

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO
A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Ing. Pavel Kučera

MECHATRONICKÝ PŘÍSTUP V DYNAMICE VOZIDEL

MECHATRONIC APPROACH TO VEHICLE DYNAMICS

Zkrácená verze Ph.D. Thesis

Obor: Konstrukční a procesní inženýrství
Školitel: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Oponenti: doc. Ing. Miroslav Havlíček, CSc.
doc. Ing. Zdeněk Kaplan, CSc.
Datum obhajoby: 4. 8. 2015

Klíčová slova

Mechatronické systémy, vibrace, výpočtový model, nákladní vozidlo, Simulink, LabView, NI VeriStand, Simulátor

Keywords

Mechatronic systems, vibration, computational model, truck, Simulink, LabView, NI VeriStand, simulator

Disertační práce je uložena v Areálové knihovně fakulty strojního inženýrství v Brně.

© Pavel Kučera, 2015

ISBN 80-214-

ISSN 1213-4198

Obsah

1 ÚVOD.....	5
2 CÍLE PRÁCE	6
3 VSTUPNÍ DATA	6
4 MĚŘENÍ A SIMULACE	7
5 ANALÝZA VIBRACÍ HNACÍHO TRAKTU	8
5.1 TORZNÍ VIBRACE	8
5.2 KROUŽIVÉ KMITÁNÍ HŘÍDELE.....	10
5.3 PRŮHYB HŘÍDELE	11
5.4 ANALÝZA KOMFORTU	13
6 VÝPOČTOVÉ MODEL Y PRO MECHATRONICKÉ SYSTÉMY	14
6.1 KNIHOVNY PRO SESTAVOVÁNÍ VÝPOČTOVÝCH MODELŮ	14
6.2 APLIKACE VÝPOČTOVÝCH MODELŮ.....	15
6.2.1 SIMULACE ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ	15
6.2.2 SIMULACE UZAVÍRÁNÍ DIFERENCIÁLŮ.....	16
6.3 SIMULÁTOR JÍZDY VOZIDLA	18
7 ZÁVĚR.....	20
8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	24
9 CURRICULUM VITAE	27
10 ABSTRACT.....	28

1 ÚVOD

Mechatronika se stala velmi často vyskytujícím se pojmem ve strojírenství obecně. Snaha neustále vyvíjet nové produkty se stále rozsáhlejšími funkcemi směřuje vývojová centra a společnosti k používání vědní oblasti mechatroniky. Neustálý tlak a nenasytnost společnosti vede právě k používání vhodných metod, které urychlí vývoj, ušetří peníze a uspokojí zákazníka. Tento vědní obor lze popsat jako obor zabývající se systémy kooperujícími spojením mechaniky, elektroniky a počítačového řízení. Počátek je datován do 70. let minulého století, kdy Japonsko tento obor začalo rozvíjet s následným zapojením dalších vyspělých zemí světa do této oblasti [8]. Mechatronické systémy jsou nedílnou součástí automobilového odvětví. Mechatronika v automobilech kombinuje mechanické části např. podvozků s elektrickými prvky ovládanými pomocí softwarově nadefinovaných algoritmů v řídicí jednotce. Jelikož jsou mechatronické systémy složeny z mnoha složitých částí, nelze je zpočátku snadno vyvíjet a testovat na reálném vozidle a to především z hlediska bezpečnosti a nákladů na dané testování. Proto je k tomuto účelu vhodné využít výpočtových modelů.

Práce se zabývá tvorbou výpočtových modelů částí hnacího traktu nákladního vozidla a analýzou kmitání jeho hnacího traktu užitím stávajících a moderních metod. Z jednotlivých modelů lze sestavit hnací trakt nebo celé vozidlo. To nahrazuje reálná vozidla a umožňuje tvořit a testovat mechatronické systémy. Celkový výpočtový model vozidla je potom možno simulovat v reálném čase pomocí zařízení pro Hardware in The Loop (HIL). Cílem práce bylo vytvořit takový výpočtový model, který by nahradil hnací trakt reálného vozidla a bylo ho možno aplikovat v Real-time aplikacích, neboli aby bylo možno tento podvozek ovládat jako v reálném prostředí. To by umožnilo vyvíjet a testovat nejen samotný podvozek, ale především mechatronické systémy užívané na vozidlech.

Práce popisuje analýzu chování hnacího traktu nákladního vozidla s pohonem 8x8, jemuž odpovídá vytvořený výpočtový model chovající se obdobným způsobem. Z hlediska vibrací je kladen důraz především na analýzu torzního a krouživého kmitání složitěho rozvětveného hnacího traktu nákladního vozidla. Tyto poznatky jsou aplikovány, pro řešení zabývajícího se právě vibracemi, na hnací trakt nákladního vozidla. Cílem bylo, aby vytvářený výpočtový model hnacího traktu umožňoval především torzní kmitání, které bylo prvně předpokládáno jako zdroj, způsobující značné problémy v určitých režimech jízdy analyzovaného vozidla. Aby se dalo předpokládat, že výpočtové modely fungují správně, byla provedena validace pomocí několika měření na daném hnacím traktu nákladního vozidla při jízdě na polygonu, dálnici a v dílenských podmínkách, kdy vozidlo bylo relativně v klidovém stavu. Měření byly vibrace v určených místech reálného vozidla, kdy vhodně umístěnými senzory byly analyzovány nežádoucí vlivy na řidiče. Jelikož podvozek signalizoval v některých režimech značné vibrace působící na řidiče, tak mezi cíle byla také zahrnuta možná úprava provedená výrobcem. Dále je v příslušných kapitolách popsán použitý hardware a software, výpočtové modely a příklady sestavených vozidel, které slouží pro simulaci jízdy vozidla. Na těchto

modelech vozidel je ukázáno testování algoritmu pro mechatronické systémy. Posledním hlavním bodem práce je propojení sestaveného výpočtového modelu vozidla s hardwarem pro simulace v reálném čase. Tím vznikne simulátor vozidla, který lze využít pro testování a vývoj vlastních mechatronických systémů (stabilizační systémy, automatické uzavírání diferenciálů atd.) bez dlouhého testování na reálném vozidle. Pro tyto cíle bylo využíváno především softwaru Matlab, Simulink, Creo, Ansys, Mathcad, NI VeriStand, a LabVIEW, kdy pomocí jejich funkcí a knihoven jsou tvořeny výpočtové modely a prováděny simulace jízdy a analýzy vibrací.

2 CÍLE PRÁCE

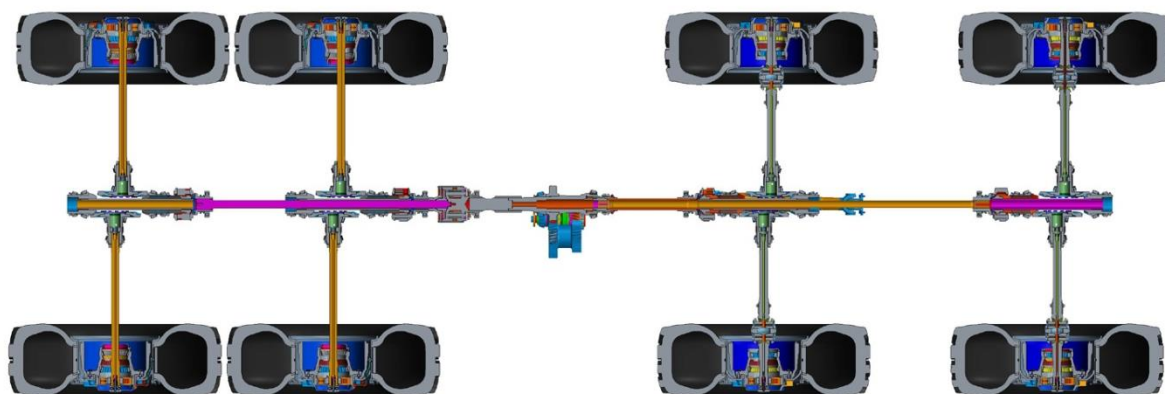
Pro úplnou představu jsou zde uvedeny bodově konkrétní cíle práce, které vyplývají z řešení dvou projektů zabývajících se vibracemi hnacího traktu nákladního vozidla a z projektu automatického řízení uzavírání diferenciálů nákladního vozidla.

- Analyzovat hnací trakt nákladního vozidla, kde je problém s vibracemi při jízdě rychlostí nad 85 km/h
- Z poznatků vytvořit výpočtové modely hnacího traktu, kterými lze simulovat chování jednotlivých částí hnacího traktu a vznik vibrací
- Navrhnout příslušná opatření ke snížení vibrací a ověřit stav po úpravě měření
- Rozšířit výpočtové modely hnacího traktu na popis podélné a příčné dynamiky vozidla
- Ověřit funkci výpočtového modelu celého vozidla
- Vytvořit algoritmus pro mechatronický systém uzavírání diferenciálu a ověřit jeho funkci na vytvořeném výpočtovém modelu nákladního vozidla
- Otestované výpočtové modely nákladního vozidla použít jako základ simulátoru vozidla fungujícího v reálném čase a vytvořit rozhraní pro jeho řízení a vizualizaci.

3 VSTUPNÍ DATA

Výpočtové modely pro analýzu chování hnacího traktu a především celého vozidla potřebují vstupní parametry. Z hlediska analýzy vibrací je to především geometrie hnacího traktu a základem je 3D model podvozku nákladního vozidla dodaný výrobcem, který je zobrazen na obr. 1. Jedná se o vozidlo s pohonem čtyř náprav. Z tohoto 3D modelu byly potom stanoveny momenty setrvačnosti, tuhosti hřídelí, jejich rozměry a převodové poměry. Tato data byla doplněna o parametry brzd, spojky, celkové hmotnosti vozidla, polohy těžiště, parametrů pro jízdní odpory atd. Některé parametry byly stanoveny výpočtem a analyzovány různými softwary, jiné dodány výrobcem nebo určeny měřeními.

