

ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI
FAKULTA STROJNÍ

Studijní program: B 2301 Strojní inženýrství
Studijní zaměření: Dopravní a manipulační technika

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

Experimentální a výpočetní techniky pro modelování motocyklů a jejich komponent

Autor: Bc. Pavel VRÁTNÍK

Vedoucí práce: Ing. Roman ČERMÁK, Ph.D.

Akademický rok 2014/2015

Prohlášení o autorství

Předkládám tímto k posouzení a obhajobě bakalářskou/diplomovou práci, zpracovanou na závěr studia na Fakultě strojní Západočeské univerzity v Plzni.

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

V Plzni dne:

.....

podpis autora

Poděkování

Tímto bych rád vyjádřil poděkování všem, kteří mi během tvorby bakalářské práce pomáhali. Především děkuji svému vedoucímu bakalářské práce Ing. Romanovi Čermákovi Ph.D. za cenné rady, připomínky a mnoho věnovaného času. V další a neposlední řadě bych rád poděkoval své přítelkyni za toleranci a pochopení a rodičům za vytrvalou podporu během studia.

Obsah

1. Rešerše v oblasti konstrukce enduro motocyklů	6
1.1 Porovnání použitých komponent výše uvedených motocyklů:	7
1.2 Vlastnosti/aplikace používaných komponent:	9
1.2.1 Typ motoru:	9
1.2.2 Rám:	10
1.2.3 Systém předního odpružení:	13
1.2.4 Systém zadního odpružení:	15
1.2.5 Sekundární převod:	15
1.3 Současné trendy a odhad budoucího vývoje:	17
1.3.1 Shrnutí současného stavu trhu:	17
1.3.2 Odhad budoucího vývoje	19
2. Simulační model	20
2.2 Popis simulační trati	20
2.2.1 Popis překážek	21
2.3 Simulace	22
2.4 Výsledky	22
2.4.1 Chování motocyklu na překážce sine	23
2.4.2 Chování motocyklu na překážce pothole	23
2.4.2 Chování motocyklu na překážce ramp	23
2.5 Závěr	24
3. Příprava měřicího systému	25
3.1 Vibrace při provozních otáčkách a jejich vliv na jezdce	25
3.2 Vliv vibrací na lidské tělo	25
3.2.1 Vliv vibrací na ruce	25
3.3 Kmitočtová pásma	26
3.4 Geometrie sedění jezdce	27
3.5 Umístění a upevnění snímačů	28
3.6 Získání dat pro měření vibrací řídítek	28
3.6.1 Naměřené údaje – testovací okruh po pozemní komunikaci	29
3.7 Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN EN ISO 5349	29
3.7.1 Doporučené výstupy:	30

3.7.2	Vyhodnocení prevalence epizodického bělení prstů v závislosti na A(8)	30
3.8	Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN ISO 2631	31
3.8.1	Základní metoda hodnocení vibrací	31
3.8.2	Metoda čtvrté mocniny dávky vibrací	32
3.8.3	Vyhodnocení z hlediska vlivu na zdraví	32
3.8.4	Vyhodnocení z hlediska vlivu na pohodlí	33
3.9	Měřicí aparatura	33
3.9.1	Datalogger	33
3.9.2	Akcelerometry – obecný princip	34
3.9.3	Akcelerometr MMA7260QT	34
3.9.4	Akcelerometr ADXL321 +/-18g	35
4.	Testování a kalibrace měřicího systému	36
4.1	Testovací měření	36
4.2	Část 1. - kalibrační měření jednotlivých akcelerometrů	37
4.2.1	Akcelerometr 1	38
4.2.2	Akcelerometr 2	39
4.2.3	Akcelerometr 3	39
4.2.4	Akcelerometr 4	39
4.2.5	Vyhodnocení části 1	40
4.3	Část 2. – testování systému na elektromotocyklu	41
4.3.1	Vyhodnocení části 2	42
4.4	Závěr testování měřicího systému:	43
4.5	Analýza možnosti podvzorkování rázů	44
4.6	Popis programů vytvořených pro vyhodnocování dat	46
4.6.1	Program č. 1 – Zpracování digitálního signálu ze snímačů	46
4.6.2	Program č. 2 – Vyhodnocení dat dle normy ČSN ISO 2631	47
4.6.3	Program č. 3 – Vyhodnocení dat dle normy ČSN EN ISO 5349	48
5.	Měření expozice jezdce vibracím na testovacím okruhu	49
5.1	Popis testovací trasy	49
5.2	Popis měřicího systému	50
5.3	Výsledky	51
5.3.1	Vyhodnocení programem č. 2	52
5.3.2	Vyhodnocení výsledků měření na zvolené trase	52

5.3.3 Alternativní použití frekvenčních spekter.....	53
6. Závěr:	54
Závěr testování měřicího systému:	54
Závěr měření na zvolené trase:	55
Srovnání výsledků simulace a experimentu	55
Zdroje:	57
PŘÍLOHA č. 1	60
Možnosti měření charakteristik motocyklu	60
PŘÍLOHA č. 2	67
Třetinooktávová pásma	67
PŘÍLOHA č. 3	69
Výsledky kalibračního měření akcelerometrů	69
PŘÍLOHA č. 4	80
Vyhodnocení testovacího měření na elektromotocyklu	80
PŘÍLOHA č. 5	84
Výsledky měření expozice jezdce	84

1. Rešerše v oblasti konstrukce enduro motocyklů

Rešerše byla rozdělena do třech částí - cestovní endura, endura středních objemů a závodní endura. V každé části byly analyzovány modely nejvíce zastoupené na středoevropském trhu.

Cestovní endura:

- Yamaha XT 1200 Z Super Ténéré
- BMW R 1200 GS Adventure
- KTM 1190 Adventure R
- Ducati Multistrada 1200 S
- Honda XL 1000 V Varadero
- KTM 990 Adventure
- BMW F800GS

Endura středních objemů:

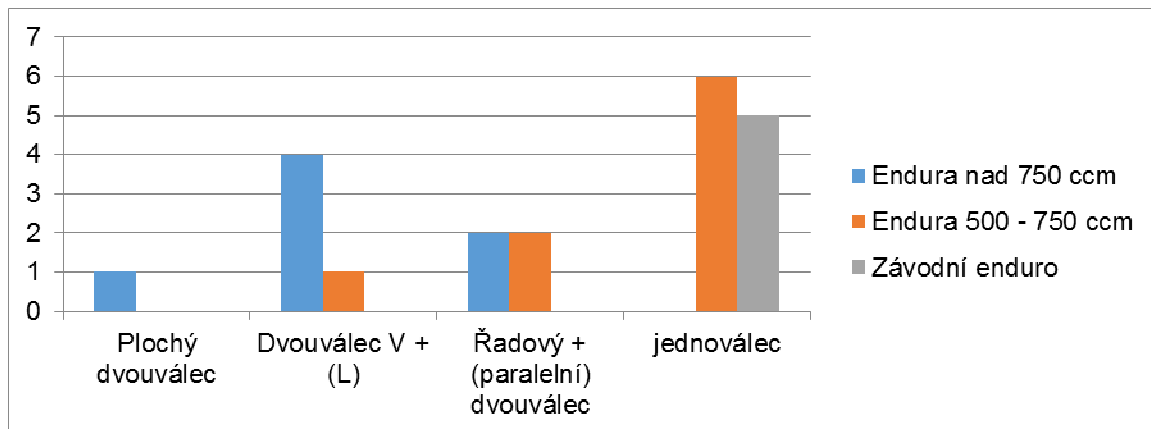
- Kawasaki KX 450 F
- BMW F650 GS
- Honda NC750X
- Honda XL 650 V Transalp
- Kawasaki KLR 650
- Suzuki DR 650
- Kawasaki KLE 500
- KTM 450 EXC
- Husqvarna FE 450
- Yamaha WR 450 F

Závodní endura:

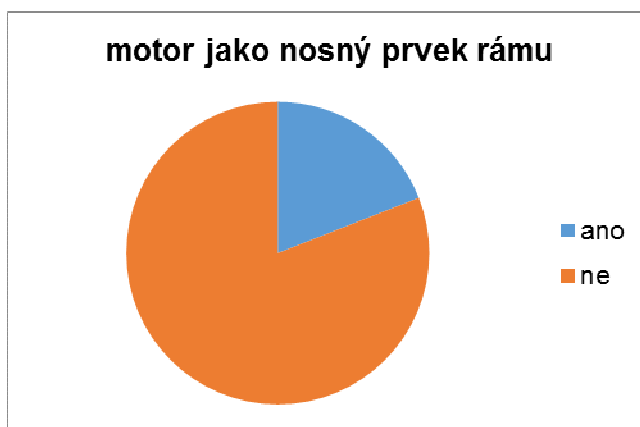
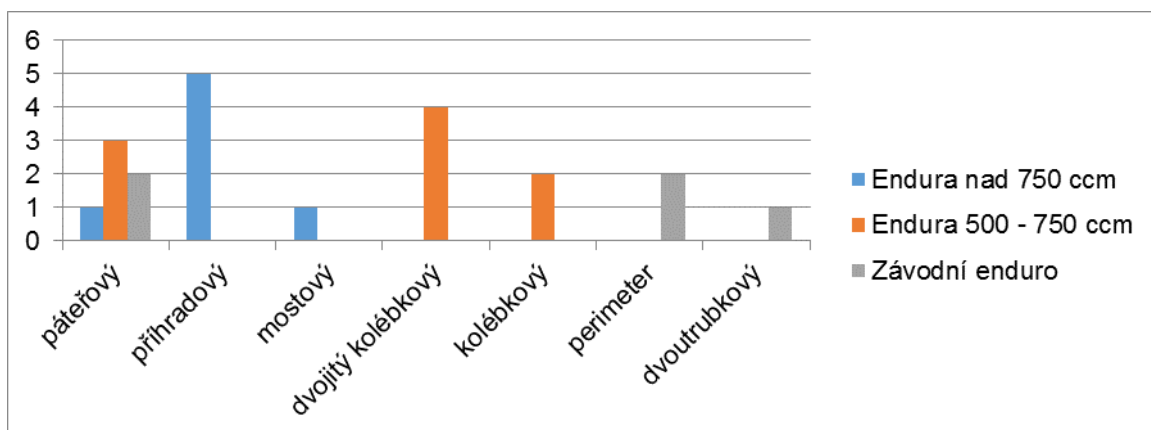
- KTM 450 SX - F
- Husqvarna FC 450
- Honda CRF 450 R
- Suzuki RM-Z 450

1.1 Porovnání použitých komponent výše uvedených motocyklů:

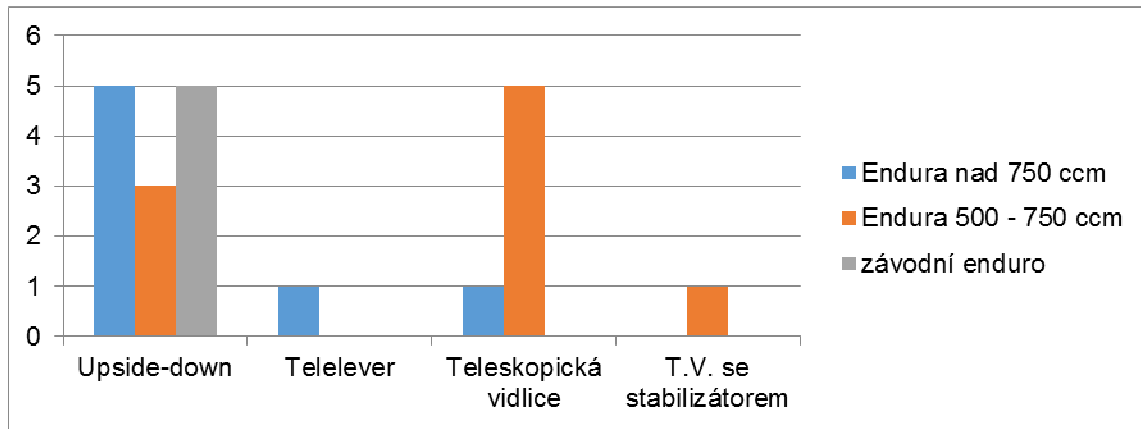
Typ motoru:



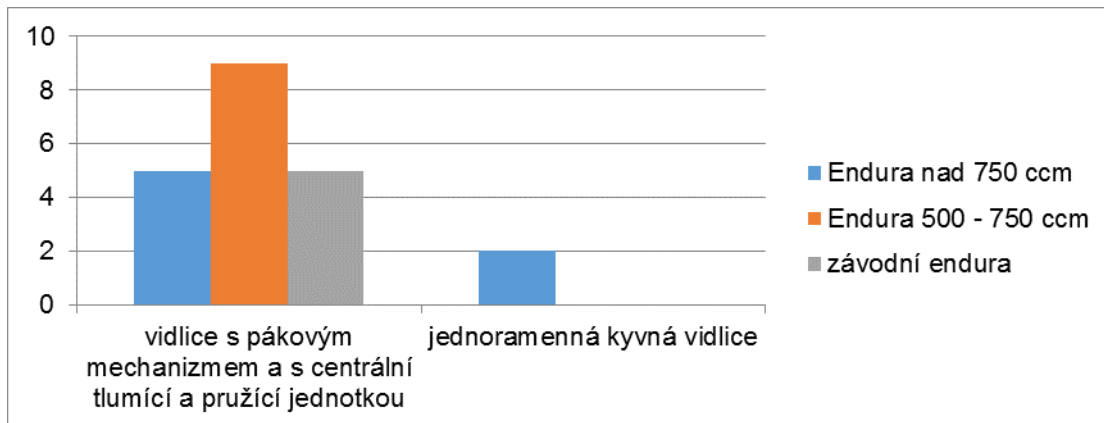
Rám:



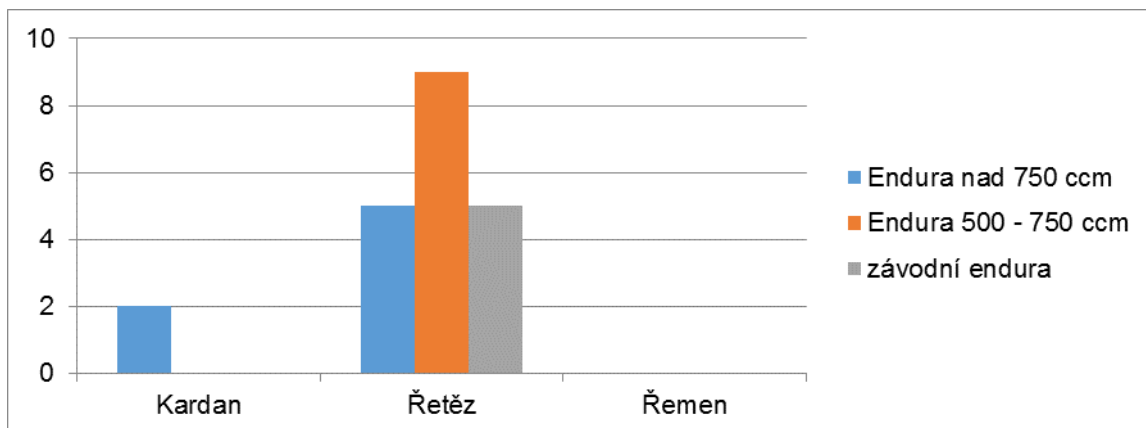
System předního odpružení:



System zadního odpružení:



Sekundární převod:



1.2 Vlastnosti/aplikace používaných komponent:

1.2.1 Typ motoru:

Ploché dvouválec (Boxer) :

Dvouválcové boxerů jsou spjaty se značkou BMW. Písty jsou v jednom bloku postaveny přímo proti sobě. Motor potom vychází plochý a díky tomu může mít motocykl nízko umístěné těžiště, takže s ním lze lehce manipulovat. Kliková hřídel probíhá motorem ve směru jízdy. Písty u boxerů se pohybují současně směrem ven a dovnitř, odtud také název „boxer“. Boxery mají velmi vyvážený a klidný chod, protože jejich konstrukční uspořádání dovoluje provést velmi dobré vyvážení pohybujících se hmot. U boxerů lze vyloučit primární i sekundární setrvačné síly. Při nízkých otáčkách se však u nich projevuje silný klopivý moment, který způsobuje vibrace. Při normálních otáčkách je však chod motoru dokonale klidný. Konstrukční uspořádání dovoluje připojit klikový hřídel přímo se spojkou a převodovkou (není třeba primární převod). Tím pádem se snižuje tření a mechanické ztráty v motoru.

Převzato z [11]

Dvouválec do V :

Motory s válci do „V“ vypadají jako boxerů s válci vyklopenými pod určitým úhlem nahoru. Motory do „V“ se montují do rámu podélně s klikovým hřídelem ve směru jízdy (Moto Guzzi) nebo napříč (jeden válec vpředu, druhý vzadu, Harley Davidson, Ducati, Yamaha XV 1700). Motory s válci do „V“ se rozlišují podle úhlu, který spolu válce svírají. Proto se můžeme setkat s označením L („90° V“) (Ducati 900 Super Sport) nebo „70° V“ (Yamaha XV 535 Virago). Motory 90° V se vyznačují velmi klidným chodem a používají se ve sportovních i silničních motocyklech. U V-motorů s menším úhlem rozevření je třeba odstranit některé technické obtíže, aby se dosáhlo stejně klidného chodu jako u provedení L.

Převzato z [11]

Dvouválec do L (90° V):

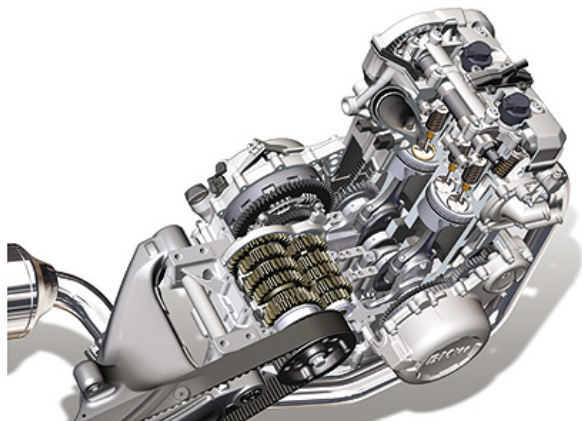
viz dvouválec „90° V“.

Řadový + Paralelní dvouválec:

Výhodou paralelně uložených válců je kompaktní velikost, jednoduchost a výrobní náklady. Řadové dvouválcové motory mají klikový hřídel a klikovou skříň uspořádaný kolmo ke směru jízdy a stěny obou válců tvoří jeden blok. Pokud oba písty běží zároveň ve stejné výšce, nazývá se takový motor paralelní (paralel-twin). Tyto motory mají velmi vyvážený chod, avšak v oblasti vysokých otáček se u nich, pokud nejsou vybaveny vyvažovacím hřídelem, projevují silné vibrace. Výhodou těchto motorů je vysoká účinnost při nízkých otáčkách.

Motor použitý v BMW F800GS má zpoždění pálení válců 360°, odsazení klikové hřídele vůči ose válce je nulové. Válce se pohybují souběžně. Tento typ motoru vyvolává nevyváženost v setrvačných silách posuvných částí a pro jejich eliminaci využívá koncepci pomocné ojnice s kyvným ramenem.

Převzato z [8]



Obr. 1– řez dispozičním řešením motoru motocyklu BMW F800GS[2]



Obr. 2 - Vyvažovací ojnice motoru BMW F800GS[9]

Jednoválec:

Jednoválce jsou vzhledem k jednodušší konstrukci levnější a méně náročné na opravy a seřizování. Dále mají jednoválcové motory malou hmotnost. Malá hmotnost je také důvodem, proč se jednoválcové motory používají u lehkých silničních motocyklů, terénních a motokrosových strojů. Nezanedbatelnou výhodou je, že jednoválcové motory vykazují relativně nízkou spotřebu paliva a oleje.

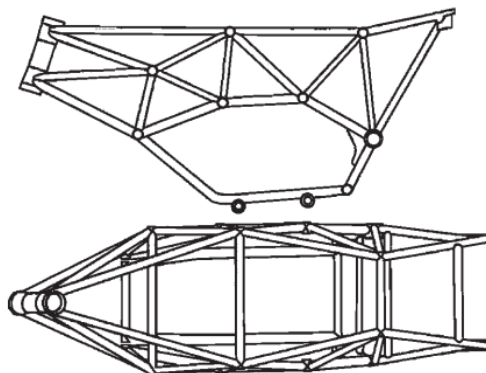
Převzato z [8]

1.2.2 Rám:

Příhradový:

Výhodou tohoto typu rámu je velký vnitřní prostor, vysoká torzní tuhost, snadný přístup ke komponentům při údržbě a nízká hmotnost. Nevýhodou je pracnější výroba. Tyto vlastnosti tento rám předurčují pro využití na závodních strojích. Tento typ rámu spojuje hlavu řízení a kyvnou vidlici co nejpříměji za použití trubkových profilů svařených do trojúhelníkových sestav. Příhradový rám je ve velké míře využíván evropskými výrobci.

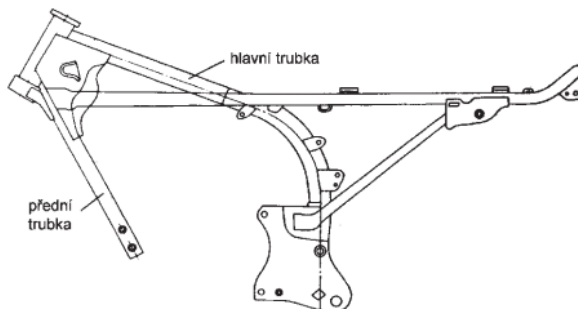
Převzato z [13]



Obr. 3 –příhradový rám z CrMo trubek [12]

Páteřový (s centrální trubkou):

Základní nosnou částí je páteřový nosník, který probíhá od hlavy řízení k zavěšení zadní kyvné vidlice. Tento typ rámu je typický pro japonské sportovní motocykly. Tyto rámy nabízejí dobrý kompromis výrobních nákladů, hmotnosti, tuhosti a nízké náročnosti výroby. Jsou tvořeny kombinací odlévaných a lisovaných hliníkových dílů – hlavní nosníky, hlava řízení, upevňovací body motoru, uložení zadní kyvné vidlice a různé lisované nebo svařované spojovací nosníky, které mají za úkol zvýšit tuhost rámu.



Obr. 4 – otevřený páteřový rám [12]

Mostový rám:

Dvoudílný koncept rámu se skládá z hlavní (přední) části, ke které je přišroubována zadní část. Motor působí jako samonosná část rámu. Tento typ rámu nabízí dobrý poměr mezi váhou a tuhostí rámu. Je často používán v motocyklech BMW.

Převzato z [2]



Obr. 5 – dvoudílný rám BMW R1200GS [2]

Kolébkový:

Jedná se o nejjednodušší konstrukční řešení rámu, které připomíná klasický rám jízdního kola. V současné době se používají převážně modifikované částečně zdvojené kolébkové rámy, a to u offroadových motocyklů.

Převzato z [13]

Dvojitý kolébkový:

Tento typ rámu vychází z klasického kolébkového rámu. Původní koncepce je zdvojena, motor je nesen dvěma trubkami (jednou z každé strany) a hlavní nosná trubka byla také zdvojena. Tento typ rámu nabízí dobrý poměr mezi tuhostí, pevností a váhou, nicméně v současné době je tato koncepce vytlačována perimetrovými rámy.

Převzato z [13]

Typ perimetrových:

Tento typ rámu je výsledkem výzkumu pro závodní motocykly, jeho výhodou je vysoká tuhost zajištěná spojením hlavy řízení a kyvné vidlice co nejkratším způsobem (ohybové a torní deformace jsou značně omezeny). Koncept vypadá tak, že dva masivní nosníky sestupují co nejpřímější cestou od hlavy řízení k uchycení kyvné vidlice. V současné době se tyto rámy konstruují převážně z hliníkových slitin.

Převzato z [13]



Obr. 6 – rám Kawasaki KX 450F

Dvoutrubkový (dvojitý uzavřený rám):

Tyto rámy mají dvě základní rámové trubky vedle sebe i v přední horní a dolní části rámu. Do hlavy rámu jsou tedy zakotveny čtyři trubky, čímž se dosáhne pevnějšího a tužšího spojení. Základní rámové trubky vedoucí vedle sebe musí být od sebe dostatečně vzdálené, aby se získala náležitá prostorová tuhost. Dvojitý rám je vhodný především pro široké uložení zadní kyvné vidlice i pro upevnění motoru, stojánku, stupaček a zadních šikmých rámových trubek. Nevýhodou dvojitých rámu je vyšší cena, obtížnější svařování tenkých trubek a špatně přístupných míst u hlavy rámu a nutnost širokého tunelu v nádrži.

Převzato z [13]

Motor jako nosná část rámu:

S konstrukcí, u níž motor zcela slouží jako hlavní nosná a spojovací součást, ke které jsou připevněny veškeré ostatní pomocné rámy, tj. rámy pro nesení přední a zadní vidlice, sedla a dalších součástí, se můžeme setkat u motocyklu BMW řady R, Motor tedy zachycuje a přenáší veškeré síly vzniklé během jízdy. Výhodou je úspora váhy.

Motor jako částečně nosná část rámu:

Konstrukci podobnou konceptu, kde je motor nosná část rámu, využívá např. Honda a Ducati. V tomto změněném provedení motor zachycuje a přenáší síly od zadní kyvné vidlice na páteřový rám.

Převzato z [14]

1.2.3 Systém předního odpružení:**Upside-down:**

Tento typ vidlice byl vyvinut především kvůli úspoře hmotnosti u sportovních motocyklů. Čím menší je totiž hmotnost přední vidlice, tím rychleji se u ní projevuje tlumící účinek a tím rychleji reaguje na nerovnosti, což má pozitivní vliv na odpružení a tlumení předního kola. Výhodou invertních vidlic je jejich menší stlačovací efekt a tím pádem menší předklánění motocyklu při brzdění. Invertní vidlice je jako klasická teleskopická vidlice postavená vzhůru nohama. Nosné trubky jsou u ní uchyceny k přednímu kolu a kluzáky jsou spojeny horním koncem s nosníkem řídítek. Na nosné trubky lze snadno umístit zařízení pro seřizování tlumícího účinku a předepnutí vinutých pružin.

Převzato z [8]



Obr. 7 – Upside-down vidlice [2]

Teleskopická páková přední vidlice (Telelever):

Byla vyvinuta a zavedena u BMW. Kluzáky jsou uchyceny k podélnému ramenu a horní konce nosných trubek jsou přes otočný kulový čep spojeny s vidlicovým můstkem v přední části rámu. Odpružení, tlumení a spojení podélného ramena s přední částí rámu zajišťuje centrální tlumič. V samotné vidlici nejsou již žádné další tlumící nebo pružící prvky, pouze olejová náplň potřebná pro mazání vzájemně se pohybujících kluzáků a nosných trubek. Díky tomuto uspořádání má přední vidlice velmi dobré vlastnosti. Největší část sil vznikajících při

jíždě, brzdění a odpružení se z přední vidlice přenáší přes spodní kulový čep přišroubovaný k podélnému ramenu do pevného bloku motoru. Podélné rameno je přitom otočně uchyceno na obou stranách bloku motoru.

Převzato z [8]



Obr. 8 – teleskopická páková přední vidlice [2]

Teleskopická vidlice:

Skládá se ze dvou dutých trubek upevněných k hornímu a spodnímu nosníku vidlice. Na spodních koncích kluzáků je uchyceno přední kolo. Uvnitř nosných trubek teleskopické vidlice jsou vinuté pružiny kombinované s hydraulickými tlumiči. Tlumiče jsou umístěny ve spodní části nosných trubek a na spodním konci pístnic tlumičů jsou upevněny kluzáky, které sledují všechny výkyvy předního kola. Kluzáky, které jsou zastrčeny do nosných trubek, jsou zvnějšku opatřeny těsnícím kroužkem a uvnitř otvory pro průtok tlumícího oleje. Tlumící olej ve vidlici při jejích pohybech protéká právě těmito otvory, kde se zbrzdí a navozuje tak tlumící účinek. Tento tlumící účinek slouží k utlumení prudce reagujících vinutých pružin. Otvory jsou přitom zkonstruovány tak, aby byl tlumící účinek při stlačování vidlice menší než při roztahování. Výhodou teleskopické vidlice je její kompaktnost. Všechny díly jsou zapouzdřené a lze u nich lehce zajistit mazání. Boční pevnost je zajištěna přesným slícováním sloupků a jezdců a má na ni vliv také průměr použitých trubek. Teleskopická vidlice má dostatečně dlouhé propružení, je nenáročná na údržbu, málo poruchová a má velkou životnost. Nevýhodou teleskopických vidlic je pak jejich konstrukčně podmíněné silné stlačování při brzdění, kdy se těžiště motocyklu posouvá dopředu a motocykl se v důsledku toho předklání. Další nevýhodou je relativně rychlé opotřebování těsnících kroužků, což má za následek netěsnost a úniky oleje.

Převzato z [8]

Teleskopická přední vidlice se stabilizátorem:

Stabilizátor přední vidlice působí ve výšce předního blatníku a tvoří přídatnou pevnou zesilující příčku mezi kluzáky přední vidlice. Často bývá stabilizátor vytvářen jako nedílná součást předního blatníku. Úkolem stabilizátoru je zabraňovat natáčení přední vidlice při brzdění (které vzniká hlavně u strojů s jedním brzdovým kotoučem na předním kole) a udržovat stopu při jízdě po špatné vozovce nebo nerovném terénu. Dále slouží ke zlepšení jízdních vlastností v zatáčkách.

Převzato z [13]

1.2.4 Systém zadního odpružení:

Vidlice s pákovým mechanismem a s centrální tlumící a pružící jednotkou:

Hlavní výhodou pákových tlumících systémů je větší propružení a nárůst tlumící síly při nárůstu pružící síly. Pozitivním efektem pákového provedení je, že se nemusí přizpůsobovat tvrdost pérování různým provozním podmínkám. Součásti pákového mechanismu musí snášet velká mechanická zatížení, a proto musí být vyrobené z velmi kvalitního materiálu. Problémy zde přináší znečišťování pohyblivých částí na spodní části rámu, protože jsou vystaveny náporu nečistot a vlhkostí od vozovky.

Převzato z [13]

Jednoramenná kyvná vidlice:

Konstrukce jednoramenné vidlice musí být velmi silná, aby byla schopna zachycovat všechny síly působící na zadní kolo. Jednoramenná vidlice je většinou odpružena klasickým způsobem pomocí jednoho tlumiče upevněného v zadní části rámu. Výhodou jednoramenných vidlic je jednak úspora hmotnosti a jednak jednoduchost montáže a demontáže zadního kola. Jednoramenná vidlice je stejně stabilní, jako dvouramenná vidlice.

Převzato z [13]

Konzolová zadní vidlice:

Ocelová trubková konstrukce (cantilever = konzolové uložení) u které je kolo uchyceno ve dvouramenné vidlici. Na horní části vidlice je špičatý nástavec ve tvaru pyramidy, který je přes jeden jediný tlumič pérování spojen s rámem. Celá tato konstrukce se pak může otáčet okolo závěsu v zadní části rámu. Tlumič odpružení je přitom uložen v téměř vodorovné poloze. Výhodou tohoto uspořádání je především větší propružení. Kromě toho centrálně působící tlumič pérování eliminuje odchylky ve stranovém nastavení zadního kola.

Převzato z [13]

1.2.5 Sekundární převod:

Přenos hnacího momentu z převodovky na zadní kolo se děje u podélných motorů kloubovým hřídelem, u příčných motorů většinou řetězem. U příčných motorů existuje také pohon kloubovým hřídelem s dvojitým převodem.

