

**Česká zemědělská univerzita v Praze**

Technická fakulta

Katedra vozidel a pozemní dopravy



## **Vibrace automobilu Mercedes-Benz**

diplomová práce

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Autor bakalářské práce: Bc. Tomáš Kapička

PRAHA 2017

---

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

## ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Bc. Tomáš Kapička

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

Vibrace automobilu Mercedes-Benz

Název anglicky

The vibration of Mercedes-Benz car

---

### Cíle práce

Stanovení mezních hodnot vibrací pro vozidlo, kde subjektivně vibrace není vnímána a porovnat s vozidlem, kde vibrace omezuje komfort užívání.

### Metodika

- Rešeršní část – přehled problematiky.
- Zaznamenat hodnoty vibrací na vybraném vozidle Mercedes-Benz, kde subjektivně není cítit žádná vibrace na přesně daném úseku silnice, pomocí diagnostického zařízení MTS 4100 NVH Analyzer. Následně pak umístit na různé komponenty vozidla (kardanový hřídel, disk kola, poloosa, atd.) závaží tak, aby způsobila vibrace a znovu je změřit pomocí diagnostického zařízení;
- Provést vyhodnocení dat a porovnat naměřené hodnoty.

---

**Doporučený rozsah práce**

50-60 stran

**Klíčová slova**

vibrace, vnímání vibrace, osobní automobil

---

**Doporučené zdroje informací**

Kupka, L.: HODNOCENÍ VIBRACÍ PŮSOBÍCÍCH NA ŘIDIČE SEDÍČIHOA AKTIVNĚ ŘÍZENÉM SEDADLE ,  
V Perner's Contacts, ISSN 1801-674X, Ročník 7, Číslo III., 2012

RAO, Singiresu S. Mechanical vibrations. 5th ed. Upper Saddle River, N.J.: Prentice Hall, 2011, xx, 1084 p.  
ISBN 0132128195

TAYLOR, James I. The vibration analysis handbook: a practical guide for solving rotating machinery  
problems. 2nd ed. United States: VCI, 2003, 375 p. ISBN 0964051729

TŮMA, J., Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT, 1. vydání, Praha : Sdělovací  
technika, 1997. 174 s. ISBN 80-901936-1-7

258/2000 Zákon o ochraně zdraví, prováděcí vyhláška, Normy napr. CSN-ISO 1996 apod.

---

**Předběžný termín obhajoby**

2016/17 LS – TF

**Vedoucí práce**

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

**Garantující pracoviště**

Katedra vozidel a pozemní dopravy

**Konzultant**

ing. Bohuslav Peterka, PhD.

---

Elektronicky schváleno dne 18. 1. 2016

doc. Ing. Miroslav Růžička, CSc.

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 19. 1. 2016

prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.

Děkan

V Praze dne 06. 02. 2016

---

## **Čestné prohlášení:**

Tímto prohlašuji, že diplomovou práci na téma *Vibrace automobilu Mercedes-Benz*, jsem vypracoval samostatně a použil jsem zdroje uvedené v seznamu použité literatury.

V Praze dne

Tomáš Kapička

.....

## **Poděkování:**

Rád bych tímto poděkoval doc. Ing. Miroslavu Růžičkovi, CSc., a Ing. Bohuslavu Peterkovi, Ph.D, za cenné rady, připomínky a odborné vedení v celém průběhu zpracování diplomové práce.

## **Abstrakt:**

Diplomová práce na téma *Vibrace automobilu Mercedes-Benz* je zaměřena na subjektivní vnímání vibrací automobilu Mercedes-Benz a stanovení jejich mezních hodnot. V rešeršní části je shrnuta problematika vibrací se zaměřením na vibrace v automobilech. Jedna kapitola je věnována normám, které jsou spjaté s vibracemi. V druhé kapitole je popsán průběh zkušebního měření a z něho stanovená metodika. Dále je uveden popis automobilů, na kterých probíhalo měření, a přístroj, kterým byly vibrace měřeny. V poslední, třetí kapitole jsou popsána jednotlivá měření vozidel Mercedes-Benz i s mezními hodnotami vibrací.

**Klíčová slova:** vibrace, vnímání vibrace, osobní automobil

## **Abstract:**

The diploma thesis *The vibration of Mercedes-Benz car* is focused on subjective perception of vibration in Mercedes-Benz car and setting of limit values of vibrations. In research part, there is summarized problematic of vibrations with focus on vibrations in cars. One of research chapter is given to standards which relate to vibrations. In second chapter, there is description of testing measurement and methodic which is set from this measurement. There is also description of tested cars and measuring machine for scanning the vibrations. Third and last chapter is given to each measurement of Mercedes-Benz car and there is also limit values.

**Key words:** vibration, perception of vibration, passenger car

# Obsah

Úvod.....	1
1 Literární rešerše .....	2
1.1 Definice a základní pojmy .....	2
1.2 Vliv vibrací na člověka .....	5
1.3 Vibrodiagnostika .....	8
1.3.1 Snímače .....	9
1.3.2 Vyhodnocování vibrací .....	12
1.4 Metody zpracování signálu .....	16
1.5 Možné zdroje vibrací v automobilech.....	17
1.5.1 Spalovací motor.....	17
1.5.2 Příslušenství motoru .....	19
1.5.3 Převodovka a ozubené převody.....	19
1.5.4 Kola .....	20
1.5.5 Ložiska .....	20
1.5.6 Hřídele .....	20
1.5.7 Brzdy .....	21
1.5.8 Nápravy .....	21
1.5.9 Elektromotor.....	21
1.5.10 Aerodynamika .....	21
1.5.11 Odpružení a tlumení .....	22
1.5.12 Vozovka.....	22
1.6 Vliv vibrací na jízdní komfort v automobilu.....	22
1.6.1 Měření vibrací v automobilu .....	24
1.6.2 Umístění snímačů a průběh zkoušky.....	25
1.7 Výběr norem spjatých s vibracemi.....	25

1.7.1	ČSN ISO 2041, Vibrace, rázy a monitorování stavu – slovník.....	25
1.7.2	ČSN ISO 2631-1, Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím .....	25
1.7.3	ČSN ISO 13373, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Monitorování stavu vibrací.....	26
2	Cíl práce a metodika.....	27
2.1	Zkušební měření.....	27
2.1.1	Výsledky zkušebního měření .....	29
2.2	Postup měření.....	29
2.3	Měřicí přístroj MTS 4100 .....	32
2.3.1	Diagnostika vibrací.....	33
2.3.2	Stroboskop.....	34
2.3.3	Vyvažování hřídelů .....	35
2.3.4	Diagnostika hluku.....	35
2.3.5	Stahování dat z přístroje MTS 4100.....	35
2.4	Analýza dat.....	37
2.5	Použité automobily.....	40
2.5.1	Mercedes-Benz X166.....	40
2.5.2	Mercedes-Benz W212 .....	41
2.5.3	4MATIC – pohon všech čtyř kol.....	42
3	Výsledky a diskuze.....	44
3.1	Vibrace automobilu W212 .....	44
3.1.1	Umístění nevyvážku na LP kolo, automobil W212 .....	45
3.1.2	Umístění nevyvážku na LZ kolo, automobil W212 .....	47
3.1.3	Umístění nevyvážku na kardan, automobil W212 .....	48
3.2	Vibrace automobilu X166.....	49



3.2.1 Umístění nevyvážku na LP kolo, automobil X166 .....	50
3.2.2 Umístění nevyvážku na LZ kolo, automobil X166 .....	51
3.2.3 Umístění nevyvážku na kardan, automobil X166 .....	53
Závěr .....	54
Seznam použité literatury.....	56
Seznam obrázků .....	59
Seznam grafů.....	60
Seznam použitých zkratk .....	61
Seznam použitých jednotek .....	62
Seznam příloh .....	63

# Úvod

Kvalita zpracování vozidel ovlivňuje bezpečnost jízdy či životní prostředí. S rostoucí kvalitou automobilů všech výrobců dochází ke snižování aspektů, které by ovlivňovaly řidičovu pozornost, a tím se i zvyšuje bezpečnost, neboť se řidič může věnovat pouze řízení a není nucen sledovat jiné prvky vozidla. Vliv na životní prostředí má pak především kvalita zpracování pohonné jednotky, jeho komponentů a palivové soustavy. Zpracování těchto systémů vede ke snížení emisí a tím i vypouštění škodlivých látek do ovzduší. Silniční doprava v současné době roste obrovskou rychlostí a obdobným tempem poroste minimálně do roku 2050, jak uvádí dopravní politika ČR, a je tedy potřeba jí věnovat velkou pozornost.

Téma mé diplomové práce bylo zadáno přímo společností Mercedes-Benz Česká republika, s.r.o., a to z toho důvodu, že firma potřebovala stanovit postup a hodnoty vibrací automobilů, u kterých si někteří zákazníci stěžují na vibrace. Vibrace je jeden z článků, které zajišťují bezpečnost vozidel. Vozy firmy Mercedes-Benz se vyznačují svojí kvalitou zpracování a patří do prémiové třídy automobilů, tudíž je při jejich výrobě nutné dbát na veškeré detaily. Tomuto faktu odpovídá i cena těchto automobilů, která se ve většině případů pohybuje v řádu milionů korun.

Téma vibrace je velice rozsáhlé a dalo by se mu věnovat v mnohem širším rozsahu, nežli je uvedeno v této práci, neboť se člověk do kontaktu s vibracemi různých frekvencí dostává každý den. V rešeršní části je uvedena problematika vibrací vztažená na vibrace generované v automobilech při provozu.

Měření bylo provedeno přístrojem MTS 4100 od firmy Vetronix a bylo aplikováno na dva poskytnuté automobily Mercedes-Benz. Při měření byly najety stovky kilometrů a získány stovky dat s informacemi o snímaných vibracích. Díky tomu bylo možné stanovit přesnou metodiku měření a stanovit kritické hodnoty vibrací.

Výsledek této diplomové práce má dále za úkol posloužit společnosti Mercedes-Benz Česká republika, s.r.o., jako nástroj pro snímání vibrací v automobilech, které jsou reklamovány zákazníky. Součástí výsledku je i aplikace Kalkulačka MB, která byla vytvořena v aplikaci Microsoft Excel a slouží k celkové analýze naměřených dat.

# 1 Literární rešerše

První kapitola diplomové práce je zaměřena na teoretické informace z prostředí vibrací. První část této kapitoly mapuje základní pojmy a definice, které se často používají v problematice vibrací. Následně jsou popsány možné vlivy vibrací na člověka, vibrodiagnostika, metody zpracování signálu a zdroje vibrací v automobilech a jejich vliv na jízdní komfort. Poslední část se zabývá vybranými normami, které jsou spjaty s problematikou vibrací.

## 1.1 Definice a základní pojmy

Na začátek je důležité říci, co je to vibrace. Vibrace je velmi často chápána jako oscilace (kmitání) mechanické soustavy, jejíž nejjednodušší forma je definována frekvencí a amplitudou. Pojem vibrace lze pojmut jako pohyb pružného tělesa či prostředí. Jednotlivé body tohoto tělesa či prostředí kmitají kolem své rovnovážné polohy. Dříve se pro pojem vibrace používalo označení chvění. Velikost samotné vibrace lze vyjádřit také výchylkou, případně časovými derivacemi, jako jsou rychlost, zrychlení či ryv kmitavého pohybu (jako ryv je označován vektor udávající časovou derivaci zrychlení). Především z praktických důvodů a možnosti použití širokého pásma akcelerometrů se v dnešní době používá zjišťování velikosti vibrací pomocí zrychlení. [13]

Vibrační signál, jehož velikost je projev kmitavého děje, je možné vyjádřit různými veličinami a jejich hodnotami. Nejdůležitější je však efektivní hodnota, jež má přímý vztah k energii vibrací, a tak i možným rizikům ohrožujícím zdraví. [13]

Boj proti vibracím potažmo hluku je prováděn ze dvou pohledů, a to technického a zdravotního. V prvním případě jde především o to, aby byla doba životnosti stroje co nejdéší. Při zajištění dlouhé životnosti stroje je ovšem pak velmi složité dodržet i požadavky na zdravotní opatření. [13]

Ve většině případů mají vibrace zpravidla náhodný charakter a jsou složeny z několika kmitočtových složek. Vibrace, které vznikají náhodně, lze vyjádřit ve tvaru spektra či efektivní hodnotou vibrací uvnitř stanoveného pásma kmitočtů. Vibrační spektrum lze vyjádřit spojitě nebo kombinací s čárovým spektrem. Vždy není třeba znát podrobné

spektrum vibrací nebo při vibracích přenášených na člověka jsou rozhodující jen určité oblasti kmitočtu. [13]

U drtivé většiny automobilů vznikají vibrace v hnací jednotce. Dalším zdrojem je kontakt kol s vozovkou či vibrace vlivem aerodynamických odporů. Pojem vibrace je charakterizován mechanickým kmitáním či chvěním prostředí. Pro mechanické vlnění je podobně jako pro hluk charakteristický přenos energie. Vznik samotné vibrace je způsoben pohybem pružného tělesa, případně prostředí. Jednotlivé body daného tělesa či prostředí kmitají kolem své rovnovážné polohy. Jako konkrétní příklad lze uvést chod strojů či přístrojů, chod motorů vozidel či jiných prostředků. Z uvedených zdrojů se vibrace přenášejí na člověka, a to buď přímo, nebo skrze příslušenství daného prostředku (sedadlo automobilu, volant automobilu apod.). Obecně lze při vibraci na člověka hledět jako na mechanickou soustavu, která se skládá z dílčích hmot, tuhostí a mechanických odporů. Začnou-li působit vibrace, je pro tělo člověka charakteristické vzájemné působení se zdrojem vibrace, z čehož vyplývá, že množství vibrací, které je přenášeno na člověka, je velice ovlivněno odezvou organismu, polohou končetin a celého těla vůči směru samotné vibrace. Dalšími velmi důležitými faktory jsou umístění a velikost plochy, přes kterou se vibrace dostanou do lidského těla, a síly, které člověk v průběhu vibrace vyvíjí. Vibrace jsou definovány frekvencí (kmitočtem), amplitudou (rozkmitem), rychlostí, zrychlením, časovým průběhem a směrem. [5] [9] [15]

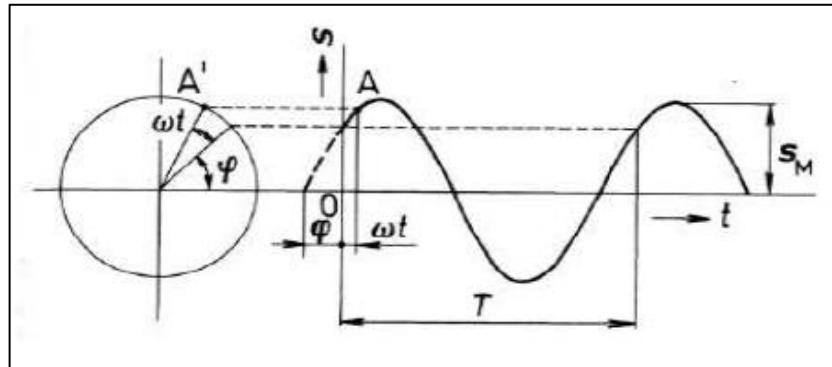
### **Frekvence**

Frekvence, často označovaná také jako kmitočet,  $f$  [Hz] definuje počet kompletních kmitů vykonaných za sekundu kmitajícím hmotným bodem. Čas mezi dvěma sousedícími kladnými výchylkami s maximální hodnotou je určen dobou kmitu neboli periodou  $T$  [s]. Doba kmitu dále určuje úhlový kmitočet  $\omega$  [ $s^{-1}$ ], stejně tak i kmitočet harmonického děje. Není-li částice prostředí v původní (klidové) poloze ve zvoleném čase, je celkový periodický děj posunut o fázový úhel  $\varphi$  [rad]. [8] [11] [26]

### **Výchylka**

Změní-li se poloha bodu na tělese vůči referenční soustavě souřadnic, dochází k výchylce. Tato veličina je časově proměnná, značí se  $s$  a je udávána v jednotkách [m]. Výchylka klidové (nulové) polohy do maximální polohy se označuje  $s_{max}$ . Při vrátném pohybu se vrací přes klidovou polohu a dochází k maximální záporné výchylce  $-s_{max}$ . Dále

pak dochází k oscilaci okolo rovnovážné polohy. Jelikož se jedná o veličinu vektorovou, je dána velikostí a směrem. Časově rozvinuté harmonické kmitání je znázorněné na obrázku 1. Dále je na obrázku vyznačena amplituda výchylky  $s_m$ , úhlový kmitočet  $\omega_t$  a fázový posun  $\varphi$ .



Obrázek 1, Časově rozvinuté harmonické kmitání, Zdroj: [13]

Známe-li periodu (dobu kmitu)  $T$  [s], jež je dána časem mezi dvěma sousedícími výchylkami s kladnou maximální hodnotou, tak můžeme určit i úhlový kmitočet  $\omega$  [ $s^{-1}$ ] a i kmitočet  $f$  [Hz] harmonického děje. Když se v náhodně zvoleném časovém okamžiku počátku sledovaného děje nenachází daná částice v rovnovážné poloze, uvádí se i počáteční fázový úhel  $\varphi$  [rad]. Spolu s časem jsou tyto veličiny provázány, což je patrné z rovnic (1), (2) a (3), kde  $t$  je čas [s]. [13] [16] [26]

$$s = s_{max} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (1)$$

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \quad (2)$$

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \quad (3)$$

## Rychlost

Rychlost je obecně časově závislá veličina. Lze ji definovat rotačním vektorem, translačním vektorem, případně oběma vektory. Soustava os ve střední nebo klidové poloze je označována jako soustava referenční. Rychlost lze označit jako relativní v případě, že je měřena vzhledem k jiné referenční soustavě souřadnic a je dána vektorovým rozdílem rychlostí daných dvou bodů. Rychlost může být buď s charakterem kmitavého pohybu, kdy lze jednoduché harmonické složky definovat amplitudou rychlosti a frekvencí, nebo může být náhodná. V takovém případě se k určení pravděpodobnosti nabytí hodnot v daném

rozsahu používají efektivní hodnoty rychlosti. Trvá-li rychlost krátkou dobu, označuje se jako přechodová. Rychlost bez charakteru kmitavého pohybu s dlouhou dobou trvání je označována jako trvalá.

Rychlost se značí jako  $v$  s jednotkami [m/s]. Pro okamžitou rychlost lze uvést vztahy (4), ze kterých plyne, že fáze rychlosti kmitání a fáze výchylky jsou vzájemně posunuty o  $\pi/2$ , tedy  $90^\circ$ . Pro jednoduchý harmonický signál dále platí vztah (5), kde  $j$  je imaginární jednotka. [13] [16] [26]

$$v = \frac{ds}{dt} = \omega s_{max} \cos(\omega t + \varphi) = v_{max} \cos(\omega t + \varphi) = v_{max} \sin\left(\omega t + \varphi + \frac{\pi}{2}\right) \quad (4)$$

$$v = j\omega s = j2\pi f \cdot s \quad (5)$$

### Zrychlení

Stejně jako rychlost i zrychlení je obecně časově závislé a lze ho reprezentovat rotačním vektorem, translačním vektorem či oběma vektory zároveň a navíc i Coriolisovým zrychlením. Nejčastěji je označováno písmenem  $a$  a udává se v jednotkách [m/s<sup>2</sup>].

Dle Newtonova zákona je zrychlení měřítkem síly ( $F=m \cdot a$ ), která na částice působí. Z toho důvodu je jisté, že okamžité zrychlení odpovídá časové změně konstanty, případně druhé derivaci okamžité výchylky dle času, což je patrné z rovnice (6).

$$\begin{aligned} a = \dot{v} = \ddot{s} &= \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = -\omega v_{max} \sin(\omega t + \varphi) = \\ &= -\omega^2 s_{max}(\omega t + \varphi) = a_{max} \sin(\omega t + \varphi) \end{aligned} \quad (6)$$

Oproti fázi rychlosti je tedy fáze zrychlení posunuta o  $90^\circ$  ( $\pi/2$ ) a oproti výchylce o  $180^\circ$  ( $\pi$ ). Z toho vyplývá, že je fáze zrychlení v protifázi s výchylkou. Obdobně jako u rychlosti lze tedy pro harmonický signál stanovit rovnice (7). Jelikož je zrychlení, stejně jako rychlost, veličinou vektorovou, je dáno velikostí a směrem. [13] [16] [26]

$$a = j\omega v = -\omega^2 s \quad (7)$$

## 1.2 Vliv vibrací na člověka

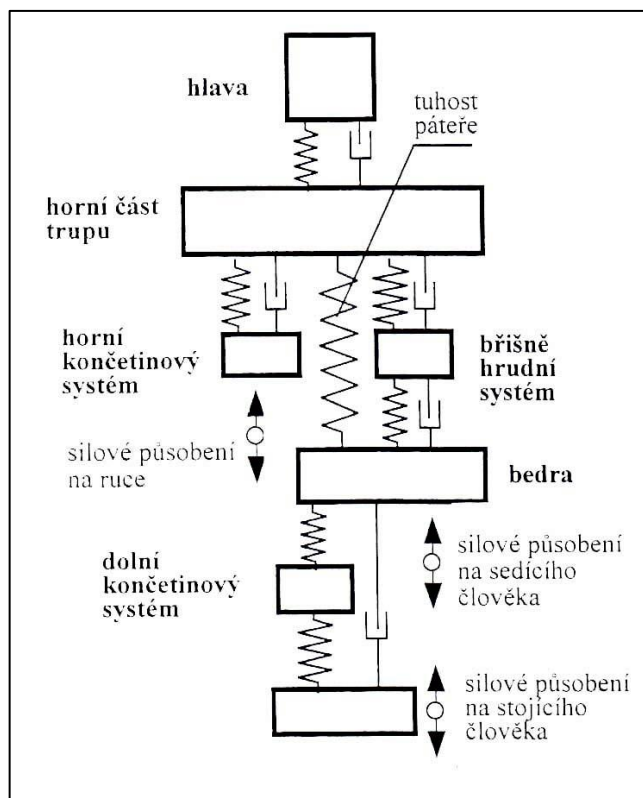
Registrace mechanického kmitání lidským organizmem je velice specifická, neboť organizmus nemá smyslový orgán, který by tento jev zaznamenával, a tak k tomu používá

kombinaci ostatních smyslových orgánů. Vibrace, stejně jako rázy, jsou člověkem vnímány soustavou, jež ovlivňuje celkovou psychosomatickou citlivost, která je ovlivněna hned několika faktory. Účinky vibrací na člověka je velmi složité určit, neboť každá část těla a tkáň rezonuje s jinou frekvencí vibrace. Při daném kmitočtu tak dochází v orgánech, případně tkáních, k zesílení vibračního účinku, který je vázán na druh vibrací, jejichž rozdělení je následující:

- 1) kmitočtový rozsah 0,5 Hz až 80 Hz – celkové vertikální nebo horizontální vibrace přenášené na sedící, případně stojící osobu;
- 2) kmitočtový rozsah 8 Hz až 1000 Hz – místní vibrace přenášené na ruce, které často bývají označovány za nejzávažnější;
- 3) kmitočtový rozsah 1 Hz až 1000 Hz – místní vibrace přenášené na páteř, hlavu atp. zvláštním způsobem;
- 4) kmitočtový rozsah do 1 Hz – celkové vertikální vibrace vyvolávající tzv. kinetózy (nevolnosti, zvracení, bledost atd.);
- 5) kmitočtový rozsah 1 Hz až 80 Hz – celkové vibrace v budovách.