Hnací trakt je rozsáhlým systémem převodů a obsahuje přes 100 ozubených kol, proto je nutné znát převodové poměry. K tomuto účelu bylo užito základní rovnice. V případě stanovení momentů setrvačnosti byly 3D komponenty modelů doplněny o hodnotu hustoty, aby bylo možné získat momenty setrvačnosti k osám rotace. Následně byl 3D model rozdělen na jednotlivé úseky popisující torzní systém hnacího traktu. Pro stanovení momentů setrvačnosti byl zahrnut i vliv ložisek umístěných v hnacím traktu. K určení torzní tuhosti hřídelí bylo přistupováno pomocí analytických rovnic. Pro zpřesnění výpočtu tuhosti se používá tzv. redukce délky, nebo lze užít 3D model hřídele, zatížit ho v programu Ansys a z deformace určit tuhost. Pro získání torzní tuhosti byl tedy nejdříve proveden zjednodušený výpočet a následně analýza v programu Ansys pro skutečný tvar hřídele. Porovnání hodnot torzní tuhosti pro zjednodušený analytický výpočet a zatížení v programu Ansys je téměř shodné u jednodušších tvarů hřídelí. Ostatní vstupní parametry pro rozšířené výpočtové modely vozidla byly dodány výrobcem nebo určeny měřením.



Obr. 1 3D model podvozku nákladního vozidla

4 MĚŘENÍ A SIMULACE

Jedním z hlavních cílů této práce bylo provést důkladnější analýzu hnacího traktu a vznik vibrací. Následně realizovat příslušné kroky k jejich redukci. Ze základní úvahy lze usoudit, že na hnacím traktu mohou vznikat vibrace vlivem torzního kmitání, krouživého kmitání, záběrem ozubení, počtem segmentů na pneumatice a nevyvážeností rotačních částí hnacího traktu. Aby bylo možno posoudit tyto vlivy, bylo připraveno měřicí zařízení, které bylo zaměřeno především na nejdelší hřídel hnacího traktu, aby mohly být pozorovány všechny vlivy vibrací. Měření bylo rozděleno na měření před úpravou a po úpravě hnacího traktu. Druhý způsob rozdělení byl na měření stojícího vozidla, kdy byly vymontovány korunová kola v reduktorech vozidla a na měření za jízdy. Při měření u stojícího vozidla bylo nutné mít zapnutý pohon předních náprav a uzavřít všechny diferenciály. Potom byl vždy zařazen příslušný rychlostní stupeň a byly zvyšovány otáčky motoru od volnoběžných po maximální. Druhou hlavní částí bylo měření za jízdy, kdy bylo provedeno měření s pohonem všech kol a s pohonem jenom zadních náprav. Při tomto měření již nebyly měřeny torzní vibrace, jelikož nebylo možné umístit

zařízení pro snímání na jedoucí vozidlo. Z těchto měřených testů byly vyhodnoceny FFT spektra vibrací (translačních, torzních) pro jednotlivé rychlostní stupně v závislosti na otáčkách motoru a ty byly porovnány s měřením po úpravě a výpočtovými modely.

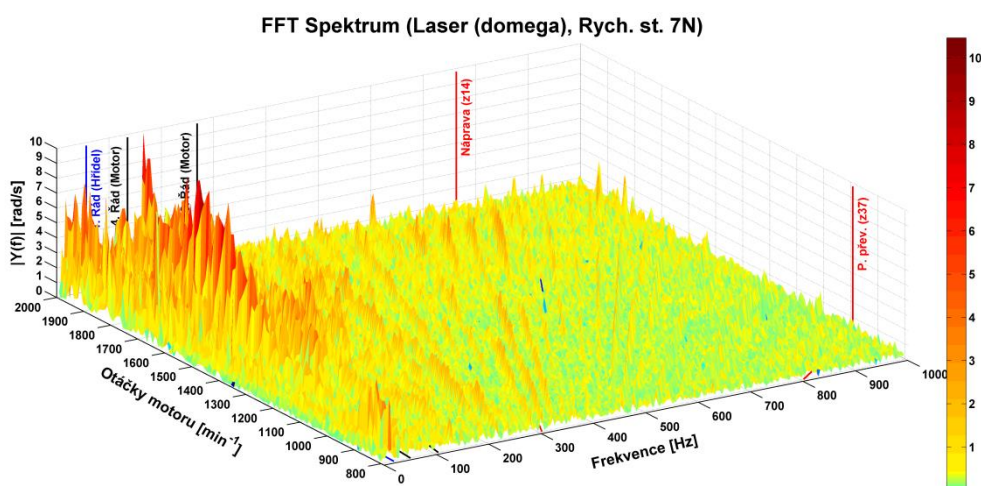
Simulace různých výpočtových modelů byly testovány dvojitým způsobem. První způsob je, že jsou simulace prováděny přímo v programu Simulink a Matlab, kdy výsledky mohou být porovnány s naměřenými hodnotami okamžitě. Tyto simulace neprobíhají v reálném čase. Druhá možnost simulování výpočtového modelu probíhá v reálném čase. Tam byly použity rozšířené výpočtové modely např. pro simulaci jízdy vozidla. K tomuto účelu byl sestaven simulátor. Použité zařízení pro simulátor je složeno ze základní řídicí jednotky označené NI 3110RT. K této jednotce jsou připojeny dva nosiče s měřicími kartami. K simulátoru jsou připojeny i herní prvky jako je volant, pedály a řídicí páka od společností Fanatek a Logitech nebo vytvořený kontrolní panel. Tyto prvky slouží pro řízení vstupních hodnot pro výpočtové modely. Jako softwarového prostředí je zde použito programu NI VeriStand. Samozřejmě toto zařízení umožňuje mnoho možností použití. Například může být testován vyvinutý algoritmus mechatronického systému na výpočtovém modelu vozidla. To se jedná o tzv. model-in-the-loop testování a simulace je spuštěna v zařízení NI 3110RT. Po ověření správné funkce výpočtových modelů (vozidlo, mechatronický algoritmus) lze hardware použít na reálném vozidle jako řídicí jednotku s navrženým algoritmem a bude testován mechatronický systém. V tomto případě se jedná o Hardware in The Loop (HIL) testování. Aby mohl být vyvinut výpočtový model pro simulaci jízdy vozidla, je nutné provést analýzu hnacího traktu. To bude sloužit pro jeho vývoj a zároveň pro vývoj mechatronických systémů.

5 ANALÝZA VIBRACÍ HNACÍHO TRAKTU

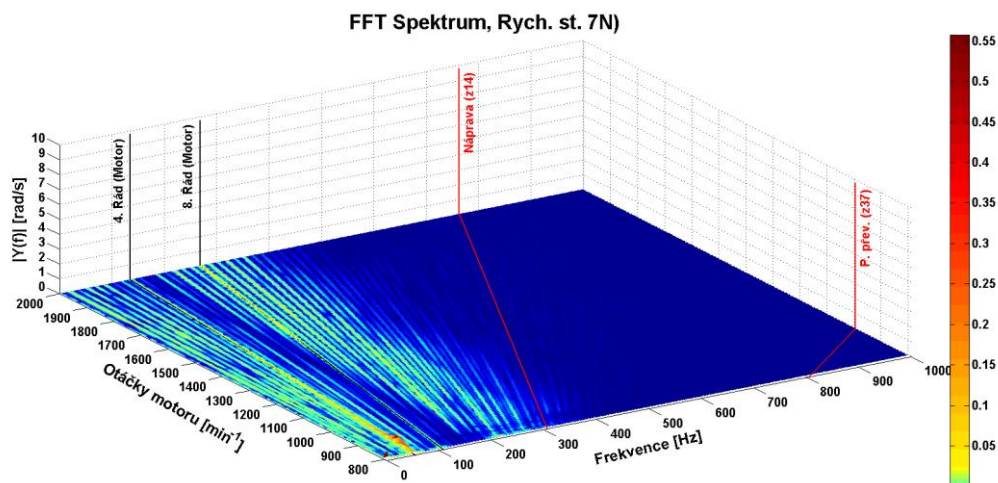
5.1 TORZNÍ VIBRACE

K tvorbě modelu pro analýzu torzních vibrací bylo přistoupeno dvěma způsoby. První model byl vytvořen v softwaru Matlab dle Lagrangeových pohybových rovnic a druhý způsob byl vytvořen užitím softwaru Simulink. Důvodem dvou přístupů k analýze torzních vibrací byla kontrola výsledků, jelikož se jedná o složitý rozvětvený torzní systém. Pro přípravu modelů a zpracování měření bylo užito literatury [2], [4], [12]. Oba přístupy vytváření výpočtových modelů obsahují 5 testovaných modifikací, kterými jsou pohon 8x8, 8x4, pohon jednotlivých předních náprav od kol a podvozek 8x8, který stojí na místě a má vyndána korunová kola v reduktorech. Poslední stav byl důležitý z hlediska měření, jelikož snímání torzních vibrací bylo možné jen při stojícím vozidle užitím laserového snímače torzních vibrací. Výstupem z analýzy torzního kmitání netlumeného a nebuzeného torzního systému v softwaru Matlab jsou vlastní frekvence a tvary torzního kmitání. Vlastní frekvence byly porovnány s těmi získanými pomocí výpočtového modelu v softwaru Simulink a jak již bylo předpokládáno, musely být totožné. Každé této vlastní

frekvenci odpovídá tvar kmitání. Vyhodnocení tvarů torzního kmitání posloužilo k analýze vhodné polohy pro měření vibrací. Pro simulaci buzeného torzního systému s tlumením jsou rozšířeny jen modely vytvořené v prostředí softwaru Simulink. U reálného vozidla lze předpokládat tři zdroje buzení torzních vibrací tj. především budícím momentem od motoru, buzení záběrem ozubených kol v hnacím traktu a případně buzení vlivem tvarových prvků na pneumatice. Výpočtový model torzního systému byl rozšířen o výpočtový model motoru pro buzení. Ostatní buzení bylo analyzováno při měření.