Rozeznáváme tyto druhy sekundárních převodů:

- válečkový řetěz a řetězová kola
- ozubený řemen a ozubené řemenice
- kardanový převod (kloubový hřídel a jedno nebo dvě kuželová soukolí)

Řetěz:

Řetězový pohon zadního kola motocyklu má válečkový nebo pouzdrový řetěz. Řetěz spojuje výstup z převodovky přímo se zadním kolem. Spojení je zajištěno přes sekundární řetězové kolo (pastorek) na převodovce, články řetězu a končí na řetězovém kole, které pohání zadní kolo motocyklu. Podle počtu zubů tvoří řetězová kola sekundární převodový poměr. Řetěz a řetězová kola mohou být na levé i pravé straně motocyklu. Řetězová kola se vyrábějí z tvrzené oceli a někdy i z legovaného hliníku. Hliníková řetězová kola vydrží stejnou zátěž jako ocelová, jsou lehčí, ale na druhou stranu dražší.

Válečkový řetěz má, na rozdíl od pouzdrového řetězu, v jednotlivých článcích volně otočné válečky, které kladou při pohybu menší odpor a zřetelně snižují tření. To je důležité, protože u sekundárních hnacích řetězů lze obtížně zajistit dobré mazání a řetěz se zanáší venkovními nečistotami.

Pouzdrový řetěz s O-kroužky se rozšířil kvůli lepšímu mazání. Články pouzdrového kroužkového řetězu mají mezi čepy a objímkami tukovou náplň, která je z obou stran uzavřena O-kroužky, takže nemůže uniknout ven. Těsnící O-kroužky jsou upevněny postranními plíšky článku. Pouzdrový řetěz nesmíme čistit rozpouštědly nebo benzinem. Pouzdrový řetěz nesmí přijít do styku s vysokými teplotami, jinak se z něj vyvaří mazací náplň. O-kroužkové řetězy mohou být kvůli ulehčení demontáže a montáže také vybaveny spojovacími články, vždy je lepší používat nekonečný řetěz.

Řemen:

Pohon ozubeným řemenem má malou hmotnost a tichý chod, nepotřebuje mazání. Ozubené řemeny potřebují velmi malé předpětí, mají jednoduchou a nenáročnou údržbu, nesmějí se však lámat. Tento tichý a nenáročný systém pohonu používá v poslední době řada renomovaných výrobců motocyklů. Na výstupním hřídeli převodovky je hnací pastorek s vhodně tvarovanými zuby a na zadním kole motocyklu je odpovídající druhé ozubené kolo. Tento systém používají firmy Harley – Davidson, Kawasaki a Buell.

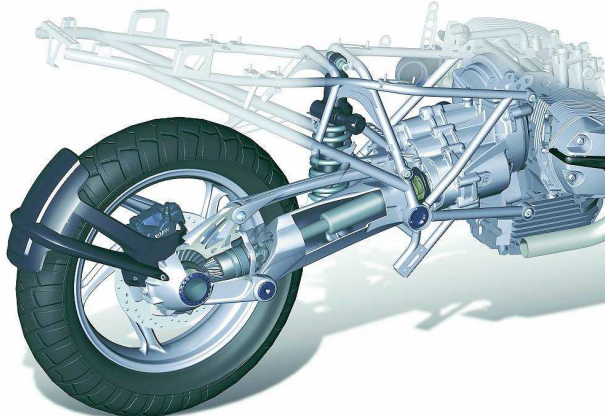
Kardan:

Přenos hnací síly z převodovky na zadní kolo motocyklu může být realizován také kardanovým hřídelem. Na zadním kole musí být ještě jedna rozvodovka, která slouží k přenosu hnací síly z hřídele na kolo. Pohon s kardanovým hřídelem má tu výhodu, že je celý zapouzdřený, takže na něj nemají žádný vliv povětrnostní podmínky. Kromě toho klouby kardanového hřídele se plně přizpůsobují pohybům zadní vidlice při pružení. Pohon s kardanovým hřídelem je výhodný pro svou nenáročnou údržbu, a kvůli tomu, že nečiní problémy při demontáži zadního kola. Nevýhodou pohonu je jeho výrobní náročnost, velká hmotnost a zvýšené finanční náklady. Kardanové hřídele se používají především u cestovních motocyklů a u motocyklů ve stylu chopper.

Prvním konstrukčním dílem je převodové soukolí na výstupu převodovky. Soukolí může být ve skříni upevněné venku na převodovce nebo může být integrované přímo v převodovce. Převodové soukolí na konci výstupního hřídele převodovky zajišťuje přenos hnací síly pod úhlem 90°. Soukolí odpadá tehdy, když je klikový hřídel motoru uložený podél směru jízdy. Dále z převodovky vede k zadnímu kolu hřídel opatřený křížovým kloubem. Křížový kloub je potřebný proto, aby se hřídel mohl při otáčení zalamovat podle vzájemných pohybů zadní vidlice a převodovky. Poslední součástí pohonu je přenosové soukolí na zadním kole. To slouží pro přenos hnací síly z hřídele v úhlu 90° na zadní kolo.

Přenosové soukolí na zadním kole tvoří samostatnou jednotku, která má vlastní náplň převodového oleje. Někdy je skříň přenosového soukolí tak velká, aby pojmula i zadní čep hnacího hřídele a tento díl je pak také mazaný převodovým olejem. Křížový kloub kardanového hřídele má většinou trvalou mazací náplň a je úplně zapouzdřený.

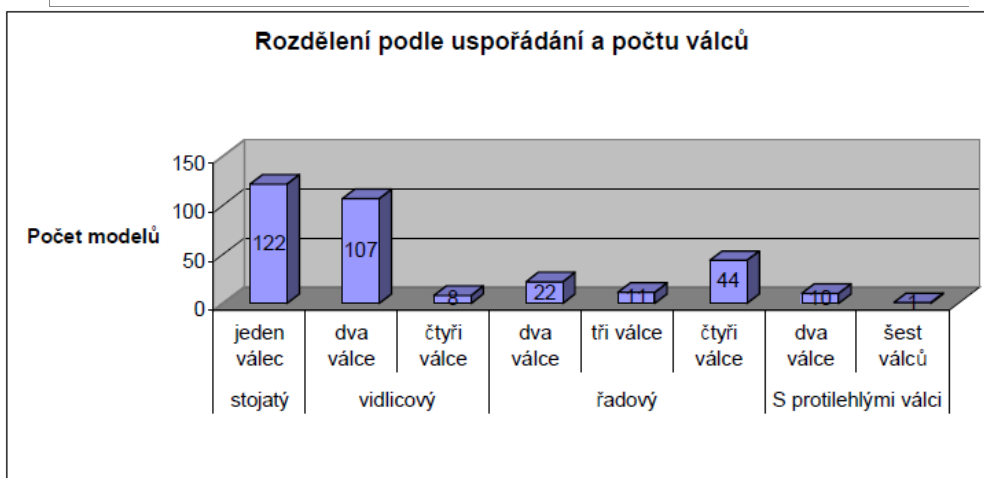
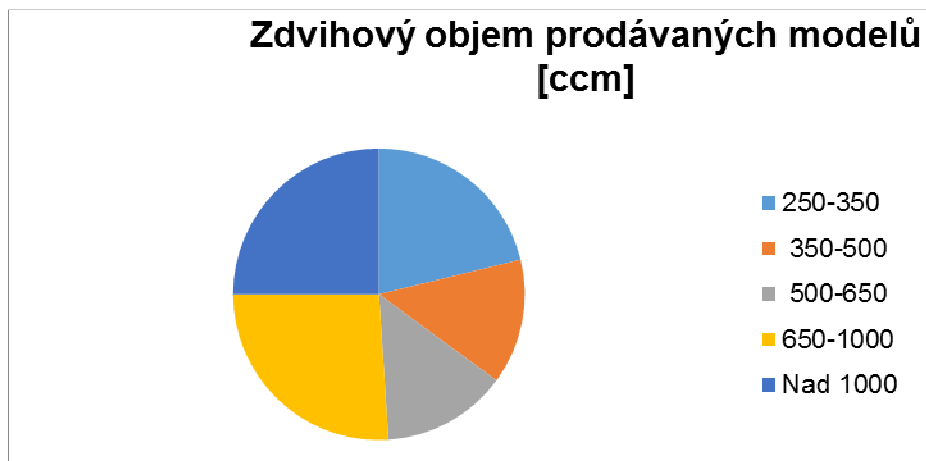
Převzato z [8]

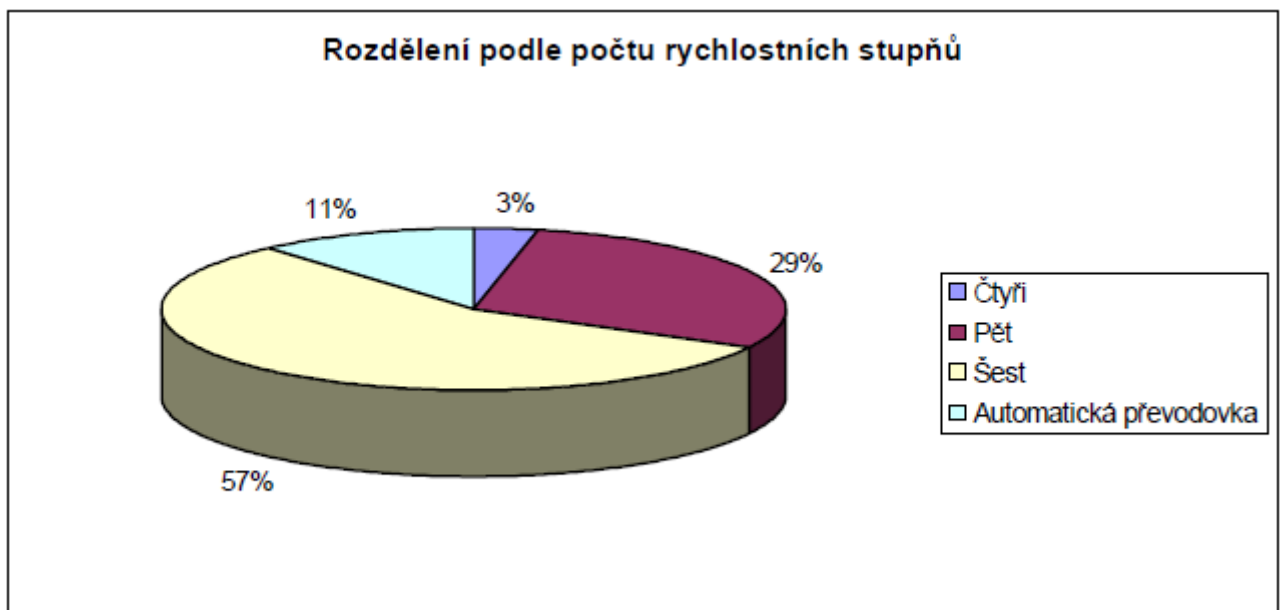
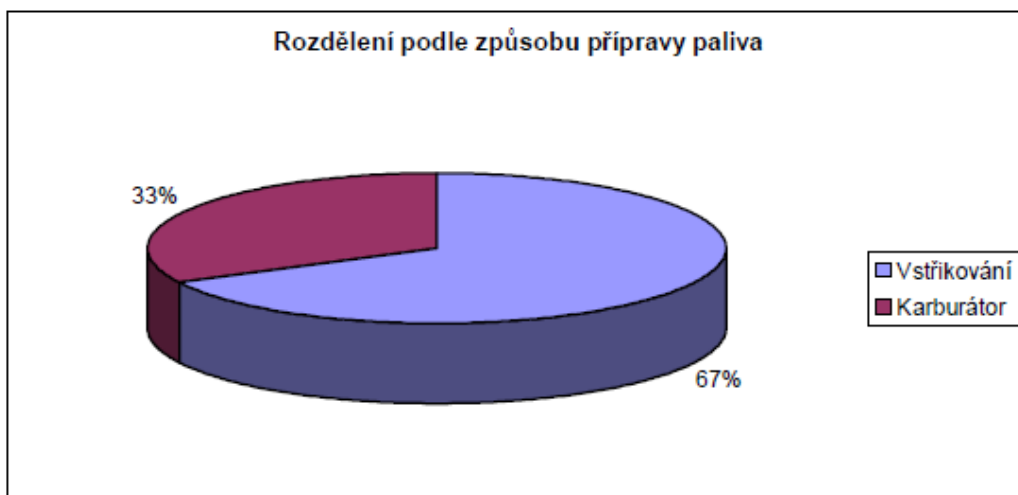
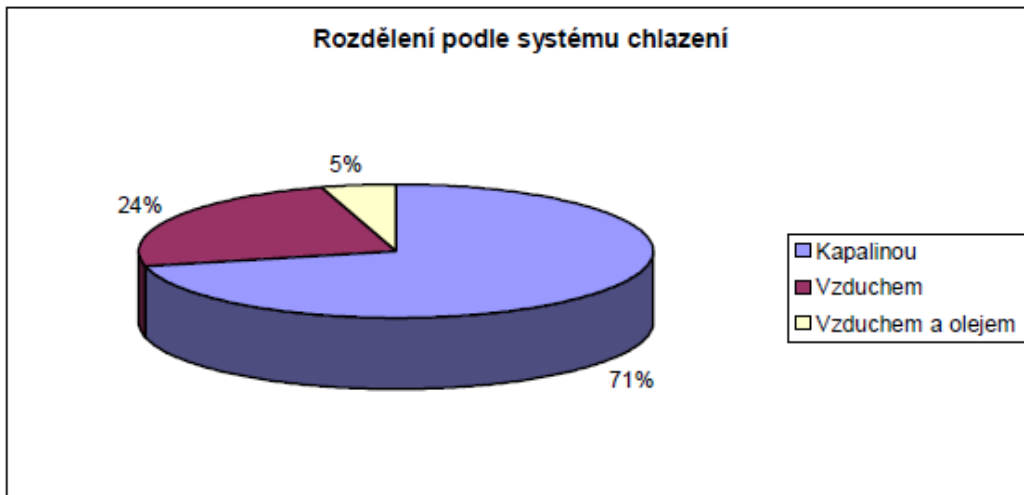


Obr. 9 – dvoudílný rám BMW R1200GS [2]

1.3 Současné trendy a odhad budoucího vývoje:

1.3.1 Shrnutí současného stavu trhu:





Obr.10 - Grafy shrnující stav evropského trhu s motocykly

Převzato z [25]

1.3.2 Odhad budoucího vývoje

V oblasti velkých cestovních endur se vývoj v poslední době odděluje od koncepce motocyklu pro dvojí využití a zaměřuje se spíše na zvýšení pohodlí při dlouhých cestách. Tedy motocykl je koncipován tak, aby jezdcům umožnil cestovat na delší vzdálenosti po silnicích případně lehkém terénu. Do motocyklů je implementováno velké množství elektronických systémů (řízení tuhosti tlumičů, kontroly trakce, až po tempomat, nastavování větrného štítu atd.) a zvyšuje se objem a výkon motoru (hmotnost přesahuje i 250kg což je pro jízdu mimo silnice již značně nepraktické). Přínos a užitečnost některých těchto systémů k bezpečnosti a pohodlí je značně diskutabilní, jelikož značně zvyšují cenu a v případě poruchy si opravu těžko provede jezdec sám. K tomuto trendu se přidávají i výrobci tradičních jednodušších motocyklů zaměřených na dobrodružnější výpravy. V současnosti je například na trhu motocykl s „učennou“ automatickou převodovkou (Honda NC 750 X). Některé elektronické systémy již do motocyklů musí být implementovány z důvodu směrnic EU (Podle nových pravidel, platných od 1.1.2016, budou muset být všechny "větší" motocykly (tj. nad 125 ccm) vybaveny protiblokovacím brzdovým systémem (ABS). Menší motocykly včetně skútrů (pod 125 ccm) budou moci být vybaveny ABS či kombinovanými brzdovými systémy (CBS)).

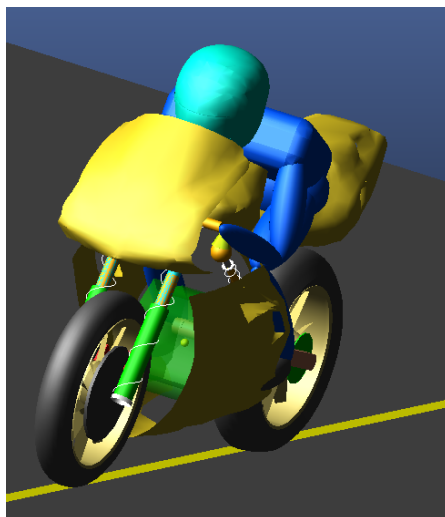
U závodních motocyklů je vývoj jasný – zvyšování výkonu a snižování hmotnosti. Co se týče použitých materiálů, tak u závodních strojů konvenční ocel a hliníkové slitiny začínají být postupně nahrazovány kompozitními materiály a titanem.

2. Simulační model

Simulační model byl vytvořen v SW Adams – VI Motorcycle. Cílem bylo vytvořit výpočtový model motocyklu, jehož chování během jízdy by odpovídalo reálnému motocyklu

2.1 Popis simulačního modelu Model se skládá z předdefinovaného motocyklu a testovací trati. Z důvodu absence zadání konkrétního motocyklu a měřicího systému schopného popsat rázové děje na neodpružených hmotách motocyklu je tento základní model motocyklu poskytovaný SW Adams postačující.

Tento model se skládá z 10 podsestav: dvoudílný rám, sekundární převod, zadní kolo, přední kolo, řidič, odpružení předního kola, odpružení zadního kola, motor a brzdový systém. Parametry všech komponent byly ponechány defaultní.

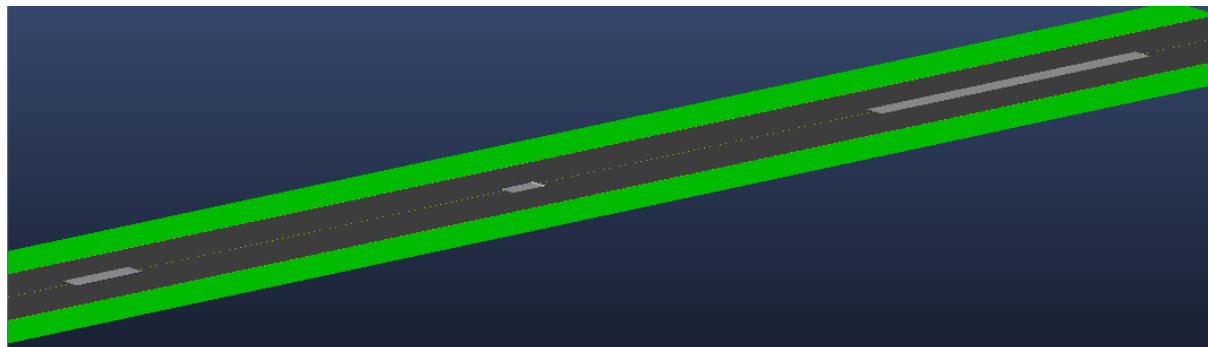


Obr. 11 – model motocyklu

2.2 Popis simulační trati

Virtuální motocykl se pohybuje po rovném úseku pozemní komunikace, na kterém se vyskytují čtyři nerovnosti – zvlnění, vyfrézovaná část, nájezd na obrubník a seskok z obrubníku. Tyto nerovnosti byly realizovány předdefinovanými překážkami *sine*, *pothole* a *ramp*.

Trať je dlouhá 500 m, první překážkou je zvlnění vozovky (*sine*), které začíná na 30 m a je dlouhé 80m. Následuje 100 m rovného povrchu. Na 210 m je začátek vyfrézované části (*pothole*). Vyfrézování je dlouhé 10 m. Po 110 m rovném úseku začíná poslední překážka – nájezd na vyvýšenou část (*ramp*), ta je dlouhá 20 m a zakončena seskokem zpět na vozovku.

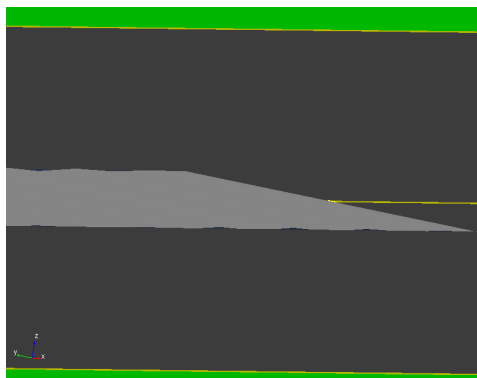


Obr. 12 – testovací trať s překážkami

2.2.1 Popis překážek

Byly použity následující parametry překážek [m]:

Překážka sine:



Obr. 13 – překážka sine

START= '-30 0 0'

AMPLITUDE= 0.010

LENGTH= 80

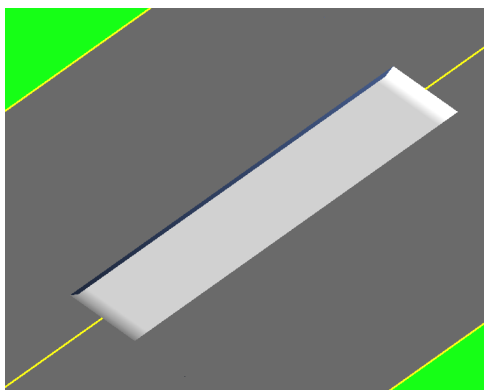
WAVE_LENGTH= 1.00

WIDTH= 2

FRICION= 0.9

OFFSET= 0.000

Překážka pothole:



Obr. 14 – překážka pothole

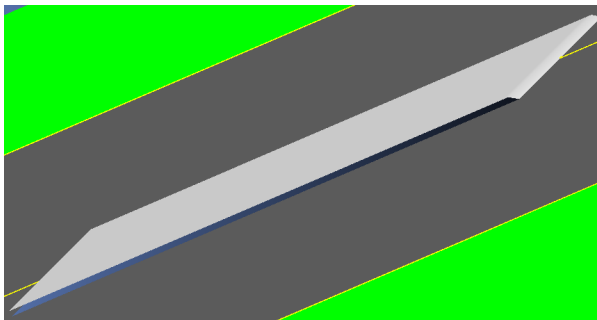
START= '-210 0 0'

FRICTION= 0.9

LENGTH= 10

DEPTH = 0.15

WIDTH = 2

Překážka ramp:

Obr. 15 – překážka ramp

START= '-330 0 0'

FRICTION= 0.9

LENGTH= 20

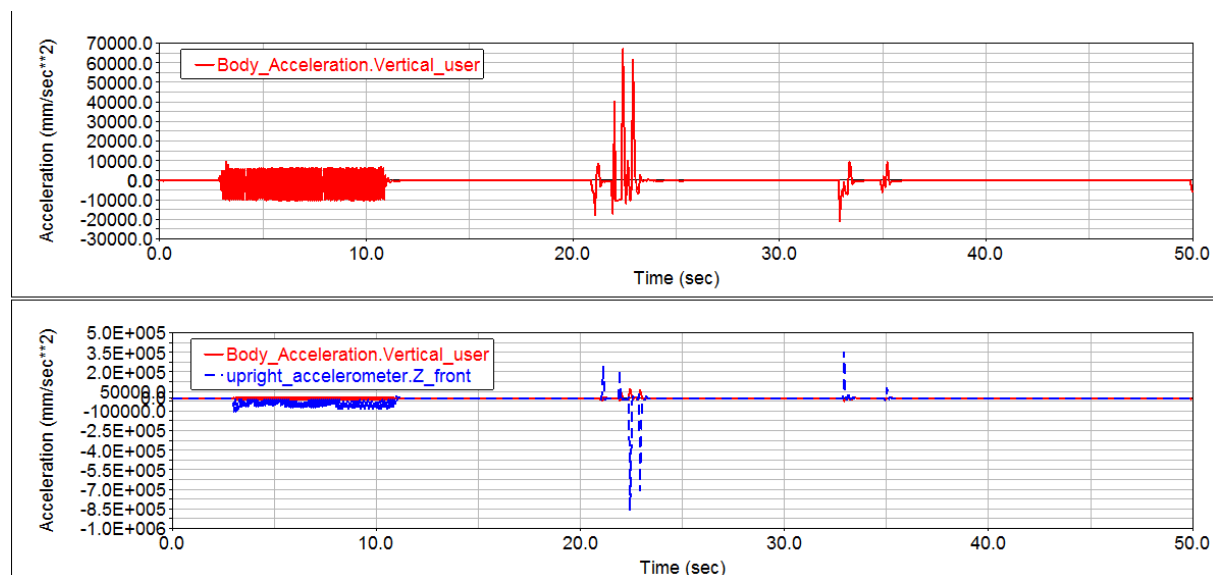
HEIGHT= 0.1

WIDTH = 2

SLOPE= 0.5

2.3 Simulace

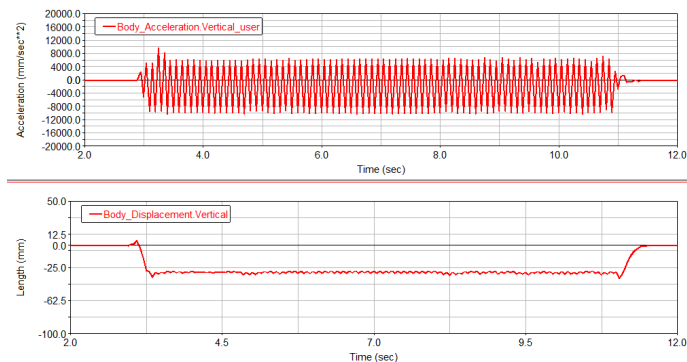
Motocykl je umístěn na počátek výše popsané trati a pohybuje se konstantní rychlostí 10m/s (počáteční podmínka)

2.4 Výsledky

Obr. 16 – průběh zrychlení na odpružené hmotě (červená křivka) a na neodpružené hmotě – přední kolo (modrá křivka)

2.4.1 Chování motocyklu na překážce sine

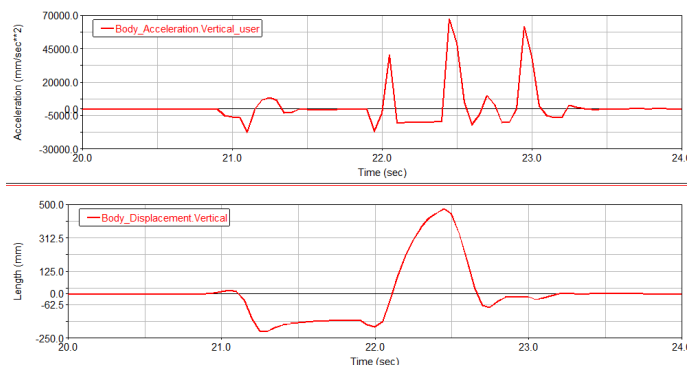
Na níže uvedeném obrázku je zobrazen průběh zrychlení (horní část) a posunutí (spodní část) těžiště rámu motocyklu během průjezdu po sinovém zvlnění vozovky.



Obr. 17 – průběh zrychlení a posunutí v ose Y na překážce sine

2.4.2 Chování motocyklu na překážce pothole

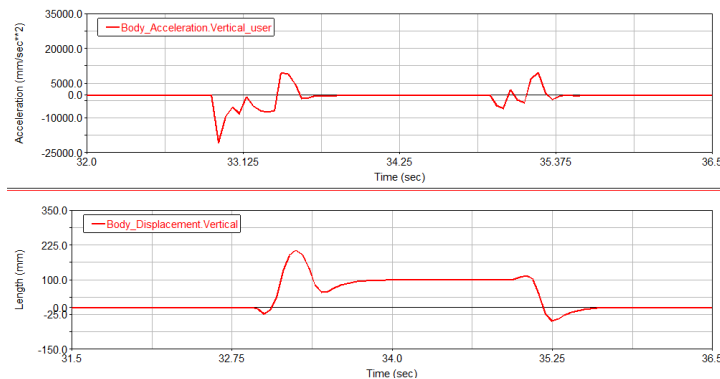
Na níže uvedeném obrázku je zobrazen průběh zrychlení (horní část) a posunutí (spodní část) těžiště rámu motocyklu během průjezdu vyfrézovanou částí.



Obr. 18 – průběh zrychlení a posunutí v ose Y na překážce pothole

2.4.2 Chování motocyklu na překážce ramp

Na níže uvedeném obrázku je zobrazen průběh zrychlení (horní část) a posunutí (spodní část) těžiště rámu motocyklu během průjezdu vyfrézovanou částí.



Obr. 19 – průběh zrychlení a posunutí v ose Y na překážce ramp

2.5 Závěr

Analýzou dat získaných simulací jízdy předdefinovaného motocyklu po výše popsané trati bylo zjištěno, že doba trvání rázů po přejezdu překážek se pohybuje řádově v desetinách sekund, tedy v další kapitole popsaný měřicí systém by měl být schopen tyto děje plnohodnotně popsat.

3. Příprava měřicího systému

3.1 Vibrace při provozních otáčkách a jejich vliv na jezdce

K vyhodnocení vlivu vibračí motocyklu na ruce bude přistoupeno za aplikace metodiky normy ČSN ISO 2631 a ČSN EN ISO 5349, konkrétně se bude uvažovat o expozici rukou při použití více než jednoho mechanizovaného nářadí (různé vibrace v různých provozních stavech motoru) při dlouhodobém nepřerušovaném provozu stroje vedeného rukama a celkové expozice sedícího člověka vibracím.

Provozní stavy motoru (otáčky, při kterých se bude měřit) budou stanoveny analýzou jízdy po vybraném okruhu na pozemní komunikaci. Význam bude mít stav odpovídající volnoběhu, rychlosti 50km/h a 90 km/h při cestovních otáčkách. Dále podíl vlivu akcelerací bude reprezentován vhodně zvolenou (statisticky určenou) hodnotou otáček odpovídající jízdě po testovacím okruhu. Způsob jízdy je samozřejmě individuální jezdci a i parametry jezdce mohou výrazně ovlivnit výsledky (váha motocyklu je cca 110 kg, tedy jezdec vážící 70kg tvoří 39% hmotnosti soustavy, ale např. jezdec vážící 95kg tvoří již 46% hmotnosti). Dalším faktorem ovlivňujícím důvěryhodnost měření je různá geometrie sedění jezdců různých tělesných typů a různých návyků řízení, neboť krom váhy jezdce budou vibrace řídítek ovlivněny i seděním (různým uchopům řídítek s různým zatížením). Na druhou stranu legislativa neupravuje meze vibračí motocyklů, a proto není potřeba (s ohledem na časovou/finanční náročnost) zkoušky provádět pro větší vzorek jezdců.

3.2 Vliv vibračí na lidské tělo

Vibrace mohou mít vliv na celé tělo nebo jen na jeho část. Vibrace působící na celé tělo (horizontální nebo vertikální) jsou mechanické vibrace přenášené na tělo páteří nebo sedacími svaly, v případě práce vsedě chodidly, v případě práce ve stoje hlavou anebo zády, když pracovník pracuje vleže. Jejich negativní vliv má dopad na celé tělo. Také ve volném čase, například při jízdě autem nebo na motocyklu, se mohou objevit vibrace působící na celé tělo.

3.2.1 Vliv vibračí na ruce

Vibrace přenášené na ruce jsou vibrace, které se přenášejí z vibrující rukojeti nebo jiného předmětu přidržovaného rukou, zejména na ruce exponované osoby (např. vibrace přenášené na pracující z rukojeti ručního mechanizovaného nářadí, jako jsou elektrické a pneumatické nástroje, nůžky na úpravu keřů apod., nebo vibrace přenášené z řídítek nebo volantu).