Působí-li vibrace na tělo člověka, dochází k vynucenému kmitání určitých částí organismu. Tento jev bývá označován jako rezonance. Při konstrukci různých strojních či automobilových součástí je nutnost tyto jevy znát. Znalost těchto jevů nám umožní zkonstruovat lidské tělo jako mechanickou soustavu, která je znázorněna na obrázku 2. Tato soustava má velký počet stupňů volnosti a lze ji použít při vibracích, které nepřesahují frekvenci 100 Hz. U takového modelu se používá následující rozdělení rezonančních kmitočtů:

- 3–6 Hz – rezonance těla ve směru svislém;
- 3 Hz – rezonance těla ve směru vodorovném;
- 20–30 Hz – systém hlava-krk-ramena;
- 3–6 Hz – systém břišně-hrudní;
- 100–200 Hz – systém čelist-lebka;
- 20–60 Hz – rezonance očních bulv (projevuje se jako neostré vidění).



Obrázek 2, Mechanický model lidského těla, Zdroj: [10]

Důsledkem vibrací je dynamické namáhání vnitřních orgánů spolu s dalšími částmi lidského těla. Toto namáhání se projevuje nejprve únavou a následně poruchou vegetativní nervové soustavy vlivem zhoršení oběhového systému lidského organismu. [5] [9] [10]

V případě sledování vlivu vibrací na člověka (řidiče) je velmi důležité sledovat i ostatní aspekty, které by mohly ovlivnit jeho názor na to, zdali cítí vibrace, či nikoliv. Mezi tyto aspekty patří dopravní situace, stres řidiče a mnohé další. Nejdůležitějším a velmi dobře ovlivnitelným aspektem je ovšem teplotní pohodlí.

Člověk se pohybuje v určitém prostředí, které je označováno jako mikroklima. Toto prostředí má pak velký vliv na lidský organismus, a to jak ve volném prostranství, tak i doma či právě uvnitř automobilu. Nezajištění kvalitního a vhodného mikroklimatu může člověku způsobit únavu či nadměrnou rozrušenost. V dnešní době automatizovaných klimatizačních zařízení v automobilech není problém udržovat mikroklima na ideální úrovni tak, aby se řidič cítil dobře. Důležité je v interiéru automobilu sledovat tyto veličiny: čistota vzduchu, vlhkost vzduchu, teplota a rychlost proudění vzduchu.



Z bezpečnostního hlediska je nejdůležitější vlhkost vzduchu, která může zapříčinit zamlžování oken a tím i snížení viditelnost. Z hlediska fyziologického stavu organismu je nejdůležitější sledovat teplotu v interiéru.

Pro dosažení ideálních podmínek mikroklimatu je třeba zajistit pravidelnou výměnu vzduchu, maximální koncentraci složek vzduchu (prach, oxid uhličitý, oxid uhelnatý), ideální teplotu, cirkulaci a relativní vlhkost. Ideální hodnota výměny vzduchu je  $0,5 \text{ m}^3/\text{min}$  na jednu osobu sedící v autě. Zároveň by ovšem měla být výměna závislá na teplotě venkovní, v létě by tedy měla být výměna vzduchu mnohem intenzivnější než v zimě. Teplota vzduchu v kabině automobilu by neměla vykročit z rozmezí od  $18$  do  $22 \text{ }^\circ\text{C}$ . Při dosažení této teploty by pak měla cirkulace vzduchu dosahovat  $0,4 \text{ m/s}$ . Ideální hodnoty pro relativní vlhkost jsou v intervalu  $40\text{--}60 \%$ . [19]

### 1.3 Vibrodiagnostika

Vibrodiagnostika, která je také někdy označována jako vibrační diagnostika, patří mezi druhy diagnostik, které se označují jako nedestruktivní a slouží k určení závad především rotačních součástí. Při vibrodiagnostice jsou vibrace generované zařízením využívány jako zdroj informací, které slouží k identifikování způsobu provozu. V současné době se tato metoda využívá jako nástroj moderních prediktivních a proaktivních metod údržby, což napomáhá ke snížení nákladů a šetření času, neboť se zamezí preventivním opravám, jejichž uskutečnění nemá žádný efekt.

Základním principem vibrodiagnostiky je zjistit celkové vibrace daného zařízení. Mezi hlavní stavy, které je za úkol odhalit, patří nevyvážení součástí, nesouosost dílů, mechanické uvolnění součástí, deformované hřídele, rezonance, poškození řemenových převodů apod. Samotné měření je definováno pomocí norem ČSN (122011, 105041, ISO 10816), které se zabývají mohutností kmitání. Měření spočívá v zjištění tempa vibrací ( $\text{mm/s}$ ) v pásmu  $10\text{--}1000 \text{ Hz}$  v detekci RMS. [21] [36]

Root Mean Square, jak je celé znění zkratky RMS, slouží k měření plochy pod sinusovou křivkou. Jedná se o hodnotu, která se velmi často používá místo špičkové hodnoty peak a která je primárně uváděna v ISO a ČSN normách. [35]

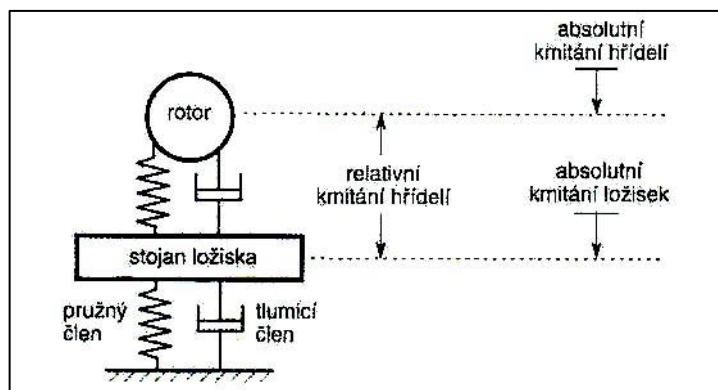
Další princip měření spočívá ve zjišťování zrychlení vibrací při vhodně zvolených frekvenčních rozsazích. Tento způsob měření se používá pro diagnostiku stavu ozubení, mazání v převodovkách či stavu mazání všech druhů ložisek.

Třetím a posledním principem vibrodiagnostiky jsou tzv. obálkové technologie zrychlení vibrací, které se používají například u ložisek, kde je potřeba odfiltrout nechtěné zvýšené vibrace, které činí analýzu obtížnější.

V současné době se vibrodiagnostika nevyužívá jen k nalezení nežádoucích stavů, ale i k nalezení ideálního a okamžitého řešení, které nežádoucí stav odstraní bez výrazných technických zásahů do zařízení. Nejčastějšími zdroji vibrací jsou nevyváženost a nesouosost. Nevyvážení nastává, pokud jsou geometrická osa a centrální osa setrvačnosti stroje nesouhlasné. Takové vibrace snižují životnost ložisek či například nadměrně namáhají konstrukce strojů. Tyto vibrace lze částečně nebo úplně omezit provozním vyvážením, které je dvojího druhu. Prvním typem je jednorovinné vyvážení, které je vhodné pro úzké či převislé rotační součásti. Druhým typem je pak vícerovinové vyvážení, které se používá pro široké rotory s nadvládou momentové nevyváženosti nebo pro rotory, které jsou uloženy na více ložiscích. Jediným problémem a zároveň podmínkou je, že vyvažované součásti musí být trvale přístupné. V případě nesouososti taktéž dochází ke snižování životnosti ložisek. Nesouosost lze rozdělit na paralelní a úhlovou, ovšem v praxi se nejvíce vyskytuje kombinace obou těchto druhů. K odstranění nesouososti součástek se v současné době používají laserové systémy, a to buď jednopaprskové, nebo dvoupaprskové. Oba tyto způsoby zaručují ustavení stroje s přesností na setiny milimetru. Následně se využívají nerezové plechy, které jsou vyrobeny s vysokou přesností právě pro tyto účely. [21] [36]

### **1.3.1 Snímače**

Při vibrodiagnostice je velmi důležité určení druhu vibrací. Může se jednat o vibrace relativní (pohyb tělesa vůči uměle vytvořené základně) nebo o vibrace absolutní (pohyb tělesa vůči zemi), jak je vidět na obrázku 3. Nevhodné určení může i zcela znehodnotit provedené měření. Při této volbě je i velmi důležitá dostupnost měřené části, kdy se může měřit buď přímo, nebo se využije přenosu chvění na jinou, lépe dostupnou, součást.



Obrázek 3, Relativní a absolutní kmitý, Zdroj: [21]

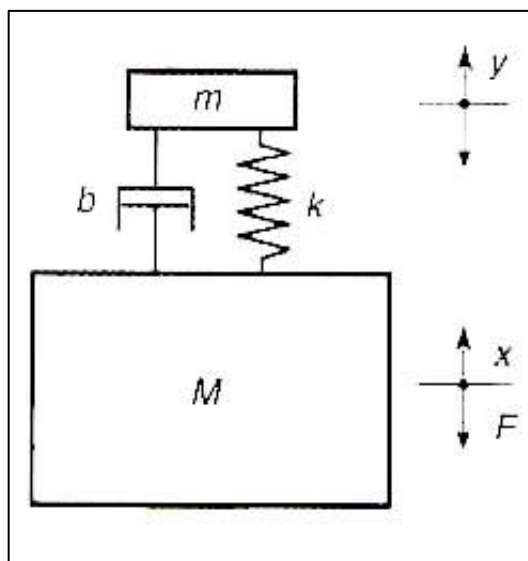
Jak již bylo zmíněno, vibrace jsou určeny především frekvencí, ale také výchylkou, rychlostí a zrychlením, které jsou vzájemně závislé. Pro funkci snímače je důležitý princip pohybu seizmické hmoty s hmotností  $m$  vzhledem k měřenému objektu o hmotnosti  $M$ . Tento princip je vyobrazen na obrázku číslo 4. V ideálním případě platí rovnice (9).

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = F_b = M\ddot{x} \quad (9)$$

kde:

- $y$  výchylka,
- $\dot{y}$  rychlost,
- $\ddot{y}$  zrychlení (pohybu seizmické hmoty snímače vzhledem ke sledovanému objektu),
- $\ddot{x}$  zrychlení objektu,
- $m$  hmotnost seizmické hmoty snímače,
- $M$  hmotnost objektu,
- $k$  tuhost pružiny,
- $b$  součinitel tlumení,
- $F_b$  budící síla.

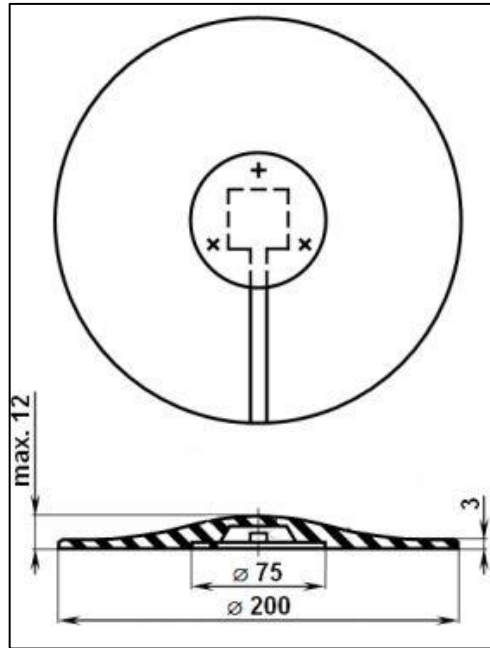
Díky modelu rovnice (9) lze ideální volbou hodnot parametrů  $m$ ,  $b$  a  $k$  vytvořit snímač jakékoliv veličiny vibrace (výchylky, rychlosti a zrychlení).



Obrázek 4, Obecný princip snímače vibrací, Zdroj: [21]

V dnešní době jsou ve vibrodiagnostice nejvíce využívány snímače zrychlení, neboli akcelerometry. Při jejich použití je velmi důležité jejich uchycení, která má velký vliv na frekvenční rozsah. Nejpoužívanějšími akcelerometry jsou piezoelektrické, které pracují v pásmu od jednotek hertzů do 20 až 40 kHz. Nejvyššího frekvenčního rozsahu a minimálního ovlivnění frekvenční charakteristiky dosahují snímače upevněné pomocí závrtných šroubů. Dalším vhodným uchycením je použití speciálních lepidel či včelího vosku. Naopak nejproblémovější jsou snímače s ručním hrotem či magnetickou příchýtkou. [21]

Pro měření vibrací, které jsou přenášeny na řidiče automobilu prostřednictvím sedačky, je vhodné použít speciální polopružný disk, jenž je určen právě k daným účelům. Konkrétní podoba disku je vyobrazena na obrázku číslo 5. Uprostřed tohoto disku je umístěn tříosý akcelerometr snímající efektivní hodnotu (RMS) zrychlení. Rozsah takového akcelerometru bývá od 0,1 až do 10  $\text{m/s}^2$ . Při umístění je velmi důležité dbát na správnou polohu, která se udává přesně na střed sedáku sedačky. [7]



Obrázek 5, Disk pro měření zrychlení na sedadle, Zdroj: [7]

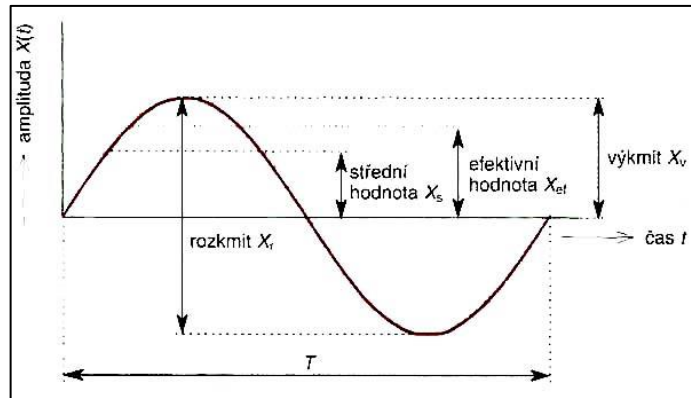
### 1.3.2 Vyhodnocování vibrací

Vyhodnocování vibrací se provádí ve dvou doménách. První z nich je doména časová, ve které se zjišťuje časový průběh, kinetická dráha a činitel výkmitu. Druhá doména je frekvenční, ve které se provádí analýza FFT a DFT a rozbor rotačního systému podle kmitočtového spektra. [21]

#### Časová doména

U časového průběhu obecně platí, že se hodnoty parametrů kmitavého pohybu mění v čase. Charakteristický je pro tyto potřeby výkmit či rozkmit a energetický obsah signálu, který představuje jeho efektivní a průměrná hodnota. Na obrázku 6 je vyobrazen ideální harmonický signál s kruhovou frekvencí  $\omega$  (platí tedy, že  $f = \omega/2\pi$  a  $T = 2\pi/\omega$ ), který je popsán rovnicí (10).

$$X(t) = X_v \sin \omega t \quad (10)$$



Obrázek 6, Hodnotící parametry časového průběhu kmitavého signálu, Zdroj: [21]

Okamžitou hodnotu sledovaného parametru signálu v čase  $t$  představuje na obrázku 6 amplituda  $X(t)$ .  $X_v$  představuje špičkovou hodnotu, označovanou také jako peak či výkmit, a jedná se o největší vzdálenost referenční hodnoty od vrcholu vlny.  $X_r$  je rozkmit (špička-špička, peak to peak) a jedná se o největší vzdálenost protějších vrcholů vlny.  $X_s$  je průměrná hodnota amplitudy v průběhu půlvlny a je charakterizována rovnicí (11).  $X_{ef}$  je efektivní hodnota, která je používána v předpisech týkajících se vibrací a je popsána rovnicí (12). [21]

$$X_v = \frac{1}{T} \int_0^T |X(t)| dt \quad (11)$$

$$X_{ef} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T X^2(t) dt} \quad (12)$$

V rámci časové domény lze hodnotit také podle parametru celkového kmitání. Jedná se o mnohem jednodušší a rychlejší variantu vibrodiagnostiky než v předchozím případě. Tato metoda spočívá v indikování hodnoty daným přístrojem a jejím porovnání s předpisovou hodnotou. [21]

Dalším způsobem, který se používá k vyhodnocení vibrací, je metoda kinetické dráhy (orbity). Tato metoda se používá u kluzných ložisek, kde nelze objektivně změřit vibrace, neboť jsou zcela nebo částečně utlumeny mazivem.

Poslední metodou zjišťování vibrací v časové sféře je činitel výkmitu. Zde se používají dva způsoby. Prvním je zjišťování vibrací pomocí činitele  $K_v$ , který je definován

poměrem výkmitu a efektivní hodnoty amplitudy. Druhým je zjišťování činitele  $K_r$ , který se používá k diagnostice ložisek. [21]

### **Frekvenční doména**

Vyhodnocování vibrací ve frekvenční oblasti se provádí pomocí frekvenční analýzy, jež má za úkol, při správném použití, odstranit nedostatky z časové domény. Díky frekvenční analýze je také možné lokalizovat vznikající poruchy sledovaného objektu. Výsledkem úplné frekvenční analýzy je amplitudové a fázové spektrum. Výhodou oproti analýze v časové oblasti je, že jednotlivé zdroje signálu se zobrazují a následně posuzují odděleně, kdežto v časové oblasti je nutné posuzovat zdroje jako celek, neboť jsou mezi sebou promíchány. Pro analýzu signálu ve frekvenční doméně se prioritně používají dvě metody. První z nich je diskrétní Fourierova transformace (DFT) a druhou pak rychlá Fourierova transformace (FFT). Podrobněji je tato problematika popsána v následující kapitole. [21]

### **Fourierova transformace**

Fourierova transformace byla představena francouzským matematikem Josephem Fourierem, a to již v roce 1807. Jedná se o nejdůležitější nástroj analýzy ve frekvenční doméně. Při Fourierově transformaci dochází k převodu obecného signálu, tedy harmonického i neharmonického, mezi spektrem časovým a frekvenčním pomocí funkcí sinus a cosinus. Signál je tak díky této metodě rozložen na skupinu harmonických funkcí, které jsou rozdílné svou amplitudou, úhlovou frekvencí a počáteční fází. Jako výsledek vzejde z Fourierovy transformace frekvenční a amplitudové spektrum.

Pro signály, které mají spojitý průběh, jsou použity vztahy (13) v případě přímé Fourierovy transformace a (14) v případě zpětné Fourierovy transformace.

$$X(\omega) = F\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt \quad (13)$$

$$F_k = F^{-1}\{X(\omega)\} = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} X(\omega)e^{j\omega t} d\omega \quad (14)$$

Je-li signál v diskrétním tvaru, tak se používá diskrétní Fourierova transformace, zkráceně označována jako DFT. DFT pracuje s posloupností  $n$  konečných komplexních čísel. Jako definiční vzorce se používají vztahy (15) (přímá diskrétní Fourierova transformace) a (16) (zpětná diskrétní Fourierova transformace). Jednotlivé vzorky signálu

jsou v praxi zpracování digitálního signálu reprezentovány jednotlivými komplexními čísly  $x(i)$ . [18]

$$F_k = \sum_{i=0}^{N-1} x_i e^{-jki2\pi/N}, k = 1, 2, 3, \dots, N - 1 \quad (15)$$

$$x_i = \frac{1}{N} \sum_{k=0}^{N-1} F_k e^{-jki2\pi/N}, i = 1, 2, 3, \dots, N - 1 \quad (16)$$

Jelikož pro výpočet diskrétní Fourierovy transformace je již pro malý počet vzorků signálů výpočet velice složitý z důvodu, že je třeba  $n^2$  sčítání a  $n^2$  násobení komplexních čísel, používá se v běžné praxi spíše rychlá Fourierova transformace, označovaná jako FFT (z anglického Fast Fourier Transformation). FFT se dělí na několik základních druhů. [18] [29]

Hlavním a nejpoužívanějším algoritmem FFT je Cooley-Tukey algoritmus, který byl poprvé použit v roce 1965. Tento algoritmus byl však poprvé použit Carlem Friedrichem Gausssem, ale Američané James Cooley a John Tukey s tímto algoritmem přišli nezávisle na svém předchůdci, a navíc mu dodali podobu, která byla použitelná pro počítačové zpracování. V této době se tedy algoritmus FFT stal nejdůležitějším a především nejpoužívanějším algoritmem v široké škále oblastí a v dnešní době ho využívá nespočet zařízení, se kterými člověk přichází denně do styku. Je základem digitalizace zvuku a obrazu. FFT používá i přístroj MTS 4100, který byl použit pro měření v této diplomové práci. [29]

Cooley-Tukey algoritmus funguje na principu diskrétní Fourierovy transformace, jejíž posloupnosti o  $N$  členech (kdy  $N$  je sudé číslo) jsou rozděleny na součet transformací dvou podposloupností o polovičním počtu složek, jednu posloupnost lichých a jednu posloupnost sudých členů. Toto rozdělení je prováděno podle rovnice (17).

$$F_k = \sum_{i=0}^{N-1} x_i e^{-j\frac{2\pi}{N}ki} = \sum_{\nu=0}^{\frac{N}{2}-1} x_{2\nu} e^{-j\nu k 2\pi/(N/2)} + e^{-jk2\pi/N} \sum_{\nu=0}^{\frac{N}{2}-1} x_{2\nu+1} e^{-j\nu k 2\pi/(N/2)} \quad (17)$$

Následně se tento postup stále opakuje do té doby, než je původní transformace vyjádřena pomocí lineární kombinace Fourierových transformací o jediném členu.



Základním principem Cooley-Tukey algoritmu je tedy rozložení jedné DFT do několika menších FFT, což umožňuje další kombinaci signálu s dalšími algoritmy FFT a značné urychlení výpočtu. Cooley-Tukey algoritmus omezí počet nutných operací na  $n \cdot \log n$ , což také zaručí zrychlení výpočtu, a to především při velkém počtu signálů. Předpoklad algoritmu je, že počet vzorků je roven druhé mocnině. Přístroj MTS 4100 podle tohoto algoritmu zpracovává od 512 do 8192 vzorků frekvenčního spektra. [18] [29]

## 1.4 Metody zpracování signálu

Samotný signál je definován následovně: „*Abstraktní pojem signál se obvykle vztahuje jen na takové časové funkce, které reprezentují časové průběhy fyzikálních veličin a které obsahují, na rozdíl od šumu, jen smysluplné informace.*“<sup>1</sup>

Signál je determinovaná veličina a z tohoto hlediska jej lze rozdělit na náhodný (stochastický) a deterministický. Dále se stochastický signál dělí na stacionární a nestacionární, a signál deterministický může být přechodný, periodický či kvaziperiodický. Specifickým druhem periodického signálu je harmonický signál, který lze vyjádřit funkcí  $F(t) = A \sin(\omega t + \varphi)$ . Harmonický průběh mají nejčastěji vibrace, které se objevují na vozidlech například vlivem nevyvážků. [18]

Signál je také spojitá veličina a z tohoto hlediska ji lze dělit na diskrétní a analogovou. Diskrétní signál se v čase mění nespojitě a jeho vznik je založen na vzorkování signálu analogového. Tento způsob spočívá v odebrání aktuální hodnoty nezávislé proměnné (vzorku) v každém definovaném časovém úseku (perioda vzorkování). Vzorkovací frekvence vzniká převrácením periody vzorkování. Tato veličina je velmi důležitá a její velikost musí být alespoň dvakrát větší, než je maximální frekvence vzorkovaného signálu. Nebude-li splněna tato podmínka, může dojít k tzv. aliasingu a následnému znehodnocení výsledného signálu. Diskrétní signál vyjadřuje posloupnost čísel v komplexním tvaru.

