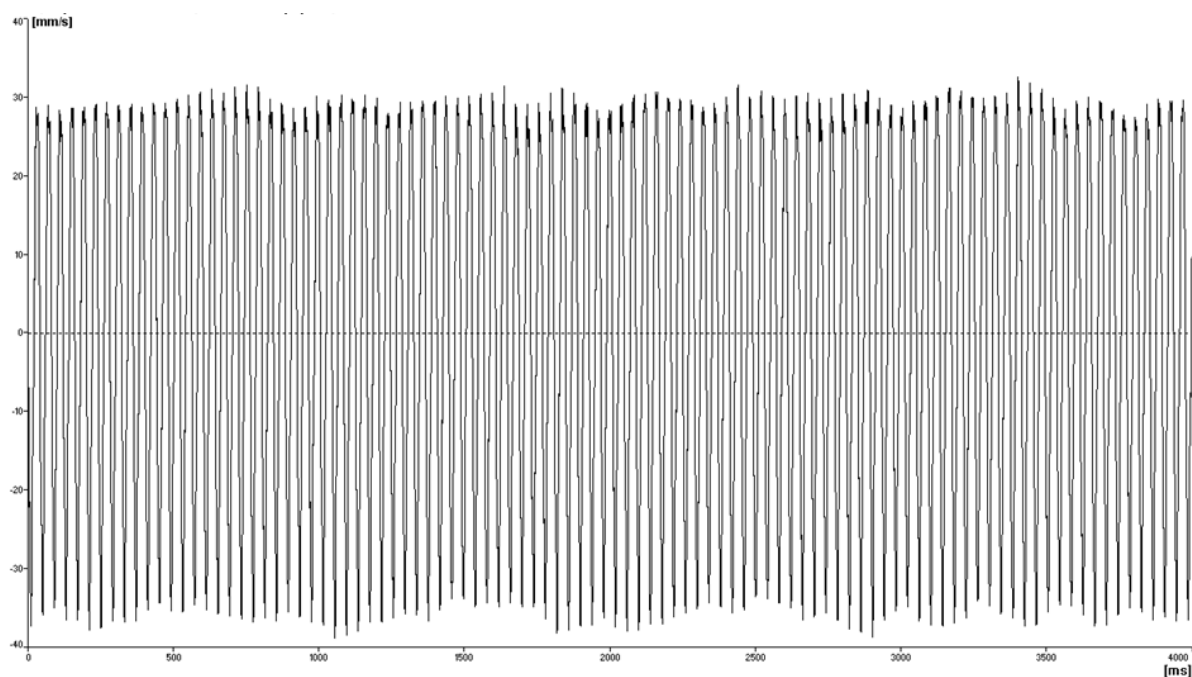
Ve frekvenčním spektru nedošlo až na malé drobnosti k výrazným změnám, samozřejmě až na zvýšení hodnoty vibrací. Ve spektru je stále dominantní amplituda na otáčkové frekvenci. Ještě bych chtěl upozornit na časové spektrum, kde si můžeme povšimnout menší nesymetrie dosažených hodnot. Vznik nesymetrie nás může upozorňovat např. u elektromotorů na špatný rotor, u kterého dochází k tření rotoru o stator. V tomto případě je to způsobeno prasklinou v konstrukci rámu. Ve směru rozevírání praskliny je zařízení poddajné, zatím co při zavírání se praskliny dochází k uzavření praskliny a menší poddajnosti v tomto směru. Analýzu časového záznamu řada diagnostiků podceňuje nebo nevyužívá, je to škoda, při troše zkušeností nám dokáže tato metoda poskytnout důležité informace o technickém stavu strojního zařízení.



Obrázek 2.8 – Zobrazení efektivních hodnot vibrací všech měřených bodů v pásmu 10-1000 Hz.