Obr. 2 Analýza torzních vibrací pro rychlostní st. 7N (měření s úpravou hnacího traktu)



Obr. 3 Analýza torzních vibrací pro rychlostní st. 7N (výpočtový model)

Vyhodnocení torzních vibrací z měření bylo porovnáno s analýzou pomocí výpočtového modelu hnacího traktu nákladního vozidla, kde byl předpokládán výskyt 4. a 8. řádu otáček motoru. Z měření vyplývá, že hřídel byla při rotaci prohnutá a laserový snímač vyhodnotil rotaci v prohnutém stavu jako vibrace. Proto se při zpracování naměřených dat do FFT spektra promítly různé řády otáček analyzované hřídele a tím to zakrylo téměř veškerý vliv torzních vibrací. Další aspekt, který ovlivnil měření je, že vozidlo bylo stojící a byly poháněny jen hřídele

s minimálním potřebným krouticím momentem, tudíž pokud budicí frekvence motoru přecházela oblast vlastní frekvence torzního systému, nemusela být vůbec vybudena a tím se to neprojevovalo v FFT spektru. Z tohoto důvodu je předpokládáno provést měření torzních vibrací např. pomocí tenzometrů, aby vliv prohnutí nebyl promítnut do vyhodnocení. Porovnáním s FFT spektrem získaného simulací výpočtového modelu jsou zmíněné řady motoru viditelné, avšak nijak výrazné. Z těchto výsledků lze částečně usoudit, že torzní kmitání má na vibrace analyzovaného nákladního vozidla minimální vliv. Ukázka vyhodnocení FFT spekter je na obr. 4-5.

5.2 KROUŽIVÉ KMITÁNÍ HŘÍDELE

Další možností vzniku problému s vibracemi na hnacím traktu, by mohl být vznik krouživého kmitání hřídele (kritické otáčky). Je to stav, kdy dochází k vibracím, vzniku hluku a možné nevratné deformaci hřídele. Jedná se o jakýsi stav nestability rotace hřídele v kritických otáčkách. Pro kontrolu tohoto stavu byla použita teorie a rovnice z literatury [10]. Byly provedeny dvě analýzy tj. nejdelší hřídele pohánějící první přední nápravu vozidla a hřídele pohánějící zadní druhou nápravu vozidla. Nejdelší hřídel je konstrukčně uchycená na koncích a podepřená přibližně v jedné třetině její délky. Dle předpokladu opotřebení podepření hřídele, které je formou kluzného ložiska, nebylo jasné, zda ložisko plní předpoklad uložení. Z tohoto důvodu byl prvotní analytický výpočet proveden pro celou délku hřídele a následně porovnán s analýzou v softwaru ANSYS. Následující analýza byla již provedena jen v softwaru ANSYS Workbench, kam byl importován celý 3D model hřídele a jeho další navazující části jako je např. část diferenciálu atd.

Tab. 1 Hodnoty kritických otáček pro obě hřídele u rozšířených modelů

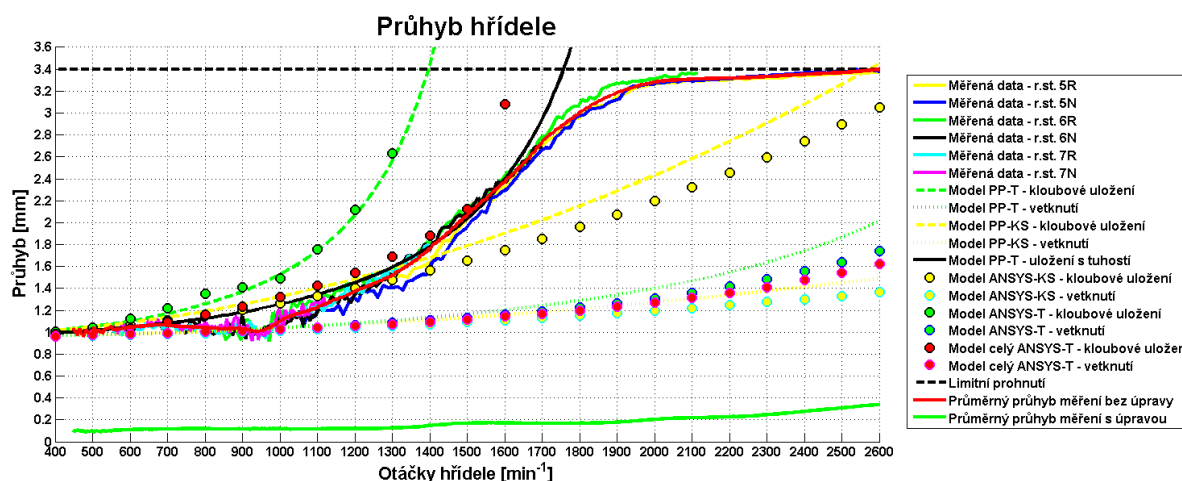
	Hřídel celek ANSYS							
	Hřídel přední				Hřídel zadní			
	Vetknuto	Kloub	Vetknuto podepřeno	Kloub podepřeno	Vetknuto	Kloub	Vetknuto podepřeno	Kloub podepřeno
	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz	Hz
1. tvar	36,6	36,3	63,2	56,0	97,6	92,4	254,1	194,7
Rychlost vozidla [km/h]	84,3	83,7	145,8	129,3	225,2	213,3	586,3	449,2
2. tvar	100,6	99,8	173,4	155,4	268,8	254,1	686,1	490,1
3. tvar	196,9	195,2	337,8	302,5	520,1	490,7	743,3	662,3

V tab. 9 jsou hodnoty kritických otáček pro první tři tvary kmitání pro analyzovaný celek. Pro první tvar jsou kritické otáčky přepočítány na rychlost vozidla. Problémové vibrace na hnacím traktu vznikají při jízdě vozidla rychlostí 85 km/h a výše. Z toho by se dalo usoudit, že porovnáním s výsledky je příčinou kmitání přední hřídel a podložení hřídele není funkční. Toto tvrzení však lze vyloučit, protože po demontáži před úpravou byla sledována funkčnost podepření pomocí kluzného ložiska a bylo zjištěno, že funkce je správná. Celkové shrnutí ukazuje, že kritické otáčky odpovídají vysokým rychlostem vozidla, jelikož je hřídel

podepřena a tudíž lze vyloučit kritické otáčky jako příčinu vzniku vibrací na hnacím traktu.

5.3 PRŮHYB HŘÍDELE

Po předchozích úvahách a měřeních je poslední možností vzniku vibrací v hnacím traktu přenášeny po celém vozidle nevyváženost nejdelší hřídele hnacího traktu. Pro tuto skutečnost bylo provedeno měření průhybu hřídele. Již z prvního měření, kdy se hřídel otáčela minimálními otáčkami, kterých řidič mohl dosáhnout, bylo zjištěno, že je hřídel v daném místě měření prohnutá o 0,95 mm. Aby bylo možné následnou teorii a měření porovnat bylo nutné vytvořit výpočtový model rotující hřídele, jehož rovnice vycházejí z literatury [5]. Předpokládané uložení hřídele bylo mezi kloubovým a vetknutým uložením případně pružné uložení, proto byly doplněny deformační podmínky pro získání silových reakcí a momentů působících na hřídel. Potom lze vypočítat průhyb hřídele pomocí rovnice průhybové čáry. Výpočtový model byl sestaven v softwaru Matlab, kde byly následně porovnány výsledky měření hnacího traktu bez úpravy, s úpravou a výpočtový model hřídele bez úpravy hnacího traktu. Výsledky jsou zobrazeny na obr. 4.

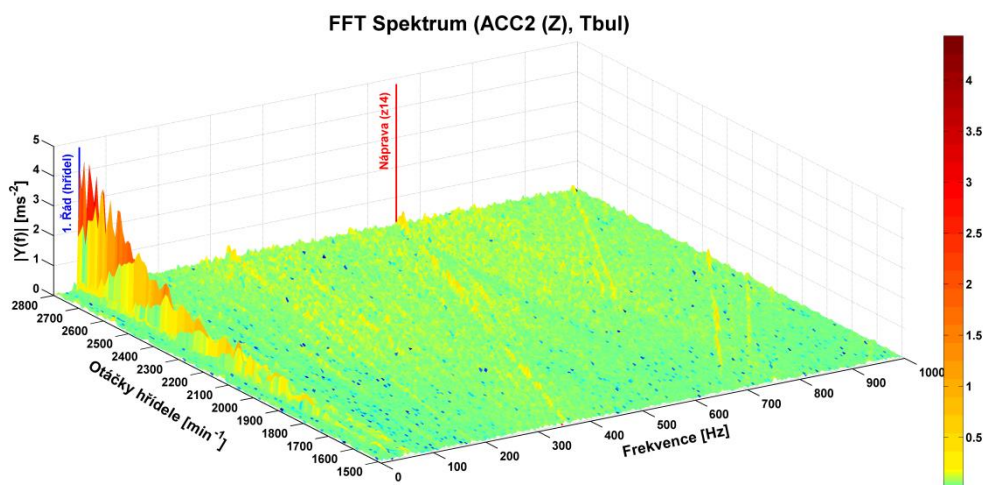


Obr. 4 Porovnání naměřených hodnot a výpočtových modelů

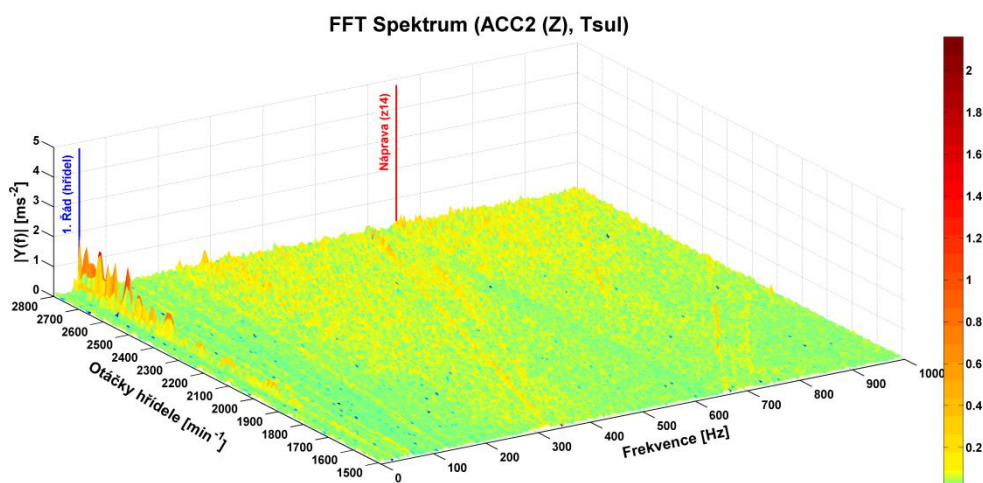
Z měřených dat je následně vidět, že hřídel se prohne do takového stavu, že se opře o další části hnacího traktu. Následně byly provedeny analýzy části hřídele a celé hřídele i se součástmi diferenciálu v softwaru Ansys a to pro transientní chování jako u předchozího výpočtového modelu. Také byly provedeny kvazistatické analýzy, které však pro tento případ nejsou vhodné. Z porovnání simulací průběhu průhybu a měření lze usoudit, že výpočtové modely jsou vhodně zvolené pro problematiku posouzení průhybu.