Analogový signál se označuje jako spojitý, neboť má hodnotu nezávislé proměnné definovanou v každém časovém bodě. Oproti tomu signál diskrétní nemá hodnotu nezávislé

---

<sup>1</sup> TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7. str. 17

proměnné definovanou v každém časovém bodě, ale pouze v určitých časových úsecích a je tak označován jako nespojitý. [17]

Pro získání informací ze signálu lze použít několik různých druhů analýz. Nejzákladnějšími způsoby analýz jsou analýza v časové a frekvenční oblasti. Princip těchto dvou způsobů analýzy je popsán v kapitole 1.3.2 *Časová doména*, respektive *Frekvenční doména*. [8]

## 1.5 Možné zdroje vibrací v automobilech

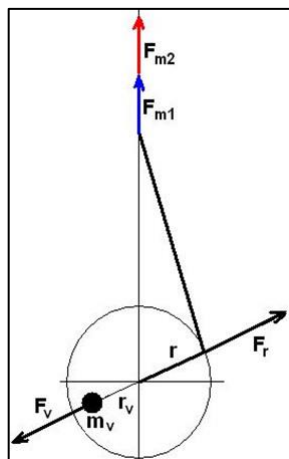
Vibrace, které člověk sedící uvnitř automobilu vnímá, mohou pocházet od různých zdrojů. Zjednodušeně můžeme mluvit o dvou skupinách, ze kterých vibrace pochází. Může se jednat o vibrace, které pochází přímo z hnacího řetězce automobilu bez ohledu na okolní prostředí, a o vibrace, které jsou způsobeny nerovným povrchem, po kterém se automobil pohybuje. Přímo je vibracemi ovlivněna životnost jednotlivých součástí vozidla a jízdní komfort. Naopak nepřímo zasahují vibrace do aktivní bezpečnosti vozidla, neboť dochází k rozptýlení řidiče a k jeho rychlejší únavě.

### 1.5.1 Spalovací motor

Vibrace, které pochází od pohonné jednotky automobilu, tedy spalovacího motoru, lze rozdělit na dva druhy, a to torzní a podélné.

Vibrace, které jsou označovány jako torzní, způsobuje nerovnoměrnost chodu motoru. Ta vzniká přeměnou točivého momentu během pracovního cyklu při střídání pracovních cyklů. U víceválcových motorů dochází ke snížení hladiny torzních kmitů z důvodu menší prodlevy mezi zážehy. Rozdíl je patrný při porovnání šestnáctiválcového motoru s uspořádáním do „V“ s úhlem  $90^\circ$  a jednoválcového motoru. Zatímco šestnáctiválcový motor má odstup zážehů  $45^\circ$ , jednoválcový motor má odstup  $720^\circ$ . [3] [4]

Podélné vibrace způsobuje nevyvážení vnějších sil. Síly uvnitř motoru, tedy síly setrvačné a síly vyvolané tlakem plynů, a momenty, které vznikají právě působením těchto sil, jsou rozděleny na vnitřní a vnější. Síly, které vystupují vně, následně způsobují vibrace motoru a posléze i vibrace karoserie. [4]



Obrázek 7, Schematické naznačení klikového hřídele a volných sil, Zdroj: [4]

Rozlišujeme dva druhy setrvačných sil:

- 1) Setrvačná síla posuvných hmot:

Prvního řádu

$$F_{m1} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha) \quad (18)$$

Druhého řádu

$$F_{m2} = m_p \cdot r \cdot \omega^2 \cdot \lambda \cdot \cos(2\alpha) \quad (19)$$

- 2) Setrvačná síla rotujících hmot

$$F_r = m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (20)$$

V případě víceválcových motorů vzniká vektorový součet silových účinků z jednotlivých zalomení klikového hřídele. Je tedy třeba zajistit vhodné uspořádání, které zajistí vyrušení některých vnějších silových účinků. Také je možné využít vývažků v podobě vyvažovacích hřídelů, jež rotují v jedné rovině, avšak opačným směrem než klikový hřídel. Tento způsob se používá především u tříválcových automobilových motorů. [4]

Zmíněné vibrace, způsobené spalovacím motorem, jsou při běhu motoru nevyhnutelné a lze pouze korigovat jejich velikost. Velice záleží na konstrukčním uspořádání spalovacího motoru, na tom, jak je uložen v karoserii, a také na druhu použitého paliva, neboť například vznětové motory vibrují více z důvodu vyšší hodnoty středního tlaku na píst. Dalším důvodem, který může způsobovat vibrace motoru, jsou poruchy, které

vyvolají nerovnoměrný chod motoru. Mezi tyto poruchy se řadí například závady zapalování, ztráta kompresních tlaků některého z válců či nestejněmnožné dávkování paliva do jednotlivých válců. Větší míru přenášených vibrací může způsobit i narušení silentbloků uložení motoru. Dále může vibrace v motoru způsobovat nežádoucí vzájemný kontakt některých součástí motoru. Může se jednat například o naražení ventilu do sedla z důvodu špatně vymezené ventilové vůle. Tyto vibrace se pak projevují jako rázy. Stejný charakter rázů má i detonační spalování. To ve většině případů vzniká při vysokých otáčkách.

Většinu těchto závad, jež mají za následek vibrace, lze ale diagnostikovat pomocí palubní diagnostiky, tzv. „on board diagnostics“ neboli OBD. Tyto vibrace tak nejsou cílem této práce, neboť nepatří mezi těžko diagnostikovatelné závady a jejich uvedení je tak pouze informativní. [3]

## 1.5.2 Příslušenství motoru

Skupina příslušenství motoru skýtá hned několik druhů součástí, a to především čerpadlo chladicí kapaliny a oleje, ale také alternátor, čerpadlo kapaliny hydraulického posilovače řízení, větrák chladiče, kompresor zajišťující přepřehování nebo kompresor klimatizace. Jedná se o součásti, které vykonávají rotační pohyb, a jejich možné nevyvážení případně nesouosost mohou způsobit vibrace. Dále může vibrace způsobovat kavitace neboli vznik dutin v kapalině při náhlém poklesu tlaku a následné implozi. Pro zjištění původu vibrací je důležité znát převod daného zařízení, a to z toho důvodu, aby se dala určit jeho frekvence otáčení. Vznik vibrací mohou způsobit i rozvody, obzvláště pak rozvody poháněné řetězem. Dojde-li k jeho uvolnění, vznikají vibrace způsobené kmitáním. [3] [4] [20]

## 1.5.3 Převodovka a ozubené převody

Důvody, které způsobují vibrace z převodovky, jsou dva, a to záběr ozubených kol a ložiska. Ke generování rázů dochází kvůli nedokonalému tvaru modulu zubů, případně jejich deformací při počátku záběru. Frekvenci těchto vibrací, často označovanou jako frekvenci zubovou či záběrovou, lze vyjádřit jako součin frekvence otáčení a počtu zubů. Další vliv, který je spojen se vznikem vibrací, je přesnost výroby ozubených kol, souosost hřídelů a jejich uložení. Vše, co bylo zmíněno, platí i u dalších částí hnacího mechanismu

využívajícího ozubených převodů, tedy například diferenciálů, koncových převodů, rozvodovek atp. [1] [14]

#### **1.5.4 Kola**

Typickým a velmi častým zdrojem vibrací jsou kola automobilu, která nejsou vyvážena. K tomuto jevu dochází vlivem spojení nevyvážené pneumatiky a nevyváženého ráfku. Z tohoto důvodu je třeba klást velký důraz na vyvážení kol, které se provádí umístěním přídavného závaží na obvod ráfku. Při používání automobilu se může stát, že dojde k uvolnění závaží a kolo se opět stane nevyváženým a začne generovat vibrace. Ty se pak nejvíce přenáší do volantů automobilu a dále pak do celého vozidla. [3]

#### **1.5.5 Ložiska**

Dalším a velmi rozšířeným zdrojem vibrací jsou ložiska, a to především ložiska valivá. Ta je možné nalézt na řadě míst vozidla, mezi která patří například již zmíněné příslušenství motoru či převodovka. Příčin, které způsobují vibrace ložisek, je několik. První příčina se vztahuje na radiálně zatížená ložiska a spočívá ve změně počtu valivých těles, která přenášejí zatížení. Tyto vibrace není možné úplně odstranit, ale lze je částečně zmírnit vlivem působení axiálního napětí. Další důvod vzniku vibrací je nedodržení tolerancí uložení ložiska a následné deformaci, která způsobí nepravidelný chod. Vibrace může generovat i poškozené valivé těleso uvnitř ložiska, jež má na svědomí neodborná manipulace či opotřebení. Stejně tak je nežádoucí i vniknutí nečistoty do ložiska a následné převalování elementů přes cizí těleso.

Pomocí vibroakustických signálů lze dobře určit stav a životnost používaného ložiska. [3] [18]

#### **1.5.6 Hřídele**

V případě vibrací hřídelů se nejčastěji mluví o hřídelích kardanových, u kterých způsobuje nežádoucí vibrace především nevyvážený a nerovnoměrný chod. Na špatné vyvážení může mít vliv jednak ohnutí hřídele a dále pak špatné umístění vývažku či nehomogenita materiálu. Nerovnoměrný chod kardanových hřídelů je způsoben tím, že vstupní hřídel diferenciálu a výstupní hřídel převodovky nejsou přesně paralelní.

Zdrojem vibrací mohou být i poloosy taktéž vlivem nevyvážení, ale také vlivem opotřebení homokinetických kloubů. [3] [28]

### **1.5.7 Brzdy**

Mezi další, velmi časté, příčiny vzniku vibrací patří zvlněné brzdové kotouče. K tomuto jevu může dojít několika způsoby, nejčastějším je však nevhodné používání nových brzdových kotoučů. Vibrace, které následně vznikají, se projevují především na volantů automobilu. [3]

### **1.5.8 Nápravy**

Dojde-li ke zvětšení vůle jednotlivých ramen, čepů či samotného uložení náprav, a to jak vlivem opotřebení, tak i vlivem extrémního namáhání či dopravní nehody, nápravy začnou generovat vibrace, které prostupují celým automobilem. [3]

### **1.5.9 Elektromotor**

Při zmiňování zdrojů vibrací je důležité neopomenout ani alternativní pohony vozidel. V současné době se do popředí dostávají elektromobily či tzv. hybridní vozidla, která k pohonu využívají elektromotory. Elektromotor je stroj, který ke generování výkonu využívá výhradně rotační pohyb, a tudíž i zde dochází ke vzniku vibrací. Vibrace, které elektromotor generuje, jsou dvojího původu. Prvním z nich je mechanický původ, který může být způsoben opět špatným vyvážením, poruchou ložiska či nesouosostí. Druhý původ je elektromagnetického rázu, který je většinou způsoben nesymetrií magnetických obvodů. [1]

### **1.5.10 Aerodynamika**

Nepříznivé vibrace mohou být způsobeny taktéž špatnou aerodynamikou karoserie automobilu, a to jak kvůli špatné konstrukci, tak také díky mechanickému poškození. Důsledkem je působení proudu vzduchu na okolní prostředí především kolem pevných překážek. Dochází tak k prudké změně tlaku vzduchu a výsledkem jsou tlakové vlny způsobující vibrace doprovázené nepříjemným hlukem. [10]

### **1.5.11 Odpružení a tlumení**

Nemalý vliv na přenos vibrací od nerovností na vozovce do rámu nebo karoserie a následně do celého interiéru mají tlumiče pérování vozidla spolu s odpružením.

Úkolem odpružení je zabránit předávání kmitavých pohybů od náprav automobilu a eliminovat přenos těchto rázů do interiéru vozidla. Díky tomu se nejenom snižuje frekvence vibrací, ale také se zvyšuje životnost dílů automobilu.

Dojde-li k vlastnímu rozkmitání pružiny vozidla, dostává se do funkce také tlumič pérování, jehož úkolem je tyto nežádoucí kmity utlumit. Tlumič pérování společně s pružinou tvoří celek na podvozku automobilu kteréhokoliv typu. [23]

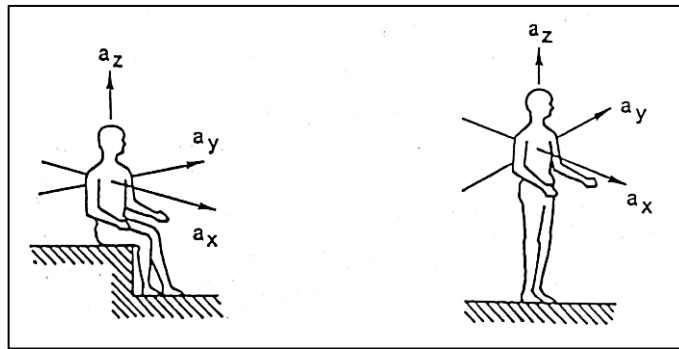
### **1.5.12 Vozovka**

Velmi důležitým parametrem při měření vibrací je také stav vozovky, na které probíhá měření. Pro zjišťování stavu vozovky je klíčová norma ČSN 73 6175 „Měření a hodnocení nerovností povrchů vozovek“. Samotné měření je vyhodnoceno parametrem IRI (z anglického International Roughness Index), jenž udává stupeň komfortu na měřeném úseku komunikace. Koeficient IRI je měřen dynamicky multifunkčními vozidly a je dán funkcionálem podélného profilu komunikace. [12]

## **1.6 Vliv vibrací na jízdní komfort v automobilu**

Vibrace ve vozidle jsou nepříjemnou záležitostí. Frekvence vibrací v automobilu v drtivé většině případů nedosahují takových hodnot, aby měly vliv na zdraví řidiče či člena posádky. Tyto frekvence však snižují požitek z jízdy, případně narušují soustředěnost řidiče a zasahují tak i do aktivní bezpečnosti. Veškeré vibrace jsou přenášeny do sedaček automobilu, podlahy, pedálů a také volantu.

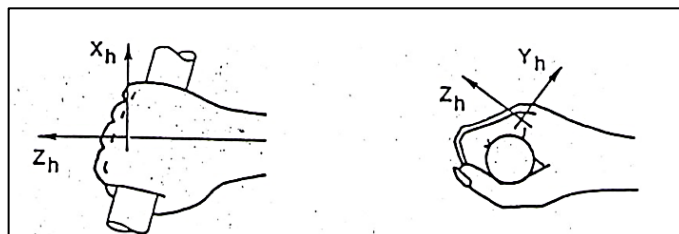
V problematice vibrací ve vozidle se často vyskytuje anglický pojem „whole body vibration“ neboli vibrace celého těla. Zde se zkoumá odezva lidského těla na stavy, které mohou nastat v reálném prostoru při poměrně nízkých hodnotách zrychlení. Rozsah těchto jevů je možné vymežit intervalem od 1 do 80 Hz. Při zkoumání takovýchto vibrací je nastolen souřadnicový systém pro sedícího a stojícího cestujícího, který je znázorněn na obrázku číslo 8.



Obrázek 8, Souřadnicový systém pro sedícího a stojícího cestujícího, Zdroj: [6]

Negativní účinek, který způsobují vibrace lidskému organismu, bývá velmi často důsledkem nevhodného uspořádání prvků uvnitř automobilu. Mezi tyto prvky patří například nastavení polohy sedačky, což má vliv na rozptřeni kontaktních tlaků. Dále je komfort ovlivněn prodyšností či teplotou uvnitř vozidla. Velmi důležité je také sledování, jak dlouho vibrace na člověka působí. Omezení, které stanovuje časové možnosti působení vibrací na člověka, je dáno normou ČSN ISO 2631 (viz. kapitola 1.7.2). K hodnocení takovýchto vibrací se používají tzv. limitní křivky. Při hodnocení svislých vibrací, kterých se při jízdě vozidla vyskytuje největší množství, je díky těmto křivkám známo, že nejdůležitějším pásmo vibrací je ve frekvenčním rozsahu od 4 do 8 Hz. Hodnocení vlivu vibrací na lidské tělo v horizontální poloze je pásmo základních vlastních frekvencí těla a jeho částí v rozpětí od 1 do 2 Hz. [6]

Kromě vlivu vibrací na tělo jako celek je také velmi důležité se věnovat určitým částem těla jednotlivě. V problematice vibrací automobilů jsou nejdůležitější částí horní končetiny (Hand-Arm vibration). Ty mají zavedený vlastní souřadnicový systém, který je patrný z obrázku č. 9.



Obrázek 9, Souřadnicový systém pro horní končetiny, Zdroj: [6]

Nejběžnějším působištěm vibrací na ruce je volant. Tyto vibrace jsou řidiči hodnoceny velmi negativně, ovšem opět nedosahují hodnot, které by měly za následek



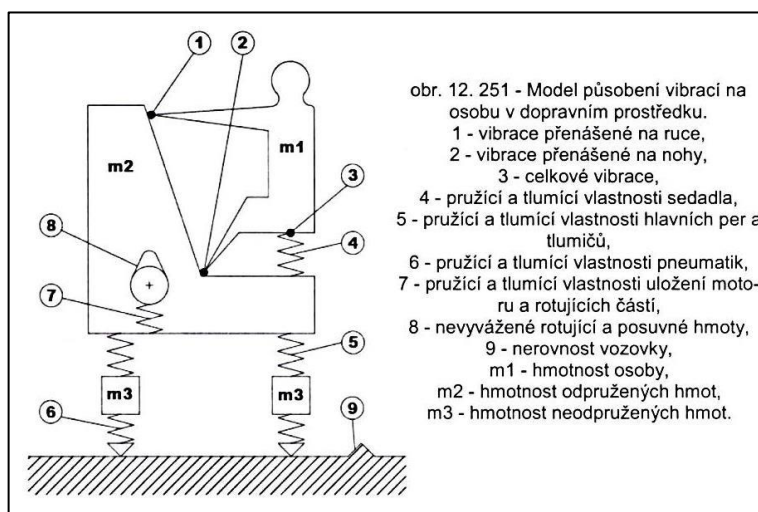
poškození řidičova zdraví. Výjimku mohou tvořit vibrace terénních automobilů, které dosahují větších frekvencí a působí na řidiče dlouhodobě. Spíš než na zdraví má tento jev vliv na soustředěnost řidiče a tím i na snížení aktivní bezpečnosti a zvýšení rizika vzniku dopravní nehody. [6]

### 1.6.1 Měření vibrací v automobilu

Před začátkem měření je důležité vědět, jaký je cíl měření. Dle toho je třeba se rozhodnout pro zkoušku analytickou, která má za úkol zjistit příčinu vibrací, či zkoušku hodnotící, která má za úkol zjistit následek vibrací, a to tak, že se naměřené hodnoty porovnají s hodnotami kritériálními. Při zkoušení analytickém dochází k oddělení jednotlivých možných zdrojů vibrací, naopak při zkoušení hodnotícím se posuzuje automobil jako celek, tedy se všemi posuvnými i rotujícími hmotami.

Je-li cílem analytického měření zjistit stav tlumení vozidla, je třeba odstranit budící frekvenci, která je způsobena posuvnými a rotujícími silami, které nejsou vyváženy. Jedná se především o prvky hnacího agregátu (motoru), který je vyobrazen jako pozice 8 na obrázku číslo 10. Tím je zajištěno, že jediným původcem vibrací jsou nerovnosti na vozovce.

Naopak je-li cílem zjištění vyvážení rotujících a posuvných sil, je třeba vyloučit budící frekvenci, kterou generuje nerovnost vozovky, která je znázorněna pozicí 9 na obrázku číslo 10. Tohoto stavu je velmi těžké dosáhnout v běžném provozu, tudíž se pro toto měření využívá, ve většině případů, válcových zkušeben. [2]



Obrázek 10, Vibrace působící na pasažéra ve vozidle, Zdroj: [2]

## **1.6.2 Umístění snímačů a průběh zkoušky**

Celkové vibrace vozidla jsou snímány tříosým snímačem, který je možné použít dvěma různými způsoby. Prvním způsobem je umístění snímače do hrudníku figuríny. Druhým způsobem je umístění snímače do makety sedací části. Na tento snímač se pak posadí osoba, jejíž hmotnost je v rozmezí 75 až 80 kg.

Vibrace, které jsou přenášeny na ruce řidiče, jsou měřeny snímačem, který je umístěn na volantu. Je důležité, aby byl snímač s volantem spojen pevně, bez pružného mezičlánku.

Při snímání vibrací, které působí na dolní končetiny, je třeba dodržet rovnoběžnost jednoho směru tříosého snímače a holenní kosti řidiče. Ve většině případů se snímač připevňuje na podlahu automobilu.

Po umístění snímačů je vhodné si definovat vozovku, na které se jízdni zkouška bude uskutečňovat, případně je možné zkoušku provádět na válcové zkušební. Jednotlivé hodnoty jsou snímány tak, aby co nejlépe pokryly obvyklé rychlostní limity, kterých je dosahováno v běžném provozu. Pro porovnávání a vyhodnocování jsou použity výsledky, které vykazují nejvyšší hodnoty vibrací. [2]

## **1.7 Výběr norem spjatých s vibracemi**

Problematika vibrací je definována celou řadou norem, a to jak ČSN, tak ISO. V následujících kapitolách je uveden výběr těch nejdůležitějších a jejich krátká definice.