Obrázek 2.9 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H)



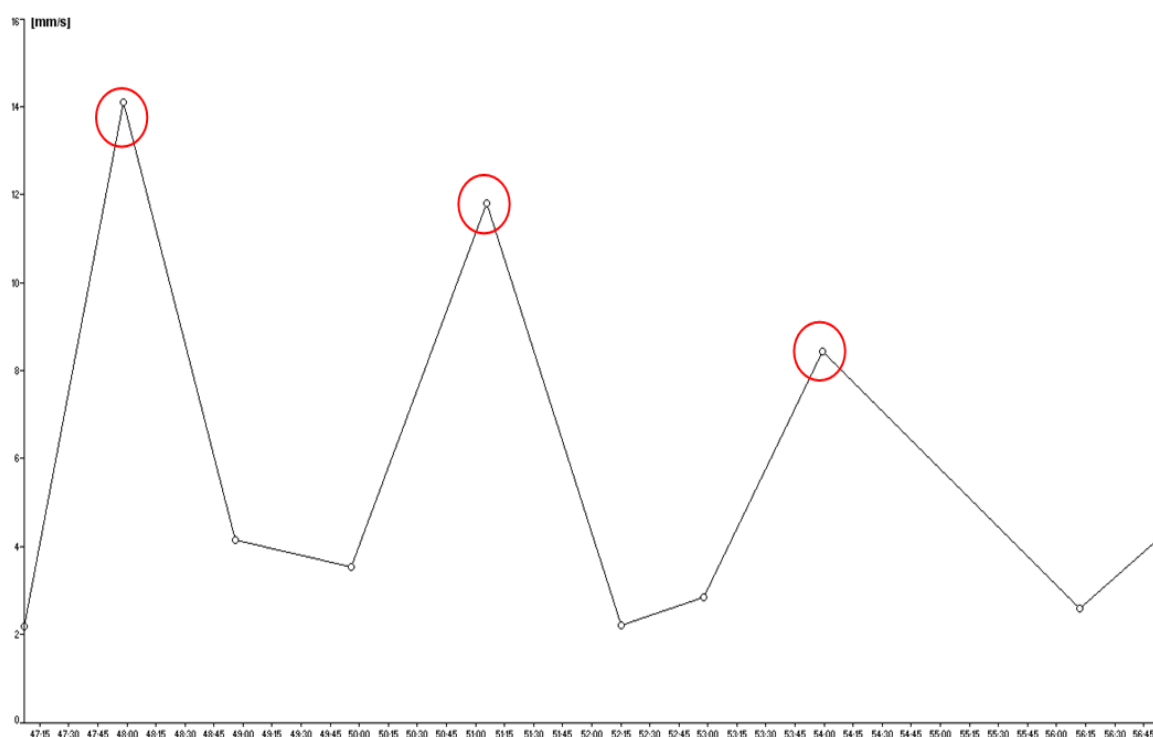
Obrázek 2.10 – Časový záznam s mírnou nesymetrií rychlosti vibrací motoru v bodě 1 v horizontálním směru (ML1H)



