



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

## NVH ANALÝZA POHONNÉ JEDNOTKY

NVH ANALYSIS OF THE POWERTRAIN

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Jan Mrózek

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Aleš Prokop, Ph.D.

BRNO 2021



# Zadání diplomové práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	<b>Bc. Jan Mrózek</b>
Studijní program:	Strojní inženýrství
Studijní obor:	Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce:	<b>Ing. Aleš Prokop, Ph.D.</b>
Akademický rok:	2020/21

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## **NVH analýza pohonné jednotky**

### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Diplomová práce se zabývá posouzením vibrací a hluku spalovacího motoru pomocí technického experimentu. Na základě získaných znalostí bude navržen vhodný postup pro výkon technického experimentu na vybraném spalovacím motoru, jež bude následně realizován a vyhodnocen.

### **Cíle diplomové práce:**

- Provést rešerši dané problematiky.
- Analyzovat vybrané pohonné jednotky z hlediska vzniku vibrací a hluku.
- Rozebrat budící silové účinky.
- Navrhnout a realizovat technický experiment.
- Analyzovat vybraná data z technického experimentu.
- Zhodnotit výsledky.

### **Seznam doporučené literatury:**

SHIGLEY, J.E., MISCHKE, CH.R., BUDYNAS, R.G. Konstruování strojních součástí. VUTIUM, 2010. ISBN 978-80-214-2629-0.

JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. Automobily (3): Motory. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. ISBN 978-80-87143-15-5.

SMETANA, Ctirad. Hluk a vibrace. Praha: Sdělovací technika, 1998, 250 s. ISBN 8090193625.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2020/21

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce je zaměřena na diagnostiku vibrací a hluku spalovacího motoru. Součástí práce je také souhrn současného stavu poznání, ve kterém jsou rozebrány používané veličiny, přenosové cesty, měřicí prostředky a dále možnosti provádění frekvenční analýzy. V rámci technického experimentu, na němž je tato práce postavena, jsou měřeny vibrace a hluk na traktorovém motoru. Získaná data jsou pak pomocí programu BK Connect dále zpracována. Následně je provedena frekvenční analýza, konkrétně analýza řádová. Závěr analýzy tvoří vyhodnocení jednotlivých řádů buzení, které se u zkoumaného motoru vyskytují.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Vibrace, hluk, řádová analýza, frekvenční analýza, spalovací motor, akcelerometr.

## ABSTRACT

This master thesis is focused on the diagnostics of vibrations and noise of an internal combustion engine. The work also includes a summary of the current state of knowledge in which the quantities used, transmission paths, measuring devices and the possibilities of performing frequency analysis are analysed. As part of the technical experiment on which this work is based, vibrations and noise on the tractor engine are measured. The obtained data are then further processed using the BK Connect program. Subsequently, a frequency analysis is performed, specifically an order analysis. The conclusion of the analysis consists of an evaluation of individual orders that cause excitation that occur in the investigated motor.

## KEYWORDS

Vibration, noise, order analysis, frequency analysis, combustion engine, accelerometer.

## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

MRÓZEK, Jan. *NVH analýza pohonné jednotky* [online]. Brno, 2021 [cit. 2021-05-20]. Dostupné z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/132214>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.



## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Aleše Prokopa, Ph.D., a s použitím informačních zdrojů uvedených v seznamu.

V Brně dne 20. května 2021

.....

Jan Mrózek

## PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl velmi poděkovat mému vedoucímu diplomové práce Ing. Aleši Prokopovi, Ph.D., za vstřícnost, odborné vedení, užitečné rady a ochotný přístup. Poděkování patří také Ing. Václavu Otipkovi a Ing. Romanu Zajacovi za pomoc při měření a následných konzultacích. V neposlední řadě bych rád poděkoval celé rodině za podporu nejen při psaní diplomové práce, ale také během studia.



# OBSAH

Úvod.....	11
<b>1 Vibroakustika.....</b>	<b>12</b>
1.1 Vznik, šíření a působení vibrací a hluku.....	12
1.1.1 Vliv vibrací a hluku na člověka.....	12
1.1.2 Vliv vibrací a hluku na stroje.....	14
1.2 Základní veličiny popisující vibroakustiku.....	14
1.2.1 Fyzikální vlastnosti.....	15
1.2.2 Akustický tlak.....	17
1.2.3 Akustická intenzita.....	18
1.2.4 Akustický výkon.....	18
<b>2 Měření vibrací.....</b>	<b>20</b>
2.1 Snímače vibrací.....	20
2.1.1 Uchycení akcelerometrů.....	21
2.1.2 Vibrometr.....	22
2.2 Měření otáček.....	22
2.2.1 Tacho sonda.....	23
2.2.2 Inkrementální snímač.....	23
<b>3 Měření hluku.....</b>	<b>24</b>
3.1 Snímače hluku.....	24
3.1.1 Zvukoměr.....	24
3.1.2 Akustická kamera.....	26
3.2 Měřicí prostor.....	26
<b>4 Zdroje vibrací a hluku pohonných jednotek.....</b>	<b>27</b>
4.1 Hluk vzniklý spalováním.....	27
4.1.1 Vznětový motor.....	28
4.1.2 Zážehový motor.....	28
4.1.3 Parametry mající vliv na spalování.....	28
4.2 Mechanický hluk a vibrace spalovacího motoru.....	29
4.2.1 Klikový mechanismus.....	29
4.2.2 Píst.....	31
4.2.3 Ventilový rozvod.....	32
4.2.4 Olejové čerpadlo.....	32
4.2.5 Vstřikovací systém.....	33
4.3 Hluk ozubených převodovek.....	33
4.4 Hluk od proudění tekutin ve spalovacím motoru.....	34
4.4.1 Výfuk.....	34
4.4.2 Sání.....	35
<b>5 Zpracování signálu a jeho analýza.....</b>	<b>36</b>
5.1 Digitalizace.....	36
5.2 Analyzátor.....	36
5.3 Metoda frekvenční analýzy.....	38
5.3.1 Fourierova transformace.....	39

---

5.3.2	Řádová analýza .....	40
5.3.3	Váhová okna .....	41
5.4	Frekvenční analýza spektra .....	41
5.4.1	Fázový posun .....	42
5.4.2	Vyhodnocení frekvenčního spektra .....	43
<b>6</b>	<b>Empirická část.....</b>	<b>44</b>
6.1	Technické vybavení.....	44
6.1.1	Snímače zrychlení .....	44
6.1.2	Mikrofony .....	45
6.1.3	Ostatní měřicí zařízení .....	45
6.2	Příprava experimentu .....	45
<b>7</b>	<b>Frekvenční analýza .....</b>	<b>51</b>
7.1	Teoretický výpočet frekvencí.....	51
7.2	Nastavení analyzátoru v BK Connect .....	54
7.3	Analýza motoru .....	55
7.3.1	Otáčková frekvence motoru .....	56
7.3.2	Buzení od zápalu .....	57
7.3.3	Rozbor a buzení rozvodového ústrojí .....	59
7.3.4	Buzení od vstřikovacího čerpadla .....	62
7.3.5	Buzení od olejového čerpadla .....	62
7.3.6	Akcelerometry .....	63
7.3.7	Mikrofony .....	75
7.3.8	Zhodnocení výsledků .....	79
	<b>Závěr .....</b>	<b>88</b>
	<b>Seznam použitých zkratk a symbolů .....</b>	<b>94</b>

## ÚVOD

Vibroakustická diagnostika, která se zabývá vibracemi a hlukem, se provádí zejména u spalovacích motorů z důvodu bezpečnosti, ale také lepšího komfortu posádky vozidla. Díky této diagnostice můžeme předcházet různým poškozením součástí motoru i celého vozidla. Větší poškození způsobené právě vibracemi může mít za následek až ohrožení bezpečnosti uživatele vozidla. Nejen vibrace, ale i hluk jsou v dnešní době v automobilovém průmyslu velkým tématem. Velký důraz je kladen na hlukové emise vozidla, životní prostředí je totiž každoročně stále výrazněji zatěžováno motorovými vozidly, a tím se zvyšuje i hlučnost. To je důvod, proč jsou automobilové společnosti nuceny dbát právě na diagnostiku vibrací a hluku a splňovat normalizované limity. Tento problém probírá vedle automobilek i široká veřejnost, a proto nejsou výrobci vozidel omezeni pouze ze strany zákonem určených limitů, ale i koncovými zákazníky. V současné době je nízký projev hluku jedním z faktorů ovlivňujících prodej motorových vozidel.

Aby bylo možné úroveň hluku snižovat, musíme ho nejprve analyzovat. K nejvýznamnějším zdrojům vibrací a hluku patří spalovací motor, převodovka, výfukový systém a další součásti na ně napojené. Celkový hluk vozidla je tak složen z jednotlivých zdrojů hluku a vibrací, které se mohou šířit celou soustavou vozidla. Na celkové projevy těchto nežádoucích jevů mají velký vliv provozní podmínky vozidla, např. rychlost či míra zatížení. U osobních automobilů mají na tvorbu hluku při nízkých rychlostech největší podíl pneumatiky a spalovací motor s převodovkou. Se zvyšující rychlostí roste také hlukový projev vozidla. Avšak v porovnání s nákladními automobily a těžkou technikou je tomu právě naopak.

Nadměrná hlučnost a vibrace snižují pohodlí obsluhy traktoru nebo jiného vozidla. To může mít i zdravotní následky. Proto je snahou hlučnost a vlastní tvary kmitání omezit či oddálit například konstrukčními úpravami. V dnešní době jsou také velkým trendem elektrická vozidla, která nahrazují spalovací motory. U těchto vozidel se zásadně snižuje míra vibrací a hluku. Je ovšem na každém z nás, jestli právě elektrické automobily dokážou v budoucnu zcela nahradit spalovací motory.

V práci je provedena frekvenční analýza zdrojů vibrací a hluku traktorového motoru v programu BK Connect. Analýza si klade za cíl nalézt hlavní příčiny vibrací a hluku. Ty většinou nastávají při rezonanci, což je shoda frekvencí od zdrojů buzení a vlastní frekvence motoru a jeho částí.

# 1 VIBROAKUSTIKA

Hluk, vibrace a „míra vnímání“, ang. noise, vibration and harshness (NVH), je studium a úprava hlukových a vibračních charakteristik vozidel, zejména osobních a nákladních. Zatímco hluk a vibrace lze snadno měřit, „drsnost“ je subjektivní kvalita, která se měří buď prostřednictvím hodnocení „poroty“, nebo pomocí analytických nástrojů, které poskytují výsledky odrážející lidské subjektivní dojmy. Tyto nástroje patří do oblasti známé jako psychoakustika.

Vibroakustika je obor, který dokáže komplexně zhodnotit technický stav strojů a zařízení. Vibroakustická metoda se zabývá experimentálním výzkumem a vývojem v oblasti hluku a vibrací jak statických, tak dynamických zkoušek. Dále sem patří návrh vhodných zkušebních zařízení a testovacích metod. Vědecká a výzkumná činnost je orientována zejména na metody technické diagnostiky související s problémy akustiky a vibrací.

## 1.1 VZNIK, ŠÍŘENÍ A PŮSOBNÍ VIBRACÍ A HLUKU

Veškerá strojní zařízení, ať už se jedná o automobily, výrobní nebo těžké pracovní stroje, ale i domácí spotřebiče, jsou při své funkci zdrojem vibrací a hluku. Snahou je tyto nežádoucí jevy eliminovat na co nejnižší hodnotu, nicméně úplné odstranění vibrací a hluku je v praxi nemožné. Díky působení proměnných silových účinků na tělesa a kapaliny vznikají vibrace těchto pružných médií a bývají doprovázené hlukem. Hluk lze definovat jako rušivý, nežádoucí a neharmonický zvuk. Posouzení, zda je zvuk již hlukem, je subjektivní pohled každého z nás. Podstatou zvuku je kmitavý pohyb částic v pružném prostředí, čímž vznikne akustická energie, která je přenášena do okolního akustického prostředí jak plynného, kapalného, tak i pevného [1]. [2]

Akustické vlnění může být rozděleno, podle orientace směru kmitů částic, vzhledem ke směru šíření zvuku, na podélné nebo příčné. U podélného vlnění jsou kmity částic rovnoběžné se směrem šíření vlny (plyny, kapaliny i pevné látky), kdežto kmity částic kolmo na směr šíření vlny jsou možné jen v pevných látkách a označují se jako příčné vlnění.

Mechanický hluk vzniká mechanickými kmity povrchů stěn strojů, budov a jiných částí. Kmitající povrch budí rozruch okolního prostředí (plynného či kapalného), kterému následně předá mechanickou energii. Celková akustická energie se za pomoci akustických vln šíří dále do prostředí, kde závisí na rozměrech a tvaru povrchu. Neméně důležitý je charakter kmitání – frekvence a amplituda. [2]

Aerodynamický hluk je způsoben nestacionárním prouděním v kapalném nebo plynném prostředí, či v místech s prudkými změnami tlaku, čímž dojde k vlnění příslušného média. U pohonných jednotek se s tímto hlukem můžeme setkat při sání směsi do spalovacího prostoru, výfukem spalin nebo činnosti turbodmychadla. [2]

### 1.1.1 VLIV VIBRACÍ A HLUKU NA ČLOVĚKA

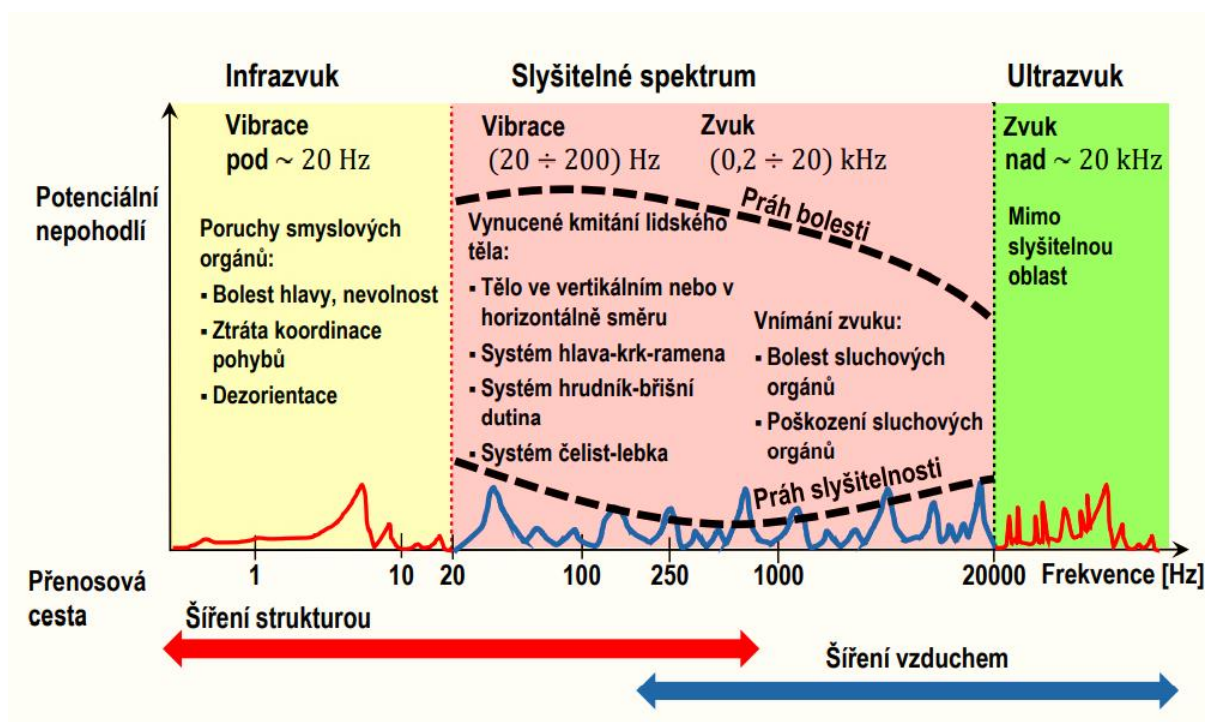
Člověk nemá od přírody vyvinutý zvláštní smyslový orgán, kterým by byl schopen zaznamenávat mechanické kmitání. Pro vnímání mechanického kmitání používá jiné smysly, ať už vestibulární aparát, který zajišťuje rovnováhu hlavy a těla v prostoru, tak i hmat, zrak

nebo sluch. Lidé jsou v dnešní době vystaveni mechanickým kmitům všude kolem sebe, například při práci se sbíječkou nebo během jízdy v autě. Proto velmi záleží na určitých parametrech vibrací, jimiž je možné zjistit, zda je lidské tělo vystaveno nebezpečí a může dojít k poškození některých orgánů.

Mechanické kmitání je spjato s hlukem, který je nežádoucí a ve většině případech i lidskému organismu škodlivý. Míra dopadu hluku na člověka je charakterizována intenzitou hluku, případně i akustickým tlakem. Dalšími faktory jsou frekvence, doba trvání, impulzivita a v neposlední řadě i neočekávanost a vnímání konkrétního člověka. [2]

Pokud se hladina hluku pohybuje okolo 20 dB(A), mluvíme o tzv. hlubokém tichu. Člověk se v takovém prostředí necítí příliš dobře. Příjemné ticho, ve kterém se člověk cítí přirozeně, se pohybuje na hodnotě 30 dB(A). První negativní reakce na úroveň hluku jsou zaznamenávány od 65 dB(A). Práh bolesti nastává okolo 130 dB(A), kdy dochází ve sluchovém orgánů k výraznému pociťování bolesti. Trvalé poškození a protržení bubínku nastává při dosažení hodnoty 160 dB(A). [3]

Na Obr. 1 můžeme pozorovat spektrum slyšitelnosti lidského ucha, které se pohybuje v rozsahu od 20 Hz do 20 kHz. Vibrace se šíří strukturou daného předmětu a jejich rozsah je od jednotek Hz až po jednotky kHz. Pokud mají vibrace frekvenci pod 20 Hz, jedná se o infrazvuk. Zvuk se přenáší vzduchem a hodnoty nad 20 kHz jsou přiřazeny ultrazvuku, hodnotám mimo oblast lidské slyšitelnosti.



Obr. 1 Vliv vibrací a hluku na člověka [24]

Hluk působí na člověka i mimosluchově. Nejčastějším projevem je podráždění nervového systému, což vede ke zvýšení frekvence srdce, zvýšení krevního tlaku, nespavosti a psychickým poruchám [2]. Následně tyto vlivy mohou vést ke snížení pozornosti a fyzické výkonnosti, což

může mít za následek větší riziko úrazu na pracovišti. Jak už ale bylo řečeno, záleží na každém člověku, jakou má míru citlivosti vůči hluku.

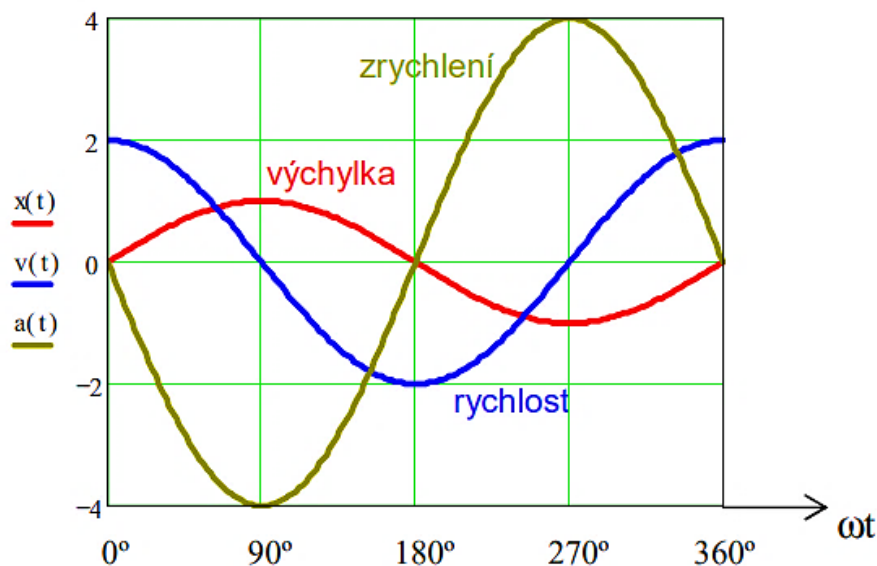
### 1.1.2 VLIV VIBRACÍ A HLUKU NA STROJE

Na stroje a jeho součásti mají vliv především vibrace, hluk ve většině případů strojní zařízení nijak neohrožuje. Na podmínky správného fungování pracovních strojů a výrobních procesů mají vibrace někdy až kritický vliv. Podílejí se ku příkladu na horší kvalitě opracovaných ploch a povrchů výrobků, tím pádem zhoršují jeho kvalitu. Vibrace mají také negativní vliv na životnost strojů, kvůli dynamickému namáhání a vzniku únavových poruch, které vedou ke snížení spolehlivosti, produktivity a zkrácení životnosti. Mechanická účinnost stroje je omezená, neboť vibrace pohlcují i část mechanické energie. [2]

## 1.2 ZÁKLADNÍ VELIČINY POPISUJÍCÍ VIBROAKUSTIKU

Pohyb můžeme v mechanice popsat dráhou (výhylkou), rychlostí nebo zrychlením. Zmíněné veličiny jsou navzájem propojeny matematickými vztahy. Vibrační chování tudíž nezávisí na zvolené veličině, ale na měřítku a časovém posunu (fázi). Výhylka vibrací, rov. (1), *ang. displacement*, se udává nejčastěji v mikrometrech [ $\mu\text{m}$ ]. První derivací výhylky podle času je rychlost rov. (2), *ang. velocity* neboli rychlost změny výhylky, a udává se v milimetrech za sekundu [ $\text{mm}\cdot\text{s}^{-1}$ ]. Druhou derivací výhylky podle času nebo také velikost změny rychlosti je zrychlení rov. (3), *ang. acceleration*. Udává se v metrech za sekundu na druhou [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ] nebo v přetížení [ $\text{g}$ ]. [4]

Na Obr. 2 je znázorněn průběh veličin během jedné periody, kde  $X = 1 \text{ mm}$ ,  $\omega = 2 \text{ rad}\cdot\text{s}^{-1}$ :



Obr. 2 Vztah mezi výhylkou, rychlostí a zrychlením [4]

Základní veličiny vyjadřují následující rovnice:

$$x(t) = X \cdot \sin(\omega t), \quad (1)$$

$$v(t) = \frac{dx}{dt} = X \cdot \omega \cdot \cos(\omega t), \quad (2)$$

$$a(t) = \frac{dv}{dt} = -X \cdot \omega^2 \cdot \sin(\omega t). \quad (3)$$

Je zřejmé, že teoreticky stačí znát jednu veličinu a zbývající dvě lze snadno dopočítat. Rychlost se o 90° opoždí za výchylkou a zrychlení zase o 90° za rychlostí.

Měřený zvuk lze popsat veličinami, mezi které patří akustický tlak, akustický výkon a akustická intenzita. Pro vyjádření hodnot těchto veličin se používají hladiny akustických veličin. Ty jsou v případě akustických veličin vyjádřeny logaritmicky. V akustice se používá decibel [dB] jako bezrozměrná jednotka hladiny.

### 1.2.1 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI

Mechanické kmitání, které se šíří v poddajném prostředí, nazýváme zvuk. V prostředí s malou hustotou částic, zvané vakuum či vzduchoprázdno, se zvuk nešíří. Jedním ze základních parametrů kmitání je jeho frekvence, která udává počet kmitů proběhlých za jednu sekundu. Zvuk je tedy vymezen konvenčním frekvenčním rozsahem lidského ucha, viz Obr. 1. Další veličinou popisující akustiku je vlnová délka rov. (4), což je vzdálenost dvou po sobě časově následujících maxim u pozorovaného vlnění. Jinými slovy, jedná se o vzdálenost mezi nejbližšími vlnoplochy se stejnými akustickými stavy kmitajících částic.

$$\lambda = \frac{c_v}{f}. \quad (4)$$

Jak už bylo uvedeno výše, v kapalinách a plynech se šíří vlnění podélné, v pevných látkách vzniká i vlnění příčné a ohybové. Vztah pro rychlost šíření podélné vlny v tekutinách vyplývá z rovnice:

$$c_v = \sqrt{\frac{K}{\rho}}. \quad (5)$$

Pro šíření vlny v plynech platí vztah:

$$c_L = \sqrt{\mu \frac{p_b}{\rho}}. \quad (6)$$

Z hlediska šíření a vyzařování zvuku je ohybové vlnění nejnebezpečnější. Dochází při něm k velkému přenosu energie z kmitajícího povrchu tělesa do okolí. Rychlost těchto vln je závislá především na materiálu, rozměru a frekvenci vlnění. Aby v určitém materiálu vlna vznikla,

musí platit, aby její nejdelší rozměr  $l$  byl roven alespoň poloviční délce dané vlny. Pro podélné vlny platí [2]:

$$l \geq \frac{\lambda}{2} = \frac{c_L}{2f}. \quad (7)$$

Ze vztahu plyne, že u strojních zařízení běžných rozměrů podélné vlnění nevzniká, protože pro běžné konstrukční materiály jsou rychlosti podélných vln  $c_L$  příliš vysoké. Z hlediska hluku jsou daleko nebezpečnější vlny ohybové. Tyto vlny lze vypočítat ze vztahu [2]:

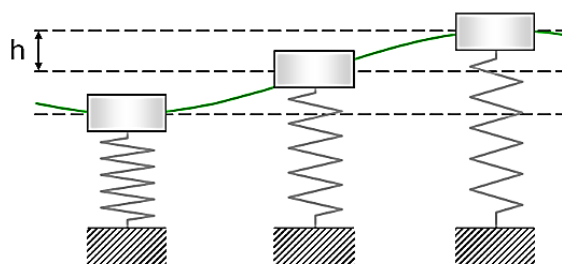
$$\lambda_B = \sqrt{\frac{1,8c_L h}{f}}. \quad (8)$$

### VLASTNÍ FREKVENCE

Vlastní frekvence je vlastnost tělesa, případně soustavy, při níž dochází k přeměně potenciální energie na energii kinetickou a obráceně. Těleso vychýlené z rovnovážné polohy získá potenciální energii působením vnější síly. Po uvolnění se vrátí do rovnovážné polohy, ale tímto pohybem získá energii kinetickou. Tím překmitne rovnovážnou polohu, ztratí tak kinetickou energii, ale opět získá potenciální energii. Protože jsou si energie navzájem rovny (bez uvažování ztrát), bude se tento jev na vlastní frekvenci neustále opakovat. Těleso tak bude neustále kmitat bez dodání další energie. [5]

Vlastní frekvence (Obr. 3) závisí jak na hmotnosti a tuhosti tělesa, tak na jeho uložení. Dynamické soustavy mají nespočet vlastních frekvencí a nelze je odstranit, pouze frekvenčně posunout nebo utlumit. Problém nastane tehdy, když je vlastní frekvence stroje v běžném provozu shodná s budicí frekvencí. Tuto shodu nazýváme rezonance, která je nežádoucí a pro stroj nebezpečná. Při rezonanci dochází k namáhání jednotlivých částí a bývá doprovázena akustickým projevem. Cílem je proto vyhnout se provozování strojů v oblastech, kdy je vlastní frekvence blízko té budicí.





$\Delta$  kinetické energie = -  $\Delta$  potenciální energie

$$\frac{1}{2} m V^2 = \frac{1}{2} k h^2, \text{ a } V = (2\pi f)h$$

$$\frac{1}{2} m (2\pi f)^2 h^2 = \frac{1}{2} k h^2$$

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Obr. 3 Vlastní frekvence [5]

### 1.2.2 AKUSTICKÝ TLAK

Šířením vlny dochází ke zvětšení nebo zmenšení hustoty částic v daném prostředí, to vede ke snížení či zvýšení tlaku v plynech a kapalinách. Výsledný neboli celkový tlak tedy osciluje okolo barometrického tlaku, jak je tomu např. u vzduchu. Jinými slovy, mění se tlak daného plynu oproti statické hodnotě atmosférického tlaku. Této měnící se hodnotě říkáme akustický tlak. Celkový tlak můžeme určit z rov. (9) a (10).

$$p_c = p_b + p(t), \quad (9)$$

$$p(t) = p_0 \cos(\omega t + \varphi) = p_0 \cos(2\pi f t + \varphi), \quad (10)$$

kde  $p_b$  je barometrický tlak v Pa a  $p_0$  amplituda akustického tlaku v Pa. [6]

Akustický tlak se řadí mezi skalární veličiny, protože nelze určit jeho směr. Pro přesná měření akustického tlaku se dnes využívají moderní měřicí mikrofony. Musíme však rozlišovat, zda se jedná o měření ve volném poli nebo např. zjišťování skutečného tlaku na membráně mikrofону [7]. Jelikož hodnoty akustického tlaku představují široký rozsah hodnot, je efektivnější ho vyjádřit logaritmičticky.

Hladinu akustického tlaku  $L_p$  měříme v decibelech (dB) a lze jí zapsat jako:

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} = 20 \log \frac{p}{p_0}, \quad (11)$$

kde  $p_0$  je referenční tlak a jeho hodnota je  $2 \cdot 10^{-5}$  Pa. Navýšením akustického tlaku o jeden řád (tzn. 10krát) se tedy zvýší hladina akustického tlaku o 20 dB. Běžný člověk vnímá hladinu akustického tlaku v rozmezí od 0 do 130 dB. [2]

### 1.2.3 AKUSTICKÁ INTENZITA

Akustická intenzita rov. (12) je vektorová veličina, která představuje množství a směr toku akustické energie v daném prostředí, udává určitý výkon na jednotkovou plochu. [8]

$$|I| \sim \frac{dW}{dS} \quad (12)$$

Vztah pro velikost akustické intenzity ve směru šíření akustických vln popíšeme vztahem:

$$I = p_e v_e = \frac{p_e^2}{\rho c} = v_e^2 \rho c, \quad (13)$$

přičemž důležitým faktorem pro určení akustické intenzity je její směrovost neboli směr šíření akustického vlnění. Z toho vyplývá, že akustická intenzita je rovna nule, pokud působí kolmo na směr vlnění. [8]

### 1.2.4 AKUSTICKÝ VÝKON

Akustický výkon vyjadřuje, jaké množství akustické energie projde nebo dopadne na danou prostorovou plochu za jednotku času. Tato veličina, označována P, se udává ve wattech a je definována vztahem:

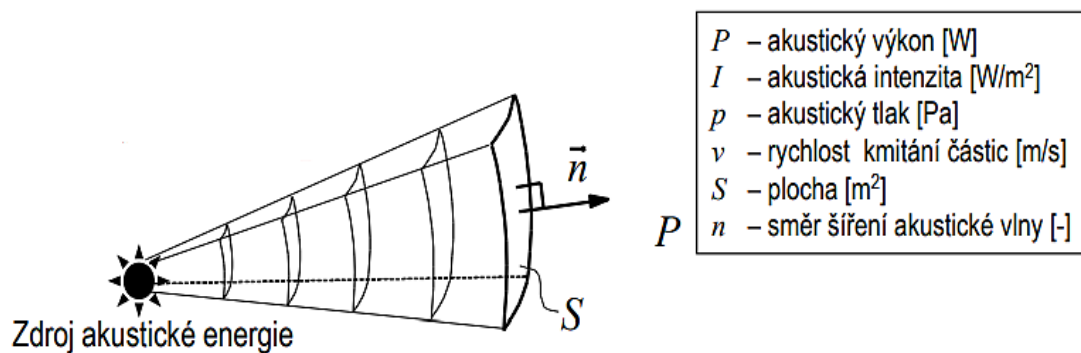
$$P = \frac{dE}{dt}, \quad (14)$$

$$P = \vec{F} \cdot \vec{v} = \iint_{(S)} \vec{I} \cdot \vec{n} dS. \quad (15)$$

Hladinu akustického výkonu  $L_W$  měříme v decibelech a můžeme jí vyjádřit jako:

$$L_W = 10 \log \frac{P}{P_0}, \quad (16)$$

kde referenční hodnota  $P_0$  je 1 pW. Zvýšíme-li akustický výkon o jeden řád, zvýší se hladina akustického výkonu o 10 dB.