### **1.7.1 ČSN ISO 2041, Vibrace, rázy a monitorování stavu – slovník**

Tato norma je zaměřena na terminologii v problematice vibrací. Díky této normě mohou vznikat další normy tak, aby nedošlo k chybnému výkladu. Tento slovník je tedy zcela základním předmětem pro normalizaci v oboru vibrací. [26]

### **1.7.2 ČSN ISO 2631-1, Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím**

Jedná se o normu, která je rozdělena do dvou částí. První část se zabývá všeobecnými požadavky a kvantifikováním celkových vibrací ve vztahu ke zdraví a pohodlí člověka

a vnímání vibrací. Druhá část této normy je zaměřena na nepřerušované vibrace a rázy, které jsou vyvolány vibracemi v budovách a jsou v rozmezí 1 až 80 Hz. [25]

### **1.7.3 ČSN ISO 13373, Monitorování stavu a diagnostika strojů – Monitorování stavu vibrací**

Norma ČSN ISO 13373 udává doporučení o metodách a postupech pro zpracování dat získaných ze snímačů vibrací. Snahou je docílit jednotného prezentování dat a zajištění snadné pochopitelnosti dané problematiky od více zdrojů. Norma se skládá ze dvou částí. První část se zabývá všeobecnými postupy a druhá část se zabývá zpracováním, analýzou a prezentací vibračních dat. Ve fázi přípravy je ještě třetí část, která se bude zabývat základními metodami diagnostiky. [27]

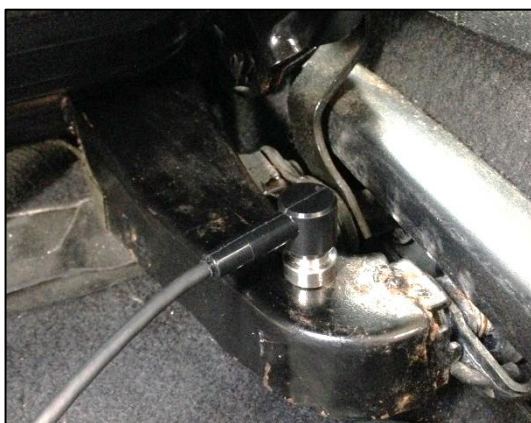
## 2 Cíl práce a metodika

Druhá kapitola diplomové práce se zabývá stanovením cíle práce a postupu, jak tohoto cíle dosáhnout. Nejprve je zde popsáno zkušební měření, ze kterého vyplývá stanovený postup měření. V další části je popsán měřicí přístroj a analýza dat, které jsou přístrojem generována. V závěru kapitoly jsou pak blíže specifikovány automobily, na kterých bude prováděno měření.

### 2.1 Zkušební měření

Před začátkem samotného měření na vozech Mercedes-Benz bude velmi důležité zjistit, jak přístroj MTS 4100, který je podrobněji popsán v kapitole 2.3, funguje a jaké aspekty budou mít hlavní vliv na vibrace. Dalším krokem bude stanovení metodiky samotného měření tak, aby se eliminovalo množství chyb měření.

Skutečnosti uvedené v předchozím odstavci budou zjišťovány na soukromém voze Škoda Octavia (rok výroby 2005) a bude vystřídáno několik druhů povrchů vozovky. Jak již bylo řečeno, k samotnému měření bude použit přístroj MTS 4100, který poskytne firma Mercedes-Benz Česká republika, s. r. o., zajišťující distribuci vozů Mercedes-Benz v České republice. Při měření bude použito dvou dostupných akcelerometrů. První z nich bude umístěn na rameno uchycení sedačky řidiče, což je vyobrazeno na obrázku 11. Druhý akcelerometr bude umístěn na speciální přípravek, který bude uchycen na volantu. Toto uchycení je patrné z obrázku 12.



Obrázek 11, Uchycení akcelerometru, Zdroj: vlastní



Obrázek 12, Uchycení akcelerometru, Zdroj: vlastní

U druhého snímače se jedná pouze o provizorní řešení. Jelikož je volant vyroben z pružného plastového materiálu, bylo by lepší udělat výřez a snímač uchytit na kostru volantu. Toto řešení ovšem měření neumožňuje. Při hledání ideálního přípravku je také velmi důležité, aby byla jeho váha co nejnižší, tak aby nedošlo k velkému rozvážení samotného volantu a tím také k znehodnocení měření. Pro co nejpřesnější měření bude velmi důležité dodržovat postup, který je uveden v kapitole 2.2.

Záměrem pilotního měření bude se seznámit se způsoby a nedostatky metody. Měření bylo navrženo provést v Horoměřicích na rovném úseku silnice třetí třídy s vědomím, že nevýhodou navržené lokality je sklon silnice, který by se mohl negativně projevit ve výsledcích (působení motoru vlivem akcelerace).

Po seznámení se s přístrojem a způsoby stanovené metody bude následovat druhé zkušební měření, které bude prováděno v pražských Letňanech v ulici Polaneckého. Bude se opět jednat o rovný úsek silnice, která byla vybudovaná v roce 2012, tudíž povrch zde je naprosto ideální pro potřeby měření.

Metodika zůstane totožná jako při měření předchozím, tedy měření v obou směrech při rychlostech 50 a 60 km/h. Nejprve bude změřeno osm měření s automobilem, který vibrace nevykazuje, a následně bude na levé přední kolo umístěn nevyvažek (obrázek 13), který způsobí vznik vibrací. Po této úpravě bude následovat dalších osm měření.

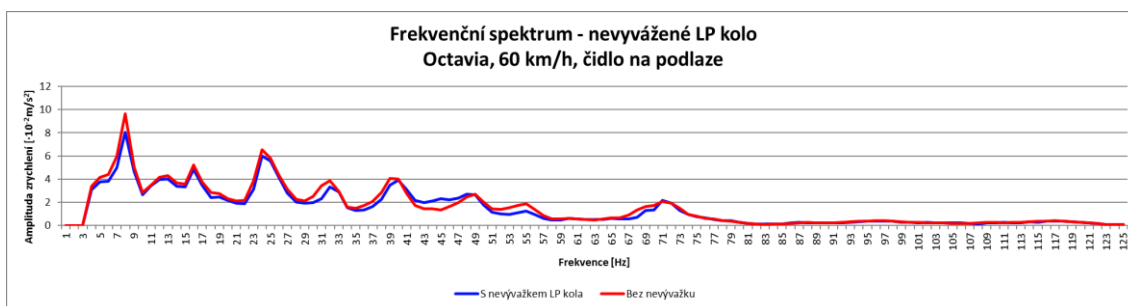


Obrázek 13, Nevývažek levého předního kola, Zdroj: vlastní

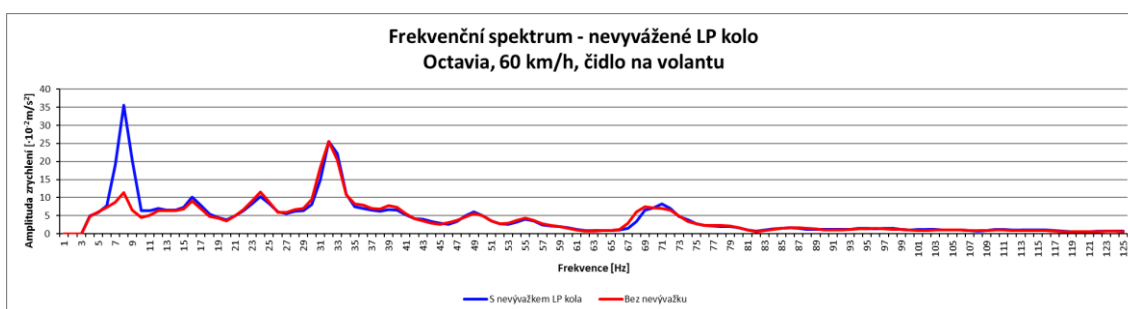
Pro stanovení uspokojivých závěrů bude potřeba vyřadit směr, ve kterém se bude měřit rychlost 50 km/h, neboť se na této části silnice vyskytují nerovnosti, které by zkreslovaly výsledky měření.

### 2.1.1 Výsledky zkušebního měření

Po absolvování zkušebního měření byly stanoveny výsledky z jednoho směru (60 km/h). Následující grafy (1 a 2), znázorňují rozdíl mezi vibrací automobilu bez vibrace a s uměle vytvořenou vibrací.



Graf 1, Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, Octavia, 60 km/h, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní



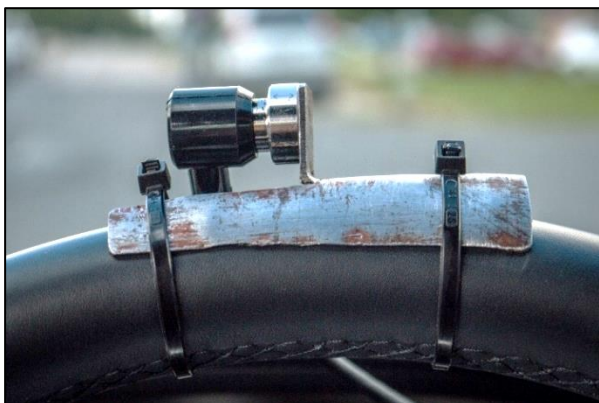
Graf 2, Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, Octavia, 60 km/h, čidlo na volant, Zdroj: vlastní

Především z grafu 2 je patrné, že při frekvenci 8 Hz došlo k výraznému nárůstu vibrací vlivem přidání nevyvážku. Díky tomuto poznatku ze zmíněných měření lze sestavit postup měření, který bude možné aplikovat i na měření vozidel značky Mercedes-Benz.

## 2.2 Postup měření

Vibrace budou snímány na dvou vozech značky Mercedes-Benz, a to konkrétně model SUV 166 třídy M a sedan 212 třídy E v provedení s pohonem všech čtyř kol. Oba tyto vozy jsou popsány v kapitole 2.5. Pro samotné měření, vzhledem k citlivosti snímačů, bude velmi důležité dodržovat předepsaný postup a navrženou metodiku.

Prvním velmi důležitým krokem bude rozmístění snímačů, které zůstane téměř stejné jako při zkušebním měření. První snímač bude umístěn na volantu pomocí přípravku (obrázek 14) a druhý bude umístěn na podlahu pod sedačku řidiče (obrázek 15 a 16). Snímač, který bude umístěn na volantu, bude muset být rovnoběžně s osou nápravy. Druhý snímač bude muset být umístěn rovnoběžně s kolmou osou vozovky tak, aby směřoval směrem k vozovce.



Obrázek 14, Uchycení akcelerometru, Zdroj: vlastní



Obrázek 15, Uchycení akcelerometru na podlaze vozu X166, Zdroj: vlastní



Obrázek 16, Uchycení akcelerometru na podlaze vozu W212, Zdroj: vlastní

Měření bude prováděno s jedním řidičem, přičemž bude absolvováno pět třiceti sekundových jízd s automobilem nevykazující vibrace a následně pět třiceti sekundových jízd s automobilem, na kterém budou vibrace uměle, různými způsoby, vyvolány. Vibrace budou vyvolány přidáním nevyvážku o hmotnosti 50 g na levé přední (dále LP) kolo, levé zadní (dále LZ) kolo a kardan zajišťující přenos výkonu na zadní kola. Veškerá umístění nevyvážků jsou ukázána na obrázcích 17 až 20. Celý tento cyklus bude opakován při rychlostech 110 km/h a 130 km/h.



Obrázek 17, Umístění nevyvážku na LZ kole modelu W212, Zdroj: vlastní



Obrázek 18, Umístění nevyvážku na LP kole modelu W212, Zdroj: vlastní



Obrázek 19, Umístění nevyvážku na LZ kole modelu X166, Zdroj: vlastní



Obrázek 20, Umístění nevyvážku na LP kole modelu X166, Zdroj: vlastní

Pro dané měření bude zvolen nový úsek dálnice D1 začínající na Chodově, a to z důvodu nově položeného povrchu a vzhledem k dojezdové vzdálenosti od hlavního sídla firmy Mercedes-Benz Česká republika, s. r. o., které se nachází právě v pražské části Chodov. Měření při rychlosti 110 km/h se bude provádět ve směru do Prahy, a to na úseku od čerpačí stanice Shell ke sjezdu na Uhříněves/Průhonice. Měření při rychlosti 130 km/h se bude provádět ve směru z Prahy, a to na úseku od sjezdu na Dobřejovice/Čestlice ke sjezdu na Velké Popovice/Stránčice.

Pro měření budou stanoveny tyto požadavky, které každý řidič musí striktně dodržet:

- držet obě ruce na volantu, a to přibližně v poloze „tři čtvrtě na tři“ (obrázek 21);
- zachovat předem nastavenou polohou sedačky;
- po celou dobu měření udržovat konstantní rychlost (nejlépe pomocí tempomatu);



- dosáhnout požadované rychlosti ještě před začátkem úseku, na kterém bude probíhat měření;
- nastavit klimatizaci na teplotu v rozmezí od 18 do 22 °C.



*Obrázek 21, Držení volantu v poloze „tři čtvrtě na tři“, Zdroj: vlastní*

Získané hodnoty budou dále zpracovány pomocí kalkulačky vytvořené v programu Microsoft Excel.

## 2.3 Měřicí přístroj MTS 4100

Pro měření vibrací se využívá celá řada přístrojů. Pro toto měření bude ovšem poskytnut firmou Daimler přístroj MTS 4100 NVH, který je vyráběn společností Vetronix, která spadá do Bosch Group.

Samotný přístroj je určený především pro profesionální použití v autoservisech. Slouží především pro nalezení zdrojů vibrací, ale také hluku a ruchů v automobilech. Mezi hlavní výhody přístroje MTS 4100 je, že kromě získávání informací ze samotných čidel dokáže získávat i informace z palubní diagnostiky (OBD), čímž dokáže přiřadit vznikajícím vibracím jejich zdroj a určit jejich pravděpodobnou příčinu. Dále umí přístroj pracovat se specifikací vozidel, kterou si načte buď sám po zadání výrobního čísla VIN, nebo lze specifikaci navolit ručně. Přístroj MTS 4100 nabízí čtyři režimy měření: diagnostiku vibrací, stroboskop, vyvažování hřídelů a diagnostiku hluku. Těmto režimům jsou věnovány následující kapitoly. [33]

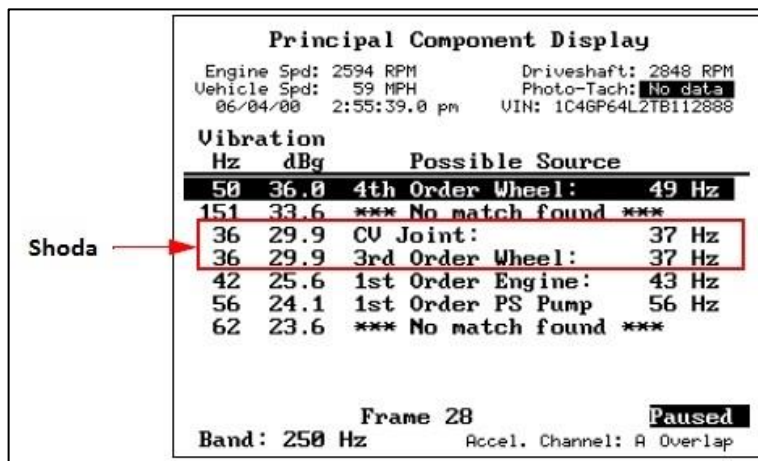
### 2.3.1 Diagnostika vibrací

Přístroj MTS 4100 používá ke sběru dat dva jednoosé akcelerometry spolu s přípojkou OBD. Po sběru dat přístroj automaticky provede frekvenční analýzu a frekvence vibrací poté porovná s frekvencemi pocházejícími z rotujících součástí v automobilu (kardan, motor, kola) a následně vyhodnotí jednu z těchto součástí jako možný vznik vibrací.

Při měření je velmi důležité tlačítko RUN/PAUSE, které slouží k zahájení, respektive ukončení procesu sbírání dat. Ihned po zvolení měřicího módu začne přístroj sbírat data. Sběr probíhá dvakrát za sekundu a vyobrazených je posledních 60 vzorků, tedy 30 sekund. Data, která jsou starší než oněch 30 sekund, jsou přemazána daty novými. Po stisknutí tlačítka RUN/PAUSE se sběr dat ukončí a je možné daná data zkoumat.

Jako jednotky vibrací je možné si vybrat z dBg, G, m/s<sup>2</sup>, mm/s.

Přístroj při diagnostice vibrací používá čtyř módů. Prvním je „principal component display“. Tento mód zobrazí šest hlavních původů vibrací včetně amplitud, frekvencí a možných příčin. Dojde-li k tomu, že jedna frekvence vibrace má různé příčiny, ukáže přístroj všechny tyto příčiny, jak je vidět na obrázku 22.



Obrázek 22, Režim zobrazení hlavních složek vibrací, Zdroj:[33]

Ukáže-li přístroj hlášku **\*\*No match found\*\***, je možné přiřadit, z možností, které přístroj nabízí, frekvenci manuálně. K automatickému přiřazení nedošlo z důvodu nízké shody.

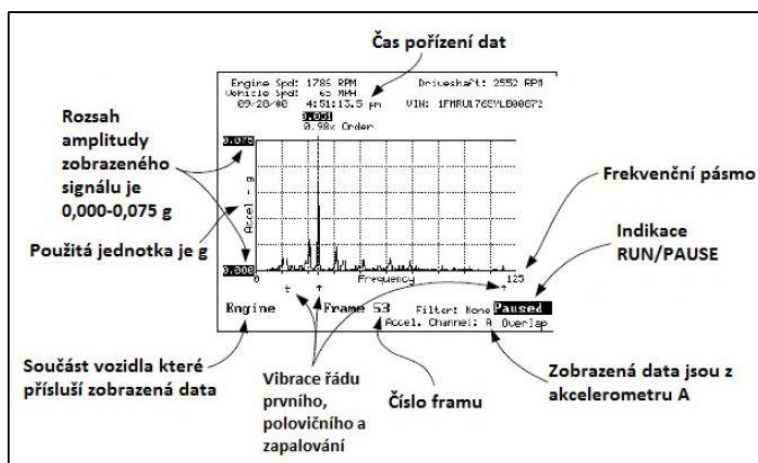
Dalším módem je „waterfall display“, neboli spektrogram, který zobrazuje 3D frekvenční spektrum, což je závislost amplitudy vibrací na frekvenci a čase. Volbu

frekvenčních pásem má uživatel stejnou jako v módu „frequency spectrum display“ a je zobrazováno posledních 21 vzorků.

Třetím módem je „frequency spectrum display“ (obrázek 23). Tento mód umožňuje zobrazení frekvenčního spektra s pásmy od nuly do 62,5 Hz; 125 Hz; 250 Hz; 500 Hz a 1000 Hz. Každé jedno pásmo obsahuje 250 vzorků, z čehož vyplývá, že se zvětšujícím se pásmem klesá rozlišení.

Čtvrtým a posledním módem je „bar chart display“, neboli sloupcový graf. Ten ve 3D podobě ukazuje celkovou energii vibrací spolu s energií šesti hlavních měřených součástí za posledních 11 vzorků, tedy 5,5 sekundy.

Ukládání dat je možné provozovat dvěma způsoby. Prvním způsobem je uložení do interní paměti přístroje (maximálně 24 záznamů po 30 sekundách) a následně data importovat do PC pomocí rozhraní RS232. Druhým způsobem je uložit data na paměťovou kartu typu compact flash, již lze jednoduše vyjmout a vložit do PC. Veškerá data jsou dostupná ve formátu .txt, a lze je tedy jednoduše importovat do programu Microsoft Excel a dále s nimi pracovat. [33]

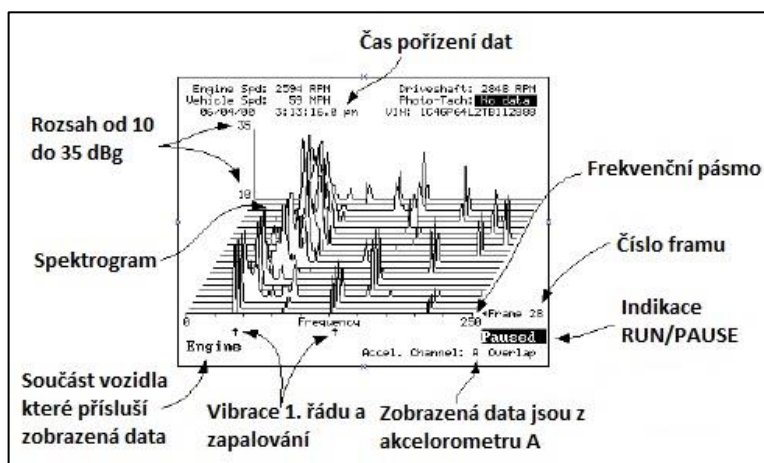


Obrázek 23, Režim zobrazení frekvenčního spektra, Zdroj: [33]

### 2.3.2 Stroboskop

Pro určení přesného zdroje vibrací napomáhá stroboskop. Ten funguje tak, že vytváří záblesky o stejné frekvenci jako zdroj vibrací, a je tedy možné ho snáze najít, neboť se v záblescích zdánlivě nehýbe. Funkci stroboskopu lze použít i při měření předstihu

zážehu. Výsledkem stroboskopického měření je spektrogram, který je vidět na obrázku 24. [33]



Obrázek 24, Spektrogram, Zdroj: [33]

### 2.3.3 Vyvažování hřídelů

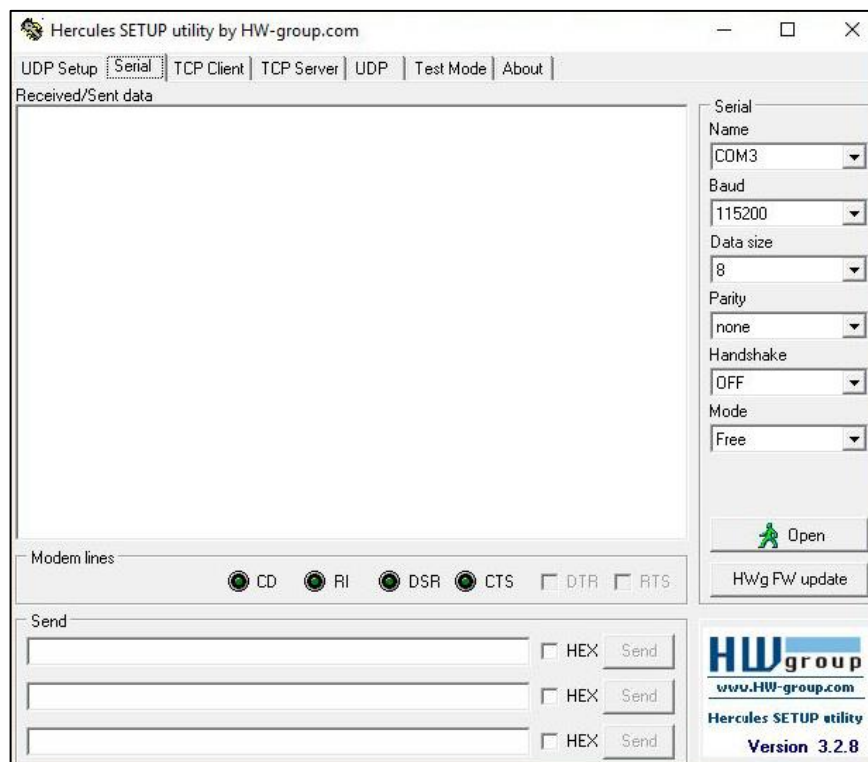
Při režimu vyvažování hřídelů jsou použity dva akcelerometry a optická měřidla otáček. Poté přístroj MTS 4100 provede uživatele kompletním procesem vyvažování. Výhoda tohoto režimu je, že dojde k vyvážení hřídele bez nutné demontáže. [33]

### 2.3.4 Diagnostika hluku

Při diagnostice hluku jsou použity stejné principy jako u měření vibrací, ovšem s tím rozdílem, že místo akcelometrů jsou použity mikrofony. Nevýhodou je, že mikrofony a akcelerometry nelze používat současně. [33]

### 2.3.5 Stahování dat z přístroje MTS 4100

Jelikož je přístroj určen především pro rychlou diagnostiku na úrovni autoservisů, není přenos dat do PC jednoduchý. Způsoby, jak naměřená data přenést do PC, jsou celkem dva. Prvním způsobem je použití paměťové karty (CompactFlash). Formát této karty je ovšem velmi zastaralý, a je tak potřeba použít speciální čtečku karet. Druhým způsobem je stáhnutí dat pomocí terminálového programu pro sériovou komunikaci. V tomto případě bude použit program Hercules SETUP od společnosti HW GROUP.

