



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**DIFERENCIÁLY S ŘÍZENÝM DĚLENÍM MOMENTU
PRO TĚŽKÁ UŽITKOVÁ VOZIDLA**

TORQUE VECTORING DIFFERENTIALS FOR HEAVY COMMERCIAL VEHICLES

TEZE DIZERTAČNÍ PRÁCE

Ph.D. THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Ing. Jan Fojtášek

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Porteš, Ph.D.

OPONENTI

OPPONENTS

DATUM OBHAJOBY

DATE OF DEFENCE

KLÍČOVÁ SLOVA

Usměrnění točivého momentu, aktivní diferenciál, regulace stáčení, nákladní vozidlo, dynamika jízdy vozidla

KEYWORDS

Torque vectoring, active differential, direct yaw control, heavy commercial vehicle, vehicle dynamics

MÍSTO ARCHIVACE

Vysoké učení technické v Brně
Areálová knihovna fakulty strojního inženýrství
Technická 2896/2
616 69 Brno

OBSAH

ÚVOD.....	5
1 ANALÝZA VÝCHOZÍHO STAVU A CÍLE PRÁCE.....	6
1.1 Cíle práce	6
2 MODEL VOZIDLA	7
2.1 Experimentální vozidlo	7
2.2 Popis modelu.....	8
2.3 Validace modelu	9
2.3.1 Měřicí řetězec.....	10
2.3.2 Srovnání výsledků měření a simulace	11
2.4 Shrnutí.....	14
3 IMPLEMENTACE AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU DO MODELU VOZIDLA	15
3.1 Zástavba	15
3.2 Regulační algoritmus	16
3.2.1 Referenční stáčivá rychlost a úhel směrové úchylky.....	17
3.3 Shrnutí.....	18
4 SIMULACE JÍZDNÍCH MANÉVRŮ S AKTIVNÍM DIFERENCIÁLEM	19
4.1 Prodloužení lineární oblasti a posun limitu.....	19
4.1.1 Ustálená jízda v kruhu	19
4.1.2 Vyhybový manévr.....	21
4.2 Stabilizace vozidla	22
4.2.1 Požadavek na regulaci úhlu směrové úchylky	22
4.3 Vyhodnocení	23
4.4 Shrnutí.....	23
ZÁVĚR.....	24
ŽIVOTOPIS.....	26
ABSTRAKT	28

Úvod

S rostoucími výkony pohonných jednotek a stále více populárními pohony všech kol, zastává hnací ústrojí automobilů velmi důležitou úlohu efektivního přenosu a rozdělení výkonu motoru na jednotlivá kola hnacích náprav. Běžné vozidlové diferenciály jsou levným a ve většině případů stále vyhovujícím řešením. U moderních vozidel s vyspělou dynamikou jízdy se však postupem času vyvinula řešení, která nabízí více možností z hlediska přerozdělení hnacího momentu na jednotlivá kola tzv. aktivní diferenciály. Ty umožňují na základě dynamického jízdního stavu určeného řidičí jednotkou rozdělit hnací moment dle potřeby na jednotlivá kola. Toto aktivní rozdělení hnacího momentu má pak velmi pozitivní dopad na manévrovací schopnosti vozidla v ustálených i přechodových jízdních stavech a celkově dokáže zlepšit odezvu na ovládací pokyny řidiče. Tím dochází ke zlepšení aktivní bezpečnosti, systém je schopen odvrátit limitní jízdní stavy nebo posunout jejich hranici a v závislosti na konfiguraci lze ovlivnit dynamiku jízdy dle přání řidiče od komfortních režimů po sportovní.

Technologie aktivního dělení hnacího momentu byla vyvinuta pro závodní účely a využití v luxusních vozech s vyspělou dynamikou jízdy, kde se její použití osvědčilo a dále se zdokonaluje. Náročnější a doposud ne běžně používané je její využití u těžkých užitkových vozidel, která však mnohdy svou konstrukcí hnacího ústrojí dovolují zástavbu podobných mechanismů v robustním provedení tak, aby byly schopné regulovat a přenášet i mnohonásobně větší síly, než je tomu u lehkých osobních vozidel. Navíc potenciál této technologie je v oblasti nákladních vozidel opodstatněný i vzhledem k rozsahu zatížení, ve kterých jsou tato vozidla provozována. Aktivní dělení hnacího momentu umožňuje jako jedna z mála technologií efektivní regulaci stáčivého momentu a tím přímé ovlivnění nedotáčivosti či přetáčivosti vozidla, což vzhledem k proměnnému zatížení může zajistit konzistentní odezvu vozu na pokyny řidiče a rozšířit lineární oblast ovládání vozu. Ve srovnání s lehkými osobními automobily, má dynamika nákladních vozidel svá další specifika, se kterými musí návrh aktivního diferenciálu počítat. Tato práce si klade za cíl zhodnotit použití aktivních diferenciálů u nákladních vozidel se spalovacím motorem a vytvořit základy teorie této problematiky, která může být dále rozvíjena také pro nastupující nákladní vozidla s elektromotory.

1 ANALÝZA VÝCHOZÍHO STAVU A CÍLE PRÁCE

Za účelem potlačení hlavního nedostatku klasických diferenciálů, kterým je v případě prokluzu jednoho kola schopnost přenášet na obě poloosy pouze točivý moment o velikosti momentu přenášeného prokluzujícím kolem, bylo v průběhu 20. století vyvinuto množství konstrukčních řešení. Od jednoduchých uzávěrek, přes diferenciály samosvorné s lamelovou či viskózní spojkou, diferenciály typu Torsen až po diferenciály s elektronicky řízenou svorností. Nedostatkem těchto řešení je však skutečnost, že umožňují přenášet točivý moment pouze z rychleji se otáčející součásti na pomaleji se otáčející součást. Tedy například z klece diferenciálu na poloosu pomaleji se otáčejícího kola. Díky tomu sice dovolují přenést vyšší točivý moment na kolo s lepší přilnavostí, jejich prostřednictvím ovšem není možné přímo regulovat rozdíl podélných sil na hnací nápravě, tím ovlivňovat stáčivý moment působící na vozidlo a mít tak kontrolu nad přetáčivostí či nedotáčivostí vozidla.

Realizace myšlenky přímé regulace stáčivého momentu se poprvé objevila na počátku devadesátých let minulého století [1]. Pomocí přídavného stáčivého momentu generovaného rozdílem brzdných sil mezi pravým a levým kolem, lze účinně stabilizovat vozidlo v limitních jízdních stavech. Z tohoto důvodu se rozmohly systémy elektronické stabilizace vozidla využívající rozdílného brzdění pravého a levého kola (ESP) a staly se významným prvkem aktivní bezpečnosti, který je dnes běžnou součástí moderních vozidel [2]. Protože však při zásahu těchto systémů dochází ke zpomalení vozidla a ztrátám výkonu, jsou vhodné především při zpomalování v zatáčce či v limitních situacích. Za účelem efektivní regulace stáčivého momentu také při ustálené jízdě či akceleraci byly vyvinuty diferenciály pro aktivní dělení hnacího momentu mezi pravé a levé kolo tzv. torque vectoring diferenciály (TVD) [3].

1.1 CÍLE PRÁCE

Hlavním cílem práce je analýza vlivu diferenciálu s řízeným dělením momentu na dynamiku jízdy nákladního vozidla a popis mezních situací, kterým může vhodně navržený systém aktivního dělení točivého momentu předcházet, případně posunovat jejich hranici. Tento systém se v dnešní době stále častěji vyskytuje jako součást hnacího ústrojí moderních osobních automobilů a vozidel kategorie SUV, v praxi však není využíván u nákladních vozidel. Z tohoto důvodu je práce zaměřena především na zodpovězení otázek souvisejících s využitím této technologie u těžkých nákladních vozidel. Dále vzhledem k faktu, že v žádné dostupné literatuře není technologie aktivního dělení hnacího momentu pro nákladní vozidla popsána, je dílčím cílem této práce také shrnutí základní teorie nutné pro návrh tohoto systému pro nákladní vozidla a souvislostí týkajících se vlivu aktivního dělení

hnacího momentu na dynamiku jízdy nákladního vozu. Za tímto účelem byly vytyčeny následující dílčí cíle:

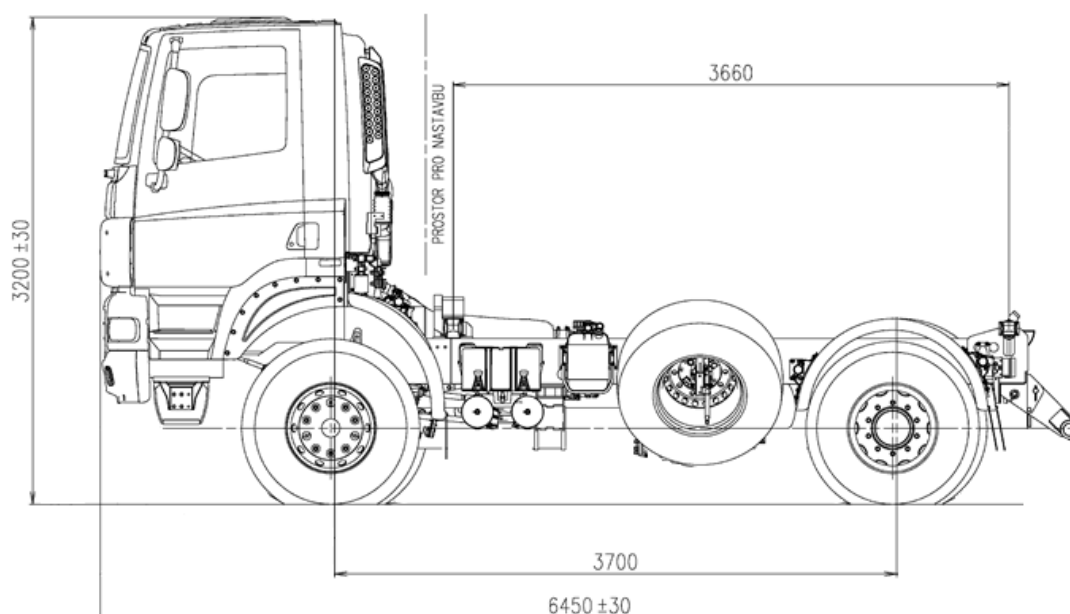
- a) Návrh vhodné koncepce a základních parametrů diferenciálu s aktivním dělením momentu pro vybrané nákladní vozidlo na základě existujících konstrukčních provedení hnacích ústrojí s tímto systémem,
- b) vytvoření detailního multibody modelu nákladního automobilu vhodného pro simulaci jízdy celého vozidla a implementace modelu aktivního diferenciálu s řídicím algoritmem,
- c) validace virtuálního prototypu vozidla s klasickým diferenciálem měřením vybraných parametrů dynamiky jízdy experimentálního vozidla,
- d) analýza jízdních stavů v nichž má tato technologie vliv na stabilitu jízdy, zatáčivost vozu, účinnost přenosu hnacích sil od motoru na vozovku a další vlastnosti za pomoci simulací jízdy celého vozidla,
- e) vyhodnocení realizovatelnosti navrhovaného systému u nákladních vozidel a jeho hlavních výhod a nevýhod.

2 MODEL VOZIDLA

Pro základní analýzu a popis vlivu aktivního dělení točivého momentu na jízdu je možné využít zjednodušený dvoustupý model se sedmi stupni volnosti. Jehož tři stupně volnosti tvoří podélná, příčná a stáčivá rychlost vozidla a další čtyři stupně volnosti doplňují úhlové rychlosti kol. Pomocí takto zjednodušeného modelu však není možné popsat všechny jízdní stavy, ve kterých má aktivní diferenciál vliv na jízdu vozidla. Pro podrobnou analýzu je tedy v práci využito detailních simulací jízdy celého vozidla v multibody softwaru MSC ADAMS Car.

2.1 EXPERIMENTÁLNÍ VOZIDLO

Zvoleným nákladním vozidlem pro zhodnocení vlivu aktivního diferenciálu je Tatra T158 Phoenix v provedení 4x4 s odpojitelným pohonem přední nápravy. Jedná se o „tatrováckou“ koncepci podvozku s centrální nosnou rourou a kyvnými polonápravami. Základní schéma a rozměry prázdného modelovaného vozidla jsou uvedeny na obr. 1.



Obr. 1 Základní rozměry modelovaného experimentálního vozidla Tatra T158 Phoenix [4]

Na přední nápravě jsou použity silniční pneumatiky o rozměru 385/65 R22,5, na zadní nápravě s dvoumontáží jsou obuty taktéž silniční pneumatiky 315/80 R22,5. Odpružení obou náprav je realizováno pneumatickými vaky s automatickou regulací výšky vozidla. Na zadní nápravě je použito tzv. lehké kombinované provedení, kdy je uvnitř pneumatického vaku umístěna ještě vinutá pružina. Obě dvě nápravy jsou vybaveny stabilizátory v podobě příčně umístěných zkrutných tyčí. Mechanismus řízení vozidla je realizován pomocí monobloku řízení s integrovaným posilovačem, který přenáší pohyb od volantu na dvouramennou páku řízení, od které jsou prostřednictvím táhel natáčena přední řízená kola.

2.2 POPIS MODELU

Prostřednictvím multibody metody analýzy mechanismů je možné provádět statické, kinematické i dynamické simulace jednotlivých agregátů i jízdy celého vozidla a analyzovat tak výsledné vlastnosti pomocí virtuálního prototypu. Software MSC ADAMS Car je celosvětově nejrozšířenějším specializovaným řešením v oblasti propojení multibody systému a teorie dynamiky vozidel. Na obr. 2 je grafická reprezentace kompletního modelu vozidla, který je složen z následujících deseti podsestav: Přední a zadní náprava, řízení, přední a zadní kola, hnací ústrojí s motorem, nosný rám s kabinou a nástavbou s nákladem, brzdy, přední a zadní stabilizátor.



Obr. 2 Kompletní model vozidla Tatra T158 4x4.2 v prostředí MSC ADAMS Car

2.3 VALIDACE MODELU

Důležitou součástí práce je dále validace sestaveného modelu pomocí měření dynamiky jízdy na testovacím vozidle. Za tímto účelem byl sestaven měřicí řetězec pro snímání vybraných dynamických parametrů vozidla za jízdy a byly měřeny vybrané manévry. Naměřená data pak byla využita pro ověření výsledků simulací a zhodnocení vhodnosti zvolené míry detailnosti multibody modelu vzhledem k plánovaným analýzám dynamiky vozidla při manévrování na rovné vozovce a očekávaným výsledkům. Měření bylo provedeno pro prázdné i plně naložené vozidlo, aby mohl být vyhodnocen také vliv rozsahu zatížení, ve kterém je vozidlo běžně provozováno. Na obr. 3 je měřené experimentální vozidlo Tatra 158 Phoenix 4x4 Euro 6 při vyhýbacím manévru bez zatížení nákladem.



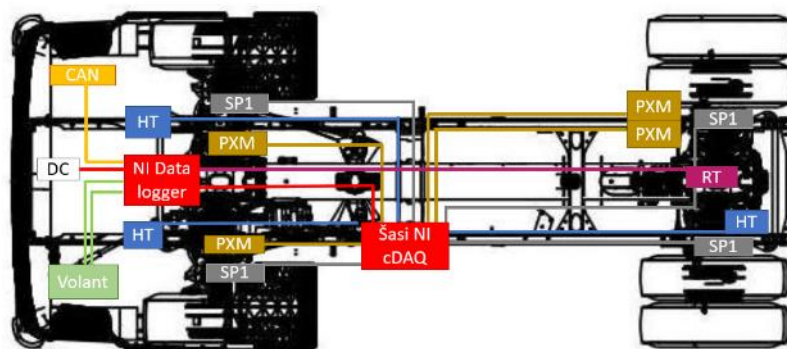
Obr. 3 Vozidlo Tatra 158 Phoenix 4x4 bez nákladu osazené měřicí technikou na testovacím polygonu Tatra v Kopřivnici

2.3.1 Měřicí řetězec

Měřicí řetězec byl sestaven dle vybraných veličin charakterizujících dynamiku jízdy, pomocí kterých lze popsat jízdní stavy vozidla během prováděných manévřů. Většina snímačů byla na vozidlo instalována pouze za účelem tohoto měření včetně vlastní kabeláže. Pouze signály, které měří elektronický systém vozidla byly připojeny do měřicí ústředny prostřednictvím sběrnice CAN bus. Na obr. 4 je znázorněno základní schéma měřicího řetězce s popisem jednotlivých prvků v tab. 1. Základním prvkem je měřicí ústředna (označená červeně) National Instruments CompactDAQ umístěná v kabině. Vzhledem k rozměrům vozidla bylo využito přídatné šasi měřicí ústředny (přídavný rám s příslušenstvím) umístěný na nástavbě, ve kterém se nacházely potřebné moduly pro zpracování signálů ze snímačů na podvozku vozidla. Toto šasi bylo k hlavní ústředně připojeno prostřednictvím dvou kabelů. Jedním byl USB kabel s opakovacím (repeater) pro přenos zpracovaného signálu a druhým napájecí kabel. Signály z jednotlivých snímačů tak nemusely být připojeny k hlavní ústředně prostřednictvím mnoha dlouhých kabelů vedoucích až do kabiny. Zároveň mohla však být hlavní ústředna umístěna v odpružené kabině, kde nehrozilo poškození vlivem vibrací či vlhkosti.