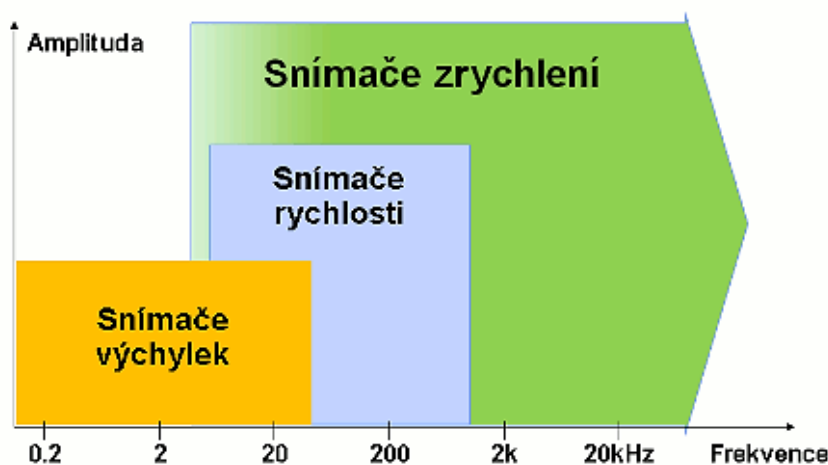
Obr. 4 Akustické vlnění [8]

## 2 MĚŘENÍ VIBRACÍ

Hluk a vibrace automobilových vozidel jsou v automobilovém průmyslu stále důležitější otázkou, jejich sledování má totiž za následek jak znečišťování životního prostředí, tak pohodlí vnímané řidičem a cestujícími. Protože hluk a vibrace ovlivňují celkový obraz vozidla, jsou v současné době důležitými faktory v celém procesu návrhu vozidla. V tomto ohledu je pro zdokonalení kvality zvuku vozidla, které splňuje požadované normy a cíle, nezbytné přesné experimentální vyhodnocení hladin hluku a vibrací vozidla ve stacionárních, ale zároveň i městských podmínkách. Tato kapitola se zaměřuje na přehled experimentálních technik používaných pro měření a analýzu vibrací ve vozidlech. Současné měření vibrací pomocí vhodných snímačů umožňuje minimalizovat vibrace přenášené strukturou z motoru vozidla na konstrukci podvozku a karosérie. Experimentální modální analýza je dalším standardním nástrojem ve vývoji NVH vozidel pro stanovení dynamických charakteristik systému, a tedy pro snížení rizika poruchy, nadměrně vysokých strukturálních vibrací nebo snížení hladin akustického tlaku. [9]

### 2.1 SNÍMAČE VIBRACÍ

Pro měření vibrací si potřebujeme definovat veličiny, které popisují vibrační signál. Oscilace je změna zkoumané veličiny kolem rovnovážné polohy popsána v čase amplitudou a frekvencí. Vibrace jsou tedy oscilace mechanického systému způsobené časově závislými silami na soustavě s hmotností, tuhostí a tlumením. Amplituda je maximální hodnota výkmitu u periodicky se měnící veličiny. Pro vyhodnocování vibrací můžeme využít měření výchylky, rychlosti nebo zrychlení. Každá tato veličina má svůj optimální frekvenční a amplitudový rozsah, který znázorňuje následující Obr. 5. Ačkoliv amplitudy vibrací lze vyjadřovat i v dB, vzhledem k rozdílné vztažné hodnotě oproti zvuku není možno vzájemně porovnávat dB pro zvuk a vibrace. Frekvence vyjadřuje počet opakování periodického signálu za jednotku času. Abychom mohli správně analyzovat vibrační signál, je nutná frekvence složek, na níž je poskládán periodický signál např. pomocí frekvenční analýzy. [5]



Obr. 5 Optimální rozsahy vibračních veličin [5]

Snímače vibrací jsou stěžejní pro celý měřicí proces. Volba vhodného snímače závisí na měřené veličině, typu výstupu ze snímače, počtu měřících os (jednoosé, tříosé snímače), konkrétní aplikaci, např. zda měříme vibrace hřídele nebo skříně motoru, a na frekvenčním rozsahu, který je pro nás významný. Dále záleží také na způsobu montáže a ostatních parametrech (hmotnost, kabeláž, odolnost atd.) Na pozorovaný objekt je připevněn snímač zrychlení – **akcelerometr**. Tyto snímače jsou v dnešní době nejpoužívanější, mají menší rozměry, a větší rozsah frekvenčního pásma (od jednotek Hz až po cca 30kHz) než snímače rychlosti. V případě, že potřebujeme zjistit rychlost nebo výchylku, můžeme tyto informace získat integrací signálu ze snímače zrychlení, tedy akcelerometru [4]. Akcelerometry měří absolutní vibrace, referencí je nehybná setrvačná hmota. Snímače výchylky měří zase relativní vibrace – vibrace rotoru vůči statorové části, která může sama kmitat. Princip akcelerometru spočívá v převádění hlavního parametru okamžitého zrychlení na analogový elektrický signál, se kterým se dále pracuje.

Akcelerometry můžeme podle principu fungování rozdělit na:

- Piezoelektrické, využívající piezoelektrický krystal, jenž vytváří náboj úměrný působící síle, která při zrychlení působí na každý objekt.
- Piezorezistivní, které využívají mikrokřemíkovou mechanickou strukturu, přičemž zrychlení odpovídá změně odporu.
- Kapacitní, využívající mikrokřemíkovou mechanickou strukturu, kde zrychlení odpovídá změně kapacity.
- Tepelné, které fungují na rozdílu přenosu tepla v plynech na základě pohybujícího se topného tělíska. [10]

Akcelerometry můžeme dále rozřídít podle typu na:

- Smykové – široký frekvenční rozsah, relativně nízký odolný teplotní vliv, avšak menší citlivost.
- Tlakové – široký frekvenční rozsah, odolný na nárazy, náchylný na teplotní vliv.
- Ohybové – měří nízké frekvence, velmi citlivý, nevýhodou je jeho křehkost a citlivost na rázy. [4]

Jednotlivé akcelerometry se liší především frekvenčním rozsahem, citlivostí a v neposlední řadě také skutečností, zda se jedná o tzv. aktivní či pasivní snímače (nutnost externího napájení). Důležité je, aby se akcelerometry daly použít bez nutnosti demontáže měřícího objektu. Vedle kontaktního způsobu měření existují i bezkontaktní akcelerometry, které pracují na principu laserového svazku odraženého od vibrující plochy. [4]

Další alternativou pro experimentální bezdotykové měření vibrací je snímání vyzařovaného hluku pomocí akustických sond nebo akustických kamer.

### 2.1.1 UCHYCENÍ AKCELEROMETRŮ

Je velmi důležité, aby byl akcelerometr vhodně připevněn na měřenou součást. Musíme však mít na paměti, že snímač měří pouze to, co se děje právě s ním samotným. Snímač je systém s jedním stupněm volnosti – hmota a pružina. Jakékoli následné připevnění ke snímači přidá do systému další hmotu a pružinu, doprovázenou poddajností spoje. Nevhodným připevněním

snímačů může dojít k negativnímu ovlivnění výsledků nebo k omezení použitelného frekvenčního rozsahu snímače. Neméně důležité je zvolit přípevnění tak, aby snímač pracoval v bezpečném frekvenčním rozsahu, pro který byl konstruován. [4]

Možností na uchycení akcelerometrů je hned několik, zejména:

- šroubem,
- lepidlem,
- magnetem,
- oboustrannou lepicí páskou,
- včelím voskem.

Uchycení šroubem je z výše uvedených způsobů nejspolehlivější a zanedbatelně snižuje frekvenční rozsah snímače. Plocha, na níž je snímač připevněn, musí být čistá a rovná, snímač má dosedat celou svou plochou základny. Díra pro šroub musí být kolmá k měřenému povrchu. Závit musí odpovídat správnému typu. Na hotových strojích, kde nelze závit vytvořit, se používají lepené podložky z nerezavějící oceli. Pokud se použije vhodné lepidlo a povrch je důkladně očištěn a zdrsňen, bývá taktéž zachován frekvenční rozsah snímače. Nevýhodou lepidla je maximální provozní teplota, kterou daný typ lepidla vydrží. Přichycení magnetem je rychlý způsob, má však omezený frekvenční rozsah. I v tomto případě je kladen důraz na kvalitně připravenou dosedací plochu. Včelí vosk je použitelný do maximální teploty přibližně 40 °C, používá se zejména v laboratorním měření a pro malé snímače. [4]

### 2.1.2 VIBROMETR

Vibrometr je elektrické zařízení, které provádí opakovaně a reprodukcčně měření vibračního signálu pomocí snímačů. Výhodou vibrometru oproti zvukoměrům je, že mají více vstupních kanálů. Na druhou stranu mají menší frekvenční a amplitudový rozsah. Důležitými parametry vibrometru jsou forma výstupu naměřených dat, počet a druh frekvenčních analýz a možnost připojení různých typů snímačů. Pro složitější diagnostické metody je nutné, aby měl vibrometr minimálně dva vstupní měřicí kanály. Během sledování vibrací měřeného objektu v prostoru jsou za potřeby minimálně čtyři kanály. Nesmíme opomenout pravidelnou kalibraci, která však bývá u moderních vibrometrů často automatizována. [5]

## 2.2 MĚŘENÍ OTÁČEK

Při měření akustického nebo vibračního signálu je nezbytné přesné zjištění otáček měřeného stroje. Budicí frekvence výrazných zdrojů vibrací a hluku totiž souvisí s tzv. chybovými frekvencemi jednotlivých zdrojů, které jsou spjaty s otáčkovou frekvencí. Pro správnou diagnostiku je tak důležité znát otáčkovou frekvenci. Možností, jak aktuální otáčky změřit, je hned několik:

- měření tacho sondou (otáčková sonda),
- inkrementálním čidlem na hřídeli,
- z měřeného FFT spektra zvuku či vibrací,
- Hallovou sondou (bezkontaktní měření),
- stroboskopem. [5]

### 2.2.1 TACHO SONDA

Tacho sonda je vhodnou možností pro zjištění aktuálních otáček při měření. Pracuje na optickém principu. Laserový paprsek vyslaný sondou se odrazí od reflexní značky na hřídeli a způsobí skokovou změnu výstupního napětí. Tím v systému vzniknou napěťové špičky, které je možné dále zpracovávat a použít pro zobrazení aktuálních otáček. Tento způsob měření poskytuje mimo jiné i informaci, kdy je měřený hřídel natočen v jedné konkrétní poloze. Tacho sonda totiž reaguje na odraz z jednoho konkrétního místa na hřídeli, které má konstantní úhel vůči měřenému systému. Výhodou používání tacho sondy je například krátká doba na instalaci, bezkontaktní měření, měření na větší vzdálenosti nebo možnost zaměřit světelný paprsek i do hůře přístupných míst. [5]

### 2.2.2 INKREMENTÁLNÍ SNÍMAČ

Rotační inkrementální snímač otáček funguje na principu clonění světelného toku mezi zdrojem světla a fotodetektozem. Jako zdroj světla se používá LED dioda a jako detektor senzoru světla například fototranzistor. Otáčivé mezikruží, rozdělené na světlo propustnou a světlo nepropustnou část, slouží jako clonění. Když se rotor otáčí, jednotlivé úseky se střídají, a tím přerušují tok světla ze zdroje.

### 3 MĚŘENÍ HLUKU

Aby bylo možné monitorovat generování zvuku z hlediska hluku šířeného vzduchem i strukturou, musí být zdroj, přenosová cesta i přijímač zkoumány principem měření hluku. Pro tento účel lze použít různé techniky. Některé z nich využívají instrumentaci (kondenzátorový mikrofon, měřič hladiny zvuku, sonda intenzity hluku), které vyžadují speciální prostředí měření, protože zajišťují dostatečnou přesnost měření pouze ve volném poli nebo v bezodrazových podmínkách. Naopak pro testy, bez možnosti vytvářet akusticky upravené prostředí, lze použít inovativnější metodu intenzity tlaku a rychlosti zvuku. [9]

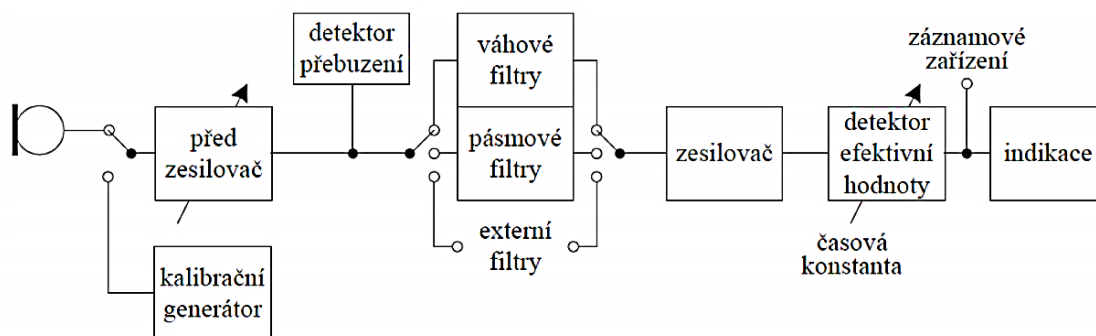
#### 3.1 SNÍMAČE HLUKU

##### 3.1.1 ZVUKOMĚŘ

Hluk patří mezi nežádoucí jevy, a proto je snahou ho co nejvíce eliminovat. Pro měření hluku se používají zvukoměry, které reagují na zvuk podobně jako lidský sluch a umožňují objektivní a reprodukovatelné měření hladin hluku. Dnešní zvukoměry se mohou lišit v mnoha parametrech provedení. Všechny zvukoměry však nutně musí obsahovat mikrofon, ústrojí zpracování signálu a indikační zařízení. Schéma analogového zvukoměru můžeme vidět na Obr. 6. Mezi hlavní parametry zvukoměru patří:

- dynamický rozsah,
- frekvenční rozsah,
- počet a druh frekvenčních analýz,
- počet měřících kanálů,
- forma výstupu naměřených dat,
- možnosti připojení snímačů,
- intenzita sondy.

Je však důležité si uvědomit, že zvukoměr je stanovené měřidlo, a proto je nutné sledovat platné legislativní požadavky prováděných měření. [5]



Obr. 6 Blokové schéma analogového zvukoměru [25]



## MIKROFON

Mikrofon je převodník akustického tlaku na změnu jiné veličiny. Jedná se o podstatnou součást měřicího řetězce, výběr vhodného typu mikrofonu je velmi důležitý. Mezi základní charakteristiky mikrofonu patří:

- typ zvukového pole,
- průměr mikrofonu,
- frekvenční rozsah,
- citlivost,
- polarizační napětí. [5]

Existuje řada mikrofonů, které se od sebe liší svou konstrukcí, využitím či fyzikálními principy. K nejznámějším patří:

- elektrostatické kondenzátorové mikrofony,
- uhlíkové mikrofony,
- elektrodynamické mikrofony,
- piezoelektrické mikrofony,
- elektromagnetické mikrofony. [11]

Pro své vhodné vlastnosti se v akustice se nejčastěji používají elektrostatické kondenzátorové mikrofony. Jejich výhodou je téměř lineární frekvenční charakteristika v širokém frekvenčním pásmu a v neposlední řadě i teplotní a časová stabilita. Elektrostatické kondenzátorové mikrofony tvoří tenká kovová membrána, která je napnutá nad elektrodou, a tím je vytvořen vzduchový deskový kondenzátor. Vlivem akustického tlaku dojde k rozkmitání membrány, což způsobí změnu kapacity kondenzátoru. Polarizační napětí 200 V je přivedeno mezi elektrody a změny kapacity se díky tomuto napětí převedou na změny výstupního napětí. Toto napětí je úměrné měřenému akustickému tlaku před membránou. Mikrofony se vyrábějí v několika velikostech (podle průměru membrány). V závislosti na velikosti je určen frekvenční, dynamický rozsah a citlivost. Mikrofony s menším průměrem membrány mají větší frekvenční rozsah a používají se až do oblasti ultrazvuku. [11]

Před samotným měřením je nutno znát, v jakém akustickém prostředí se bude samotný akustický tlak měřit. Prostředí, ve kterém se měřený objekt nachází, má vliv na šíření akustické energie a na možnost mikrofonu tuto energii měřit v požadovaném frekvenčním pásmu. Akustické pole dělíme do tří základních skupin:

- Volné – energie se ze zdroje šíří v kuloplochách, nedochází k žádnému odrazu a pokles akustické energie je dán pouze vzdáleností od zdroje zvuku.
- Difuzní – v uzavřeném a odrazovém prostoru je akustická energie rovnoměrně rozložena a akustická intenzita ve všech bodech stejná.
- Tlakové pole – v malých uzavřených prostorech, např. potrubí. [5]

Pokud měříme ve volném poli, musíme zohlednit směrovou charakteristiku mikrofonu. Pokud předpokládáme, že je mikrofon orientován přímo ke zdroji, můžeme použít mikrofon např. Brüel&Kjaer, typ 4189. [5]

Pokud potřebujeme např. zvětšit frekvenční rozsah měření, použijeme mikrofonní předzesilovač. Slouží k převodu změny elektrické kapacity mikrofonu na změnu napětí, které se dá následně přenášet a zpracovávat zvukoměrem. [5]

Ke správnému použití mikrofonu jsou zapotřebí váhové filtry. Nejpoužívanějším váhovým filtrem je typ A. Váhové filtry se používají pro korekci frekvencí. Dojde k upravení charakteru těchto frekvencí tak, aby co nejlépe odpovídaly vnímání lidského ucha na danou frekvenci.

### 3.1.2 AKUSTICKÁ KAMERA

Akustická kamera je zařízení schopné detailně lokalizovat a identifikovat zdroje akustického tlaku pomocí speciální mikrofonní soustavy a posléze naměřená data zobrazit graficky. Každá akustická kamera obsahuje snímací zařízení – mikrofony, videokamery. Součástí akustických kamer je dále zesilovač (zařízení upravující signál), filtry, program na vyhodnocování a zařízení, které následně signál graficky zobrazí. Před začátkem měření je nutné si uvědomit, jaká data a veličiny budou měřeny a tomu přizpůsobit výběr optimální měřicí techniky. [12]

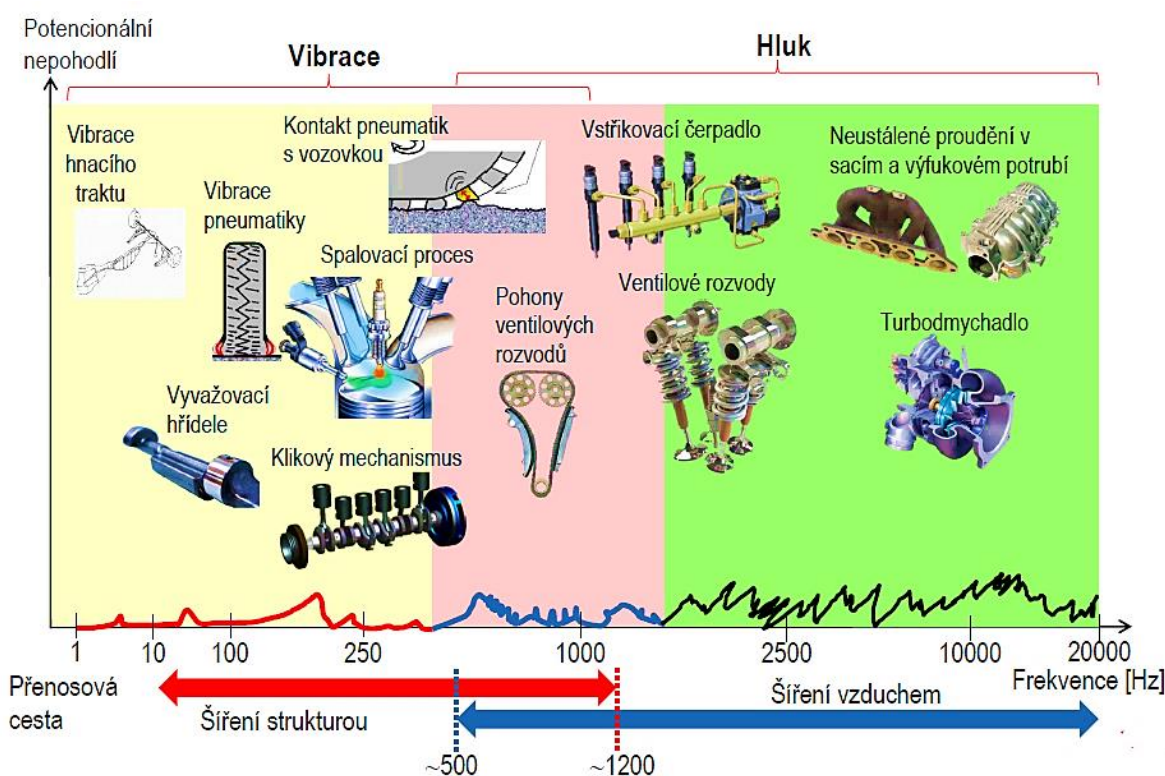
## 3.2 MĚŘICÍ PROSTOR

Prostor, ve kterém se sledovaný předmět produkující hluk a vibrace měří, se nazývá bezdozvuková (anechoická), nebo dozvuková komora. V bezdozvukových komorách se využívá účinků volného pole šíření zvuku. Stěny komory jsou obloženy vysoce absorpčním materiálem, který pohlcuje zvukové vlny. Na podlahu se většinou pokládá mříž, pod kterou se umístí absorpční materiál. Díky tomuto opatření nedochází v komoře k téměř žádným odrazům zvukových vln.

Dozvukové komory mají oproti bezdozvukovým komorám opačný efekt. Stěny dozvukových komor jsou pokryty tuhým hladkým materiálem a tvoří tzv. difúzní pole. Tyto komory se využívají k analýze pohltivosti materiálů. [11]

## 4 ZDROJE VIBRACÍ A HLUKU POHONNÝCH JEDNOTEK

Nejvýznamnější zdroj vibrací a hluku se u pohonných jednotek nachází především ve spalovacím prostoru, v němž dochází k přeměně chemické energie uložené v palivu na kinetickou energii pístu. Přeměnou této energie, která probíhá rychle a opakovaně za vysokých tlaků a teplot, vznikne velké množství nechtěných vibrací a hluku. Další nemalý podíl na produkci vibrací a hluku má mechanický přenos kinetické energie pístu, vzniklé spalováním paliva, přes ojnici, klikový hřídel a dále na výstupní hřídel. Mezi zdroje mechanického hluku řadíme píst ve válci, ventilový rozvod, klikový mechanismus, vstřikovací systém, turbodmychadlo, olejové čerpadlo a další – viz Obr. 7. Nesmíme opomenout pohyby ventilů a tzv. aerodynamický hluk, který je popsán v předchozí kapitole.



Obr. 7 Zdroj vibrací a hluku ve vozidle [16]

### 4.1 HLUK VZNIKLÝ SPALOVÁNÍM

U termodynamického cyklu, který probíhá v pístovém spalovacím motoru, vznikají při vznícení či zážehu směsi paliva se vzduchem prudké změny tlaku. Míra prohoření směsi úměrně souvisí s narůstajícím tlakem. Čelo plamene se šíří rychlostí okolo  $10\text{--}25\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$  [13]. Je obecně známo, že čím rychlejší spalování, tím hlučnější chod motoru.

Tzv. detonační hoření, samovznícení čerstvé směsi před plamennou frontou směsi hoření s rychlostí šíření plamene až  $3000\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ , je extrémní případ, při němž dochází k hlasitému akustickému projevu. S narůstající teplotou ve válci hrozí zapékání pístních kroužků a následné zadření válce. Detonační spalování vyvolává tlakové vlny, které postupují spalovacím

prostorem a následně narážejí na stěny spalovacího prostoru a dno pístu. Tím vyvolávají rázy v pístní skupině a v klikovém mechanismu. [14]

Nejcharakterističtější je tato problematika u vznětových motorů s přímým vstřikováním paliva, ale běžně se s ní setkáváme i u motorů zážehových. Frekvenční rozsah hluku produkovaného spalováním je 500 až 8 000 Hz. [15]

Síly tlaku plynů vznikajících při spalovacím procesu způsobují buzení o velikosti násobků otáčkové frekvence. Buzení od spalování, tedy frekvence zážehů, případně vznětů, pro čtyřdobý víceválcový motor lze teoreticky vypočítat ze vztahu:

$$f_f = \frac{i_v}{2} f_n = \frac{i_v n}{120}, \quad (17)$$

kde  $i_v$  vyjadřuje počet válců motoru,  $f_n$  otáčkovou frekvenci,  $n$  otáčky motoru.

#### 4.1.1 VZNĚTOVÝ MOTOR

Problematika související s hlukem při spalování je u naftových motorů mnohem výraznější než u motorů benzínových. Velký vliv na to má především délka průběhu vznícení, zatížení, teploty a tlaky, při kterých proces spalování probíhá.

Pokud je průběh vznícení krátký, což znamená hoření menšího množství směsi paliva se vzduchem, tlak ve válci se zvětšuje pozvolna. Díky tomu je chod motoru měkčí a tišší. Trvá-li vznícení delší dobu, ke spalování je připraveno větší množství směsi. Tlak roste prudce a dochází k tvrdému chodu motoru, který je mnohem hlučnější. Vznícení ovlivňují také teploty. Při vysokých teplotách se směs ke spalování připravuje rychleji, kdežto u nízkých teplot je tomu naopak. S teplotami souvisí i zatížení motoru. Při nízkém zatížení motoru jsou tlaky i teplota nižší než u vysokého zatížení. [11]

#### 4.1.2 ZÁŽEHOVÝ MOTOR

U zážehových motorů je spalovací proces paliva plynulejší díky spalování homogenní směsi paliva se vzduchem. Díky plynulejšímu hoření nevznikají ve spalovacím prostoru velké hladiny tlaku a hluk je nižší. U benzínových motorů může docházet k detonačnímu hoření, což způsobuje klepání i hlučnost motoru. [11]

#### 4.1.3 PARAMETRY MAJÍCÍ VLIV NA SPALOVÁNÍ

Existuje mnoho parametrů, které mají na průběh spalování významný vliv. Tyto parametry se optimalizují tak, aby došlo k redukci nejen hluku, ale třeba i spotřeby paliva a škodlivých emisí. Mezi nejpodstatnější patří:

- vlastnosti paliva – např. cetanové číslo,
- teplota motoru,
- úhel předvstříku,
- tvar spalovacího prostoru,
- množství spalin ve spalovacím prostoru,
- tlakové poměry v plicím potrubí – přeplňování,
- průběh vstříku paliva a další. [11]

## 4.2 MECHANICKÝ HLUK A VIBRACE SPALOVACÍHO MOTORU

Každý kontakt kovových ploch, který proběhne při chodu motoru, způsobuje vibrace, hluk a jejich následné šíření. Nejnáchylnější na vyzařování hluku a vibrací je tuhý blok motoru a hlava válce. Níže jsou uvedeny nejčastější příklady jednotlivých zdrojů hluku a vibrací motoru během chodu:

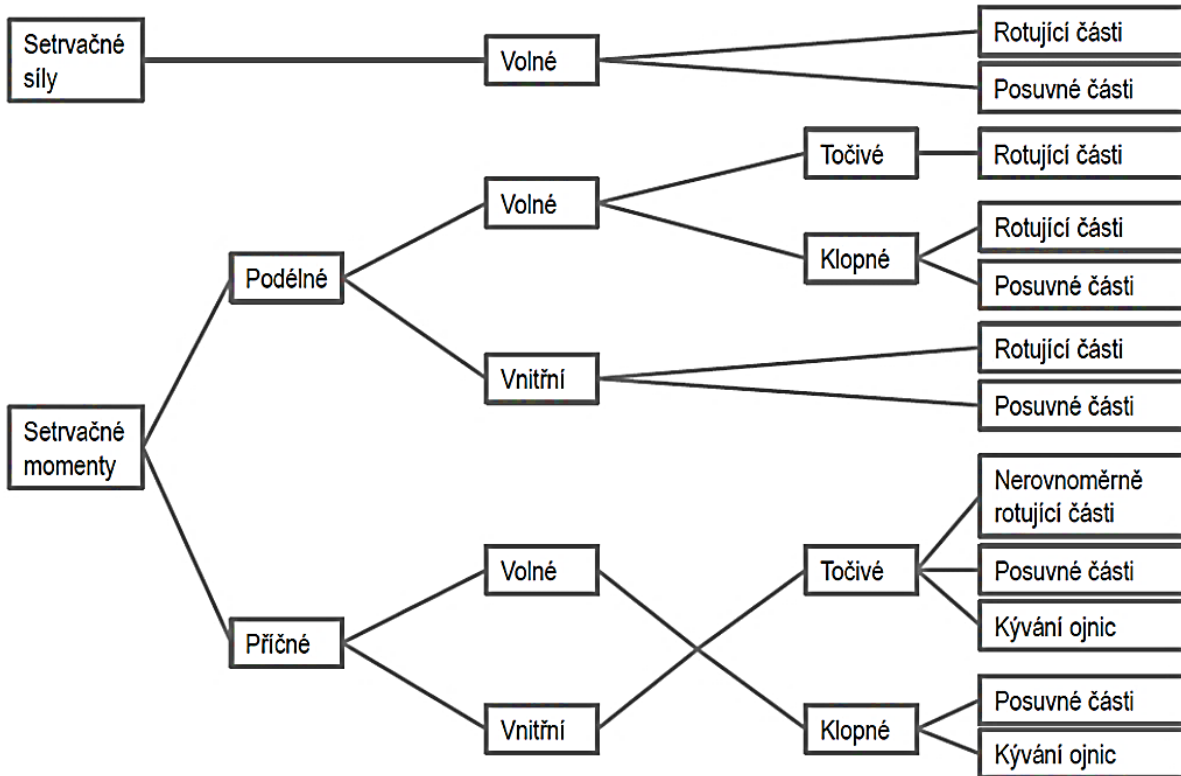
- dosednutí ventilů do sedel při zavírání,
- vymezování vůle ventilového rozvodu při otevírání sacího i výfukového ventilu,
- pohyb pístních kroužků v drážce pístu,
- klopení pístu v úvratích vratného pohybu,
- vymezování vůle v uložení pístního čepu,
- vymezování vůle v uložení hlavního ojnicího ložiska,
- tření vačky po kontaktní ploše ventilového zdvihátka,
- hluk kluzných ložisek,
- olejové čerpadlo,
- palivové čerpadlo (u vznětového motoru),
- vstřikovače paliva. [1]

Se zvyšující se provozní teplotou motoru se celkový akustický výkon hluku, který vyzařuje motor, snižuje. Důvodem je tepelná roztažnost jednotlivých součástí spalovacího motoru. Při jejich ohřevu dochází ke zmenšování vůlí, což má za následek zmenšení energie jejich rázů. Nemalý podíl na celkovém vyzařování hluku a vibrací má opotřebení jednotlivých mechanických součástí motoru. Takové opotřebení otěrem má za následek zvětšování vůlí, to vede ke zvyšování energií vibrací a celkovému akustickému projevu spalovacího motoru. [1]

### 4.2.1 KLIKOVÝ MECHANISMUS

Výrazným zdrojem hluku je klikový mechanismus, u něhož se velmi často vyskytuje nevyváženost hmot; při vykonávání nerovnoměrného pohybu vznikají proměnlivé setrvačné sílové účinky. Tyto sílové účinky vyvolávají vibrace v mechanismu. Setrvačné síly a momenty, které jsou pro lepší přehlednost rozděleny na Obr. 8, vznikají od rotačních hmot I. řádu a posuvných hmot I. a II. řádu. Děj I. řádu je takový děj, který vzniká jedenkrát za jednu otáčku. Děj, který vzniká dvakrát za jednu otáčku, je děj II. řádu. Setrvačné momenty vznikají díky setrvačným silám, které působí v různých rovinách jednotlivě na všechny válce.

Rameno klikového hřídele koná rotační pohyb spolu z části ojnice a ojnicím čepem. K součastem konajícím posuvný pohyb patří pístní skupina a část ojnice, která vykonává přímočarý vratný pohyb. [11]



Obr. 8 Síly a momenty v klikovém mechanismu [16]

Rotační hmoty způsobují buzení, které se shoduje s otáčkovou frekvencí motoru. Jeho frekvenci lze vyjádřit vztahem:

$$f_{rh} = f_n = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{n}{60}. \quad (18)$$

Buzení z hlediska posuvných hmot je rovno jednonásobku nebo dvojnásobku otáčkové frekvence.

$$f_{ph} = \kappa f_n = \kappa \frac{\omega}{2\pi} = \kappa \frac{n}{60}. \quad (19)$$

Dominantní řád harmonické složky je  $\kappa = 1$  a  $\kappa = 2$ . [16]

Části v klikovém mechanismu kmitají, a tím vybudí silové účinky. Kmitání je torzní, ohybové a podélné. Torzní kmitání vznikne časovou proměnlivostí krouticího momentu. Buzení od torzního kmitání je rovno násobkům otáčkové frekvence motoru.

$$f_{tk} = \kappa f_n = \kappa \frac{n}{60}, \quad (20)$$

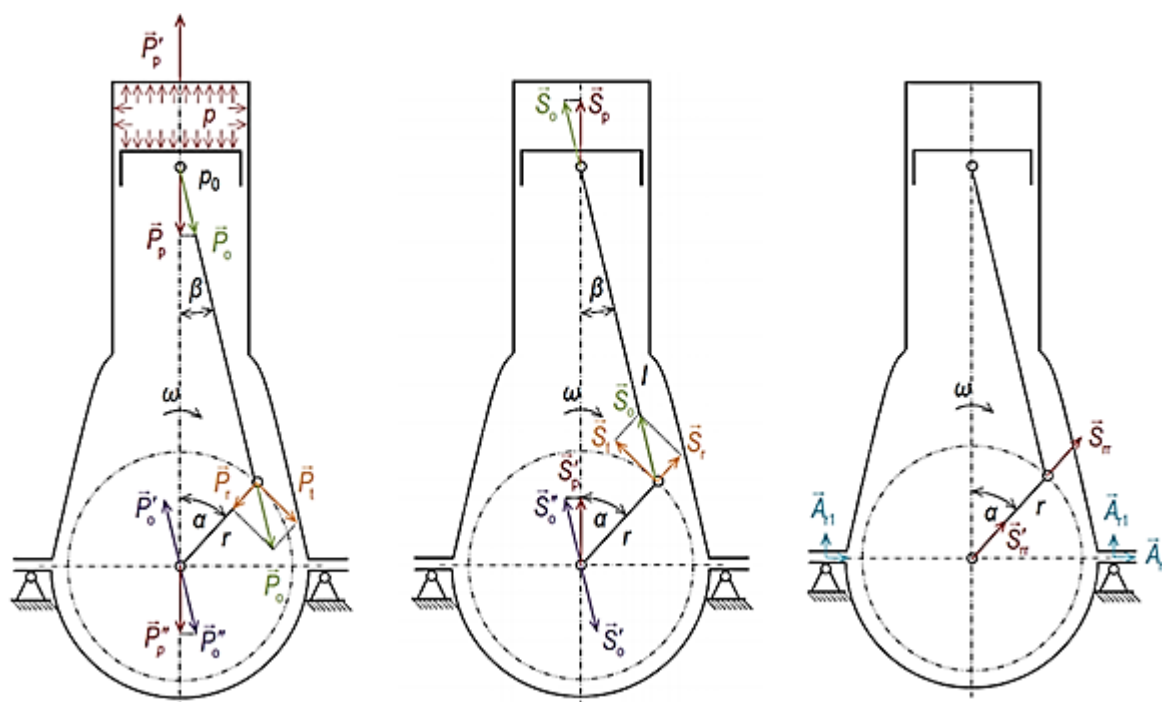
kde řád harmonické složky je závislý na konfiguraci a otáčkách motoru. Současně v klikovém mechanismu působí i kmitání ohybové, které je vyvoláno periodicky proměnnými budičmi silami. Toto kmitání působí kolmo na osu klikového hřídele. Spolu s ohybovým kmitáním je ve většině případů vázáno podélné kmitání, které působí v ose klikového hřídele. [16]

#### 4.2.2 PÍST

Píst koná ve válci dva druhy pohybu. Přímočarý pohyb je ve směru osy válce a u pohybu ve směru kolmém na osu válce se jedná o překlápění pístu, které je zdrojem mechanického hluku a tzv. klepání pístu. K nejvýraznějšímu klepání dochází v momentu příchodu do HÚ. Děje se tak proto, že normálová síla působící na píst mění svou orientaci. Čím větší je vůle mezi válcem a pístem, tím je klepání výraznější. U překlápění pístu naráží píst do stěny válce určitou rychlostí a je-li vůle velká, vznikají vibrace, které se šíří celým blokem motoru. Na klepání pístu má velký vliv i provozní teplota, neboť po zahřátí motoru dojde k roztažení pístu, a tím se zmenší vůle mezi pístem a vložkou válce. [16]

Výše zmíněné příčiny vzniku vibrací a mechanického hluku během pohybu pístu ve válci, lze do jisté míry eliminovat:

- optimalizací vůle mezi pístem a stěnou válce,
- excentricitou pístního čepu,
- vhodným tvarem a materiálem pístu,
- regulací teploty v motoru. [11]



Obr. 9 Vlevo: síly od tlaku plynů, uprostřed: setrvačné síly od posuvných částí, vpravo: setrvačné síly od rotačních částí [26]

### 4.2.3 VENTILOVÝ ROZVOD

U čtyřdobých motorů hraje z hlediska hlučnosti významnou roli i ventilový rozvod. Tento jev je spojen s proměnlivým zatěžováním rozvodu a s pohonem vačkového hřídele. Proměnlivé zatěžování může být vyvoláno zrychlováním ventilů během jejich otevírání, případně zavírání. Další příčinou mohou být hmotnosti prvků mezi ventilem a vačkou jako vahadlo, zdvihátko a zdvihací tyč. Hmotnosti jednotlivých prvků způsobí vznik setrvačných momentů od rotujících částí. Vůle mezi prvky, jež souvisí s těsností spalovacího prostoru (úplné dosednutí ventilu), mohou zapříčinit proměnlivost zatěžování. [11]

Dalším producentem mechanického hluku je pohon vačkového hřídele, který je zprostředkován převodem pomocí řemene nebo řetězu. Využití řemene je výhodné zejména díky jeho menší hmotnosti a tím i tiššího chodu. Nevýhodou je však nižší životnost. Je-li k pohonu ventilového rozvodu použit řetěz, je potřeba učinit jistá opatření. Vedení řetězu se zajišťuje pomocí vodicích a napínacích lišt. Tyto lišty zabraňují kmitání řetězu, a tedy vzniku hluku. Pro eliminaci hluku je také vhodné pogumování kola v místě dosedu řetězu na kolo. Řetěz by měl být také správně napnutý. V současné době se využívají řetězy zubové nebo válečkové zejména u OHC rozvodů. Pro tento rozvod je typické, že ventil i vačkový hřídel je umístěn v hlavě válce. V minulosti se používaly OHV rozvody s ozubeným soukolím, které byly výrazně hlučnější. [11]

Při používání řetězového pohonu dochází k různým kontaktům, které způsobují vibrace a mechanický hluk. Například kontakt řetězové kolo s řetězem způsobuje rázy. Ty vybudí rozsáhlou frekvenční oblast o násobcích zubové frekvence. Zubová frekvence je základní frekvencí buzení tohoto kontaktu, závisí na počtu zubů a otáčkové frekvenci kola. Další rázy vznikají během kontaktu vodicí lišty a řetězu. Volná strana řetězu také produkuje vibrace o frekvenci nabývající hodnot 5 až 20 Hz. Buzení v rozsahu 200 až 500 Hz vzniká během řetězového převodu klikového mechanismu. Významné jsou i frekvence buzení od vačkového hřídele ventilového rozvodu, které se pohybují v rozsahu 500 až 1 500 Hz. [16]

Buzení ventilového rozvodu neboli zubové frekvence lze vyjádřit vztahem:

$$f_z = z f_n. \quad (21)$$

Zubová frekvence  $f_z$  je násobek počtu zubů  $z$  ozubeného kola a otáčkové frekvence  $f_n$ .