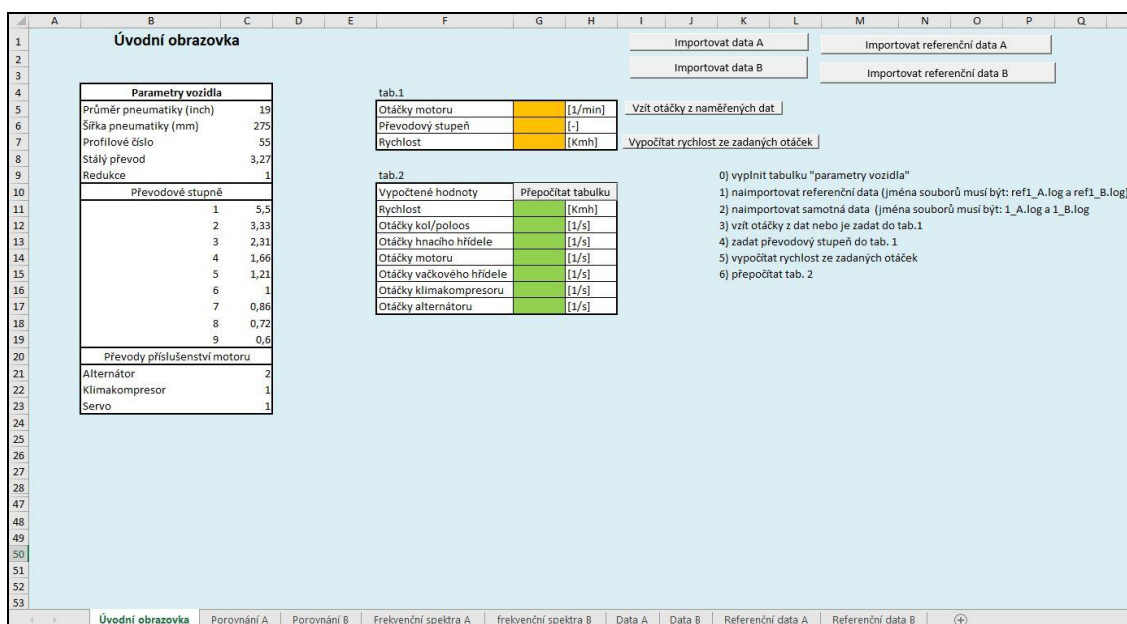


Obrázek 25, Program Herkules SETUP, Zdroj: vlastní

Nejprve bude nutné připojit přístroj k PC přes sériový port. Poté v programu Herkules SETUP přepnout na záložku *Serial*. Poté bude potřeba nastavit hodnoty *Name*, *Baud*, *Data size*, *Parity*, *Handshake* a *Mode* dle návodu přístroje MTS 4100 (viz obrázek 25). Posledním krokem bude kliknutí na tlačítko *Open*. Tím se spojí PC s přístrojem a bude možné přenášet data. Následuje kliknutí pravým tlačítkem myši v okně *Received/Sent data* a v roletovém menu zvolit volbu *Log to file* a v dalším roletovém menu zvolit volbu *Log to file*. Otevře se nové okno, kde bude zvolen název stahovaného souboru. Poté bude v roletovém menu zvolena volba *Log Enable*, což lze urychlit pomocí klávesové zkratky *Ctrl+L*. Veškerá nastavení v roletovém menu se nechají defaultně navolené. Takto nastavený PC bude připraven pro stahování dat. Poté bude v přístroji MTS 4100 zvolen soubor, který je třeba kopírovat do PC. Přístup k datům bude v tomto případě následující: *Vibration Diagnostics > Replay Saved Data*. Poté budou na přístroji stisknuty klávesy *Shift* a *9* a začne kopírování. Poté se v programu Herkules SETUP zvolí *Log Enable* (*Ctrl+L*) a celý proces se opakuje. Data se musí kopírovat jednotlivě, a to pro každé měření a každý senzor.

## 2.4 Analýza dat

Jelikož bude každé jedno měření a každý snímač přístrojem MTS 4100 vyhodnocen do samostatného textového souboru, avšak jednotlivá měření bude třeba vzájemně porovnávat, byla k tomuto účel vytvořena aplikace v programu Microsoft Excel, jež byla pojmenována Kalkulačka MB. Do aplikace se pomocí maker naimportují jednotlivá data, díky kterým bude možné vytvořit frekvenční spektrum, které je detailněji popsané v kapitole 3. Úvodní obrazovka aplikace je znázorněna na obrázku 26.



Obrázek 26. Aplikace pro vyhodnocení vibrací, Zdroj: vlastní

Kalkulačka je postavena na principu maker, která jsou napsána v jazyce Visual Basic. Makra byla použita z důvodu zjednodušení uživatelského využití kalkulačky.

Pro používání aplikace je zavedeno sedm maker.

První dvě makra fungují na stejném principu s tím rozdílem, že jedno naimportuje data ze snímače A a druhé ze snímače B a spustí se tlačítkem „Importovat data A“, respektive „Importovat data B“. Zdrojový kód pro import dat ze snímače A je v příloze 1.

Druhá dvě makra mají opět stejný princip, neboť jsou určena pro referenční data ze snímačů A a B. Spouštějí se tlačítka „Importovat referenční data A“ a „Importovat referenční data B“. Zdrojový kód je uveden v příloze 2.

Páté makro usnadňuje zadání otáček, které má motor v době měření, a spouští se tlačítkem „*Vzít otáčky z naměřených dat*“. Toto makro není nutné použít a otáčky lze zadat ručně. Zdrojový kód pátého makra je uveden v příloze 3.

Šesté makro vypočítá rychlost automobilu v závislosti na zadaném rychlostním stupni a otáčkách motoru. Spouští se tlačítkem „*Vypočítat rychlost ze zadaných otáček*“ a jeho zdrojový kód je uveden v příloze 4.

Sedmé a poslední makro vypočítá z hodnot, které jsou vidět na obrázku 26, otáčky veškerého příslušenství motoru. Makro lze spustit tlačítkem „*Přepočítat tabulku*“. Vzhledem k délce zdrojového kódu tohoto makra, které je dělané pro každý převodový stupeň, je v příloze 5 uvedena jen jeho první část, která dělá výpočty pro devátý rychlostní stupeň.

Při používání aplikace je nutné dodržovat následující postup:

- vyplnit tabulku „*Parametry vozidla*“;
- přejmenovat data, která budou naměřena na bezvadném automobilu, na ref1\_A.log, ref2\_A.log atd., respektive ref1\_B.log, ref2\_B.log atd. a zachovat typ souboru .txt;
- přejmenovat data, která budou naměřena na vadném automobilu na 1\_A.log, 2\_A.log atd. respektive 1\_B.log, 2\_B.log atd., a zachovat typ souboru .txt;
- naimportovat data pomocí jednotlivých tlačítek;
- do tabulky „*tab. 1*“ zadat otáčky motoru, případně je naimportovat pomocí tlačítka;
- do tabulky „*tab. 1*“ zadat převodový stupeň;
- pomocí tlačítka vypočítat rychlost;
- pomocí tlačítka přepočítat tabulku „*tab. 2*“.

Poté, co uživatel dokončí uvedený postup, na záložkách „*Frekvenční spektra A*“ a „*Frekvenční spektra B*“ je možné porovnat hodnoty vibrací bezvadného automobilu a automobilu, který vykazuje vibrace.

Maximální hodnoty amplitudy zrychlení jsou v určitých frekvencích, které vycházejí z rovnic 21 až 28.

Hodnoty výskytu maximálních vibrací při nevyvážku LP a LZ kola u vozidla W212 jsou dány rovnicí 21 a 22.

$$f_1 = \frac{n_1}{60} * i_7^{-1} * i_s^{-1} * i_R^{-1} \quad (21)$$

$$f_2 = \frac{n_2}{60} * i_7^{-1} * i_s^{-1} * i_R^{-1} \quad (22)$$

Pro vypočtení frekvencí výskytu maximálních hodnot vibrací pro automobil W212 s nevyváženým kardanem jsou rovnice 23 a 24.

$$f_1 = \frac{n_1}{60} * i_7^{-1} * i_R^{-1} \quad (23)$$

$$f_2 = \frac{n_2}{60} * i_7^{-1} * i_R^{-1} \quad (24)$$

Pro rovnice 21 až 24 platí následující:

- $n_1$  otáčky motoru při rychlosti 110 km/h;
- $n_2$  otáčky motoru při rychlosti 130 km/h;
- $i_7$  převodový poměr 7. rychlostního stupně;
- $i_s$  stálý převod;
- $i_R$  redukce.

Hodnoty frekvencí, ve kterých je amplituda zrychlení nejvyšší při nevyvážku LP a LZ kola u vozidla X166, jsou dány rovnicí 25 a 26.

$$f_1 = \frac{n_1}{60} * i_8^{-1} * i_s^{-1} * i_R^{-1} \quad (25)$$

$$f_2 = \frac{n_2}{60} * i_9^{-1} * i_s^{-1} * i_R^{-1} \quad (26)$$

Výskyt maximálních hodnot vibrací pro automobil X166 s nevyváženým kardanem je dán rovnicemi 27 a 28.

$$f_1 = \frac{n_1}{60} * i_8^{-1} * i_R^{-1} \quad (27)$$

$$f_2 = \frac{n_2}{60} * i_9^{-1} * i_R^{-1} \quad (28)$$

Pro rovnice 25 až 28 platí následující:

- $n_1$  otáčky motoru při rychlosti 110 km/h;
- $n_2$  otáčky motoru při rychlosti 130 km/h;
- $i_8$  převodový poměr 8. rychlostního stupně;



$i_9$  převodový poměr 9. rychlostního stupně;  
 $i_s$  stálý převod;

## 2.5 Použité automobily

Osobní automobily této značky právem spadají do třídy označované jako prémiová. V této třídě jsou také velmi často označovány jako etalony a udávají trend této luxusní třídy vozů.

Stejně jako vzhled a nabízené příslušenství, tak i kvalita zpracování je ve vozech Mercedes-Benz na té nejvyšší úrovni. Okolo roku 2000 se sice otřáslы základy těchto tvrzení o nezníčitelnosti vozů této značky (obzvláště pak model W1232 s naftovým motorem OM615), ovšem v současné době opět kvalita vozů dosahuje nejvyšších hodnocení. [22] [24] [34]

### 2.5.1 Mercedes-Benz X166

Tento model od firmy Mercedes-Benz je známější spíše pod obchodním názvem ML či GLE. První zmíněný název byl používán od roku výroby 2011 do roku 2015, kdy model prošel faceliftem a začalo se používat právě označení GLE. Jedná se o automobil typu SUV a jeho kořeny sahají až do roku 1995, kdy s modelem X164 přišla na trh nová kategorie – luxusní SUV.

Model je vyráběn s celou řadou motorizací počínaje vznětovým čtyřválcem s dvoulitrovým objemem a konče masivním zážehovým 5,5 litrovým osmiválcem AMG s výkonem 386 kW. Stejnou platformu jako zmiňovaný automobil má i Jeep Grand Cherokee, který je posledním automobilem, který vznikl při spolupráci Daimler-Chrysler.

Vůz X166, na kterém budou měřeny vibrace (obrázek 27) bude vybaven šestiválcovým motorem o výkonu 190 kW a objemu 2,987 litru. Zkoušený vůz X166 navíc ještě bude disponovat aktivními stabilizátory (active curve system), jež mají za úkol redukovat úhel náklonu vozidla při zatáčení. Zvyšuje se tak komfort jízdy i dynamika, a to nejen v terénu, ale i při vysokých rychlostech na dálnici. Tento systém ovšem může negativně ovlivnit výsledky měření, neboť může eliminovat požadované vibrace vyvolané přidáním nevyvážku. [32]



*Obrázek 27, Mercedes-Benz X166, Zdroj: vlastní*

## **2.5.2 Mercedes-Benz W212**

Pod označením W212 se skrývá druhý zkoušený model z řady E. Jedná se o osobní vůz vyšší střední třídy a je vyráběný od roku 2009 do současnosti. V roce 2013 prošel model faceliftem a je dostupný ve verzích sedan, coupé a kabriolet.

Automobil je opět dostupný v široké škále motorizací. Benzínové verze začínají se zážehovým čtyřválcem s objemem 1,8 litru a výkonem 135 kW a končí vidlicovým osmiválcem s objemem 6,2 litru a výkonem 430 kW. Vznětové motory jsou dostupné ve čtyřválcové a šestiválcové verzi o objemu 2,15, litru respektive 3 litry a výkonu až 195 kW. V současné době je možné tento model pořídit i ve verzi poháněné CNG či hybridním pohonem. [31]

Vůz W212, na kterém budou měřeny vibrace (obrázek 28), bude vybaven čtyřválcovým motorem o výkonu 150 kW a objemu 2,143 litru.



Obrázek 28, Mercedes-Benz W212, Zdroj: vlastní

### 2.5.3 4MATIC – pohon všech čtyř kol

Vozy Mercedes-Benz používají výhradně rozvodovku 4MATIC, jejíž provedení může být u různých modelů rozdílné. Prvně byl název 4MATIC, a celý tento systém, použit v roce 1987 v modelu W124.

U vozidla X166 je systém 4MATIC řešen pomocí rozvodovky s řetězem a mezinápravovým diferenciálem s kuželovými koly. Celkový točivý moment se rozdělí mezi přední a zadní nápravu v poměru 1:1 a tento poměr nelze změnit. Přední i zadní náprava jsou opatřeny diferenciálem s kuželovými koly a stálým převodem.

Zákazníkům bylo umožněno si v rámci příplatkové výbavy dokoupit paket ON & OFFROAD a zvolit si tak rozvodovku s uzamykatelným mezinápravovým diferenciálem a redukční převodovkou. Samotná redukční převodovka je řešena planetovým soukolím a je součástí rozvodovky. Redukce je ovládána tlačítkem, kterým je možné měnit převod 1:1 a 1:2,93. Stejně tak je ovládána i uzávěrka mezinápravového diferenciálu, což umožňuje přepínání mezi šesti módy, které ještě navíc upraví charakteristiku tlumičů, světlou výšku nebo charakteristiku akceleračního pedálu.

Nápravové diferenciály se musejí obejít bez mechanické uzávěrky, a tak je možný prokluz řešen systémem kontroly trakce 4ETS. Poměr stálého převodu je 1:3,27. [32]

Model W212 je vybaven poměrně komplikovanějším systémem 4MATIC. Jedná se o systém stálého pohonu všech čtyř kol a je vybaven planetovým mezinápravovým diferenciálem a celá rozvodovka je pak součástí automatické převodovky 7G-TRONIC. Znamená to tedy, že pro modely W212 je umožněn pohon všech čtyř kol jen v provedení s automatickou převodovkou.

O přenos celkového točivého momentu se stará planetový diferenciál se čtyřmi dvojitými planetami tak, aby se zachoval totožný směr otáčení centrálního a korunového kola. Na korunové kolo je připojena vstupní hřídel převodovky, na unašeče satelitů je přiveden zadní hnací hřídel a na kolo centrální je přiveden přední hnací hřídel.

Dojde-li k rozdílu mezi otáčkami přední a zadní nápravy, dojde i vlivem rozdílné úhlové rychlosti centrálního a korunového kola k pohybu satelitů tak, aby se rozdíl vyrovnal. Poměry zubů korunového kola a centrálního kola, tedy převodové poměry diferenciálu, jsou navrženy tak, že je točivý moment rozdělován ve prospěch zadní nápravy v poměru 60:40.

Velmi důležitou součástí samotného diferenciálu je i lamelová spojka, která se stará o spojení centrálního kola a unašeče satelitů (přední a zadní hřídel). Pružina neustále přitlačuje lamely spojky k sobě, a dojde-li k prokluzu jedné z náprav, je okamžitě točivý moment přenášen na pomaleji se otáčející nápravu z rychleji otáčející se nápravy pomocí lamel. Schopnost diferenciálu přenášet točivý moment mezi nápravami má za výsledek zlepšení směrové stability, ovladatelnosti a trakce hlavně na kluzkém povrchu. Lamelová spojka má i další funkci a tou je tlumení rázu při změnách zatížení, což může být například přechod z akcelerace na brždění motorem a naopak. Zadní i přední náprava jsou opatřeny standardními diferenciály s kuželovými koly se stálým převodem (2,65). [30] [31]

### 3 Výsledky a diskuze

Samotné vyhodnocení vibrací je provedeno s daty, jejichž získání a přenesení do porovnatelné podoby je uvedeno v kapitolách 2.3 a 2.4. Výsledky jsou znázorněny graficky. Prvním způsobem je frekvenční spektrum, které znázorňuje průběh amplitudy zrychlení v jednotkách  $10^{-2} \text{ m/s}^2$  v závislosti na frekvenci v jednotkách Hz, a to bezvadného automobilu a automobilu vykazujícího vibrace. Frekvenční spektra jsou v rozsahu 125 Hz.

Druhý způsob grafického znázornění je porovnání maximální průměrné hodnoty amplitudy zrychlení (průměr ze tří hodnot, nejvyššího peaku a jeho dvou sousedních bodů frekvenčního spektra) bezvadného automobilu a automobilu vykazujícího vibrace v rychlosti 110 km/h a 130 km/h. Je tak tedy patrný rozdíl jak mezi vibracemi bezvadného a vadného automobilu, tak rozdíl vibrací při rychlostech 110 km/h a 130 km/h.

Průběh amplitudy zrychlení je přístrojem defaultně zaznamenáván v jednotkách mili G, což zhruba odpovídá  $10^{-2} \text{ m/s}^2$ . Pro lepší interpretaci jsou tedy veškerá data v následujících kapitolách uváděna v hodnotách zrychlení  $10^{-2} \text{ m/s}^2$ .

Přesnost celého měření je úměrná počtu měření, která se uskuteční při jednotlivých rychlostech, ale také rozptylu rychlostí, ve kterých se měření bude provádět.

#### 3.1 Vibrace automobilu W212

Frekvenční spektra, která znázorňují průběh vibrací na automobilu W212, jsou vyobrazena na grafech v příloze 6 až 15.

Z průběhu frekvenčních spekter 1 až 8, tedy při přidání nevyvážku na LP či LZ kolo, je patrné, že nejvyšší hodnoty vibrací (amplitudy zrychlení) je dosaženo vždy okolo 15 Hz u rychlost 110 km/h a okolo 17 Hz pro rychlost 130 km/h či v násobcích těchto hodnot z důvodu harmonického opakování vibrací. Hodnota 15 Hz a 17 Hz vychází z rovnic 21 a 22. Po dosazení:

$$f_1 = \frac{1700}{60} * 0,728^{-1} * 2,65^{-1} * 1^{-1} = 14,69 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{2025}{60} * 0,728^{-1} * 2,65^{-1} * 1^{-1} = 17,49 \text{ Hz}$$

kde:

$$n_1 = 1700 \text{ min}^{-1};$$

$$n_2 = 2025 \text{ min}^{-1};$$

$$i_7 = 0,728;$$

$$i_S = 2,65;$$

$$i_R = 1.$$

Z rovnic 23 a 24 lze zjistit, kde přibližně se bude vyskytovat maximální peak při měření vibrací nevyváženého kardanu. Při rychlosti 110 km/h bylo nejvyšší hodnoty vibrací dosaženo při frekvenci 39 Hz a při rychlosti 130 km/h při frekvenci 46 Hz. Po dosažení:

$$f_1 = \frac{1700}{60} * 0,728^{-1} * 1^{-1} = 38,92 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{2025}{60} * 0,728^{-1} * 1^{-1} = 46,36 \text{ Hz}$$

kde:

$$n_1 = 1700 \text{ min}^{-1};$$

$$n_2 = 2025 \text{ min}^{-1};$$

$$i_7 = 0,728;$$

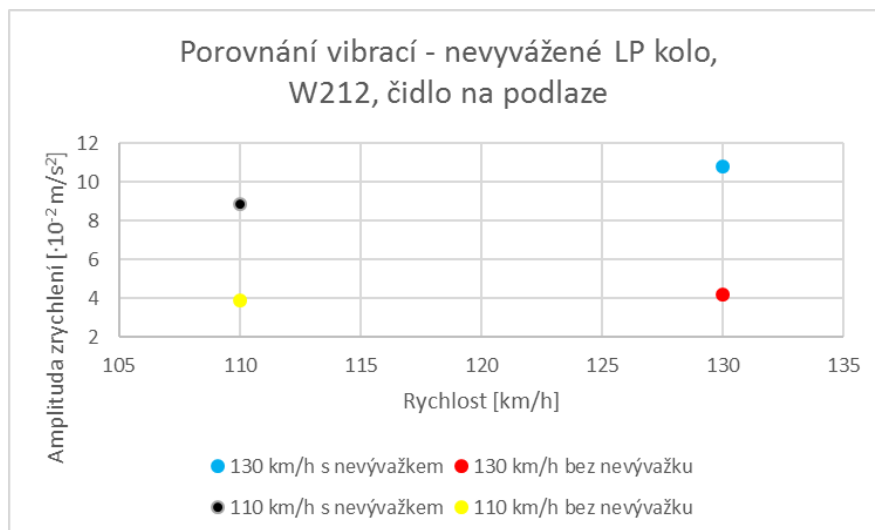
$$i_R = 1.$$

### 3.1.1 Umístění nevyvážku na LP kolo, automobil W212

První měření bylo zaměřeno na vibrace, které vyvolá umístění nevyvážku na LP kolo automobilu W212.

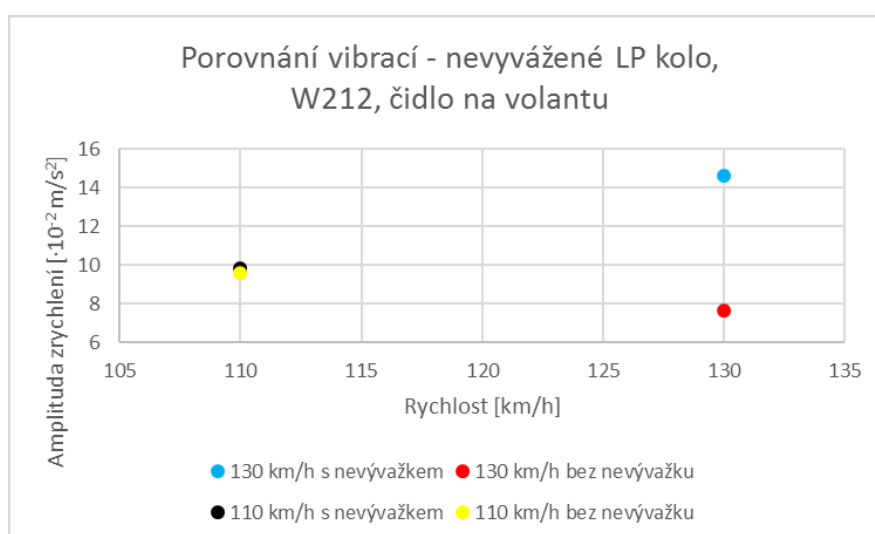
U frekvenčních spekter, která zobrazují průběh vibrací snímaných čidlem na podlaze (příloha 6 a 8), je patrná podobnost. Je zde také patrné, že se zvyšující se rychlostí stoupá i maximální hodnota vibrací, a to jak u automobilu s nevyvážkem, tak bez něho.