Tab. 1 Tabulka bloků s popisem snímačů

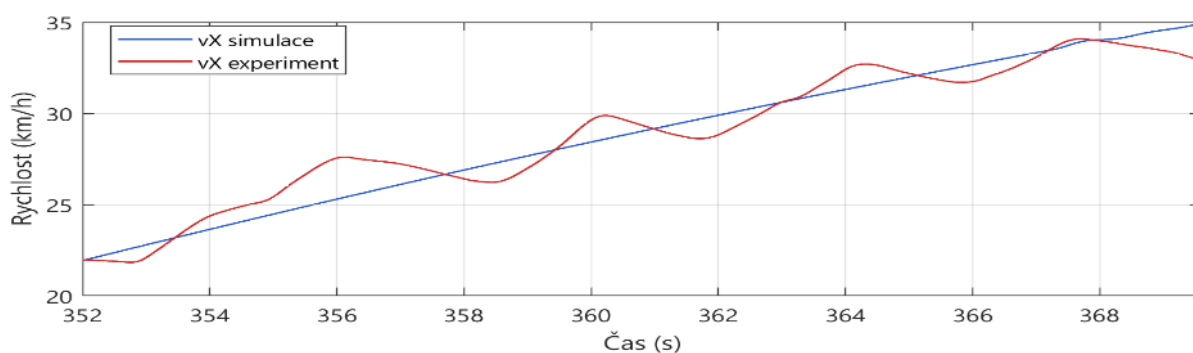
Název	Součást v měřicím řetězci
NI Data logger	Systém pro zpracování a ukládání dat NI CompactDAQ-9139, kontrolér 1,33GHz
Šasi NI cDAQ	Externí šasi pro měření a ukládání dat NI-CompactDAQ-9178
DC	24V zásuvka pro napájení ústředny
CAN	Konektor systému CAN BUS vozidla
RT	Inerciální a GPS systém RT 3002
Volant	Tenzometr LORENZ MESSTECHNIK 102923
	Potenciometr UVM36M
SP1	Lankové potenciometry Celesco SP1
HT	Snímače výšky vozidla HT-250
PXM	Snímače tlaku PXM209



Obr. 4 Schéma zapojení měřicí techniky v experimentálním vozidle

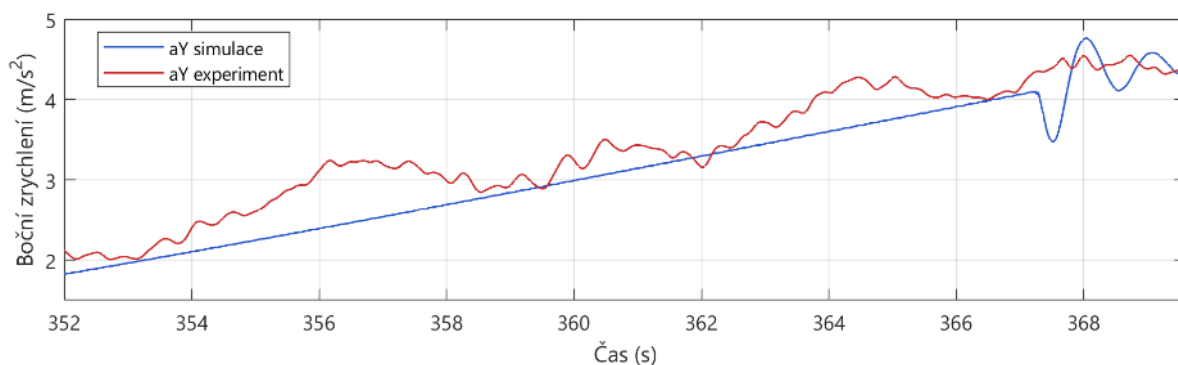
2.3.2 Srovnání výsledků měření a simulace

Základním testem pro ověření dynamiky modelu je kruhový test s konstantním rádiusem. Při tomto testu je ověřována reakce vozidla na působení bočního zrychlení při ustáleném malém podélném zrychlení. Řidič tedy najede malou rychlostí do kruhu, postupně akceleruje a zároveň udržuje úhel natočení volantu takový, aby se vozidlo pohybovalo stále po daném kruhu o konstantním poloměru. S narůstající podélnou rychlostí vozidla se zvyšuje boční zrychlení, dochází ke klopení vozidla a nárůstu úhlu směrové úchylnosti jednotlivých kol. Kromě ověření základních parametrů modelu, jako je výška těžiště, klopná tuhost vozidla či směrová tuhost pneumatik, se pomocí tohoto testu ověřuje také zatáčivost vozu. Jinými slovy jeho sklon k přetáčivosti či nedotáčivosti. Praktické provedení tohoto manévru je poměrně náročné na zkušenost řidiče a celkovou citlivost hnacího ústrojí na sešlápnutí plynového pedálu. Pro plynulost manévru je také vhodné zvolit takový rychlostní stupeň, který při daném rádiusu kruhu dovolí vozidlu dosáhnout hraničního zrychlení a ten nepřetřezovat v průběhu celého manévru. Zatímco limitní boční zrychlení u osobních vozidel je pro kruhový test dáno dosažením přetáčivého či nedotáčivého smyku, v případě vozidla nákladního hrozí překlacení, které nebylo při provádění měření nijak zabezpečeno (nap. přídatnými koly na bocích vozidla) a bylo tedy na řidiči, do jaké rychlosti uznal manévr jako bezpečný. Z tohoto důvodu nebylo možné při experimentu zmapovat celou charakteristiku zatáčivosti, ale jen určitou její část pod limitem. Na obr. 5 je vyneseno srovnání simulované a naměřené podélné rychlosti vozidla při kruhovém testu. I u tohoto manévru je z kolísání rychlosti při experimentu patrné, že u reálného vozidla je poměrně obtížné udržet skutečně konstantní podélné zrychlení. Simulace je provedena idealizovaným způsobem s ustáleným podélným zrychlením, které je regulováno pomocí modelu řidiče.



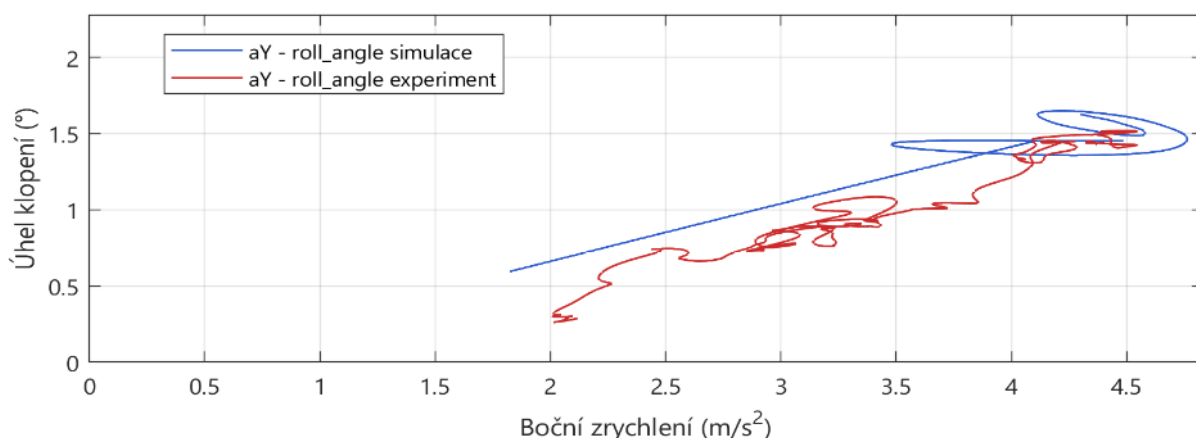
Obr. 5 Srovnání průběhů rychlosti vozidla v čase při kruhovém testu

Na obr. 6 je vyneseno simulované a naměřené boční zrychlení vozidla. Ze srovnání je opět patrné výraznější kolísání bočního zrychlení v případě experimentu. Tato skutečnost je pravděpodobně dána odchylkami od konstantního rádiusu zatáčení, který se snažil řidič udržovat dle kruhu na vozovce, narozdíl od přesné regulace rádiusu algoritmem řidiče v případě simulace.