Otáčková frekvence vačkového hřídele lze vypočítat ze vztahu:

$$f_{nvč} = \frac{n_{vč}}{60}, \quad (22)$$

kde  $n_{vč}$  jsou otáčky vačkového hřídele.

### 4.2.4 OLEJOVÉ ČERPADLO

Nejčastějšími typy olejových čerpadel jsou čerpadla zubová, trochoidní a lamelová. Olejové čerpadlo může být také producentem mechanického hluku. V čerpadle dochází k záběru mezi



zuby pastorku a protikusu. Buzení od olejového čerpadla lze vyjádřit pomocí vztahu pro výpočet zubové frekvence, viz rov. (21), kde  $z$  představuje počet zubů pastorku čerpadla.

U olejových čerpadel dochází i k tlakovým pulzacím, které mohou produkovat mechanický hluk. Mechanické síly a tlakové pulzace se přenáší na kryt olejového čerpadla, který způsobuje následné vibrace, jež vyzařují hluk do okolí. [17]

#### 4.2.5 VSTŘIKOVACÍ SYSTÉM

Pokud se zaměříme na celý vstříkovací systém z hlediska hluku, nejpodstatnějším zdrojem je vstříkovací čerpadlo. U něj nedochází výrazněji k vznikům vibrací jako spíše k produkci mechanického hluku. Mechanický hluk vstříkovacího čerpadla ovlivňují především vstříkovací tlaky, počet vstříků, počet válců motoru, a hlavně průběh tlaku čerpadla. Budicí frekvence čerpadla můžeme zaznamenat v rozmezí od desítek Hz až do několik jednotek tisíc Hz. Bharadwaj a kol. [15] uvádí, že charakteristické frekvence vstříkovacího čerpadla se pohybují okolo 2 000 Hz. U vznětových motorů, které využívají čerpadel typu Common Rail, bývá zpravidla hluk čerpadel menší. [16]

### 4.3 HLUK OZUBENÝCH PŘEVODOVK

Vibrace od záběru ozubených kol vznikají působením dynamických sil a stávají se tak jedním ze zdrojů hluku převodových agregátů. Hluk se z převodovky šíří zejména vibracemi skříně, nosné konstrukce nebo připojených agregátů, jelikož se jedná o akusticky uzavřený systém.

Transmission error, tzv. chyba převodu, je nejvýznamnější příčinou vzniku vibrací celého převodového systému. Jde o rozdíl mezi skutečnou a teoretickou pozicí hnaného ozubeného kola v  $\mu\text{m}$ . Rozlišuje se statická a dynamická složka. Statická složka spočívá v nepřesnostech vzniklých při výrobě, dynamická složka je dána vlivem proměnlivosti sil během rotace, jejímž následkem může být ohyb zubů nebo hřídelů. Tyto dvě složky se sčítají dohromady, hovoříme o proměnné tuhosti ozubení z předchozích příčin. Vzniklá chyba způsobuje skokovou změnu počtu zubů v záběru a vychýlení bodu dotyku po výšce zubu. Deformací zubu se změni původní rozteč k následujícímu nezatíženému zubu, který vstoupí do záběru dříve a narazí na spoluzabírající zub. Tento kontakt, jenž proběhne mimo bod dotyku, způsobuje rázy a nerovnoměrný přenos zatížení, který s úhlovým zrychlením vyvolávají nežádoucí přídavné síly v ozubení. [18]

Během provozních otáček, kdy je změna amplitudy budicí síly příčinou proměnlivé tuhosti evolventního ozubení, vznikají vibrace a hluk. Při chodu ozubeného převodu naprázdno nebo pod malým zatížením vznikají vlivem vůlí v záběru šikmo ozubených kol rázy. Příkladem je chod vyvažovacích hřídelů při volnoběžných otáčkách. Podobně i při provozu v nízkých otáčkách, za vysokého zatížení převodu, může docházet ke vznikům rázů, během nichž se projeví i nepravidelnost krouticího momentu. Na vyzařování hluku má velký vliv i vznik torzních kmitů. Typický vznikající hluk bývá označován jako řinčení. Nejslyšitelnější je tento zvuk v momentě, kdy není hluk motoru tolik výrazný. Řinčení je nejvýraznější podle Mišuna [2] od volnoběžných otáček až do přibližně  $2000 \text{ min}^{-1}$  a při zatížení 25 až 100 %. [14]

Převodovka má i další mechanismy, které způsobují vznik vibrací. Jedná se např. o přenos vibrací do ozubení z poháněcího, nebo poháněného agregátu, kdy vlivem průhybů a torze dochází ke kmitání hřídelů, nebo o opotřebením valivých ložisek a nerovnoměrnost na funkčních plochách. Všechny tyto zdroje vibrací a hluku se sčítají, a zvětšují tím amplitudy výchylek v ozubení. Celková energie, kterou hluk vyzařuje, se zvětšuje. [14]

Převodová skříň, která je součástí převodovky, musí být maximálně tuhá, jelikož se stává významným zdrojem hluku a šíření vibrací. Na skříň se vibrace přenesou přes ozubená kola a hřídele zatěžující ložiska. Dále dochází k šíření do ostatních ústrojí, která mohou prostřednictvím svých skříní hluk vydávat. [14]

#### 4.4 HLUK OD PROUDĚNÍ TEKUTIN VE SPALOVACÍM MOTORU

Hluk můžeme zaznamenat i u proudění vzduchu, respektive spalín, sacím a výfukovým systémem. Na druhou stranu jsou z hlediska hlučnosti zanedbatelné provozní kapaliny. Chladicí kapalina a prostory, ve kterých se vyskytuje, do značné míry hluk utlumuje. Z toho vyplývá, že motory vzduchem chlazené jsou hlučnější, i když největším zdrojem hluku je mechanický původ – kmitající chladicí žebra [14].

Největší podíl na vzniku hluku v oblasti proudění tekutin spalovacího motoru mají odcházející výfukové plyny z válce motoru bezprostředně po otevření výfukového ventilu. Frekvenční rozsah buzení v sacím a výfukovém potrubí se uvádí od 50 do 5 000 Hz. [15]

Víření oleje je druh samo-vybuzevané nestability nastávající na subsynchronní frekvenci. Nejčastěji se vyskytuje u ložisek turbodmychadla. Víření oleje je způsobeno prouděním oleje v ložiskové mezeře. Tento děj však nemá přímou souvislost s nevyváhou rotoru. Víření oleje může dosáhnout hraniční meze, tzv. tlučení oleje, které může vést až k porušení ložisek a následného zadření. Vibrace, které jsou spojené s vířením oleje, vedou ke vzniku hluku – tzv. constant tone noise, který se vyskytuje ve slyšitelné oblasti sluchového ústrojí člověka. [19]

##### 4.4.1 VÝFUK

V dnešní době se klade důraz na utlumení hluku vznikajícího od výfukového potrubí. Aby byly splněny limitní normy, je zapotřebí používat různé tlumicí prostředky. Mezi nejúčinnější patří tlumiče hluku, ale také například katalyzátor nebo filtr pevných částic. Díky snižování hluku výfuku by však nemělo dojít k navýšení průměrné spotřeby ani ke snižování výkonu motoru.

U čtyřdobých motorů se během otevírání výfukového ventilu, kdy píst přichází do DÚ, ve výfukovém potrubí vytváří budící přetlaková vlna, která způsobuje tlakový rozruch. Jedná se o moment, kdy vzniká velký rozdíl mezi tlakem ve spalovacím prostoru a ve výfukovém potrubí. Následně ze spalovacího prostoru unikají vysokou rychlostí (rychlostí zvuku) spaliny přes malou mezeru mezi dosedací plochou ventilu a sedlem. Obrovská rychlost spalín způsobí vzrůst tlaku ve výfukovém potrubí a vznikne přetlak. Během prostupu přetlakové vlny potrubím se vlna odráží od nerovností potrubí. Určitá část vlny se odráží zpět a část se dostane k vyústění výfukového potrubí. Vyústění se chová jako bodový zdroj hluku. V potrubí vzniká nízkofrekvenční a vysokofrekvenční hluk. Nízkofrekvenční hluk je způsoben nestacionárním prouděním a vysokofrekvenční turbulentním prouděním spalín v potrubí. Vysokofrekvenční

hluk vzniká v místě sedla ventilu, kde spaliny dosahují vysoké rychlosti. Také rozšíření, zúžení nebo ostré hrany potrubí, od kterého se přetlaková vlna odráží, může způsobit vznik vysokofrekvenčního hluku. [11]

Efektivním řešením, jak omezit hluk produkovaný z výfukového potrubí, je použít vhodné tlumiče hluku. Tlumiče dělíme podle principu funkce na absorpční a reflexní. Absorpční tlumiče pohlcují zvukové vlny a u tlumičů reflexních dochází k odrazu zvukové vlny. Pro utlumení vysokofrekvenčního hluku se používají absorpční tlumiče, pro utlumení středních a nízkých frekvencí se používá tlumič reflexní. [11]

Katalyzátory a filtry pevných částic jsou primárně určeny k eliminaci škodlivých emisí, nicméně slouží také ke snížení hluku produkovaného výfukovým potrubím. Oba komponenty jsou umístěny hned za motorem, na ně dále navazují tlumiče hluku. Katalyzátor i filtr pevných částic napomáhají k tlumení hluku snížením amplitudy tlakové vlny procházející výfukovým potrubím. [11]

#### 4.4.2 SÁNÍ

Ve srovnání s výfukovým potrubím se v sacím potrubí utváří podtlaková vlna, která způsobí, že amplituda tlakových pulzací je menší. U nepřepřítaných motorů je proudění vzduchu v sacím potrubí nestacionární, způsobeno pohybem pístu přecházejícího z HÚ do DÚ a vzniká tak podtlak. Podtlaková vlna se odráží a část vlny se dostává k ústí sacího potrubí, které se chová jako zdroj vyzařující nízkofrekvenční hluk. K utlumení hluku se používají komory vybavené materiálem, např. papírem či textilií, který má dvojí funkci: tlumící a filtrační. Odraz zvukové vlny také ovlivňuje plnění válců vzduchem, čímž ovlivní i samotný výkon motoru. [11]

## 5 ZPRACOVÁNÍ SIGNÁLU A JEHO ANALÝZA

Signál, který zpracováváme, může být dvojího druhu – analogový, nebo digitalizovaný. Signál analogový je spojité a může obsahovat nekonečné množství dat v daném rozsahu. Digitalizovaný nebo také diskrétní signál obsahuje na rozdíl od analogového konečné množství dat v daném rozsahu. Procesem digitalizace získáme z analogového signálu číslicový signál. Důvodem, proč se číslicové metody zpracování signálu v dnešní době používají častěji, je to, že s nimi lze provádět operace, které analogový signál neumožňuje. Rovněž je snadnější provádět číselný převod či změny v algoritmu zpracování. [20]

### 5.1 DIGITALIZACE

Jak už bylo zmíněno výše, digitalizace je přechod z analogové podoby signálu do číselné podoby. V rámci digitalizace se provádí vzorkování signálu v čase a kvantování v amplitudě, což je přiřazení číselné hodnoty konkrétnímu časovému vzorku. [20]

U vzorkování, v první fázi digitalizace, může dojít k nežádoucímu jevu – tzv. antialiasingu. Vzniká tehdy, když je frekvence odebrání vzorků menší než maximální frekvence signálu. Teoretickou podmínkou, aby nedošlo ke zkreslení signálu, je vzorkovací věta:

$$f_{vz} > f_{max}, \quad (23)$$

kde  $f_{vz}$  je frekvence odebrání vzorků a  $f_{max}$  je hraniční frekvence. V praxi je nutné použít alespoň čtyřnásobek nebo vícenásobek  $f_{max}$ . [20]

Kvantování je další fází v analogově číslicovém převodu signálu. O přiřazení čísla se stará AD převodník (také ADC – *Analog to Digital Converter*). Mezi hlavní parametry AD převodníku patří:

- maximální vzorkovací frekvence,
- rozsah amplitudy,
- počet vstupů a vzorkování,
- rozlišení – udává, jakou nejmenší změnu napětí na vstupu převodník rozpozná. [20]

Rozlišení převodníku se vyjadřuje v procentech rozsahu, typický rozsah je 8 až 24 bitů. Dalším vyjádřením může být počet diskrétních úrovní vstupního rozsahu. Negativním jevem u AD převodníků je tzv. kvantovací šum. Ten zkresluje signál během digitalizace a vzniká, je-li spojité signál vyjádřen omezeným počtem diskrétních hodnot. [20]

### 5.2 ANALYZÁTOR

Nedílnou součástí oblasti měření vibrací a hluku jsou analyzátory. Ulehčují jak analýzu naměřených dat, tak jejich samostatné měření. V oblasti diagnostiky spalovacích motorů se používají analyzátory s konstantní absolutní šířkou pásma. Nejpoužívanějším typem analyzátoru je FFT (*Fast Fourier Transformation*) analyzátor. Tento analyzátor provádí analýzu signálu na principu algoritmu rychlé Fourierovy transformace. Aby nevznikaly chyby

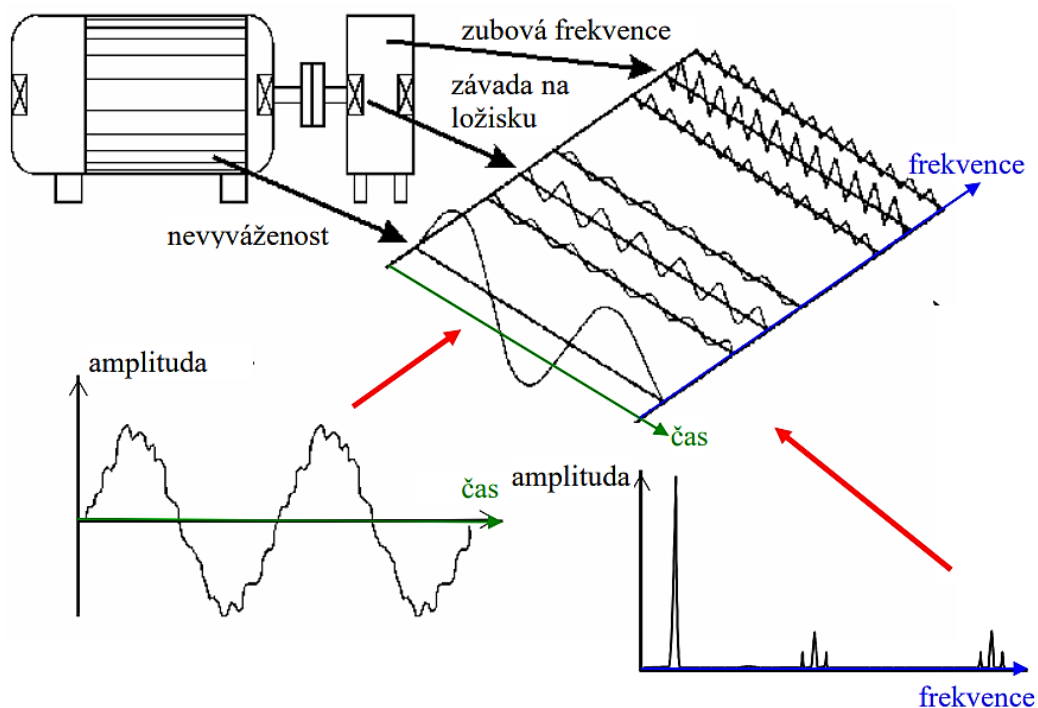


Míra překrytí, *ang. Overlap*, vyjadřuje, jakým způsobem vstupují vzorky signálu do analýzy. Do zpracování signálu Fourierovou transformací se zahrnuje nová část časového signálu i část předchozí. Delší doba časového záznamu, jako doba zpracovávání signálu, v analyzátoru je podmínkou, aby šlo průměrovat s překrytím. V současné době se provádí překrývání pomocí Hanningova okna, přičemž po jeho aplikaci odpadne počáteční a koncová část signálu. Měření pak trvá kratší dobu. Další výhodou použití překrytí je fakt, že signál vstupující do Fourierovy transformace se více podobá původnímu signálu. [4]

Posledním a neméně důležitým parametrem analyzátoru je typ spouště, tedy jakým způsobem se spustí měření. Časový úsek signálu lze snímat s vnitřní nebo vnější spouští, nebo také úplně bez spouště. Princip měření bez spouště znamená, že se začne snímat časový úsek ihned po spuštění měření. Po jeho zpracování se začne snímat další časový úsek. Měření s vnitřní spouští funguje tak, že začátek měření časového úseku je ovlivněn průběhem signálu, jeho velikostí, a také závisí na časovém posunutí. U vnější spouště se začne časový úsek snímat na základě vnějšího podnětu, např. u ručního spouštění. [4]

### 5.3 METODA FREKVENČNÍ ANALÝZY

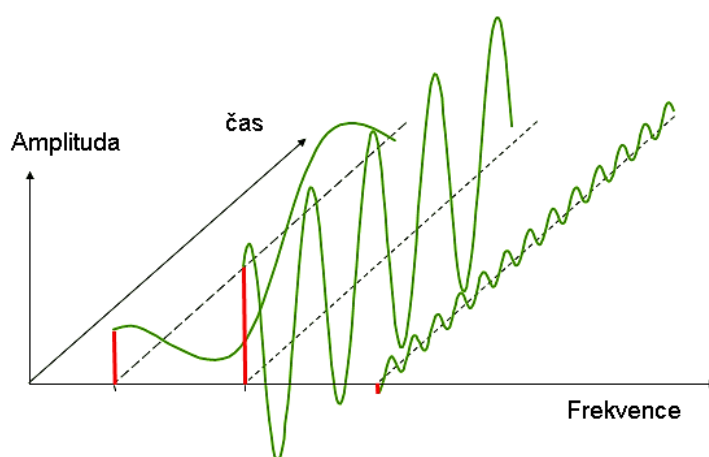
K zobrazování složek signálu ve frekvenční oblasti slouží frekvenční analýza. Principem frekvenční analýzy je transformace časového průběhu signálu, který získáme měřením, a určení zdroje, z něhož se produkují vibrace a hluk. Transformací signálu je myšlen přenos časové osy na osu frekvenční, viz Obr. 11. Tato transformace se provádí proto, že z časového průběhu měřené veličiny nezjistíme mnoho použitelných informací. Měřicí přístroje, jimiž získáváme časový signál, nám udávají pouze to, kolik energie signál přenáší. Výstupem frekvenční analýzy je frekvenční spektrum zachycené např. na Obr. 12. U měření vibrací frekvenční spektrum znázorňuje součet všech složek jednotlivých vibrujících částí sledovaného objektu. Jednotlivé složky jsou charakterizovány určitými frekvencemi a zobrazovány pomocí frekvenční analýzy ve frekvenčním spektru. [4]



Obr. 11 Princip frekvenční analýzy [4]

### 5.3.1 FOURIEROVA TRANSFORMACE

Jednou z možností, jak provádět frekvenční analýzu, je Fourierova transformace, tedy rozklad do Fourierovy řady. Množina sinusovek, které tvoří Fourierovu řadu, se označuje jako frekvenční spektrum [4]. Spektrum na Obr. 12 vyjadřuje závislost amplitudy na naměřené frekvenci.



Obr. 12 Frekvenční spektrum [5]

Analyzátoři v sobě mají zaneseny vlastnosti určitých Fourierových transformací a pracují s diskretizovanými funkcemi. Aby nevznikaly chyby, musí se funkce popisující spojitou časovou vlnu diskretizovat pomocí AD převodníku, který se nachází na vstupu do analyzátoru.

Poté lze vyjádřit konečnou Fourierovu řadu. Fourierova transformace se označuje jako diskrétní Fourierova transformace (*DFT – Discrete Fourier Transformation*). S touto transformací se původní časový signál, popisující vibrace, převede do frekvenční oblasti. V této oblasti jsou zdroje vibrací symbolizovány samostatnými sinusovkami o odpovídajících frekvencích – frekvenčními čarami. [4]

V současných analyzátoch je nejpoužívanějším algoritmem k výpočtu DFT tzv. rychlá Fourierova transformace (*FFT – Fast Fourier Transformation*). Charakterizuje ji snížená hodnota  $f_{max}$  a počet diskrétních hodnot  $N$ , kde  $N = 2^k$  a  $k \in \mathbb{N}$ . Časový průběh signálu se transformuje na jednotlivé harmonické frekvence, které jsou zobrazovány pomocí funkce sinus. K provedení FFT analýzy postačuje jeden měřený kanál a analýza má pevnou vzorkovací frekvenci. K důležitým parametrům nastavení pro provedení FFT analýzy patří:

- frekvenční rozsah ( $0 - f_{max}$ ),
- počet spektrálních čar,
- typ průměrování,
- počet průměrů,
- míra překrytí,
- vhodné váhové okno,
- typ spouště. [4]

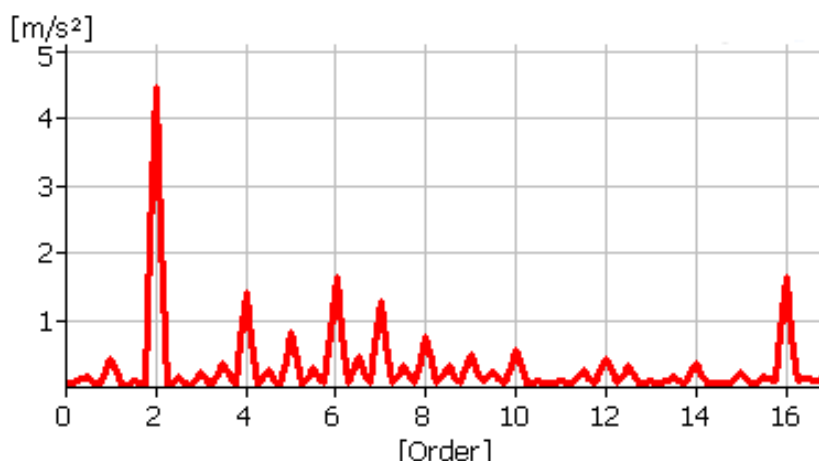
Mezi výhody frekvenční analýzy patří rychlý výpočet a to, že má frekvenční osa lineární stupnici s malým krokem. Hlavní nevýhodou FFT analýzy je špatné vyhledávání násobků otáčkových frekvencí ve výsledném frekvenčním spektru. Je to způsobeno tím, že násobky otáčkové frekvence nemusí odpovídat rozlišitelnosti a dále také kolísáním otáček, které způsobují rozmazání frekvenčních špiček. FFT analýza je nejvhodnější analýzou ke zpracování vibračních signálů. [5]

### 5.3.2 ŘÁDOVÁ ANALÝZA

Další metoda frekvenční analýzy je řádová analýza signálu. Tato metoda pracuje na základě FFT s rozdílem, že před jejím výpočtem dojde k úpravě časového signálu. Tento typ analýzy se hodí zejména pro frekvenční analýzu cyklicky pracujícího stroje. Je vhodná k měření hluku a vibrací rotujících součástí, například převodovek, vývažků a pohonných systémů, u kterých dochází ke kolísání otáček a změně rychlosti jejich otáčení. U řádové analýzy je nezbytné použít k měření minimálně dva kanály. První kanál měří sledovanou veličinu a výstupem je měřený signál. Na druhém kanále dochází k synchronizaci začátku a konce časového záznamu, a tím k získání signálu otáček. [5]

Jak už z názvu plyne, řádová analýza se zaměřuje na otáčkovou frekvenci a její násobky neboli řády, *ang. order*, např. Obr. 13. Měřená veličina je v časovém záznamu závislá na otočení. Frekvenční spektrum zobrazuje závislost amplitudy pozorované veličiny na násobcích otáčkové frekvence. [5]





Obr. 13 Příklad frekvenčního spektra řádové analýzy [5]

Hlavní výhodou řádové analýzy je eliminace vlivu kolísání otáček během měření pomocí algoritmu, který zaručuje stejný počet vzorků pro provedení analýzy, aniž by byla závislá na otáčkách stroje. Pokud se změní otáčky, čáry se nebudou ve výsledném spektru posouvat. Nevýhodou je však složité hledání vlastních a budících frekvencí, které se nevztahují k dané otáčkové frekvenci ve frekvenčním spektru. [5]

### 5.3.3 VÁHOVÁ OKNA

Během frekvenční analýzy, v níž je použita Fourierova transformace, se předpokládá, že vstupní signál je periodický. Reálné signály však úplně periodické nejsou. Nemusí mít přesně viditelnou periodu a průběh v nich nemusí být stejný. [4]

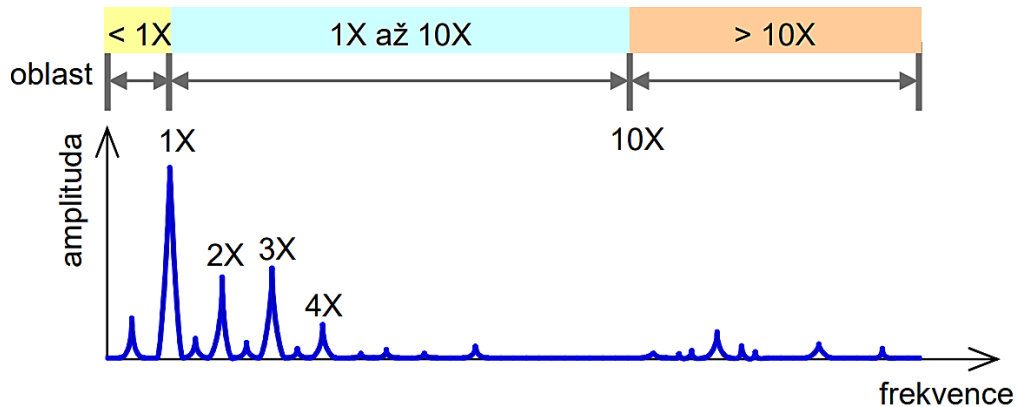
Pokud nezahrneme do zkoumaného úseku signálu ucelený počet period, mohou vznikat nespojitosti během periodického opakování a může dojít i ke zkreslení frekvenčního spektra. Rozmazání frekvenčního spektra nebo také únik znamená rozmazání spektrálních čar a pokles amplitud. [20]

Pokud k tomuto nežádoucímu jevu dojde, aplikuje se na signál ještě, než proběhne samotný výpočet Fourierovy transformace, tzv. váhová okna. Jde o vynásobení signálu časovou váhovou funkcí, která po stranách signálu, tedy na začátku a konci, utlumí amplitudu signálu. Pro každý typ signálu jsou vhodná jiná váhová okna. Jako příklad můžeme uvést okno obdélníkové, Hannovo, Hammingovo, exponenciální, Barletovo (trojúhelníkové), Flat-top okno nebo Blackman-Harris okno. Pro přechodný signál, který je delší než délka záznamu, je vhodné použít Hannovo okno. Obdélníkové okno je zase vhodné pro přechodný signál kratší než délka záznamu. [20]

## 5.4 FREKVENČNÍ ANALÝZA SPEKTRA

Výsledkem frekvenční analýzy je frekvenční spektrum získané transformací časového signálu. V daném spektru se mohou vyskytovat různé typy frekvencí, jež je důležité znát. Nežádoucím

jevem, který se ve spektru může vyskytnout, je šum. Pomůže frekvenční spektrum rozdělit, např. podle Obr. 14, do několika částí podle vlastností, jimiž se dané části vyznačují. [4]



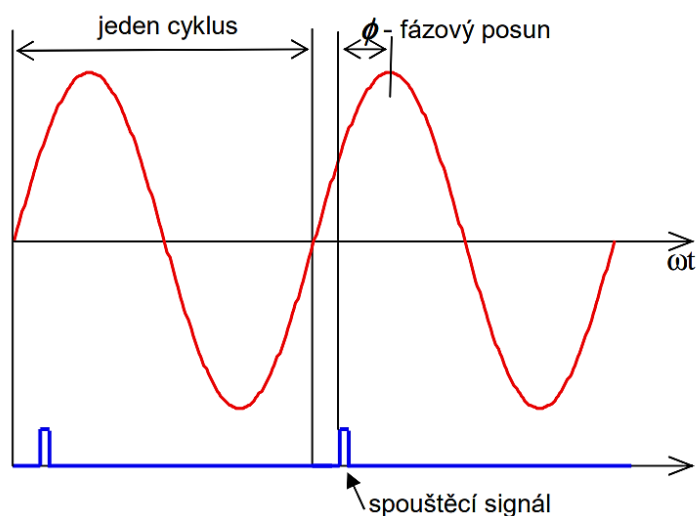
Obr. 14 Rozdělení spektra [4]

Nejllepší je začít vyznačením otáčkové frekvence  $f_n$ . Pro její označení se užívá 1X. Poté se vyznačí její harmonické násobky. Jedná se o celé násobky, a proto se značí 2X, 3X atd. Poté je vhodné si spektrum rozdělit na tři oblasti: subsynchronní, nízkofrekvenční a vysokofrekvenční oblast. [4]

Subsynchronní (<1X) je oblast pod otáčkovou frekvencí. Špičky, které se vyskytnou v této oblasti, jsou kritické. Příkladem může být víření oleje v ložisku. Nízkofrekvenční oblast se nachází mezi otáčkovou frekvencí a jejím desetinásobkem. V této oblasti jde především o mechanické závady typu nevyváženost, uvolnění atd. Tyto děje jsou nízkých frekvencí. V poslední oblasti se projevují děje vysokých frekvencí – frekvence nad desetinásobek frekvence otáčkové. V této oblasti mohou být příkladem poruchy valivých ložisek. [4]

#### 5.4.1 FÁZOVÝ POSUN

Obr. 15 znázorňuje fázový posun neboli fázi, která je významnou veličinou udávanou ve stupních při analýze frekvenčního spektra. Fáze nám pomáhá diagnostikovat poruchy na sledovaném zařízení, ale sama o sobě nic konkrétního nesděljuje. Důležitý je však fázový rozdíl, který může být mezi dvěma body na snímaném stroji, ale při různých provozních podmínkách také jen na jednom bodě. Pokud sledujeme pohyb bodů vůči sobě, je vhodné si určit referenční značku, k níž se bude fázový posun vztahovat. Fáze tedy určuje, za jakou část cyklu od chvíle, kdy zareaguje na spouštěcí signál, dosáhne vibrační signál ve snímaném místě maximálních hodnot. [4]



Obr. 15 Příklad fázového posunu [4]

#### 5.4.2 VYHODNOCENÍ FREKVENČNÍHO SPEKTRA

Při posuzování frekvenčního spektra je důležité hodnotit tyto charakteristiky:

- přítomné frekvence,
- amplitudy špiček,
- vzájemné ovlivňování amplitud,
- zdroj špiček.