Zdravotní rizika jsou závislá na místě výskytu vibračí, na jejich intenzitě a na tom, jak často, a po jakou dobu jsme vibracím vystaveni. Vibrace rukou a paží subjektivně poškozují hmat, jemnou motoriku a výkon a po několika letech vystavení vibracím mohou zavinit:

- poruchy krevního oběhu
- poškození nervového systému
- poškození měkkých tkání, šlach a vazivových pouzder
- změny svalového napětí
- poškození kloubů a kostí

Jestliže jsou pracovníci vystavení vysokofrekvenčním vibracím po dobu několika let, mohou nastat poruchy cirkulace krve v prstech. Dělníci mohou trpět periodickými potížemi, při nichž zbělají prsty a jsou bez citu (je to tzv. vibrační syndrom či "bílý prst"). Tento problém se též nazývá vasospastický syndrom, způsobený vibracemi. Intenzivní nízkofrekvenční vibrace ruky/ paží mohou způsobit degenerativní změny kostí rukou, kloubů prstů a zápěstí, ale také lokte a oblastí ramene. Způsobují značnou bolest a mohou negativně ovlivnit mobilitu končetiny. Poškození kloubů může nastat u:

- zápěstí
- kloubu v lokti
- akromioklavikulárních kloubů

Dále se může v oblasti karpálních kostí projevit lámavost kostí z únavy a nekróza. Riziko těchto problémů zvyšuje práce v chladném prostředí.

Převzato z [29]

Vibrace působící na ruce:

Evropská směrnice (2002/44/EK) definuje expoziční limit a akční hodnoty takto:

- Expoziční limitní hodnota $A(8) = 5 \text{ m/s}^2$
- Akční hodnota $A(8) = 2,5 \text{ m/s}^2$

Převzato z [30]

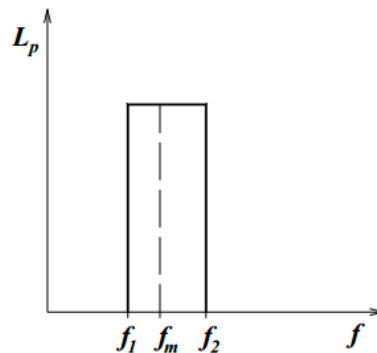
Vliv vibrací na zdraví sedícího člověka

Zvýšené riziko poškození zdraví v důsledku dlouhodobé expozice celkovým vibracím se projevuje především v bederní oblasti zad a v nervové soustavě zad.

3.3 Kmitočtová pásma

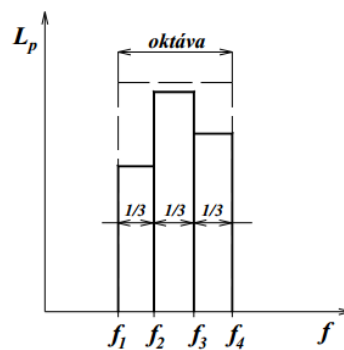
Velikosti akustických veličin (např. hladin) jsou obecně závislé na frekvenci f . Výsledkem jsou frekvenční spektra příslušných akustických veličin. Pokud by se měřila frekvenční spektra s frekvenčním krokem $\Delta f = 1 \text{ Hz}$, tak by jejich zhotovení bylo příliš pracné. V praxi se však obvykle nepožaduje přesná znalost spekter k určení celkové hlučnosti. V těchto případech se zavádí kmitočtová pásma o procentuální konstantní šířce. Tuto podmínku splňují oktávová nebo třetinooktávová kmitočtová pásma.

Oktávové kmitočtové pásmo



Obr. 20 -Oktávové pásmo

Třetinooktávové kmitočtové pásmo



Obr. 21 -Třetinooktávové pásmo

Stanovení f_1 resp. f_2 pro nižší třetinooktávová pásma nutná k provedení měření se provede:

$$f_1 = \frac{f_m}{\sqrt[3]{2}}$$

$$f_2 = f_m \sqrt[3]{2}$$

kde f_m je střední frekvence příslušného pásma

Tabulka s hodnotami f_m, f_1 a f_2 se nachází v příloze 2. (obr. 13).

Podrobnější informace o Kmitočtových pásmech lze nalézt v [1].

Převzato z [26]

3.4 Geometrie sedění jezdce

Dopravní prostředky jsou konstruovány s ohledem na poznatky ergonomie týkající se nejvhodnější polohy osoby vykonávající práci náročnou na soustředění.

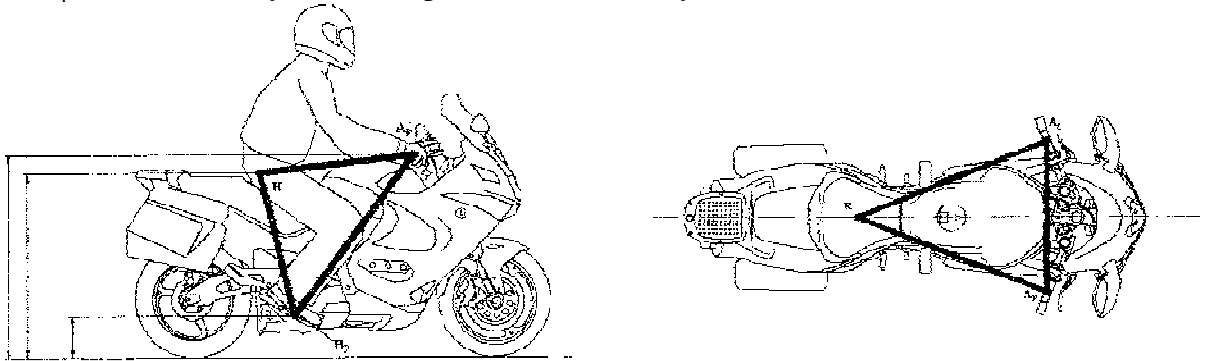
Znalost geometrie sedění je nezbytná pro určení:

- operačních dosahů
- výhledu
- těžiště a momentů setrvačnosti

- provádění dynamických zkoušek pasivní bezpečnosti

Sedění na motocyklu je charakterizováno dvěma trojúhelníky a jejich polohou vůči základně. Tyto trojúhelníky jsou určeny body:

- R bod – výrobcem vozidla určený referenční bod nad sedadlem
- H bod – na ose otáčení trupu a stehna třírozměrné figuríny
- A_1 (A_p) bod – vztažený bod na řídicích v místě dotyku středu dlaně (levá/pravá)
- B_1 (B_p) bod – vztažený bod na stupačkách v místě dotyku středu chodidla



Obr. 22 – trojúhelník sedění na motocyklu [14]

Převzato z [37]

3.5 Umístění a upevnění snímačů

S ohledem na konstrukci řídicích je vhodné akcelerometry umístit do bodu $A_{1/p}$ (viz Geometrie sedění jezdce) tak, aby jedna z jeho os byla totožná s osou paže jezdce. Dále pro co nejvěrohodnější napodobení provozního stavu zatížit řídicí vahou jezdce tak, jak je tomu při provozu.

Norma ČSN ISO 5349-1 doporučuje, v případě měření na obložených površích, kde obložení neplní tlumící funkci toho obložení odstranit nebo dostatečně stlačit. Uchycení akcelerometrů bude vhodné realizovat pomocí přípravku podobného objímce na hadice (umožní i případné stlačení obložení řídicích). Přípravek musí splňovat podmínku ploché frekvenční charakteristiky v oblasti měřených vibrací – aby přenos vibrací z řídicích na akcelerometr nebyl ovlivněn rezonancí přípravku.

Norma ČSN ISO 2631-1 doporučuje umístění snímačů tak, aby zaznamenávali vibrace na rozhraní mezi lidským tělem a zdrojem vibrací. Pro sedící osoby se užívají tři základní plochy: povrch sedla, nohy a zádová opěrka. V případě motocyklu jsou relevantní pouze první dvě. Vibrace přenášené na tělo z netuhých nebo pružných materiálů (polstrování) se provádí snímačem uchyceným tak, aby se silně nezměnilo rozložení tlaku na materiálu a co nejbližší kontaktní části mezi zdrojem a tělem. Netuhý materiál musí být zatížen osobou, která zaujímá normální polohu v prostředí.

2.6 Získání dat pro měření vibrací řídicích

S ohledem na to, že zkoumaný zdroj vibrací je motocykl určený k provozu po pozemních komunikacích bude nutné získat určitá data charakterizující jeho provoz ještě před započítím samotného laboratorního měření.

Konkrétně je třeba získat údaje o procentuálním zastoupení času běhu motoru při různých otáčkách v běžném provozu. Budeme tedy sledovat závislost otáček na čase $n(t)$. Jak již bylo výše uvedeno budou nás zajímat především hodnoty otáček při volnoběhu, plynulé jízdě rychlostí 50 resp. 90 km/h, vhodně zvolené otáčky při akceleraci a časový podíl odpovídající jednotlivým sledovaným stavům. Tyto akcelerační otáčky budou určeny subjektivně jezdcem. V případě, že v určitých reálných otáčkách nebude nárůst vibrací výrazný, se tyto otáčky určí statisticky ze záznamu.

Dále bude nutné uvažovat dobu jízdy rovnou 8 hodinám, jelikož příslušná norma vychází z 8-mi hodinové pracovní doby.

Pozn. - vliv různých aktivních převodových stupňů na změnu vibrací zanedbáme

3.6.1 Naměřené údaje – testovací okruh po pozemní komunikaci

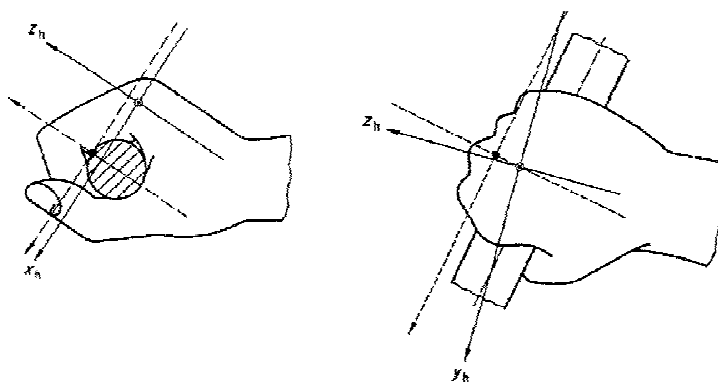
	volnoběh	50km/h	90km/h	akcelerace	součet
Průměrné otáčky					
Časový podíl jízdy					
Časový podíl pro 8h					8h

3.7 Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN EN ISO 5349

V průběhu měření jsou řídítka zatížena pažemi jezdce přenášejícím část jeho váhy. Měřený frekvenční rozsah je 6,3 Hz – 1250 Hz.

Minimální vzorkovací frekvence:

$$f_s = 2,56 f_{max} = 2,56 \cdot 1250 = 3200 \text{ Hz}$$



Obr. 23 - Orientace os akcelerometrů [31]

- 1) Určení efektivní hodnoty frekvenčně vážených vibrací v jednotlivém směru a_{hwj}

$$a_{hwj} = \sqrt{\sum_i (w_{hi} a_{hi})^2}$$

kde:

w_{hi} je váhový činitel pro i -té třetinooktávové pásmo (tabulka s činiteli je součástí výše uvedené normy)

a_{nij} efektivní hodnota zrychlení naměřená v i -tém třetinooktávovém pásmu v j -té ose akcelerometru, kde $j \in \{x; y; z\}$

- 2) Určení souhrnné hodnoty frekvenčně vážených zrychlení vibrací a_{hvw}

$$a_{hvw} = \sqrt{a_{hvw}^2 + a_{hwy}^2 + a_{hwz}^2}$$

- 3) Určení dílčí denní expozice vibracím $A_k(8)$, kde:

$$k \in \left\{ \text{volnoběh}; \frac{50\text{km}}{h}; \frac{90\text{km}}{h}; \text{akcelerace} \right\}$$

$$A_k(8) = a_{hvw} \sqrt{\frac{T}{T_0}}$$

Kde T je celková denní doba expozice vibracím a T_0 je referenční doba rovna 8h.

Pozn. - Výše uvedený postup je vhodné opakovat pro každý pracovní režim motoru motocyklu a statisticky vyhodnotit.

- 4) Určení celkové denní expozice $A(8)$ dle ČSN EN ISO 5349-2

$$A(8) = \sqrt{\sum_{k=1}^4 A_k^2(8)}$$

3.7.1 Doporučené výstupy:

- Frekvenčně vážené hodnoty vibrací
- Nevážená frekvenční spektra
- Souhrnné hodnoty vibrací a_{hwi} pro každou činnost (otáčky)
- Doba trvání expozice vibracím při každé činnosti T_k
- Denní expozice vibracím $A(8)$

3.7.2 Vyhodnocení prevalence epizodického bělení prstů v závislosti na $A(8)$

Vyhodnocení lze provést dle ČSN EN ISO 5349-1, konkrétně přílohy C, ale vzhledem k době, po kterou řidič drží denně řídítka, není toho vyhodnocení relevantní. Celková denní expozice $A(8)$ může sloužit jako reference pro porovnání různých motocyklů.

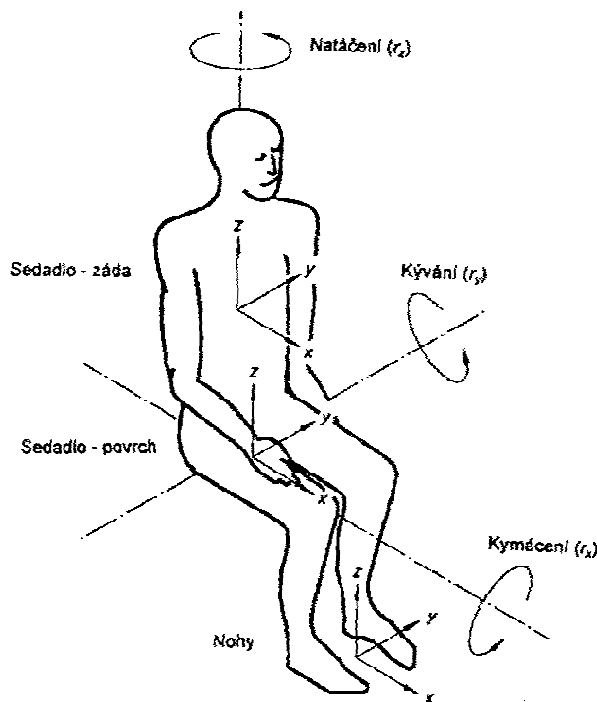
D_y , počet let	1	2	4	8
$A(8)$, m/s^2	26	14	7	3,7

Obr. 24 - tabulka pro vyhodnocení [31]

Převzato z [31]

3.8 Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN ISO 2631

Frekvenční rozsah pro určení vlivu vibrací na zdraví a pohodlí sedícího člověka je 0,5 – 80 Hz (měření probíhá v příslušných třetinooktávových pásmech). Snímače budou použity minimálně dva (za předpokladu obdobných vibrací na obou stupačkách) a to jeden na sedle motocyklu a jeden na stupačce. Měření by mělo proběhnout pro průměrné otáčky při 50km/h, 90km/h a akceleračním zrychlení, vliv volnoběhu nemá smysl uvažovat kvůli změně posedu při zastavení (sundání nohou ze stupaček).



Obr. 25 – Orientace os akcelerometrů vzhledem k basicentrickým osám lidského těla [32]

. Minimální vzorkovací frekvence

$$f_s = 2,56 f_{max} = 2,56 \cdot 80 \cong 205 \text{ Hz}$$

3.8.1 Základní metoda hodnocení vibrací

Tato metoda je vhodná k popisu intenzity vibrací za předpokladu, že činitel výkmitu (poměr nejvyšší okamžité špičkové hodnoty frekvenčně váženého signálu zrychlení k jeho efektivní hodnotě) ≤ 9 .

- 1) Určení efektivní hodnoty frekvenčně vážených vibrací v jednotlivém směru a_{kwj}

$$a_{kwj} = \sqrt{\sum_i (w_{hi} a_{hi,j})^2}$$

kde:

w_{hi} je váhový činitel pro i -té třetinooktávové pásmo (tabulka s činiteli je součástí výše uvedené normy – str. 12-13)

a_{hj} efektivní hodnota zrychlení naměřená v i -tém třetinooktávovém pásmu v j -té ose akcelerometru, kde $j \in \{x; y; z\}$

- 2) Určení vážené efektivní hodnoty zrychlení

$$a_{wj} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a_{hwj}^2(t) dt}$$

Kde T je doba měření

- 3) Kombinace vibrací z více směrů v jednom bodu

$$a_v = \sqrt{k_x^2 a_{wx}^2 + k_y^2 a_{wy}^2 + k_z^2 a_{wz}^2}$$

Kde k_j jsou násobící činitele, které jsou dány výše uvedenou normou v části 7.2.3 resp. 8.2.2.1 resp. 8.3.3 pro vyhodnocení vlivu na zdraví resp. pohodlí resp. vnímání.

- 4) Kombinace vibrací z více než jednoho bodu- celková souhrnná hodnota vibrací

$$a_c = \sqrt{\sum_l a_{vl}^2}$$

kde l je index pro různé měřicí body

3.8.2 Metoda čtvrté mocniny dávky vibrací

Tato metoda je oproti základní citlivější na okamžité špičkové hodnoty frekvenčně váženého signálu zrychlení. V kroku 1) se užívá jiná váhová funkce než v případě základní metody. viz Tabulka 4. Str. 13-14 výše uvedené normy.

- 2b) určení Kvartové hodnoty dávky vibrací VDV

$$VDV_j = \sqrt[4]{\int_0^T a_{rwj}^4(t) dt}$$

Kroky 3) a 4) jsou již totožné jako u základní metody s tím rozdílem, že se a_{wj} formálně zamění VDV_j . Použití přídavných metody (metody čtvrté mocniny) bude důležité, pokud bude překročen poměr:

$$\frac{VDV_j}{a_{wj} T^{1/4}} = 1,75$$

Při hodnocení se užívá základní metoda hodnocení, v případě užití přídavné metody se uvádí obě hodnoty.

3.8.3 Vyhodnocení z hlediska vlivu na zdraví

Posouzení účinku vibrací se provádí nezávisle v každé ose akcelerometru na sedadle. Efektivní hodnotu frekvenčně váženého zrychlení v závislosti na době expozice těmto vibracím vyneseme do grafu směrného pásma ohrožení zdraví (viz příloha B v ČSN ISO 2631-1).

Pokud se vynesená hodnota nachází pod křivkou B.1 resp. B.2 (křivky určeny dle různých studií, pro náš případ uvažujeme křivku B.1) nebyly pro expozice odpovídající tomuto pásmu přesvědčivě zdokumentovány zdravotní účinky. V případě, že se hodnota nachází mezi křivkami B.1 nebo B.2 je doporučena opatrnost vzhledem ke zdravotním rizikům. Nad těmito pásy je zdravotní riziko pravděpodobné.

Pozn. Jelikož je nejvíce prozkoumána oblast časů expozic 4-8h (z důvodu zaměření normy na výkon práce při směně) je opět vhodné uvažovat pro objektivní vyhodnocení dobu celkové jízdy rovnu 8mi hodinám.

3.8.4 Vyhodnocení z hlediska vlivu na pohodlí

Kvantitativně popsat hodnotu pohodlí je velice obtížné, proto s ohledem na přílohu C výše uvedené normy lze za použití velikosti celkové souhrnné hodnoty vibrací a_c popsat pohodlnost jízdy. (viz příloha C.2.3 ČSN ISO 2631-1)

Nejsou nepohodlné	Trochu nepohodlné	Přijatelně nepohodlné	Nepohodlné	Velmi nepohodlné	Extrémně nepohodlné
$< 0,315 \text{ ms}^{-2}$	$(0,315 \text{ ms}^{-2}; 0,63 \text{ ms}^{-2})$	$(0,5 \text{ ms}^{-2}; 1 \text{ ms}^{-2})$	$(0,8 \text{ ms}^{-2}; 1,6 \text{ ms}^{-2})$	$(1,25 \text{ ms}^{-2}; 2,5 \text{ ms}^{-2})$	$< 2 \text{ ms}^{-2}$

Obr. 26 - Tabulka pohodlnosti jízdy [32]

Převzato z [32]

3.9 Měřicí aparatura

Pro získání provozních vibrací motocyklu bude použito celkem 4 akcelerometrů, jednoosý gyroskop a GPS pro zaznamenávání polohy.

3.9.1 Datalogger

Jeden akcelerometr (3osý, s rozsahem 0-6G), gyroskop a 20 Hz GPS jsou integrovány do data loggeru DL1 MK3 vyrobeného společností Race technology^[1].



Obr. 27 – data logger DL1 MK3

GPS

Optimalizováno pro aplikace do 4g

Akcelerometr

3 osý, garantovaný plný rozsah do 2 g, rozlišení 0.005g

Gyroskop

Jednoosý s maximální odchylkou 300 stupňů / sec.

Vibrace

Výrobce testován bezchybný provoz až při 25g, 50Hz sinusoidou po 5 minut (bez paměťové karty).

Teplota

Testováno výrobcem v rozsahu -20°C - 70°C

Převzato z [34]

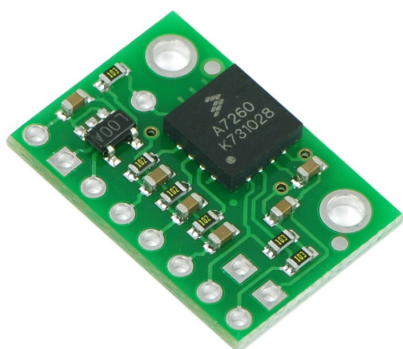
3.9.2 Akcelerometry – obecný princip

Základním prvkem akcelerometru je výřez z uměle polarizované piezoelektrické keramické hmoty, vykazující výrazný piezoelektrický jev. Podstatou tohoto jevu je vznik elektrického náboje na stěnách výřezu piezoelektrického materiálu při jeho mechanickém namáhání. Takto generovaný elektrický náboj je přímo úměrný velikosti mechanické síly, která na akcelerometr působí.

- **Citlivost** - Citlivost je jeden z nejdůležitějších parametrů akcelerometru. Ideální snímač by již při působení malé síly na piezoelektrický člen generoval co největší elektrický signál. Ovšem zde je třeba udělat první kompromis, neboť pro splnění tohoto požadavku je zapotřebí použít velký piezoelektrický člen, tím pádem akcelerometr bude poměrně těžký a rozměrný. Namísto použití velkého piezoelektrického členu je výhodnější použít předzesilovač signálu, ten umožní měření i slabých vibrací.
- **Hmotnost** - Při měření lehkých a křehkých konstrukcí je třeba uvažovat i vlastní hmotnost akcelerometru. Tato přídavná hmota může výrazně ovlivnit amplitudy a frekvence mechanických kmitů soustavy. Podle obecně platného pravidla nemá být hmotnost akcelerometru větší než 1/10 dynamické hmoty zkoumaného objektu.
- **Pracovní frekvenční rozsah** - Tento rozsah určuje, na jakém frekvenčním rozsahu měřených vibrací bude akcelerometr pracovat jako lineární měnič. Spodní hranice ve většině případů nebude činit problém- je značně menší než 1Hz. Horní hranice je dána vlastní frekvencí akcelerometru.

3.9.3 Akcelerometr MMA7260QT

Trojosý akcelerometr s možností nastavení pracovního rozsahu 1,5 – 6g, mimo jiné obsahuje regulátor pro napájení dalších komponent 3,3V. Přes VIN pin může být zařízení napájeno až 16V.



Obr. 28 - akcelerometr MMA7260QT

GS1	GS2	Range
ON	ON	$\pm 1.5\text{g}$
off	ON	$\pm 2\text{g}$
ON	off	$\pm 4\text{g}$
off	off	$\pm 6\text{g}$

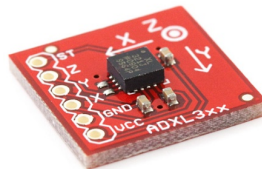
Obr. 21 - nastavování pracovního rozsahu pomocí jumperů

- Dimensions: 0.8" x 0.55" x 0.11" (without header pins)
- Operating voltage: 3.3-16V
- Supply current: 1.35mA
- Output format: 3 analog voltages (one signal for each axis)
- Output voltage range: 0-V_{cc} (0-3.3V for V_{IN} > 3.3V)
- Sensitivity range: ±1.5g, 2g, 4g, or 6g (selectable using pins GS1 and GS2; default is ±6g)
- Weight without header pins: 0.030oz (0.85g)

Převzato z [35]

3.9.4 Akcelerometr ADXL321 +/-18g

Dvouosý akcelerometr s pracovním rozsahem ± 18g. Může být napájen 2,4-5,25V. Rozměry akcelerometru jsou 18x18mm.



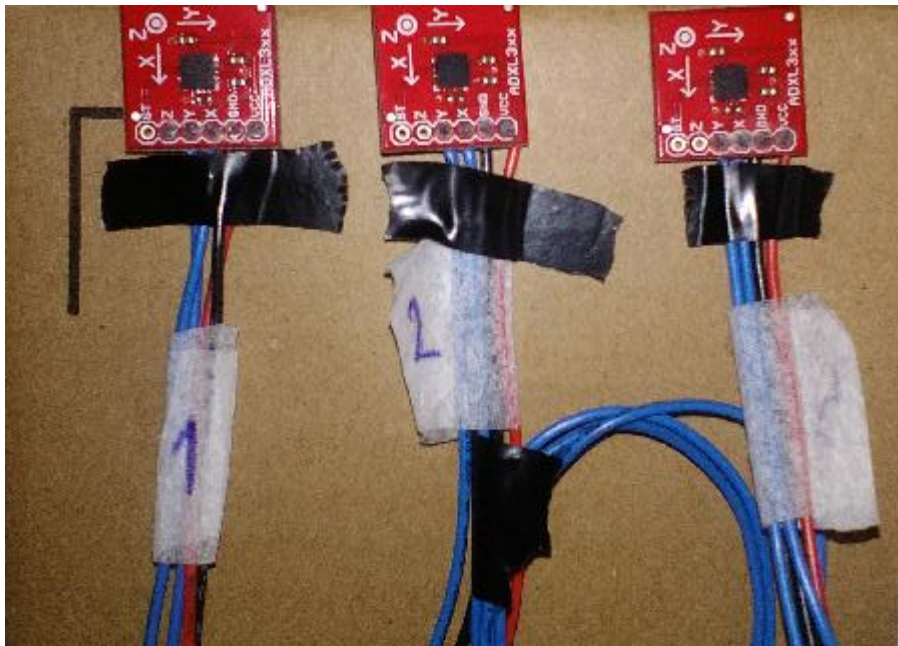
Obr. 29 - akcelerometr ADXL321 +/-18g

Parameter	Conditions	Min	Typ	Max	Unit
SENSOR INPUT	Each axis				
Measurement Range			±18		g
Nonlinearity	% of full scale		±0.2		%
Package Alignment Error			±1		Degrees
Alignment Error	X sensor to Y sensor		±0.1		Degrees
Cross Axis Sensitivity			±2		%
SENSITIVITY (RATIOMETRIC)²	Each axis				
Sensitivity at X _{OUT} , Y _{OUT}	V _S = 3 V	51	57	63	mV/g
Sensitivity Change due to Temperature ³	V _S = 3 V		0.01		%/°C
ZERO g BIAS LEVEL (RATIOMETRIC)	Each axis				
0 g Voltage at X _{OUT} , Y _{OUT}	V _S = 3 V	1.4	1.5	1.6	V
0 g Offset vs. Temperature			±2		mg/°C
NOISE PERFORMANCE					
Noise Density	@ 25°C		320		µg/√Hz rms
FREQUENCY RESPONSE⁴					
C _x , C _y Range ⁵		0.002		10	µF
R _{FLT} Tolerance			32 ± 15%		kΩ
Sensor Resonant Frequency			5.5		kHz
SELF-TEST⁶					
Logic Input Low			0.6		V
Logic Input High			2.4		V
ST Input Resistance to Ground			50		kΩ
Output Change at X _{OUT} , Y _{OUT}	Self-test 0 to 1		18		mV
OUTPUT AMPLIFIER					
Output Swing Low	No load		0.3		V
Output Swing High	No load		2.6		V
POWER SUPPLY					
Operating Voltage Range		2.4		6	V
Quiescent Supply Current			0.49		mA
Turn-On Time ⁷			20		ms
TEMPERATURE					
Operating Temperature Range		-20		+70	°C

Převzato z [36]

4. Testování a kalibrace měřicího systému

Použitý měřicí systém se skládá ze tří akcelerometrů ADXL321 +/-18g, dataloggeru DL1 MK3 a sekundárních komponent (vodiče, akumulátor, pojistky atp.). Cílem bylo seznámit se s chováním systému, zjištěním závislostí mezi výstupním napětím a měřeným zrychlením – kalibračními funkcemi a ověření důvěryhodnosti výstupních dat.



Obr. 30 – Akcelerometry 1., 2. a 3. Připravené na kalibrační měření

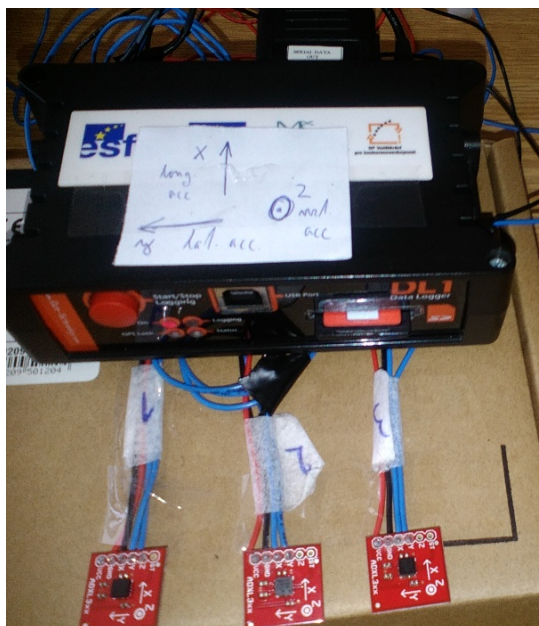
4.1 Testovací měření

Testovací měření slouží k ověření funkčnosti měřicího systému. Testování se skládalo ze dvou částí – první zaměřená na otestování snímačů samotných, druhá k ověření celého systému v terénních podmínkách.

První část měření probíhala tak, že osy všech komponent měřicího systému byly shodně orientovány a umístěny tak, aby vůči sobě v průběhu měření nemohly samovolně měnit polohu. Následně byl celý systém orientován tak, aby gravitační zrychlení po zhruba 5s působilo ve směru Z (čili na osy X a Y nepůsobí žádné zrychlení), poté 5s ve směru $-X$, následně $+X$, následně $-Y$, $+Y$ a nakonec opět ve směru Z. Cílem této části je ověřit funkčnost snímačů a určit funkce pro převod výstupního napětí na reprezentaci jednotkami zrychlení.