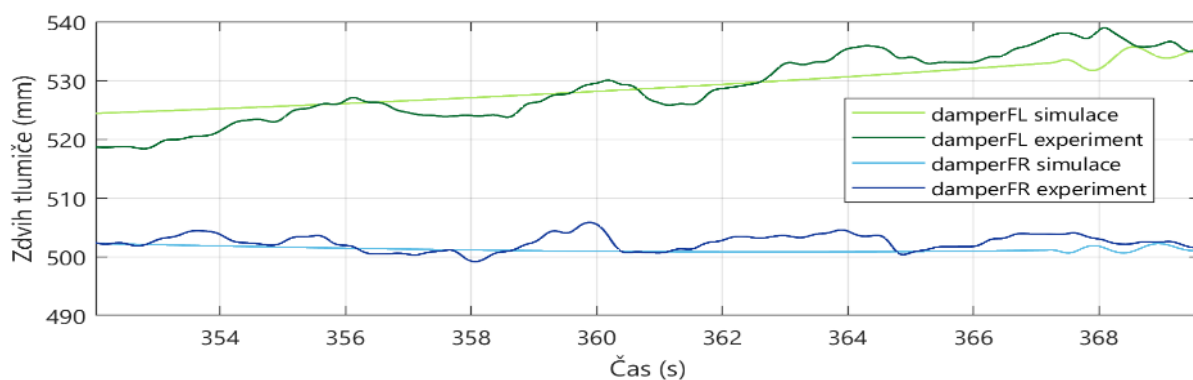
Obr. 6 Srovnání bočního zrychlení v závislosti na čase

Dalším srovnávaným parametrem je úhel klopení v závislosti na bočním zrychlení (obr. 7). Sklon této přímky představuje klopnou tuhost vozidla. Pomocí lineární regrese vychází směrnice přímky v případě simulace na 0,366 a pro experiment 0,449. Z toho vyplývá, že model vozidla má mírně vyšší klopnou tuhost, která může být způsobena například vysokým předpětím pneumatických vaků či nesymetrickým dohuštěním vaků vlivem regulace při experimentu.

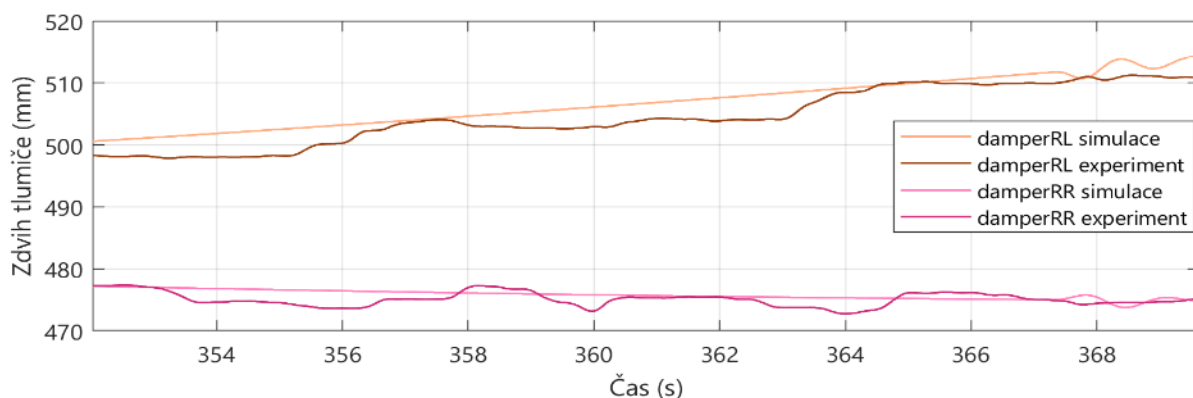


Obr. 7 Srovnání úhlů klopení v závislosti na bočním zrychlení

Na obr. 8 a obr. 9 jsou vyneseny zdvihy jednotlivých kol přední a zadní nápravy v průběhu kruhového testu. I v tomto případě simulace odpovídá naměřeným hodnotám při experimentu jak trendově, tak velikostně. Z hlediska trendu je důležité, že jak v simulaci, tak při experimentu se karoserie zvedá nahoru vůči vozovce. To je patrné ze zdvihů tlumičů přední i zadní nápravy. Zatímco se s narůstajícím bočním zrychlením vnitřní tlumič (v případě levotočivého kruhového testu *damperFL* a *damperRL*) roztahuje o více než 10 mm, tlumiče na vnější straně (*damperFR* a *damperRR*) se téměř nestlačují.

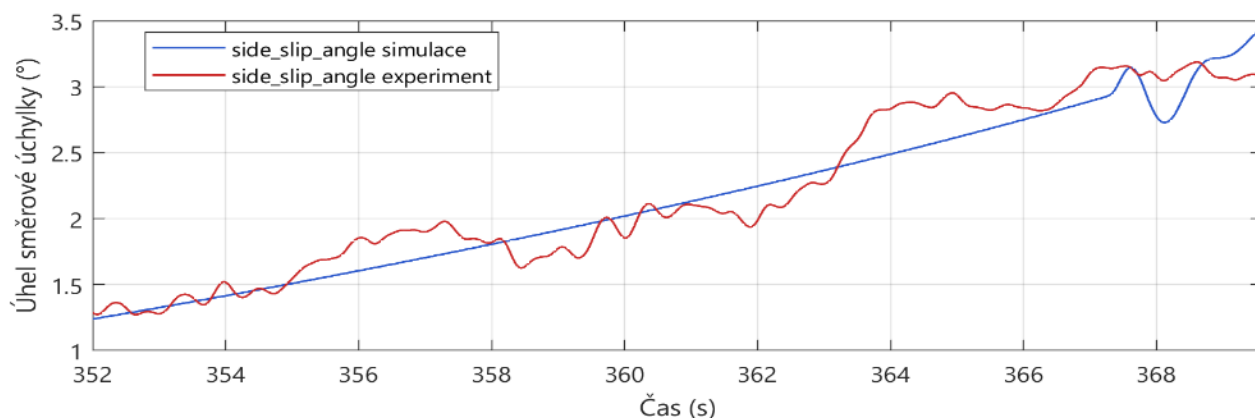


Obr. 8 Srovnání zdvihů tlumičů na přední nápravě



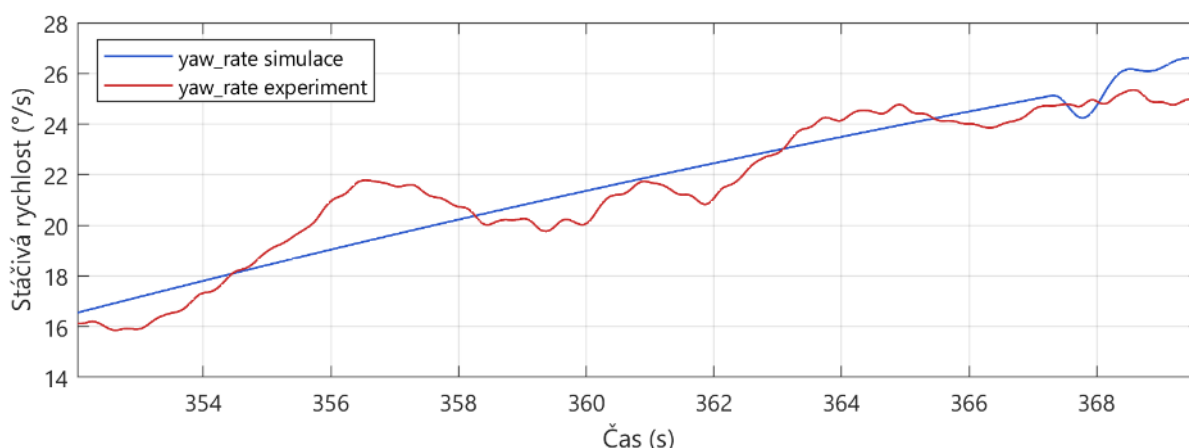
Obr. 9 Srovnání zdvihů tlumičů na zadní nápravě

Vhodným parametrem pro částečnou kontrolu modelu pneumatik je úhel směrové úchyly, ten totiž vyplývá z charakteristiky boční síly pneumatiky, která je závislá právě na úhlu směrové úchyly. Zároveň je pomocí této veličiny ověřen také rozdíl normálových sil na pneumatikách, který přímo ovlivňuje úhel směrové úchyly při působení daného bočního zrychlení. Úhel směrové úchyly byl při experimentu dopočten pomocí systému GPS RT3002 vzhledem k vztažnému bodu, ve kterém byl tento snímač na vozidle umístěn. Z obr. 10 je i u tohoto měřeného parametru patrná velmi dobrá trendová i velikostní shoda s výsledky simulace.