Průměrné hodnoty (graf 3) vykazují obdobný výsledek. Je zde vidět, že rozdíl průměru maximální hodnoty vibrací roste se zvyšující se rychlostí i s přidaným závažím. Zatímco rozdíl mezi maximální hodnotou vibrací bez nevyvážku při rychlosti 110 km/h ( $3,9 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ ) a 130 km/h ( $4,2 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ ) je minimální, při přidání nevyvážku je již rozdíl znatelnější ( $8,9 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při 110 km/h a  $10,8 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při 130 km/h).



Graf 3, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, W212, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

Frekvenční spektra, která znázorňují porovnání vibrací automobilu s nevyvážkem na LP kole a čidlem umístěným na volantu, jsou znázorněna v příloze 7 a 9. Je zde vidět, že špičky vibrací dosahují mnohem vyšších hodnot než vibrace snímané čidlem na podlaze. Tento jev je daný tím, že přední kola jsou přes řídicí ústrojí přímo propojená s volantem. Je také patrné, že při rychlosti 110 km/h průběh vibrací bez nevyvážku téměř kopíruje průběh vibrací s nevyvážkem. Z grafu 4 je tento fakt ještě patrnější, když hodnota vibrací bez nevyvážku dosáhla hodnoty  $9,6 \cdot 10^{-2}$  m/s<sup>2</sup>, zatímco s nevyvážkem je hodnota pouze o dvě desetiny vyšší. Při zvýšené rychlosti je patrný nárůst, kdy maximální průměrná hodnota dosáhla  $14,7 \cdot 10^{-2}$  m/s<sup>2</sup>.

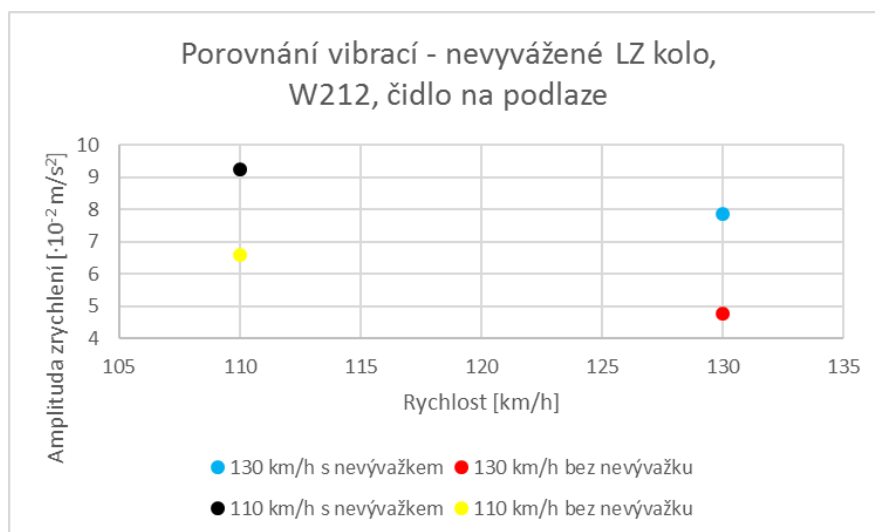


Graf 4, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, W212, čidlo na volantu, Zdroj: vlastní

### 3.1.2 Umístění nevývažku na LZ kolo, automobil W212

Druhé měření se zabývalo hodnotami vibrací při umístění nevývažku na LZ kolo automobilu W212.

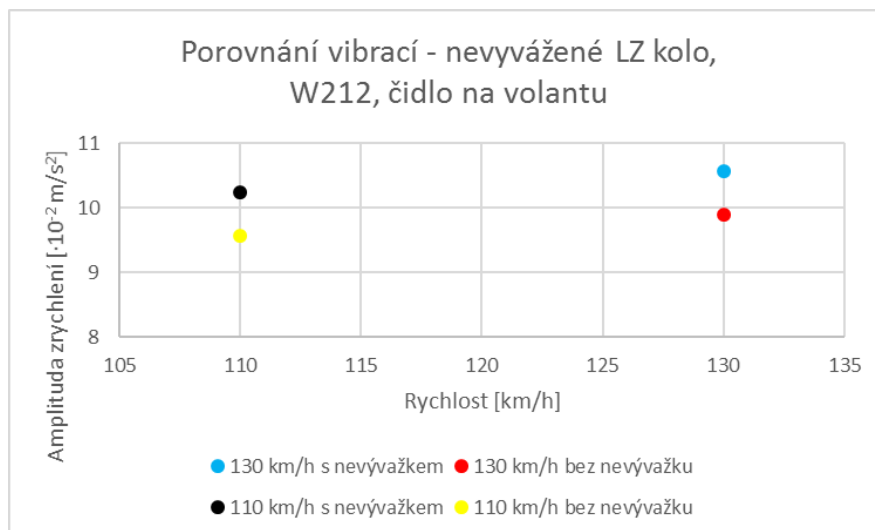
Reálný průběh vibrací, které vykazuje automobil s nevývažkem na LZ kole a jsou snímány čidlem na podlaze, je vidět na frekvenčních spektrech v příloze 10 a 12. Při rychlosti 110 km/h došlo k nepravidelnému nárůstu vibrací okolo frekvence 13–15 Hz. Tento jev může být způsoben přejížděním mezi jízdními pruhy nebo najetím na nerovnost vozovky. Tyto vlivy bohužel v běžném provozu nelze zcela vyloučit a eliminaci jejich zásahů do výsledku by zajistila větší četnost měření. Paradoxní také je, že zde došlo k poklesu průměrných hodnot vibrací, a to jak s nevývažkem, tak bez něho, což je patrné z grafu 5. V obou případech byl tento pokles o více než  $1 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ .



Graf 5, Porovnání vibrací - nevyvážené LZ kolo, W212, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

Průběh vibrací byl stejně jako u LP kola snímán i na volantu. Zde došlo k minimálnímu rozdílu jak mezi vibracemi v rychlostech 110 km/h a 130 km/h, tak i mezi vibracemi s nevývažkem a bez něho. To je vidět na grafu 6.





Graf 6, Porovnání vibrací - nevyvážené LZ kolo, W212, čidlo na volantu, Zdroj: vlastní

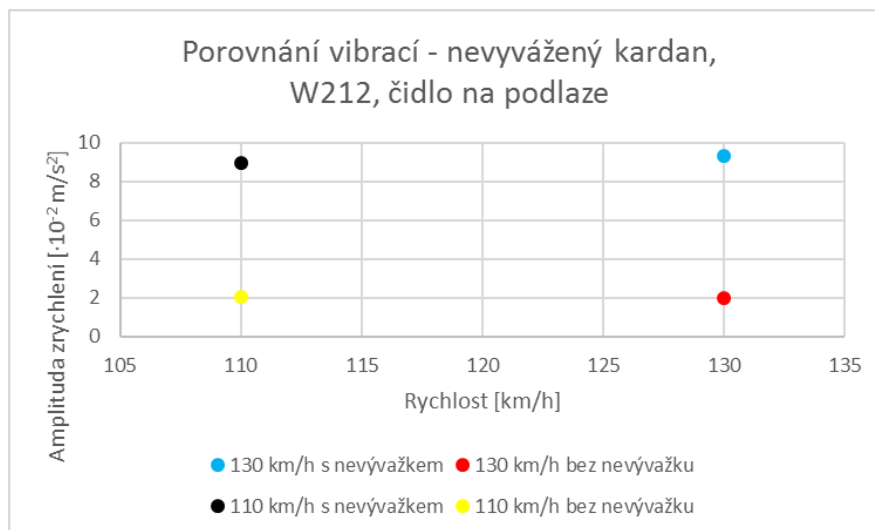
Dle předpokladů došlo k poklesu hodnot vibrací v porovnání s hodnotami vibrací při přidání nevyvážku na přední kolo. U čidla volantu a rychlosti 130 km/h byl rozdíl v maximálních hodnotách vibrací více než  $5 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ . Je to dané tím, že zadní kola nemají přímé spojení s volantem a nemohou tak zapříčinit vyšší vibrace.

Oproti předchozímu měření je u tohoto měření také odlišný průběh rozdílu vibrací s nevyvážkem a bez něho. Zatímco u předchozího měření se rozdíl průměrných hodnot zvyšoval, zde v obou případech umístění čidel zůstával téměř stejný a lišil se jen v řádu setin.

### 3.1.3 Umístění nevyvážku na kardan, automobil W212

Třetím a posledním měřením na vozidle W212 bylo snímání vibrací při umístění nevyvážku na kardan.

Zde došlo pouze ke snímání vibrací z podlahy automobilu, neboť vliv vibrací od kardanu na volant by byl zcela minimální. Z frekvenčních spekter, která jsou v přílohách 14 a 15, je patrné, že se zvyšující se rychlostí nedocházelo k žádné změně maximálních hodnot vibrací. Toto je vidět i na grafu 7. Hodnoty vibrací bez nevyvážku jsou na úrovni  $2 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  a hodnoty s nevyvážkem dosahují hodnoty  $9 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při 110 km/h a  $9,4 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při 130 km/h.



Graf 7, Porovnání vibrací - nevyvážený kardán, W212, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

### 3.2 Vibrace automobilu X166

Po doměření vibrací na vozidle W212 následovala analýza vibrací na dalším poskytnutém vozidle, kterým byl Mercedes-Benz X166. U tohoto vozidla může dojít ke zkreslení výsledků vlivem systému aktivních stabilizátorů, který je popsán v kapitole 2.5.1.

Pomocí excelové kalkulačky byla opět vytvořena frekvenční spektra (příloha 16 až 25) pro jednotlivá měření a jednotlivé snímače. Z průběhu frekvenčních spekter je patrné, že při umístění nevyvážku na LP nebo LZ kolo se maximální hodnoty vibrací opět vyskytovaly okolo určitých frekvencí. Konkrétně jsou to hodnoty 12 Hz při rychlosti 110 km/h a 15 Hz při rychlosti 130 km/h. Tyto hodnoty vychází po dosazení do rovnic 25 a 26:

$$f_1 = \frac{1740}{60} * 0,72^{-1} * 3,27^{-1} * 1^{-1} = 12,32 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{1700}{60} * 0,6^{-1} * 3,27^{-1} * 1^{-1} = 14,44 \text{ Hz}$$

kde:

$$n_1 \quad 1740 \text{ min}^{-1};$$

$$n_2 \quad 1700 \text{ min}^{-1};$$

$$i_8 \quad 0,72;$$

$$i_9 \quad 0,6;$$

$$i_S \quad 3,27;$$

$$i_R \quad 1.$$

Maximálních hodnot vibrací při umístění nevyvážku na kardan automobilu bylo dosaženo v jiných frekvencích, než při kterých se projevuje nevyvážek hřídelů dle následujících výpočtů daných rovnicemi 27 a 28:

$$f_1 = \frac{1740}{60} * 0,72^{-1} * 1^{-1} = 40,28 \text{ Hz}$$

$$f_2 = \frac{1700}{60} * 0,6^{-1} * 1^{-1} = 47,22 \text{ Hz}$$

kde:

$$n_1 \quad 1740 \text{ min}^{-1};$$

$$n_2 \quad 170 \text{ min}^{-1};$$

$$i_8 \quad 0,72;$$

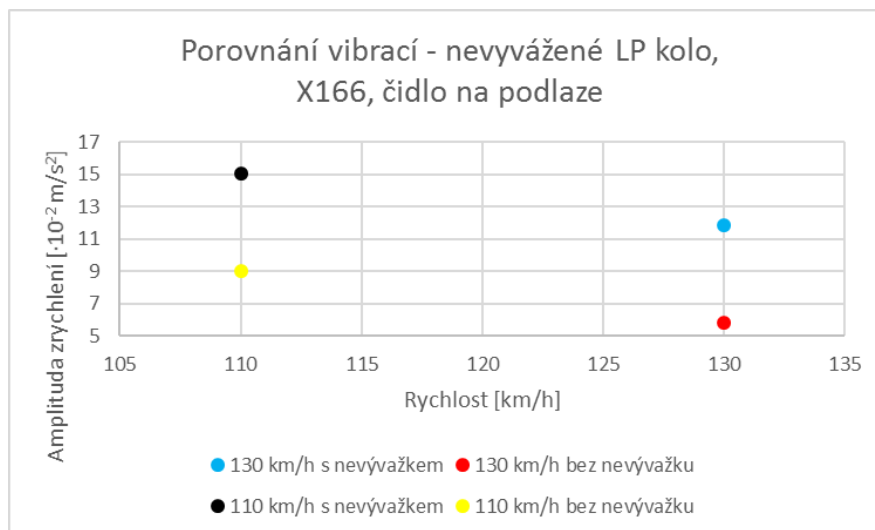
$$i_9 \quad 0,6;$$

$$i_R \quad 1.$$

### 3.2.1 Umístění nevyvážku na LP kolo, automobil X166

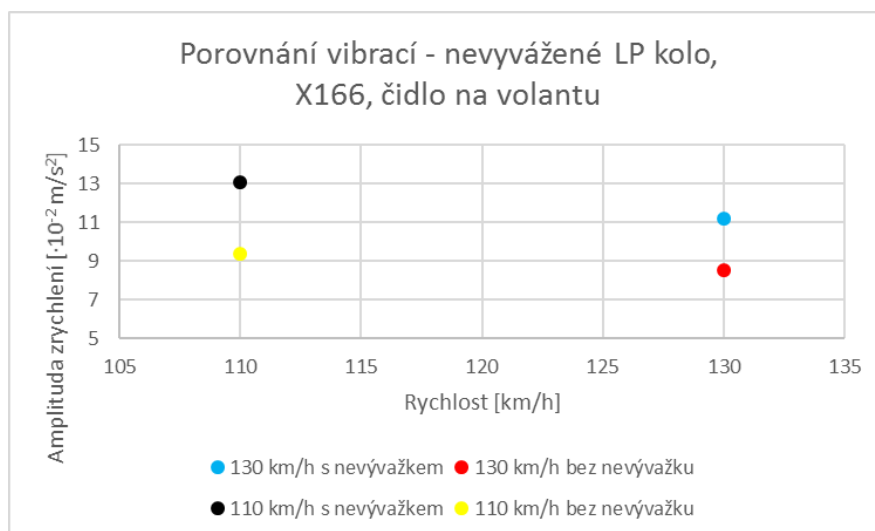
Z průběhu frekvenčních spekter v příloze 16 a 18 je patrné, že nevyvážek přidaný na LP kolo způsobil velmi vysokou amplitudu zrychlení v porovnání s vibracemi automobilu bez nevyvážku. Špičková hodnota při rychlosti 110 km/h dosáhla hodnoty  $20,68 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  a při rychlosti 130 km/h dosáhla hodnoty  $16,57 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ .

Z grafu 8 lze vyčíst opačný efekt vývoje amplitudy zrychlení než u automobilu W212. S rostoucí rychlostí zde dochází ke snížení průměrných maximálních hodnot amplitudy zrychlení, a to jak s přidaným nevyvážkem, tak bez něho.



Graf 8, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, X166, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

Nevyvážek na LP kole byl opět snímán i čidlem na volantu. Průběh vibrací je znázorněn v přílohách 17 a 19. Je možné vidět, že došlo k mírnému poklesu hodnot vibrací v porovnání s vibracemi snímanými čidlem na podlaze. Nejvyšší peak při rychlosti 110 km/h měl hodnotu  $18,41 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  a  $19,81 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při rychlosti 130 km/h. Na grafu 9 je opět vidět, že došlo k poklesu průměrných maximálních hodnot vibrací při vyšší rychlosti.



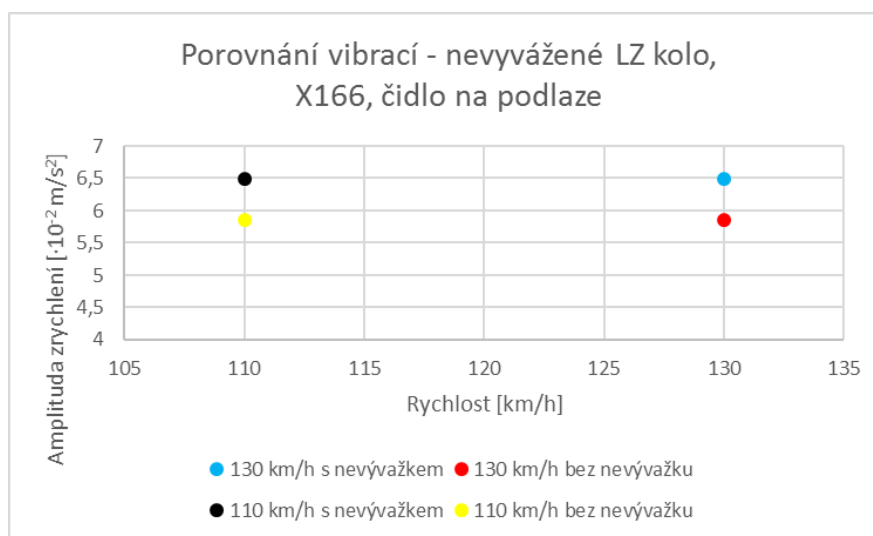
Graf 9, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, X166, čidlo na volantu, Zdroj: vlastní

### 3.2.2 Umístění nevyvážku na LZ kolo, automobil X166

Při druhém měření, které bylo provedeno na vozidle W212, byly zkoumány vibrace od nevyváženého LZ kola. Průběh vibrací snímaných čidlem na podlaze je znázorněn

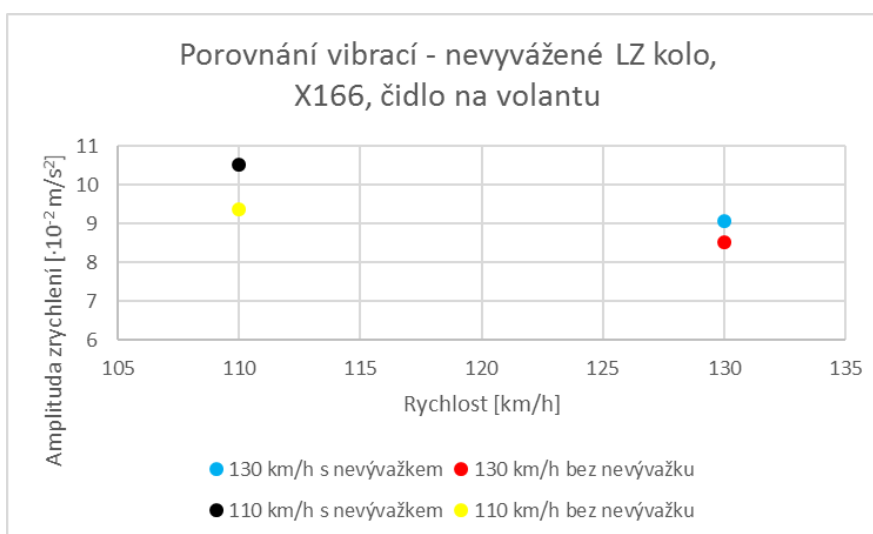
frekvenčními spektry v přílohách 20 a 22. Oproti předchozímu měření došlo k výraznému poklesu hodnot vibrací, neboť maximální hodnoty vibrací se pohybují na hranici  $12 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při 110 km/h a  $9 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  při rychlosti 130 km/h.

Z grafu 10 také vyplývá, že se snížil rozdíl mezi maximální průměrnou hodnotou vibrací automobilu s nevývažkem a bez něho, a to při obou snímaných rychlostech.



Graf 10, Porovnání vibrací – nevyvážené LZ kolo, X166, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

Obdobný jev při snímání vibrací LP kola se objevil i při snímání LZ kola. Vibrace v porovnání se snímačem podlahy jsou opět nižší. Při rychlosti 110 km/h je tento rozdíl více než  $4 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$  a při rychlosti 130 km/h rozdíl dosahuje téměř hodnoty  $4 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}^2$ . Z grafu 11 je taktéž patrný pokles rozdílu vibrací automobilu s nevývažkem a bez něho.



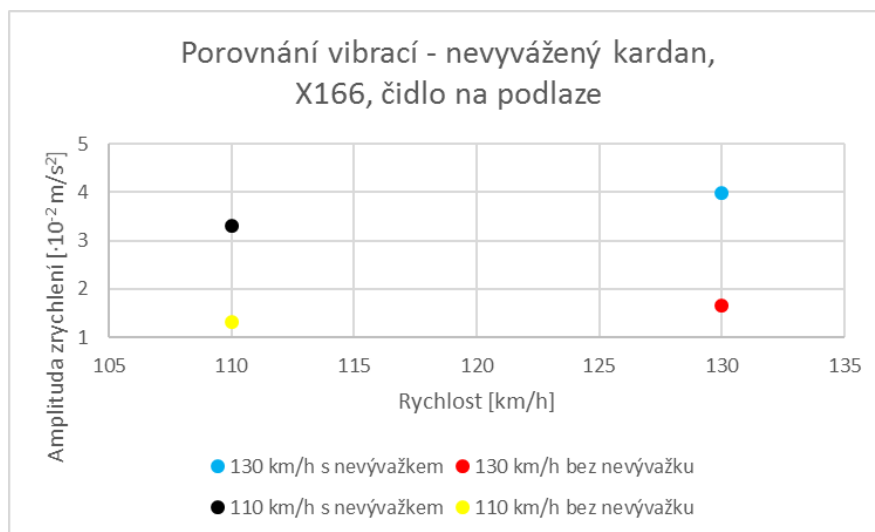
Graf 11, Porovnání vibrací – nevyvážené LZ kolo, X166, čidlo na volantě, Zdroj: vlastní

I zde, stejně jako u automobilu W212, došlo k předpokládanému rozdílu průběhu vibrací v porovnání s vibracemi snímanými čidlem na volantu. Nevývažek LZ kola má výrazně nižší vliv na vibrace než nevývažek LZ kola, což je vysvětleno na konci kapitoly 3.1.2.

### 3.2.3 Umístění nevývažku na kardan, automobil X166

Závěrečnému měření byl podroben automobil X166 při umístění nevývažku na zadní část středového kardanu. V tomto případě je z frekvenčních spekter v přílohách 24 a 25 patrné, že vibrace od kol, které se dle rovnic 25 a 26 nacházejí v oblasti frekvencí 12 a 14 Hz, značně převyšují vibrace od kardanu, jež se projevují ve frekvencích 40 a 47 Hz dle rovnic 27 a 28. Z tohoto hlediska je tedy jisté, že vliv vozovky, pneumatik a vyvážení kol je mnohem důležitější než vyvážení či deformace kardanu.