Pod pojmem přítomné frekvence je myšleno určení, jaké frekvence se ve spektru vyskytují a jak jsou závislé na provozních otáčkách sledovaného zařízení. Dále se vyhodnocuje, jak jsou amplitudy jednotlivých špiček vzájemně provázané. V závěru je dobré posoudit, jaký zdroj způsobuje špičky s podstatnými amplitudami v daném spektru. [4]

Výše zmiňované charakteristiky popisují obecná frekvenční spektra. Vyskytují se i spektra, která se vyznačují jinými charakteristikami než ta zmíněná v této kapitole. Existují však tři charakteristiky, které se vždy ve frekvenčním spektru vyskytují – amplituda, frekvence a fáze. Amplituda vyjadřuje míru kmitání dané součásti. Frekvence představuje počet cyklů kmitu, které proběhnou za jednotku času. Vzhledem k otáčkám se jedná o násobky  $nX$ . Fáze udává kmitání sledované součásti a díky ní lze určit dominantní zdroj vibrací a hluku. [4]

## 6 EMPIRICKÁ ČÁST

Součástí této diplomové práce je technický experiment, jehož cílem je zkoumat vibrace a hluk u spalovacího motoru. Experiment byl proveden na motoru z traktoru. V tomto případě se jedná o čtyřválcový motor s 16 ventily o výkonu 140 HP a objemu 4 156 cm<sup>3</sup>, maximální točivý moment je 607 Nm. Jmenovité otáčky tohoto motoru mají hodnotu 2 200 min<sup>-1</sup>. [22]

### 6.1 TECHNICKÉ VYBAVENÍ

Ke správnému měření je zapotřebí vhodný výběr měřicích přístrojů. V našem případě se jedná o snímače vibrací, snímač otáček a mikrofony. Tato měřicí zařízení budou detailněji rozebrána v následující kapitole.

#### 6.1.1 SNÍMAČE ZRYCHLENÍ

Pro snímání vibrací na motoru byly použity akcelerometry od výrobce Brüel & Kjær a PCB Piezotronics. Všechny snímače jsou tříosé (triaxial). Označení, typ a poloha umístění snímačů shrnuje Tab. 1.

Tab. 1 Akcelerometry

Označení	Výrobce	Typ	Poloha snímače
MT10	Brüel & Kjær	4528-B	v blízkosti kompresor
MT11	Brüel & Kjær	4528-B	v místě hlavních ložisek, na straně setrvačníku
MT12	Brüel & Kjær	4527	na hlavě 1.válce, ze strany rozvodů
MT13	Brüel & Kjær	4528-B	v místě hlavních ložisek 1.válce, ze směru od rozvodů
MT14	PCB Piezotronics	HT356B01	na těle vstřikovacího čerpadla

Důležité je také znát citlivost jednotlivých snímačů, která je shrnuta v Tab. 2, v níž jsou také uvedeny hodnoty frekvenčního rozsahu jednotlivých snímačů. Na těle vstřikovacího čerpadla je použit snímač (MT14) s jinou citlivostí, jelikož původní snímač byl mimo rozsah, a tím by mohlo dojít k znehodnocení výsledků. Hodnoty citlivosti jsou ovlivněny především povrchem, na kterém jsou snímače připevněny. Proto je důležité zvolit správné umístění snímačů.

Tab. 2 Frekvenční rozsah a citlivost snímačů

Označení	Osa x [Hz]	Osa y [Hz]	Osa z [Hz]	Citlivost [mV/(m·s <sup>-2</sup> )] osa x; y; z
MT10	0,3–10 000	0,3–10 000	0,3–12 800	1,025; 0,944; 0,965
MT11	0,3–10 000	0,3–10 000	0,3–12 800	1,004; 0,992; 0,950
MT12	0,3–10 000	0,3–10 000	0,3–12 800	0,980; 0,970; 0,980
MT13	0,3–10 000	0,3–10 000	0,3–12 800	0,966; 0,979; 0,979
MT14	2–5 000	2–8 000	2–8 000	0,483; 0,534; 0,511

### 6.1.2 MIKROFONY

Na pozorovaném objektu byl snímán také hluk vyzařovaný z motoru. Pro snímání hluku byly použity dva předpolarizované mikrofony od výrobce Brüel & Kjær. Tab. 3 shrnuje vlastnosti použitých mikrofonů, které mají nejistotu měření 0,2 dB.

Tab. 3 Základní údaje mikrofonu

Označení	Výrobce	Typ	Citlivost [mV/Pa]	Poloha mikrofonu
MIC_1	Brüel & Kjær	4966	47	venku (nad motorem)
MIC_2	Brüel & Kjær	4966	49	v kabině

### 6.1.3 OSTATNÍ MĚŘICÍ ZAŘÍZENÍ

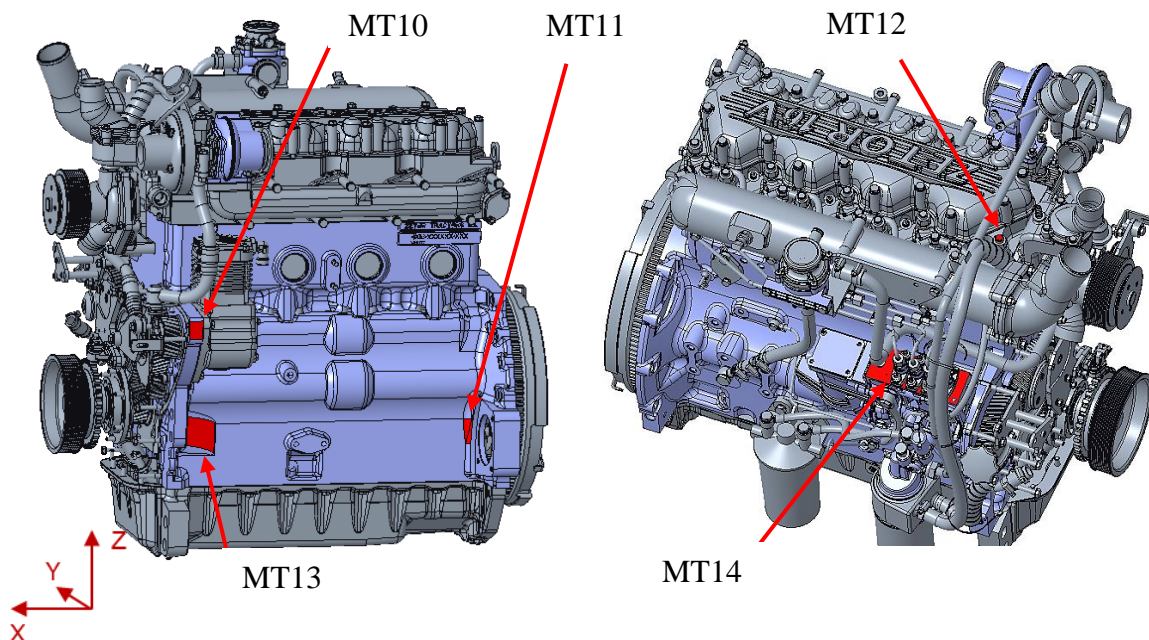
Všechna měření úzce souvisí s otáčkami motoru, proto je nezbytné tyto otáčky snímat. Snímač otáček neboli tacho sonda, pracuje na principu optického snímání klikového hřídele. Laserový paprsek, který je vyslán ze sondy, se odráží od reflexního bodu, který je umístěn na hřídeli. Tím sonda zaznamenává jednu otáčku klikového hřídele.

## 6.2 PŘÍPRAVA EXPERIMENTU

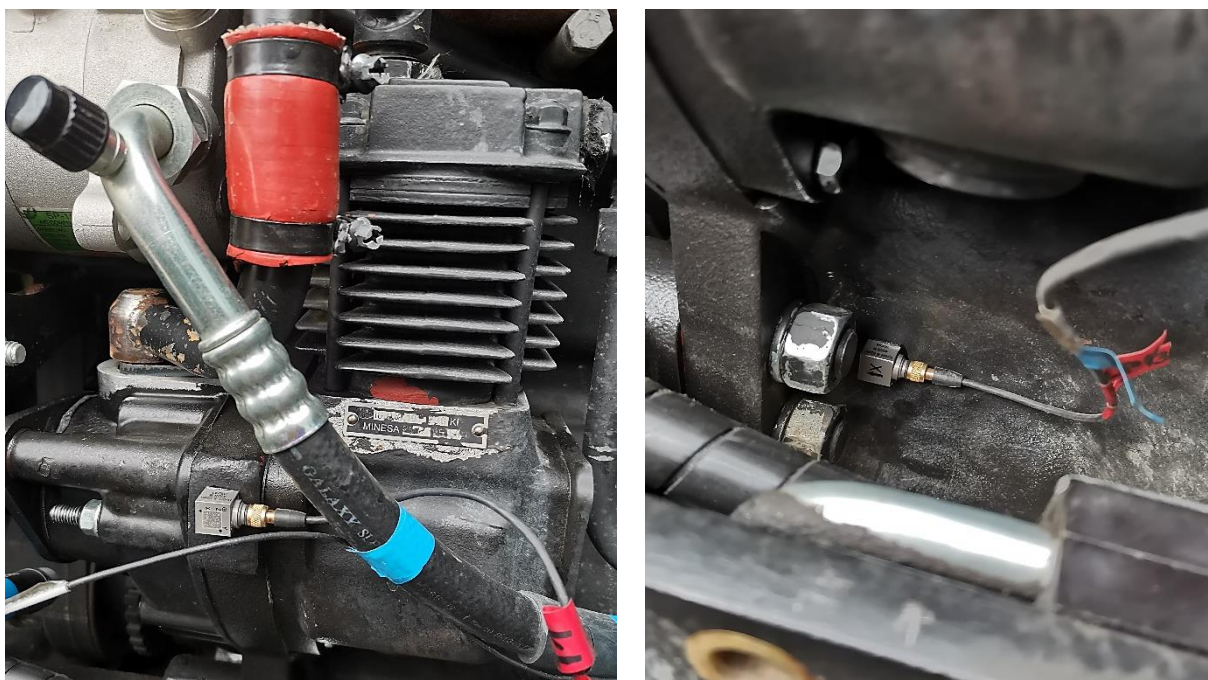
Samotnému měření předcházela příprava, která vyžadovala řadu kroků. Nejdříve byly na předem určená místa na motoru přichyceny akcelerometry. Povrch, na který se snímač zrychlení připevňoval, byl důkladně očištěn za pomoci brusného papíru a odmašťovače. Díky tomuto úkonu snímač lépe drží a předchází se případnému odpadnutí akcelerometru během měření.

Následně se snímače připevnil na vybraná místa za pomoci speciálního rychleschnoucího lepidla. Je nezbytné použít takové lepidlo, které vydrží i za podmínek, které nastanou během měření, například ve vysokých teplotách. Byly vybrány dostatečně tuhé plochy, na které byly snímače umístěny, aby nedošlo ke zkreslení měření během chodu motoru. Všechny snímače nebylo možné připevnit v takovém směru, aby odpovídaly jednotnému souřadnicovému systému. Proto byl pro každý snímač v programu BK Connect ručně přenastaven jednotný směr os. Tím byl zajištěn přehledný systém pro výstup měření a nebylo nutné na tento krok myslet v průběhu prováděné analýzy.

Ke snímání vibrací bylo použito celkem 5 akcelerometrů. Jednotlivé snímače zrychlení byly rozmístěny na motoru, viz Obr. 16. Snímač s označením MT10 byl umístěn v blízkosti kompresoru, jeho uchycení zachycuje Obr. 17 (vlevo). Na stejném obrázku (vpravo) je zobrazen snímač MT13, který se nachází pod kompresorem, v místě hlavních ložisek 1. válce (ze směru od rozvodů).

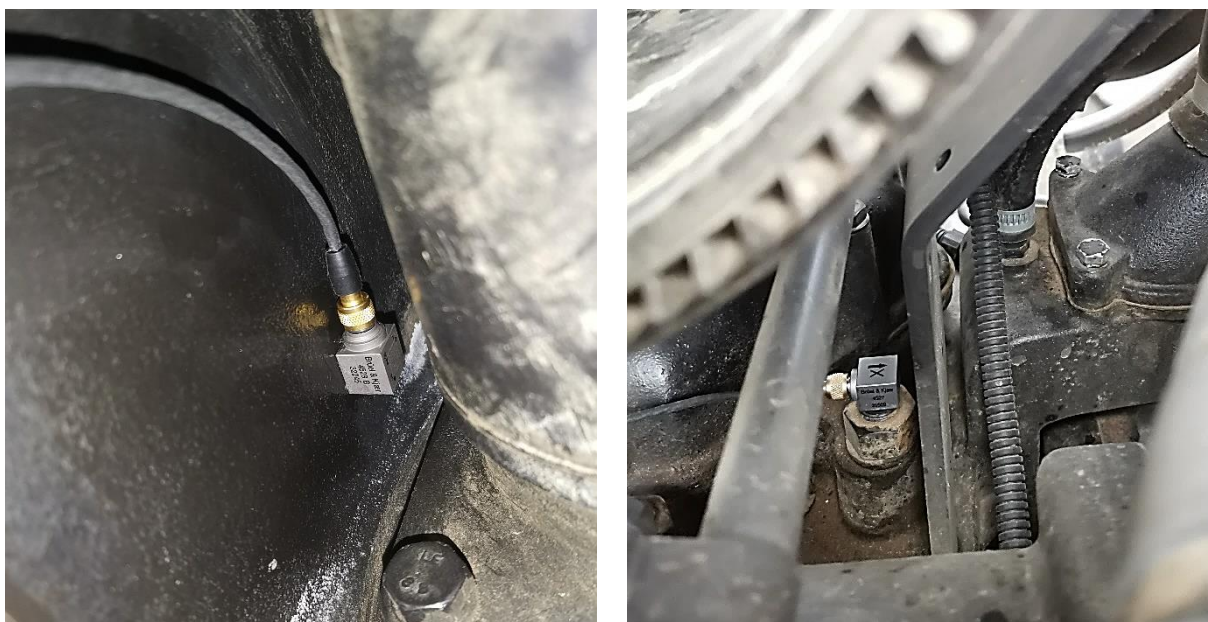


Obr. 16 Umístění akcelerometrů



*Obr. 17 Snímač MT10 (vlevo) a snímač MT13 (vpravo)*

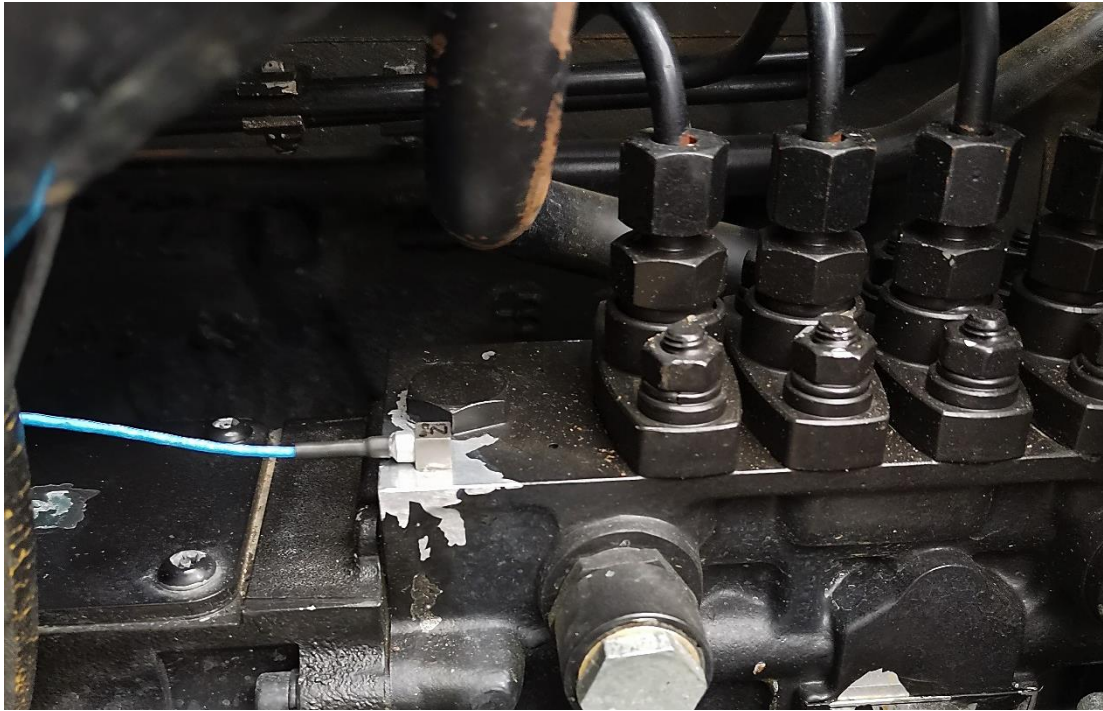
Na Obr. 18 je zachycen snímač MT11, který se nachází na levé straně bloku motoru v místě hlavních ložisek ze strany od setrvačnicku. Akcelerometr s označením MT12 byl připevněn na hlavě 1. válce ze strany od rozvodů. Třísosý snímač, jak vyplývá z Obr. 18 (vpravo), je přichycen pomocí rychleschnoucího lepidla na horní plošku šroubu.



*Obr. 18 snímač MT11 (vlevo) a snímač MT12 (vpravo)*

Poslední snímač zrychlení s označením MT14 byl připevněn na tělo vstřikovacího čerpadla. Jak je vidět na Obr. 19, povrch těla čerpadla musel být důkladně očištěn, neboť vrstva barvy na

povrchu dostatečně nedržela. Jedná se o snímač s jinou citlivostí v porovnání s ostatními použitými snímači.



*Obr. 19 Snímač MT14*

Snímání hluku motoru zvenčí zajišťoval mikrofon s označením MIC\_1. Mikrofon byl uchycen v držáku ve vzdálenosti 1 metru nad motorem, viz Obr. 20. Na stejném obrázku je patrné uchycení mikrofonu v kabině řidiče s označením MIC\_2. Tento mikrofon byl umístěn v oblasti, kde se nachází hlava řidiče.





*Obr. 20 Umístění mikrofonů*

Po rozmístění a upevnění akcelerometrů a mikrofonů byly k jednotlivým snímačům připojeny kabely, které byly zapojeny do jednotlivých kanálů v analyzátoru, viz Obr. 21. Síťový kabel posloužil k propojení analyzátoru s počítačem. Po připojení analyzátoru k počítači došlo k nahrání jednotlivých vlastností snímačů, například typu a citlivosti snímače, do programu BK Connect. Vlastnosti zanesené do softwaru bylo však nutné znovu překontrolovat a ujistit se o jejich správnosti.



*Obr. 21 Připojení snímačů k analyzátoru (vlevo) [27] a propojení analyzátoru s PC (vpravo)*

Jelikož šlo o motor, který byl již namontován v traktoru, nebylo možné umístit tento motor do bezozvukové zkušební komory. Měření probíhalo částečně v laboratoři pohonných jednotek vozidel UADI a částečně venku.

## 7 FREKVENČNÍ ANALÝZA

Frekvenční analýza zkoumaného motoru byla provedena v programu BK Connect. Data získaná z měření poskytují vstupní informace k následnému provedení frekvenční analýzy. Cílem bylo najít budící frekvence, které se na měřeném motoru vyskytují, a tím ho i negativně ovlivňují. Naměřená data jsou rychlou Fourierovou transformací (FFT) převedena do frekvenční oblasti a výsledky analýzy jsou vykresleny pro lepší přehlednost v multispektrech. 3D multispektra se skládají z osy  $x$ , která udává hodnoty frekvence, osa  $y$  představuje zrychlení v případě akcelerometrů a akustický tlak u mikrofonu. Na ose  $z$  je zobrazen čas, případně otáčky motoru. Zobrazením času na svislé ose lze však pozorovat lépe nerovnoměrnost chodu motoru a kolísání otáček. Proto ve většině následujících rozborů bude osa  $y$  představovat čas. Technický experiment byl založen na dvou typech měření. Prvním měřením byl tzv. sweep, měření po dobu 140 sekund s lineárním navyšováním otáček motoru z volnoběhu až po maximální otáčky. Druhým typem bylo ustálené měření, které probíhalo za konstantních otáček. Rozmezí bylo opět od volnoběžných otáček až po maximální, což představuje pro zkoumaný motor přibližně 900–2400 otáček za minutu. Krok mezi jednotlivými hodnotami měřených otáček byl  $100 \text{ min}^{-1}$ .

### 7.1 TEORETICKÝ VÝPOČET FREKVENCÍ

Pro náš zkoumaný motor byly vypočteny typické frekvence, které se běžně vyskytují u spalovacích motorů pro daný typ a podmínky. V této práci jsou již popsány v kapitole 4. **Jelikož se frekvence s otáčkami mění, pro větší přehled se v práci bude dále pracovat s řádovou analýzou.** Níže uvedené vztahy jsou vypočítány pro otáčky  $900 \text{ min}^{-1}$ .

Od otáčkové frekvence se odvíjí téměř všechna buzení v motoru. Otáčkovou frekvenci vypočítáme ze vztahu:

$$f_n = \frac{n}{60} = \frac{900}{60} = 15 \text{ Hz.} \quad (24)$$

Otáčková frekvence tedy odpovídá 1. harmonickému řádu.

V našem případě se jedná o čtyřválec, pro tuto konfiguraci lze proto očekávat dominantní buzení od zápalu. Buzení od zápalu můžeme vyjádřit jako násobek otáčkové frekvence s polovičním počtem válců. Hodnota tohoto buzení je tedy závislá na uspořádání motoru.

$$f_f = \frac{i_v}{2} f_n = \frac{4}{2} 15 = 30 \text{ Hz,} \quad (25)$$

kde  $i_v$  je počet válců. Buzení od zápalu je rovno 2. harmonickému řádu.

Buzení od rotačních hmot bude odpovídat otáčkové frekvenci a tedy 1. harmonickému řádu.

$$f_{rh} = f_n = 15 \text{ Hz.} \quad (26)$$

V případě I. a II. řádu buzení od posuvných hmot lze vyjádřit pro  $\kappa = 1$ :

$$f_{ph} = \kappa f_n = 15 \text{ Hz}, \quad (27)$$

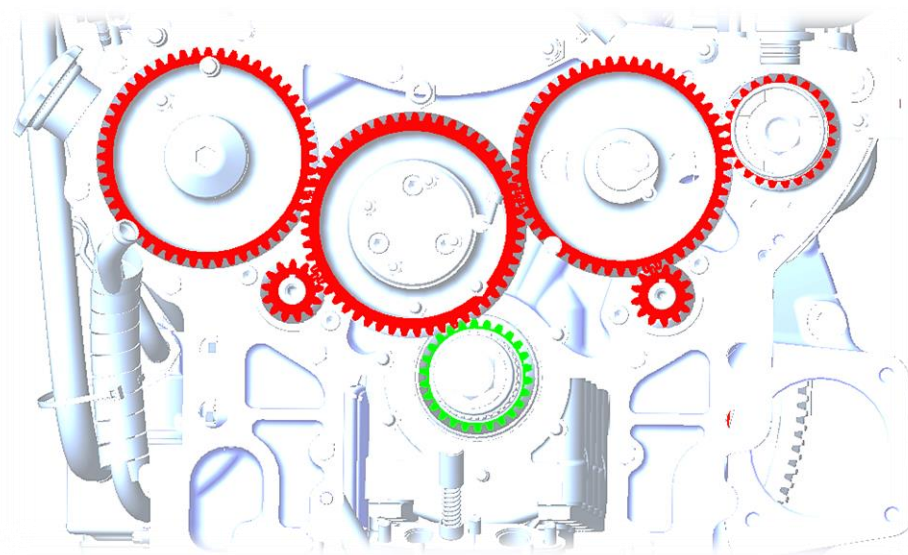
a pro  $\kappa = 2$ :

$$f_{ph} = \kappa f_n = 30 \text{ Hz}. \quad (28)$$

Základní buzení od torzního kmitání je u čtyřválcového motoru rovno 2. harmonickému řádu. Tento fakt vyplývá z konfigurace motoru a pro otáčky  $900 \text{ min}^{-1}$  je 2. řád roven 30 Hz, tedy  $\kappa$  je rovna 2:

$$f_{tk} = \kappa f_n = 30 \text{ Hz}. \quad (29)$$

Pro další výpočty bylo nezbytné znát počty zubů ozubených kol v rozvodech a jejich uložení, viz Obr. 22.



Obr. 22 Rozvody motoru

Velikost převodu vyjadřuje tzv. převodový poměr:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (30)$$

kde  $n_1$  je frekvence otáčení hnacího kola a  $n_2$  hnaného,  $z_1$  je počet zubů hnacího kola a  $z_2$  počet zubů kola hnaného. Vztah ovšem vychází z předpokladu, že obvodová rychlost je u zabírajících kol shodná, tudíž nedochází k prokluzu. [23]

Jedno z dominantních buzení pochází od ventilového rozvodu. Počet zubů ozubeného kola na klikovém hřídeli je 26. Buzení od zubů ventilového rozvodu je tedy na výstupu klikové hřídele rovno:

$$f_{zkh} = z_{kh}f_n = 390 \text{ Hz}, \quad (31)$$

kde  $z_{kh}$  je počet zubů. Buzení tedy odpovídá 26. harmonickému řádu.

Buzení od samotné klikové hřídele bude rovno otáčkové frekvenci, tedy 15 Hz, což odpovídá 1. harmonickému řádu.

Dále lze očekávat frekvenci buzenou od pohonu vačkového hřídele, od sacích a výfukových ventilů. Jelikož se vačkový hřídel otáčí polovičními otáčkami jak klikový hřídel, otáčky vačkového hřídele budou poloviční, tedy  $n_{vč} = 450 \text{ min}^{-1}$ .

$$f_{nvč} = \frac{n_{vč}}{60} = 7,5 \text{ Hz}, \quad (32)$$

tedy buzení od vačkového hřídele je rovno 0,5. řádu.

Ozubené kolo vačkového hřídele má celkem 52 zubů, které budí frekvenci o velikosti:

$$f_{zvč} = z_{vč}f_{nvč} = 390 \text{ Hz}. \quad (33)$$

Další mechanické buzení může nastat u vstřikovacího čerpadla. Jelikož má hřídel vstřikovacího čerpadla stejný počet zubů i otáčky jako vačkový hřídel, buzení od zubů vstřikovacího čerpadla bude rovno 26. řádu a buzení od samotného hřídele bude 0,5. řádu.

Můžeme tedy konstatovat, že zubová frekvence celého rozvodu je rovna 26. harmonickému řádu.

Ozubené kolo kompresoru, které je v soukolí s kolem od vačkového hřídele, má  $z_k = 25$  zubů. Celková frekvence buzení od kompresoru je tedy:

$$f_k = \frac{f_{vč}}{z_k} = 15,6 \text{ Hz}. \quad (34)$$

V neposlední řadě nesmíme opomenout mechanické buzení od olejového čerpadla. Počet zubů pastorku je  $z_{oč} = 8$ . Jelikož je olejové čerpadlo poháněno klikovým hřídelem, platí:

$$f_{oč} = z_{oč}f_n = 120 \text{ Hz}, \quad (35)$$

tedy buzení od zubů olejového čerpadla je rovno 8. harmonickému řádu.

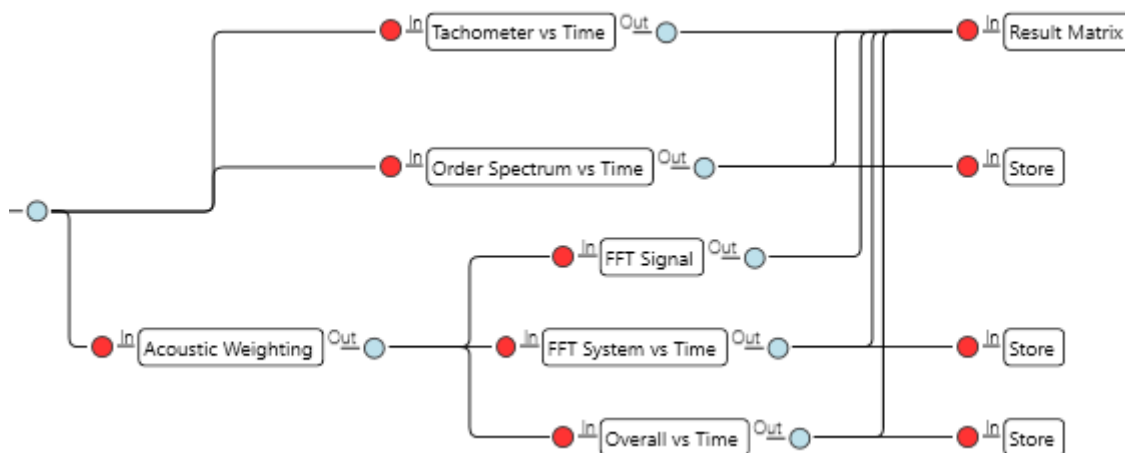
U našeho pozorovaného motoru najdeme dva vyvažovací hřídele, z nichž každý má  $z_{vh} = 13$  zubů. Tyto hřídele se ve srovnání s hřídeli klikovými otáčí dvojnásobnou rychlostí, budí tedy frekvenci 30 Hz, což odpovídá 2. harmonickému řádu.

Tab. 4 Vybrané mechanické buzení a jejich řády

Otáčky $n$ [min <sup>-1</sup> ]	Otáčková frekvence	Buzení od zápalu	Buzení od torzního kmitání	Buzení od olejového čerpadla	Zubová frekvence rozvodu	Otáčky vačkové hřídele	Budicí frekvence vyvažovacího hřídele	Budicí frekvence hřídele vstříkovacího čerpadla
900 [Hz]	15,0	30,0	30,0	120,0	390,0	7,5	30,0	7,5
<b>Harmonický řád:</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>2</b>	<b>8</b>	<b>26</b>	<b>0,5</b>	<b>2</b>	<b>0,5</b>

## 7.2 NASTAVENÍ ANALYZÁTORU V BK CONNECT

Než dojde k samotné identifikaci frekvencí a řádů v jednotlivých multispektrách, je nezbytné správně sestavit procesní řetězec. Na Obr. 23 lze vidět sestavení řetězce se základními prvky potřebnými k vyhodnocení analýzy.



Obr. 23 Sestavení procesního řetězce

V procesním řetězci je zahrnuta FFT analýza, která je svázaná s časem (*FFT System vs Time*), a dále řádová analýza (*Order Spectrum vs Time*) také provázaná s časem. Pomocí těchto analýz vznikla multispektra, ze kterých se dalo vyčíst jak frekvenci, tak jednotlivé řády. Aby bylo možné frekvence svázat s příslušným řádem otáčkové frekvence motoru, bylo nutné do řetězce zařadit element *Tachometer vs Time*. Pro snadnější vyčtení hodnot amplitud zrychlení z multispektra bylo vhodné do řetězce zakomponovat také FFT analýzu (*FFT Signal*). Tato analýza není však závislá na čase, tudíž nebylo možné vyčítat hodnoty amplitud z měření sweep, kde se s časem mění otáčky. Analýza byla využita při ustáleném měření. K porovnání celkových hodnot amplitud v daném časovém okamžiku nám slouží analýza *Overall vs Time*. Element *Acoustic Weighting* byl vložen do řetězce z důvodů potlačení nízké frekvence u signálů z mikrofону. Byl zvolen váhový filtr typu A.

V Tab. 5 jsou uvedeny základní vstupní parametry pro ustálené a sweep měření. Hodnoty času průměrování a počet průměrů jsou na sobě závislé. Tyto hodnoty byly zvoleny až ve chvíli, kdy se provedla citlivostní analýza jednotlivých snímačů.

Tab. 5 Nastavení analýzy FFT Systém vs Time

Parametr	Nastavení pro sweep	Nastavení pro ustálené měření
Frekvenční rozsah	3200 Hz	3200 Hz
Počet spektrálních čar	3200	6400
Typ průměrování	experimentální	experimentální
Čas průměrování	1 s	5 s
Počet průměrů	3	7
Míra překrytí	66,7 %	66,7 %
Váhové okno	Hanningovo	Hanningovo
Metoda spouštění	Free Run	Interval (100 ms)

### 7.3 ANALÝZA MOTORU

Důvodem k provedení frekvenční analýzy je nalezení budících frekvencí, které se u tohoto motoru vyskytují. Pro získání většího přehledu, o jaké buzení se v daném místě jedná, bylo nutné důkladně projít a porovnat všechna multispektra v jednotlivých osách. V multispektech byly nalezeny zejména:

- otáčkové frekvence motoru,
- frekvence od zápalů,
- otáčková frekvence vačkového hřídele,
- frekvence od olejového čerpadla,
- zubová frekvence rozvodu,
- frekvence čerpadla hydrauliky.

Tyto frekvence se na jednotlivých místech motoru vyskytovaly v různých řádech. Pro přehled jsou na Obr. 24 tyto řády zobrazeny. V tomto případě se jedná o snímač MT10 v ose  $x$ , který se nacházel v blízkosti kompresoru. Jeho multispektrum bylo vybráno jako názorné z důvodu viditelného výskytu jednotlivých řádů. Barevné multispektrum je zobrazeno ve frekvenčním rozsahu 0 až 1 kHz a jedná se o ustálené měření při otáčkách  $2100 \text{ min}^{-1}$ . Již na první pohled si můžeme všimnout výrazné oblasti kolem 400 Hz. Jedná se o vlastní frekvenci konstrukce motoru, případně jeho části, kterou nejsme schopni jednoznačně určit. Na Obr. 24 je vykresleno 2D spektrum, které slouží k přehlednějšímu vyčítání jednotlivých amplitud. Oblast 400 Hz představuje přechod přes vlastní frekvenci.