Z výsledků měření průhybu, analýz vibrací a simulace výpočtového modelu jednoznačně vyplývá, že průhyb této hřídele je hlavní příčinou kmitání hnacího traktu, které je přenášeno po celé karoserii vozidla. Pro snížení průhybu hřídele je nutné minimalizovat průhyb hřídele a tím i její nevyváženost. Proto byla výrobcem

provedena úprava hnacího traktu před druhým měřením. Po úpravě z druhého měření vyplývá, že průhyb je minimální a to se projevilo i výrazným snížením vibrací na vozidle.



Obr. 5 Analýza směrových vibrací v ose Z (ACC2), pohon 8x4 (dálnice), bez úpravy



Obr. 6 Analýza směrových vibrací v ose Z (ACC2), pohon 8x4 (dálnice), s úpravou

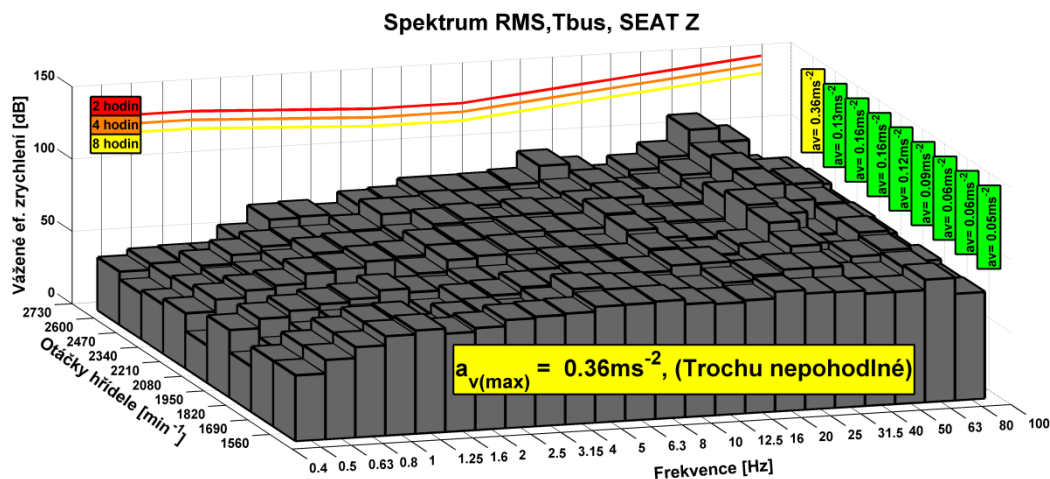
Pro vyhodnocení vibrací vznikem průhybu hřídele bylo provedeno několik měření pomocí akcelerometrů (ACC1 a ACC2) umístěných za první přední nápravou a před druhou přední nápravou. Vibrace byly snímány ve třech osách a pro každý směr byla vyhodnocena FFT spektra. Ve všech FFT spektrech se projevila výrazná frekvence odpovídající otáčkám hřídele. U stavu za jízdy s pohonem všech kol se v FFT spektrech objeví i výrazná amplituda odpovídající zubové frekvenci. Z hlediska komfortu je řidič nejvýrazněji ovlivňován vibracemi do 100 Hz, tudíž vyššími frekvencemi, mezi kterými je např. i zmíněná zubová frekvence, není nutno se výrazně zabývat.

Z vyhodnocení měření provedeného po úpravě hnacího traktu vyplývá, jak podložením analyzované hřídele bylo docíleno snížení vibrací a téměř zmizení

prvního řádu otáček hřídele. To koresponduje s analýzou průhybu hřídele a lze jednoznačně usoudit, že průhyb hřídele a její nevyváženost byla hlavní příčinou vibrací na nákladním vozidle. Proto byly provedeny příslušné kroky podložení a rozdělení analyzované hřídele.

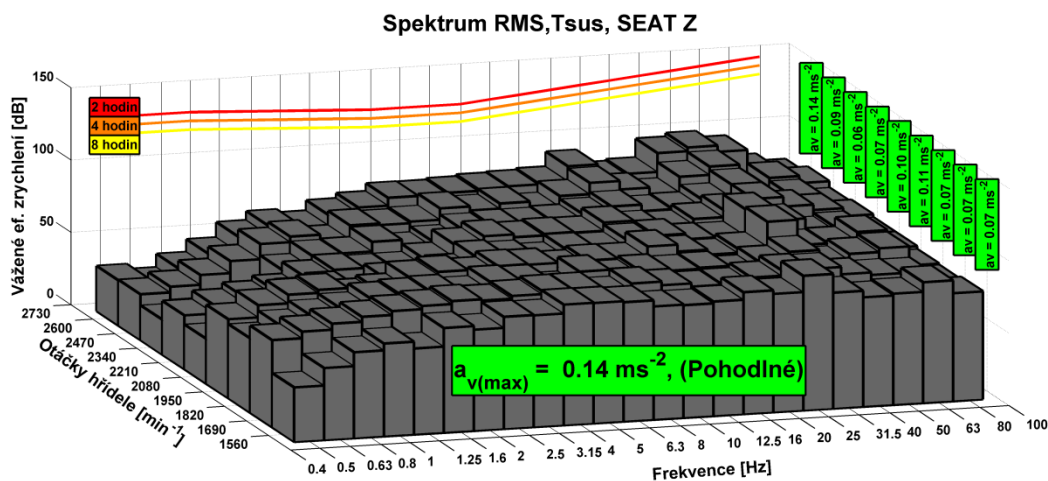
5.4 ANALÝZA KOMFORTU

Pro posouzení vlivu vibrací na řidiče bez a s úpravou hnacího traktu bylo provedeno měření vibrací na sedadle řidiče. Měřená data byla analyzována dle informací vycházejících z normy ISO 2631-1 [13]. Pro vyhodnocení bylo využito tzv. základní vážené efektivní hodnoty zrychlení (*RMS*). Pro aplikaci váhy v příslušných třetinooktávových pásmech bylo nutné naprogramovat třetinooktávový filtr, který je složen z *low-pass* a *high-pass* filtru, tedy se jedná o filtr s *Butterworth* charakteristikou. Vlastnosti tohoto filtru jsou popsány např. v normě ANSI S1.11-2004 [14]. Vyhodnocená jednotlivá vážená efektivní zrychlení lze převést na hladinu zrychlení vibrací, jak je popsáno ve Sbírce zákonů č. 502/2000 [15]. Dle uvedených rovnic, limitů a aspektů pro vyhodnocení byl vytvořen celkový program pro zpracování měření a vyhodnocování celých spekter vibrací.



Obr. 7 Analýza komfortu na sedadle řidiče, pohon 8x8 (stojící vozidlo), bez úpravy

Vyhodnocení bylo provedeno pro měření na vozidle před úpravou a po úpravě hnacího traktu nákladního vozidla. Z výsledků vyplývá, že po úpravě se komfort zlepšil z hladiny trochu nepohodlné na pohodlné např. u měření stojícího vozidla. Vlivem prvků sedadla, které tlumí vibrace, lze považovat hodnoty před úpravou také za přijatelné, avšak z hlediska subjektivního hodnocení vibrací (pocitové, vizuální) byly vibrace velice nepříjemné z hlediska provozu vozidla v provozním režimu nad 85 km/h před úpravou. Po úpravě dle subjektivního i objektivního (měření) hodnocení vibrace téměř zmizely a hlavní vliv na to měla nevyváženost nejdelší hřídele hnacího traktu. Ukázka vyhodnocení spekter je na obr. 7-8.



Obr. 8 Analýza komfortu na sedadle řidiče, pohon 8x8 (stojící vozidlo), s úpravou

6 VÝPOČTOVÉ MODELY PRO MECHATRONICKÉ SYSTÉMY

6.1 KNIHOVNY PRO SESTAVOVÁNÍ VÝPOČTOVÝCH MODELŮ

Z poznatků měření a analýzy chování vozidla byly výpočtové modely rozšířeny v prostředí softwaru Simulink a mají formu tzv. bloků. Teoretické předpoklady pro vytváření výpočtových modelů byly čerpány z [2], [3], [4], [11]. V každém z bloků je popsán výpočtový model pro různé části hnacího traktu např. výpočtový model motoru, spojky, brzdy, převodovky, pneumatiky, dynamiky vozidla a diferenciálu. Z těchto bloků byla vytvořena knihovna. Základními bloky knihovny jsou výpočtový model hřídele a rotačního kotouče, kde je jejich rovnic využito, jako základu ve většině dalších bloků. Blokem motoru lze simulovat i průběh krouticího momentu každého pracovního cyklu motoru. Tento průběh krouticího momentu je vypočítán pomocí literatury [7]. Další podrobnější popis funkce motoru je popsán v publikovaném článku [18]. Výpočtový model spojky popisuje přenos krouticího momentu popsaného rovnicemi v literatuře [1] a dále je zde vycházeno např. z teorie Karnoppa, určené pro simulace, aniž by vznikaly skoky v průběhu sepnutí a rozpojení spojky [16]. V případě tvoření bloku je pro přenos momentu sestaven výpočtový model pomocí vlastně nadefinovaného postupu. Knihovna také obsahuje tři typy výpočtových modelů převodovek, které popisují čtrnácti stupňovou převodovku, ZF 16 S převodovku a základní blok jednoduchého převodu. Výpočtové modely diferenciálu a zubové spojky popisují jejich chování a lze simulovat i uzavření diferenciálu. Vytvořené bloky popisující chování pneumatik jsou zastoupeny třemi modely pneumatik tj. lineární, HRSI [24] a Pacejka Magic Formula. Především je kladen důraz na výpočtový model Pacejka Magic Formula, který je vhodný pro velký rozsah jízdních simulací a jeho rovnice jsou čerpány z literárních zdrojů [9], [25]. Pro simulaci chování pneumatiky při jízdě je zapotřebí použít výpočtový model popisující přechodné chování pneumatiky, který byl do bloku pneumatiky zahrnut. Hlavním blokem je blok popisující podélnou a příčnou