Řešený příklad

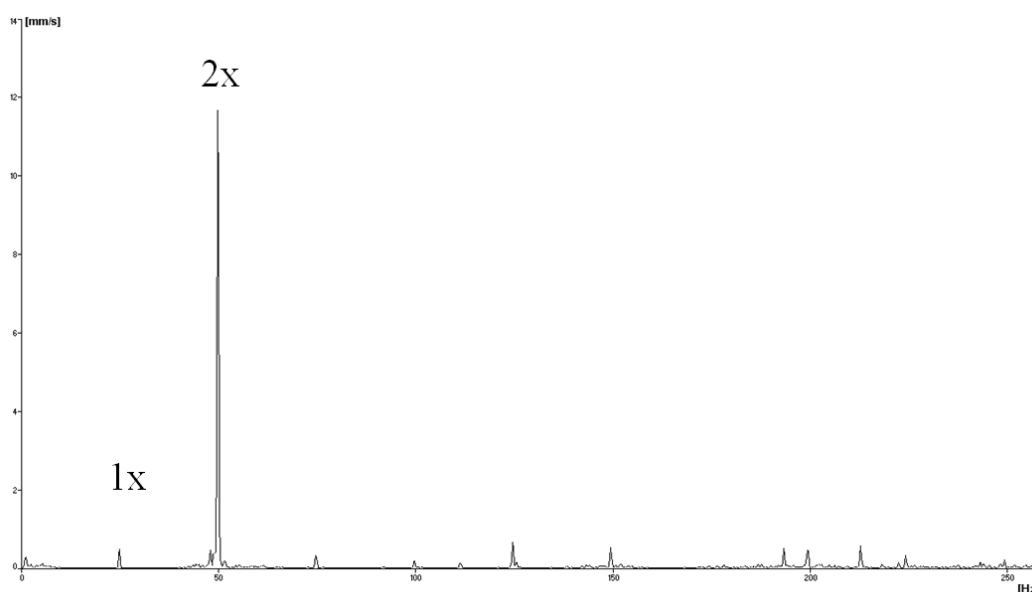
2.3 Horizontální čerpadlo 2

V tomto případě se také jedná o sestavu čerpadla s podobným typem i parametry, viz. Obrázek 2.1. Obdobně jako v předchozím případě jsou hodnoty vibrací velmi vysoké (viz. Obrázek 2.11) a je třeba zařízení co nejdříve odstavit z provozu, ať nedojde k druhotným ztrátám na majetku nebo na zdraví. Pokud si povšimneme hodnot celkových vibrací v jednotlivých bodech, zjistíme, že největších hodnot vibrací dosahujeme v horizontálních směrech ve všech bodech. Největší vibrace jsou v bodě ML1 v horizontálním směru a se vzdávající vzdáleností od tohoto bodu se postupně zmenšují.



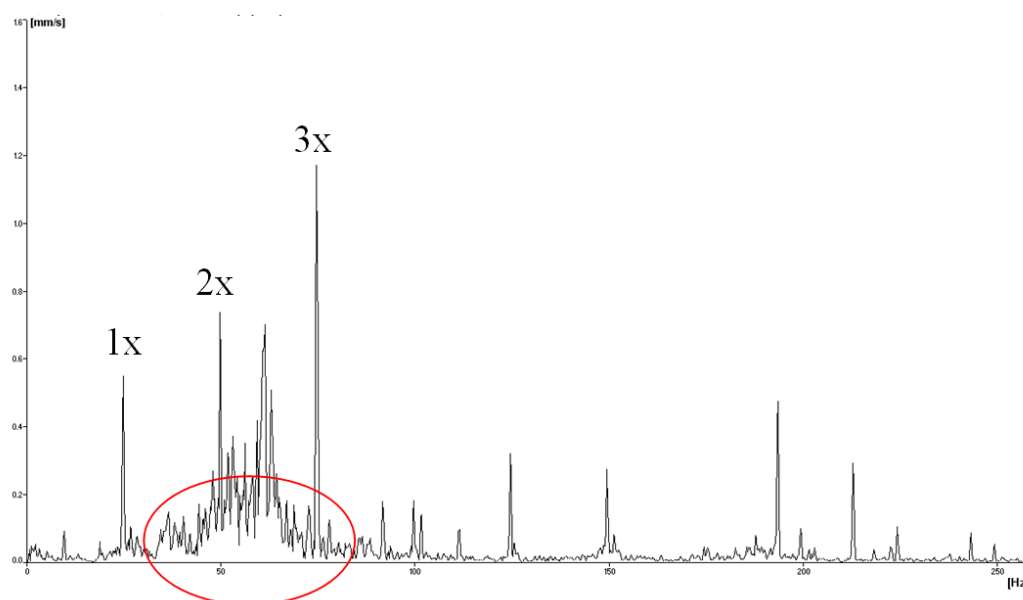
Obrázek 2.11 – Zobrazení efektivních hodnot vibrací všech měřených bodů v pásmu 10-1000 Hz s vyznačením nejvyšších vibrací a to v horizontálním směru.

Rozborem frekvenčního spektra asynchronního motoru v horizontálním směru (Obrázek 2.12) lze pozorovat největší amplitudu výchylky rychlosti nikoliv na otáčkové frekvenci, ale až na jejím druhém násobku. Vzhled tohoto spektra připomíná typické spektrum pro nesouosost.



Obrázek 2.12 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 2 v horizontálním směru (ML2H)

Rozbor dalšího spektra v axiálním směru (Obrázek 2.13) je poměrně náročný, v jeho spektru se nachází složky harmonické i interharmonické, do 100 Hz je také neobvyklý nárůst vibrační energie (viz zakroužkovaná oblast na Obrázek 2.13), což může upozorňovat na značný vývoj poruchy. Rozborem frekvenčních spekter lze přijít k názoru, že zařízení má problém se spojkou a současně s nesouosostí. Dle axiálních spekter lze usuzovat, že spojka má mechanické problémy.