Zapojení externích senzorů bylo následující:

- | | |
|-----------------|-------------------|
| Akcelerometr 1. | osa X – analog 2 |
| | osa Y – analog 3 |
| Akcelerometr 2. | osa Y – analog 7 |
| Akcelerometr 3. | osa X – analog 10 |
| | osa Y – analog 11 |



Obr. 31 – měřící systém pro určení kalibračních funkcí

4.2 Část 1. - kalibrační měření jednotlivých akcelerometrů

Akcelerometry byly jednotlivě připojeny k dataloggeru a následně orientovány tak, aby gravitační zrychlení po zhruba 5s působilo ve směru Z (čili na osy X a Y nepůsobí žádné zrychlení), poté 5s ve směru $-X$, následně $+X$, následně $-Y$, $+Y$ a nakonec opět ve směru Z. Tímto se pro každý výstupní signál získaly 3 referenční body, které nám definují lineární závislost mezi napětím a zrychlením. Naměřené body pro 0,-G a +G byly užitím metody nejmenších čtverců proloženy přímkou, čímž jsme možnost převádět naměřené napětí na zrychlení v oblasti, kde akcelerometr pracuje lineárně (pracovní rozsah 0-18G). Tyto referenční body a vypočtené křivky jsou zobrazeny na následující stránce.

Kalibrační funkce:

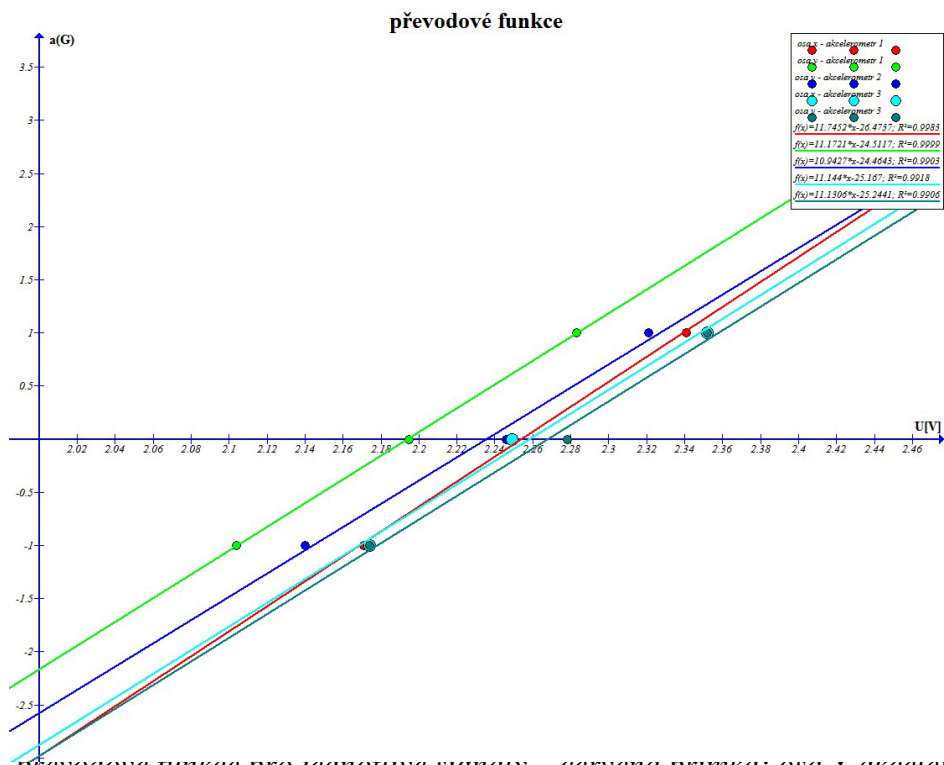
$$f_{1x}(x) = 11.74519829x - 26.47367694$$

$$f_{1y}(x) = 11.1721x - 24.5117$$

$$f_{2y}(x) = 10.9427x - 24.4643$$

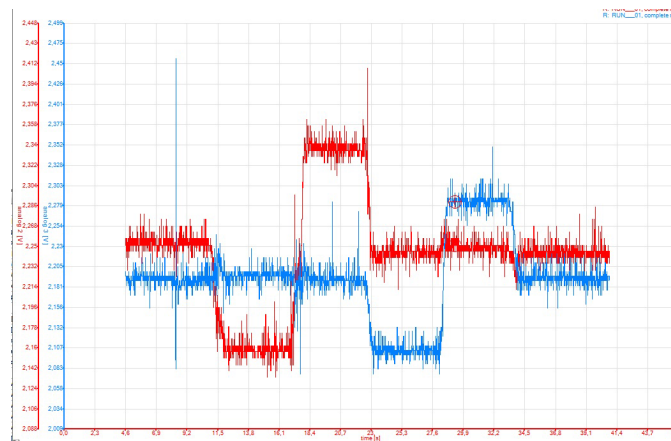
$$f_{3x}(x) = 11.144x - 25.167$$

$$f_{3y}(x) = 11.1306x - 25.2441$$



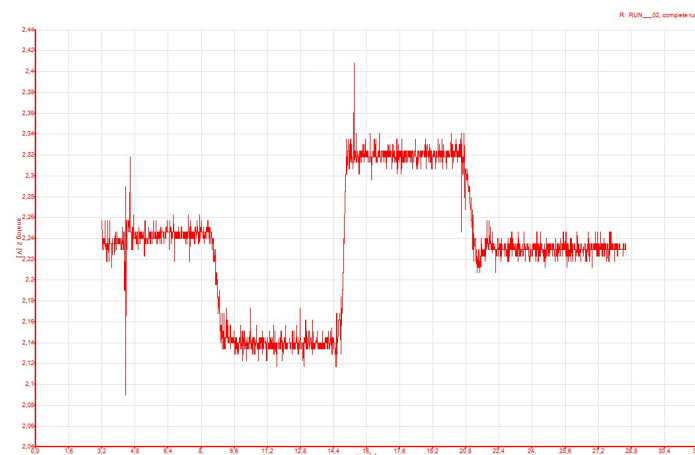
Obr. 32 – převodové funkce pro jeptonivé signály – červená přímka: osa X akcelerometr 1.; zelená přímka: osa Y akcelerometr 1.; modrá přímka: osa Y akcelerometr 2.; tyrkysová přímka: osa X akcelerometr 3.; tmavě zelená přímka: osa Y akcelerometr 3.

4.2.1 Akcelerometr 1.



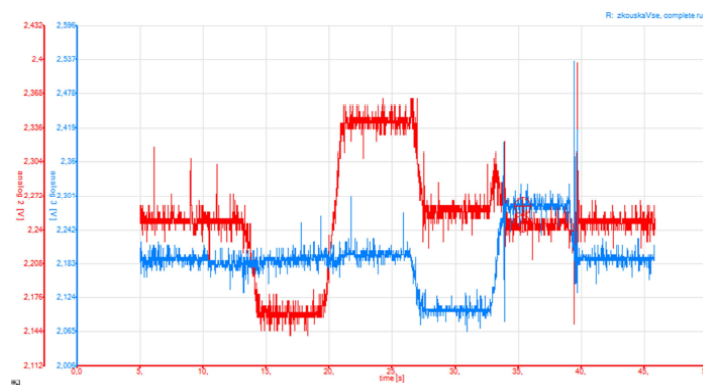
Obr. 33 - Původní signál kalibračního měření - červená osa X, modrá osa Y

4.2.2 Akcelerometr 2.



Obr. 34 – původní signál kalibračního měření – osa Y

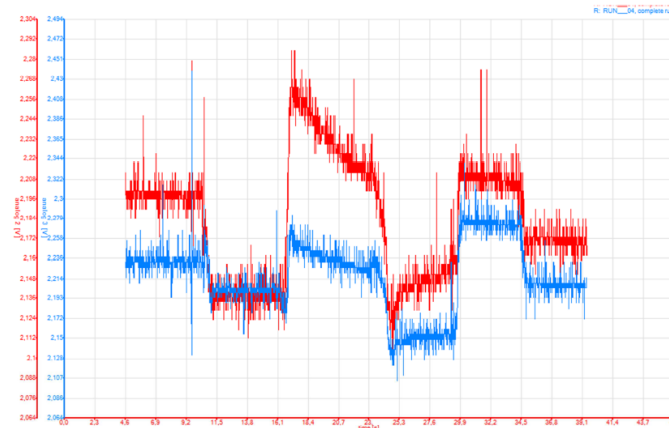
4.2.3 Akcelerometr 3.



Obr. 35 – původní signál kalibračního měření – červená osa X, modrá osa Y

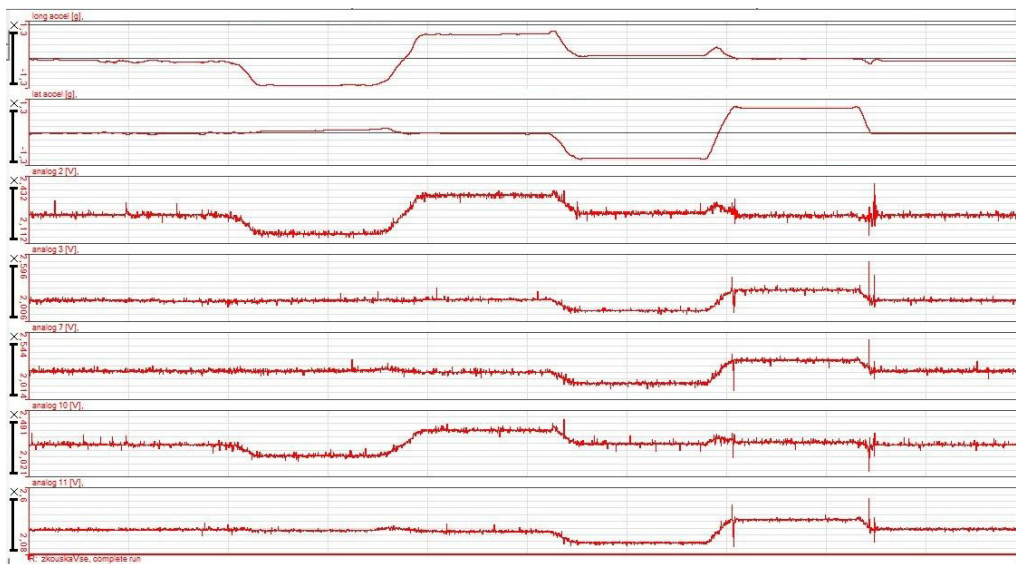
4.2.4 Akcelerometr 4.

Tento akcelerometr byl s největší pravděpodobností poškozen ve výrobě nebo při přepravě. Při pájení vodičů se postupovalo stejně jako u ostatních akcelerometrů a akcelerometr samotný nenese žádné viditelné známky poškození. Přesto, jak z níže uvedených grafů vyplývá, vykazuje nestandardní chování a je proto pro praktické měření nepoužitelný. Signál z osy X (analog 2.- červený) nerespektuje natočení vůči působení gravitačního zrychlení a signál z osy Y vykazuje v místech, kde by měl být poměrně ustálený, značnou výchylku a navíc napětí v těchto konstantních úsecích značně klesá.



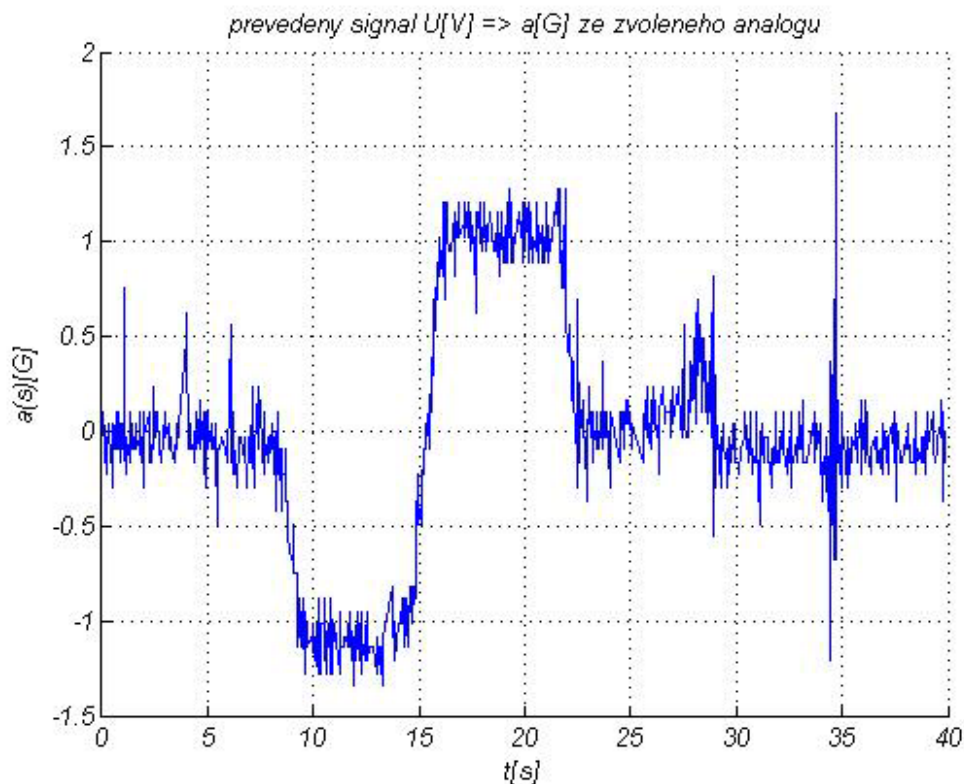
Obr. 36 – původní signál kalibračního měření – červená osa X, modrá osa Y

4.2.5 Vyhodnocení části 1.



Obr. 37 – První signál zobrazuje zrychlení integrovaného akcelerometru dataloggeru ve směru X, druhý ve směru Y, třetí odpovídá ose X akcelerometru 1., čtvrtý ose Y akcelerometru 1., pátý ose X akcelerometru 3. a poslední ose Y akcelerometru 3.

Výsledky kalibračního měření po úpravě signálu v programu č. 1. vytvořeném v SW Matlab jsou zobrazeny v příloze 3., níže je zobrazen převážený signál osy X akcelerometru 1.



Obr. 38 – převážený signál analog 2 (akcelerometr 1 – osa X)

4.3 Část 2. – testování systému na elektromotocyklu

Pro testování celého systému byl zvolen elektromotocykl (zkonstruovaný na katedře konstruování, FST, ZČU) z důvodu jeho snadné manipulace v laboratorních prostorách (žádné emise, tedy laboratorní prostory nebylo nutno odvětrávat). V této části byl testován měřicí systém jako celek, jeho odolnost na jízdu mimo pozemní komunikace, povětrnostním vlivům a celková spolehlivost. Dále bylo ověřeno, že úprava systému pro měření mimo laboratorní prostory neovlivní věrohodnost získaných dat. Snímače byly z důvodu ochrany před poškozením uloženy do pouzder vyplněných polystyrenem, dále vodiče byly pro usnadnění manipulace a možnosti snadno měnit snímače opatřena konektory.

Na motocykl byl upevněn Akcelerometr 1. a akcelerometr 2., datalogger a baterie byly umístěny v batohu, který měl jezdec na zádech (rozměry elektromotocyklu neumožňovali montáž na zadní část sedla). Akcelerometr 1. byl umístěn na spodní straně předního tlumiče, čili na přední neodpružené hmotě. Byl orientován tak, že jeho osa Y byla totožná s osou předních tlumičů. Akcelerometr 2. byl naopak umístěn na kyvné vidlici vedle místa uchycení zadního tlumiče a jeho osa Y byla souhlasně zorientována s osou tohoto tlumiče.

Testovací jízdy byly prováděny na severním parkovišti u FST.



Obr. 39 – akcelerometr 1.



Obr. 40 – akcelerometr 2.



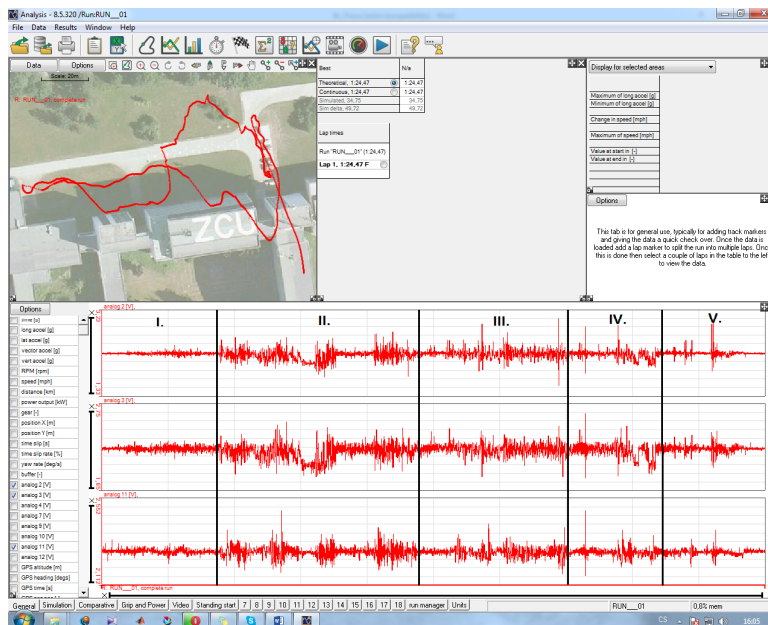
Obr. 41 – elektromotocykl s měřícím systémem

4.3.1 Vyhodnocení části 2.

Testovací jízda byla rozdělena do 5. částí:

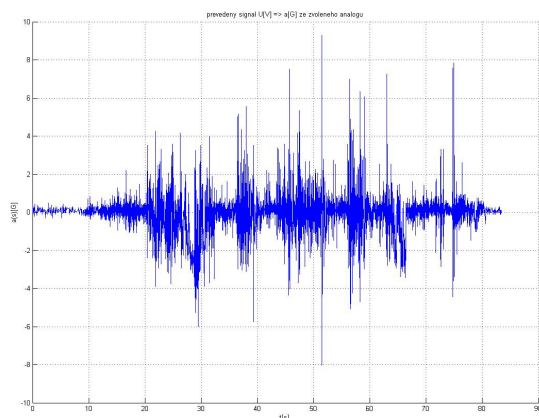
- Část I. : jízda po dlážděné silnici
- Část II. : přejíždění betonových žlabů
- Část III. : jízda mimo vozovku
- Část IV. : přejezd prahu a seskok předním kolem z obrubníku
- Část V. : jízda po dlážděné silnici a zastavení

Níže jsou zobrazena ukázka dat, naměřených v průběhu testovací jízdy 1. Signál analog2 je signálem osy X akcelerometru 1., analog3 je signálem osy Y téhož akcelerometru a analog11 je signál osy Y akcelerometru 2.

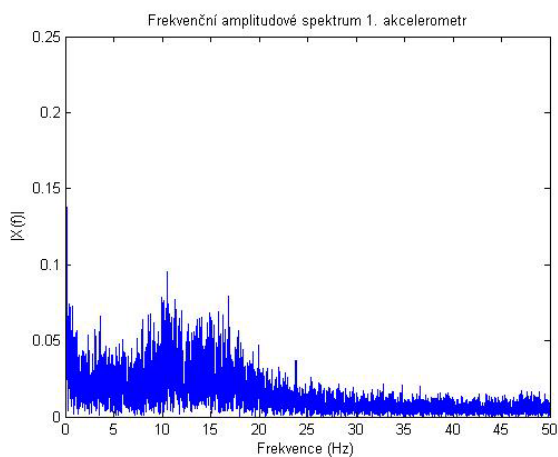


.Obr. 42 – záznam testovací jízdy

Na Obr. 43 je zobrazen signál z analog 2 a na Obr. 44 jeho frekvenční amplitudové spektrum.



Obr. 43 – zrychlení osy X akcelerometru 1



Obr. 44 – frekvenční amplitudové spektrum – akcelerometr 1. osa X

Veškeré změřené signály a jejich frekvenční spektra jsou zobrazeny v příloze 4.

4.4 Závěr testování měřícího systému:

Pro měření měly být použity 4 akcelerometry typu ADXL321 +/-18g. Snímače byly očíslovány 1. – 4. pro snazší určení příslušných kalibračních funkcí. Bohužel 2 z akcelerometrů vykazují různé závady, jeden měří pouze v jedné ose (akcelerometr 2.) a

poslední (akcelerometr 4.) reaguje na změnu zrychlení v jedné ose změnou napětí na obou výstupech. Z důvodu nefunkčnosti záložního akcelerometru 4. byla prozkoumána možnost měřit dalším dostupným akcelerometrem MMA7260QT.

Kalibrační měření všech akcelerometrů probíhalo stejně, nejprve byla naměřena hodnota odpovídající měřenému nulovému zrychlení v obou osách, následně byl akcelerometr otáčen tak, aby chom naměřili na každé ose nejprve zrychlení $-g$, pak $+g$ (nejprve pro osu X, následně pro Y).

Jak je vidět u výše zobrazeného výstupu z akcelerometru 4. (*Obr. 36*) obě osy reagují současně, přestože by neměly. Tento akcelerometr je tedy pro praktické měření nepoužitelný.

Akcelerometr 2. funguje pouze v jedné ose, což vzhledem k původnímu záměru použít vektorový součet obou os pro zvýšení rozsahu akcelerometru nás limituje pouze v možnosti měření do 18g namísto možného 25,45 g. Poškození pro osu X bylo způsobeno pravděpodobně přehřátím při pájení, neboť na akcelerometru je vidět opálení desky v okolí vodiče u výstupu pro osu X.

Akcelerometry 1. a 3. fungují bez problémů.

Vyhodnocením testovacího měření se ověřila korektnost výstupů ze všech senzorů (integrovaných i externích). V předem určených časech je na odpovídajících osách patrná změna zrychlení $\pm g$ odpovídající změnám orientace měřícího systému vůči zemské gravitaci. Rovněž se ověřila správnost vypočítaných kalibračních funkcí – z externích senzorů se po přepočtu získaly hodnoty odpovídající velikosti 1g s přesností na nejméně 93%.

Detailním rozbořením signálu z testovací jízdy se prokázala plná funkčnost měřícího systému, nicméně vyvstanula otázka dostatečné vzorkovací frekvence pro popsání prvotního rázu při skoku kola (sjetí obrubníku). Tento nedostatek je detailněji prozkoumán v části *Analýza možnosti povzorkování rázů*. Pro popis pomalejších dějů (na odpružené hmotě) je vzorkovací frekvence dostatečná. Uložení senzorů ani úprava vodičů neovlivňují přesnost měření.

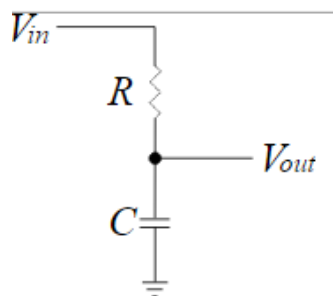
Dále zpracováním dat v programu pro převod signálu z napětí na zrychlení a následné vyhodnocení v programu vyhodnocujícím data dle normy ČSN ISO 2631 se ověřila funkčnost těchto programů i správnost vyhodnocení.

4.5 Analýza možnosti podvzorkování rázů

Pro určení, zda je měřící systém vhodný pro měření rázů, kterým jsou vystaveny netlumené hmoty, je nutné zjistit průměrnou dobu trvání těchto rázů. Průměrná doba trvání 0,025s (viz [38]). Maximální vzorkovací frekvence je 100Hz, tedy průměrný ráz jsme schopni popsat pouze dvěma vzorky, tedy měřící systém v současné konfiguraci je pro popis rázových jevů na netlumené hmotě nevyhovující.

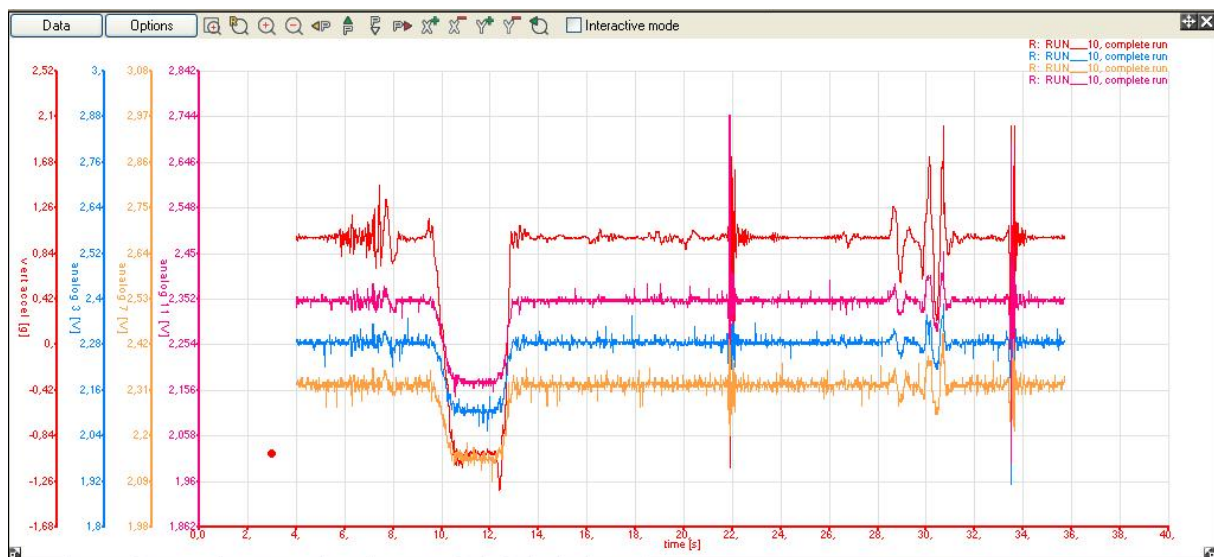
Zvýšení šířky pásma akcelerometrů ADXL321 lze provést změnou kapacitorů v obvodu (viz následující tabulka).

Bandwidth (Hz)	Capacitor (μF)
1	4.7
10	0.47
50	0.10
100	0.05
200	0.027
500	0.01



Obr. 45 – schéma obvodu low – pass filtru

Bohužel vzorkovací frekvence 100Hz dataloggeru DL1 MK3 je nejvyšší možná.



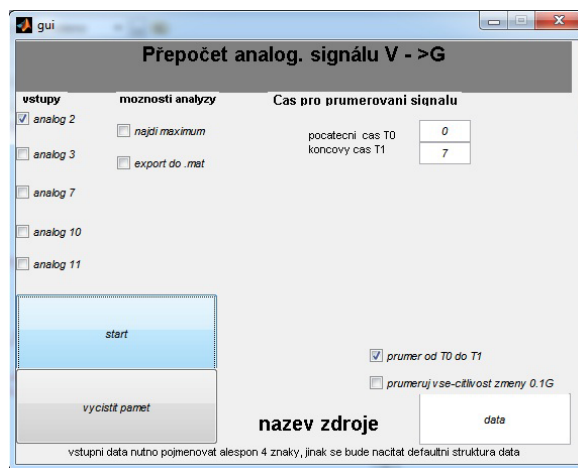
Obr. 46 – výstupní signály při testování dostatečnosti vzorkování

Převzato z [36]

4.6 Popis programů vytvořených pro vyhodnocování dat

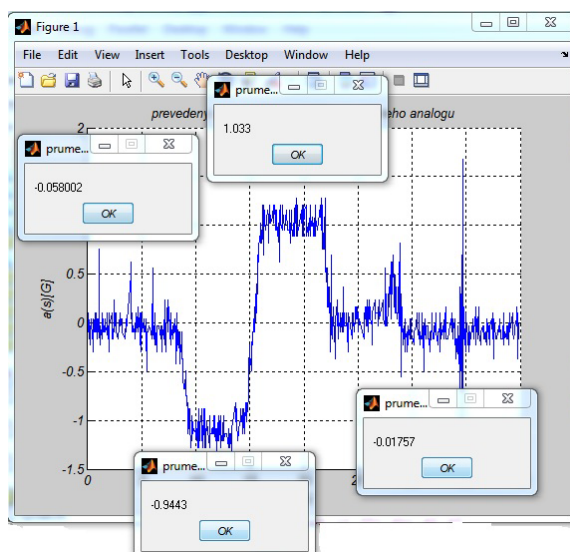
4.6.1 Program č. 1 – Zpracování digitálního signálu ze snímačů

Pro snazší práci se signály bylo vytvořeno grafické uživatelské rozhraní (GUI) v software Matlab, které poslouží jako základ při programování dalších funkcí potřebných pro analýzu a práci se signály z reálného měření.



Obr. 47 – ukázka GUI

Hlavní funkcí programu je převod naměřených dat z hodnot napětí na jednotky zrychlení (g) podle převodových funkcí určených v 3.2 Část 1. - kalibrační měření jednotlivých akcelerometrů. Mezi další funkce patří různé jednoduché nástroje, které sloužili především pro ověřování funkčnosti snímačů a odladění programu. Jsou to například: funkce hledající maximum zrychlení zvolených signálů, určení průměrné hodnoty zvolených signálů mezi zadanými časy T_0 a T_1 a v neposlední řadě vykreslení průběhu signálu a export převáženého signálu do datového typu *.mat*, který louží jako vstupní datový soubor programů dále zpracovávajících data dle metodiky norem ČSN ISO 2631 a ČSN EN ISO 5349.



Obr. 48 – ukázka grafického výstupu (signál z analog 2) – zobrazení průběhu převáženého signálu s vypočtenými průměrnými hodnotami v po částech konstantních úsecích

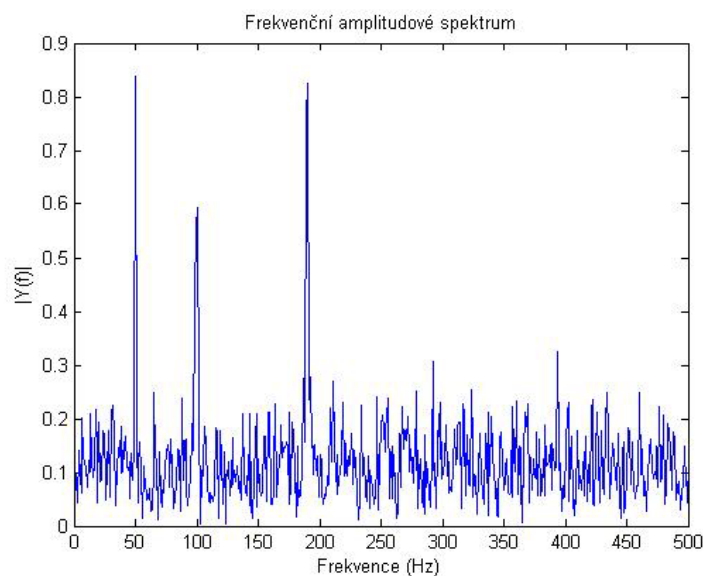
4.6.2 Program č. 2 – Vyhodnocení dat dle normy ČSN ISO 2631

Tento program zpracovává data z předchozího programu dle postupu uvedeného v části *Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN ISO 2631* této práce (str. -). Data naměřená na jednotlivých osách snímačů umístěných na sedle a stupače jsou použitím FFT algoritmu převedena do frekvenčního spektra, statisticky zpracována a následně je provedeno vyhodnocení dle normy ČSN ISO 2631 – z hlediska vlivu na zdraví a pohodlí. Výstupem programu jsou frekvenční spektra signálů z jednotlivých os, celková souhrnná hodnota vibrací pro porovnání mezními hodnotami pro vyhodnocení vlivu na pohodlí a_c , efektivní hodnoty frekvenčně vážených vibrací v jednotlivých směrech a_{hwj} a hodnotu kontrolního činitele výkmitu.

Správná funkce FFT algoritmu byla otestována pomocí vstupního signálu složeného ze tří funkcí sinus a náhodného šumu:

$$x = 0.7 * \sin(2 * \pi * 50 * t) + \sin(2 * \pi * 100 * t) + \sin(2 * \pi * 190 * t);$$

$$y = x + 2 * \text{randn}(\text{size}(t));$$



Obr. 49 – výstup FFT algoritmu za použití testovacího signálu $y(t)$

Z výše zobrazeného frekvenčního spektra vyplývá, že FFT algoritmus funguje korektně, ve spektru jsou jasně patrné vlastní frekvence odpovídající frekvencím funkcí sinus, které byly použity pro generaci vstupních dat.