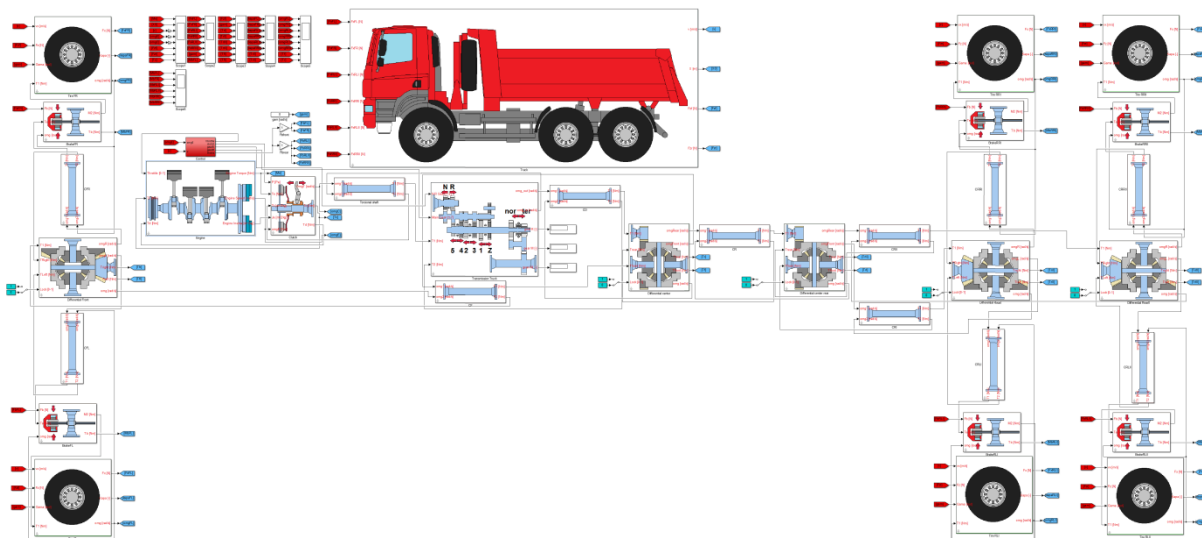
dynamiku vozidla s výpočtem vertikálního zatížení každého kola. K tomuto účelu bylo použito rovnic, které zahrnují vliv statického zatížení a podélného a příčného zrychlení popsané v literatuře [6]. Poslední z hlavních vytvořených bloků byly dva bloky s výpočtovými modely pro kotoučovou a bubnovou brzdu. Jednotlivé rovnice pro oba typy brzd a jejich odvození vychází z literatury [1]. Z těchto bloků uživatel může sestavit různé typy vozidel a provádět simulace jízdních manévřů.

6.2 APLIKACE VÝPOČTOVÝCH MODELŮ

V této kapitole je popsáno několik simulací určených pro ověření funkce vytvořených bloků, ze kterých jsou poskládány výpočtové modely celých vozidel a je zde ukázka možnosti vývoje mechatronického systému a tvorba simulátoru vozidla fungujícího v reálném čase.

6.2.1 SIMULACE ŘAZENÍ PŘEVODOVÝCH STUPŇŮ

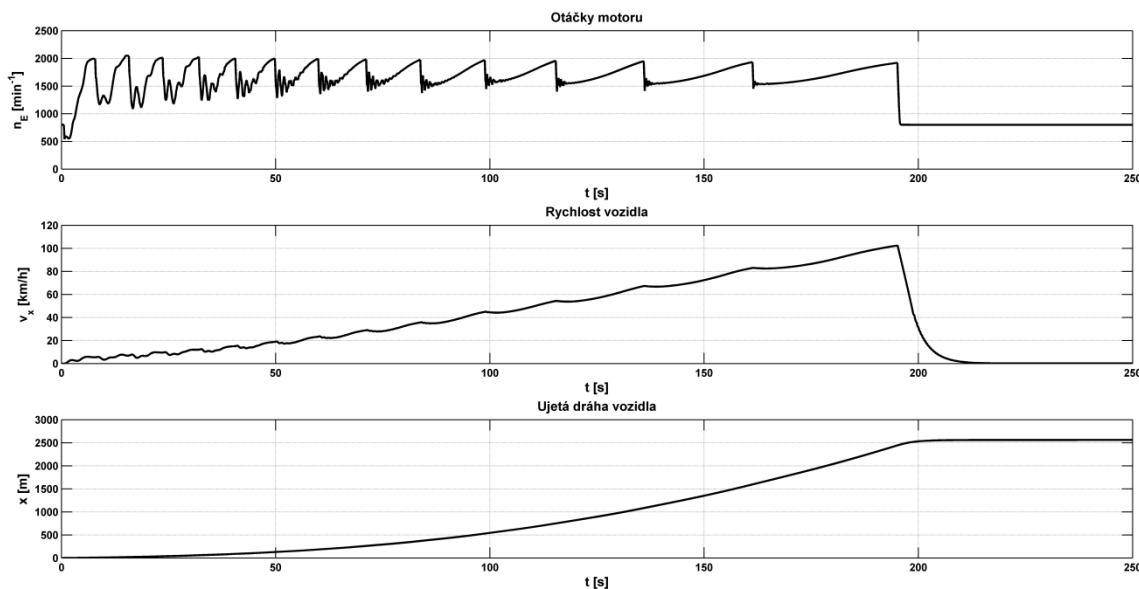
Pro tuto simulaci byl sestaven celkový výpočtový model nákladního vozidla s pohonem 6x6. Tento výpočtový model zobrazený na obr. 9 je složen z motoru, spojky, převodovky, pěti diferenciálů, kotoučových brzd, modelů pneumatik, bloku podélné dynamiky a řídicího bloku simulace. Pro ověření správné funkce výpočtového modelu sestaveného hnacího traktu byla provedena simulace rozjezdu a zastavení vozidla.



Obr. 9 Výpočtový model vozidla s pohonem 6x6 pro simulaci řazení rychlostních stupňů

Simulace probíhá tak, že řídicí algoritmus posílá signály spojce, motoru, brzdám a převodovce vozidla. Vozidlo se začne rozjíždět z klidového stavu a postupně jsou řazeny rychlostní stupně. Po dosažení nejvyššího rychlostního stupně vozidlo začne brzdit. Průběh této simulace je zobrazen na obr. 10, kde jsou názorně vidět poklesy otáček motoru n_E při přeřazení jednotlivých převodových stupňů. Uprostřed obrázku je zobrazena časová závislost rychlosti vozidla v_x . Dole na obrázku je ujetá vzdálenost vozidla x . Z těchto grafů lze usoudit, že výpočtový model, který je složen

z vytvořených bloků, se chová dle teoretických předpokladů správně. Podrobnější popis o vozidle s pohonem 6x6 a o simulaci vozidla s pohonem 8x8 je publikován v článcích [20], [21]. Pro plynulejší přeřazení a k zamezení torzních vibrací, by bylo vhodné doplnit výpočtový model o synchrony. To bylo provedeno v simulaci popsané v publikovaném článku [19].

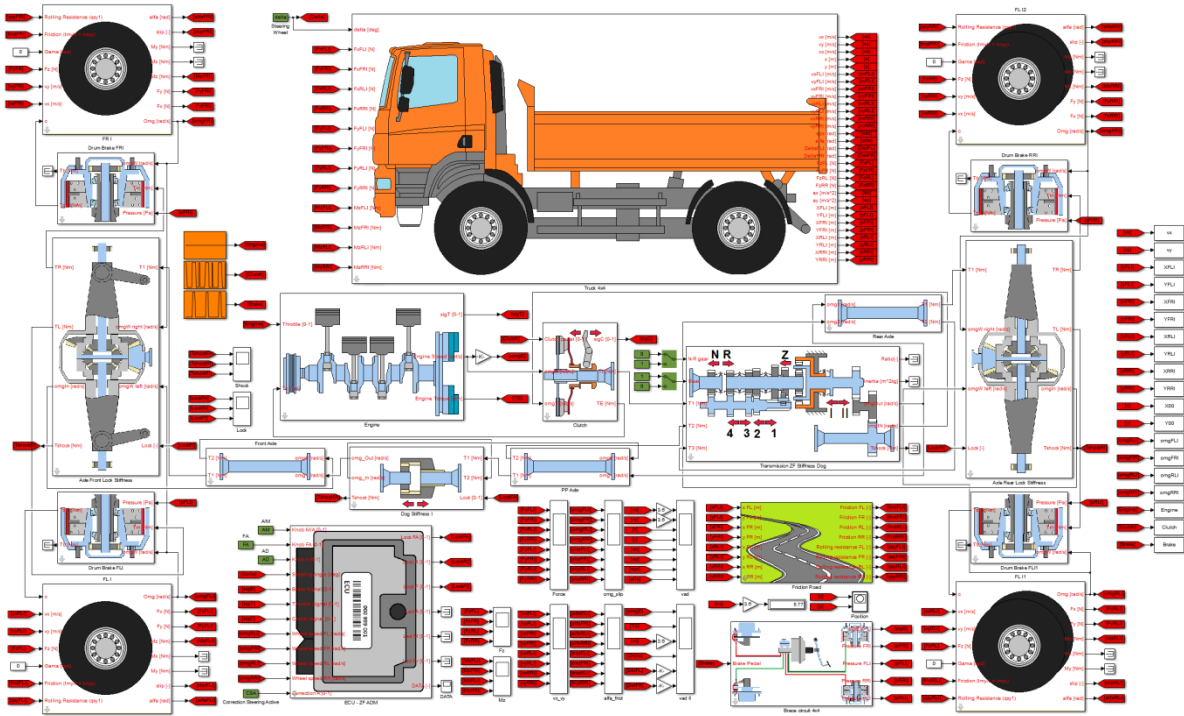


Obr. 10 Výsledky simulace rozjezdu vozidla a řazení jednotlivých rychlostních stupňů