Graf 12 znázorňuje maximální průměrnou hodnotu vibrací od kardanu. Je tedy vidět, že se jedná o opravdu nízkou hodnotu vibrací. Navíc je zde i možné vidět, že oproti vývoji ostatních vibrací na voze X166, se vibrace od kardanu s rostoucí rychlostí zvyšují.



Graf 12, Porovnání vibrací – nevyvážený kardan, X166, čidlo na podlaze, Zdroj: vlastní

## Závěr

Cílem práce bylo stanovit mezní hodnoty vibrací automobilu, ve kterém je subjektivně zjištěn jejich výskyt, a porovnat je s automobilem, který vibrace nevykazuje. Subjektivní aspekt je při tomto hodnocení velice podstatný, a je tedy důležité, aby byly při měření zajištěny ideální podmínky tak, aby se řidič mohl věnovat jen řízení a vnímání vibrací. Jak je v práci uvedeno, je velmi důležité, aby v kabině automobilu byla ideální teplota, bylo zajištěno pohodlí řidiče vhodně nastavenou sedačkou a zvolen ideální povrch vozovky. Je zde také velmi důležité, jaké vozidlo je uživatel zvyklý používat. Přestoupí-li řidič z vozidla výrazně levnější třídy či staršího do vozidla Mercedes-Benz, je jisté, že se mu bude zdát vozidlo perfektní, naproti tomu, je-li uživatel zvyklý jezdit ve vozidlech prémiové třídy, bude vnímat i minimální vibrace.

Konkrétní hodnoty vibrací, které vykazuje automobil s vibracemi a bez, nich jsou uvedeny v kapitolách 3.1 a 3.2. Z tohoto rozmezí lze tedy stanovit, kdy automobil vibruje a lze uplatnit reklamační právo. Pro zvýšení přesnosti měřených hodnot by bylo vhodné absolvovat mnohem více měření s více řidiči, to ovšem časový fond pro tvorbu této diplomové práce neumožnil. Jedná se tedy o doporučení pro společnost Mercedes-Benz Česká republika, s.r.o., pro měření v budoucnu. Dále by bylo vhodné, aby bylo vytvořeno nové měření s každým novým automobilem, aby měla firma k dispozici referenční data automobilu, který je nový, a tudíž lze předpokládat, že nevykazuje vibrace. Ideální by také bylo, kdyby zaměstnanci servisu pravidelně sbírali data z vozidel (například při garanční kontrole nebo pravidelném servisu), čímž by se opět zvyšovala přesnost měření a bylo by možné zjistit, kdy se vibrace začaly vyskytovat.

Při snímání vibrací jsem používal dva akcelerometry, které se upevňují magneticky. Toto uchycení, jak je uvedeno v kapitole 1.3.1, je nejproblémovější a bylo by vhodné jej nahradit jiným. U vibrací snímaných na sedačce by bylo vhodnější použít polopružný disk, který je taktéž uveden v kapitole 1.3.1 a jehož využití je ideální právě pro tyto případy. U měření vibrací na volantu by byla změna aplikace akcelerometru složitá a spíše bych tuto změnu nedoporučoval. Vhodnou změnou u snímače vibrací na volantu by bylo jeho uchycení přímo na kostru volantu, nikoliv na jeho pružnou část.

Dalším velmi důležitým aspektem, který je třeba brát v úvahu, je kvalita vozovky. Tu jsem s precizností vybíral tak, aby co nejméně zkreslovala hodnoty vibrací. Pro další

měření by bylo vhodné zjistit index IRI, jehož hodnoty udává norma ČSN 73 6175, což je uvedeno v kapitole 1.5.12.

Cílů práce bylo dosaženo a v budoucnu bude možné veškeré hodnoty a postupy aplikovat při reklamacích vozidel značky Mercedes-Benz. Firmě Mercedes-Benz Česká republika, s.r.o., bude samozřejmě poskytnuta i aplikace Kalkulačka MB, kterou jsem vytvořil pro zjednodušení analýzy naměřených vibrací.



## Seznam použité literatury

- [1] EIS, Ralph O. *Electric Motor Vibration-Cause, Prevention, and Cure* [online]. 23.4.2007 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: [ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=4157739](http://ieeexplore.ieee.org/lpdocs/epic03/wrapper.htm?arnumber=4157739)
- [2] FIRST, Jiří. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*. Praha: S&T CZ, 2008. ISBN 978-80-254-1805-5.
- [3] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. 3., přeprac. vyd. Přeložila Iva MICHŇOVÁ, přeložil Zdeněk MICHŇA, přeložil Jiří HANDLÍŘ. Praha: Europa-Sobotáles, 2007. ISBN 9788086706177.
- [4] HROMÁDKO, Jan. *Spalovací motory: komplexní přehled problematiky pro všechny typy technických automobilních škol*. Praha: Grada, 2011. 296 s. ISBN 9788024734750.
- [5] JANDÁK, Zdeněk. *Vibrace přenášené na člověka*. [online]. [cit. 2016-04-01]. Dostupné z: [www.szu.cz/tema/pracovni-prostredi/vibrace-prenasene-na-cloveka](http://www.szu.cz/tema/pracovni-prostredi/vibrace-prenasene-na-cloveka)
- [6] KOVANDA, Jan – RESL, Ivo – SOCHA, Jiří. *Konstrukce automobilů pérování vozidel*. 1 vyd. Praha: Vydavatelství ČVUT, 1997. ISBN 80-01-01624-2.
- [7] KUPKA, Libor. *Hodnocení vibrací na řidiče sedícího na aktivně řízeném sedadle*. [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: [pernerscontacts.upce.cz/27\\_2012/Kupka.pdf](http://pernerscontacts.upce.cz/27_2012/Kupka.pdf)
- [8] KREIDL, Marcel – ŠMÍD, Radislav. *Technická diagnostika: senzory, metody, analýza signálu*. 1. vyd. Praha: BEN – technická literatura, 2006. Senzory neelektrických veličin. ISBN 80-7300-158-6.
- [9] MATOUŠEK, Oldřich – BAUMRUK, Jaroslav. *Vibrace*. [online]. [cit. 2016-02-11]. Dostupné z: [www.bozpinfo.cz/priloha/vibrace.pdf](http://www.bozpinfo.cz/priloha/vibrace.pdf)
- [10] MIŠUN, Vojtěch. *Vibrace a hluk*. Brno: PC-DIR, 1998. ISBN 80-214-1262-3.
- [11] NAVRÁTIL, Miroslav – PLUHAŘ, Oldřich. *Měření a analýza mechanického kmitání: metody a přístroje*. 1. vyd. Praha: Státní nakladatelství technické literatury, 1986.
- [12] SLÁMA, Jiří – BEK, Stanislav. *Analýza nerovnosti povrchů vozovek*. [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: [www.atlasltd.cz/\\_\\_files/upload/content/gsp15\\_nerovnosti\\_vozovek\\_slama\\_bek\\_v06\\_-publikovano.pdf](http://www.atlasltd.cz/__files/upload/content/gsp15_nerovnosti_vozovek_slama_bek_v06_-publikovano.pdf)

- [13] SMETANA, Ctirad. *Hluk a vibrace: měření a hodnocení*. 1. vyd. Praha: Sdělovací technika, 1998. ISBN 80-901936-2-5.
- [14] SMITH, James D. *Gear noise and vibration*. New York: Marcel Dekker, 1999. Mechanical engineering (Marcel Dekker, Inc.), 123. ISBN 0824760050.
- [15] SMUTNÝ, Jaroslav – PAZDERA, Luboš. *Měření a analýza hluku a vibrací s využitím moderních matematických metod*. 1. vyd. Brno: ECON, 2000, 64 s. ISBN 80-902268-8-4.
- [16] STEIDEL, Robert F. *An introduction to mechanical vibrations*. 3rd ed. New York: Wiley, c1989. ISBN 0471845450.
- [17] TAN, Li. *Digital signal processing: fundamentals and applications*. Boston: Academic Press, c2008.
- [18] TŮMA, Jiří. *Zpracování signálů získaných z mechanických systémů užitím FFT*. Praha: Sdělovací technika, 1997. ISBN 80-901936-1-7.
- [19] VLK, František. *Stavba motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2003, 499 s. ISBN 80-238-8757-2.
- [20] XI, Jiaxin, et. al. *Vibration and noise source identification methods for a diesel engine*. [online]. 15. 1. 2015 [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: [link.springer.com/10.1007/s12206-014-1225-9](http://link.springer.com/10.1007/s12206-014-1225-9)
- [21] ZUTH, Daniel – VDOLEČEK, František. *Měření vibrací ve vibrodiagnostice*. Automa, 2010, 16, leden, 64 s.
- [22] ŽÁK, Dalibor. *TŮV Report 2016: Jednička pro Mercedes, pětka pro Octavii*. [online]. 6. 11. 2015 [cit. 2016-08-25]. Dostupné z: [www.autorevue.cz/tuv-report-2016-jednicka-pro-mercedes-petka-pro-octavii](http://www.autorevue.cz/tuv-report-2016-jednicka-pro-mercedes-petka-pro-octavii)
- [23] *Bezpečnost vozidel silničního provozu: Podvozky* [online]. [cit. 2016-05-07]. Dostupné z: [www.vutbr.cz/usi/dokumenty/dokumenty-ke-stazeni-f23776/bezpecnost-vozidelsilnicniho-provozu-materialy-k-predmetu-d75943/01-podvozky-pdf-p67167](http://www.vutbr.cz/usi/dokumenty/dokumenty-ke-stazeni-f23776/bezpecnost-vozidelsilnicniho-provozu-materialy-k-predmetu-d75943/01-podvozky-pdf-p67167)
- [24] *Corporate history*. [online]. [cit. 2016-08-25]. Dostupné z: [www.mercedesbenz.com/en/mercedesbenz/classic/history/corporate-history/](http://www.mercedesbenz.com/en/mercedesbenz/classic/history/corporate-history/)
- [25] ČSN ISO 2631-1: *Vibrace a rázy – Hodnocení expozice člověka celkovým vibracím – Část 1: Všeobecné požadavky*. 1999.

- [26] ČSN ISO 2041: *Vibrace a rázy – Slovník*. 1997.
- [27] ČSN ISO 13373: *Monitorování stavu a diagnostika strojů – Monitorování stavu vibrací – Část 1: Obecné postupy*. 2003.
- [28] *Driveshaft Vibration Causes*. [online]. [cit. 2016-05-05]. Dostupné z: [driveshaftvibration.com/driveshaft101basics/driveshaftvibrationcauses/](http://driveshaftvibration.com/driveshaft101basics/driveshaftvibrationcauses/)
- [29] *Fast Fourier transform* [online]. [cit. 2016-03-04]. Dostupné z: [en.wikipedia.org/wiki/FastFouriertransform](http://en.wikipedia.org/wiki/FastFouriertransform)
- [30] *Introduction of the new 4MATIC Drive in Model Series 221*. Daimler AG, 2007.
- [31] *Introduction of the new E-Class: Introduction into service manual – Model Series 212 Sedan*. Daimler AG, 2009.
- [32] *Introduction of the new M-Class Model Series 166*. Daimler AG, 2011.
- [33] *MTS 4000/4100 NVH Analyzer, Heavy Duty Operator's Manual*, Vetronix Corporation, 2006
- [34] *Mercedes-Benz*. [online]. 10. 3. 2017 [cit. 2016-08-25]. Dostupné z: [en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz](http://en.wikipedia.org/wiki/Mercedes-Benz)
- [35] *The Difference Between RMS, Peak and Peak to Peak Amplitudes*. [online]. [cit. 2016-05-08]. Dostupné z: [www.vibrationschool.com/mans/Plots/Plots03.htm](http://www.vibrationschool.com/mans/Plots/Plots03.htm)
- [36] *Vibrodiagnostika* [online]. [cit. 2016-02-13]. Dostupné z: [www.lammbssystem.com/vibro.php](http://www.lammbssystem.com/vibro.php)

## Seznam obrázků

Obrázek 1, Časově rozvinuté harmonické kmitání .....	4
Obrázek 2, Mechanický model lidského těla .....	7
Obrázek 3, Relativní a absolutní kmity .....	10
Obrázek 4, Obecný princip snímače vibrací .....	11
Obrázek 5, Disk pro měření zrychlení na sedadle .....	12
Obrázek 6, Hodnotící parametry časového průběhu kmitavého signálu .....	13
Obrázek 7, Schematické naznačení klikového hřídele a volných sil .....	18
Obrázek 8, Souřadnicový systém pro sedícího a stojícího cestujícího .....	23
Obrázek 9, Souřadnicový systém pro horní končetiny .....	23
Obrázek 10, Vibrace působící na pasažéra ve vozidle .....	24
Obrázek 11, Uchycení akcelerometru .....	27
Obrázek 12, Uchycení akcelerometru .....	27
Obrázek 13, Nevývažek levého předního kola .....	28
Obrázek 14, Uchycení akcelerometru .....	30
Obrázek 15, Uchycení akcelerometru na podlaze vozu X166 .....	30
Obrázek 16, Uchycení akcelerometru na podlaze vozu W212 .....	30
Obrázek 17, Umístění nevývažku na LZ kole modelu W212 .....	31
Obrázek 18, Umístění nevývažku na LP kole modelu W212 .....	31
Obrázek 19, Umístění nevývažku na LZ kole modelu X166 .....	31
Obrázek 20, Umístění nevývažku na LP kole modelu X166 .....	31
Obrázek 21, Držení volantu v poloze „tři čtvrtě na tři“ .....	32
Obrázek 22, Režim zobrazení hlavních složek vibrací .....	33
Obrázek 23, Režim zobrazení frekvenčního spektra .....	34
Obrázek 24, Spektrogram .....	35
Obrázek 25, Program Herkules SETUP .....	36
Obrázek 26, Aplikace pro vyhodnocení vibrací .....	37
Obrázek 27, Mercedes-Benz X166 .....	41
Obrázek 28, Mercedes-Benz W212 .....	42

## Seznam grafů

Graf 1, Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, Octavia, 60 km/h, čidlo na podlaze.	29
Graf 2, Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, Octavia, 60 km/h, čidlo na volantu .	29
Graf 3, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, W212, čidlo na podlaze.....	46
Graf 4, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, W212, čidlo na volantu .....	46
Graf 5, Porovnání vibrací - nevyvážené LZ kolo, W212, čidlo na podlaze .....	47
Graf 6, Porovnání vibrací - nevyvážené LZ kolo, W212, čidlo na volantu.....	48
Graf 7, Porovnání vibrací - nevyvážený kardan, W212, čidlo na podlaze .....	49
Graf 8, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, X166, čidlo na podlaze .....	51
Graf 9, Porovnání vibrací - nevyvážené LP kolo, X166, čidlo na volantu.....	51
Graf 10, Porovnání vibrací – nevyvážené LZ kolo, X166, čidlo na podlaze.....	52
Graf 11, Porovnání vibrací – nevyvážené LZ kolo, X166, čidlo na volantu .....	52
Graf 12, Porovnání vibrací – nevyvážený kardan, X166, čidlo na podlaze .....	53

## Seznam použitých zkratk

AMG	Aufrecht Melcher Grossaspach
CNG	compressed natural gas
ČSN	české technické normy
DFT	discrete Fourier transform
ETS	electronic traction support
FFT	fast Fourier transform
IRI	international roughness index
ISO	international organization for standardization
LP	levé přední
LZ	levé zadní
OBD	on-board diagnostics
RMS	root mean square
SUV	sport utility vehicle
VIN	vehicle identification number

## Seznam použitých jednotek

°C	stupeň Celsia
dBg	jednotka zrychlení
G	gravitační zrychlení
Hz	hertz
kg	kilogram
kHz	kilohertz
km/h	kilometr za hodinu
kW	kilowatt
mm/s	milimetr za sekundu
m/s	metr za sekundu
m/s <sup>2</sup>	metr za sekundu na druhou
m <sup>3</sup>	metr krychlový
min	minuta
min <sup>-1</sup>	minuta na mínus první
s	sekunda
s <sup>-1</sup>	sekunda na mínus první
rad	radián

## Seznam příloh

Příloha 1: Zdrojový kód makra „Importovat data A“

Příloha 2: Zdrojový kód makra „Importovat referenční data A“

Příloha 3: Zdrojový kód makra „Vzít otáčky z naměřených dat“

Příloha 4: Zdrojový kód makra „Vypočítat rychlost ze zadaných otáček“

Příloha 5: Zdrojový kód makra „Přepočítat tabulku“

Příloha 6: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 7: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 110 km/h, čidlo na volantu

Příloha 8: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 9: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 130 km/h, čidlo na volantu

Příloha 10: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 11: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 110 km/h, čidlo na volantu

Příloha 12: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 13: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 130 km/h, čidlo na volantu

Příloha 14: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 15: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 16: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 17: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 110 km/h, čidlo na volantu

Příloha 18: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 19: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 130 km/h, čidlo na volantu

Příloha 20: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 21: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 110 km/h, čidlo na volantu

Příloha 22: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze

Příloha 23: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 130 km/h, čidlo na volantu

Příloha 24: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze



Příloha 25: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze

## Příloha 1: Zdrojový kód makra „Importovat data A“

```
Sub Import_A()  
'  
' Import_A Makro  
'  
'  
'  
Dim myPath As String  
myPath = ThisWorkbook.Path & "\"  
'  
Sheets("Data A").Select  
  
Cells.Select  
Selection.ClearContents  
  
With ActiveSheet.QueryTables.Add(Connection:= _  
"TEXT;" & myPath & "1_A.log", Destination _  
:=Range("$A$1"))  
.Name = "1A.log_1"  
.FieldNames = True  
.RowNumbers = False  
.FillAdjacentFormulas = False  
.PreserveFormatting = True  
.RefreshOnFileOpen = False  
.RefreshStyle = xlInsertDeleteCells  
.SavePassword = False  
.SaveData = True  
.AdjustColumnWidth = True  
.RefreshPeriod = 0  
.TextFilePromptOnRefresh = False  
.TextFilePlatform = 852  
.TextFileStartRow = 1  
.TextFileParseType = xlDelimited  
.TextFileTextQualifier = xlTextQualifierDoubleQuote  
.TextFileConsecutiveDelimiter = False  
.TextFileTabDelimiter = False  
.TextFileSemicolonDelimiter = False  
.TextFileCommaDelimiter = True  
.TextFileSpaceDelimiter = False  
.TextFileColumnDataTypes = Array(1, 1)  
.TextFileTrailingMinusNumbers = True  
.Refresh BackgroundQuery:=False  
End With  
  
Range("A1").Select  
End Sub
```

## Příloha 2: Zdrojový kód makra „Importovat referenční data

A“

```
Sub výpočty()  
|  
' výpočty Makro  
,  
,  
,  
  
Dim stupen As Integer  
stupen = Range("G6").Value  
  
If stupen = 9 Then  
  
    Range("G11").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = ""  
    Range("G12").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-7]C/60/R[32]C[-3]"  
    Range("G13").Select  
    ActiveWindow.SmallScroll Down:=-27  
    Range("G13").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-8]C/60/R[6]C[-4]"  
    Range("G14").Select  
    ActiveWindow.SmallScroll Down:=0  
    Range("G14").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-9]C/60"  
    Range("G11").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-4]C"  
    Range("G15").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-10]C/60"  
    Range("G16").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-11]C/R[6]C[-4]"  
    Range("G17").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = ""  
    Range("G16").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-11]C/60/R[6]C[-4]"  
    Range("G17").Select  
    ActiveCell.FormulaR1C1 = "=R[-12]C/60/R[4]C[-4]"  
  
    Range("A1").Select
```

### Příloha 3: Zdrojový kód makra „Vzít otáčky z naměřených dat“

```
Sub Vzit_otáčky_z_naměřených_dat()  
'  
' Vzit_otáčky_z_naměřených_dat Makro  
'  
'  
Range("G5").Select  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=AVERAGE('Data A'!R[81]C[-5]:R[140]C[-5])"  
Range("A1").Select  
End Sub
```

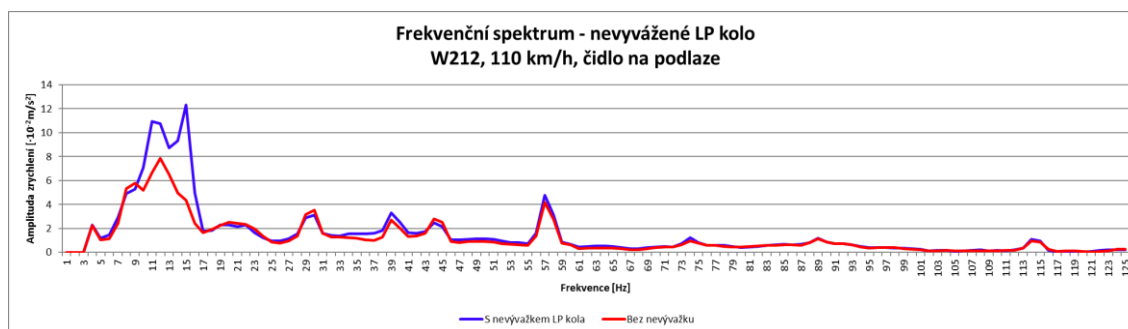
### Příloha 4: Zdrojový kód makra „Vypočítat rychlost ze zadaných otáček“

```
Sub Import_ref_datA()  
'  
' Import_A Makro  
'  
'  
Dim myPath As String  
myPath = ThisWorkbook.Path & "\"  
'  
Sheets("Referenční data A").Select  
  
Cells.Select  
Selection.ClearContents  
  
With ActiveSheet.QueryTables.Add(Connection:= _  
"TEXT;" & myPath & "refl_A.log", Destination _  
:=Range("$A$1"))  
.Name = "reflA.log_1"  
.FieldNames = True  
.RowNumbers = False  
.FillAdjacentFormulas = False  
.PreserveFormatting = True  
.RefreshOnFileOpen = False  
.RefreshStyle = xlInsertDeleteCells  
.SavePassword = False  
.SaveData = True  
.AdjustColumnWidth = True  
.RefreshPeriod = 0  
.TextFilePromptOnRefresh = False  
.TextFilePlatform = 852  
.TextFileStartRow = 1  
.TextFileParseType = xlDelimited  
.TextFileTextQualifier = xlTextQualifierDoubleQuote  
.TextFileConsecutiveDelimiter = False  
.TextFileTabDelimiter = False  
.TextFileSemicolonDelimiter = False  
.TextFileCommaDelimiter = True  
.TextFileSpaceDelimiter = False  
.TextFileColumnDataTypes = Array(1, 1)  
.TextFileTrailingMinusNumbers = True  
.Refresh BackgroundQuery:=False  
End With  
  
Range("A1").Select  
End Sub
```