Ukázka výstupu programu 2.:

```
vliv na zdraví
ahwj1 =
0.5688  0.5484
ahwj2 =
0.5613  0.5696
-----
```

```

vliv na pohodli
ac =
1.5738
nepohodlné
velmi nepohodlné
-----
kontrolni cinitel (musi byt < 9)
ok =
1
cinitel1 =
1.2290 1.2432
cinitel2 =
1.2374 1.2363

```

4.6.3 Program č. 3 – Vyhodnocení dat dle normy ČSN EN ISO 5349

Tento program zpracovává data z předchozího programu dle postupu uvedeného v části *Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN EN ISO 5349* této práce (str. -). Data naměřená na jednotlivých osách snímače umístěného na řídítkách jsou obdobně jako v předchozím případě použitím FFT algoritmu převedena do frekvenčního spektra, statisticky zpracována a následně je provedeno vyhodnocení dle metodiky normy ČSN ISO 5349. Výstupem jsou efektivní hodnoty frekvenčně vážených vibrací v jednotlivých směrech, frekvenční spektra každé osy akcelerometru pro každé měření (volnoběh, 50km/h, 90 km/h, akcelerace) a celková denní expozice A(8). Tato veličina může sloužit jako reference pro srovnání různých motocyklů, neboť doslovné vyhodnocení dle normy není relevantní.

Ukázka výstupu programu 3. :

```

ahwj1 =
0.0913 0.0639
ahwj2 =
0.0913 0.0639
ahwj3 =
0.0913 0.0639
ahwj4 =
0.0913 0.0639
A8 =
0.0737

```

5. Měření expozice jezdce vibracím na testovacím okruhu

Z důvodu nedostatečné vzorkovací frekvence záznamového zařízení není možné provést měření vibrační řídky a vzorkovací frekvence nepostačuje ani na průkazný popis pohybu netlumených hmot. Proto bylo následující měření zaměřeno na určení expozice jezdce celkovým vibracím (viz *Popis měření a analýza výsledků měření dle normy ČSN ISO 2631*).

5.1 Popis testovací trasy

Testovací trasa byla vybrána tak, aby vhodně reprezentovala pozemní komunikace a terén, pro kterých se předpokládá použití enduro motocyklu ve střední Evropě. Celková délka trasy byla 12,6km a trasa se skládala z jízdy po obci (3km = 23,8%; červená barva), jízdu po silnici 2. a 3. třídy (2,8km = 22,2%; fialová barva), jízdu v terénu (0,6km = 4,6%; oranžová barva), po nezpevněných cestách (2,1km = 16,7%; zelená barva) a po silnici 1. třídy (4,1km = 32,5%; modrá barva).



Obr. 50 – mapa testovací trasy

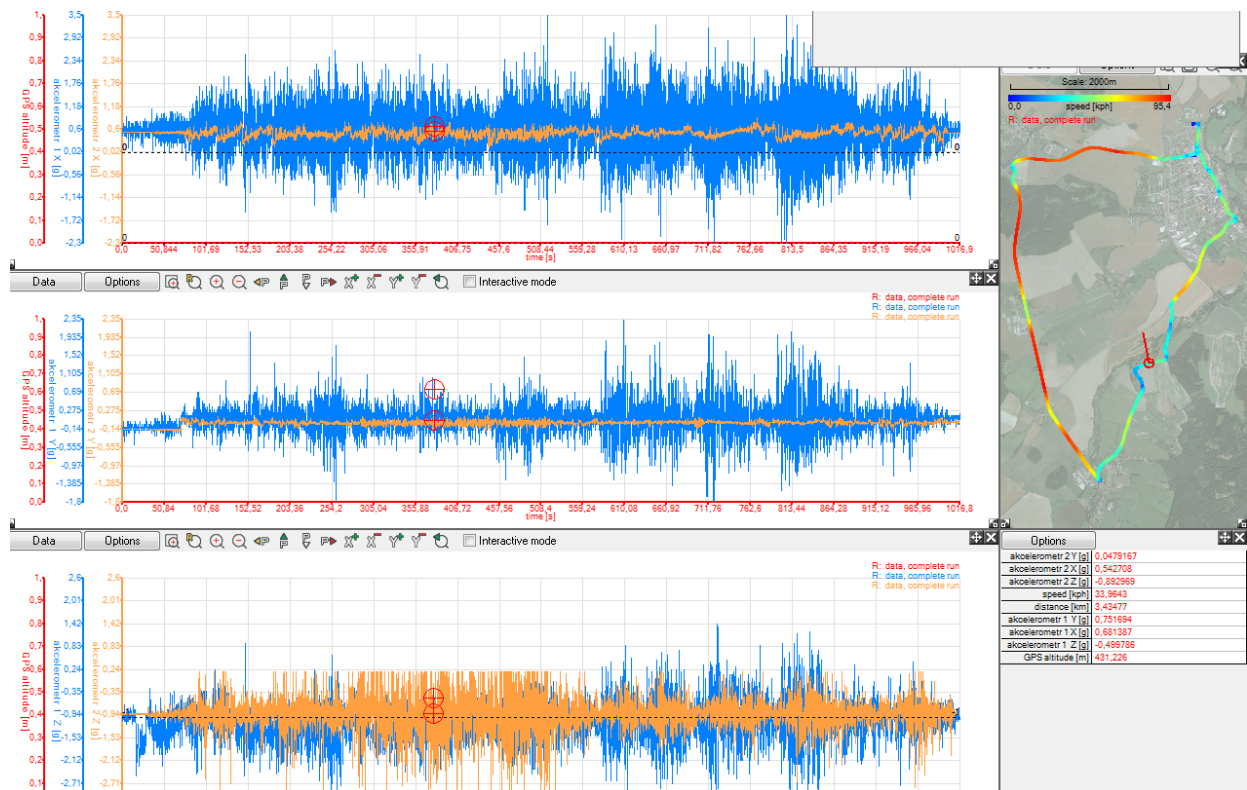
5.2 Popis měřicího systému

Pro účely tohoto měření byly použity celkem tři akcelerometry – akcelerometr 1. a 2. na stupačkách a akcelerometr integrovaný do dataloggeru na sedačce. Orientace akcelerometrů byla zvolena souhlasně s orientací uvedené na *Obr. 25*.

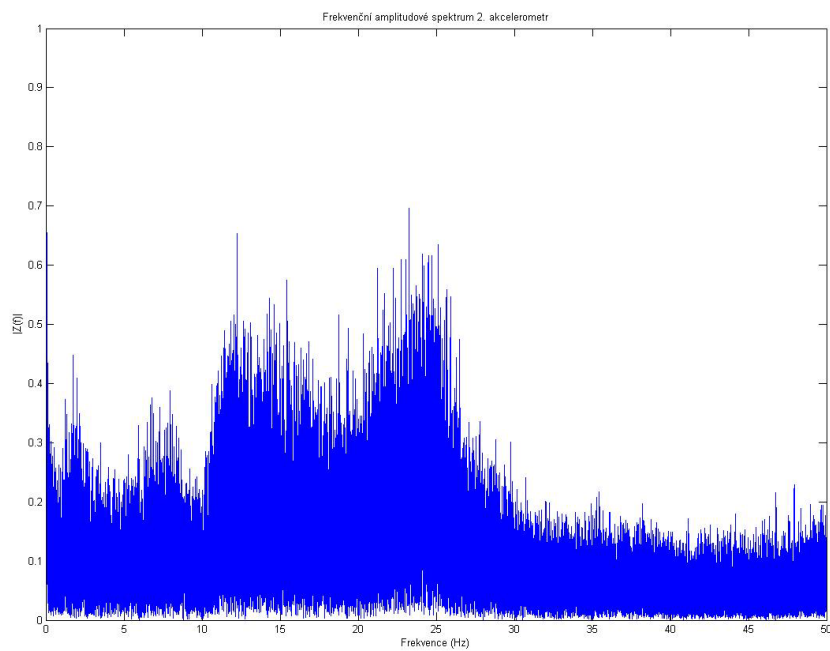


Obr. 51 – detailní pohledy na upevnění snímačů

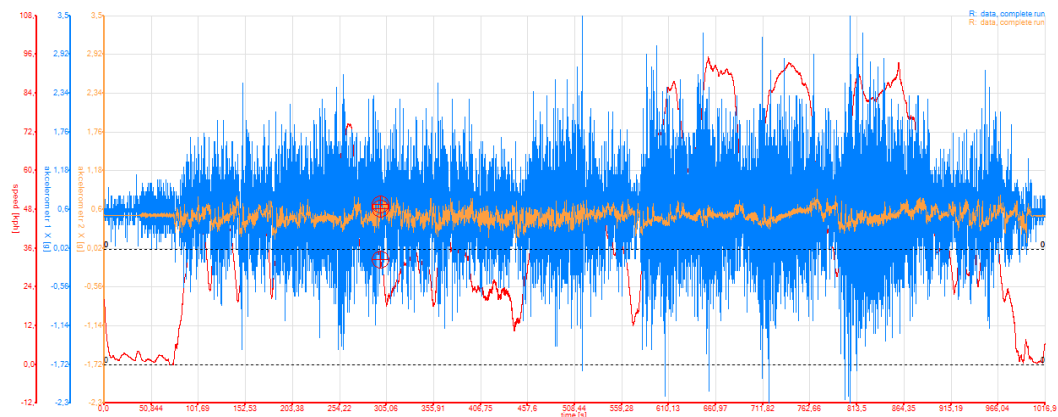
5.3 Výsledky



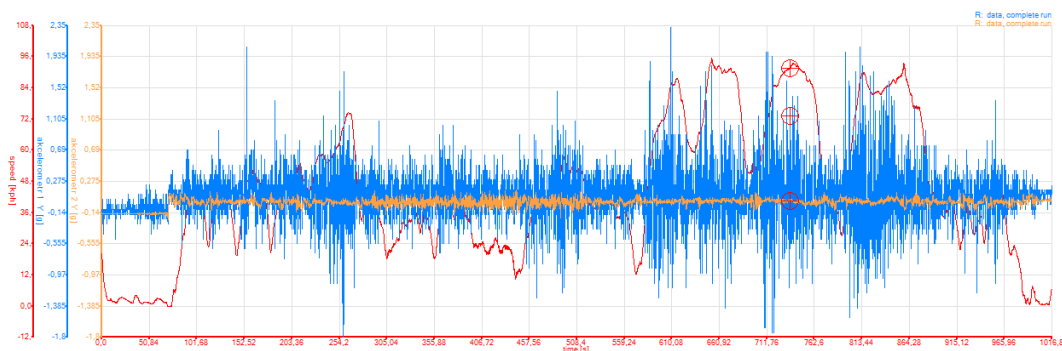
Obr. 52 – výsledky měření – modře zrychlení pro jednotlivé osy akcelerometrů na stupačkách, oranžově pro akcelerometr na sedačce, barevná škála na trase zobrazuje rychlost



Obr. 53 – frekvenční amplitudové spektrum osy Z akcelerometru 2.



Obr. 54 – zrychlení na osách X a závislost na rychlosti



Obr. 55 – zrychlení na osách Y a závislost na rychlosti

Kompletní zobrazení naměřených dat a jejich frekvenčních spekter lze nalézt v příloze 5.

5.3.1 Vyhodnocení programem č. 2

vliv na zdraví

ahwj1 = 0.1247 0.2387 0.2303

ahwj2 = 0.0492 0.0864 0.1661

vliv na pohodlí

ac = 0.4921

trochu nepohodlné

kontrolní cinitel (musí být < 9)

ok = 1

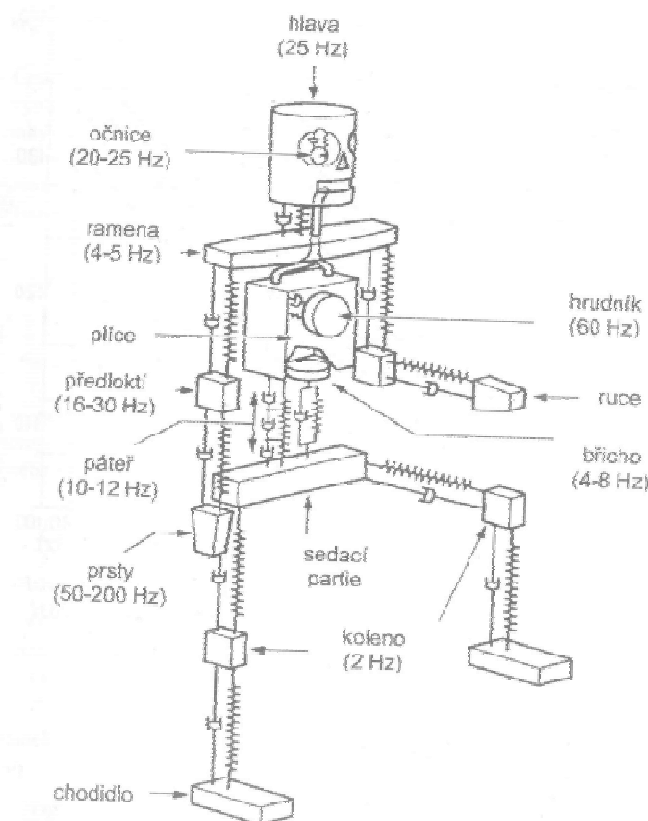
5.3.2 Vyhodnocení výsledků měření na zvolené trase

Vliv na zdraví jezdce se ukázal jako nevýznamný i při expozici 24h denně, neboť všechny hodnoty $A_{hwj} < 0.25$ (viz příloha B v ČSN ISO 2631-1). Hodnota A_c se pohybuje u horní meze intervalu „trochu nepohodlné“. Jelikož použitý měřicí systém účinně vyhodnocuje pouze do frekvencí 50 Hz, přičemž norma ČSN ISO 2631 si žádá vyhodnocení vibrací do 80 Hz. Vibrace vyšších frekvencí, jež nebyly uvažovány, jsou při vyhodnocování vlivu na zdraví a pohodlí značně potlačeny váhovým filtrem, tudíž lze získané výsledky považovat alespoň za orientační.

Z Obr. 52-55 plyne, že vibrace motoru se na sedadlo přenášejí daleko hůře než na stupačky. Při buzení od nerovného povrchu (terén) amplituda vibrací sedadla roste až k hodnotám vibrací stupaček (Obr. 52). To je způsobeno na jedné straně větším buzením, než jsou vibrace motoru (které se utlumí materiálem sedadla) ale také jezdec většinou při jízdě v terénu stojí na stupačkách celou vahou a sedlo je nezatížené, tedy méně tuhé. Dále lze z Obr. 54-55 snadno vyčíst závislost mezi otáčkami motocyklu (rychlostí) a velikostí vibrací stupaček. Z toho plyne, že vibrace naměřené na sedadle lze považovat za vibrace vybuzené především působením terénu. Tento předpoklad je podpořen dalšími výstupy uvedenými v příloze 5., kdy kromě nízkofrekvenční složky, kterou lze vysvětlit nakláněním motocyklu, se ve frekvenčním spektru objevují pravidelně se opakující peaky, které s největší pravděpodobností jsou projevem dynamiky pohybu motocyklu během jízdy.

5.3.3 Alternativní použití frekvenčních spekter

Dále lze získaná frekvenční spektra využít k posouzení přímého vlivu na jednotlivé části lidského těla díky následujícímu obrázku:



Obr. 56 – model a vlastní frekvence lidského těla [37]

Z frekvenčních amplitudových spekter (viz Příloha 5.) jsou poměrně patrné špičky vibrací odpovídající 2, 7, 12 a 24 Hz naměřených na sedadle, tudíž lze předpokládat negativní dopad na oblast páteře a břicha. Ze spekter naměřených na stupačkách nelze jednoznačně říci, kde se nachází špičky vibrací, ale lze předpokládat zvýšené vibrace o frekvenci 2 Hz (koleno).

6. Závěr:

Cílem této práce bylo zmapovat možnosti měření veličin popisujících dynamiku enduro motocyklu při provozu za pomoci běžně dostupné a cenově přijatelné aparatury určené pro robotiku a automotive aplikace. Podařilo se najít vhodné akcelerometry ADXL321, nicméně se ukázalo, že v tovární konfiguraci je měřicí pásmo snímače využito jen částečně a bude třeba odborná náhrada kapacitoru v obvodu pro odstranění tohoto nedostatku. Pro záznam dat byl zvolen datalogger DL1 MK3 z důvodu jeho dostupnosti na KKS, možnosti připojení množství externích senzorů, robustnosti a garantovanému bezproblémovému chodu i při vystavení rázům a vibracím. Bohužel se ukázalo, že maximální vzorkovací frekvence (100Hz), které je datalogger schopen dosáhnout nedostačuje k plnohodnotnému popisu rychlých dějů na netlumených hmotách motocyklu. Datalogger najde uplatnění především v aplikacích analyzujících data z řídicí jednotky vozidla doplněné o snímače pomaleji se měnících veličin díky rychlému zpracování dat v SW dodávaném společně se zařízením, nicméně pro popis jízdní dynamiky bude nutné vyvinout zápisové zařízení, které bude schopno vzorkovat data rychlostí alespoň 500Hz.

Závěr řešerše v oblasti konstrukce enduro motocyklů:

Výsledky řešerše jsou popsány na konci první části tohoto dokumentu.

Závěr testování měřicího systému:

Pro měření měly být použity 4 akcelerometry typu ADXL321 +/-18g. Snímače byly očíslovány 1. – 4. pro snazší určení příslušných kalibračních funkcí. Bohužel 2 z akcelerometrů vykazují různé závady, jeden měří pouze v jedné ose (akcelerometr 2.) a poslední (akcelerometr 4.) reaguje na změnu zrychlení v jedné ose změnou napětí na obou výstupech. Z důvodu nefunkčnosti záložního akcelerometru 4. byla prozkoumána možnost měřit dalším dostupným akcelerometrem MMA7260QT.

Akcelerometry 1. a 3. fungují bez problémů.

Vyhodnocením testovacího měření se ověřila korektnost výstupů ze všech senzorů (integrováných i externích). V předem určených časech je na odpovídajících osách patrná změna zrychlení +-g odpovídající změnám orientace měřicího systému vůči zemské gravitaci. Rovněž se ověřila správnost vypočítaných kalibračních funkcí – z externích senzorů se po přepočtu získaly hodnoty odpovídající velikosti 1g s přesností na nejméně 93%.

Detailním rozborem signálu z testovací jízdy se prokázala plná funkčnost měřicího systému, nicméně vyvstanula otázka dostatečné vzorkovací frekvence pro popsání prvotního rázu při skoku kola (sjetí obrubníku). Tento nedostatek je detailněji prozkoumán v části *Analýza možnosti povzorkování rázů*. Pro popis pomalejších dějů (na odpružené hmotě) je vzorkovací frekvence dostatečná. Uložení senzorů ani úprava vodičů neovlivňují přesnost měření.

Dále zpracováním dat v programu pro převod signálu z napětí na zrychlení a následné vyhodnocení v programu vyhodnocujícím data dle normy ČSN ISO 2631 se ověřila funkčnost těchto programů i správnost vyhodnocení.

Závěr měření na zvolené trase:

Vliv na zdraví jezdce se ukázal jako nevýznamný i při expozici 24h denně, neboť všechny hodnoty $A_{hwj} < 0.25$ (viz příloha B v ČSN ISO 2631-1). Hodnota A_c se pohybuje u horní meze intervalu „trochu nepohodlné“. Jelikož použitý měřicí systém účinně vyhodnocuje pouze do frekvencí 50 Hz, přičemž norma ČSN ISO 2631 si žádá vyhodnocení vibrací do 80 Hz, vibrace vyšších frekvencí, jež nebyly uvažovány, jsou při uvažování vlivu na zdraví a pohodlí značně potlačeny váhovým filtrem, tudíž lze získané výsledky považovat alespoň za orientační.

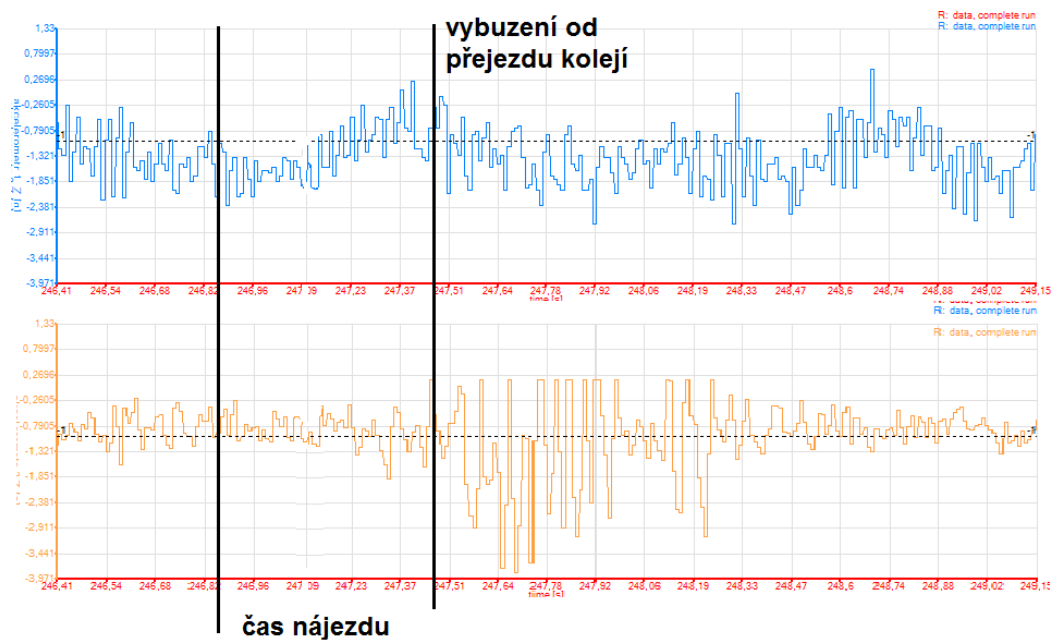
Z Obr. 52-55 plyne, že vibrace motoru se na sedadlo přenášejí daleko hůře než na stupačky. Při buzení od nerovného povrchu (terén) amplituda vibrací sedadla roste až k hodnotám vibrací stupaček (Obr. 52). To je způsobeno na jedné straně větším buzením, než jsou vibrace motoru (které se utlumí materiálem sedadla) ale také jezdec většinou při jízdě v terénu stojí na stupačkách celou vahou a sedlo je nezatížené, tedy méně tuhé. Dále lze z Obr. 54-55 snadno vyčíst závislost mezi otáčkami motocyklu (rychlostí) a velikostí vibrací stupaček. Z toho plyne, že vibrace naměřené na sedadle lze považovat za vibrace vybuzené především působením terénu. Tento předpoklad je podpořen dalšími výstupy uvedenými v příloze 5., kdy kromě nízkofrekvenční složky, kterou lze vysvětlit nakláněním motocyklu, se ve frekvenčním spektru objevují pravidelně se opakující peaky, které s největší pravděpodobností jsou projevem dynamiky pohybu motocyklu během jízdy.

Z frekvenčních amplitudových spekter (viz Příloha 5.) jsou poměrně patrné špičky vibrací odpovídající 2, 7, 12 a 24 Hz naměřených na sedadle, tudíž lze předpokládat negativní dopad na oblast páteře a břicha. Ze spekter naměřených na stupačkách nelze jednoznačně říci, kde se nachází špičky vibrací, ale lze předpokládat zvýšené vibrace o frekvenci 2 Hz (koleno).

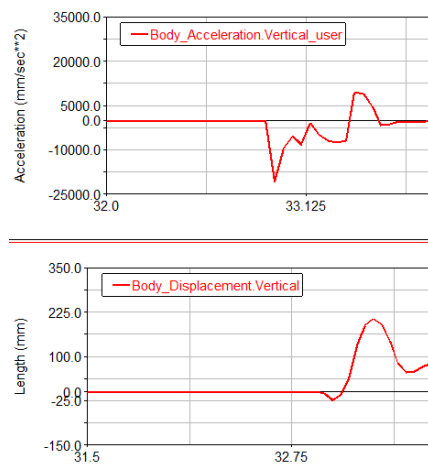
Srovnání výsledků simulace a experimentu

Pro porovnání byl vybrán úsek dat, odpovídající nájezdu motocyklu na vyvýšení u železničního přejezdu. Tento jev byl simulován nájezdem na překážku *ramp*. Na Obr. 57 je zobrazen signál z os Z akcelerometru 1. (modrá) resp. 2. (oranžová). Při jeho porovnání s výsledkem simulace přejezdu překážky obdobných (obr. 58) je vidět, obdobný trend na signálu zrychlení na rámu (stupačce – modrá křivka) jako při experimentu, nicméně doba trvání celého jevu je značně odlišná. Doba trvání prvotního rázu v simulaci byla 0,175 s a v experimentu zhruba 0,18 s, ale simulační silniční motocykl přestal kmitat daleko dříve. Nicméně součástí práce nebo ladit výpočtový model tak, aby korespondoval s realitou – sloužil pouze pro získání představy o parametrech dynamických dějů. Výsledky jsou jednoznačně ovlivněny odlišností simulačního modelu, který reprezentuje průměrný silniční motocykl a cestovního endura, na kterém bylo měření prováděno. Dalším faktorem, který byl již v práci zmíněn a značně ovlivňuje přesnost výsledků je nízká vzorkovací frekvence použitého záznamového zařízení, která nepostačuje k popisu rychlejších jevů.

Závěrem lze říci, že pro pokračování práce bude nutné vytvořit simulační model, který bude odpovídat geometricky i parametrově zvolenému motocyklu a pro jeho verifikaci pomocí experimentálních dat bude potřeba přepracovat měřicí systém – rozšířit pásmo používaných akcelerometrů a stávající záznamové zařízení nahradit zařízením s větší vzorkovací frekvencí.



Obr. 57 – nájezd na přejezd – experiment



Obr. 58 – průběh zrychlení a posunutí v ose Y nájezdu na překážku ramp

Zdroje:

- [1] *Yamaha motor* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.yamaha-motor.eu>
- [2] *BMW motorrad* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.bmw-motorrad.cz/>
- [3] *Adventure rider* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.advridermag.com/>
- [4] *KTM – ready to race* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.ktm.com/>
- [5] *Ducati CZ* [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.ducati-czech.cz/>
- [6] *Motorcyclespecs* [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.motorcyclespecs.co.za/>
- [7] *Varadero CZ* [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné z: <http://www.varadero.cz/>
- [8] VACULÍK, F. *Současná konstrukční řešení silničních motocyklů kategorií nad 500ccm*. Brno, 2009. Bakalářská práce
- [9] *BMW GS* [online]. [cit. 2015-03-30]. Dostupné : z www.bmwgs.cz
- [10] BABOR, J. *Fyzikální teorie a konstrukce motocyklů*. Praha: ČVUT.
- [11] VLK, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 1 : jízdní vlastnosti, motocyklové motory, příprava směsi*. 1. vyd. Brno, 2004. 356s. ISBN 80-239-1601-7.
- [12] Vlk, F. *Teorie a konstrukce motocyklů 2*. 1. vyd. Brno, 2004. vii, 305 s. ISBN 80-239-1601-7.
- [13] *CPUhunter* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: www.cpuhunter.com
- [14] ŠEBESTA, J. *Moderní konstrukce motocyklů*. Brno, 2008. Bakalářská práce.
- [15] *BMW F650GS* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.hermys.com/bmw/f650>
- [16] *Honda CZ* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.honda.cz/motorcycles.html>
- [17] *Honda specs* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.motorcyclespecs.co.za>
- [18] *Kawasaki* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.kawasaki.com/>
- [19] *Kawasaki specs* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.motorcyclespecs.co.za/>
- [20] *Suzuki* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.suzukicycles.com/>
- [21] *Kawasaki specs* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.motorcyclespecs.co.za/>
- [22] *KLE 500* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.frodejohansen.no/>
- [23] *Husqvarna* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: <http://www.husqvarna-motorcycles.com/>
- [24] *Cycle world* [online]. [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.cycleworld.com>

- [25] SUK, J. *Současný stav a vývojové tendence v konstrukci motoru motocyklu*. Brno, 2008. Bakalářská práce.
- [26] *Pomocný text – Enviromentální fyzika* [online]. [cit. 2015-04-1]. Dostupné z: http://ufmi.ft.utb.cz/texty/env_fyzika/EF_03.pdf
- [27] MATOUŠEK, O. BAUMRUK, J. *Vibrace*. Praha: Státní zdravotní ústav, 1998.
- [28] HOVORKA, V. *Vibrace v pracovním prostředí*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 2008. Bakalářská práce.
- [29] NEUGEUBAUER, G. *Rizika expozice vibracím přenášených na ruce a tělo*. ČR, 2012. ISBN 978-80-86973-80-7.
- [30] *Směrnice evropského parlamentu a rady 2002/44/ES*. [online]. [cit. 2015-04-10]. Dostupné z: <http://eur-lex.europa.eu>
- [31] *ČSN EN ISO 5349*. Český normalizační institut, 2002.
- [32] *ČSN ISO 2631*. Český normalizační institut, 1999.
- [33] *Race technology datalogger DLI MK3* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: http://www.race-technology.com/dl1_mk3_club_wp_&_pro_8_31019.html
- [34] *DLI MK3 Instruction manual*. Nottingham, 2011.
- [35] *Akcelerometr MMA7260QT* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <https://www.pololu.com/product/766>
- [36] *Akcelerometr ADXL321* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: <http://www.pvelectronic.eu/senzory-mereni-zaznam/modul-akcelerometru-adx1321-18g.html>
- [37] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*. Brno, 2003. 431s. ISBN 80-239-1601-7.
- [38] FLORIAN, P. *Modelování a simulace motocyklů a jejich komponent*. Plzeň, 2015. Diplomová práce
- [39] FIRST, J. *Zkoušení automobilů a motocyklů: příručka pro konstruktéry*, Praha: S&T CZ s.r.o., 2008. ISBN: 978-80-254-1805-5.
- [40] LEMBARD, T., *Třiosý senzor úhlové rychlosti pro letecké využití*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta elektrotechniky a komunikačních technologií, 2008, 37 s., vedoucí bakalářské práce Ing. Viera Biolková
- [41] VANĚČEK, M., *Měření polohy těžiště motocyklu*, Brno: Vysoké učení technické v Brně, Ústav soudního inženýrství, 2012, 93 s., vedoucí diplomové práce Ing. Vladimír Panáček
- [42] VLK, Fr., *Zkoušení a diagnostika motorových vozidel*, 1. vyd. Brno: prof. Ing. František Vlk, DrSc., 2001, 576 s. ISBN 80-238-6573-0.
- [43] Trpík P., *Způsoby a metody měření výkonu pístových spalovacích motorů*, Univerzita Pardubice: Doprvní fakulta Jana Pernera, 2009, vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Jilek
- [44] *Dynamometry* [online]. [cit. 2015-04-11]. Dostupné z: http://homel.vsb.cz/~cep77/PDF/EMO_kapitola_09.pdf
- [45] Čajka L., *Měření charakteristik tlumičů*, Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009, vedoucí bakalářské práce Ing. Petr Porteš, Dr.