Obrázek 2.13 – Frekvenční spektrum rychlosti vibrací motoru v bodě 2 v axiálním směru (ML2A)

Po zastavení celého zařízení lze pozorovat předpokládanou závadu - porušenou spojkou s vypadanými silonovými kroužky (Obrázek 2.14 a Obrázek 2.15). Vzhledem k tomu, že došlo k poškození spojky, dochází také k vlivům nesymetrie záběru spojky a tím k většímu

vzniku nesouososti spojky. Tento účinek se nejvíce projevuje v horizontálním směru, opětovně je silně podpořen špatnou konstrukcí rámu motoru, který dovoluje poddajnost v horizontálním směru. Proto je jedním z doporučení opětovně výměna nebo zpevnění rámu motoru.

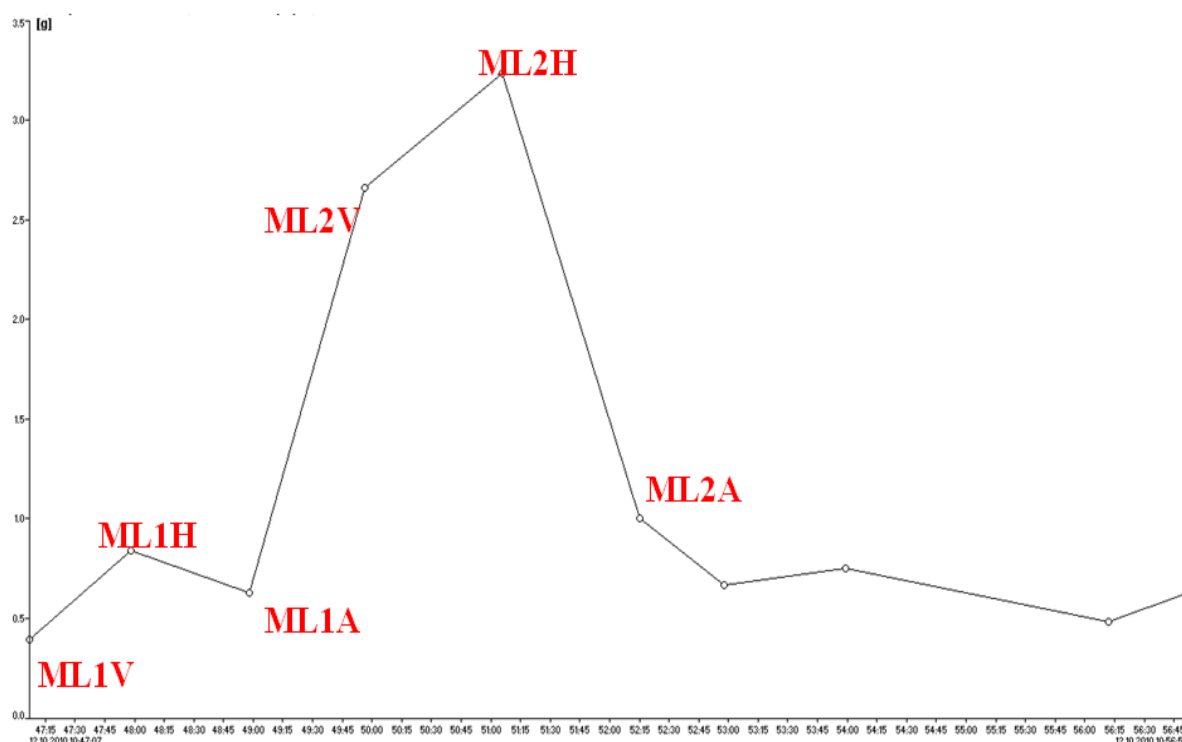


Obrázek 2.14 – Pohled shora na vadnou spojku s vypadanými silonovými kroužky



Obrázek 2.15 – Zobrazení Boční pohled na vadnou spojku s vypadanými silonovými kroužky

Dále se ještě zaměříme na ložiska, nadměrné vibrace výrazně snižují životnost ložisek, proto mohlo dojít k poškození některého z ložisek. Na Obrázek 2.16 jsou znázorněny celkové hodnoty zrychlení v pásmu od 5 do 25 kHz. V těchto pásmech se výrazně projevují poruchy ložisek. V případě náhlého zvýšení hodnot energie v tomto pásmu, znamená to, že ložisko je výrazně opotřebováno. V našem případě je velmi vysoká hodnota zrychlení v bodě ML2, kde se blíží hodnotě 3,5 g, tato hodnota značí vysoké opotřebování ložiska, respektive blížící se havarijní stav. Je nutné toto ložisko vyměnit.