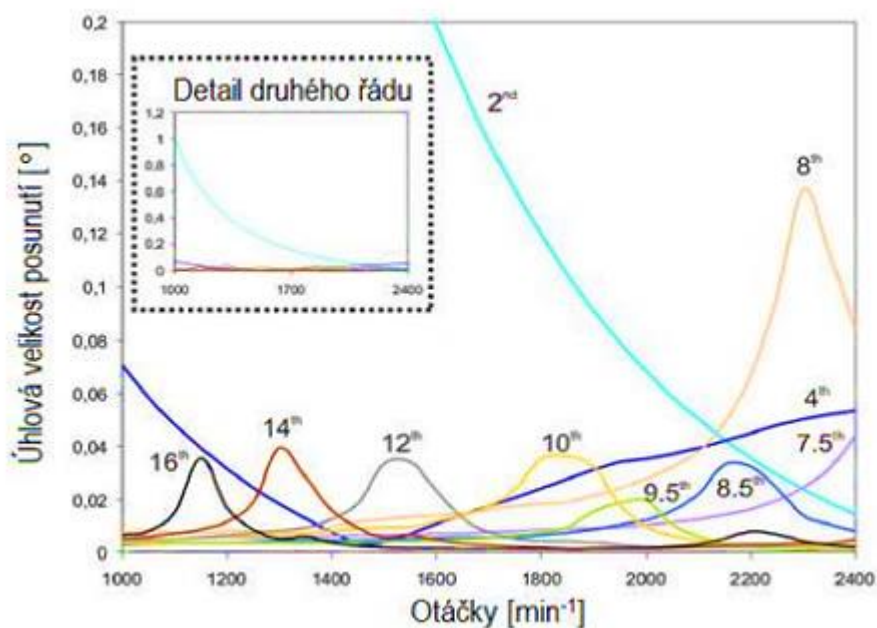


Obr. 24 Zobrazení vyskytujících se řádů a výčet hodnot amplitud zrychlení při otáčkách  $2100 \text{ min}^{-1}$

### 7.3.1 OTÁČKOVÁ FREKVENCE MOTORU

U pozorovaného motoru byla nejdříve rozebrána jeho otáčková charakteristika. Měření probíhalo od otáček  $900 \text{ min}^{-1}$  do  $2430 \text{ min}^{-1}$  (nominální otáčky  $2200 \text{ min}^{-1}$ ), ale ne pro všechny rozborů jednotlivých analýz byl využit celý rozsah otáček. U motoru je nutné počítat s jednotlivými dominantními řády od torzního kmitání. Dominantní torzní řády našeho motoru vyobrazuje Obr. 25, který byl převzat z dokumentu popisující konstrukčně i typově podobný motor. Otáčkovou frekvenci klikového hřídele dostaneme ze vztahu rov. (24).





Obr. 25 Torzní kmitání klikového mechanismu [28]

V Tab. 6 jsou uvedeny hodnoty amplitud zrychlení v  $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ , pro všechny osy naměřené na snímači MT13 při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$ . První harmonický řád odpovídá otáčkové frekvenci klikového hřídele, zbývající řády jsou vybrané harmonické řády torzního kmitání. V tabulce jsou hodnoty barevně škálovány, červená barva označuje nejvyšší hodnotu. Hodnoty byly vyčteny z analýzy ustáleného měření. Torzní kmitání se nejvíce projevilo v ose y, konkrétně na 7,5. harmonickém řádu.

Tab. 6 Hodnoty zrychlení vyvolané torzním kmitáním, snímač MT13

2200 [ $\text{min}^{-1}$ ]	Amplitudy [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]										
	1.	2.	4.	7,5.	8.	8,5.	9,5.	10.	12.	14.	16.
x	1,46	0,59	0,56	0,30	0,81	0,32	0,37	0,67	0,60	0,41	0,80
y	0,62	0,73	1,10	1,71	1,36	0,39	0,57	0,45	0,75	0,37	0,23
z	0,89	0,96	0,57	0,31	0,69	0,49	0,16	0,40	0,84	0,44	0,29

Při provozních otáčkách se otáčková frekvence motoru pohybuje v rozsahu přibližně od 20 Hz do 640 Hz.

### 7.3.2 BUZENÍ OD ZÁPALU

Mezi další dominantní zdroje vibrací a hluku motoru patří proces spalování. Experiment probíhal na čtyřdobém motoru, tzn. sání, komprese, expanze a výfuk, a tedy jeden pracovní

cyklus trvá dvě otáčky klikového hřídele. Ve fázi expanze vznikají uvnitř válce vysoké tlaky, které mohou u provozních otáček dosahovat přibližně 11 MPa [24].

Analyzovaný motor má pravidelný rozestup zážehů, jeho pořadí je 1-3-4-2. U této konfigurace vznětů jsou hlavní řady harmonických složek celočíselné.

$$\kappa = \frac{k}{2}, \quad (36)$$

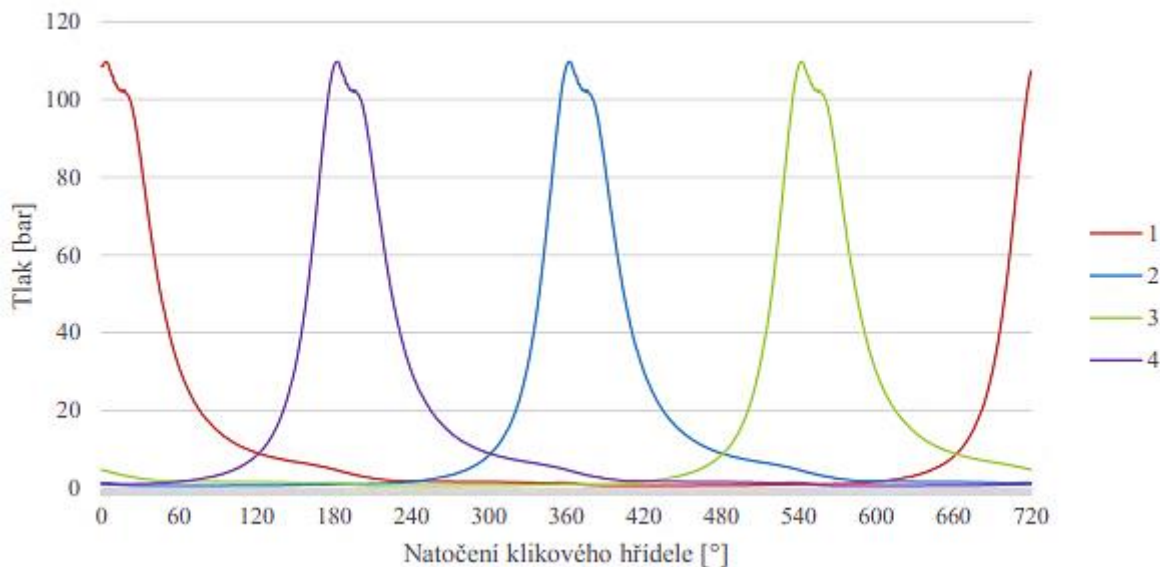
kde  $k = 1, 2, 3, \dots, n$ .

Čtyřválcové motory mají rozestupy zážehů po  $180^\circ$  a jsou vyjádřeny vztahem:

$$\kappa_h = \frac{i_v}{2} k, \quad (37)$$

kde  $i_v$  je počet válců motoru.

Z výše uvedených vztahů plyne, že hlavní řady harmonických složek čtyřválcového motoru jsou řady 2, 4, 6, 8, ...,  $n$ . Řady buzení od zápalu jsou dominantní přibližně do 12. řádu, tedy do 24. řádu otáčkové frekvence. Průběh tlaků motoru během pracovního cyklu, který je zobrazen na Obr. 26, je převzat z [24]. Čísla (1, 2, 3, 4) značí pořadí válce v motoru.



Obr. 26 Průběh spalovacích tlaků u čtyřválcového motoru [24]

Po provedeném rozboru motoru na dominantní řady buzení od zápalů můžeme buzení dopočítat vztahem z Rov. (25).

Dominantní řád, který se objevuje téměř u všech snímačů ve všech osách, je právě 1. řád od zápalů. Buzení způsobené zápalu dosahovalo nejvyšších hodnot zrychlení u snímače MT12 v ose  $z$ , viz Tab. 7. Tento snímač byl umístěn na hlavě 1. válce ze strany od rozvodu.

Tab. 7 obsahuje hodnoty zrychlení všech akcelerometrů pro oba typy měření při nominálních otáčkách. Je možné, že jsou tyto hodnoty navýšeny dalším buzením, např. buzením od

vyvažovacích hřídelů nebo torzním kmitáním, které odpovídá také 2. harmonickému řádu. Při provozních otáčkách se rozsah frekvence, ve kterém se výrazněji projevuje buzení od spalování, pohybuje od 30 Hz do 960 Hz, což odpovídá 2. až 24. harmonickému řádu.

Tab. 7 Hodnoty amplitud buzených od zápalu

2200 [min <sup>-1</sup> ]	1. řád buzení od zápalu [m·s <sup>-2</sup> ]					
	Ustálené měření			Sweep měření		
	x	y	z	x	y	z
MT10	1,34	2,13	0,41	1,27	2,22	0,47
MT11	1,19	1,69	0,48	1,13	1,82	0,56
MT12	20,14	7,78	20,24	20,54	9,24	26,79
MT13	0,59	0,73	0,96	0,57	0,87	0,98
MT14	2,24	1,31	4,02	2,20	0,84	3,31

### 7.3.3 ROZBOR A BUZENÍ ROZVODOVÉHO ÚSTROJÍ

Klikový hřídel a setrvačnick se navzájem vyvažují jak staticky, tak dynamicky. Ovšem ke klikovému hřídeli jsou dále připojeny posuvné a kyvné části jako píst, pístní kroužky, pístní čep a ojnice. Díky zmiňovaným částem se úplné vyrovnání setrvačných sil nedá realizovat. To neplatí v případě šestiválcových řadových motorů, kde se setrvačné síly navzájem vyruší. U námi zkoumaného čtyřválcového motoru to však nefunguje. Setrvačné síly, které působí ve směru válce, nelze zcela eliminovat přidáním protizávaží. K redukci těchto sil se u řadových čtyřválců používají vyvažovací hřídele umístěné po stranách klikového hřídele.

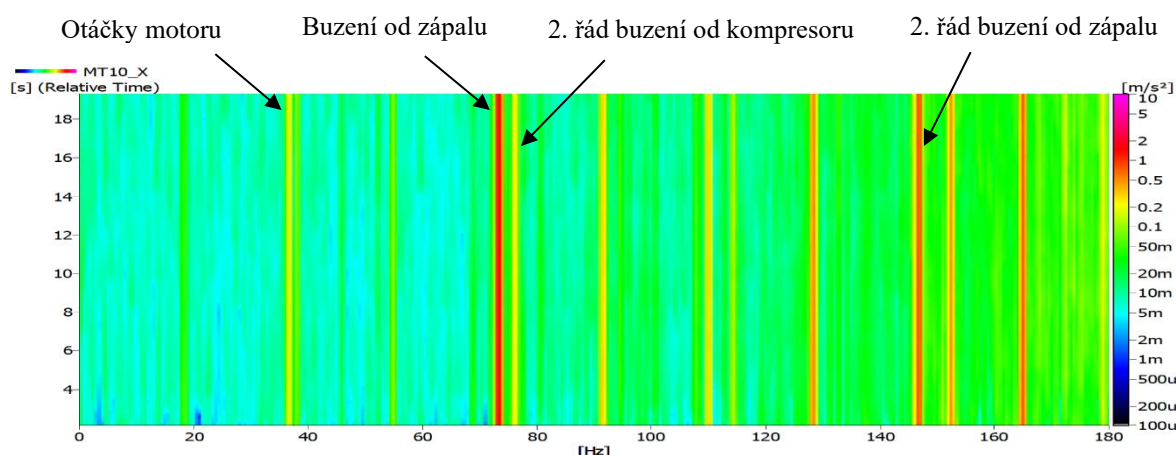
Vyvažovací hřídele jsou nevyvážené a jejich setrvačné síly mají opačnou orientaci k silám, které působí ve směru pohybu válce. Tyto nevyvážené síly kmitají dvakrát větší frekvencí, než je otáčková frekvence klikového hřídele, během jednoho otočení klikového hřídele tedy dojde ke dvěma kmitům. V momentě, kdy dochází k pohybu pístu z horní do dolní úvratě, nastává první kmit, druhý kmit nastane při pohybu pístu z dolní do horní úvratě. Proto mají vyvažovací hřídele vůči klikovému hřídeli dvojnásobné otáčky. Buzení od vyvažovacího hřídele odpovídá 2. harmonickému řádu, stejně jako buzení od zápalu. Novější čtyřválcové motory používají dva vyvažovací hřídele, přičemž jeden se otáčí ve směru otáčení klikového hřídele a druhý opačně.

Vztahy pro výpočet otáčkové frekvence klikového hřídele, zubová frekvence mezi jednotlivými částmi mechanismu, popisuje kapitola 7.1. V Tab. 8 jsou uvedeny příslušné frekvence od jednotlivých zdrojů buzení, které odpovídají daným otáčkám. Z tabulky je také patrný frekvenční rozsah od daného buzení.

Tab. 8 Frekvenční rozbor rozvodového ústrojí

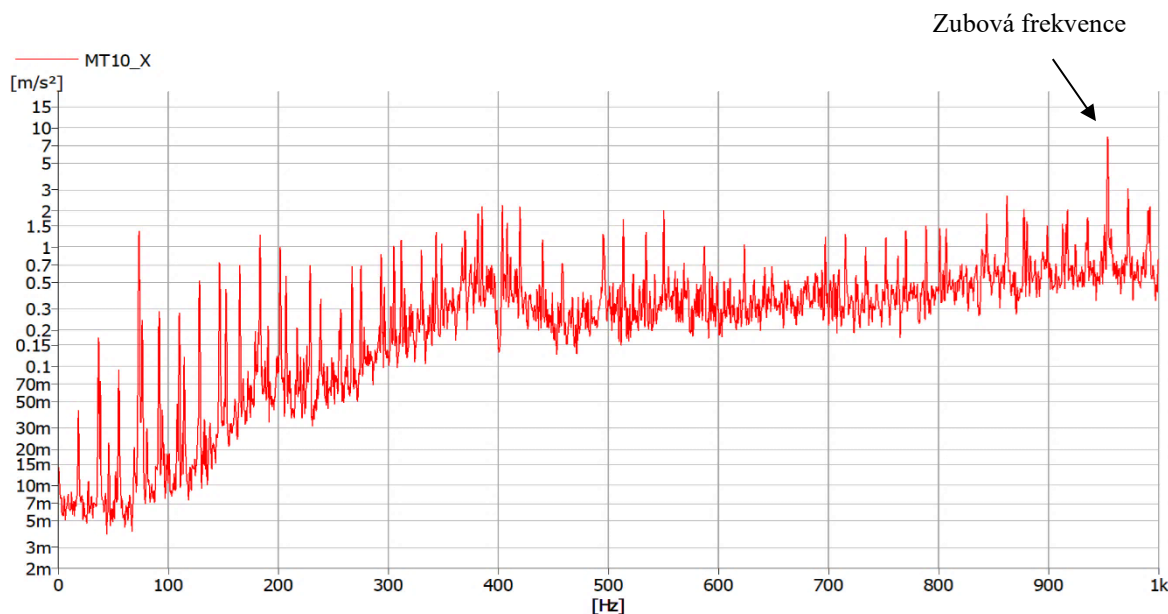
Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Frekvence [Hz]				
	Motor (1. harm. řád)	Vačkový hřídel (0,5. harm. řád)	Vyvažovací hřídel (2. harm. řád)	Kompresor (1,04. harm. řád)	Zubová frekvence (26. harm. řád)
1000	16,7	8,3	33,3	17,3	433,3
1100	18,3	9,2	36,7	19,1	476,7
1200	20,0	10,0	40,0	20,8	520,0
1300	21,7	10,8	43,3	22,5	563,3
1400	23,3	11,7	46,7	24,3	606,7
1500	25,0	12,5	50,0	26,0	650,0
1600	26,7	13,3	53,3	27,7	693,3
1700	28,3	14,2	56,7	29,5	736,7
1800	30,0	15,0	60,0	31,2	780,0
1900	31,7	15,8	63,3	32,9	823,3
2000	33,3	16,7	66,7	34,7	866,7
2100	35,0	17,5	70,0	36,4	910,0
2200	36,7	18,3	73,3	38,1	953,3
2300	38,3	19,2	76,7	39,9	996,7
2400	40,0	20,0	80,0	41,6	1040,0

Na Obr. 27 je vykresleno nízkofrekvenční multispektrum snímače MT10 v ose  $x$ . Jedná se multispektrum ustáleného měření při otáčkách 2200 min<sup>-1</sup>. Snímače v tomto frekvenčním rozsahu zaznamenaly první řád otáčkové frekvence, první a druhý řád buzení od zápalu a dále také buzení od kompresoru. Druhý řád buzení od kompresoru je výraznější oproti jeho prvnímu řádu. Amplituda buzení od zápalu v tomto případě dosahuje hodnoty zrychlení 1,36 m·s<sup>-2</sup>. Hodnota amplitudy 2. řádu buzení od kompresoru je 0,24 m·s<sup>-2</sup>.



Obr. 27 Nízkofrekvenční multispektrum snímače MT10\_X při nominálních otáčkách

Na Obr. 28 je zobrazeno frekvenční spektrum téhož snímače, tedy MT10 v ose  $x$  pro totožné otáčky, ale již v širším frekvenčním rozsahu. Jelikož se jedná o ustálené měření, pro vykreslení je zvolen 2D graf. Na Obr. 28 lze vidět dominantní 26. harmonický řád, který odpovídá zubové frekvenci, a dále její postranní řády. Hodnota amplitudy zrychlení dosahuje  $8.43 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Tak vysoké hodnotě přispívá i fakt, že oblast kolem 1 kHz odpovídá vlastní frekvenci soustavy motoru nebo jeho části. Zubová frekvence tedy při nominálních otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  prochází vlastní frekvencí motoru a tudíž rezonuje. Také frekvenční oblasti 400 Hz je u snímače MT10 v ose  $x$  přiřazována vlastní frekvence, proto řády procházející touto oblastí rezonují a jejich hodnoty amplitud skokově rostou. Další rozbor snímače bude podrobněji rozebrán v pozdější podkapitole věnované konkrétním snímačům.



Obr. 28 Buzení od zubové frekvence při nominálních otáčkách

### 7.3.4 BUZENÍ OD VSTŘIKOVACÍHO ČERPADLA

Řadové vstříkovací čerpadlo se skládá z jednotlivých elementů čerpadla přiřazených pro každý válec. Každý element má válec a píst čerpadla. Jak už z názvu plyne, elementy jsou uspořádány v řadě. U těchto čerpadel dosahují vstříkovací tlaky hodnoty až 135 MPa. [24]

U vstříkovacích čerpadel uvažujeme, že hlavními zdroji buzení bude jejich otáčková frekvence a vstříkovací frekvence. Rychlost otáčkové frekvence čerpadla je poloviční oproti rychlosti otáčení klikového hřídele motoru. U procesu vstříkování musí dojít ke čtyřem vstříkům paliva během jednoho otočení hřídele čerpadla. Jedná se tedy o stejný řád jako buzení od zapalování. Frekvenci vstříkování můžeme za výraznou považovat přibližně do jejího 8. řádu.

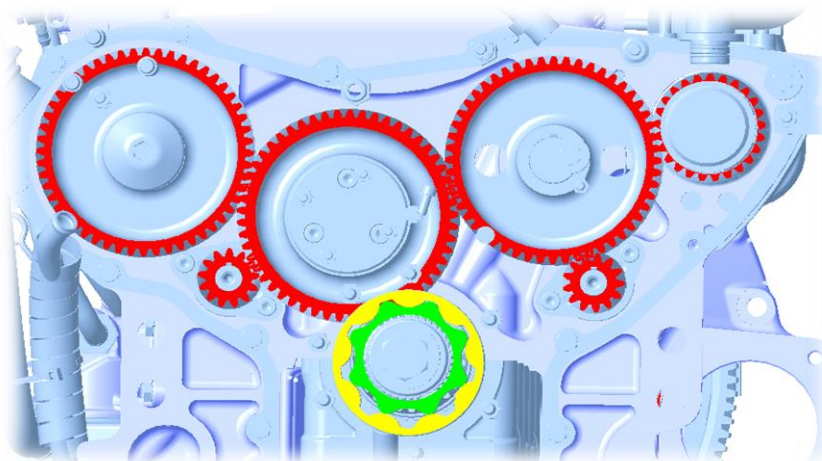
Analyzovaný motor používá vstříkovací čerpadlo od společnosti Motorpal, který je zobrazen na Obr. 29. Otáčková frekvence čerpadla má frekvenční rozsah, který se pohybuje od 7,5 Hz do 20 Hz. Vstříkovací frekvence je podstatně dominantnější a její frekvenční rozsah je 30 Hz až 640 Hz při zahrnutí prvních 8 řádů. Podrobnější buzení od vstříkovacího čerpadla bude probráno níže.



Obr. 29 Řadové vstříkovací čerpadlo Motorpal [30]

### 7.3.5 BUZENÍ OD OLEJOVÉHO ČERPADLA

Při provádění frekvenční analýze se ve výsledných multispektrech objevovaly také známky buzení od olejového čerpadla. Mazání motoru je tlakové a k němu slouží právě olejové čerpadlo typu Gerotor. Toto objemové čerpadlo je zdokonaleným typem trochoidního čerpadla a skládá se z vnějšího a vnitřního rotoru. Rotory nejsou souosé a vnitřní rotor (pastorek) má o jeden zub méně než vnější. Vnitřní rotor má celkem 8 zubů a je poháněn přímo klikovým hřídelem, viz. Obr. 30. Olejové čerpadlo je tedy charakteristické 8. harmonickým řádem a jeho násobky.



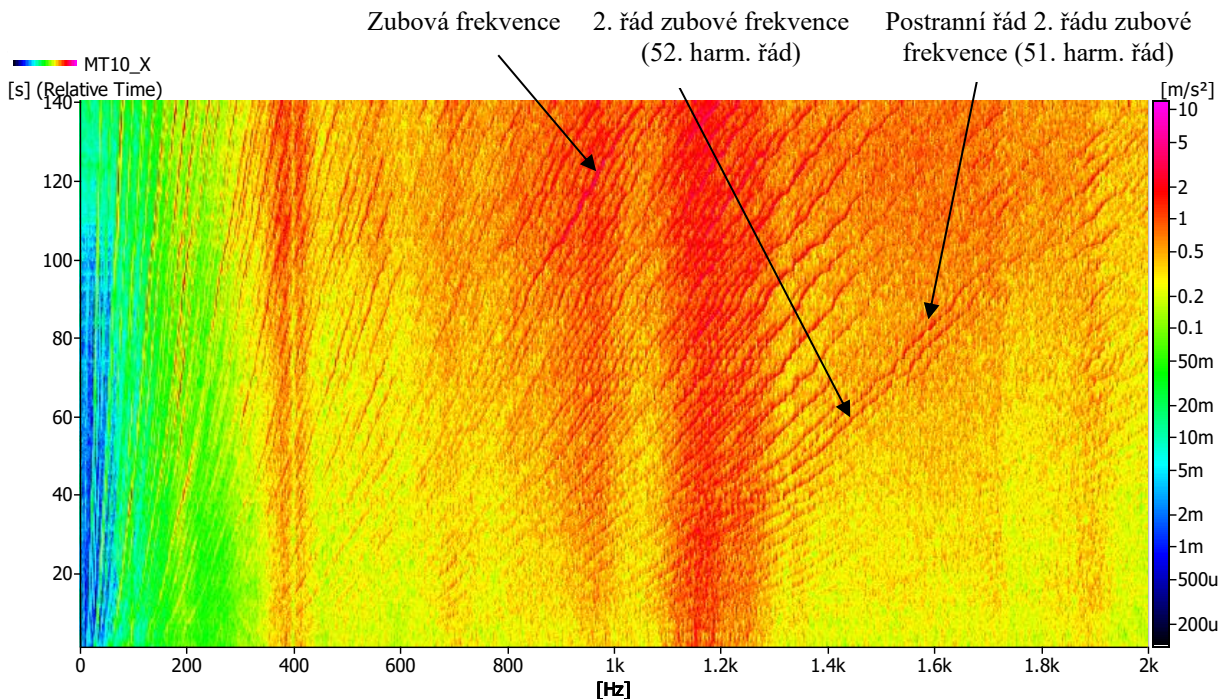
Obr. 30 Umístění olejového čerpadla

### 7.3.6 AKCELEROMETRY

#### SNÍMAČ MT10

V této podkapitole je detailněji rozebrán snímač s označením MT10, který se nacházel v blízkosti kompresoru a rozvodového ústrojí. U frekvenční analýzy signálu, která byla provedena na tomto snímači, bylo zjištěno, že oblast, ve které dochází k zásadním vibračním dějům způsobeným mechanickým buzením, se nachází přibližně do 2 kHz. Snímač zaznamenal pro každou osu jiné vlastní frekvence soustavy motoru a jeho částí. A to konkrétně v ose  $x$  oblasti kolem 400 Hz, 950 Hz a 1,2 kHz. U osy  $y$  to jsou oblasti 700 Hz, 950 Hz, 1,2 kHz a 2 kHz a pro osu  $z$  oblasti 1,2 kHz, dále 1,6 kHz a 1,9 kHz. Průchod jednotlivých řádů od buzení těmito frekvencemi je kritický a dochází k rezonancím.

Na Obr. 31 je zobrazeno multispektrum snímače MT10 v ose  $x$ . Lze si povšimnout tří výrazných vlastních frekvencí, z nichž nejvýraznější představuje frekvence v oblasti 1,2 kHz. Jelikož se snímač nacházel v blízkosti rozvodů, bylo nalezeno velmi výrazné buzení zubové frekvence, které odpovídá 26. harmonickému řádu. Buzení bylo nejvýraznější právě v ose  $x$ , kde přibližně od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  až do otáček maximálních přechází přes vlastní frekvenci soustavy. První řád zubové frekvence dosahuje maximální amplitudy zrychlení při otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  – hodnoty  $6,62 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .



Obr. 31 Sweep snímáče MT10\_X

V porovnání se zbývajících osami byla zubová frekvence prvního řádu nejvýraznější v ose  $x$ , ale druhý řád tohoto buzení se výrazněji projevoval v ose  $z$ , avšak až od otáček 1750  $\text{min}^{-1}$ . Do zmiňovaných otáček bylo výraznější buzení v ose  $x$ , což souvisí s průchodem vlastní frekvence 1,2 kHz. Maximální hodnoty amplitud při daných otáčkách jsou zobrazeny v Tab. 9.

Za zmínku stojí řády 30. až 46. procházející přes vlastní frekvenci 1,2 kHz. Jedná se o násobky dvou a může tedy jít o vyšší řády spalovacího procesu, které jsou umocněny právě přechodem přes vlastní frekvenci.

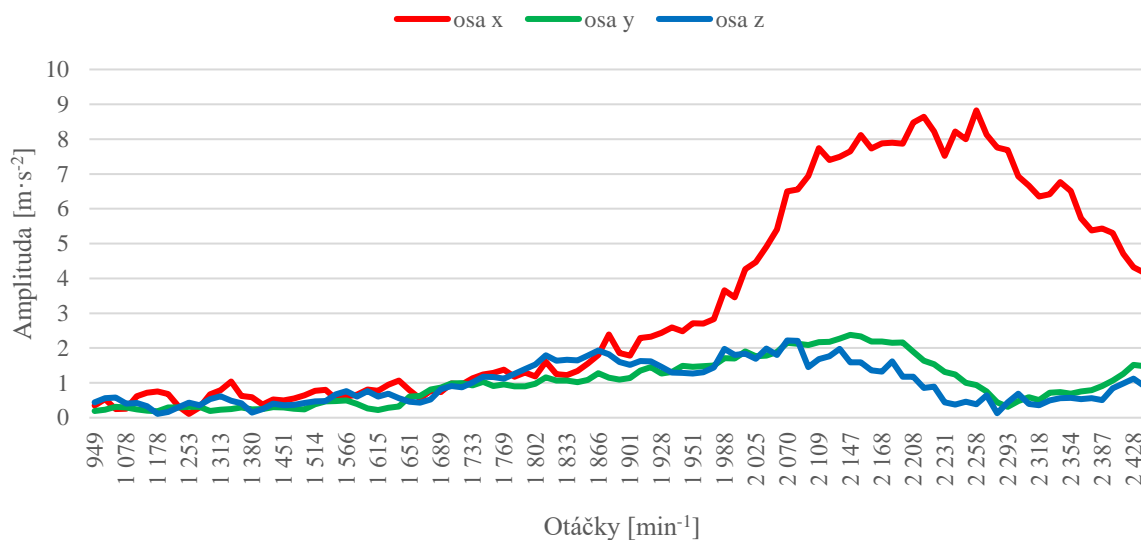
Tab. 9 Maximální amplitudy zubové frekvence snímáče MT10

Osa	1. řád		2. řád	
	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Amplituda [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]	Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]	Amplituda [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]
x	2200	8,43	1300	2,25
y	2100	1,68	1820	1,79
z	2100	1,98	1850	2,45

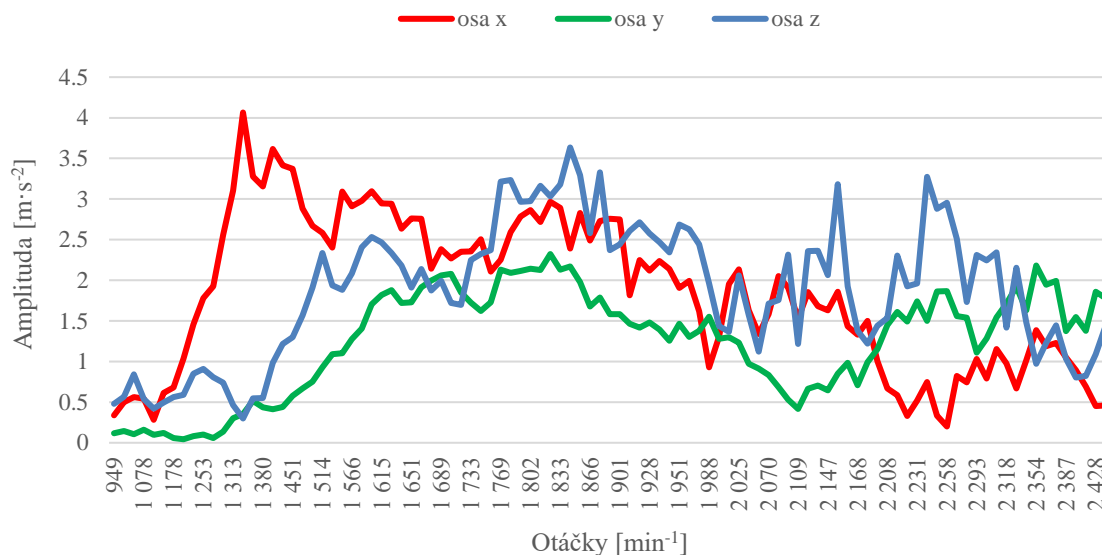
Obr. 32 a Obr. 33 zobrazují grafy prvních dvou řádů zubové frekvence. Grafy byly vykresleny z hodnot získaných z řádové analýzy (*Order Spectrum vs Time*). Jde o jiný typ analýzy oproti *FFT System vs Time*, a tudíž nejde srovnávat jejich hodnoty amplitud. Mají však společný průběh v čase. Tím získáme přehled průběhu měnících se výchylek amplitud jednotlivých řádů. Na Obr. 32 můžeme pozorovat skokový nárůst amplitudy v ose  $x$  způsobený přechodem přes



vlastní frekvenci. Vidíme, že otáčky od 2000  $\text{min}^{-1}$  se stávají pro buzení od zubové frekvence kritickými.



Obr. 32 Řádová analýza zubové frekvence snímače MT10



Obr. 33 Řádová analýza druhého řádu zubové frekvence snímače MT10

Buzení od kompresoru se nejvíce projevilo na ose z, první řád zde dosahoval hodnoty amplitudy  $0,7 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  při otáčkách  $2050 \text{ min}^{-1}$ . Na téže ose se dále projevovat i druhý řád, který měl s otáčkami stoupající tendenci. Pro všechny otáčky snímač na ose x zaznamenal vyšší hodnoty amplitudy pouze čtvrtého řádu. Druhý a pátý řád tohoto buzení se projevil při vyšších otáčkách, konkrétně od  $2100 \text{ min}^{-1}$ .

Dalším zaznamenaným buzením u snímače jsou vibrace způsobené vzněty ve spalovacím prostoru motoru. Při analýze tohoto snímače bylo pozorováno prvních 12. řádů buzení od zápalu. To se z pohledu součtu amplitud nejvíce projevilo na ose  $z$ . První řád od spalování však dosahoval nejvyšších hodnot v ose  $y$ , konkrétně od otáček  $2100 \text{ min}^{-1}$ , viz. Tab. 10. Zajímavostí je, že do těchto otáček snímač na ose  $y$  nezaznamenal skoro žádné zrychlení od prvního řádu. Právě do otáček  $2100 \text{ min}^{-1}$  v ose  $y$  dominoval druhý řád, který měl nejvyšší hodnotu zrychlení  $1,74 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  při otáčkách  $1470 \text{ min}^{-1}$ . V Tab. 10 si lze také povšimnout 12. řádu, který má nejvyšší hodnoty zrychlení. Důvodem je, že řád přechází přes vlastní frekvenci soustavy motoru a rezonuje.