- [46] Hradecká L., *Jízdní vlastnosti motocyklu pro znaleckou činnost*, ČVUT Praha, Fakulta dopravní, 2013, vedoucí bakalářské práce Ing. Alžběta Lenková

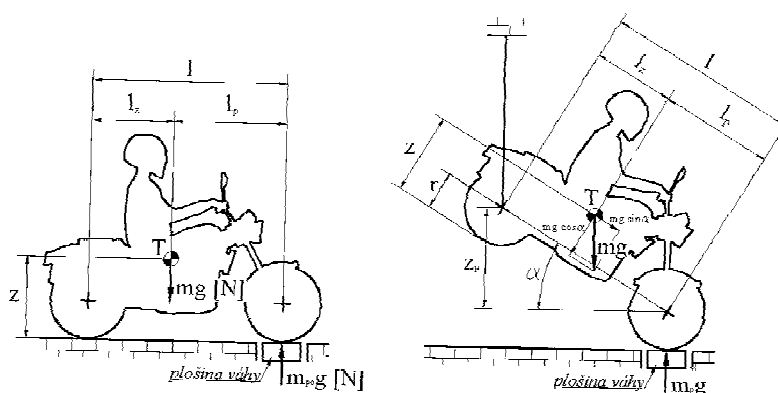
PŘÍLOHA č. 1

Možnosti měření charakteristik motocyklu

Těžiště

Znalost polohy těžiště je nezbytná při výpočtech týkajících se dynamiky vozidel. Konkrétně jde o případy boční stability při průjezdu zatáčkou a podélné stability při akceleraci a deceleraci. U motocyklu se zjišťuje pouze souřadnice těžiště X a Z, kde X je vzdálenost od svislé roviny procházející osou předních kol a Z je výška nad vodorovnou rovinou procházející kontaktními body pneumatik a vozovky.

Pro určení podélné polohy těžiště lze použít metodu vážení jednotlivých náprav (kol) a zjištění hmotnosti připadající na tuto nápravu. Pro motocykl je potřeba jedna váha, která se umístí pod kola nápravy. Vozidlo musí být ve vodorovné poloze z důvodu zkreslování výsledků.



Obr. 1 – určení polohy těžiště [14]

$$X = \frac{m_z}{m_{p0} + m_z} \cdot l$$

$$Z = \frac{m_p l - m l_z}{m \cdot \operatorname{tg}(\alpha)} + r$$

kde m je celková hmotnost [kg], r je poloměr pneumatiky a α je úhel naklonění

Měření je třeba provádět na vahách s vysokou rozlišovací schopností a přesností. Je třeba určit hodnoty při různých hodnotách náklonu a výsledky následně statisticky zpracovat. Dále je třeba dodržet následující podmínky:

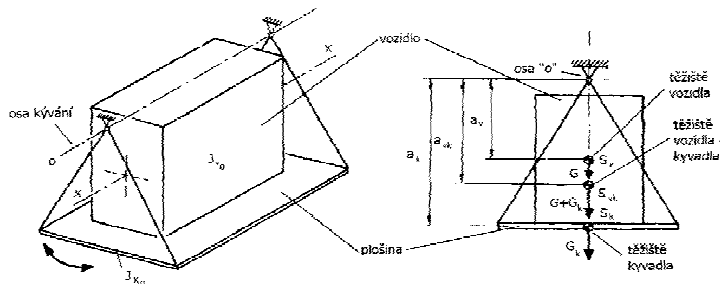
- Pérování musí být zachováno v poloze odpovídající zatížení ve vodorovném stavu
- Při naklápění je nutné zamezit pohybu kapalin, měkkých nebo sypkých hmot. Je proto vhodné měření provádět s plnou a homogenní zátěží, zkušebními figurínami a vypuštěnými, nebo naopak doplněnými kapalinami.

Převzato z [39]

Momenty setrvačnosti

Znalost momentu setrvačnosti soustavy je důležitá při výpočtech pérování nebo směrové stability, dále při posuzování trajektorie kolizních objektů při zkouškách pasivní bezpečnosti. Vyjadřuje se zpravidla ke třem osám procházejícími těžištěm tělesa.

Metody pro zjišťování momentů setrvačnosti jsou různé. Všechny vycházejí ze závislosti momentu na frekvenci vlastního kmitání soustavy. Z toho vyplývá, že soustavu je nezbytné uvést do kmitavého pohybu.



Obr. 2 - princip zjišťování momentů setrvačnosti pomocí kyvadla [14]

$$J_x = G \cdot a_v \cdot \left(\frac{T_{vk}^2}{4\pi^2} - \frac{a_v}{g} \right) + \frac{G_k \cdot a_k}{4\pi^2} \cdot (T_{vk}^2 - T_k^2)$$

Kde:

J_x – moment setrvačnosti k ose x

G – tíha vozidla

G_k – tíha kyvadla

g – gravitační zrychlení

T_{vk} – doba kmitu soustavy

T_k – doba kmitu kyvadla

a_v – vzdálenost osy x od osy kývání

a_k – vzdálenost těžiště kyvadla od osy kývání

Moment setrvačnosti k ose Y lze zjistit stejným způsobem i výpočtem, jako je uveden výše, s tím rozdílem že motocykl bude otočen o 90° .

Ke zjištění momentu setrvačnosti k ose Z je třeba kývat soustavou ve vodorovné rovině. K tomu může sloužit vodorovná plošina zavěšená na třech nebo čtyřech lanech. Závěsná lana musí být rovnoběžná a musí být upevněna na stejném poloměru od osy kývání. Rozkmitáním samotného závěsu se určí doba jeho kmitu a z ní se vypočte:

$$J_{k0} = \frac{G_k \cdot a}{4\pi^2 \cdot l} T_k^2$$

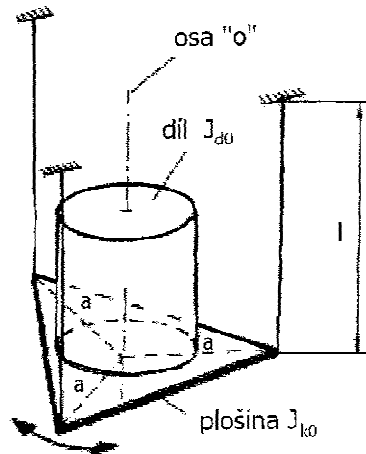
kde:

G_k – tíha kyvadla

a – vodorovná vzdálenost závěsných lan od osy kývání

l – délka závěsných lan

T_k – doba kmitu závěsu



Obr. 3 – zjišťování momentu setrvačnosti pomocí zavěšené plošiny [14]

Motocykl se umístí tak, aby osa kývání byla totožná s osou Z, která prochází těžištěm. Moment setrvačnosti soustavy se vypočte:

$$J_{vk0} = \frac{(G + G_R) a^2}{4\pi^2 l} T_{vk}^2$$

kde:

G – tíha vozidla

T_k – doba kmitu soustavy

Pak moment setrvačnosti vozidla J_Z :

$$J_Z = J_{vk0} - J_{k0}$$

Při měření se doporučuje:

- vozidlo umístit tak, aby osa kývání a těžiště vozidla i kyvadla ležely v jedné rovině
- měřit dobu 10 kmitů soustavy a 10-20 kmitů samotného kyvadla (dobu kmitu pak dopočítat)
- při kývání zhruba dodržovat amplitudu kmitu
- aretovat pérování v poloze odpovídající stavu vozidla v klidu
- zamezit pohybu kapalin a měkkých nebo sypkých hmot
- měření opakovat a statisticky vyhodnotit

Převzato z [39]

Vlastnosti tlumičů

charakteristika – rychlostní F-v – závislost tlumící síly na rychlosti pohybu pístu tlumiče

charakteristika – zdvihová F-z – závislost tlumící síly na dráze

Obě charakteristiky lze zjistit na zkušebním stavu. Demontovaný tlumič je umístěn na stavu, jehož zdvih a otáčky jsou seřizovatelné. Cyklický pohyb je přenášen ojnicí. Změnou zdvihu a otáček lze měnit rychlost pístu. Snímána je síla při konstantním zdvihu a otáčkách motoru. Pro zjištění úplné charakteristiky tlumiče je zkouška provedena při více zdvích (nebo otáčkách).

Převzato z [39], [45]

Geometrie sedění jezdce

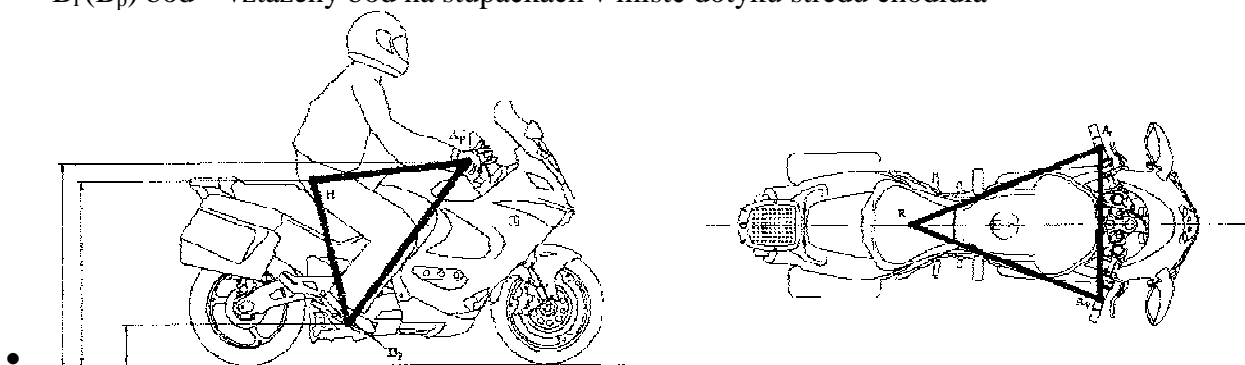
Dopravní prostředky jsou konstruovány s ohledem na poznatky ergonomie týkající se nevhodnější polohy osoby vykonávající práci náročnou na soustředění.

Znalost geometrie sedění je nezbytná pro určení:

- operačních dosahů
- výhledu
- těžiště a momentů setrvačnosti
- provádění dynamických zkoušek pasivní bezpečnosti

Sedění na motocyklu je charakterizováno dvěma trojúhelníky a jejich polohou vůči základně. Tyto trojúhelníky jsou určeny body:

- R bod – výrobcem vozidla určený referenční bod nad sedadlem
- H bod – na ose otáčení trupu a stehna třírozměrné figuríny
- A_1 (A_p) bod – vztažený bod na řídicích v místě doteku středu dlaně (levá/pravá)
- B_1 (B_p) bod – vztažený bod na stupačkách v místě dotyku středu chodidla



• Obr. 4 – trojúhelník sedění na motocyklu [14]

Měření geometrie sedění

Motocykl v pohotovostní hmotnosti zvětšené o hmotnost figuríny je umístěn na vodorovné ploše. Na sedadlo je umístěn panel sedací části figuríny upravený tak, aby se neopíral o nádrž. Panel je umístěn tak, aby splňoval některou z podmínek:

- kopíroval anatomické tvarování sedla
- osa H kloubu byla nad pomyslnou příčnou přímkou ležící ve 2/3 sedáku
- osa H kloubu byla nad nejširším místem sedáku, pokud je anatomicky tvarován

Poté je tato část zatížena hmotností 43 ± 2 kg, stupačky po $13 \pm 0,5$ kg a řídítka po $3 \pm 0,2$ kg. Panel se pohyby usadí na místě, pérování několikerým propružením ustáleno. Následně jsou změřeny strany trojúhelníků posedu, jejich výška nad základnou (vozovkou). Měření je několikrát opakováno a statisticky vyhodnoceno, jelikož systém pérování a sedění je proměnlivý.

Zkoušky brzd

Řízené zastavení vozidla je jedna z nejdůležitějších funkcí, při brždění se přeměňuje kinetická energie vozidla především na teplo. K zastavení vozidla musí dojít účinně, opakovaně a bez ztráty stability. Zkoušky brzd jsou detailně popsány v [40] str. 117-126.

Výkon motoru

Výkon motoru lze velmi přesně změřit na výkonové laboratorní brzdě, kde se měří výkon přímo na klikové hřídeli a měření tak není ovlivněno ztrátami v převodech. Na druhou stranu je nutné měření provádět na demontovaném motoru. Alternativou je měření výkonu motoru motocyklu na válcové výkonové zkušebně.

Válcová výkonová zkušebna je zařízení, které nám dovoluje provádět zátěžové zkoušky na vozidle, přičemž samotné vozidlo je vůči zemi během zkoušení v klidu. Výsledný výkon je měřený na poháněném kole. Základní dělení válcových výkonových zkušeben je:

- Válcový setrvačnickový stav
- Válcový dynamometr

Převzato z [42], [40]

Výkonová brzda laboratorní

Motor je propojen s brzdou, nastartován a zahřát na provozní teplotu, poté je otevřena plná příruba paliva a brzda je zatížena tak, aby otáčky motoru odpovídali otáčkám, při kterých je deklarován nejvyšší výkon. Po změření je zatížení brzdy zvýšeno tak, aby otáčky poklesly o požadovaný počet. V každém měření je chod motoru ustálen nejméně na jednu minutu.

Snímány jsou veličiny:

- točivý moment
- barometrický tlak
- teplota

pro motory motocyklů měřených s převodovkou jsou dopočítávány dva korekční součinitele:

$$\alpha_1 = \left(\frac{99}{P_s}\right)^{1,2} \cdot \left(\frac{T}{298}\right)^{0,6}$$

$$\alpha_2 = \frac{1}{\eta_t}$$

Kde η_t je účinnost převodu mezi klikovým hřídelem a měřicím místem

Moment síly na hřídeli M_t je přenášen na brzdu, kde je zjišťován. Současně jsou zjišťovány i otáčky motoru a výkon je určen podle vztahu:

$$P = M_t \cdot n \cdot \alpha_1 \cdot \alpha_2$$

Převzato z [40]

Válcová brzda

Spalovací motor přenáší svůj výkon přes převodová ústrojí přímo na poháněná kola automobilu. Vlivem tření mezi koly a válci se válce roztáčí. Tyto válce mají přesně definovaný moment setrvačnosti. K jednomu z válců je připojeno zařízení, které otáčejícím se kolům (nebo kolu u jednostopých vozidel) klade odpor. Tento odpor může být vyvozován vířivou, hydraulickou, anebo elektrickou brzdou s regulovatelným účinkem. Daný brzdny moment M_b válce vyvolá stejně velký reakční moment na hnacím kole, ale s opačným smyslem.

momentová rovnováha na hnacím kole:

$$M_k - F_k r_d + M_f = 0$$

momentová rovnováha na válci:

$$M_v = F_k r_v - M_f$$

Moment na válcích vyjadřuje nejen brzdící moment, ale je v něm zahrnut třecí moment působící v ložiscích a odpor vzduchu. Tento reakční moment se přenáší přes stator na zařízení, které umí změřit obvodovou sílu na tomto kole. Dále se snímají otáčky kola a z těchto dvou veličin se již vypočítá výkon na kolech.

$$M_k = F_k r_d$$

$$P_k = F_k v$$

kde:

- F_k je síla na obvodu kola
- R_d je dynamický poloměr kola
- v je obvodová rychlost kola

Převzato z [43], [40], [42]

PŘÍLOHA č. 2

Třetinooktávová pásma

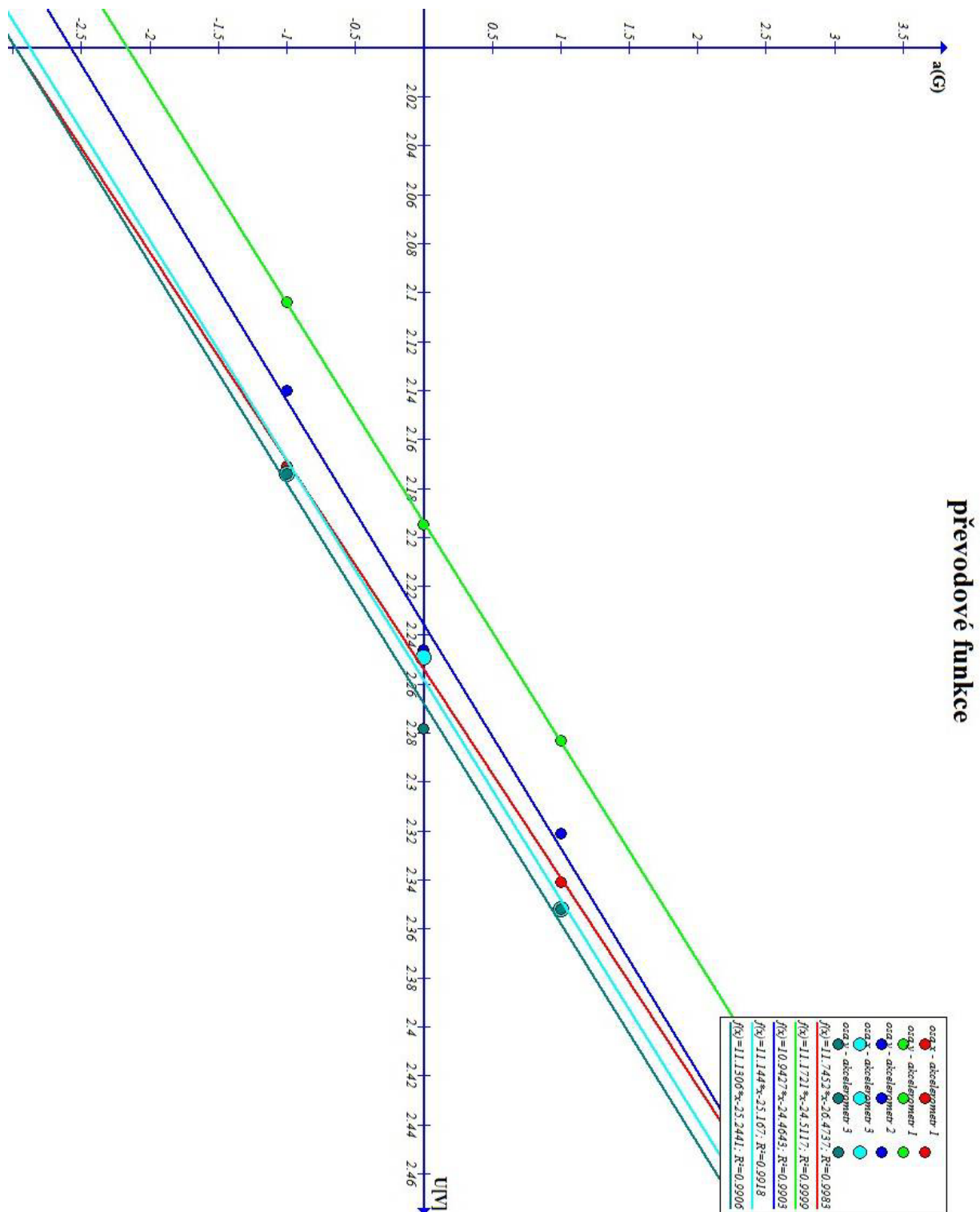
pásmo	Fm	F1	F2	pásmo	Fm	F1	F2
-17	0,02	0,017818	0,022449	-1	0,8	0,712719	0,89797
-16	0,025	0,022272	0,028062	0	1	0,890899	1,122462
-15	0,0315	0,028063	0,035358	1	1,25	1,113623	1,403078
-14	0,04	0,035636	0,044898	2	1,6	1,425438	1,795939
-13	0,05	0,044545	0,056123	3	2	1,781797	2,244924
-12	0,063	0,056127	0,070715	4	2,5	2,227247	2,806155
-11	0,08	0,071272	0,089797	5	3,15	2,806331	3,535755
-10	0,1	0,08909	0,112246	6	4	3,563595	4,489848
-9	0,125	0,111362	0,140308	7	5	4,454494	5,61231
-8	0,16	0,142544	0,179594	8	6,3	5,612662	7,071511
-7	0,2	0,17818	0,224492	9	8	7,12719	8,979696
-6	0,25	0,222725	0,280616	10	10	8,908987	11,22462
-5	0,315	0,280633	0,353576	11	12,5	11,13623	14,03078
-4	0,4	0,356359	0,448985	12	16	14,25438	17,95939
-3	0,5	0,445449	0,561231	13	20	17,81797	22,44924
-2	0,63	0,561266	0,707151				

Střední frekvence pásma f_m [Hz]		Mezní frekvence	
oktávového	třetinooktávového	dolní f_1 [Hz]	horní f_2 [Hz]
31,5	25	22	28
	31,5	28	35
	40	35	44
63	50	44	57
	63	57	71
	80	71	88
125	100	88	113
	125	113	141
	160	141	176
250	200	176	225
	250	225	283
	315	283	353
500	400	353	440
	500	440	565
	630	565	707
1000	800	707	880
	1000	880	1130
	1250	1130	1414

Obr. 1 – mezní hodnoty třetinooktávových pásem

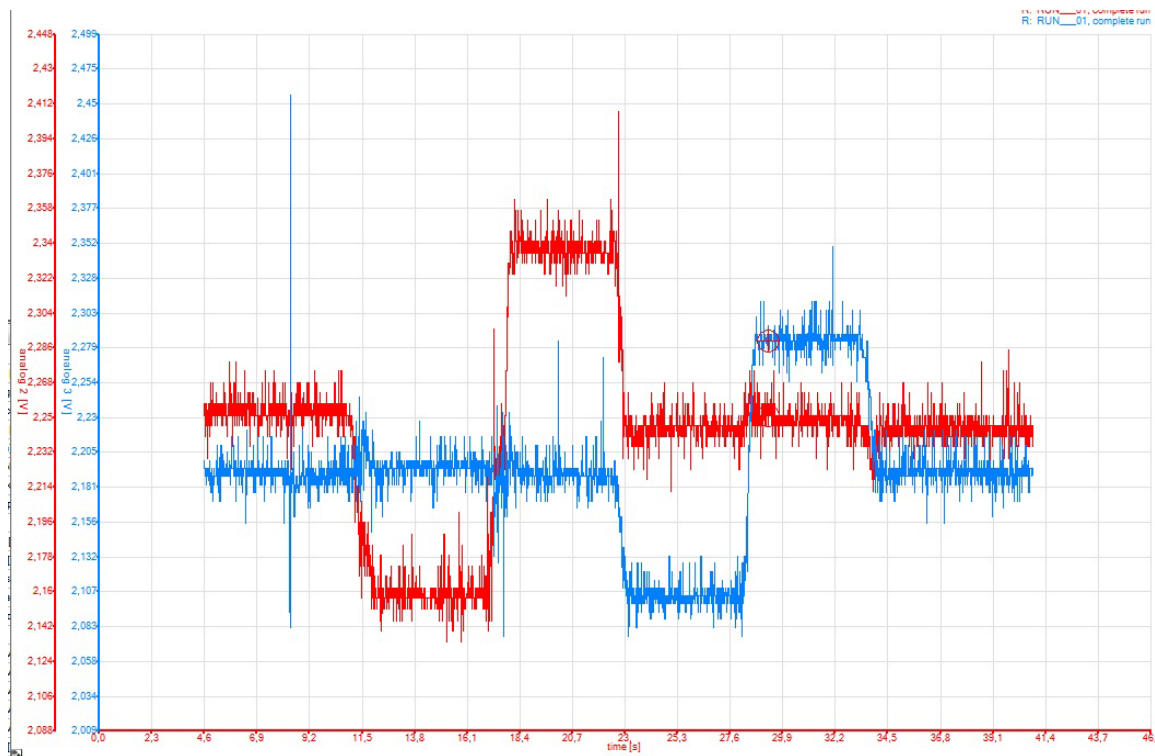
PŘÍLOHA č. 3

Výsledky kalibračního měření akcelerometrů

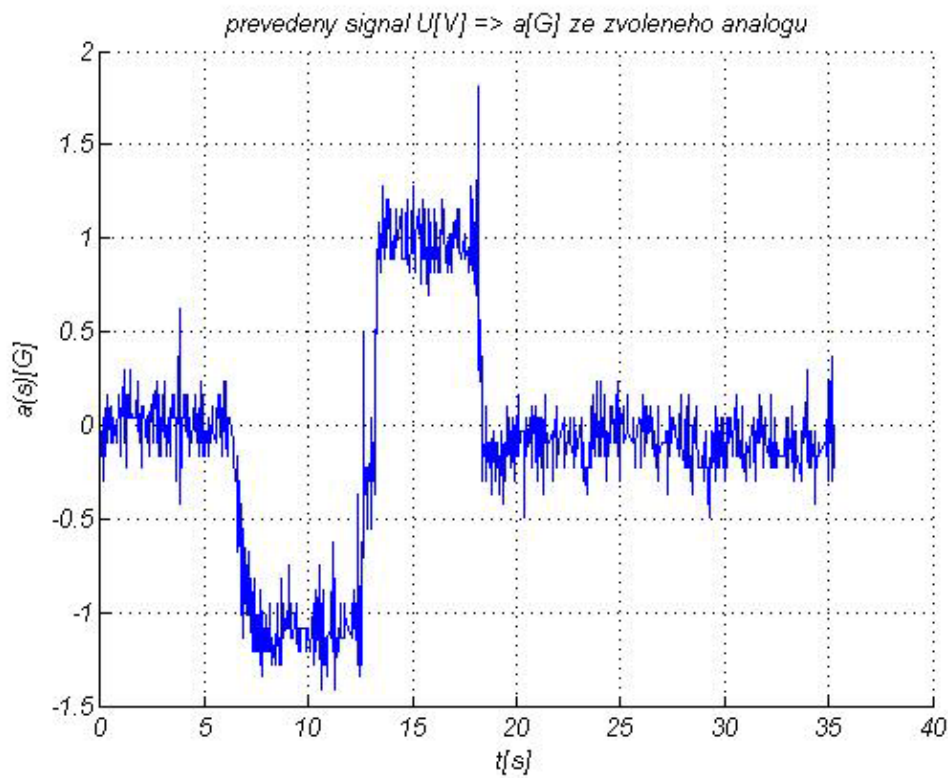


Obr. 1 – převodové funkce pro jednotlivé signály – červená přímka: osa X akcelerometr 1.; zelená přímka: osa Y akcelerometr 1.; modrá přímka: osa Y akcelerometr 2.; tyrkysová přímka: osa X akcelerometr 3.; tmavě zelená přímka: osa Y akcelerometr 3.

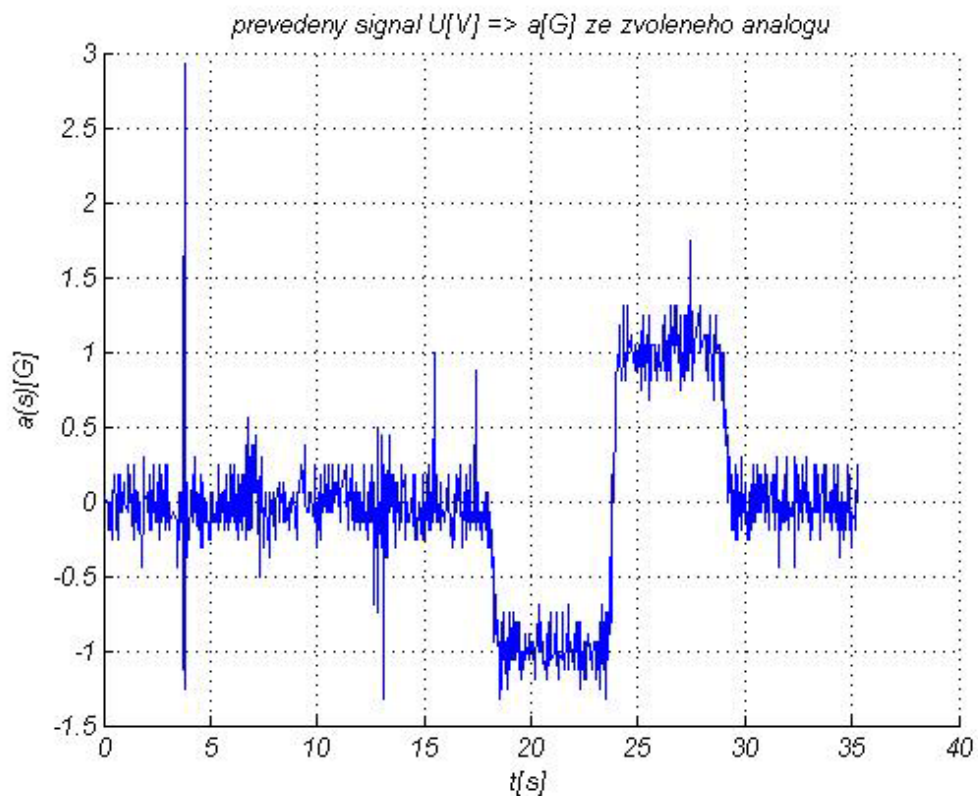
Akcelerometr 1.



Obr. 2 - Původní signál kalibračního měření [V]-červená osa X, modrá osa Y

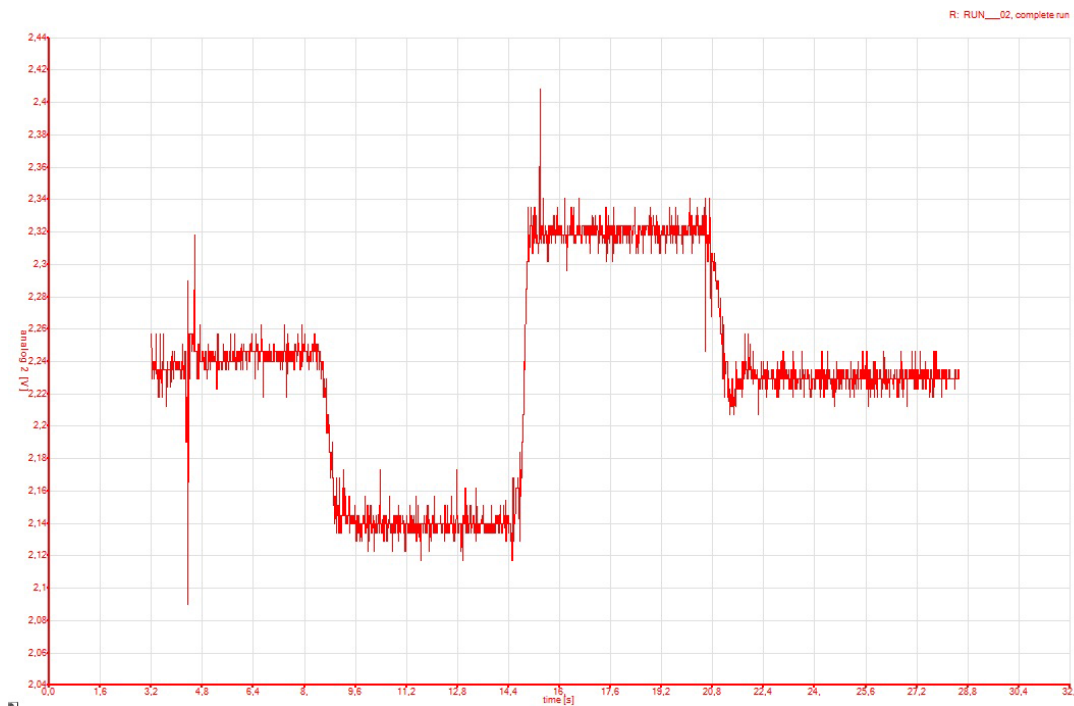


Obr. 3 – signál osy X převedený pomocí vypočtené převodové funkce

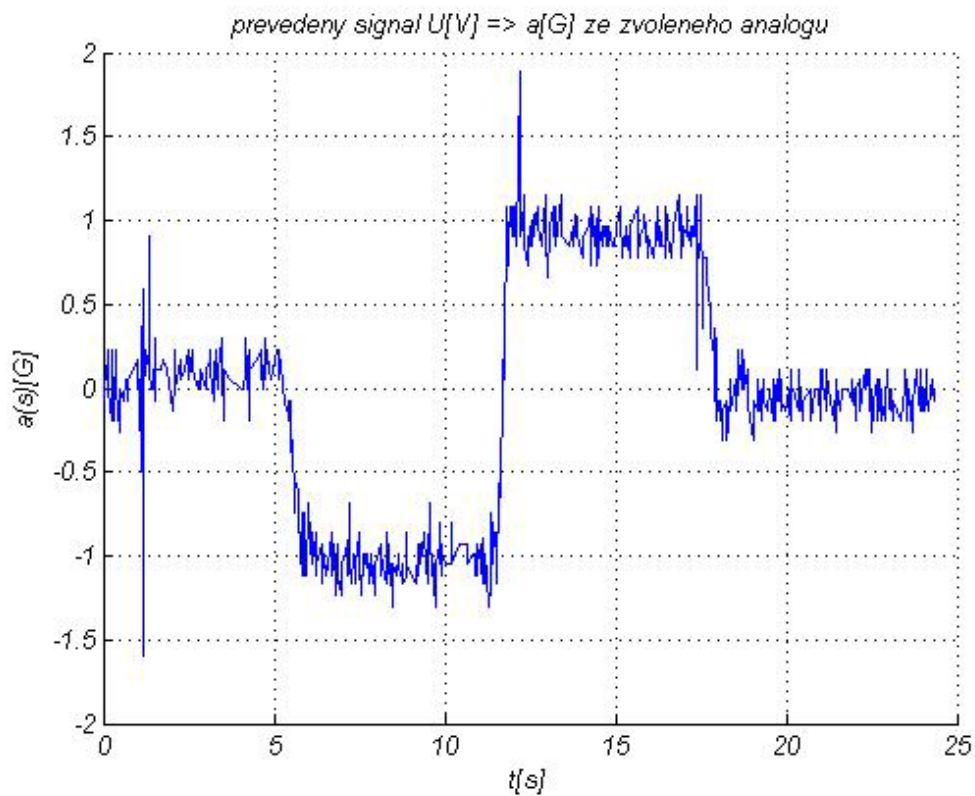


Obr. 4 – signál osy Y převedený pomocí vypočtené převodové funkce

Akcelerometr 2.