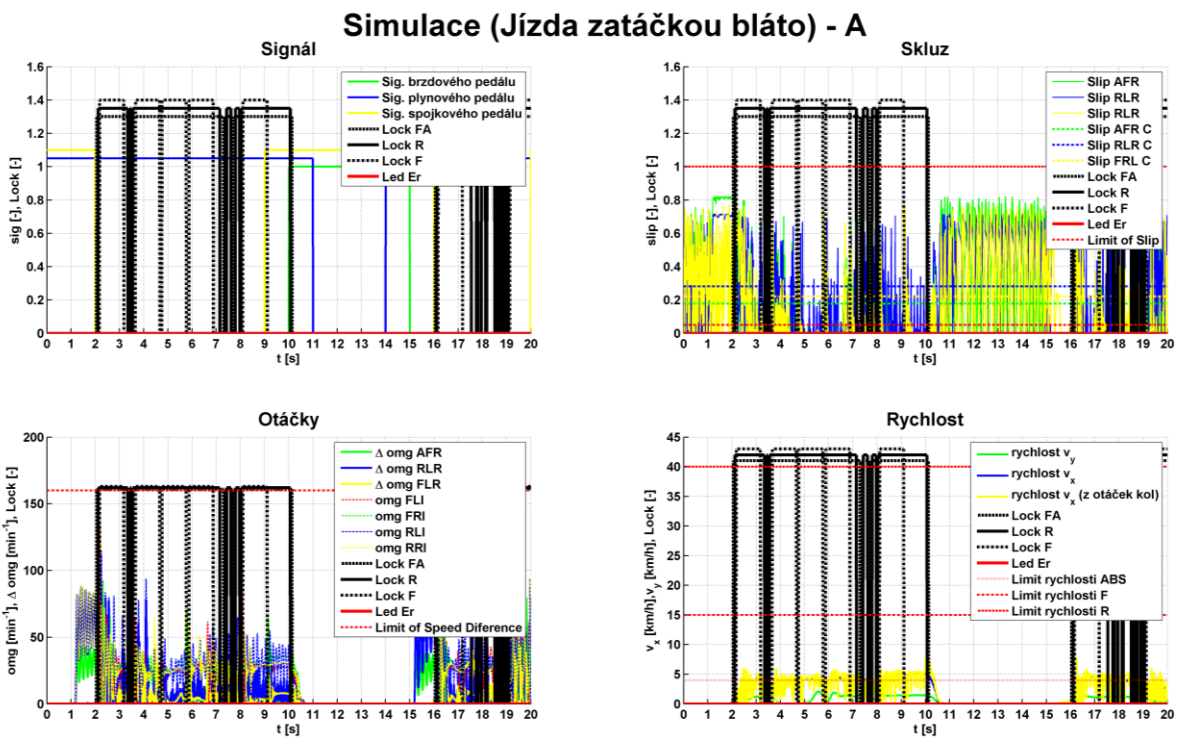
6.2.2 SIMULACE UZAVÍRÁNÍ DIFERENCIÁLŮ

Výchozím modelem pro simulaci uzavírání diferenciálů je nákladní vozidlo s pohonem 4x4. Výpočtový model je na obr. 11, kde jsou zobrazeny jednotlivé části hnacího traktu, kterými jsou motor, spojka, převodovka, nápravy, diferenciály, bubnové brzdy, bloky pneumatik, blok s řídicím algoritmem atd.

V tomto případě z hlediska testování algoritmu pro mechatronický systém automatického uzavírání diferenciálu je nejdůležitějším prvkem blok zastupující řídicí jednotku a blok s výpočtovým modelem diferenciálu. Výpočtový model diferenciálu umožňuje simulovat i stav, kdy je diferenciál uzavřen, což je důležitým aspektem pro testování řídicího algoritmu. V tomto případě se jedná o řízení diferenciálu způsobem, že je uzavřen nebo otevřen. Základní filozofií řízení je sledování otáček jednotlivých kol a to vychází ze systému ZF ADM popsaného v literatuře [23]. Z těchto otáček je počítán skluz. Dále je sledován signál plynového, spojkového a brzdového pedálu a zatočení kol. Z těchto vstupních hodnot jsou vyhodnocovány stavy určující uzavření nebo otevření diferenciálu. Systém ZF ADM je základem tvorby řídicího algoritmu pro simulaci uzavírání diferenciálu. Řídicí algoritmus byl tvořen v softwaru Simulink užitím knihovny Stateflow, která je určena především na vytváření logických algoritmů pro různá řízení.



Obr. 11 Výpočtový model vozidla 4x4 pro automatické řízení diferenciálu



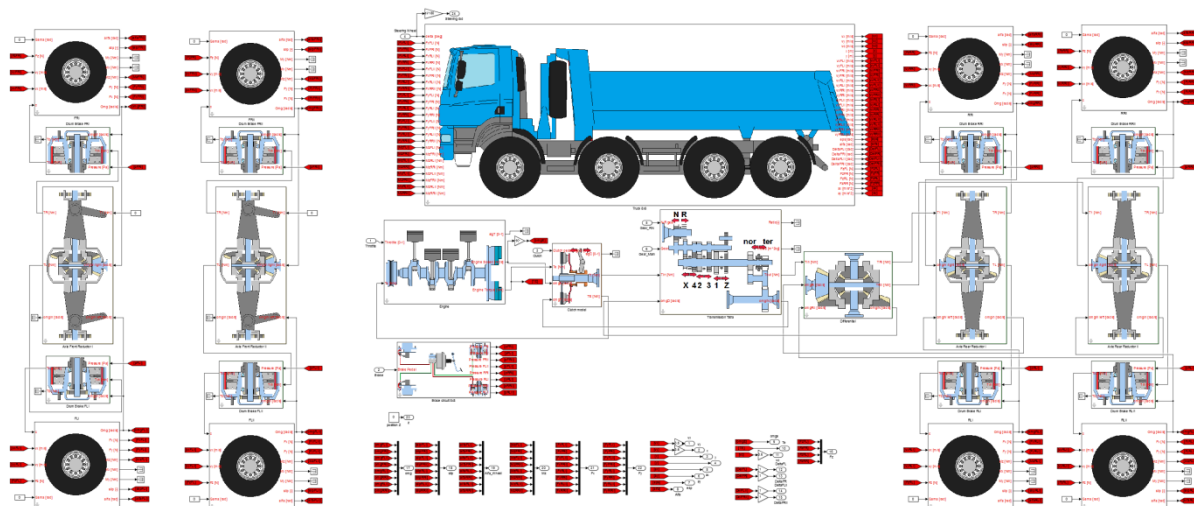
Obr. 12 Simulace jízdy bahnitou zatáčkou (automatické řízení)

Algoritmus je rozdělen na dvě hlavní části, kde uživatel má k dispozici tři tlačítka pro ovládání. Aby bylo možno provést test uzavírání diferenciálu, bylo nutné simulovat prokluz jednotlivých kol vozidla. K tomuto účelu byla vytvořena matice

popisující adhezi mezi vozovkou a pneumatikou. Druhou vytvořenou maticí je matice popisující součinitel valivého odporu q_{syt} v závislosti na poloze vozidla. Tímto principem lze simulovat různé povrchy vozovky a plynule simulovat přejezd mezi nimi. To je důležité z hlediska simulace prokluzu jednotlivých kol vozidla. Pro ověření výpočtového modelu vozidla a především řídicího algoritmu byly vytvořeny simulace rozjezdu a zastavení vozidla pro jízdu v přímém směru nebo pro zatáčení. Při jednotlivých simulacích bylo řízení nastaveno na manuální nebo automatické a bylo sledováno chování výpočtových modelů. Ukázkové vyhodnocení ze simulace je na obr. 12 a lze usoudit po kontrole výsledků, že algoritmus reaguje správně na vstupní hodnoty. Je předpokládáno, že algoritmus bude dále rozšiřován a vylepšován pro vozidla s pohonem více náprav a uzpůsoben pro konkrétní typy vozidel. Následně by bylo vhodné tento algoritmus otestovat na reálném vozidle např. pomocí zmiňovaného zařízení NI 3110 RT, které by sloužilo jako řídicí jednotka.

6.3 SIMULÁTOR JÍZDY VOZIDLA

Cílem všech dříve uvedených simulací a výpočtových modelů bylo jejich simulování v reálném čase a testování mechatronických systémů. Ve všech dříve zmíněných simulacích bylo vozidlo řízeno předem definovaným testem a bylo omezeno o vliv řidiče. Aby bylo zaručeno řízení simulace reálným řidičem, bylo nutné vytvořit rozhraní pro simulaci vozidla v reálném čase, neboli simulátor vozidla. Základem je hardware NI 3110 RT, ke kterému jsou připojeny sloty pro umístění měřicích karet se vstupy a výstupy. Pro komunikaci s hardwarem slouží software NI VeriStand. Simulátor vozidla je složen z několika částí. První hlavní částí je výpočtový model vozidla, kterým je nákladní vozidlo s pohonem 8x8. Simulátor byl vytvořen např. i pro ATV terénní čtyřkolku popsanou v [22] a [17].



Obr. 13 Vytvořený výpočtový model vozidla 8x8 určený pro simulátor jízdy

Jelikož cílem bylo výpočtový model používat v softwaru NI VeriStand pro simulace v reálném čase, bylo nutné model kompilovat do příslušného formátu. K tomuto účelu je doporučován kompilátor Microsoft Visual C++ 2008 SP1, nebo

další možné vhodné produkty. Výstupem je soubor *dll*, který v sobě má námi vytvořený výpočtový model. Ten slouží jako model v softwaru NI VeriStand. Jak již bylo zmíněno, simulátor je ovládán zvenčí pomocí setu joysticku, aby simulace byla ovlivněna reálným řidičem. Jako joysticku je použito profesionálního herního zařízení složeného z volantu, pedálu a řadicí páky od společnosti Fanatec a Logitech. Pro komunikaci joysticku s výpočtovým modelem bylo sestaveno rozhraní v softwaru Labview.