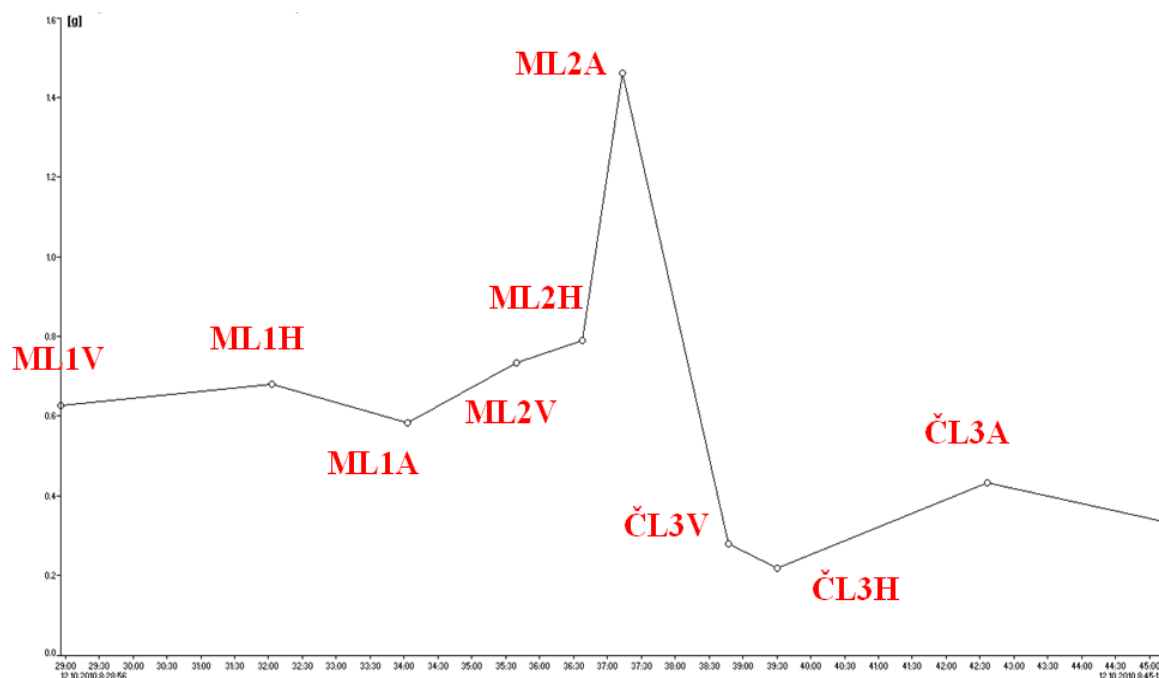


Obrázek 2.16 – Zobrazení efektivních hodnot zrychlení všech měřených bodů v pásmu 5-25 kHz