Obr. 10 Srovnání úhlů směrové úchyly vozidla nad zadní nápravou (ve vztažném bodu systému GPS)

Další veličinou, která reprezentuje celkovou reakci vozidla na narůstající boční zrychlení v průběhu kruhového testu je stáčivá rychlost. Srovnání naměřené a simulované stáčivé rychlosti je vyneseno na obr. 11, ze kterého je patrné, že stáčivá rychlost při experimentu nenarůstá stejně hladce jako při simulaci. Tato skutečnost samozřejmě souvisí s regulací podélného zrychlení a konstantního rádiusu, která v případě provádění kruhového testu s reálným nákladním vozidlem i přes velkou zkušenost řidiče není zdaleka tak precizní jako v případě simulace. Na druhou stranu je i v posledních dvou vteřinách simulace patrné kolísání nejenom stáčivé rychlosti, ale i dalších popisovaných veličin, které je způsobeno regulací konstantního rádiusu a rychlosti vozidla modelem řidiče.



Obr. 11 Srovnání stáčivé rychlosti vozidla

2.4 SHRUTÍ

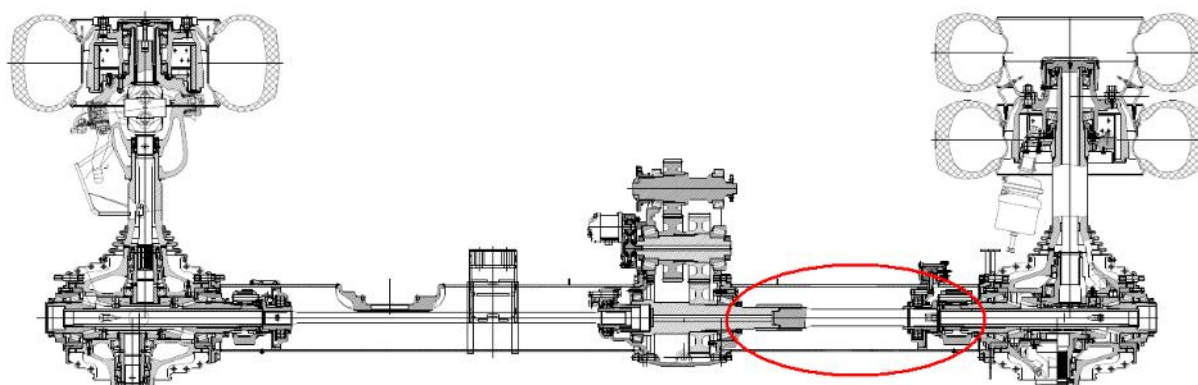
Dalšími manévry použitými po validaci modelu jsou volný dojezd a mírné brzdění popsané v plné verzi této práce. Ty byly realizovány jak s prázdným vozidlem, tak s nákladem. Provedená validace modelu je zaměřena na veličiny podstatné z hlediska manévrování vozidla na suché vozovce bez nerovností, což je hlavní oblast využití modelu pro další analýzy týkající se vlivu aktivního diferenciálu na jízdní vlastnosti vozidla. Vzhledem k tomu, že práce není zaměřena pouze na tvorbu a validaci modelu, byl validační proces zjednodušen na validaci měřením dynamiky jízdy, kterou umožňovaly časové a finanční možnosti. Pro skutečně podrobnou validaci a zpřesnění multibody modelu, by bylo dále vhodné provést testování vozidla na čtyřválcovém zkušebním stavu s uchycením přímo za náboje kol. Tímto postupem je možné odladit model zavěšení včetně tlumičů jak v časové, tak ve frekvenční oblasti bez vlivu modelu pneumatik. Na takto odladěném modelu vozidla, by bylo pak možné dále odladit také charakteristiky pneumatiky přímo pro daný povrch a konkrétní typ pneumatiky.

3 IMPLEMENTACE AKTIVNÍHO DIFERENCIÁLU DO MODELU VOZIDLA

Pro rozšíření modelu vozu o aktivní diferenciál, je v dalším kroku nutné stanovit konstrukční uspořádání mechanismu a jeho základní parametry. Jelikož se tento mechanismus skládá z převodů a spojek, jsou základními parametry, které je nutné určit především převodové poměry daného ústrojí a odhad celkových rozměrů ozubených soukolí a spojek. S tím souvisí také dílčí cíle této práce, kterými je zhodnocení zástavbových možností mechanismu do podvozku experimentálního nákladního vozidla. Vzhledem k tomu, že samotná představa kinematiky tohoto mechanismu není zcela intuitivní, je vhodné také uvést názorný kinematický popis pomocí rychlostního diagramu, ze kterého jsou patrné relativní otáčky jednotlivých součástí.

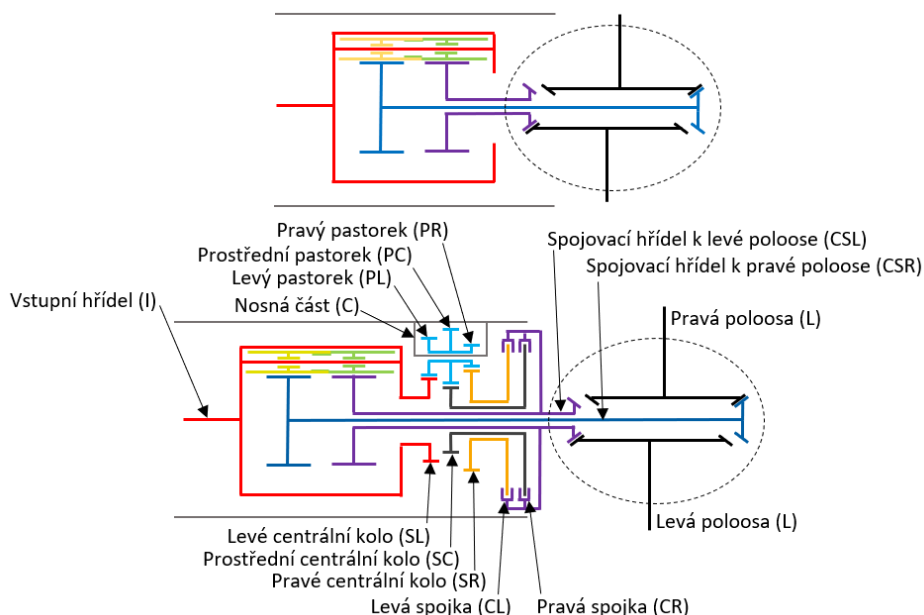
3.1 ZÁSTAVBA

Stávající koncepce hnacího traktu (obr. 12) nabízí v zadní části centrální nosné roury (červeně vyznačená oblast) dostatek prostoru pro umístění mechanismu aktivního diferenciálu. V případě, že by navržené ústrojí přídatných převodů a spojek nepřesahovalo rozměry centrální nosné roury, nebyla by nijak narušena kompaktnost hnacího traktu včetně nosné části. Hlavní úpravou by bylo posunutí zadního osového diferenciálu v rámci nosné roury směrem dopředu ve směru jízdy a s tím související úprava délek hřídelí. Díky tomu by nebylo nijak zasahováno do nápravy vozidla samotné, která je tvořena rozvodovkou s kyvnými poloosami a hnacími hřídelemi k jednotlivým kolům. Ve skříní rozvodovky nápravy, která zajišťuje stálý převod mezi spojovacími hřídelemi z diferenciálu a hnacími poloosami v celém rozsahu odklonu kyvné poloosy, je využit veškerý prostor pro uložení jednotlivých hřídelí i celé poloosy, jak je patrné z obr. 12. Z tohoto důvodu by jakékoli konstrukční změny vedly k nutnosti komplikované modifikace celé léty prověřené a robustní konstrukce nápravy. Dále je v plné verzi práce provedena také kontrola ohřevu spojky, ze které plyne, že daný návrh je i z hlediska tepelného namáhání realizovatelný a nemělo by docházet k nadměrnému přehřívání.