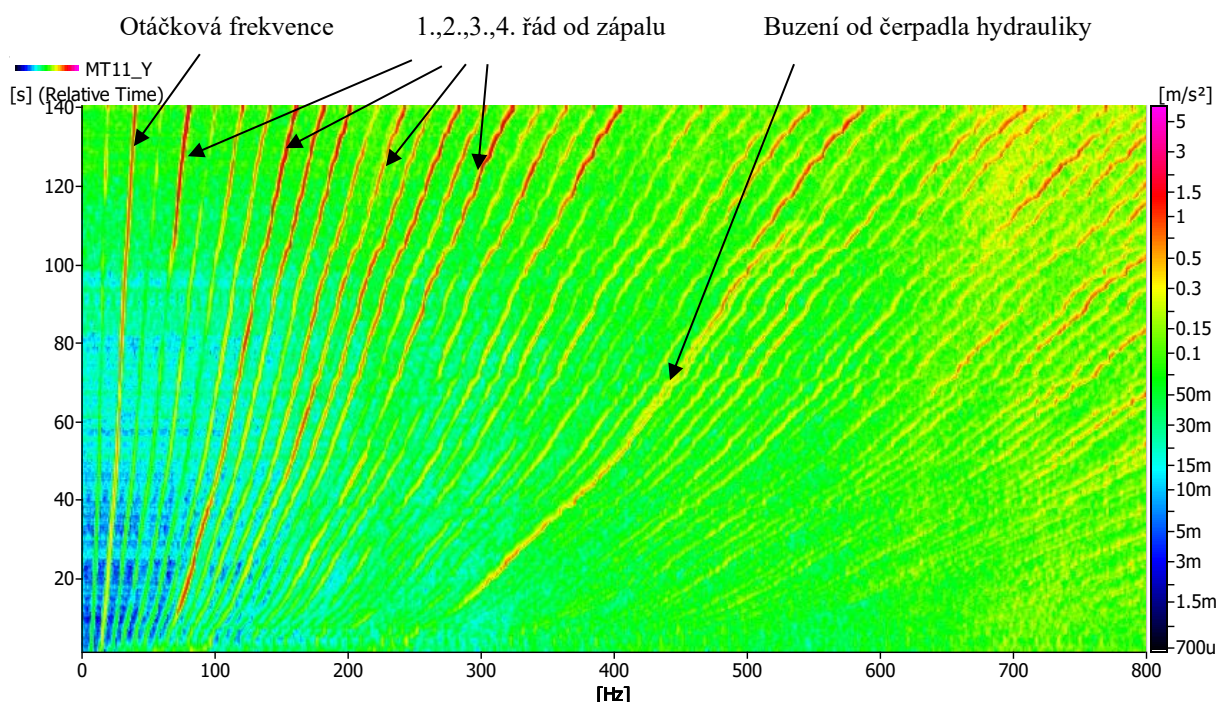
Tab. 10 Maximální amplitudy vybraných řádů od zápalu snímače MT10

MT10	Amplituda [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]						
	1.	2.	4.	6.	8.	10.	12.
x	1,42	1,36	1,17	1,87	0,91	1,01	4,17
y	2,75	1,74	1,08	0,85	0,80	1,20	2,35
z	1,53	1,54	1,23	1,35	0,66	1,69	3,21

## SNÍMAČ MT11

Podkapitola je věnována snímači, který byl umístěn na bloku motoru v místě hlavních ložisek, poblíž setrvačnicku. Akcelerometr zachytil dvě výrazné vlastní frekvence v ose  $x$ . Jedná se o frekvenční oblasti  $1,2 \text{ kHz}$  a  $2,5 \text{ kHz}$ . K dominantním řádům v této ose patří otáčková frekvence motoru, která se výrazněji projevuje od otáček  $1800 \text{ min}^{-1}$ . Největší hodnoty, tedy  $1,53 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ , dosahuje při otáčkách  $2280 \text{ min}^{-1}$ . Nicméně nejdominantnějšími řády na multispektru byly první dva řády buzení od zápalu. První řád tohoto buzení se začal více projevovat od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  a maxima dosahoval při otáčkách  $2280 \text{ min}^{-1}$ , stejně jako otáčková frekvence. Druhý řád buzení od zápalu se projevoval po dobu celého otáčkového rozběhu, ale maxima dosahoval při otáčkách  $2150 \text{ min}^{-1}$ . Zbylé řády se v nízkofrekvenční oblasti výrazněji projeví od otáček  $1900 \text{ min}^{-1}$ .

U snímače MT11 v ose  $y$  můžeme na Obr. 34 pozorovat buzení od otáčkové frekvence, buzení od zápalu a čerpadla hydrauliky. Hodnota amplitudy otáčkové frekvence téměř lineárně roste se zvyšujícími se otáčkami. Co se týče buzení od zápalu, první řád se projevuje až od otáček  $2050 \text{ min}^{-1}$  a dosahuje ze všech řádů buzení od zápalu největších hodnot zrychlení, avšak pod těmito otáčkami je jeho amplituda téměř nulová. Druhý řád se stejně jako v ose  $x$  objevuje během celého měření. Většího nárůstu hodnot bylo zaznamenáno při otáčkách  $1200 \text{ min}^{-1}$ ,  $1860 \text{ min}^{-1}$  a při otáčkách blízkých se maximu. Snímač zachytil amplitudu třetího řádu buzení od zápalu při otáčkách  $1700 \text{ min}^{-1}$ , která dosahovala hodnoty  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .



Obr. 34 Nízkofrekvenční spektrum snímače MT11\_Y

Protože se u snímače vyskytoval výrazný 15,18. řád, který neodpovídal žádnému buzení od motoru, bylo nezbytné analyzovat i další části traktoru. Po důkladné analýze bylo zjištěno, že buzení pochází od zubového čerpadla hydrauliky. Čerpadlo funguje i v případě, že traktor stojí se zařazením neutrálu [25]. Ke zmíněnému řádu dojdeme pomocí výpočtu. Začneme u spojovacího hřídele, který se otáčí stejnými otáčkami jako klikový hřídel. Ten pohání soukolí hnací spojky PTO, přechod na hřídel spojky PTO, dále přes soukolí spodního a horního kola až k hřídeli náhonu hydrogenerátoru, který se otáčí rychlostí odpovídající 1,26. harmonickému řádu otáček motoru. Čerpadlo neboli hydrogenerátor má dvě soukolí ozubených kol, z nichž každé má 12 zubů. Dostaneme tak koncový vztah (při otáčkách motoru  $900 \text{ min}^{-1}$ ):

$$f_{hg} = n_{hg} z_{hg} = 227,7 \text{ Hz (15,18. řád)}, \quad (38)$$

kde  $n_{hg}$  představuje otáčky hřídele náhonu hydrogenerátoru, které jsou v našem případě převedeny na harmonický řád.

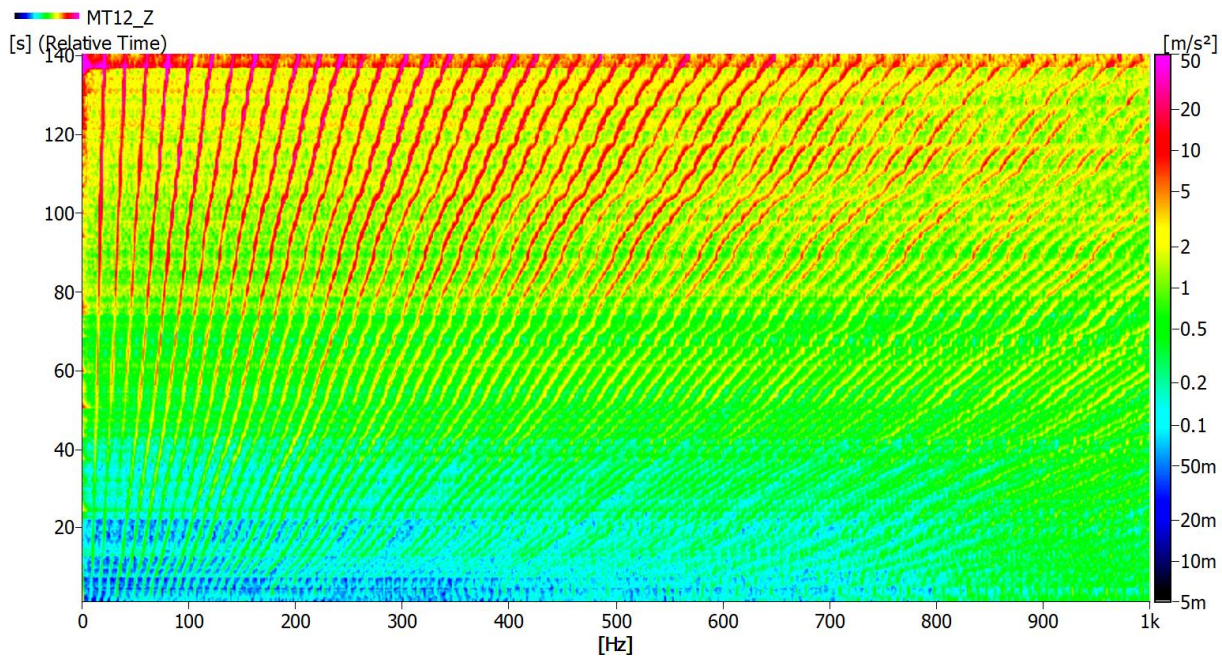
Zubová frekvence od čerpadla hydrogenerátoru je výrazná do otáček  $2130 \text{ min}^{-1}$ . Amplituda dosahuje maxima při otáčkách  $1960 \text{ min}^{-1}$ , jde o hodnotu  $0,74 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Druhý řád tohoto buzení se projevuje až od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  z důvodu přechodu do oblasti vlastní frekvence. V multispektru na Obr. 34 si lze povšimnout, že řád buzení od čerpadla má vyšší hodnoty zrychlení, a přitom neprochází přes vlastní frekvenci. Tento jev je způsoben propouštěcím ventilem, který se stará o udržování tlaku v čerpadle. K navýšení hodnoty amplitudy tedy dochází v momentě, kdy je tento pojistný ventil aktivní.

V ose z snímač opět zaznamenal řád otáčkové frekvence, ovšem s nejnižšími hodnotami zrychlení v porovnání s předcházejícími dvěma osami. V této ose je nejdominantnější první řád od zápalu, který je patrný při všech otáčkách. Zajímavostí je, že druhý řád od zápalu je viditelný pouze do otáček  $2220 \text{ min}^{-1}$ , poté zcela vymizí. Projev prvního řádu buzení od čerpadla

hydrauliky v této ose není tak zřetelný. Při otáčkách  $1430 \text{ min}^{-1}$  dosahuje hodnoty  $0,56 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Daleko výrazněji se zde projevuje druhý a třetí řád tohoto buzení. Druhý řád dosahuje vyšších hodnot zrychlení téměř při maximálních otáčkách, konkrétně při  $2350 \text{ min}^{-1}$  získává hodnotu  $2,53 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Třetí řád prochází od otáček  $1650 \text{ min}^{-1}$  do  $1900 \text{ min}^{-1}$  vlastní frekvencí  $1300 \text{ Hz}$  a jeho hodnoty amplitud zde přesahují  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

## SNÍMAČ MT12

Akcelerometr MT12 zaznamenal největší amplitudy v případě buzení od vznětu palivové směsi. U snímače se dalo toto buzení očekávat, jelikož se nacházel na hlavě prvního válce ze strany od rozvodů. Na Obr. 35 můžeme pozorovat, že do otáček  $1500 \text{ min}^{-1}$  (odpovídá času 42 s) nedocházelo k výraznějším projevům buzení v porovnání s vyššími otáčkami. Proto bude snímač v následujícím rozboru zkoumán od těchto otáček až po otáčky  $2400 \text{ min}^{-1}$ , kde dochází ke skokovému nárůstu amplitud. Při maximálních otáčkách  $2430 \text{ min}^{-1}$  dosahují hodnoty zrychlení okolo  $200 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  v ose  $x$  a  $z$ , tyto otáčky u snímače MT12 nebyly dále rozebírány.



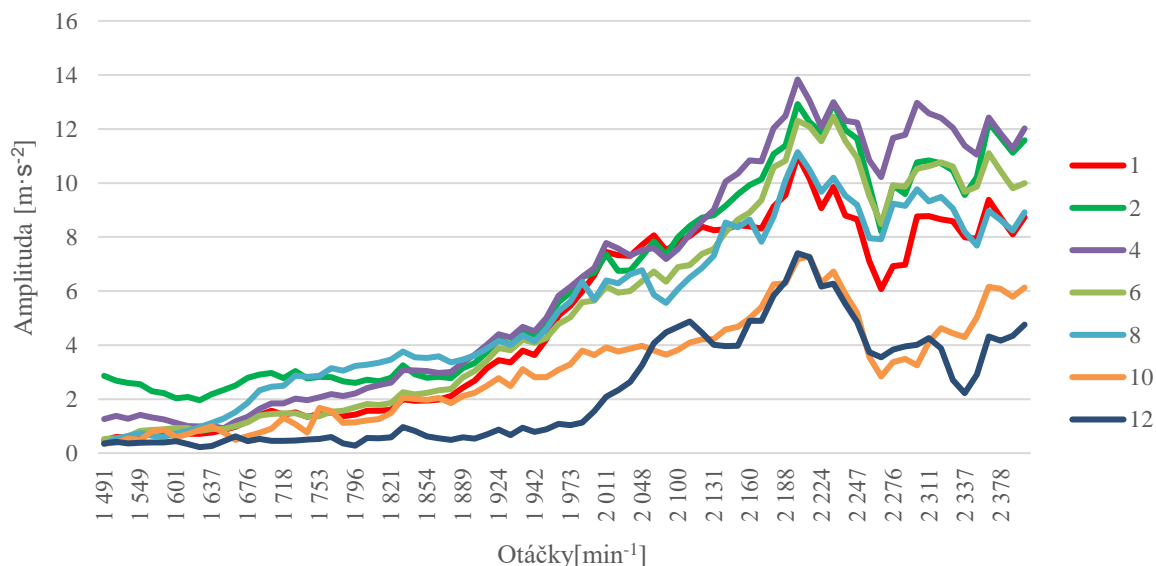
Obr. 35 Multispektrum snímače MT12\_Z

Při vyhodnocování analýzy vyplynulo, že snímač má v ose  $y$  nejvyšší hodnotu amplitudy v porovnání s ostatními osami, pouze 2. řádu buzení od zápalu při otáčkách  $1500$  a  $1600 \text{ min}^{-1}$ . V případě otáček  $1500 \text{ min}^{-1}$  se jednalo o hodnotu  $2,43 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a při  $1600 \text{ min}^{-1}$  byla hodnota zrychlení  $1,96 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Pro všechny ostatní řády buzení jsou při konkrétních otáčkách nejvyšší hodnoty u snímače v ose  $z$ . Při vyšších řádech, počínaje 6. řádem, jsou hodnoty zrychlení v ose  $x$  srovnatelné s hodnotami v ose  $z$ . V Tab. 11 jsou uvedeny hodnoty zrychlení pro jednotlivé řády buzení od zápalu. V tabulce je zahrnut i 0,25. řád (0,5. řád otáčkové frekvence), který odpovídá expanzi prvního válce. Hodnoty jsou barevně škálovány, červená náleží nejvyšším hodnotám zrychlení.

Tab. 11 Vybrané řády buzení od zápalu, snímač MT12\_Z

Otáčky [min <sup>-1</sup> ]	0,25.	1.	2.	4.	6.	8.	10.	12.
1500	1,63	1,61	1,01	2,28	1,02	1,76	0,98	1,40
1600	1,97	2,46	1,46	2,34	0,97	1,67	1,11	1,41
1700	4,67	5,01	4,75	4,73	3,18	3,71	2,63	2,88
1800	4,29	3,97	3,21	4,51	2,81	3,12	1,85	2,21
1900	13,52	12,21	9,24	12,53	6,44	8,27	4,66	5,95
2000	17,98	16,00	8,75	16,12	4,89	10,14	3,03	4,98
2100	18,75	19,54	11,62	20,48	7,69	10,90	5,63	4,49
2200	27,11	26,80	19,12	23,74	10,14	12,27	5,93	5,71
2300	32,05	30,26	21,44	21,25	11,15	9,35	5,07	2,97
2400	52,09	48,70	39,00	38,12	24,15	17,42	11,19	6,95

Hodnoty zrychlení s narůstajícími otáčkami rostou. Skokový nárůst amplitudy zrychlení pozorujeme od otáček 1850 min<sup>-1</sup>, který lze vidět jak v tabulce výše, tak i na Obr. 35 (odpovídá přibližně 78 s). Snímač v ose y však nezaznamenal nejvyšší hodnoty zrychlení při otáčkách 2400 min<sup>-1</sup> jako ve zbylých dvou osách, ale při otáčkách nominálních, tedy 2200 min<sup>-1</sup>, viz. graf na Obr. 36. V grafu jsou barevně odlišeny vybrané řády buzení od zápalu. Od otáček 2130 min<sup>-1</sup> u snímače MT12 v ose y dosahuje nejvyšších hodnot zrychlení 4. řád od zápalu. Graf je vyhodnocen z hodnot řádové analýzy (*Order Spectrum vs Time*).



Obr. 36 Řády buzení od zápalu, snímač MT12\_Y

U snímače umístěného na hlavě válce nebyly u žádné z os zjištěny vlastní frekvence motoru. Analýza byla provedena ve frekvenčním rozsahu do 1 kHz, jelikož ve vyšších frekvencích nedocházelo k zásadním projevům, které by z pohledu vibrací výrazněji dominovaly.

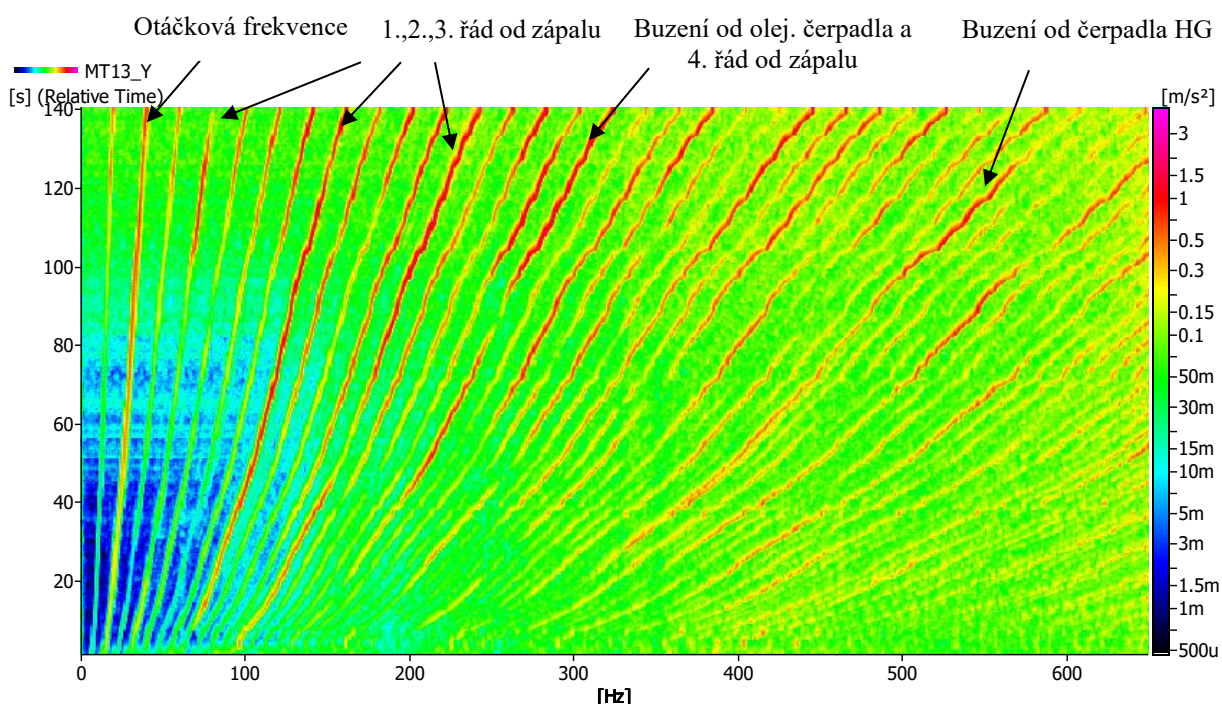
### SNÍMAČ MT13

Snímač s označením MT13 byl umístěn na bloku motoru v místě hlavních ložisek prvního válce ze strany od rozvodů. Akcelerometr se nacházel na stejné straně motoru a přibližně ve stejné rovině (osa  $x$ ) jako akcelerometr MT11. Pokud budeme počítat pořadí válců ze strany od rozvodů, snímač MT13 se nacházel na hlavních ložiscích prvního válce a snímač MT11 na hlavních ložiscích válce posledního.

U snímače byly vyzorovány dvě hlavní vlastní frekvence v ose  $x$ . Jedná se frekvenční oblast 1,2 kHz a 2,4 kHz, přičemž právě druhá zmiňovaná vlastní frekvence zahrnuje širší frekvenční pásmo – přibližně 400 Hz. V této ose se vyskytovaly i méně výrazné vlastní frekvence a to při 720 Hz, 1,35 kHz a 1,95 kHz. V nízkofrekvenční oblasti do 800 Hz byl nejvýraznější 1. harmonický řád přiřazený otáčkové frekvenci motoru. Hodnoty zrychlení tohoto buzení měly téměř lineární nárůst s navyšujícími se otáčkami až do 2150  $\text{min}^{-1}$ , kde došlo ke strmějšímu růstu. Při těchto otáčkách amplituda dosahuje hodnoty  $1,3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Další buzení, která snímač v ose  $x$  zaznamenal, jsou zřetelnější až od otáček 2000  $\text{min}^{-1}$ . Jedná se o buzení od zápalu. Jde o prvních pět řádů tohoto buzení a také devátý řád, který prochází vlastní frekvencí a nejvyšší hodnotu amplitudy má při otáčkách 2400  $\text{min}^{-1}$  a to  $1,25 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . Snímač se nacházel v blízkosti rozvodů, najdeme zde i zubovou frekvenci, avšak na ose  $x$  je dominantnější její druhý řád, který nabývá největší hodnoty při otáčkách 1620  $\text{min}^{-1}$ . Harmonické řády 54. až 60. procházející oblastí 2,2 kHz a od otáček 2000  $\text{min}^{-1}$  rezonují a dosahují hodnot zrychlení okolo  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Akcelerometr zachytil větší množství vlastních frekvencí v ose  $y$ , které se začínají objevovat od 650 Hz. Do této oblasti je v multispektru vidět otáčková frekvence, buzení od zápalu a také vibrace vyvolané torzním kmitáním. První řád od zápalu se projevil až od otáček 2000  $\text{min}^{-1}$ . Druhý řád tohoto buzení se vyskytoval během celé škály otáček. Třetí řád dosahoval maximální hodnoty  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  při otáčkách 2100  $\text{min}^{-1}$ . Dominantní byl také čtvrtý řád od zápalu díky tomu, že se tento řád shoduje s prvním řádem buzení od olejového čerpadla. Na Obr. 37 můžeme vidět, že řád buzení od olejového čerpadla při otáčkách 1900  $\text{min}^{-1}$  zcela zanikne a hodnota amplitudy naroste až při vyšších otáčkách. Řády odpovídající buzení způsobené torzním kmitáním a jejich hodnoty amplitud jsou zaznamenány v Tab. 6. Nejvyšší hodnoty amplitudy dosahuje 7,5. řád otáčkové frekvence při otáčkách 2200  $\text{min}^{-1}$ .

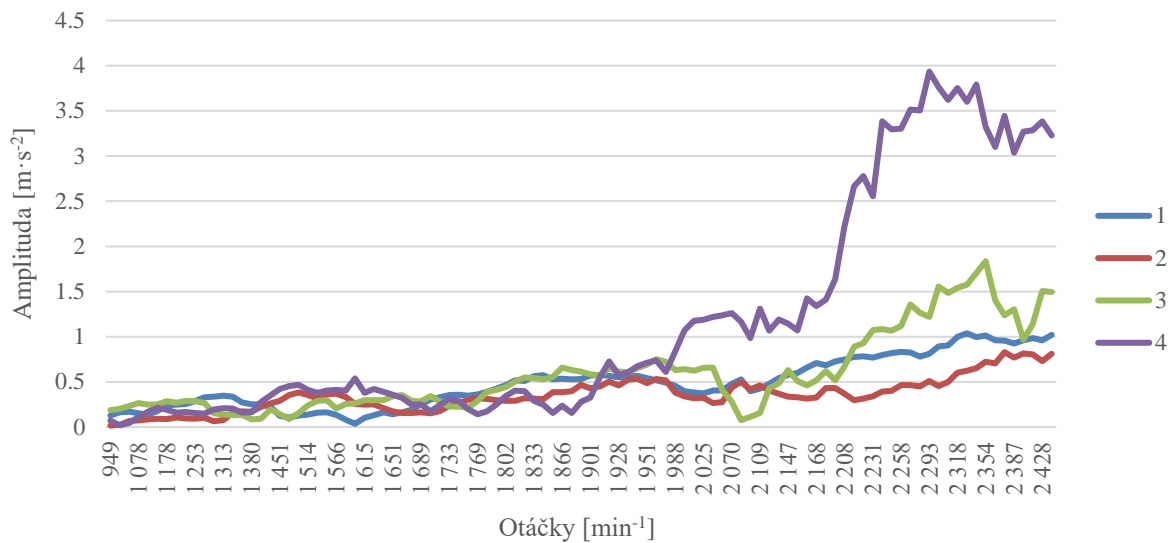


Obr. 37 Nizkofrekvenční spektrum snímače MT13\_Y

Ve vysokofrekvenční oblasti snímač v ose  $y$  zaznamenal největší rezonanci při frekvenci 2,4 kHz již od otáček  $1900 \text{ min}^{-1}$  až po otáčky maximální. Zde dosahují amplitudy zrychlení hodnot okolo  $2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Řád otáčkové frekvence se objevil také na ose  $z$ , její hodnota amplitudy však nepřesáhla hranici  $1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ . V této ose jsou první tři řády buzení od zápalu nezanedbatelné již od volnoběžných otáček. Čtvrtý řád, který odpovídá také prvnímu řádu od olejového čerpadla, se projevuje od otáček  $1700 \text{ min}^{-1}$ , jeho hodnoty však nejsou příliš dominantní. Odlišností od zbývajících os je 6. a 10. řád buzení od zápalu, který je v multispektru výrazný, a přitom neprochází žádnou vlastní frekvencí. Konkrétně počátek vyšších hodnot zrychlení začíná u 6. řádu od otáček  $2000 \text{ min}^{-1}$  a u 10. řádu od  $1700 \text{ min}^{-1}$ . Tak vysoké hodnoty amplitudy ( $1,2 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ ) u 10. řádu buzení od zápalu nejsou typické a můžeme se domnívat, že k tomu přispívá například zubová frekvence hnacího kola PTO, která odpovídá právě 20. řádu otáčkové frekvence a je poháněna spojovacím hřídelem za setrvačником. I v této ose můžeme zachytit řády odpovídající buzení od torzního kmitání, zejména 8,5. řád otáčkové frekvence. Další odlišností od os předchozích je fakt, že osa  $z$  má dominantní první řád zubové frekvence. Ta se projevovала nejvíce při otáčkách  $2300 \text{ min}^{-1}$ , kdy hodnota zrychlení dosáhla  $1,74 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ .

Snímač zachytil v ose  $z$  tři výrazné vlastní frekvence v oblasti 1,2 kHz, 2,2 kHz a 2,5 kHz. Nejkritičtější se jeví právě první zmiňovaná oblast, kterou prochází 4. řád buzení od olejového čerpadla. Při otáčkách  $2300 \text{ min}^{-1}$  dosahuje amplituda hodnoty  $3,1 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$  a je tedy nejvyšší amplitudou zaznamenanou ve frekvenční oblasti do 3,2 kHz. Graf na Obr. 38 zachycuje průběh prvních 4 řádů buzení od olejového čerpadla pomocí řádové analýzy, hodnoty zrychlení tedy zcela neodpovídají hodnotám získaných z FFT analýzy.



Obr. 38 Řádová analýza buzení od olejového čerpadla, snímač MT13\_Z

#### SNÍMAČ MT14

Již z umístění akcelerometru plyne, že snímač MT14, který se nacházel na těle vstřikovacího čerpadla, bude mít nejméně buzení právě od vstřikovacího čerpadla. Po prvním měření bylo zjištěno, že původní snímač je nevhodný, proto byl nahrazen akcelerometrem s jinou citlivostí.

Následující Tab. 12 vyjadřuje podle barvy, ve které ose pro dané otáčky byla hodnota amplitudy největší. Hodnoty jsou uvedeny pro prvních osm řádů buzení od vstřikovacího čerpadla. Během jednoho otočení hřídele vstřikovacího čerpadla dojde ke dvěma vstřikům do spalovacího prostoru. Hřídel čerpadla se otáčí dvojnásobnou rychlostí jak kliková hřídel. Proto 0,25. řád (0,5. řád otáčkové frekvence) buzení od vstřikovacího čerpadla uvedený v tabulce odpovídá jednomu vstřiku paliva.

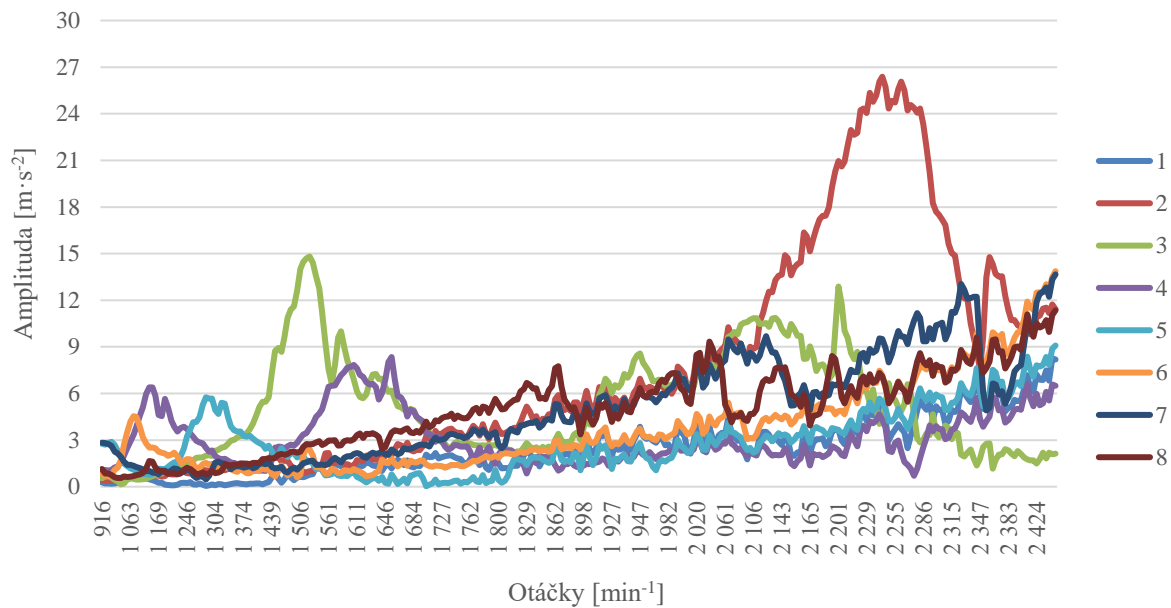
Z Tab. 12 můžeme vysledovat, že snímač v ose  $x$  zaznamenal nejvyšší hodnoty amplitud ve 4. řádu. Co se týče osy  $z$ , v ní převažují nejvyšší hodnoty do 3. řádu a také buzení od jednotlivých vstřiků. Dominantní hodnoty amplitud však převládají v ose  $y$ . To může být způsobeno i tím, že v této ose jsou vlastní frekvence soustavy nejméně buzení.



Tab. 12 Barevné rozdělení jednotlivých os podle maximální amplitudy

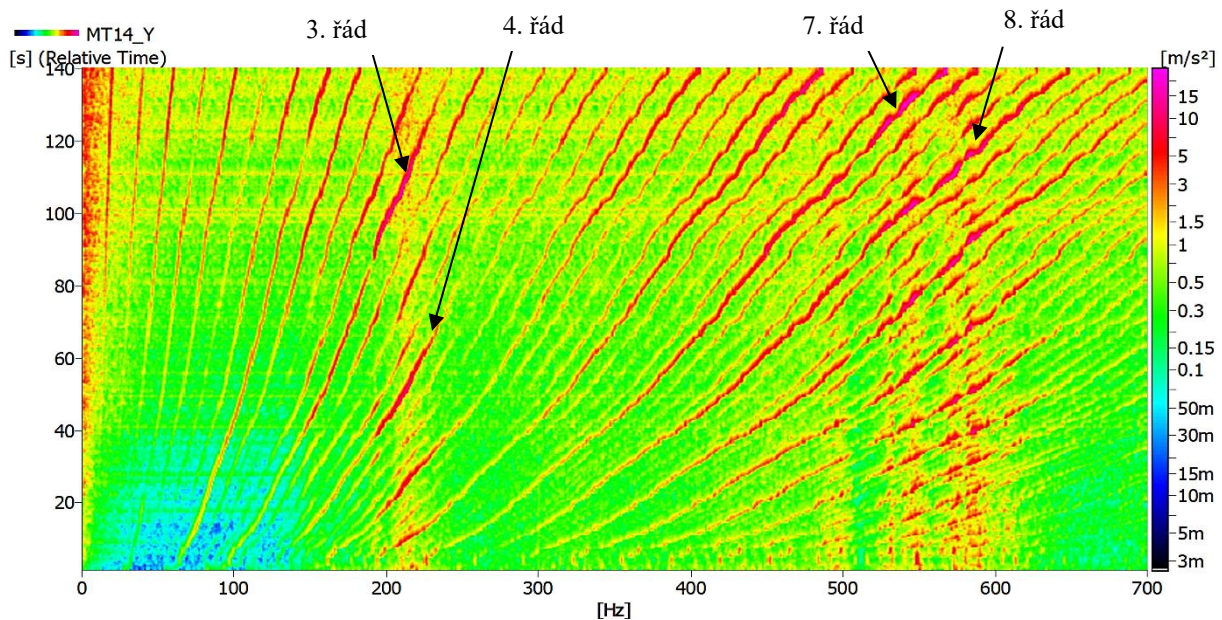
X Y Z	Amplituda [ $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ ]								
	0,25.	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
Otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]									
1000	0,28	0,33	0,63	0,87	1,16	2,77	2,96	2,33	0,67
1100	0,35	0,54	1,37	0,65	2,75	1,26	6,00	1,10	0,61
1200	0,46	0,49	1,27	0,84	5,10	2,60	1,81	0,70	1,27
1300	0,43	0,16	1,76	1,83	3,10	9,20	1,20	1,60	2,00
1400	0,45	0,22	1,74	3,51	1,74	3,20	1,20	2,00	2,40
1500	0,83	0,51	2,48	11,10	7,15	2,22	1,90	2,77	4,56
1600	1,15	1,28	2,31	8,63	11,19	0,94	2,45	3,91	5,23
1700	1,20	1,23	2,40	5,98	4,32	2,21	3,76	5,21	7,80
1800	1,93	1,63	3,53	3,85	2,38	1,76	3,91	7,26	9,58
1900	2,54	2,34	4,45	2,86	1,77	2,38	4,16	8,02	3,08
2000	3,09	2,37	5,45	12,62	1,84	3,20	5,25	7,84	15,64
2100	3,65	2,89	7,59	18,63	2,54	5,34	7,31	12,82	4,8
2200	4,53	3,31	18,02	9,81	2,06	4,99	6,53	4,59	15,87
2300	5,23	4,64	19,15	4,69	3,05	5,88	10,45	9,08	10,23
2400	6,48	5,06	9,65	4,17	4,17	9,03	14,15	7,82	6,86
2430	6,47	7,81	11,99	4,35	6,16	12,28	21,97	36,25	10,76

Akcelerometr zaznamenal na ose  $x$  nejvýraznější vlastní frekvence v okolí 150 Hz a dále 1 kHz a 1,3 kHz. V ose  $y$  se jedná o oblast 220 Hz, 550 a 590 Hz, 850 Hz a širší oblast od 1 kHz do 1,35 kHz. Ve vyšší frekvenční oblasti je to 2,4 kHz. Pro osu  $z$  je to oblast kolem 150 Hz, 1 kHz, 1,3 kHz a širší oblast okolo 2 kHz. Právě tyto vlastní frekvence mají za následek navýšení hodnot amplitud konkrétních řádů, které procházejí touto frekvencí. Pro osu  $x$  jsou kritické otáčky  $1500 \text{ min}^{-1}$ , kde 3. řád buzení od vstřikovacího čerpadla prochází přes vlastní frekvenci 150 Hz. Dále pro otáčky  $2300 \text{ min}^{-1}$ , kde 2. řád prochází přes tutéž frekvenci. U osy  $z$  je po provedení analýzy obdobný výsledek, hodnoty amplitud jsou si velmi podobné, viz. Obr. 39. Graf je vykreslen z hodnot řádové analýzy (*Order Spectrum vs Time*), proto se hodnoty uvedené v Tab. 12 s grafem zcela neshodují. Tento graf slouží k vyhodnocení průběhu jednotlivých řádů s narůstajícími otáčkami.