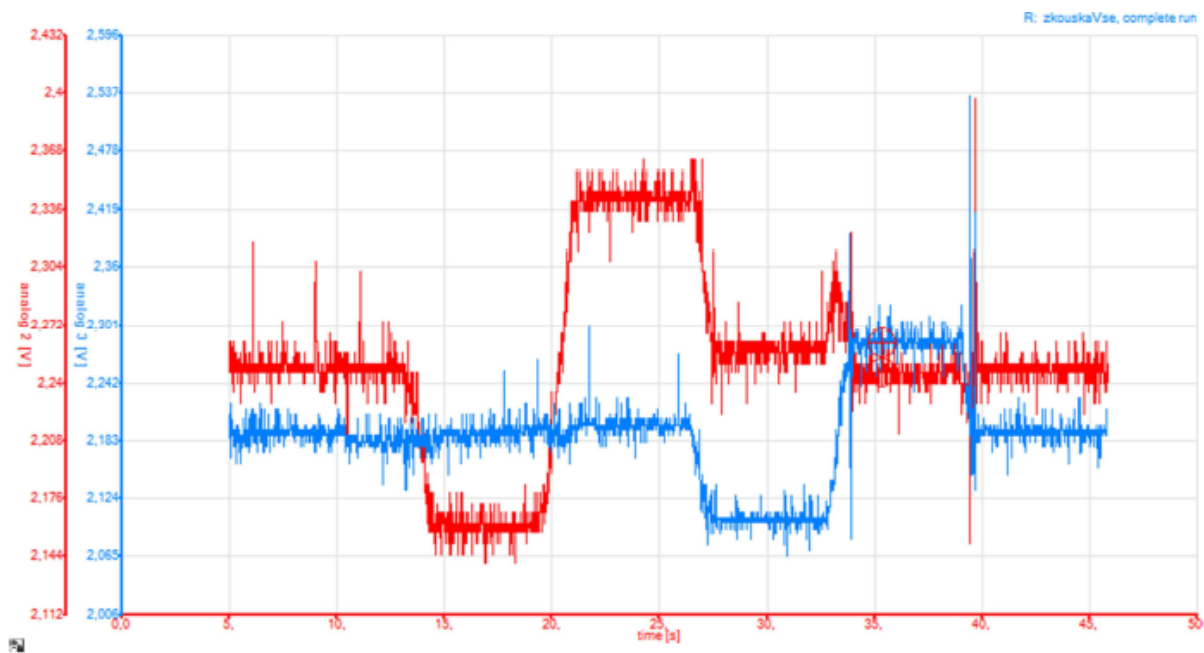


Obr. 5 – původní signál kalibračního měření – osa Y

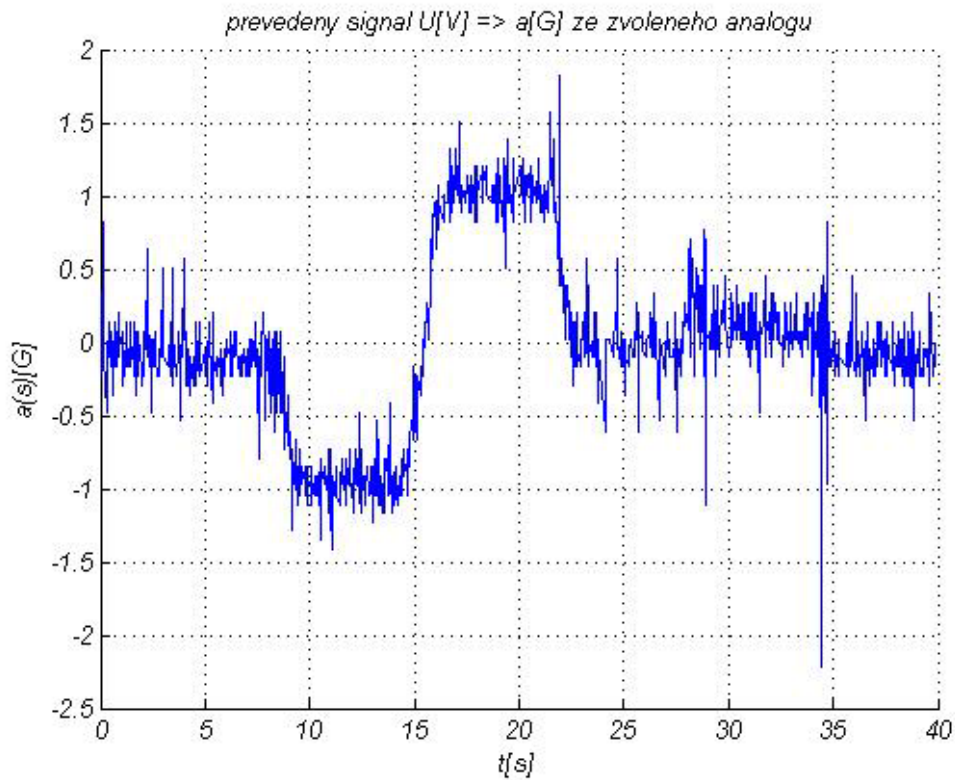


Obr. 6 – signál osy Y převedený pomocí vypočtené převodové funkce

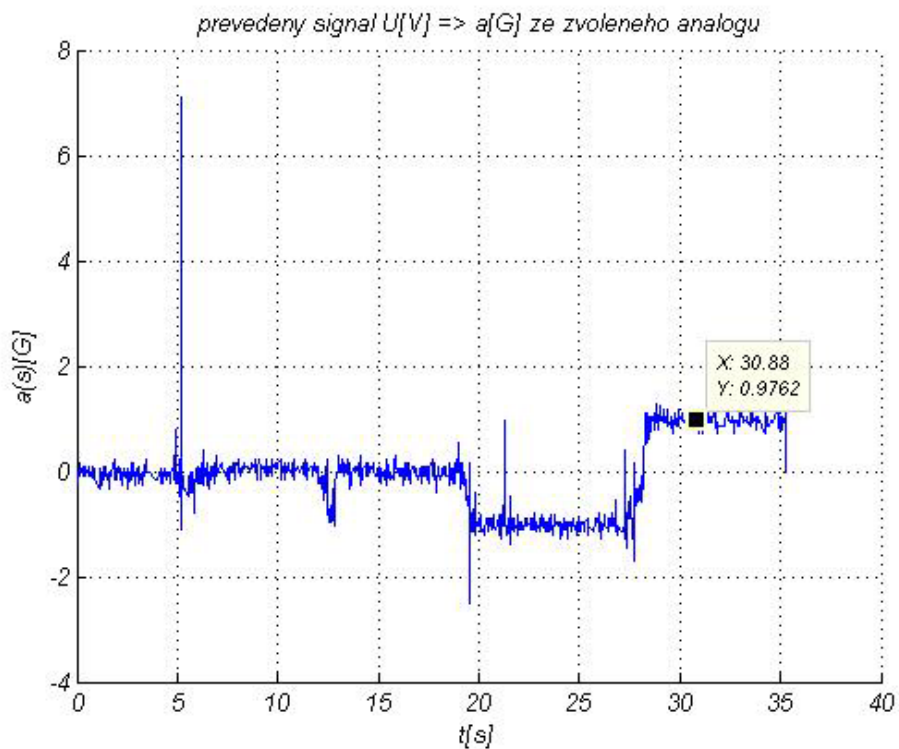
Akcelerometr 3.



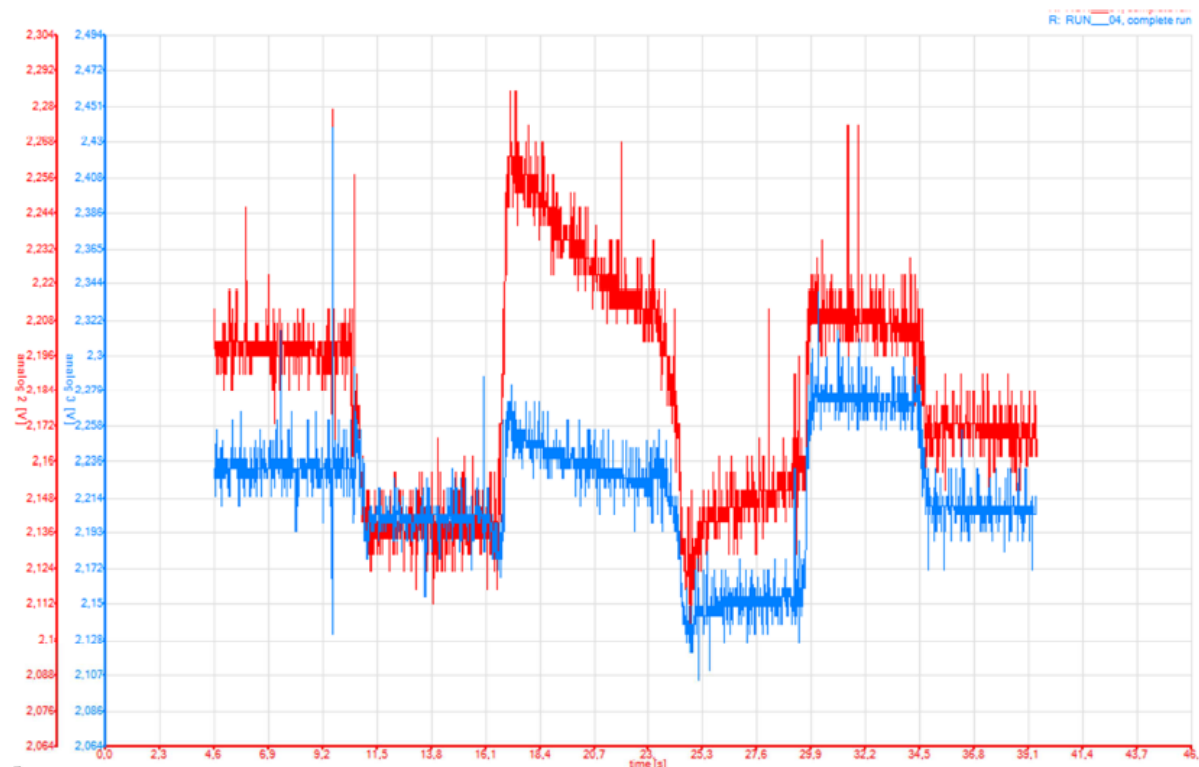
Obr. 7 – původní signál kalibračního měření – červená osa X, modrá osa Y



Obr. 8 – signál osy X převedený pomocí vypočtené převodové funkce

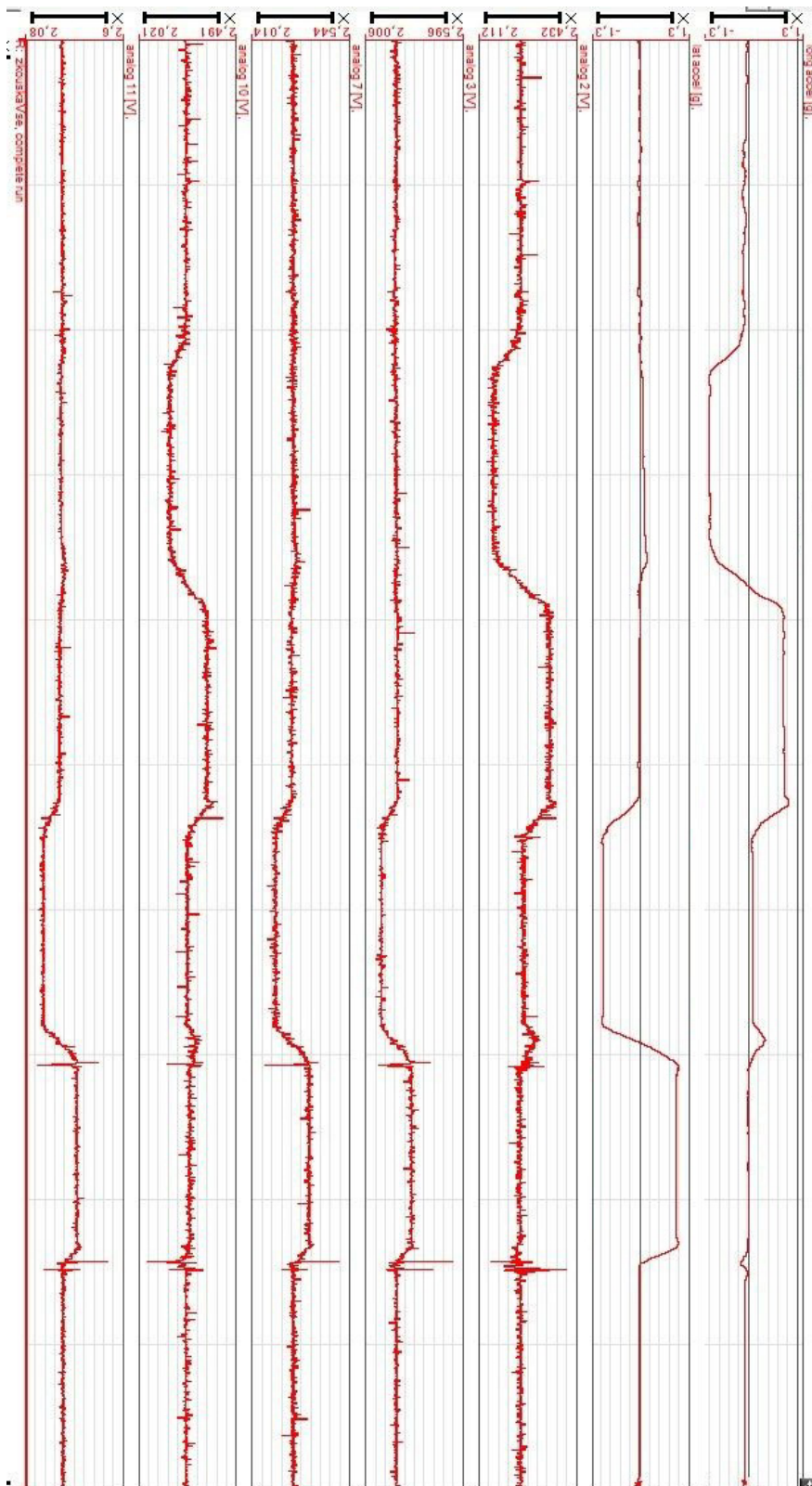


Obr. 9 – signál osy Y převedený pomocí vypočtené převodové funkce

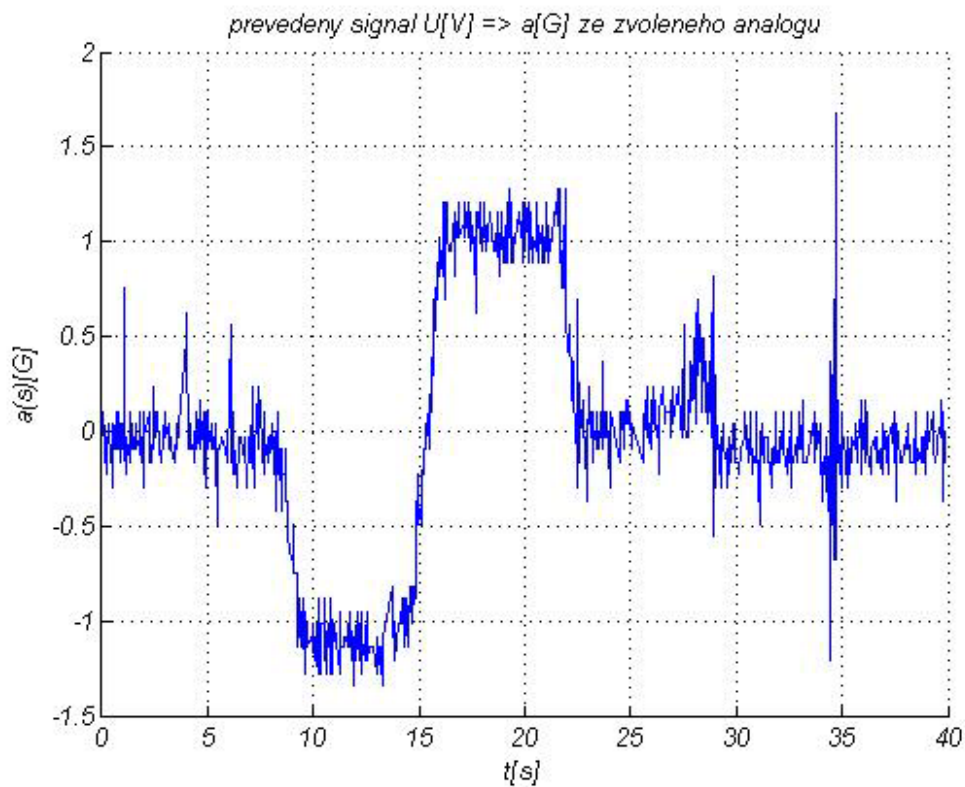
Akcelerometr 4.

Obr. 10 – původní signál kalibračního měření – červená osa X, modrá osa Y

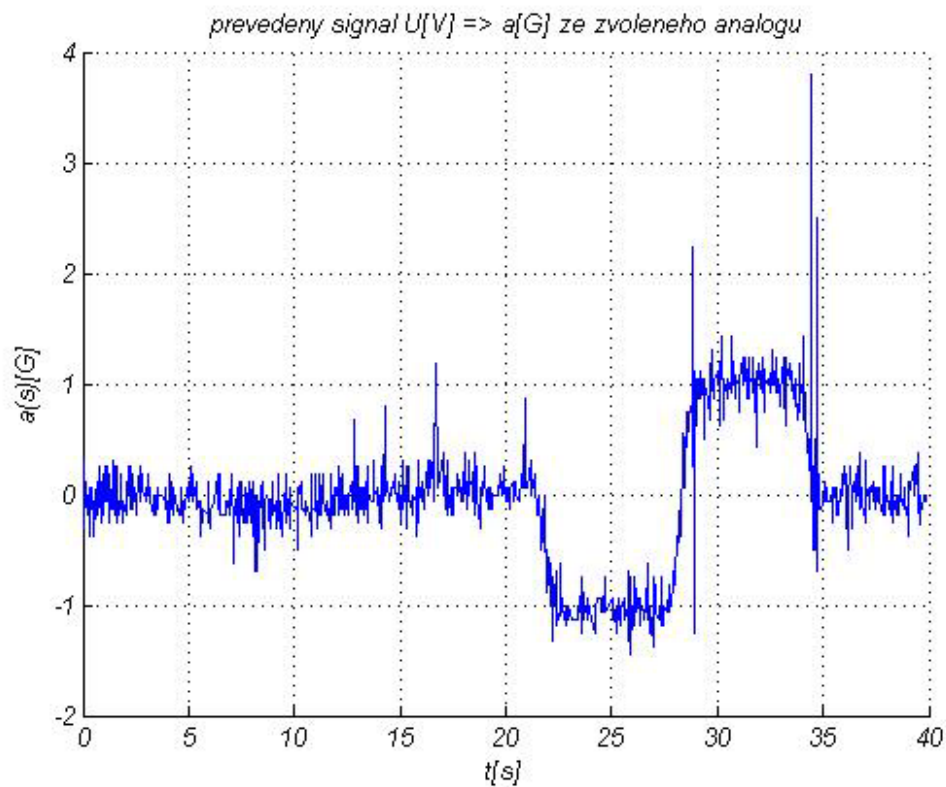
Ověření převodových funkcí



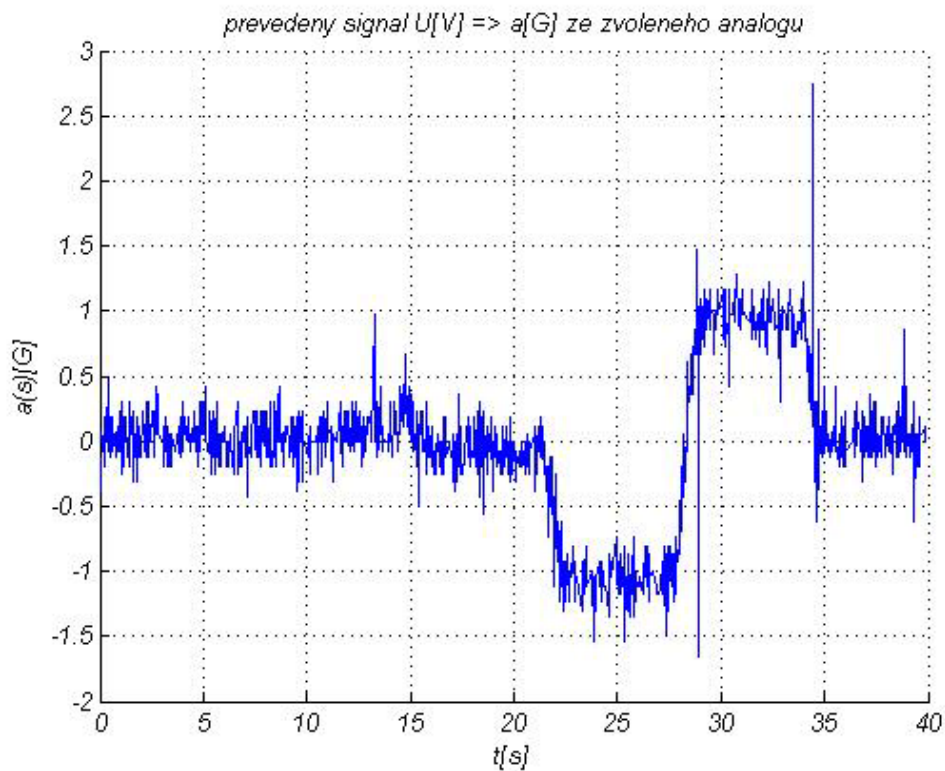
Obr. 11 – zobrazení signálů s testovacího měření



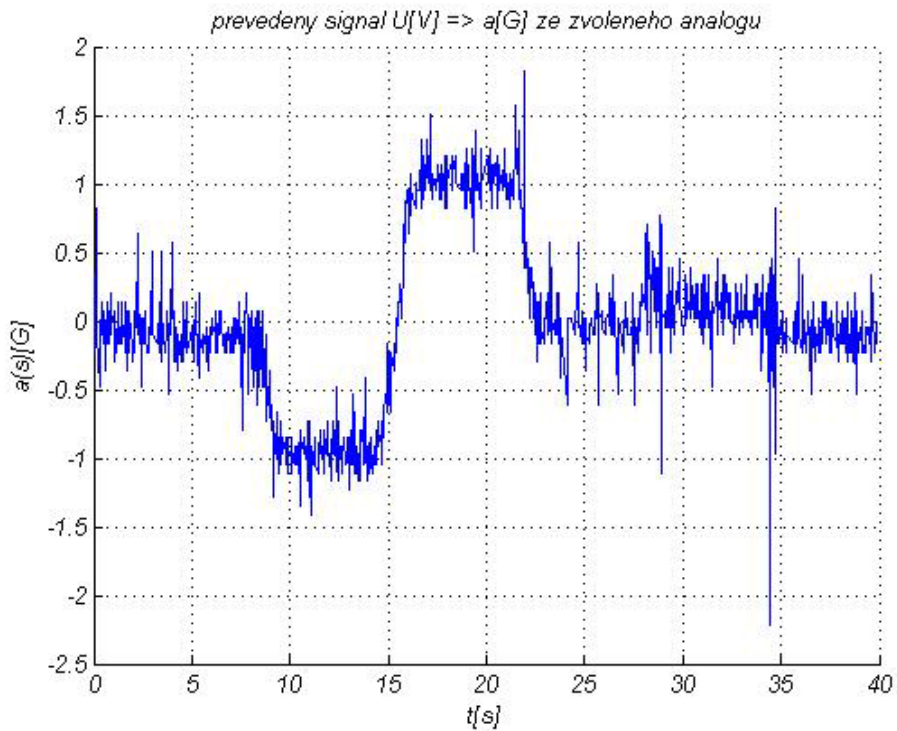
Obr. 12 – převážený signál analog 2 (akcelerometr 1 – osa X)



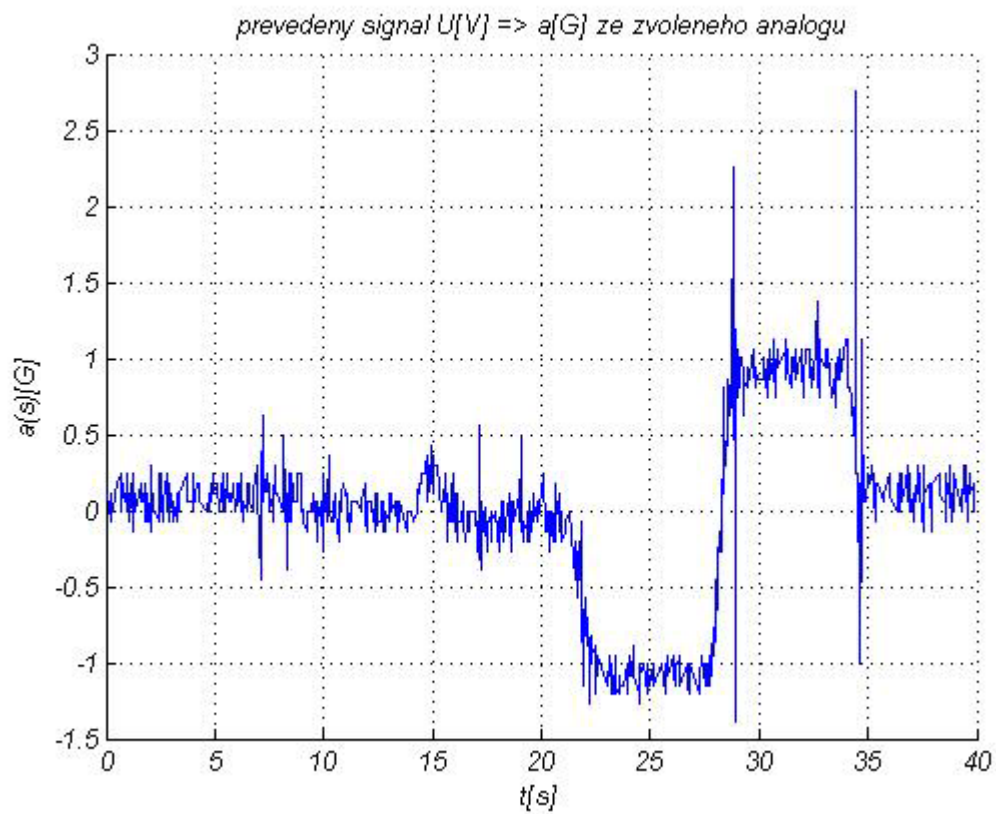
Obr. 13 – převážený signál analog 3 (akcelerometr 1 – osa Y)



Obr. 14- převážený signál analog 7 (akcelerometr 2 – osa Y)



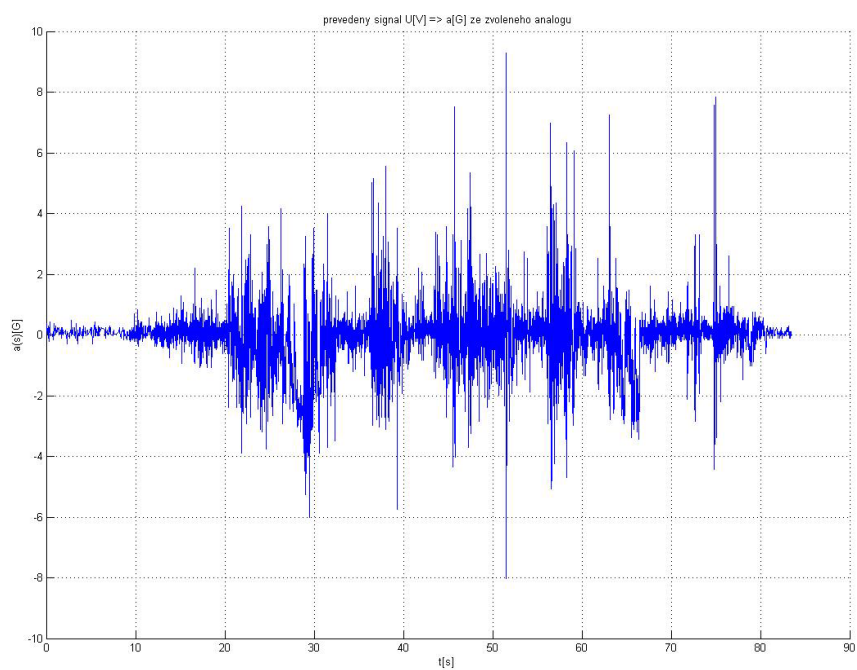
Obr. 15 – převážený signál analog 10 (akcelerometr 3 – osa X)



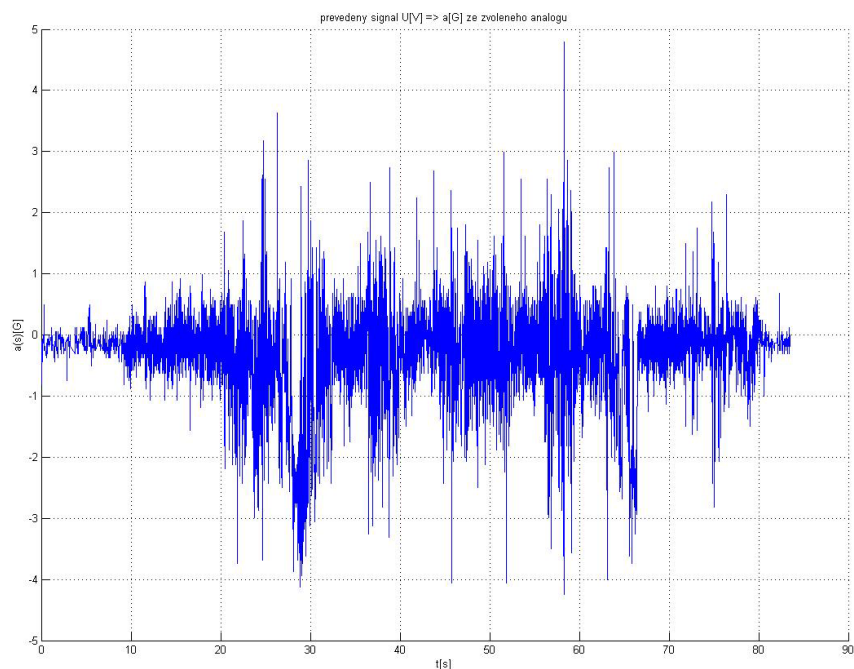
Obr. 16 – převážený signál analog 11 (akcelerometr 3 – osa Y)