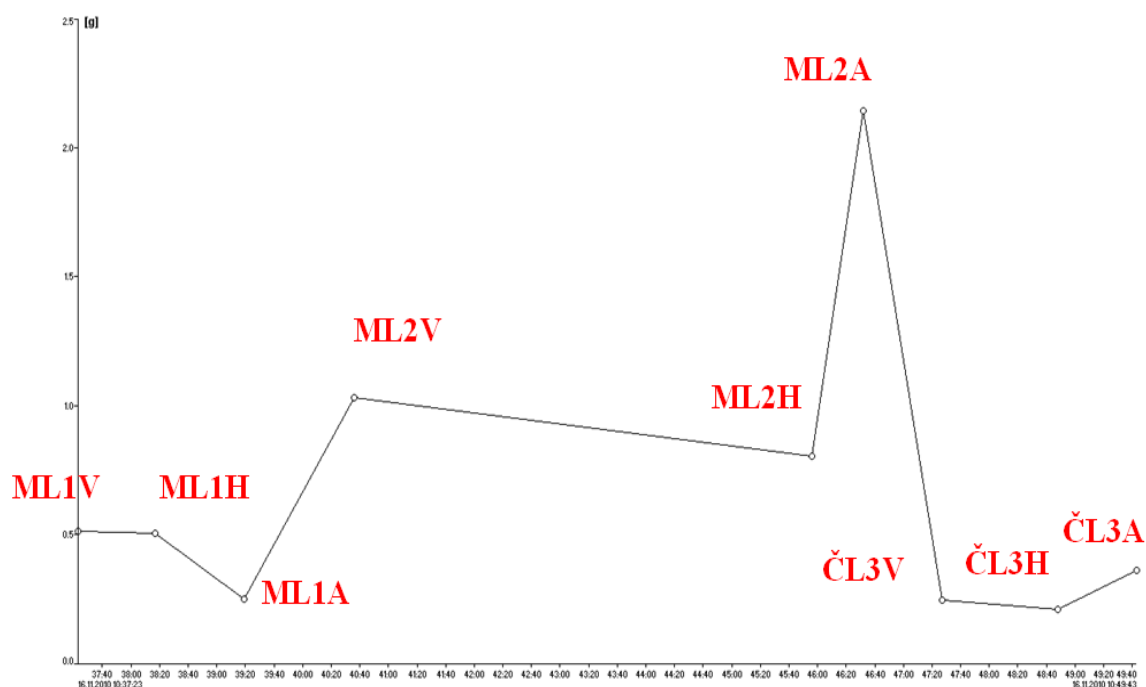
2.4 Využití sledování trendu vibrací

Na následujících vyobrazeních (Obrázek 2.17 a Obrázek 2.18) jsou vyobrazeny hodnoty zrychlení všech měřených bodů sledovaného soustrojí s rozdílem jednoho měsíce. Na prvním záznamu je možné sledovat zvýšené hodnoty zrychlení v bodě ML2A, kde dosahuje hodnoty 1,5 g a blíží se k závěru své životnosti. Srovnáme-li původní hodnoty s hodnotami o měsíc později, zjistíme, že hodnoty zrychlení u většiny bodů zaznamenaly pouze malé zvýšení, pouze v bodě ML2A došlo během měsíce k razantnímu zvýšení hodnoty zrychlení na hodnotu 2,2 g. V místě umístění ložiska na motoru je teplota podstatně vyšší než v ostatních místech, což je jeden z dalších příznaků, že jsme na konci životnosti ložiska. Díky včasné detekci zhoršujícího se stavu ložiska, máme možnost v dostatečném předstihu navrhnout

odstávku zařízení, aniž bychom omezili nebo přerušili výrobu. Včasné odhalení závady nám také dává možnost s předstihem opatřit náhradní díly nebo zajištění náhradního řešení, což ve většině případů přináší velké ekonomické úspory.



Obrázek 2.17 – Celkové hodnoty zrychlení všech bodů na soustrojí, měřeno 12. 10. 2010



Obrázek 2.18 – Celkové hodnoty zrychlení všech bodů na soustrojí, měřeno 16. 11. 2010

Literatura

[1] KRISTEN, J. Optimalizace konstrukce kabiny lesního vyvážecího stroje. Ostrava, 2010. 60 s. Diplomová práce na Fakultě strojní VŠB - Technické univerzity Ostrava na katedře výrobních strojů a konstruování. Vedoucí diplomové práce Jan Blata



CD-ROM

Informace o doplňujících animacích, videosekvencích apod., které si může student vyvolat z CD-ROMu nebo je může nalézt na e-learningovém portálu.

- Animace vyvažování - vícepolohová metoda
- Atodesk Inventor Profesional 2011 modální analýza
- DDS 2007 práce s grafy
- DDS 2007 tvorba stromu a pochůzky
- doprovodné animace
- Nedestruktivní diagnostika
- ND – ověření přístroje a odmagnetování vzorku
- Příprava bodů pro měření
- Video rezonance, modální stavy