Obr. 14 Simulátor vozidla

Posledním prvkem simulátoru je grafické rozhraní. K tomuto účelu byl použit programovací jazyk VRML, který je částečně podporován v softwaru Labview. Z poskytnutých 3D modelů vozidla výrobcem byl vytvořen zjednodušený 3D model a ten byl převeden do formátu VRML. Další části grafického rozhraní byly naprogramovány v softwaru Labview. Zobrazení grafického rozhraní a sestavený simulátor jsou na obr. 14.

Takto byl vytvořen základní simulátor pro řízení vozidla v reálném čase, který lze využívat pro HIL simulace a vývoj mechatronických systémů. Simulátor umožňuje hlavně zahrnout vliv reálného řidiče. Další vývoj simulátoru bude pokračovat především v rozšíření o kokpit s akčními členy (lineární motory), aby byl simulován vliv na řidiče za jízdy. Rozšířeno bude i grafické rozhraní jelikož jazyk VRML je omezen. Z toho důvodu bude např. rozvíjena komunikace s grafickým rozhraním Unity.

7 ZÁVĚR

Mechatronickým přístupem v dynamice vozidel se zabývá stále více výzkumných a průmyslových institucí, proto vývoj automobilů postupuje dopředu a množství mechatronických systémů ve vozidlech je rok od roku rozsáhlejší. Aby bylo možné implementovat a prvně ověřit algoritmy řízení mechatronických systémů, je nutné analyzovat chování vozidla jak z hlediska jízdních vlastností tak i vliv vznikajících vibrací např. na hnacím traktu vozidel. Z této souvislosti je zapotřebí využívat nástroje pro urychlení vývoje a testování, nebo si tyto nástroje vyvíjet. K tomu slouží různá softwarová a hardwarová zařízení, která uživatel může vyžít a rozšiřovat pro vlastní aplikace. To pak ušetří výrazně čas a finance různých výzkumných projektů.

Cíle práce byly rozděleny na hlavní dvě části, kde první část se zabývala funkcí hnacího traktu vozidla a analýzou vznikajících vibrací na něm. Druhá část kladla důraz na tvorbu výpočtových modelů umožňujících simulovat jízdní stavy a jejich rozšíření pro vývoj mechatronických systémů. Dalším cílem bylo otestovat různé jízdní režimy řízené algoritmy pro mechatronické systémy a popsat hlavní vytvářený nástroj, tzv. simulátor vozidla umožňující testovat prototyp vozidla v reálném čase.

Aby bylo možné vytvořit výpočtové modely pro simulaci vozidla nebo pro analýzu vibrací, bylo nezbytné získat vstupní parametry. Mezi tyto parametry především bylo nutné zahrnout počty zubů převodů hnacího traktu vozidla, momenty setrvačnosti rotačních částí, torzní tuhosti hřídelí, parametry pneumatik, spojky, motoru, brzdového systému, rozměrů vozidla atd. Některé parametry byly stanoveny výpočtem a analyzovány různými softwary, jiné dodány výrobcem nebo určeny měřením. Navržené technické experimenty byly prováděny ve dvou etapách. Jelikož na analyzovaném vozidle nastával problém s vibracemi, první etapa se zabývala ověřením funkce hnacího traktu a hledáním příčiny vzniku vibrací. Následující etapa měření měla ověřit navrženou úpravu hnacího traktu pro omezení nepřijatelných vibrací působících i na řidiče. Měření probíhalo na několika místech vozidla užitím vhodných snímačů pro měření torzních vibrací, směrových vibrací na nosné rouře vozidla, směrových vibrací na sedadle řidiče, průhybu nejdelší hnací hřídele, jejích otáček a otáček motoru. Měření probíhala na stojícím vozidle nebo za jízdy při různých režimech zařazení rychlostních stupňů a v hlavním rozsahu otáček motoru.

Pro vyhodnocení a analýzu především torzních vibrací byl vytvořen základní výpočtový model hnacího traktu vozidla v prostředí softwaru Matlab a Simulink, kde bylo vycházeno z obecné Lagrangeovy pohybové rovnice. Tímto výpočtovým modelem byly analyzovány vlastní frekvence torzního systému nákladního vozidla a vliv buzení na jeho chování. Jako budicího elementu bylo využito vytvořeného výpočtového modelu motoru, který simuluje jednotlivé průběhy krouticího momentu vznikajícího na klikové hřídeli vlivem pracovních cyklů v motoru. Tato analýza byla provedena v rozsahu otáček motoru shodných s měřením. Tím vznikla FFT spektra z měření a ze simulace pro posouzení zda torzní vibrace jsou příčinou vibrací

působících na řidiče. Dále ve vyhodnocení měření byly sledovány zubové frekvence a případné buzení pneumatikou. Vyhodnocení měření torzních vibrací bylo porovnáno s analýzou pomocí výpočtového modelu, kde byl předpokládán výskyt 4. a 8. řádu otáček motoru. Jelikož hřídel, na které bylo prováděno měření, byla při rotaci prohnutá, laserový snímač torzních vibrací vyhodnotil rotaci v prohnutém stavu jako vibrace. Proto se při vyhodnocení do FFT spektra promítly různé řády otáček analyzované hřídele a tím to zakrylo téměř veškerý vliv torzních vibrací. Další aspekt, který ovlivnil měření je, že vozidlo bylo stojící a byly poháněny jen hřídele s minimálním potřebným kroučivým momentem. Pokud budicí frekvence motoru přecházela oblast vlastní frekvence torzního systému hnacího traktu nákladního vozidla, nemusela být vůbec vybudena a tím se to neprojevovalo v FFT spektru. Porovnání s FFT spektrem získaného simulací výpočtového modelu jsou zmíněné řády motoru viditelné, avšak nijak výrazné. Z těchto výsledků lze částečně usoudit, že torzní kmitání má na vibrace vozidla minimální vliv. Další možností vzniku vibrací byl možný výskyt krouživého kmitání. Proto byly provedeny modální analýzy v softwaru Ansys příslušných hřídelí a porovnáním s analytickým výpočtem bylo zjištěno, že kritické otáčky hřídelí jsou mimo provozní rozsah a nemají vliv na vibrace vozidla. Další možností bylo analyzovat průhyb nejdelší hřídele (nevyváženost), zda nerotuje v prohnutém stavu. Z měření vyplynulo, že hřídel je částečně prohnutá již ve statickém stavu a následně při rotaci vlivem nevyváženosti se prohne do takového stavu, že se opře o komponenty ji obklopující. Proto byl vytvořen analytický model průhybu hřídele a model v softwaru Ansys k porovnání s měřeným průhybem. Výsledky spolu korespondují a FFT spektra vytvořená z analýzy měřených směrových vibrací na nosné rouře nákladního vozidla ukazují významný vliv na vibrace vozidla. Z toho důvodu bylo toto prohnutí hlavním činitelem vzniku vibrací na vozidle. Proto byla navržena a realizována konstrukční úprava hnacího traktu. Po provedení druhé etapy měření a porovnáním s předchozími výsledky bylo zjištěno, že sledované vibrace byly výrazně potlačeny. Pro toto posouzení byla vytvořena analýza komfortu na sedadle řidiče, která tyto závěry potvrdila.

Použité výpočtové modely pro analýzu vibrací byly dále rozšiřovány pro popis chování celého vozidla a možností jeho simulace. K tomuto účelu bylo využito softwarové prostředí Simulink pro simulace, které nejsou v reálném čase. To bylo především pro testování vývoje jednotlivých bloků popisujících části vozidla. Pro simulace v reálném čase bylo užito softwaru NI Veristand a hardwaru od společnosti National Instruments (NI), která nabízí značnou podporu měřicí a simulační techniky. Použité zařízení bylo složeno ze základní řídicí jednotky označené NI 3110RT a slotu s měřicími kartami. Dále kontrolních prvků, kterými jsou vytvořeny panel a herní prvky v podobě volantů, řadicí páky a pedálů.

Výpočtové modely byly tvořeny ve formě bloků a umístěny do knihovny dělené dle filozofie tvorby výpočtových modelů. Základem většiny výpočtových modelů jsou modely popisující moment setrvačnosti a torzní tuhost hřídele, které byly použity pro analýzu torzních vibrací a dále rozšiřovány. Následně byly vytvořeny

bloky zastupující funkce motoru, kde je popsán jeho torzní systém roztáčený průběhy krouticích momentů na jednotlivých zalomeních klikové hřídele vznikajících od pracovních cyklů v jednotlivých válcích. Druhý jednodušší blok motoru je zastoupen křivkou krouticího momentu v závislosti na otáčkách. Vytvořená knihovna obsahuje bloky spojky simulující přenos krouticího momentu. Dále různé bloky zastupující komplexně popsané převodovky a diferenciály. Důležitým blokem je blok pneumatiky popsaný rovnicemi pro tři modely pneumatik tj. lineární, HRSI, Pacejka Magic Formula. Zde bylo nutné popsat i tranzientní chování pneumatiky, aby bylo možné simulovat rozjezd vozidla. Hlavním blokem je blok zastupující podélnou a příčnou dynamiku vozidla pro vozidlo s pohonem jedné až čtyř náprav. V tomto bloku jsou zahrnuty i rovnice pro výpočet vertikálního zatížení pneumatik pro jednotlivá kola. V neposlední řadě je nutností zmínit vytvořené bloky kotoučové a bubnové brzdy. Významným výstupem této vytvořené knihovny s bloky je možnost sestavit různé konfigurace hnacího traktu a typy vozidel pro simulace jízdních manévřů a analýzu torzních vibrací. Tento nástroj slouží k urychlení vývoje prototypu a redukci jeho ceny. Následně uživatel může testovat na těchto modelech algoritmy mechatronických systémů a simulovat vše v reálném čase, jelikož tyto výpočtové modely lze kompilovat do příslušného formátu a užívat na zmíněných zařízeních.

Pro ověření jednotlivých bloků byly provedeny simulace v příslušné kapitole a vytvořen algoritmus pro testování mechatronického systému. První simulace ukazuje výsledky při rozjezdu sestaveného vozidla s pohonem 6x6. Simulace byla řízena tak, aby vozidlo postupně řadilo jednotlivé převodové stupně a zrychlovalo. Po dosažení nejvyššího převodového stupně a maximálních otáček motoru vozidlo začalo brzdit. Druhá simulace testuje nejen vozidlo, ale také vytvořený algoritmus uzavírání diferenciálů. Jedná se o mechatronický systém, který dle vstupů především otáček kol atd. vyhodnocuje, zda má být diferenciál uzavřen. K tomu účelu byly provedeny různé simulace pro ověření funkce algoritmu popsané v příslušné kapitole. Ze simulací dle teoretických předpokladů a částečných výstupů měření lze usoudit správnou funkčnost výpočtových modelů. Tím je ukázáno, že lze otestovat konfigurace, aniž by hned musel být vytvořen prototyp.