PŘÍLOHA č. 4

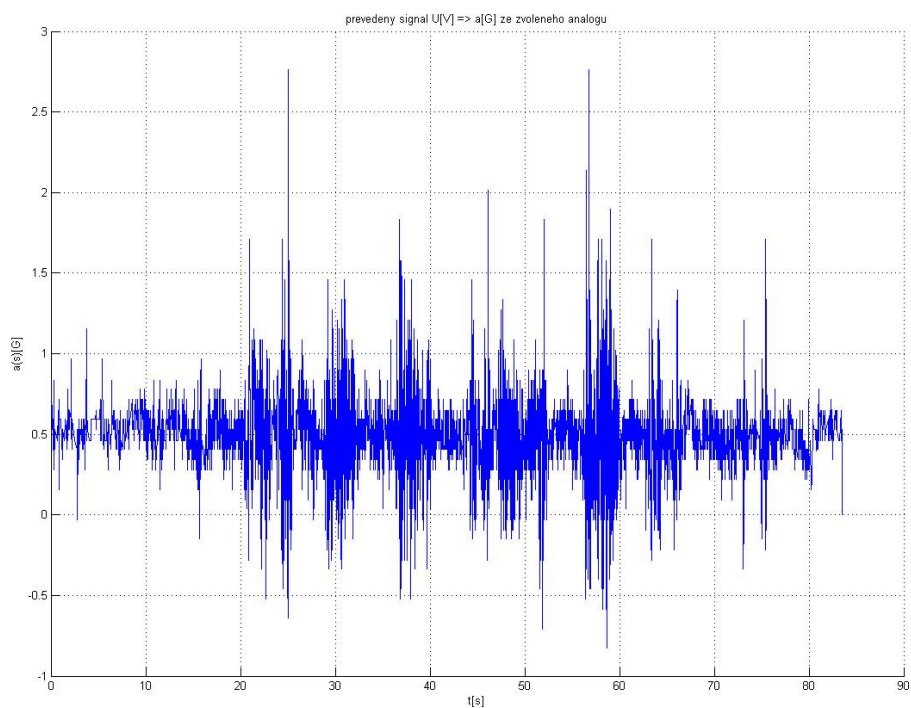
Vyhodnocení testovacího měření na elektromotocyklu



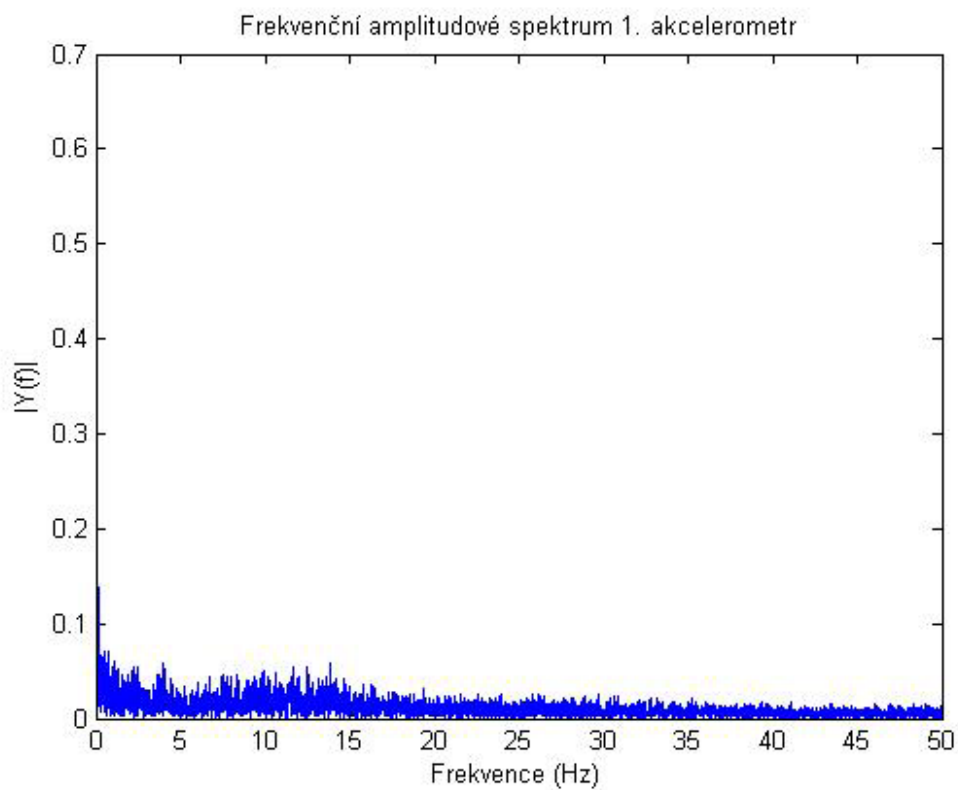
Obr. 1 – zrychlení osy X akcelerometru 1



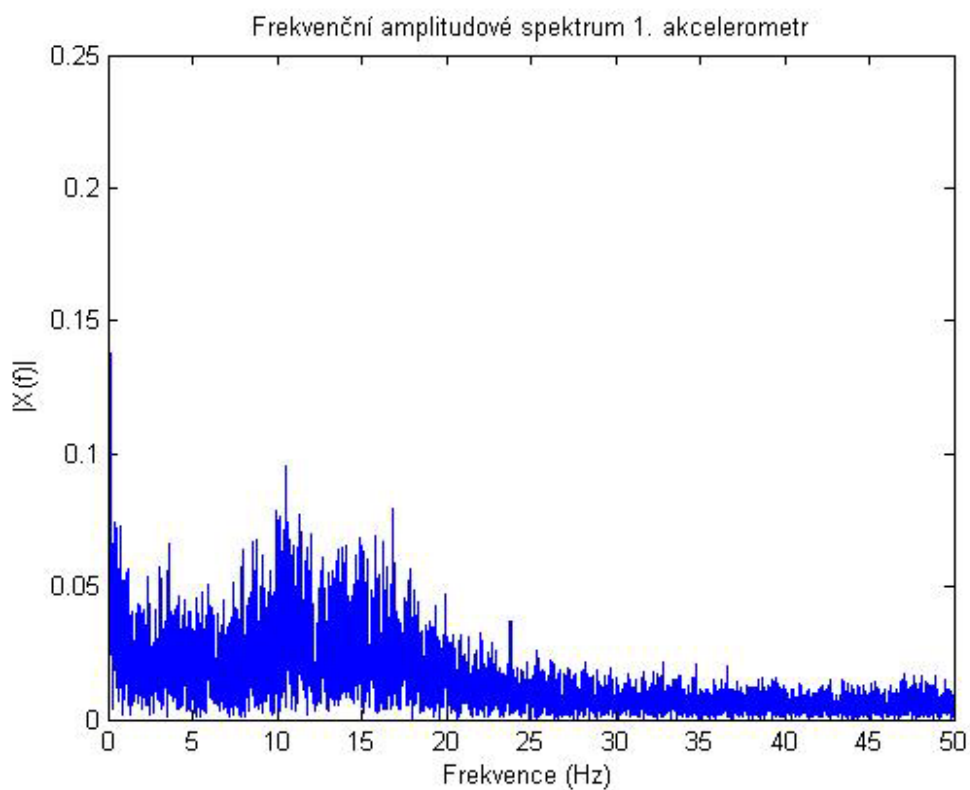
Obr. 2 – zrychlení osy Y akcelerometru 1



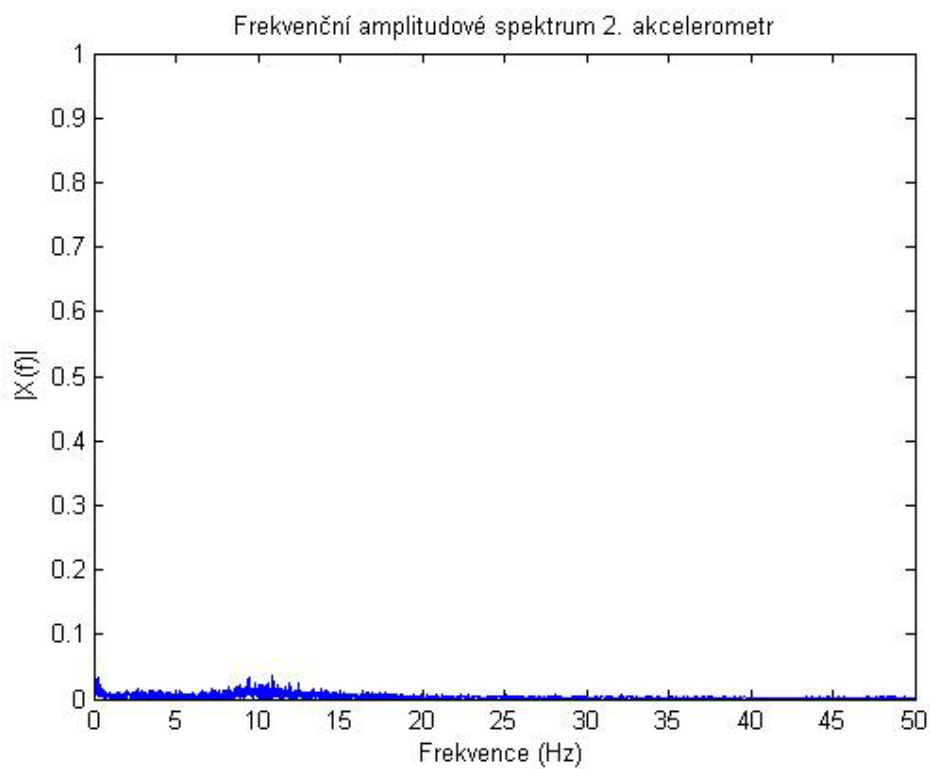
Obr. 3 – zrychlení osy Y akcelerometru 2



Obr. 4 – frekvenční amplitudové spektrum – akcelerometr 1. osa Y



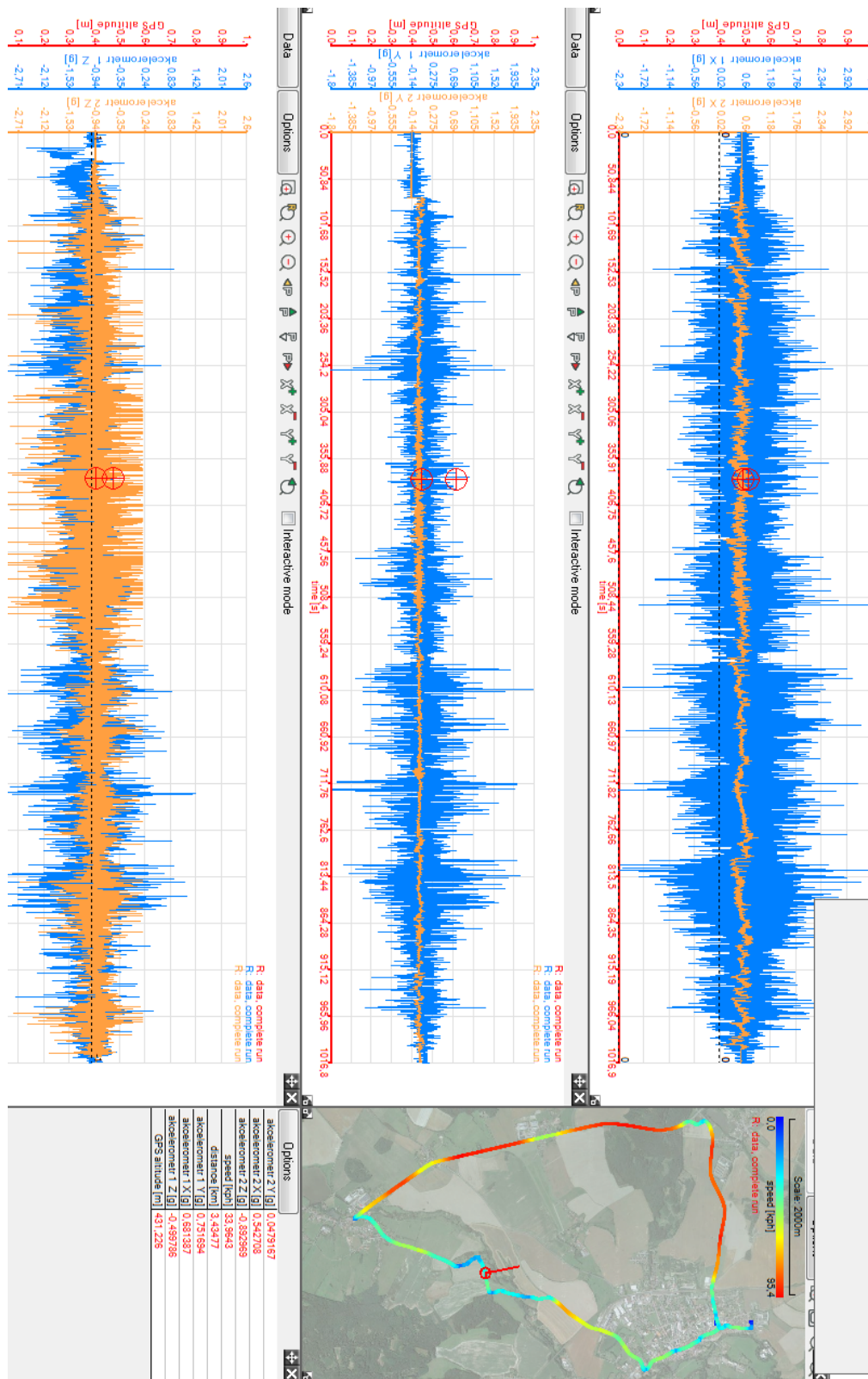
Obr. 5 – frekvenční amplitudové spektrum – akcelerometr 1. osa X



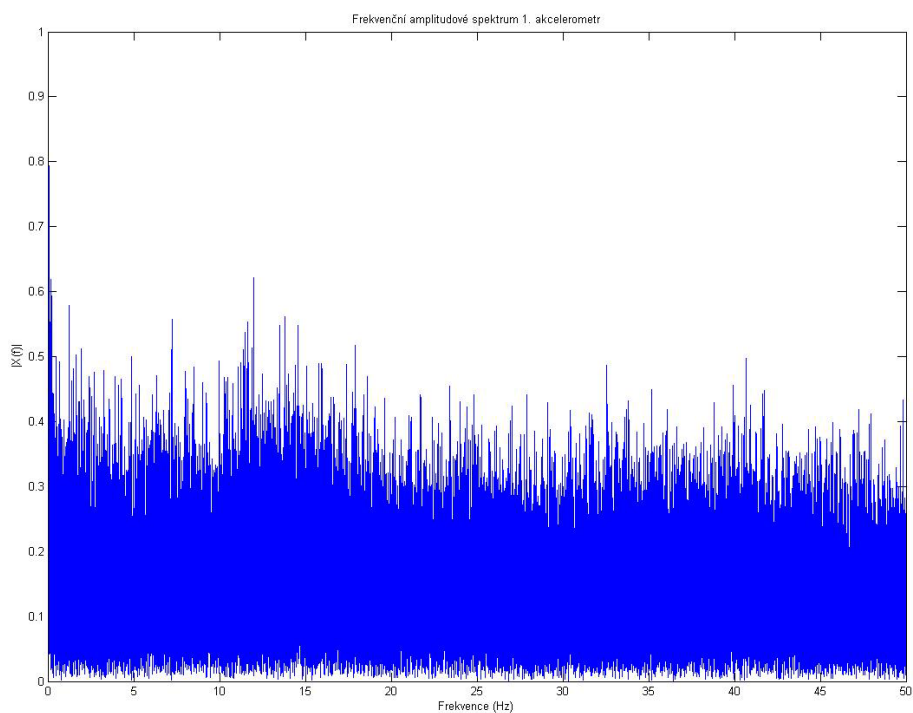
Obr. 6 – frekvenční amplitudové spektrum – akcelerometr 2. osa Y

PŘÍLOHA č. 5

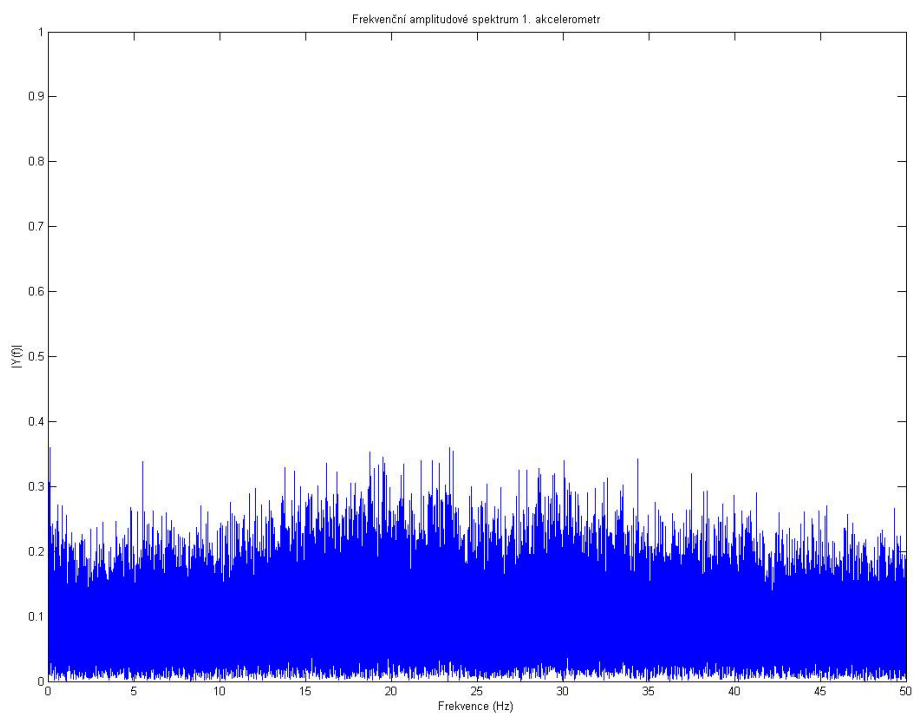
Výsledky měření expozice jezdce



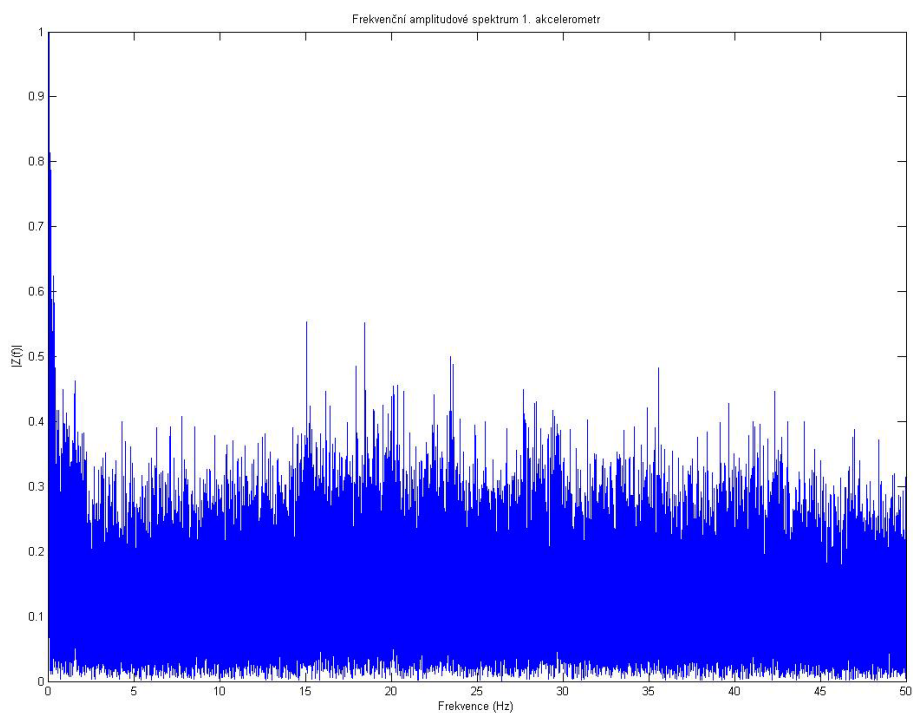
Obr. 1 – výsledky měření – modře zrychlení pro jednotlivé osy akcelometrů na stupačkách, oranžově pro akcelometr na sedačce, barevná škála na trase zobrazuje rychlost



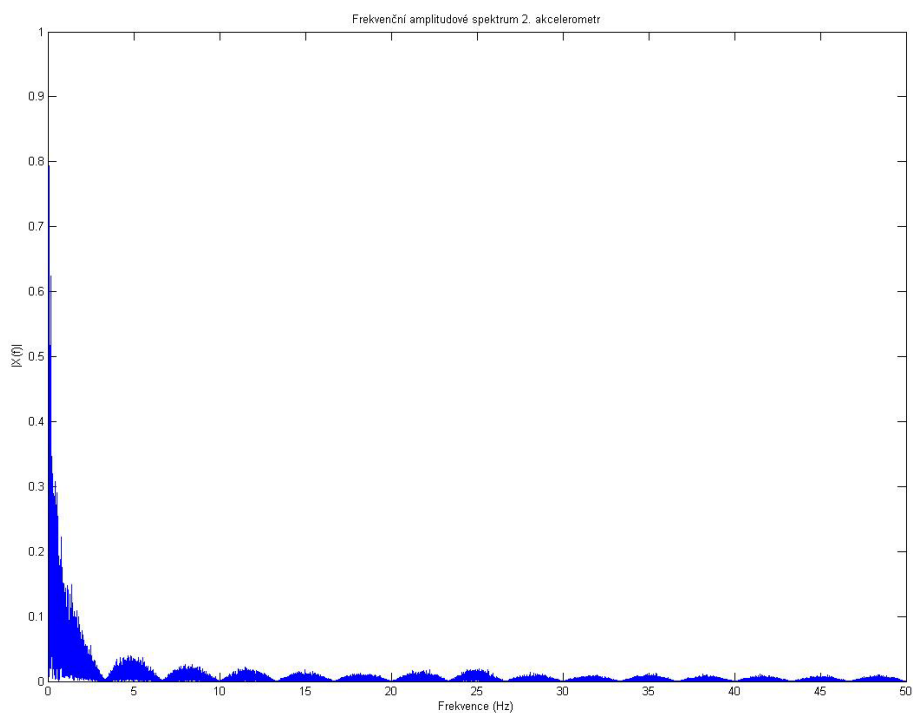
Obr. 2 – frekvencní amplitudové spektrum osy X akcelerometru 1.



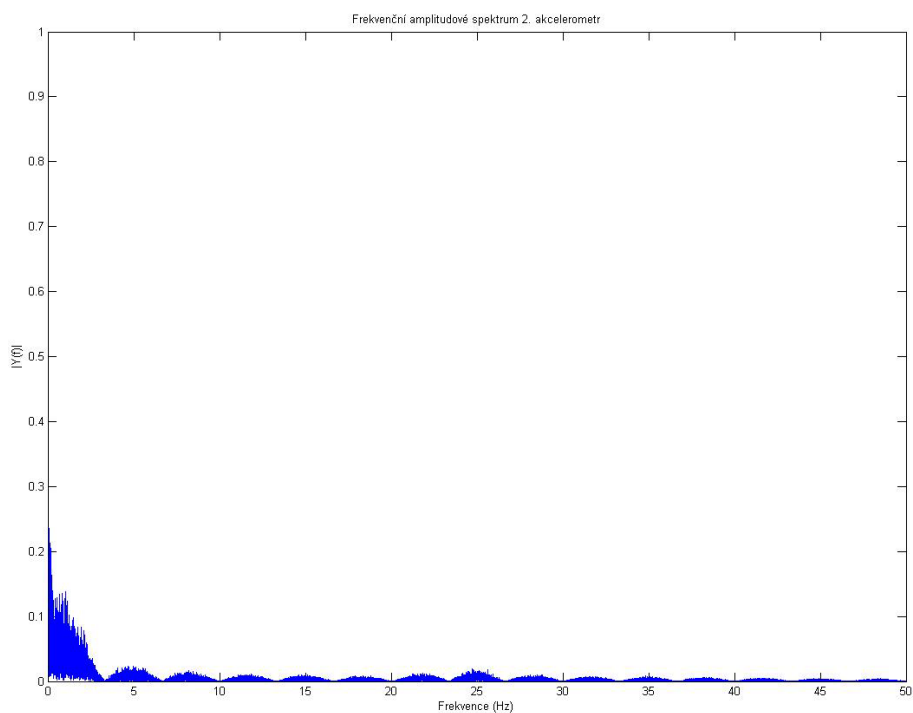
Obr. 3 – frekvencní amplitudové spektrum osy Y akcelerometru 1.



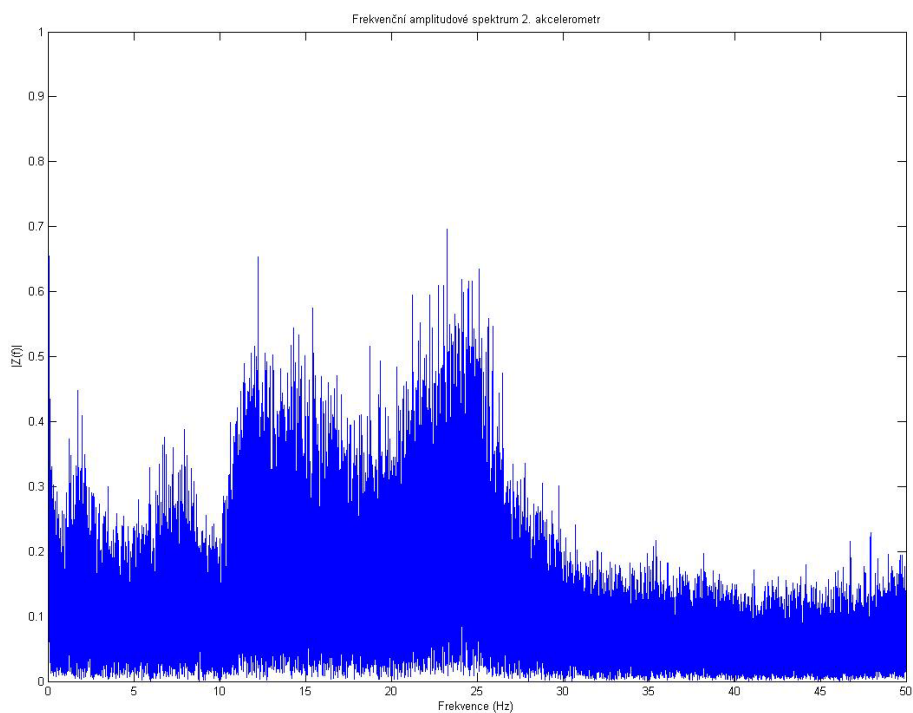
Obr. 4 – frekvencní amplitudové spektrum osy Z akcelerometru 1.



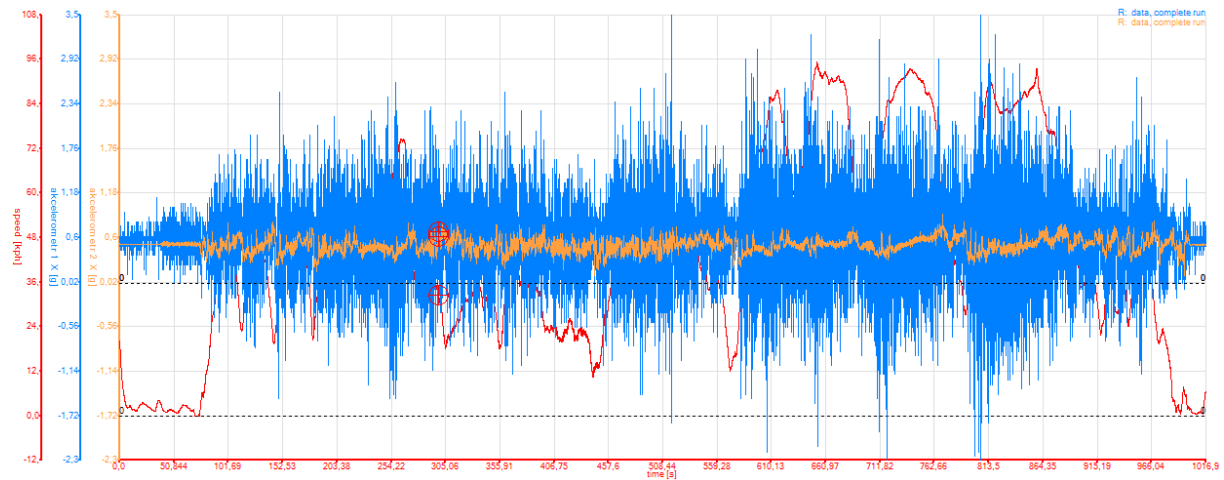
Obr. 5 – frekvencní amplitudové spektrum osy X akcelerometru 2.



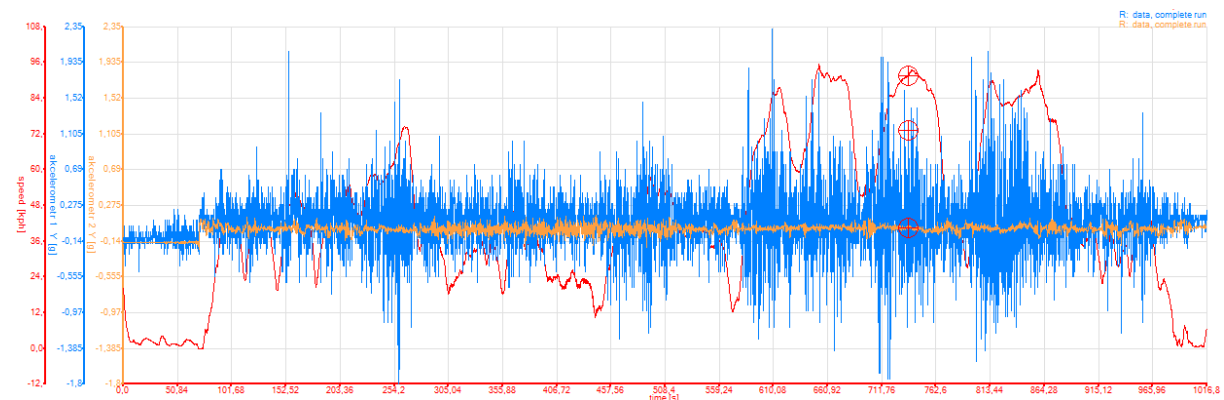
Obr. 5 – frekvenční amplitudové spektrum osy Y akcelerometru 2.



Obr. 6 – frekvenční amplitudové spektrum osy Z akcelerometru 2.



Obr. 8 – zrychlení na osách X a závislost na rychlosti



Obr. 7 – zrychlení na osách Y a závislost na rychlosti