Obr. 12 Výkres hnacího ústrojí experimentálního vozidla s vyznačeným prostorem vhodným pro zástavbu aktivního diferenciálu

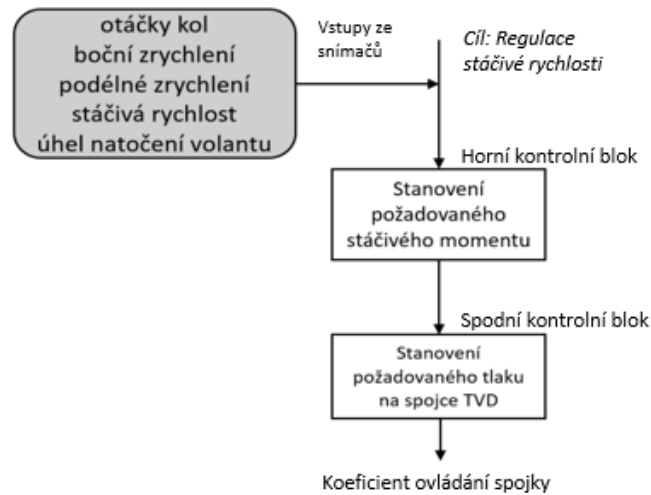
Z celé řady možných konstrukčních provedení aktivních diferenciálů bylo vzhledem ke stávající koncepci hnacího ústrojí vybráno a uzpůsobeno provedení dle Mitsubishi AYC. Toto uspořádání sice spadá do kategorie neposílených aktivních diferenciálů, což oproti posíleným předpokládá vyšší nároky na maximální momenty přenášené spojkami, umožňuje však využít co nejvíce stávajících komponent, včetně čelního diferenciálu. Zároveň je na rozdíl od symetrických mechanismů tato koncepce vhodná pro umístění za čelní diferenciál. Schémata původního uspořádání zadního diferenciálu s rozvodovkou a upravené koncepce dle mechanismu Mitsubishi AYC jsou vyobrazena na obr. 13.



Obr. 13 Schéma původního řešení diferenciálu s rozvodovkou (nahore) a navrhovaného aktivního diferenciálu (dole)

3.2 REGULAČNÍ ALGORITMUS

Základní struktura regulačního algoritmu aktivního diferenciálu je na obr. 14. Horní kontrolní blok stanovuje požadovanou stáčivou rychlost a potřebný stáčivý moment (bez ohledu na limity aktivního diferenciálu) k jejímu dosažení. Jako vstupy využívá signály ze snímačů otáček kol, bočního a podélného zrychlení, stáčivé rychlosti, podélné rychlosti a úhlu natočení volantu. Z těchto signálů je v horním kontrolním bloku určena hodnota požadovaného stáčivého momentu, která je hlavním vstupem spodního kontrolního bloku, ve kterém je stanoven požadovaný tlak na konkrétní spojku aktivního diferenciálu. V případě sestavovaného modelu je výstupem regulačního algoritmu koeficient ovládání spojky, který vyjadřuje poměr požadovaného točivého momentu přenášeného spojkou ku maximální točivému momentu, který je spojka schopna přenést. Základní algoritmus je zaměřen primárně na regulaci stáčivé rychlosti a úhlu směrové úchylny na základě odpovídajících hodnot vypočtených dle ustálených stavů. Hlavní struktura algoritmu je sestavena dle [5].



Obr. 14 Schéma regulačního algoritmu aktivního diferenciálu [5]

3.2.1 Referenční stáčivá rychlost a úhel směrové úchyly

Referenční stáčivou rychlost je možné stanovit jako:

$$\dot{\Psi}_{des} = \frac{\dot{x}}{R} = \frac{\dot{x}}{l_f + l_r + \frac{m\dot{x}^2(2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art} L}} \delta \quad (1)$$

kde: $\dot{\Psi}_{des}$ – referenční stáčivá rychlost vozidla (kolem osy Z vozidla)
 $\dot{x}$ – podélná rychlost vozidla v těžišti
 R – poloměr zatačky
 l_f – vzdálenost těžiště od přední nápravy ve směru osy x
 l_r – vzdálenost těžiště od zadní nápravy ve směru osy x
 m – hmotnost vozidla
 C_{aft} – směrová tuhost jedné pneumatiky přední nápravy
 C_{art} – směrová tuhost jedné pneumatiky zadní nápravy
 L – rozvor náprav
 δ – střední úhel natočení předních kol

Pro referenční úhel směrové úchyly vozidla platí:

$$\beta_{des} = \frac{\left(l_r - \frac{l_f m v^2}{4C_{art}(l_f + l_r)} \right)}{l_f + l_r + \frac{m v^2 (2l_r C_{art} - l_f C_{aft})}{4C_{aft} C_{art} (l_f - l_r)}} \delta \quad (2)$$

kde: β_{des} – referenční úhel směrové úchyly v těžišti vozidla
 v – rychlost vozidla

Regulační vztah je dán:

$$s = \dot{\Psi} - \dot{\Psi}_{target} + \xi(\beta - \beta_{target}) \quad (3)$$

$$\dot{s} = -\eta s \quad (4)$$

$$\frac{M_{\psi d}}{I_z} = -\frac{1}{I_z} [l_f(F_{yFL} + F_{yFR}) \cos \delta - l_r(F_{yRL} + F_{yRR})] - \eta s + \ddot{\Psi}_{target} - \xi(\dot{\beta} - \dot{\beta}_{target}) \quad (5)$$

kde: s – klouzavá plocha

$\dot{\Psi}$ – stáčivá rychlost vozidla

$\dot{\Psi}_{target}$ – žádaná stáčivá rychlost ($\dot{\Psi}_{des}$ omezená limity adheze)

β – úhel směrové úchylky v těžišti vozidla (β_{des} – omezený limity adheze)

β_{target} – žádaný úhel směrové úchylky v těžišti vozidla (

$\dot{s}$ – derivace klouzavé plochy podle času

η – koeficient klouzavé plochy

$M_{\psi d}$ – stáčivý moment od aktivního diferenciálu

I_z – moment setrvačnosti vozidla kolem osy z

F_{yFL} – boční síla na levé přední pneumatice

F_{yFR} – boční síla na pravé přední pneumatice

$\ddot{\Psi}_{target}$ – žádané stáčivé zrychlení

ξ – koeficient úhlu směrové úchylky

$\dot{\beta}$ – derivace úhlu směrové úchylky podle času

$\dot{\beta}_{target}$ – žádaná derivace úhlu směrové úchylky podle času

3.3 SHRnutí

Popsaný algoritmus ovládání aktivního diferenciálu je sestaven pomocí základní nelineární kontrolní strategie založené na principu regulace v klouzavém režimu (sliding mode control) [6]. V současné době jsou vyvíjeny a publikovány pokročilé IMC (internal model control) [7] či MPC (model predictive control) [1] kontrolní strategie optimálního rozdělení hnacích sil mezi jednotlivá kola především pro elektromobily s elektromotory v kolech. Sestavený algoritmus je zaměřen na ovládání aktivního diferenciálu, bylo by jej však možné současně využít také pro stabilizaci vozidla prostřednictvím brzd. Regulace prostřednictvím aktivního diferenciálu by tedy mohla být využita při ustálené jízdě a akceleraci, při brzdění by pak vozidlo mohlo být stabilizováno prostřednictvím brzd. Pro účely této práce, jimiž je vyhodnocení vlivu aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy, je však sestavený algoritmus dostačující.

4 SIMULACE JÍZDNÍCH MANÉVRŮ S AKTIVNÍM DIFERENCIÁLEM

Sestavený univerzální model vozidla s řídicím algoritmem umožňuje simulovat velké množství jízdních situací, díky nimž může být realizována podrobná analýza dynamiky jízdy celého vozidla v různých provozních podmínkách. I když je vzhledem k množství požadovaných vstupních parametrů poměrně obtížné dosáhnout přesných kvantitativních výsledků, daný model může být velmi dobře využit ke sledování trendu. Díky tomu lze analyzovat a srovnávat výsledky simulací vozidla vybaveného aktivním diferenciálem s různými parametry a ovládáním. V této kapitole jsou tedy postupně popsány simulace jednotlivých manévru vozidel s klasickým i aktivním diferenciálem. Popsané manévry jsou simulovány s prázdným vozidlem. Výsledky simulací plně zatíženého vozidla jsou uvedeny v plné verzi práce.

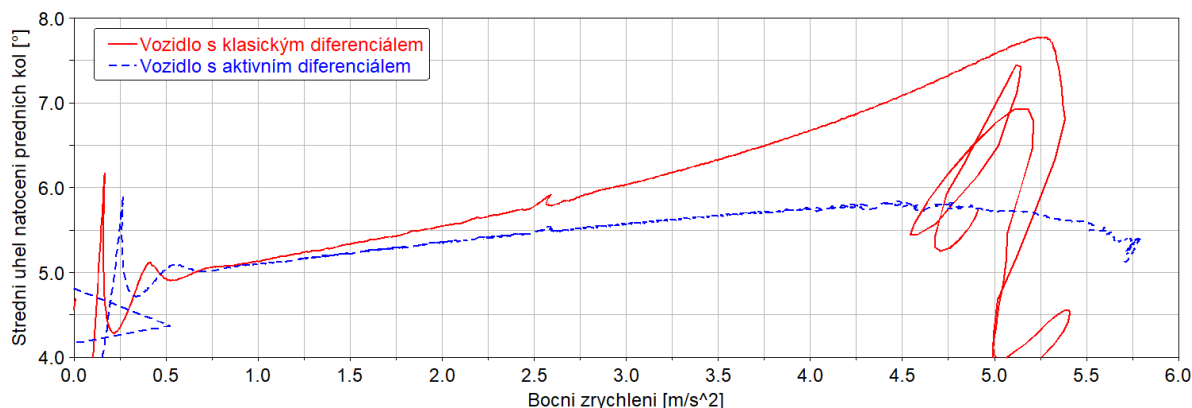
4.1 PRODLOUŽENÍ LINEÁRNÍ OBLASTI A POSUN LIMITU

Jedním z hlavních očekávaných vlivů aktivního diferenciálu je zlepšená ovladatelnost a stabilizace vozidla při ustálené jízdě v kruhu. Tato skutečnost přímo souvisí s nárůstem limitu přenositelné boční síly pneumatikami hnací nápravy, kdy je diferenciál schopen snížit hnací moment a tím podélnou sílu na vnitřním kole odlehčeném vlivem příčného transferu hmotnosti, to je pak schopno přenést větší boční sílu, čímž je navýšen celý limit bočního zrychlení vozidla.