Obr. 39 Řádová analýza snímače MT14\_Z

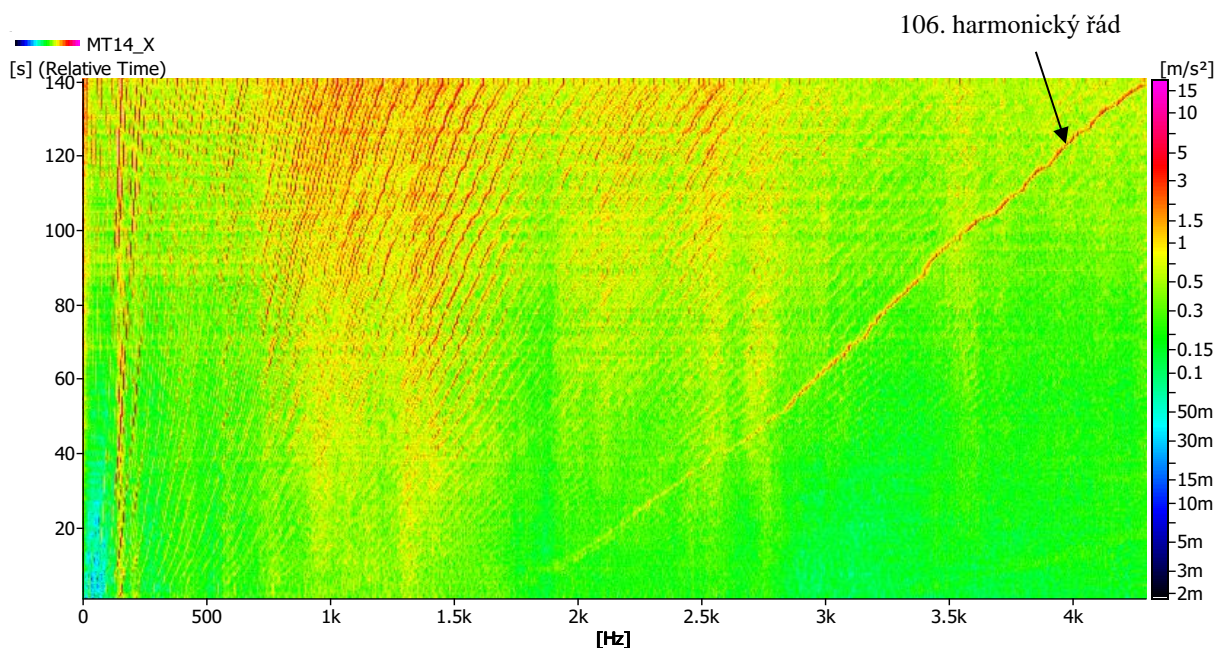
Snímač však zaznamenal největší vibrace v ose y. Na Obr. 40 si lze povšimnout výrazných vlastních frekvencí v oblasti 220 Hz, 550 Hz a 590 Hz. Kritické otáčky jsou v tomto případě od  $2000 \text{ min}^{-1}$  (od 95 s) do otáček maximálních. Co se týče nižší oblasti, otáčky  $1600 \text{ min}^{-1}$  jsou kritické z důvodu přechodu 4. řádu přes vlastní frekvenci 220 Hz.



Obr. 40 Buzení od vstřikovacího čerpadla, snímač MT14\_Y

Ze všech snímačů jako jediný akcelerometr MT14 zachytil ve vysokofrekvenční oblasti 106. harmonická řád, který je zobrazen na Obr. 41. Tento řád je viditelný ve všech třech osách. Největší hodnoty amplitudy zrychlení však zaznamenává osa x. Amplituda se v otáčkách

2100 min<sup>-1</sup> pohybovala kolem hodnoty 3,27 m·s<sup>-2</sup>. Nejvyšších hodnot ale dosahuje v maximálních otáčkách motoru.



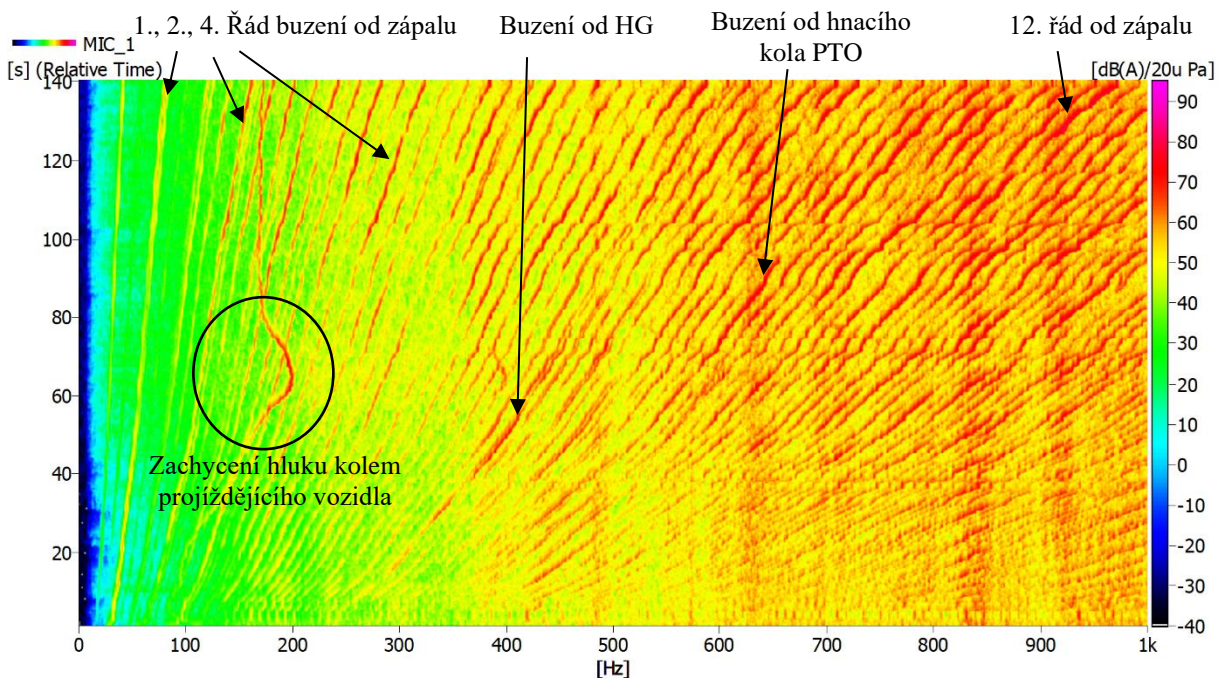
Obr. 41 Vysokofrekvenční multispektrum akcelerometru MT14\_X

### 7.3.7 MIKROFONY

#### MIC\_1

K vyhodnocení hluku od traktorového motoru byly použity dva mikrofony. Jeden z nich se nacházel venku, konkrétně ve výšce 1 m nad motorem a v této podkapitole budou podrobněji rozebrány výsledky analýzy tohoto mikrofону.

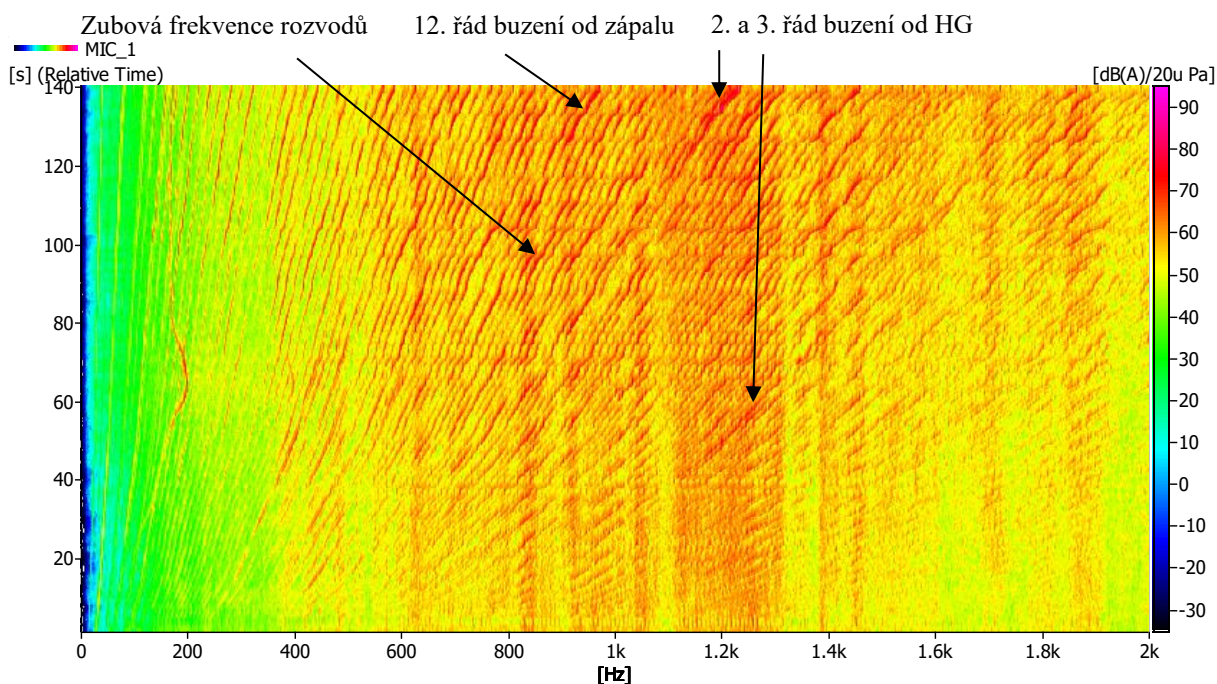
Měření probíhalo ve venkovních prostorách, aby se zamezilo odrazům, které by nastaly v případě měření v laboratoři pohonných jednotek vozidel. Ale i přesto lze očekávat, že k určitým odrazům došlo od okolních budov a objektů. Dalším nežádoucím faktorem, s nímž se při analýze počítalo, jsou okolní zvuky. Na Obr. 42 je ve frekvenčním rozsahu 100–200 Hz v čase přibližně 60–80 s zachyceno kolem projíždějící vozidlo. Program BK Connect umožňuje v průběhu měření vpisovat poznámky ke konkrétnímu času, které jsou následně k dispozici při pozdější analýze.



Obr. 42 Nízkofrekvenční multispektrum mikrofonu MIC\_1

V nízkofrekvenční oblasti mikrofon zachytil výraznější vlastní frekvence traktoru ve frekvenční oblasti 480 Hz, 630 Hz, 840 Hz a 920 Hz, viz. Obr. 42. Na multispektru je viditelná otáčková frekvence motoru a dále řady buzení od zápalu. K navýšení hladiny akustického tlaku u 4. řádu od zápalu může přispívat i fakt, že daný řád náleží i 1. řádu buzení od olejového čerpadla. Zubová frekvence čerpadla hydrauliky se zvukově projevovala nejvíce při otáčkách  $1590 \text{ min}^{-1}$  a vydávala hluk o hodnotě 69,3 dB(A). Ozubené soukolí PTO rezonuje při přechodu přes vlastní frekvenci motoru při otáčkách od  $1780 \text{ min}^{-1}$  do  $1960 \text{ min}^{-1}$ , avšak 20. harmonický řád otáček motoru můžeme také přiřadit 10. řádu buzení od zápalu. Při rezonanci tohoto řádu hodnota hluku dosahovala 80 dB(A). Můžeme se také domnívat, že 24. řád otáčkové frekvence motoru náleží právě 12. řádu buzení od zápalu, který se projevuje v oblasti maximálních otáček, kde přechází přes vlastní frekvenci motoru a dosahuje hodnoty 82 dB(A). Třetí řád již není tak dominantní a dosahuje maximální hodnoty 74 dB(A) při otáčkách  $1620 \text{ min}^{-1}$ . Přes vlastní frekvenci motoru (840 Hz) prochází také zubová frekvence rozvodů, která má hodnotu hluku 78,6 dB(A) při otáčkách  $1970 \text{ min}^{-1}$ , viz Obr. 43. Další dominantní řady v této frekvenční oblasti mohou být přiřazovány torznímu kmitání, nebo se jedná o postranní řady již zmíněných buzení. V neposlední řadě musíme počítat se vstřikovacím čerpadlem, u kterého řady buzení odpovídají řádům od zápalu.

V oblasti nad 1 kHz je poměrně výrazná oblast vlastní frekvence motoru 1,2 kHz, kterou můžeme pozorovat na Obr. 43. Přes tuto vlastní frekvenci prochází druhý a třetí řád od hydrogenerátoru. Právě druhý řád tohoto buzení způsobuje největší hluk, který má hodnotu 85,9 dB(A) při otáčkách  $2370 \text{ min}^{-1}$ .

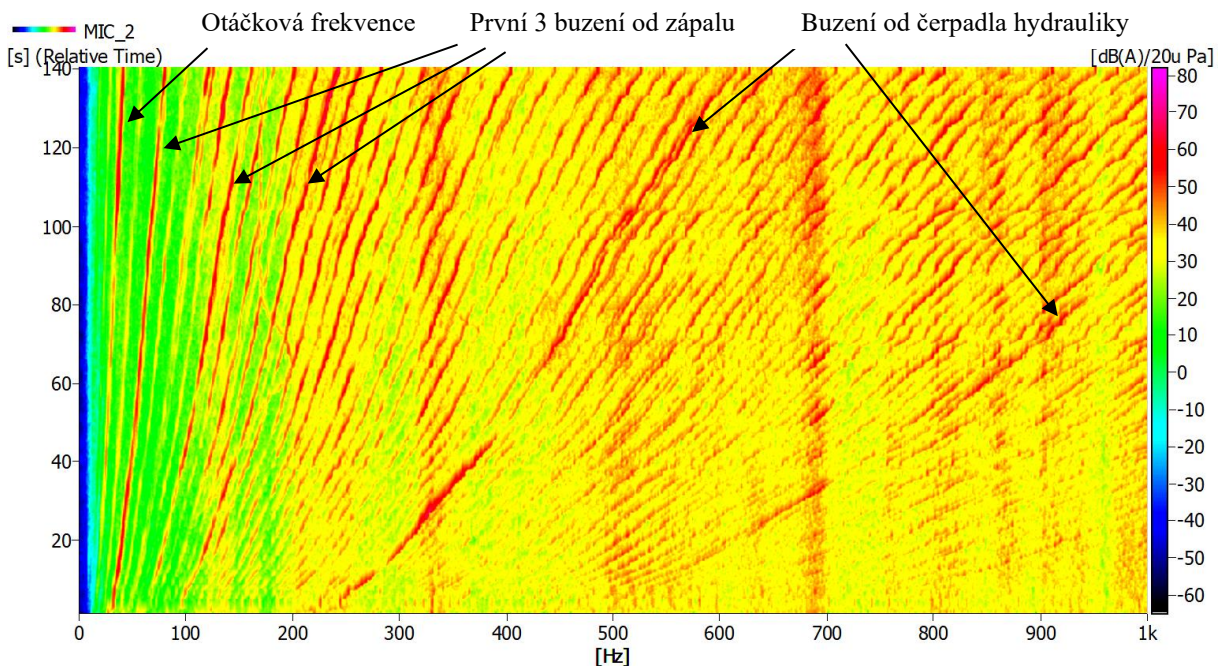


Obr. 43 Buzení od čerpadla hydrauliky, MIC\_1

## MIC\_2

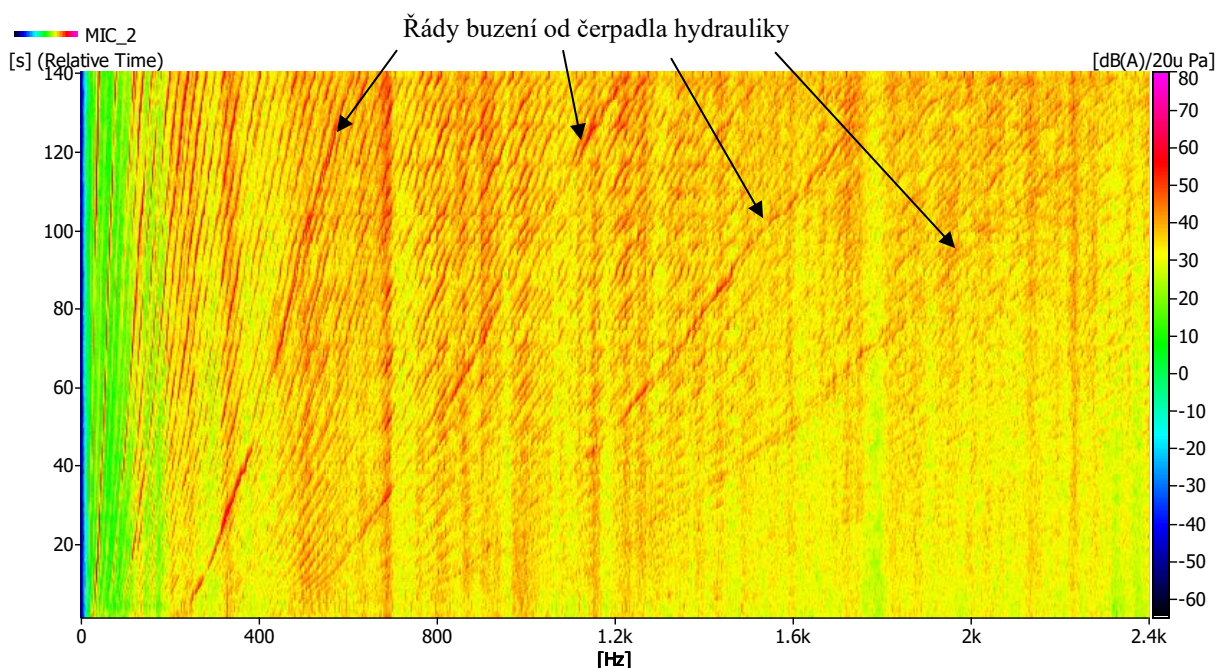
Mikrofon umístěný v kabině byl upevněn v oblasti hlavy obsluhy traktoru, abychom získali lepší představu o tom, jaké nejvýraznější zdroje hluku se v tomto místě projevují. Zmiňovaný mikrofon také zachytil nežádoucí okolní zvuky, avšak v menší míře. V průběhu analýzy se tyto projevy nezahrnovaly do výsledků.

Mikrofon v kabině zachytil několik vlastních frekvencí, ty nejvýraznější se objevily při 330 Hz a 690 Hz, ve vysokofrekvenční oblasti pak při 1150 Hz a 2230 Hz. Otáčková frekvence se začala více projevovat od otáček  $1950 \text{ min}^{-1}$ , viz Obr. 44. Hodnoty hladiny akustického tlaku se nad těmito otáčkami pohybovaly kolem 60 dB(A). Hluk vydávaný buzením od zápalu se projevoval hlavně do 6. řádu. Zatímco první řád tohoto buzení byl dominantní ve všech otáčkách, následující řády se projevovaly především od vyšších otáček. Při otáčkách okolo  $2180 \text{ min}^{-1}$  se dostává 3. řád buzení od zápalu do vlastní frekvence a hodnoty hluku se blíží k hranici 70 dB(A). Toutéž vlastní frekvenci prochází 4. řád při otáčkách od  $1660 \text{ min}^{-1}$  do  $1900 \text{ min}^{-1}$ , ale jeho hodnoty nepřesáhnou 60 dB(A). Na Obr. 44 si lze povšimnout 5. a 6. řádu, který je výraznější pouze při přechodu vlastní frekvence 330 Hz.



Obr. 44 Nízkofrekvenční multispektrum mikrofonu v kabině

Nejvíce dominantní řády, které mikrofon zachytil, jsou přiřazovány čerpadlu hydrauliky, které je možno vidět v multispektru na Obr. 45. Můžeme se domnívat, že mikrofon zaznamenal právě toto buzení díky svému umístění. Čerpadlo hydrauliky se nachází pod kabinou a jeho hluchost se může přenášet jak vzduchem, tak strukturou celé soustavy traktoru, například přes tvrdý silentblok až do kabiny. Nejkritičtější otáčky se zaznamenaly v místě přechodu prvního řádu buzení od čerpadla přes vlastní frekvenci 330 Hz, tedy  $1300 \text{ min}^{-1}$ . Zde dosahují hodnoty 68,9 dB(A). Tento řád je dále převládající při otáčkách nad  $1750 \text{ min}^{-1}$ . Druhý řád rezonuje dvakrát kvůli přechodu přes dvě oblasti vlastní frekvence. K první rezonanci dochází již při otáčkách  $1370 \text{ min}^{-1}$  s hodnotou hluku 57,2 dB(A). Druhá rezonance nastala při otáčkách  $2270 \text{ min}^{-1}$ , kde dosahovala 63,6 dB(A). Třetí řád iniciace od hydrogenerátoru vyzářoval nejvýraznější hluk při otáčkách  $1890 \text{ min}^{-1}$  a dosahoval hodnoty 61,3 dB(A). U čtvrtého řádu nebyl zachycen hluk přesahující 55 dB(A).



Obr. 45 Vysokofrekvenční oblast mikrofonu MIC\_2

### 7.3.8 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ

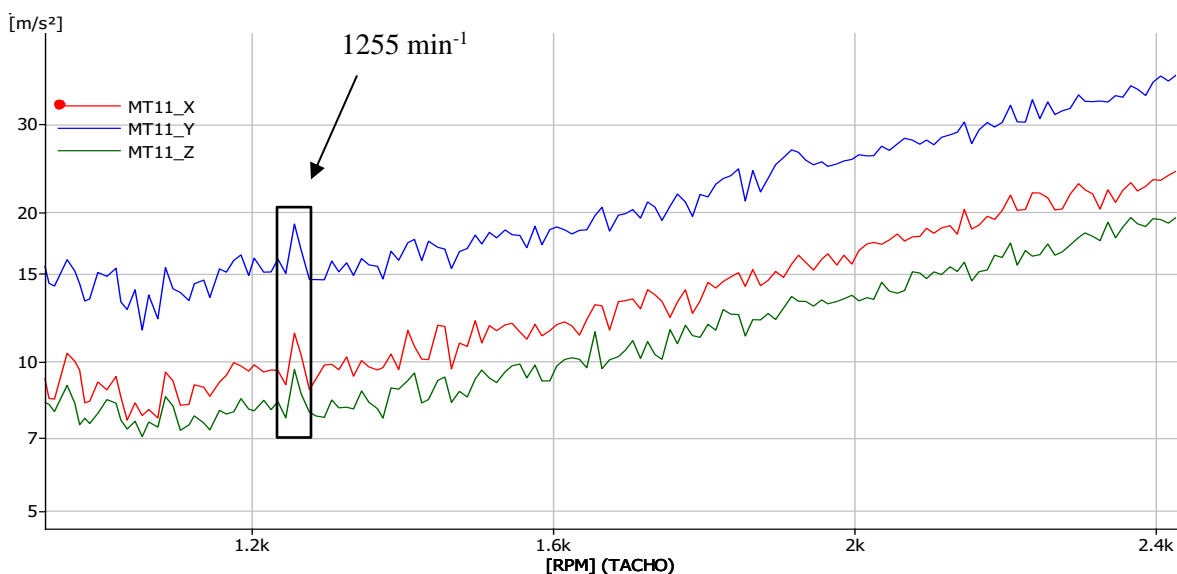
Při vyhodnocování analýzy bylo důležité pozorovat jednotlivé vlastní frekvence soustavy motoru. Při průchodu jednotlivých řádů přes vlastní frekvence docházelo k nárůstu hodnot amplitud zrychlení, a právě tato místa jsou nejkritičtější. V Tab. 13 jsou vypsány nejvýraznější vlastní frekvence pro konkrétní snímače v jednotlivých osách. Při pohledu na tabulku pozorujeme, že snímač MT12 nezaznamenal vlastní frekvence v žádné ose. V tabulce zvýrazněné frekvence představují nejkritičtější vlastní frekvenci zaznamenanou snímačem v dané ose. Ve většině případů se jedná o frekvenci pohybující se kolem 1200 Hz. Lze se tedy domnívat, že se jedná o buzení od spalovacího procesu, jde totiž o vyšší frekvenční oblast. U některých akcelerometrů se dokonce vyskytuje dominantní 2. řád tohoto buzení, tedy frekvenční pásmo 2400 Hz. Pouze snímač umístěný na těle vstřikovacího čerpadla zachytil výraznou vlastní frekvenci v nižší frekvenční oblasti, můžeme tedy usuzovat, že se jedná o vlastní frekvenci soustavy čerpadla.

Tab. 13 Vybrané vlastní frekvence soustavy u akcelerometrů

Snímač	Osa	Vlastní frekvence [Hz]				
MT10	x	400	700	950	<b>1200</b>	2400
	y	700	950	1200	<b>2000</b>	2450
	z	950	<b>1200</b>	1600	1900	-
MT11	x	<b>1200</b>	2380	2500	-	-
	y	<b>1000–1400</b>	1650	1930	2450	-
	z	850	<b>1300</b>	2000	2300	2550
MT12	x	-	-	-	-	-
	y	-	-	-	-	-
	z	-	-	-	-	-
MT13	x	720	<b>1200</b>	1350	2200	2400
	y	<b>650</b>	1200	1600	2000	2400
	z	420	<b>1200</b>	1600	2200	2500
MT14	x	<b>150</b>	590	960	1300	2530
	y	220	<b>550</b>	<b>590</b>	850	1000–1350
	z	<b>150</b>	<b>220</b>	1000	1300	2100

Při vyhodnocování kritických otáček můžeme postupovat podle různých kritérií. Jako jedna z cest se nabízí pozorování jednotlivých řádů buzení, které procházejí přes vlastní frekvence a rezonují, nebo u nich dochází ke skokovým nárůstům amplitud z důvodů torzního kmitání a nerovnoměrnosti chodu. Tato metoda je aplikována v podkapitolách, které se věnují jednotlivým snímačům. Druhou metodou, jak můžeme vyhodnocovat kritické otáčky, je tzv. *Overall vs Time (RPM)* analýza. Při této analýze je v daný čas, případně v daných otáčkách, v určitém frekvenčním spektru vytvořen celkový součet hodnot amplitud. Po provedení citlivostní analýzy byla nastavena frekvenční oblast 0–3200 Hz s intervalem 100 ms (10 RPM). Na Obr. 46 je vykreslena analýza pro snímač MT11 ve všech osách. Špičky vykreslené v grafu nám určují kritické otáčky, jelikož mají v těchto otáčkách skokový nárůst hodnot zrychlení. Tato analýza byla provedena u všech snímačů. V Tab. 14 jsou vypsány nejkritičtější otáčky podle analýzy *Overall vs RPM* do 3200 Hz. Zvýrazněné hodnoty představují nejvýraznější skokovou změnu amplitud.





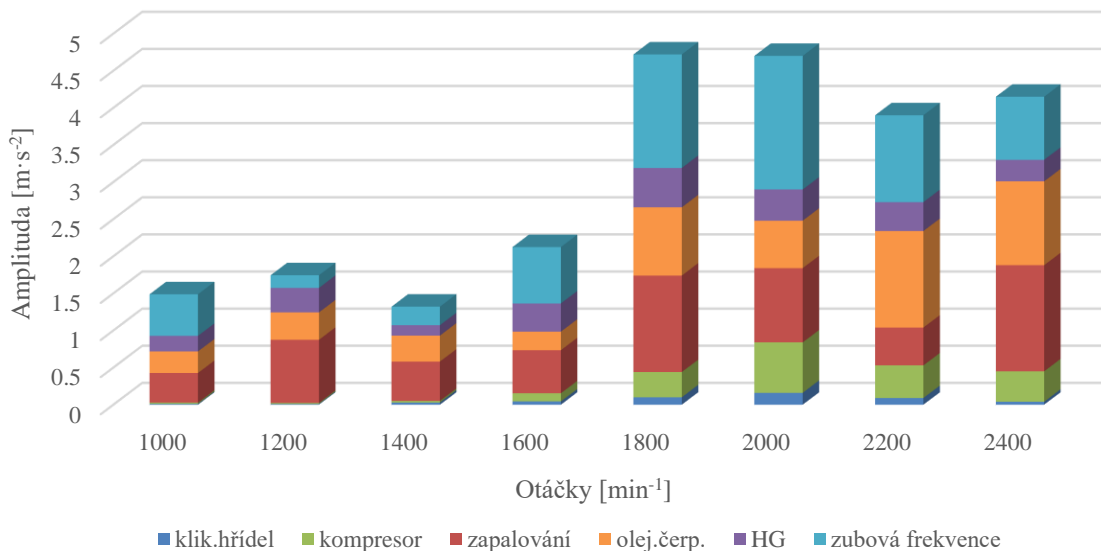
Obr. 46 Overall vs RPM analýza snímače MT11

Tab. 14 Kritické otáčky z analýzy Overall vs RPM

Snímač	Osa	Kritické otáčky [ $\text{min}^{-1}$ ]				
MT10	x	1085	<b>1405</b>	1575	2105	2205
	y	1085	<b>1405</b>	1495	1805	2105
	z	1085	<b>1405</b>	1495	1805	2205
MT11	x	945	1085	<b>1255</b>	1445	2145
	y	1085	<b>1255</b>	1665	1915	2235
	z	945	1085	<b>1255</b>	1655	2205
MT12	x	1325	1685	2015	2135	<b>2365</b>
	y	1685	1845	<b>1915</b>	2015	2195
	z	1535	1725	1845	2115	<b>2400</b>
MT13	x	945	1085	<b>1255</b>	1655	2205
	y	945	<b>1255</b>	1445	1655	2205
	z	945	<b>1255</b>	1455	1495	2205
MT14	x	1515	<b>1655</b>	1925	2135	<b>2285</b>
	y	1305	1485	1765	<b>2075</b>	2275
	z	1455	1625	<b>1765</b>	2005	2295

Po provedení analýzy všech snímačů v jednotlivých osách bylo vypořádováno, že akcelerometr s označením MT10 zaznamenal výraznější buzení od zubové frekvence rozvodového ústrojí. Další výrazné buzení pocházelo od zapalování, které se projevilo nejvíce v ose y. Jelikož se snímač nacházel v blízkosti kompresoru, můžeme zde od vyšších otáček nalézt také toto buzení. V grafu na Obr. 47 má poměrně velké zastoupení buzení od olejového čerpadla. To je

způsobeno tím, že řád olejového čerpadla se shoduje se 4. řádem buzení od zápalu. Proto je tato hodnota zkreslená a neodpovídá skutečné hodnotě buzení od samotného olejového čerpadla. V grafu na Obr. 47 jsou hodnoty získány z řádové analýzy a jedná se vždy o první řád zmiňovaného buzení.



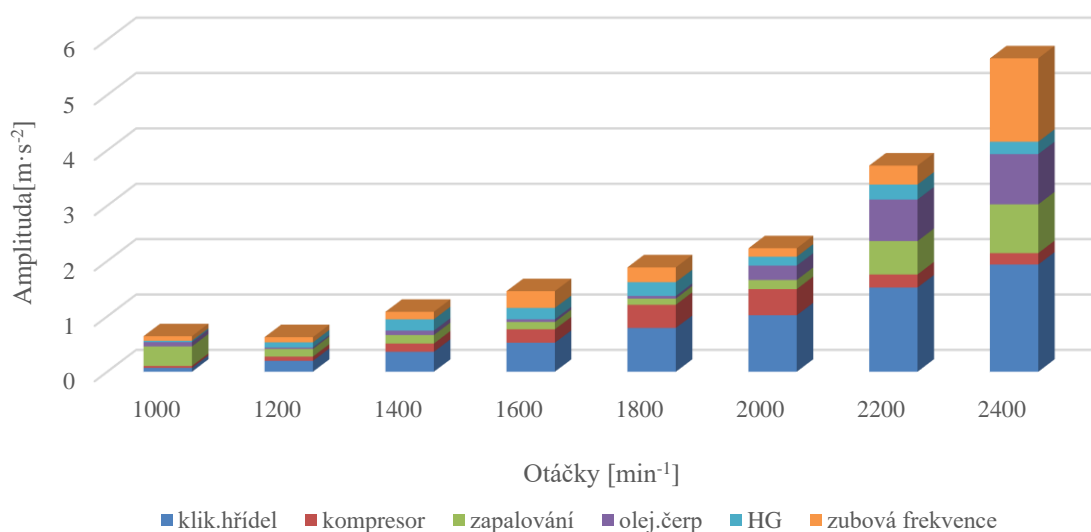
Akcelerometr MT11 byl umístěn v blízkosti setrvačnicku, aby zachytil případné vibrace od

Obr. 47 Vybraná buzení snímače MT10\_Z

součástí, které se nacházejí dále za zmiňovaným setrvačnickem. Z výsledků analýzy vyplývá, že tento snímač zachytil mimo jiné i buzení od čerpadla hydrauliky. Vibrace hydrogenerátoru se projevovaly převážně v nižších otáčkách, přibližně do 1800 min<sup>-1</sup>, což vychází z dosažených hodnot v ose y. Ovšem i u tohoto snímače se vyskytují typická buzení jako například od zapalování a otáčkové frekvence (umístění v oblasti hlavních ložisek), ale také zubová frekvence a buzení od olejového čerpadla.