Cílovým výstupem práce bylo tyto modely použít v reálném čase a testovat mechatronické systémy. K tomuto účelu byl vytvořen tzv. simulátor vozidla popsaný v poslední kapitole. Vstupy simulátoru jsou ovládány reálným řidičem a zobrazovány grafickým rozhraním. Aby simulátor fungoval a výpočtový model reagoval na zásahy řidiče, bylo nutné naprogramovat rozhraní pro komunikaci s joystickem pomocí softwaru Labview. Dále bylo naprogramováno grafické rozhraní pomocí Labview a codu VRML. Vše bylo propojeno v softwaru NI Veristand, kde byly vloženy překompilované výpočtové modely vozidla, v tomto případě se jednalo o nákladní vozidlo s pohonem 8x8 nebo o ATV vozidlo. Vstupy a výstupy modelů byly propojeny s řídicími prvky a simulace spuštěna na zařízení NI 3110 RT s procesorem. Uživatel se s vozidlem může rozjíždět, zastavovat, řadit jednotlivé převodové stupně a sledovat výstupy vlivem jeho zásahu. To ušetří značný čas

definováním jízdnicích manévru pro otestování prototypu vozidla a řidič simulátoru je může testovat nepřetržitě.

Směr dalšího vývoje bude především spočívat v dalších měřeních pro ověření simulací a výpočtových modelů. Nutné je také provést další měření vibrací a rozšiřování modelů pro jejich analýzu. Výpočtové modely celého vozidla budou rozšiřovány o podrobnější popis zavěšení náprav a chování karoserie vedoucí na multi-body systémy. Také budou rozšiřovány započaté algoritmy mechatronických systémů jako je řízení uzavírání diferenciálu, brzdny systém ABS atd. Na to navazuje i vývoj simulátoru s využitím aktivních prvků, např. lineárních motorů, pro vytvoření kokpitu s možností simulace vlivu na řidiče. Dále bude následovat rozšiřování grafického rozhraní například užitím softwaru UNITY, protože užitý cod VRML by již nesplňoval potřebné požadavky.

8 SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY

- [1] BUDYNAS, Richard Gordon. *Shigley's mechanical engineering design*. 8th ed. New York: McGraw-Hill, 2006, xxv, 1059 s. ISBN 00-731-2193-2.
- [2] DABNEY, James B. *Mastering Simulink*. 1. vyd. Upper Saddle River: Pearson Prentice Hall, 2004, 376 s. ISBN 01-314-2477-7.
- [3] GILLESPIE, T.D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, Warrendale, PA, 1992. 470 s. ISBN 1-56091-199-9.
- [4] GREPL, Robert. *Modelování mechatronických systémů v Matlab SimMechanics*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2007, 151 s. ISBN 978-80-7300-226-8.
- [5] JANÍČEK, Přemysl, Emanuel ONDRÁČEK, Jan VRBKA a Jiří BURŠA. *Mechanika těles: pružnost a pevnost I*. 1. vyd. Brno: CERM, 2004, 287 s. ISBN 80-214-2592-X.
- [6] KIENCKE, Uwe a Lars NIELSEN. *Automotive Control Systems: For Engine, Driveline, and Vehicle*. 2nd ed. Berlin: Springer, 2005, 512 p. ISBN 35-402-3139-0.
- [7] KOŽOUŠEK, Josef. *Výpočet a konstrukce spalovacích motorů II*. 1. vyd. Praha: SNTL, 1983, 483 s.
- [8] KRATOCHVÍL, Ctirad, Pavel HERIBAN, Lubomír HOUFEK a Martin HOUFEK. *Mechatronické pohonné soustavy*. Brno: MLOK, s.r.o., 2008. ISBN 978-80-214-3790-6.
- [9] PACEJKA, Hans B. *Tyre and vehicle dynamics*. 2nd ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2006, 642 s. ISBN 07-506-6918-7.
- [10] PÍŠTĚK, Václav. *Pevnost a životnost*. 1. vyd. Brno: VUT Brno, 1993, 205 s. ISBN 80-214-0474-4.
- [11] VLK, František. *Dynamika motorových vozidel*. vyd. 2. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2006, 432 s. ISBN 80-239-0024-2.
- [12] ZAPLATÍLEK, Karel a Bohuslav DOŇAR. *MATLAB: začínáme se signály*. 1. vyd. Praha: BEN - technická literatura, 2006, 271 s. ISBN 80-730-0200-0.
- [13] ISO 2631-1. *Mechanical vibration and shock: Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1*. International Organization for Standardization, 1997.

- [14] ANSI S1.11-2004. *Specification for Octave-Band and Fractional-Octave-band Analog and Digital Filters*. The American National Standards institute, 2004.
- [15] Nařízení vlády o ochraně zdraví před nepříznivými účinky hluku a vibrací. In: *Sbírka zákonů č. 502/2000*. 2000.
- [16] KARNOPP, Dean. Computer Simulation of Stick-Slip Friction in Mechanical Dynamic Systems. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* [online]. 1985, vol. 107, issue 1, s. 100-103 [cit. 2014-04-28]. DOI: 10.1115/1.3140698. Dostupné z: <http://DynamicSystems.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1403660>
- [17] KUČERA, P. *Konstrukce čtyřkolky (ATV) s elektrickým pohonem*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojího inženýrství, 2011. 114 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Petr Porteš, Dr.
- [18] KUČERA, Pavel and Václav PÍŠTĚK. Virtual Diesel Engine in Simulink. *Perner's Contacts* [online]. 2013, VIII, č. 2, s. 95-105 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/30_2013/Kucera.pdf
- [19] KUČERA, Pavel and Václav PÍŠTĚK. Transmission Computational Model in Simulink. *Perner's Contacts* [online]. 2013, VIII, č. 4, s. 37-48 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/33_2013/Kucera.pdf
- [20] KUČERA, Pavel and Václav PÍŠTĚK. SIMULINK BLOCK LIBRARY FOR ASSEMBLING A VEHICLE. *Perner's Contacts* [online]. 2014, IX, č. 2, s. 38-47 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: http://pernerscontacts.upce.cz/35_2014/Kucera.pdf
- [21] KUČERA, Pavel a Václav PÍŠTĚK. Virtual prototype of a heavy duty off-road truck driveline in Simulink software. In: *Transport means 2014: Proceedings of 18th International Conference*. Kaunas: Technologija, 2014, s. 5-8. ISBN 9955-09-935-6.
- [22] KUČERA, Pavel a Václav PÍŠTĚK. A Computational Model of ATV Vehicle for Real-time Simulation. In: *Engineering Mechanics 2015*. Prague: Institute of Theoretical and Applied Mechanics, Avademy of Sciences of the Czech Republic, v.v.i, Prague, 2015, s. 172-173. ISBN 978-80-86246-42-0. ISSN 1805-8248.
- [23] STELZENEDER, Franz X. a H. AITZETMÜLLER. ADM Drive-Train Management. In: *FISITA 2000 World Automotive Congress*. Seoul: Korea Society of Automotive Engineers, 2000, IS003 s. 1-7. ISBN 89-85000-00-4.

- [24] TIELKING, John T. a Naveen K. MITAL. *A Comparrative Evaluation of Five Tire Traction Models*. výzkumná zpráva UM-HSRI-PF-74-2, University of Michigan, Highway Safety Research Institute, 1974. Dostupné z <http://deepblue.lib.umich.edu/handle/2027.42/330>.
- [25] Mscsoftware: Adams/Tire help - MSC Adams 2011. Tire_msc2011.pdf [online]. 2011 [cit. 2015-04-30]. Dostupné z: <http://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC9837&cat=1VMO50&actp=LIST>

9 CURRICULUM VITAE

Jméno a příjmení: Pavel Kučera
Datum narození: 14. srpna 1986
Trvalé bydliště: Svratouch 144, 53942

Dosažené vzdělání:

- 2009-2011 FSI, VUT v Brně, obor Automobilní a dopravní inženýrství
- 2006-2009 FSI, VUT v Brně, obor Strojní inženýrství
- 2002-2006 VOŠ a SPŠ Žďár nad Sázavou, obor Strojírenství

Vědeckovýzkumná činnost a účast na projektech:

- 2013-2015 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka - WP07
- 2014-2015 Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka - WP17
- 2014 Výzkum progresivních metod řešení dynamiky hnacího traktu (FSI-S14-2334)
- 2013 Modelování dynamiky vozidel II (FSI-J-13-2008)
- 2012 Modelování dynamiky vozidla (FSI-J-12-1803)

Pedagogická činnost v rámci DS:

- Semestrální projekt (QS3)
- Automobily (FAU)
- Vedení bakalářských prací

Přehled zaměstnání:

- 2010-2011 CAB Minerals s.r.o., Brno, konstruktér
- 2003-2010 Kovo HB s.r.o., Svratka, lisování, svařování a obrábění dílů

Další znalosti:

- Jazyky – Čeština, Angličtina, Němčina
- Software - Matlab, Simulink, NI Labview, NI VeriStand (course – VeriStand Fundamentals), Microsoft Visual Studio, Pro/Engineer (Creo), Adams, Ansys, Inventor (certifikát - Autodesk Academia Certificate), Autocad (certifikát - Autodesk Academia Certificate), Mathcad, MS Office
- Řidičský průkaz sk. A1, B

10 ABSTRACT

This theses deals with mechatronic approach to a vehicle dynamics. It is divided into two main parts. There are prepared vibration analysis, measurement and analysis of functions of truck powertrain in the first part. The second part describes the creation of computational models allowing to simulate driving conditions, vibrations of the vehicle and its extension for the development of mechatronic systems. There are shown different driving modes to control created algorithm of mechatronic system. The main tool for the development of mechatronic systems is the created simulator of vehicle enabling testing of computational models in real time.