4.1.1 Ustálená jízda v kruhu

Úvodní simulace pro ukázkou vlivu aktivního diferenciálu v ustálených stavech je provedena s modelem nezatíženého vozidla. Za tímto účelem byla jako první simulovaný manévr zvolena ustálená jízda v kruhu s konstantním poloměrem. Na počátku simulace je pomocí quasi-statického iteračního výpočtu stanoven výchozí dynamický stav vozidla včetně polohy plynového pedálu a úhlu natočení volantu pro dosažení daného poloměru zatáčení 40 m při počátečním bočním zrychlení 0,01g. V případě vozidla s aktivním diferenciálem je v regulačním algoritmu manuálně nastavena počáteční hodnota ovládání spojek, určená pomocí zkušební simulace ustálené jízdy v kruhu o stejném poloměru, s ustáleným bočním zrychlením. Po úvodní quasi-statické fázi simulace je provedena simulace dynamická, kdy je pomocí modelu řidiče (součást testrig v ADAMS Car) udržován předepsaný rádius zatáčení a konstantní malé podélné zrychlení. Tímto způsobem je model vozu přiveden až na limit bočního zrychlení neboli oblast, kde vozidlo za daných podmínek není schopno dále zvyšovat rychlost při daném poloměru zatáčení a tím dosáhnout vyššího bočního zrychlení. Jak je patrné ze závislosti úhlu natočení volantu na bočním zrychlení vynesené na obr. 15, dosáhlo vozidlo s klasickým diferenciálem (červená křivka) limitu bočního zrychlení v oblasti 5,25 m/s². Za touto hranicí boční zrychlení ještě mírně narůstá, model řidiče však není schopen regulovat úhel natočení volantu pro udržení vozidla na předepsané trajektorii, a to se stává nestabilním. V případě vozidla

vybaveného navrhovaným systémem aktivního diferenciálu (modrá křivka) je model vozidla schopen dosáhnout bočních zrychlení vyšších než $5,75 \text{ m/s}^2$ a i za touto hranicí je model řidiče stále schopen udržovat předepsanou trajektorii a ačkoli dále není vozidlo schopno zrychlovat a dosahovat vyšších bočních zrychlení, není ani při dosažení svého limitu v tomto případě výrazně nestabilní.



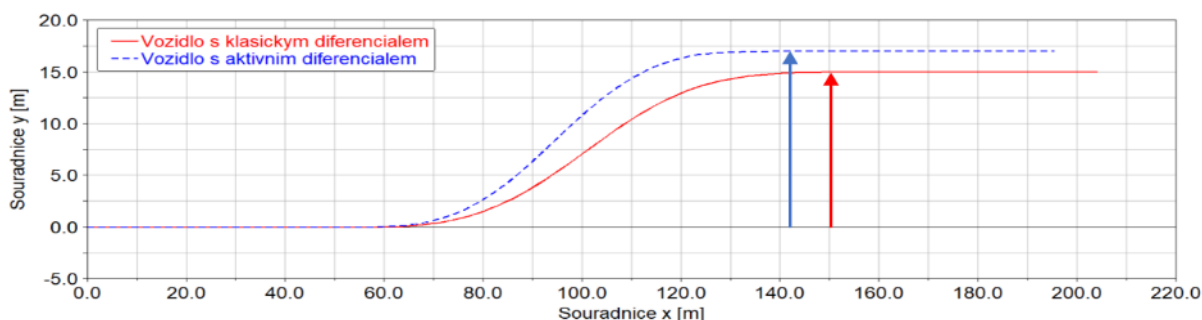
Obr. 15 Srovnání charakteristiky zatáčivosti prázdného vozidla s klasickým diferenciálem a s aktivním diferenciálem

Dalším předpokladem je možnost regulace faktoru stability neboli směrnice lineární části křivky, kterou tvoří závislost znázorněná na obr. 15. V případě vozidla s aktivním diferenciálem je faktor stability úmyslně regulován na hodnotu $0,3 \text{ }^\circ/(\text{m/s}^2)$, přičemž klasické vozidlo dosahuje faktoru stability kolem $0,4 \text{ }^\circ/(\text{m/s}^2)$, což však znamená vyšší míru nedotáčivosti. Velmi důležitou vlastností výsledného úhlu natočení kol se zvyšujícím se bočním zrychlením v ustáleném stavu je však prodloužení lineární oblasti, vůči vozidlu s klasickým diferenciálem. Je zřejmé, že modrá křivka má lineární charakter až do oblasti $4,25 \text{ m/s}^2$ na rozdíl od červené, která vykazuje nelineární závislost již od bočních zrychlení nad $2,5 \text{ m/s}^2$. V případě modré křivky je za hranicí lineární oblasti ještě dostatečný prostor před limitem, který upozorní řidiče na blížící se limit tím, že se zvyšujícím se zrychlením nemusí pro udržení trajektorie dále natáčet volant směrem do zatáčky, nejprve se hodnota ustálí a po dosažení 5 m/s^2 je řidič nucen natočit volant ven z kruhu, čímž vozidlo dává zpětnou vazbu řidiči, že se blíží limit. Z těchto výsledků je možné předpokládat, že vozidlo s aktivním diferenciálem ve srovnání s vozidlem klasickým:

- Bude lépe reagovat na natočení volantu v širším spektru bočního zrychlení,
- bude ovladatelnější v oblastech bočních zrychlení nad $2,5 \text{ m/s}^2$,
- bude mít vyšší limit bočního zrychlení,
- před dosažením limitu poskytne řidiči zpětnou vazbu (varování),
- bude lépe ovladatelné také při dosažení tohoto limitu.

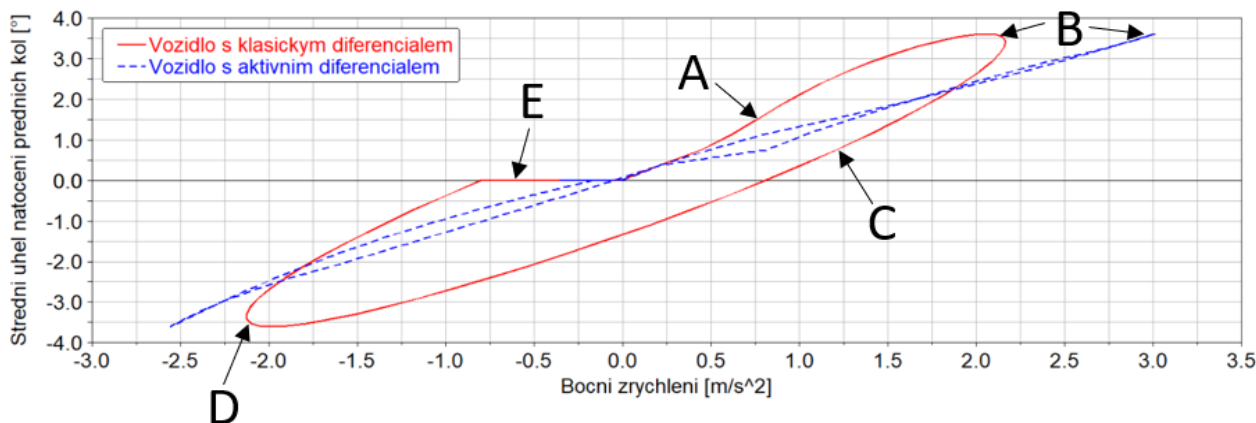
4.1.2 Vyhýbací manévř

Dalším simulovaným dějem je vyhýbací manévř. V tomto případě se jedná také o tzv. open-loop variantu testu, kdy je předepsána perioda sinusového průběhu úhlu natočení volantu v čase. Po úvodní jízdě v přímém směru s počáteční rychlostí 50 km/h dojde k sinusovému natočení volantu s amplitudou 90° a periodou 6 s, poté dojde opět k ustálení vozidla v přímém směru. Model řidiče se v průběhu manévřu snaží udržovat konstantní rychlost a kompenzovat tak zpomalení vozidla v důsledku zatačení. Na obr. 16 je vyneseno srovnání výsledné trajektorie při vyhýbacím manévřu. U vozidla s aktivním diferenciálem je patrné dosažení rychlejší reakce na natočení volantu. V důsledku toho je během manévřu dosažen i větší posun vozidla ve směru osy y (rozdíl mezi souřadnicí y úvodní a závěrečné přímé jízdy).