Snímač vibrací umístěný na hlavě prvního válce zachytil jednotlivá buzení od zápalu. Pozorováno bylo prvních 12. řádů tohoto buzení, jelikož s každým dalším řádem amplituda klesala. Nejvyšší hodnoty zrychlení byly zachyceny v ose z. Důvodem je směr, ve kterém se válce pohybují. V ose y však nedochází ke stálému nárůstu hodnot amplitud se zvyšujícími se otáčkami. Při otáčkách přibližně 2200 min<sup>-1</sup> dojde ke skokovému nárůstu a vzápětí poklesu hodnot. Hodnoty v ose x mají podobný průběh jako v ose z, jen s nižšími hodnotami. U všech os tohoto snímače dochází k velkému rozdílu mezi hodnotami amplitud od otáček 1800 min<sup>-1</sup>.

Nejvíce se otáčková frekvence projevila u snímače MT13. Tento fakt lze přisuzovat poloze umístění snímače. V ose x byla naměřena hodnota amplitudy prvního harmonického řádu blízká se 2 m·s<sup>-2</sup> při otáčkách 2400 min<sup>-1</sup>. Akcelerometr se nacházel v blízkosti rozvodů, podobně jako snímač MT10, a proto i zde dochází k velkému buzení od zubové frekvence. V součtu podobné hodnoty má i buzení od olejového čerpadla, k němuž byl snímač v porovnání s ostatními nejbližší. Ale i v tomto případě jsou celkové hodnoty 8. řádu zkreslené, jelikož do něho spadá i 4. řád od zápalu, který je také výrazný. Snímač částečně zaznamenal i buzení od kompresoru, který se nad ním nacházel. Na Obr. 48 jsou vykreslena vybraná buzení. Hodnoty odpovídají řádové analýze a jedná se o první řády uvedených buzení.



Obr. 48 Vybraná buzení snímače MT13\_X

U akcelerometru umístěného na těle vstřikovacího čerpadla se v porovnání s ostatním buzením tohoto snímače projevila v menší míře otáčková frekvence motoru. Ta se v multispektru více vybarvila od otáček 2000  $\text{min}^{-1}$ . Ve všech osách se také objevilo buzení od zubové frekvence rozvodů. Největší iniciaci vibrací však projevilo samotné vstřikovací čerpadlo. Čerpadlo má několik svých vlastních frekvencí, které se výrazně podílí na hodnotách amplitud. Jedná se především o vlastní frekvence 220 Hz, 550 Hz a 590 Hz. Těmito frekvencemi prochází postupně řady buzení od vstřikovacího čerpadla, které jsou již z principu funkčnosti motoru shodné s řady od zapalování. V následující Tab. 15 jsou uvedeny maximální amplitudy jednotlivých řádů při daných otáčkách. Amplitudy jsou získány ze sweep měření a vždy odpovídají největší hodnotě ze všech tří os, viz. Tab. 12. Hodnoty jsou barevně škálovány, zelená barva označuje hodnoty nejnižší, a naopak červená nejvyšší. V tabulce můžeme pozorovat přechod jednotlivých řádů přes vlastní frekvence. Přes první vlastní frekvenci prochází 2. až 6. řád. Další dvě vlastní frekvence ovlivňují 7. a 8. řád a částečně také 6. řád v maximálních otáčkách. Z Tab. 15 tak můžeme usuzovat, že kritické otáčky jsou v oblasti 2200  $\text{min}^{-1}$ . Maximální hodnota zrychlení do otáček 2400  $\text{min}^{-1}$  dosahuje 19,15  $\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$  a byla naměřena v ose z.

Tab. 15 Řády buzení od vstřikovacího čerpadla s vlastními frekvencemi

Provozní otáčky [min <sup>-1</sup> ]	Amplituda [m·s <sup>-2</sup> ]							
	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.
1000	0,33	0,63	0,87	1,16	2,77	2,96	2,33	0,67
1100	0,54	1,37	0,65	2,75	1,26	6,00	1,10	0,61
1200	0,49	1,27	0,84	5,10	2,60	1,81	0,70	1,27
1300	0,16	1,76	1,83	3,10	9,20	1,20	1,60	2,10
1400	0,22	1,74	3,51	1,74	3,20	1,20	2,00	2,40
1500	0,51	2,48	11,10	7,15	2,22	1,90	2,77	4,56
1600	1,28	2,31	8,63	11,19	0,94	2,45	3,91	5,23
1700	1,23	2,40	5,98	4,32	2,21	3,76	5,21	7,80
1800	1,63	3,53	3,85	2,38	1,76	3,91	7,26	9,58
1900	2,34	4,45	2,86	1,77	2,38	4,16	8,02	3,08
2000	2,37	5,45	12,62	1,84	3,20	5,25	7,84	15,64
2100	2,89	7,59	18,63	2,54	5,34	7,31	12,82	4,80
2200	3,31	18,02	9,81	2,06	4,99	6,53	4,59	15,87
2300	4,64	19,15	4,69	3,05	5,88	10,45	9,08	10,23
2400	5,06	9,65	4,17	4,17	9,03	14,15	7,82	6,86

Venkovní mikrofon umístěný nad motorem zachytil největší hluk pocházející od ozubených kol v rozvodech podle řádové analýzy. Další výrazný hluk vznikal z válců motoru od zapalování. První řád tohoto buzení byl dominantní přibližně do otáček 1400 min<sup>-1</sup>. Při vyšších otáčkách se nejvíce projevoval řád třetí, který dosahoval při maximálních otáčkách hodnoty 65 dB(A). Čerpadlo hydrauliky se také podílí na celkovém hluku motoru a traktoru obecně. Jeho nejvyšší hodnoty jsou zaznamenány při otáčkách 1600 min<sup>-1</sup>, kde nabývá hodnoty 70 dB(A). Hodnoty hluku kompresoru se s přibývajícím otáčkami téměř lineárně navyšují. To samé se dá říct i o hluku, který vzniká od klikového hřídele. Jak již bylo v této práci zmíněno, amplitudy olejového čerpadla jsou zkreslené, a proto toto buzení nemůžeme považovat za tak výrazné, jak se ukazuje na Obr. 49.

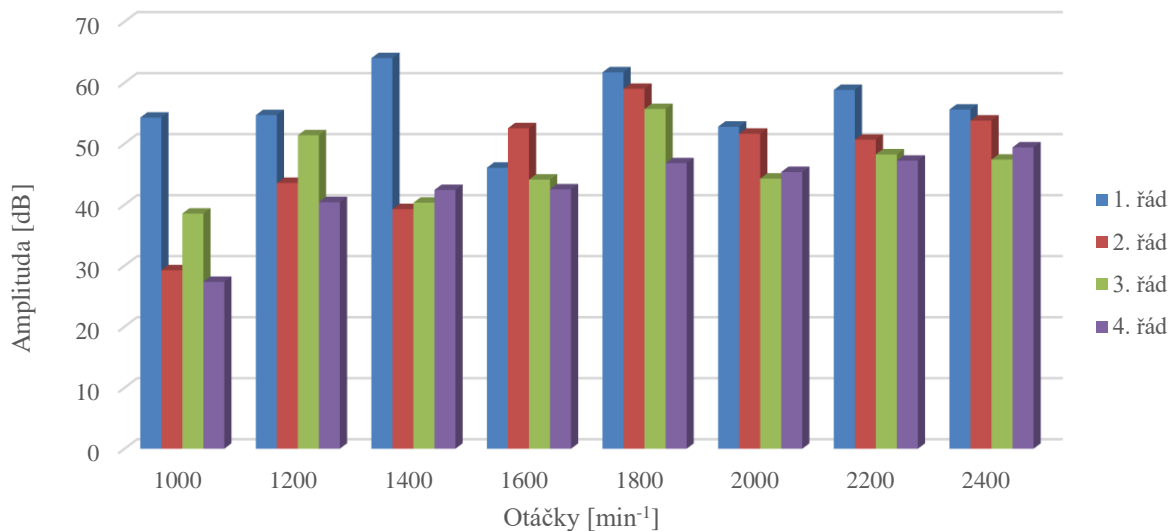
Nejvyšší amplituda hluku, která byla u mikrofonu MIC\_1 zaznamenána, pochází z druhého řádu buzení od hydrogenerátoru a přesahuje hodnotu 85 dB(A). K tak vysoké hodnotě dochází kvůli přechodu tohoto řádu přes vlastní frekvenci motoru v téměř maximálních otáčkách. Touto vlastní frekvencí prochází i třetí řád buzení od čerpadla hydrauliky v otáčkách pohybujících se okolo 1600 min<sup>-1</sup>, v nichž dosahuje o něco málo nižších hodnot než druhý řád v maximálních otáčkách.



Obr. 49 Vybraná buzení zachycená mikrofonom MIC\_1

Velmi důležitá jsou rovněž data zaznamenaná v kabině traktoru. Tyto výsledky poskytnou základní informaci o pohodlí řidiče z pohledu hluku. Proto byl druhý mikrofón umístěn do kabiny v oblasti hlavy řidiče. Z vyhodnocení řádové analýzy vyplynulo, že hluk v kabině nepřesáhl při provozních otáčkách hodnotu 65 dB(A). Avšak při otáčkách maximálních, tedy 2430 min<sup>-1</sup>, se třetí řád buzení od zápalu projevil hlukem dosahující 70 dB(A). V porovnání s venkovním mikrofónem nedochází uvnitř kabiny k tak výraznému projevu od zubové frekvence rozvodů. Ovšem můžeme konstatovat, že hluk od zápalu dosahuje vyšších hodnot v kabině. Otáčkovou frekvenci, a tedy klikový mechanismus, je v kabině také více slyšet. Je zajímavé, že buzení od PTO, který se nachází za setrvačником, poměrně blízko pod kabinou, se při analýze MIC\_2 téměř neprojevil. Pouze při otáčkách 2100 min<sup>-1</sup>, kdy jeho řád prochází přes vlastní frekvenci 690 Hz.

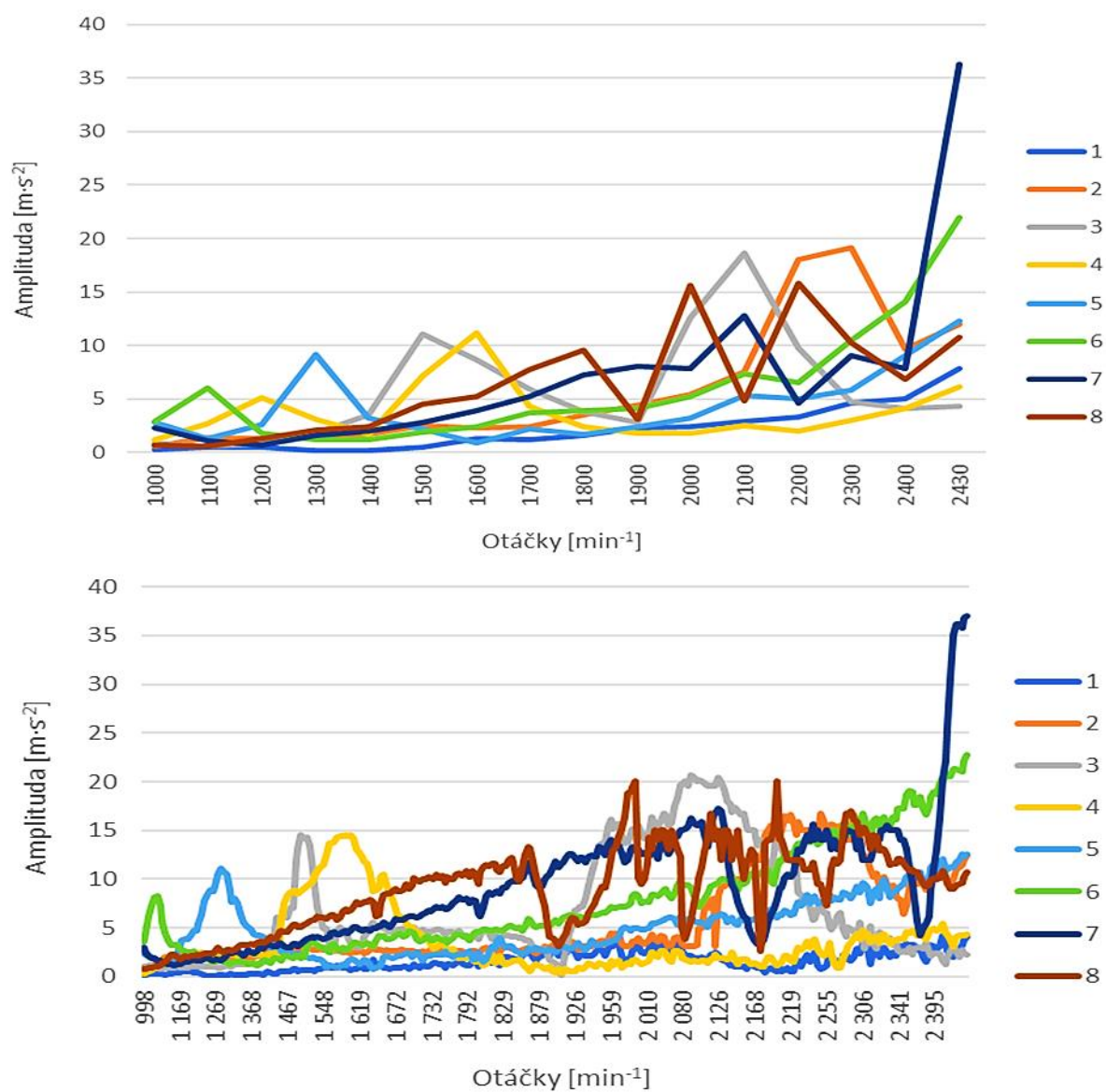
Nejvýraznější řády, které na multispektru mikrofón MIC\_2 zaznamenal, byly právě od čerpadla hydrauliky, kvůli jeho poloze pod kabinou. Na Obr. 50 jsou vykresleny první čtyři řády, které byly na multispektru nejvýraznější. Jak je patrné z grafu, nejdominantnější je první řád, až na jediný případ – v otáčkách kolem 1600 min<sup>-1</sup>, kde dochází k útlumu. Průchod přes vlastní frekvenci v oblasti 330 Hz způsobuje, že první řád má největší amplitudu při otáčkách 1300 min<sup>-1</sup> až 1400 min<sup>-1</sup>.



Obr. 50 Hluk buzený od čerpadla hydrauliky zaznamenaný mikrofonem v kabině

Po celkovém vyhodnocení obou mikrofonů pomocí analýzy *Overall vs RPM* byly zaznamenány nejvýraznější špičky při otáčkách 2075 min<sup>-1</sup> u venkovního mikrofonu a 1305 min<sup>-1</sup> pro mikrofon v kabině. Při těchto otáčkách dochází u traktoru ke krátkodobému navýšení hluku, který způsobuje přechod určitých řádů přes vlastní frekvence soustavy.

Jednotlivá měření porovnává Obr. 51, na němž jsou vyobrazeny dva grafy snímače MT14\_Y pro prvních 8. řádů buzení od vstřikovacího čerpadla. V horním grafu jsou zaznamenány hodnoty z ustáleného měření, spodní graf je sestaven z hodnot sweep měření. Hodnoty jsou získány řádovou analýzou (*Order Spectrum vs RPM*). Pokud porovnáme tyto grafy mezi sebou, zjistíme, že je důležité zvolit správný typ měření. Do sweep měření je zahrnuta celá škála otáček, jde tedy o ucelený přehled chování motoru z pohledu vibrací a hluku. Výhodou ustáleného měření jsou přesnější hodnoty zrychlení v právě měřených otáčkách, za dobu 20 sekund se hodnoty ustálí a vykreslení v multispektru je pak čistější a přehlednější.



Obr. 51 Porovnání ustáleného (horní graf) a sweep měření (dolní graf)

## ZÁVĚR

Práce se zabývá vibracemi a hlukem od spalovacího motoru traktoru. Součástí je analýza budících účinků od jednotlivých zdrojů vibrací a hluku při konkrétních otáčkách motoru a jejich následné vyhodnocení. Snahou je vymezit oblasti otáček a frekvencí, u nichž dochází k nadměrným vibracím a následnému hluku.

Cílem diplomové práce bylo provést rešerši dané problematiky týkající se NVH analýzy a posléze analyzovat jednotlivé pohonné jednotky z hlediska vzniku vibrací a hluku. Následně bylo žádoucí realizovat teoretický rozbor budících silových účinků ze získaných parametrů. Praktická část této práce si kladla za cíl navrhnout technický experiment, který by se dal realizovat v praxi. Technický experiment poskytl data, z nichž bylo nutné vypracovat analýzu. K posledním cílům mé práce bylo zhodnotit dosažené výsledky analýzy a utvořit závěr.

Teoretická část práce nabízí souhrn současného stavu poznání v oblasti vibroakustiky. Snahou bylo jednoduše, logicky a přehledně popsat vznik, šíření a působení vibrací a hluku a jejich dopady na člověka i na mechanické součásti. Dále bylo důležité vysvětlit základní veličiny a pojmy vibroakustiky. Následující kapitoly jsou věnovány měření vibrací a hluku, bylo uvedeno, co všechno je k tomuto měření potřeba a jak jednotlivá zařízení fungují. Byla provedena rešerše dominantních zdrojů vibrací a hluku pohonných jednotek, která zahrnuje i popis přenosových cest vibrací. V poslední teoretické části práce byly sepsány metody zpracování signálu a jeho analýzy, která slouží k vyhodnocování vibrací a hluku, nejen pohonných jednotek, ale i mnoha dalšího.

V praktické části bylo ještě před samotným měřením nutné připravit a zapojit měřicí techniku. Pozornost byla věnována vhodnému umístění akcelerometrů a mikrofonů tak, aby nedocházelo k následnému znehodnocování měřených dat. Při umísťování akcelerometrů nejde zcela docílit toho, aby byly všechny snímače usazeny podle zvolené kartézské soustavy souřadnic v třírozměrném prostoru. Proto byly jednotlivé směry os snímačů ručně přenastaveny v programu BK Connect. Tím jsme předešli pozdějšímu přepočítávání a úpravám u samotné analýzy. V této práci jsou analyzovány dva typy měření: sweep a ustálené. Každé měření bylo několikrát opakováno, aby se předešlo případným nejasnostem či chybám. V praxi je však vhodnější provést nejdříve sweep měření, ze kterého lze v celém otáčkovém spektru vyčíst kritické otáčky. Pro dané otáčky se poté provede ustálené měření, z něhož jsou lépe čitelná jednotlivá buzení.

Frekvenční analýza byla provedena v programu BK Connect. Procesní řetězec byl sestaven z analýz potřebných k dalšímu vyhodnocování. Vstupní parametry byly zvoleny po provedení citlivostní analýzy. Pro lepší přehlednost je práce zaměřena na řádovou analýzu, řády jednotlivých buzení se totiž s otáčkami nemění. Abychom mohli správně analyzovat jednotlivá multispektra, bylo nutné vypočítat a přiřadit jednotlivé řády k příslušným buzením. Základem je otáčková frekvence motoru, která odpovídá prvnímu harmonickému řádu. Některé řády buzení měly i postranní pásma, která byla mnohdy výraznější než samotný hlavní řád. To samé se dá říct i o násobcích daného řádu. V multispektrech se však vyskytovaly i řády, které nebylo možné identifikovat. Pro důkladnější analýzu by bylo zapotřebí více snímačů osazených na více místech motoru a jeho částech.

Celkem pět akcelerometrů a dva mikrofony jsou rozebrány v podkapitolách věnovaným jednotlivým snímačům. Souhrnné výsledky analýz jsou pak shrnuty v poslední části této práce.



Mezi dominantní patří buzení od zápalů, od vačkové a vyvažovacích hřídelů, zubové frekvence rozvodů a vstřikovacího čerpadla. Dále se objevovalo také buzení od kompresoru, olejového čerpadla a čerpadla hydrauliky. Některá buzení se projevila až v násobcích jejich řádů.

Při vyhodnocování jednotlivých multispekter bylo důležité zaměřit se na vlastní frekvence soustavy motoru. Vlastní frekvenci v multispektru poznáme podle toho, že se její frekvence s narůstajícími se otáčkami nemění. Můžeme se pouze domnívat, od čeho vlastní frekvence vznikají, neboť nemáme dostatek informací k přesnému určení. Téměř u všech snímačů je dominantní vlastní frekvence 1200 Hz. Snímač na těle vstřikovacího čerpadla zaznamenal nižší dominantní vlastní frekvence, které pravděpodobně vznikají právě od tohoto čerpadla a jeho součástí. Jedná se o frekvence 150 Hz, 550 Hz a 590 Hz. Řády procházející přes tyto frekvence rezonují, jejich hodnoty amplitud tedy skokově rostou. U snímače MT10 v ose  $x$  přechází zubová frekvence přes vlastní frekvenci v oblasti 1 kHz téměř při maximálních otáčkách motoru. Amplituda v nominálních otáčkách  $2200 \text{ min}^{-1}$  dosahuje hodnoty  $8,43 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$ . Z analýzy vyplývá, že pokud by měl motor vyšší maximální otáčky, došlo by k rezonanci v oblasti 1,2 kHz, a to by již mohlo ohrozit plynulý chod motoru.

Při vyhodnocování řádové analýzy docházelo také ke shodě řádů určitých buzení. V případě 8. harmonického řádu otáčkové frekvence odpovídá také první řád buzení od olejového čerpadla a 4. řád buzení od zápalu (nebo 4. řád od vstřikovacího čerpadla). Určit správné přiřazení těchto řádů k danému buzení můžeme pouze na základě umístění snímačů. Akcelerometr s označením MT13 se nacházel v místě hlavních ložisek ze strany od rozvodu ve spodní části motoru. Můžeme tedy 8. harmonický řád, který tento snímač zaznamenal, přisuzovat právě olejovému čerpadlu. Avšak jistou měrou k celkové zaznamenané amplitudě přispívají i další buzení a jejich násobky odpovídající tomuto řádu. I z tohoto hlediska by bylo optimální osadit motor více snímači. Na druhou stranu bylo vyzorováno i buzení, jehož řád odpovídal výhradně jemu samotnému. Snímač MT11 zaznamenal buzení od čerpadla hydrauliky, které odpovídá 15,18. harmonickému řádu otáčkové frekvence. Čerpadlo se nacházelo až v místech převodovky, proto jeho buzení zaznamenal snímač umístěný v blízkosti setrvačnicku. Další specifický neceločíselný řád 1,04 odpovídá buzení od kompresoru, které zaznamenaly téměř všechny snímače.

Ke snímání hluku byly použity 2 mikrofony. U mikrofonu byl použit váhový filtr typu A pro přiblížení vnímání lidským sluchem. Venkovní mikrofon umístěný nad motorem zaznamenal výrazný hluk vyzařovaný od zubové frekvence rozvodu, který se při otáčkách  $2000 \text{ min}^{-1}$  blížil hodnotě 80 dB(A). Dále také od hydrogenerátoru a zápalu. Velké zastoupení má i 8. harmonický řád, který je výrazný právě díky více buzením odpovídajícím olejovému čerpadlu, 4. řádu od zápalu a vstřikům paliva. Největší hodnota hluku 85 dB(A) byla naměřena při maximálních otáčkách, kdy došlo k rezonanci 2. řádu od hydrogenerátoru. Po analýze dat z mikrofonu v kabině řidiče se nejvíce projevilo čerpadlo hydrauliky, které je v chodu i při nezařazené rychlosti. Čerpadlo se nachází těsně pod kabinou a jeho hluk se k místu řidiče šíří jak prostředím, tak strukturou. Výrazné jsou jeho první 4. řády. V porovnání s venkovním mikrofonem byl uvnitř kabiny výraznější hluk od zapalování. Jeho třetí řád v maximálních otáčkách dosahoval největší hodnoty hluku blížící se 70 dB(A). Ovšem při provozních otáčkách nebyl v kabině naměřen hluk přesahující 65 dB(A).

Tato diplomová práce se zabývá analýzou jen určitých částí pohonné jednotky traktoru. Existuje celá řada těchto zdrojů a dějů, které při chodu motoru budí vibrace a hluk. V teoretické části práce jsou některé tyto další zdroje popsány. Nerovnoměrnost chodu motoru zapříčiněná například zubovými vůlemi má také nemalý podíl na produkování nežádoucích vibrací a hluku.

Potlačení vibrací a hluku můžeme docílit vyvážením motoru a jeho součástí, čímž také snížíme amplitudu budících sil. Další možností je změna vlastní frekvence konstrukce. Důležité je přeladit komponenty tak, aby se v oblasti provozního buzení nenacházela vlastní frekvence. Toho se dá docílit buď zvýšením hmotnosti, což způsobí snížení vlastní frekvence, nebo zvýšením tuhosti, která posune vlastní frekvenci do vyššího pásma. Ne vždy je však možnost tyto konstrukční změny provádět.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] RASCH, František a Václav PÍŠTĚK. *Lokalizace hlavních zdrojů hluku spalovacího motoru s využitím akustické emise: Localization of combustion engine noise origin with the use of acoustic emission*. Brno, 2011. Dizertační práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
- [2] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Vyd. 2., V Akademickém nakl. CERM 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2005. ISBN isbn80-214-3060-5.
- [3] NOVÝ, Richard. *Hluk a chvění*. Vyd. 3. V Praze: České vysoké učení technické, 2009. ISBN 978-80-01-04347-9.
- [4] BILOŠ, Jan a Alena BILOŠOVÁ. *Aplikovaný mechanik jako součást týmů konstruktérů a vývojářů: studijní opora*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2012. ISBN isbn978-80-248-2755-1.
- [5] Ekosoftware: *Měření hluku a vibrací [online]*. Liberec: DPOINT.CZ, 2020 [cit. 2020-11-30]. Dostupné z: <https://www.ekosoftware.cz/>
- [6] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 8090193625.
- [7] SALAVA, Tomáš. *Elektroakustická a elektromechanická měření*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1979. Řada elektrotechnické literatury.
- [8] NOVOTNÝ, Pavel. *Vibrace a hluk vozidel: Popis zdrojů zvuku a šíření zvuku*. Brno, 2019. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [9] PANZA MARIA ANTONIETTA, . *A Review of Experimental Techniques for NVH Analysis on a Commercial Vehicle*. Energy Procedia. 70th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2015, 2015, (82), 1017-1023. Dostupné z: doi:<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.11.861>
- [10] VOJÁČEK, Antonín. *Principy akcelerometrů. Automatizace.hw.cz [online]*. [cit. 2020-11-29]. Dostupné z: <https://automatizace.hw.cz//clanek/2007011401>
- [11] PETRÁK, Peter. *Hluk a vibrácie v dopravnej technike*. 1. vydanie. V Bratislave: Slovenská technická univerzita v Bratislave, 2015. Edícia vysokoškolských učebníc (Slovenská technická univerzita). ISBN isbn978-80-227-4499-7.
- [12] GAŠPAR, D. *Měření vibrací a hluku pohonných jednotek*. Brno, 2016. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Lukáš Šopík.

- [13] VRBICKÝ, Jiří. *Paliva pro spalovací motory*. Brno, 2009. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Josef Štětina, Ph.D.
- [14] ZUBÍK, M. *Řešení vibrací pohonné jednotky s využitím výpočtového modelování*. Brno, 2013. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.
- [15] BHARADWAJ, Shubham, Aman GUPTA a Sunny NARAYAN. *A Review of Various NVH Sources of Combustion Engines*. International Journal of Mechanical Engineering and Automation. India: Department of Mechanical Engineering: Indus University, 2015, , 249-261.
- [16] NOVOTNÝ, Pavel. *Vibrace a hluk vozidel: Zdroje vibrací a hluku*. Brno. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [17] GUPTA, Aman, Shubham SHARMA a Sunny NARAYAN. *Combustion engines: An introduction to their design, performance, and selection*. Salem, Massachusetts: Scrivener Publishing, 2016. ISBN 978-1119283768.
- [18] DOČKAL, Aleš. *Konstrukční optimalizace ozubené převodovky s ohledem na snižování hlukové emise: Design optimization of gearbox considering reduction of noise emission*. V Brně: Vysoké učení technické, Fakulta strojního inženýrství, Ústav konstruování, 2003. Vědecké spisy Vysokého učení technického v Brně. ISBN isbn80-214-2439-7.
- [19] NOVOTNÝ, Pavel. *Počítačové simulace v automobilovém průmyslu II: Dynamika rotorů turbodmychadel II*. Brno, 2020. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [20] KREIDL, Marcel a Radislav ŠMÍD. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-158-6.
- [21] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [22] Forterra HSX: *Detailní technické parametry. Zetor Tractors a.s.* [online]. Giant [cit. 2021-04-15]. Dostupné z: <https://www.zetor.cz/zetor-forterra-technicke-parametry#obsah>
- [23] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vyd. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTIUUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] HORA, Otakar. *Vnitřní akustika traktoru*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Pavel Novotný, Ph.D.

- [25] ZETOR TRACTORS A.S. *Zetor Forterra: Návod k obsluze a údržbě*. 6-100-2013. Trnkova 111, Brno: Oddělení technické dokumentace, 2013. Číslo publikace: 222.212.693.
- [26] NOVOTNÝ, Pavel. *Vibrace a hluk vozidel: Základy problematiky vibrací*. Brno, 2020. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [27] SCHIMMEL, J. *Elektroakustika. Brno, 2012. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství*.
- [28] PÍŠTĚK, Václav. *Hnací ústrojí: Síly a momenty v klikovém mechanismu*. Brno, 2012. Přednáška. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství.
- [29] ŠPAČKOVÁ, Jana. *Vibroakustická analýza spalovacího motoru*. Brno, 2020. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Aleš Prokop.
- [30] NOVOTNÝ, Pavel a Václav PÍŠTĚK. *Crank train fatigue life prediction of tractor engine*. Institute of Automotive Engineering, 2007.
- [31] TICHÝ, Ondřej. *Koncepce řadového vstřikovacího čerpadla pro tlaky 120 MPa*. Brno, 2016. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Radim Dundálek, Ph.D.

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$IX$		Symbol označení otáčkové frekvence (1. řád)
$\mu$	[-]	Poissonova konstanta
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Zrychlení
$ADC$		Analog to Digital Converter – AD převodník
$c_L$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost šíření vln v plynech
$c_v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost šíření vln v tekutinách
$DFT$		Discrete Fourier Transformation
$DÚ$		Dolní úvrat'
$E$	[J]	Akustická energie
$f$	[Hz]	Frekvence
$f_f$	[Hz]	Frekvence zážehů
$FFT$		Fast Fourier Transformation
$f_{gh}$	[Hz]	Frekvence čerpadla hydrauliky
$f_k$	[Hz]	Frekvence kompresoru
$f_n$	[Hz]	Otáčková frekvence
$f_{mvč}$	[Hz]	Otáčková frekvence vačkové hřídele
$f_{oč}$	[Hz]	Frekvence olejového čerpadla
$f_{ph}$	[Hz]	Frekvence posuvných hmot
$f_{rh}$	[Hz]	Frekvence rotačních hmot
$f_{tk}$	[Hz]	Frekvence torzního kmitání
$f_z$	[Hz]	Zubová frekvence
$h$	[m]	Výška
$HG$		Hydrogenerátor
$HÚ$		Horní úvrat'
$i$		Převodový poměr
$I$	[W·m <sup>-2</sup> ]	Akustická intenzita
$i_v$	[-]	Počet válců
$K$	[Pa]	Modul objemové pružnosti
$l$	[m]	Délka
$L_p$	[dB]	Hladina akustického tlaku
$L_w$	[dB]	Hladina akustického výkonu
$m$	[kg]	Hmotnost

<i>MIC_1</i>		Mikrofon umístěný venku
<i>MIC_2</i>		Mikrofon umístěný v kabině
<i>MT10</i>		Snímač v blízkosti kompresoru
<i>MT11</i>		Snímač na hlavním ložisku 4. válce ze strany od rozvodů
<i>MT12</i>		Snímač na hlavě 1. válce ze strany od rozvodu
<i>MT13</i>		Snímač na hlavním ložisku 1. válce ze strany od rozvodů
<i>MT14</i>		Snímač na těle vstřikovacího čerpadla
<i>n</i>	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky motoru
<i>n<sub>hg</sub></i>	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky hřídele hydrogenerátoru
<i>n<sub>vč</sub></i>	[min <sup>-1</sup> ]	Otáčky vačkové hřídele
<i>NVH</i>		Noise Vibration Harshness
<i>OHC</i>		Over Head Camshaft
<i>OHV</i>		Over Head Valve
<i>p</i>	[Pa]	Atmosférický tlak
<i>P</i>	[W]	Akustický výkon
<i>p<sub>b</sub></i>	[Pa]	Barometrický tlak
<i>p<sub>c</sub></i>	[Pa]	Celkový tlak
<i>p<sub>o</sub></i>	[Pa]	Amplituda akustického tlaku
<i>PTO</i>		Pomocný náhon (Power take-off)
<i>S</i>	[m <sup>2</sup> ]	Plocha
<i>t</i>	[s]	Čas
<i>v</i>	[m·s <sup>-1</sup> ]	Rychlost
<i>W</i>	[J]	Práce
<i>x</i>	[m]	Výchylka
<i>z</i>		Počet zubů ozubeného kola
<i>z<sub>hg</sub></i>		Počet zubů hydrogenerátoru
<i>κ</i>	[–]	Řád harmonické složky
<i>λ</i>	[m]	Vlnová délka
<i>λ<sub>B</sub></i>	[m]	Ohybová vlna
<i>ρ</i>	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota
<i>φ</i>	[°]	Fázový úhel
<i>ω</i>	[rad·s <sup>-1</sup> ]	Úhlová rychlost