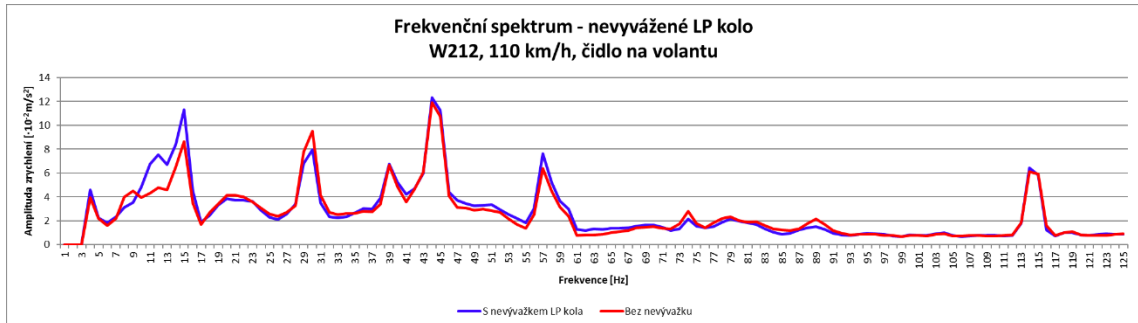
## Příloha 5: Zdrojový kód makra „Přepočítat tabulku“

```
Sub Vypočítat_rychlost_z_otáček()  
, Vypočítat_rychlost_z_otáček Makro  
  
Dim stupen As Integer  
stupen = Range("G6").Value  
  
Range("G7").Select  
If stupen = 9 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R19C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 8 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R18C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 7 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R17C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 6 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R16C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 5 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R15C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 4 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R14C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 3 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R13C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 2 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R12C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
ElseIf stupen = 1 Then  
ActiveCell.FormulaR1C1 = "=(((R5C7/60)/R11C3)/R8C3)/R9C3)*R[25]C[-4]*3.6"  
  
Else  
MsgBox "zadejte 1-9"  
End If  
  
Range("A1").Select  
End Sub
```

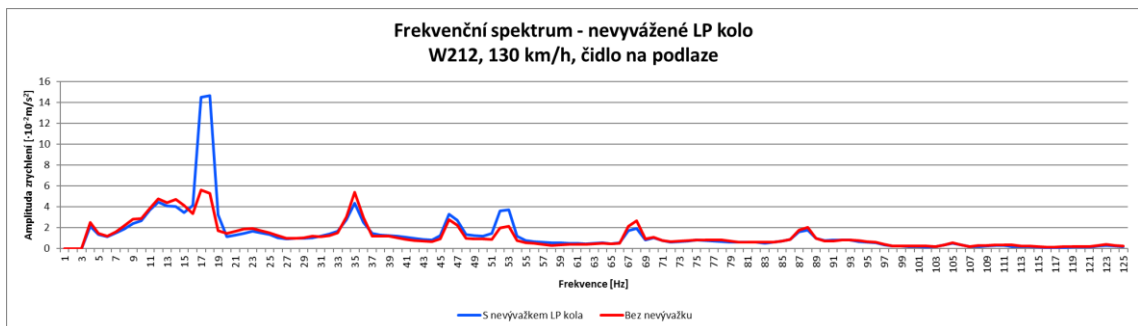
## Příloha 6: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze



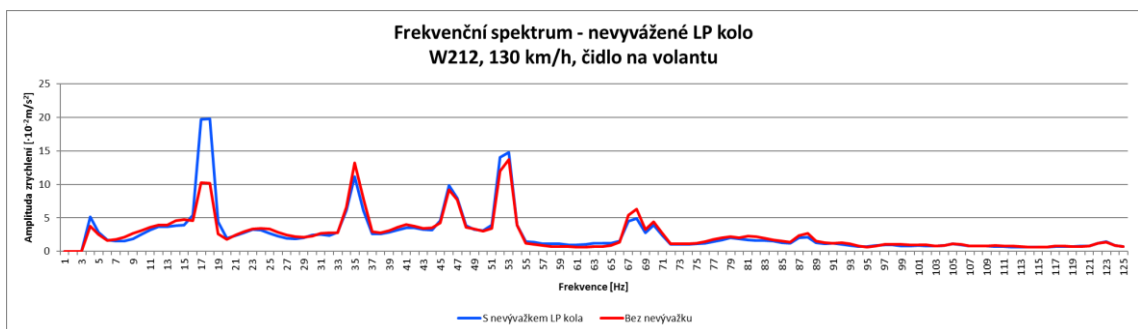
## Příloha 7: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 110 km/h, čidlo na volantu



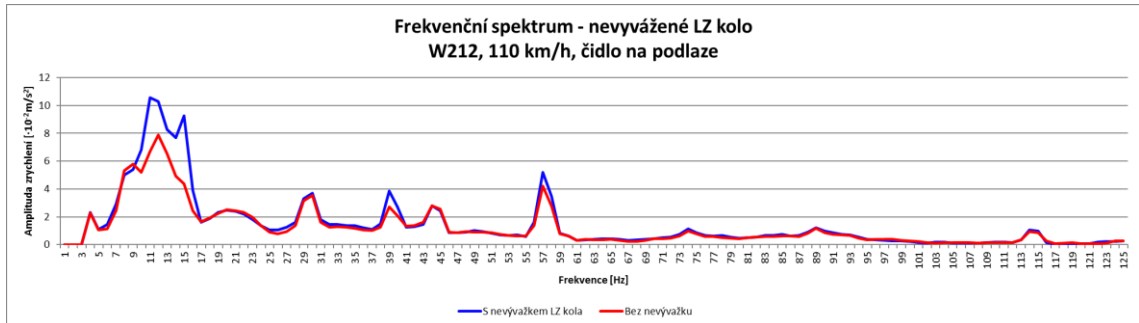
## Příloha 8: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze



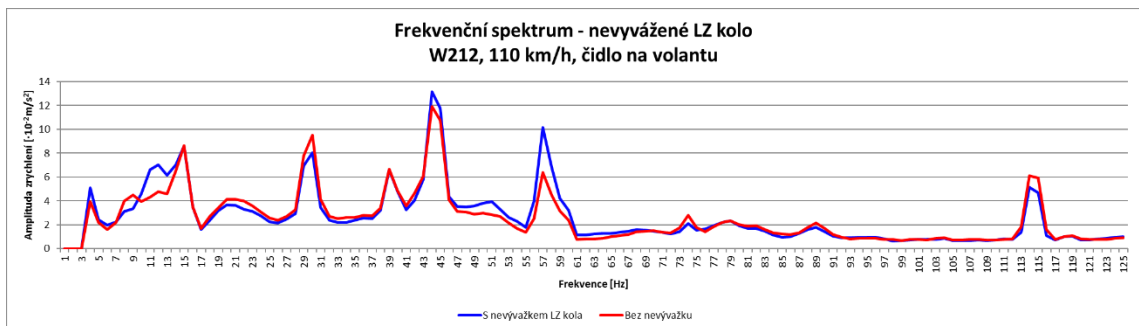
## Příloha 9: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, W212, 130 km/h, čidlo na volantu



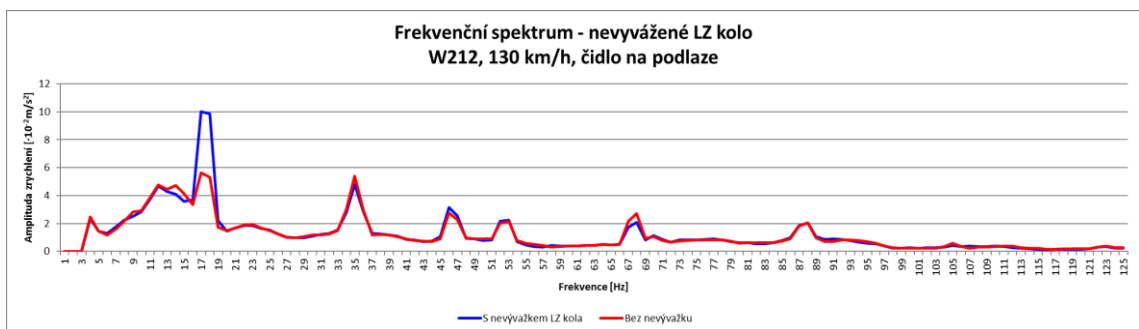
## Příloha 10: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze



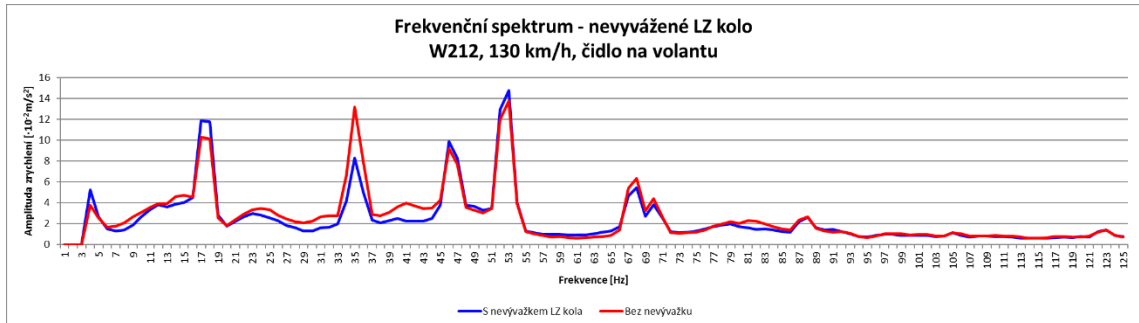
## Příloha 11: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 110 km/h, čidlo na volantu



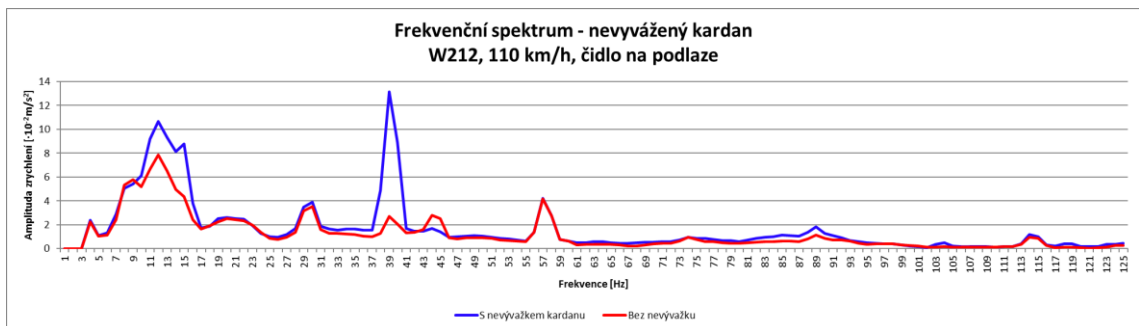
## Příloha 12: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze



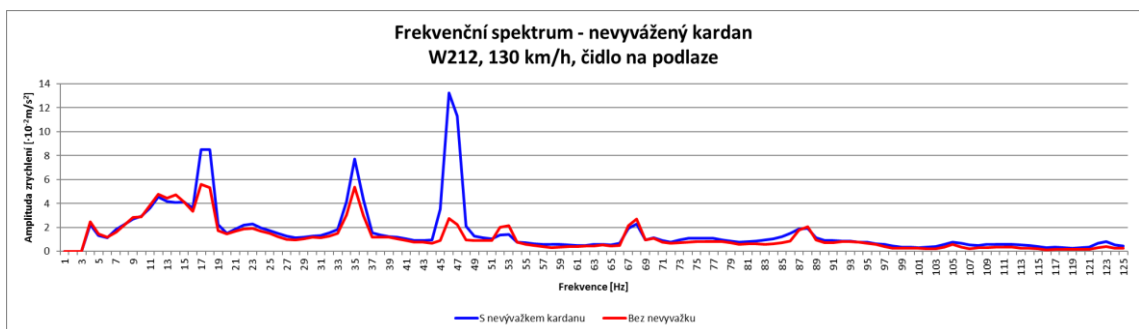
### Příloha 13: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, W212, 130 km/h, čidlo na volantu



### Příloha 14: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, W212, 110 km/h, čidlo na podlaze

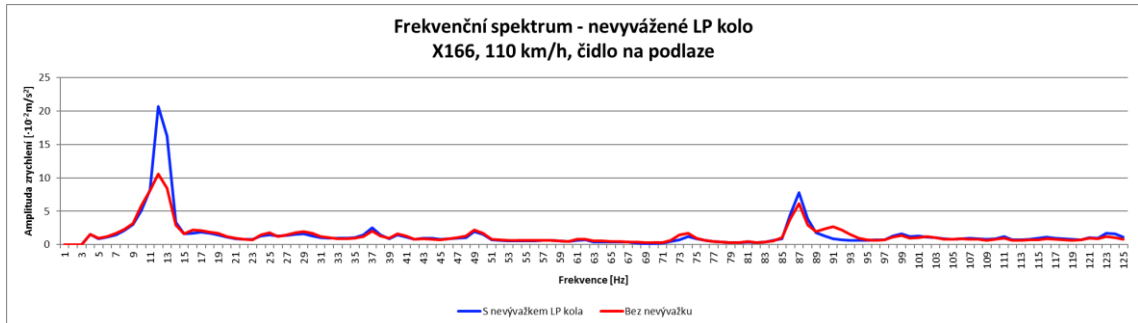


### Příloha 15: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, W212, 130 km/h, čidlo na podlaze

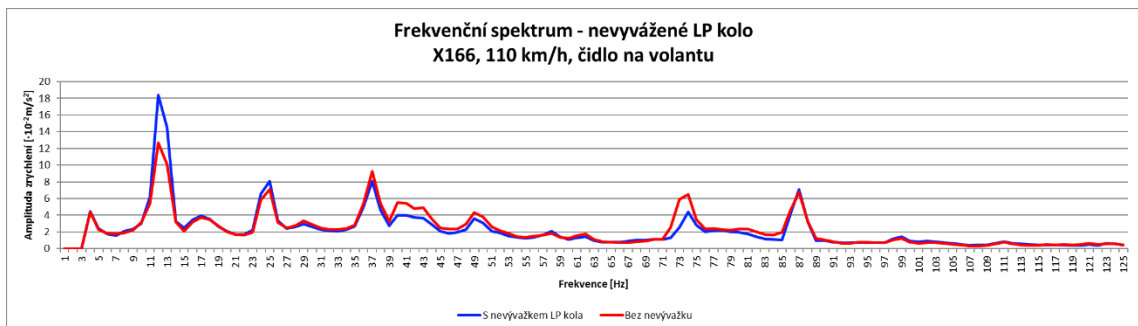




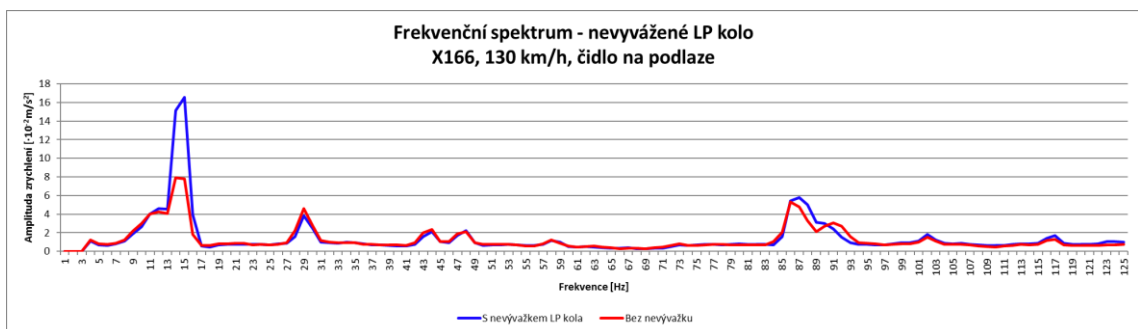
## Příloha 16: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze



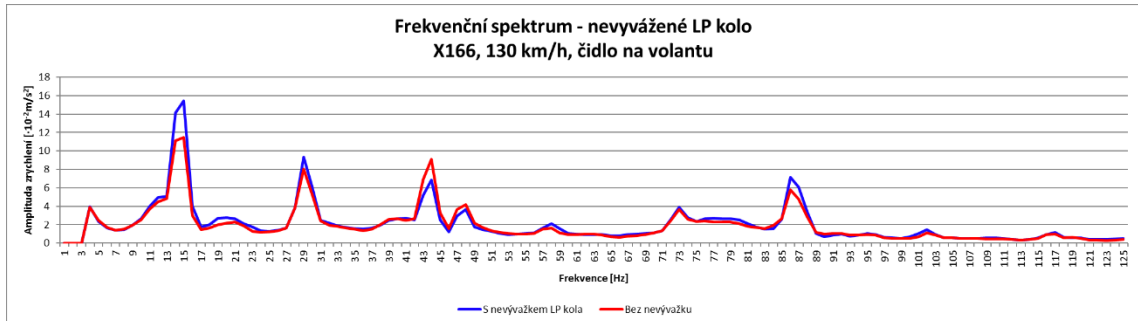
## Příloha 17: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 110 km/h, čidlo na volantě



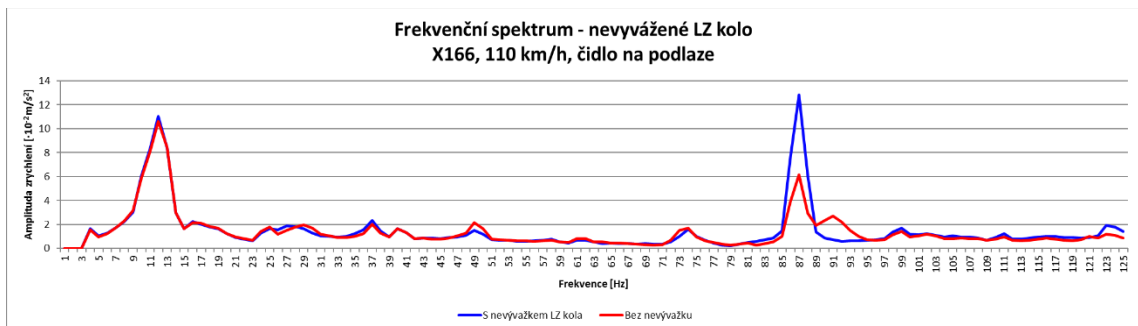
## Příloha 18: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze



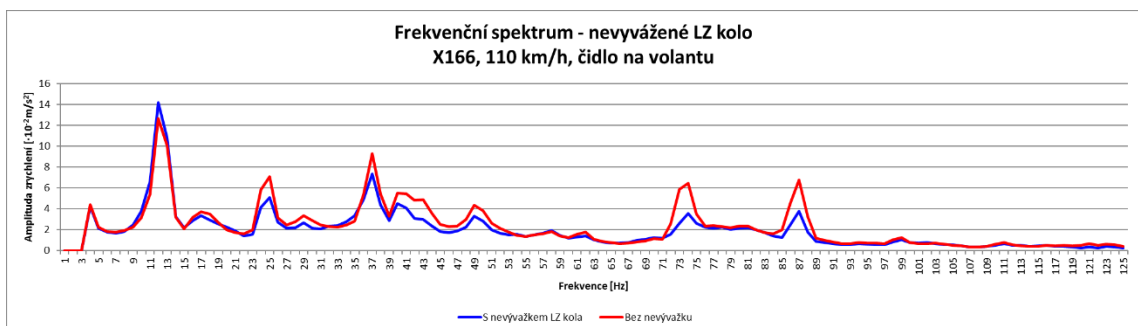
## Příloha 19: Frekvenční spektrum – nevyvážené LP kolo, X166, 130 km/h, čidlo na volantě



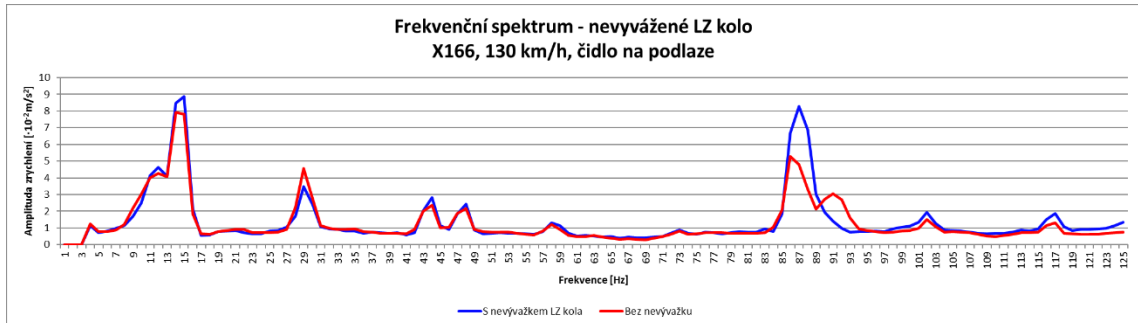
## Příloha 20: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze



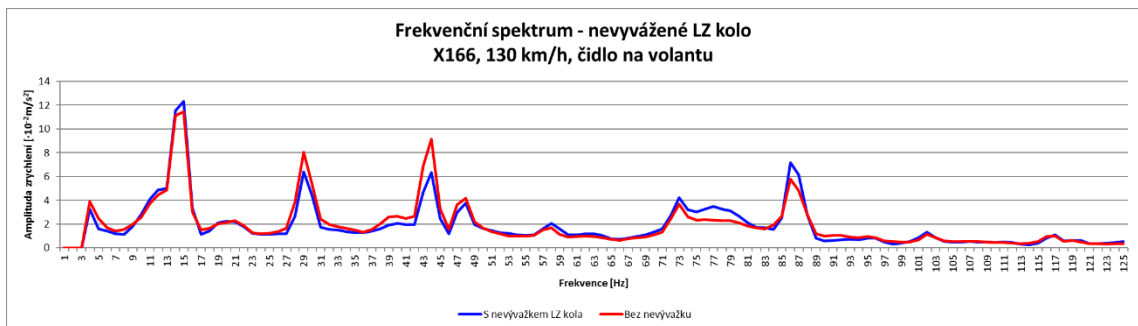
## Příloha 21: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 110 km/h, čidlo na volantě



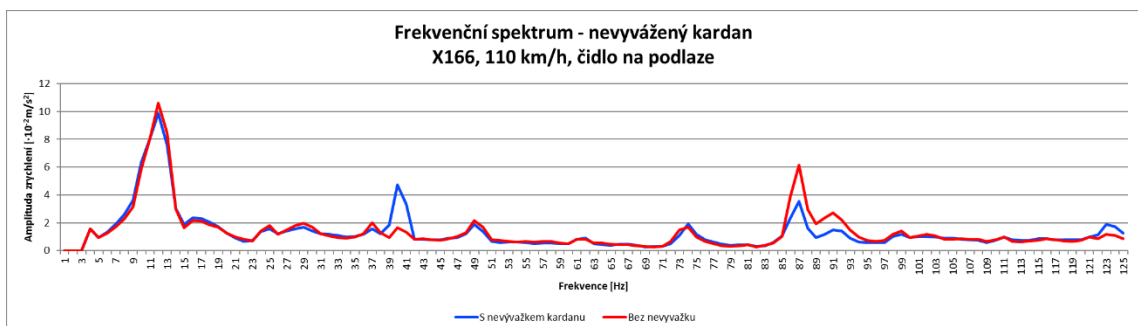
## Příloha 22: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze



## Příloha 23: Frekvenční spektrum – nevyvážené LZ kolo, X166, 130 km/h, čidlo na volantě



## Příloha 24: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, X166, 110 km/h, čidlo na podlaze



## Příloha 25: Frekvenční spektrum – nevyvážený kardan, X166, 130 km/h, čidlo na podlaze