Obr. 16 Srovnání horizontální trajektorie těžiště vozidla během vyhýbacího manévřu

Z hlediska ovladatelnosti vozu a linearity jeho reakce je vypovídající srovnání uvedné na obr. 17. Jedná se o závislost úhlu natočení předních kol na bočním zrychlení, ze které při tomto vyhývacím manévřu provedeném při téměř konstantní rychlosti vyplývá dosažená hystereze bočního zrychlení a úhlu natočení volantu. Při úvodním nárůstu úhlu natočení předních kol (směrem do kladných hodnot) je patrný rozdíl reakcí obou vozidel. Zatímco vozidlo s aktivním diferenciálem reaguje téměř lineárně, u vozidla s klasickým diferenciálem dochází k deformaci vykreslené závislosti a při stejném úhlu natočení předních kol je dosaženo nižších bočních zrychlení (oblast A).



Obr. 17 Srovnání závislosti středního úhlu natočení kol na bočním zrychlení při vyhýbacím manévřu

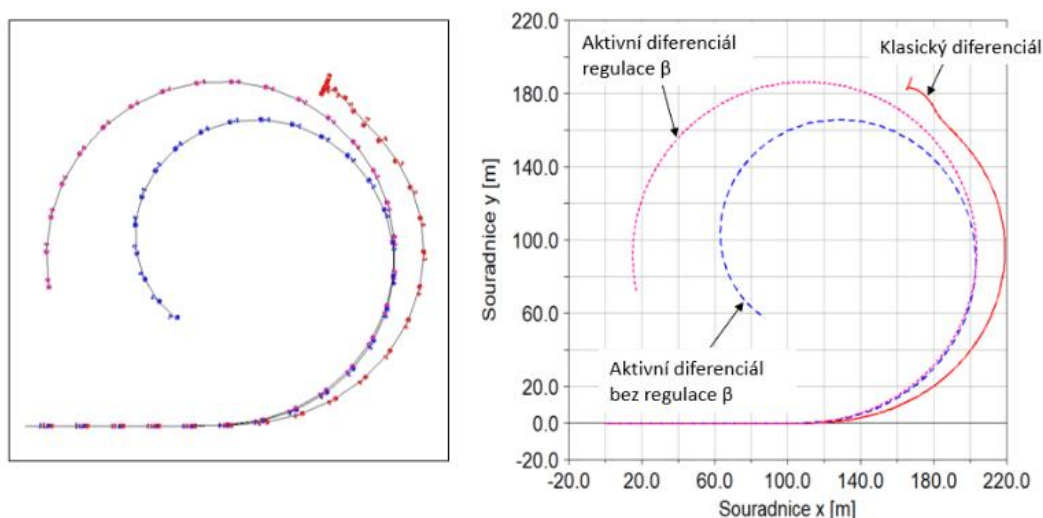
Po dosažení amplitudy natočení předních kol (úhel 90° natočení volantu odpovídá střednímu úhlu $3,6^\circ$ natočení předních kol) dochází u vozidla s klasickým diferenciálem k postupnému dalšímu nárůstu bočního zrychlení (oblast B), tento jev se objevuje také v navazující pravotočivé zatáčce (oblast D) a při klesání úhlu natočení kol je dosahováno výrazně vyšších bočních zrychlení než tomu bylo při nárůstu (oblast C). Po závěrečném natočení kol do přímého směru je také jasně patrná oblast, kdy stále klesá boční zrychlení (oblast E).

4.2 STABILIZACE VOZIDLA

Velmi podstatným přínosem aktivní regulace stáčivého momentu je možnost stabilizovat vozidlo v situacích, kdy je klasická koncepce vozidla na limitu zrychlení. Z tohoto důvodu je do navrhovaného regulačního algoritmu zahrnuta také kontrola úhlu směrové úchylky. Samotný algoritmus by mohl fungovat také pouze na základě stáčivé rychlosti, ta ovšem není zcela vypovídající o celkovém stavu vozidla, protože může dosáhnout z pohledu algoritmu uspokojivých hodnot i v situacích, kdy je vozidlo z pohledu řidiče už téměř neovladatelné.

4.2.1 Požadavek na regulaci úhlu směrové úchylky

Pro demonstraci vlivu zahrnutí regulace úhlu směrové úchylky na výslednou reakci vozidla byl zvolen manévr se skokovým natočením volantu prázdného vozidla na vozovce se sníženou adhezí. Počáteční rychlost vozidla je nastavena na 70 km/h a volant je natočen skokově $0-120^\circ$. Koeficient tření mezi pneumatikou a vozovkou je nastaven na 0,6, což odpovídá mokré asfaltové vozovce. V prvním případě byla v regulačním algoritmu eliminována regulace úhlu směrové úchylky. Srovnání výsledné trajektorie je vyobrazeno na obr. 18. Plnou červenou čarou je vyobrazena výsledná trajektorie těžiště vozidla s klasickým diferenciálem, tedy bez regulace rozdělení hnacích sil. Zde je patrné, že vozidlo není při dané rychlosti schopno pokračovat po kruhu a dosáhne svého limitu bočního zrychlení.



Obr. 18 Srovnání trajektorie těžiště vozidla při skokovém natočení volantu na vozovce s koeficientem tření 0.6 (vlevo pohled na vozidlo shora, vpravo horizontální trajektorie)

V tomto případě je příčinou již popisovaný limit prázdného vozidla, kterým je prokluz vnitřního kola zadní hnací nápravy. Tím dojde k překročení maximální výslednice síly, kterou je kolo schopno přenést a naroste skluz, čímž je satureována celá zadní náprava.

Přerušovanou modrou čarou je vynesena výsledná trajektorie těžiště vozidla s regulací omezenou na stáčivou rychlost. Na první pohled je výsledná trajektorie v pořádku, jedná se však o manévr, při kterém vozidlo překročilo úhel směrové úchyly a na konci vyznačené trajektorie se stalo nestabilním. Tečkovanou fialovou barvou je vynesena trajektorie těžiště vozidla s regulátorem zohledňujícím úhel směrové úchyly. Je zřejmé, že vozidlo nedosáhlo tak malého radiusu zatáčení jako v případě regulace omezené na stáčivou rychlost, důležitým rozdílem však je, že zůstalo stabilní po celou dobu simulace.

4.3 VYHODNOCENÍ

Pro popis vlivu aktivního diferenciálu byly vybrány manévry, ve kterých má aktivní dělení hnacího momentu nejvýraznější vliv na dynamiku jízdy modelovaného nákladního vozidla. Základní potvrzení předpokládaného prodloužení lineární oblasti ovládání vozidla a posunu limitu bočního zrychlení je podrobně demonstrováno na simulaci kruhového testu v první části. Dalším popsáním manévrem je vyhýbací manévr, charakterizující reakci vozu na natočení volantu. Z uvedených výsledků je patrný přínos aktivního diferenciálu na rychlost reakce vozu a linearitu jeho odezvy na natočení volantu v přechodových stavech. Popsány jsou také aspekty související s regulací navrhovaného systému, jejíž naladění má rozhodující vliv na funkčnost celého systému. Ukázka odlišného nastavení algoritmu je provedena na příkladu vynechání regulace úhlu směrové úchyly, která je nutnou součástí zejména při jízdě na vozovce se sníženým koeficientem tření, kde se ukázala být rozhodujícím faktorem pro stabilitu vozidla a zachování ovladatelnosti. Pro účely vyhodnocení byly vybrány simulace, na kterých je vliv aktivní regulace stáčivého momentu jasně patrný a srozumitelně popsatelný.

4.4 SHRnutí

Hlavními výhodami navrhovaného mechanismu aktivního diferenciálu je tedy výše popsaná regulace stáčivého momentu, pomocí které může být regulována dynamika jízdy. V první řadě tedy ovladatelnost vozidla a jeho lineární reakce na natočení volantu. Při vyšších bočních zrychlení může být vozidlo díky aktivnímu diferenciálu také předvídatelnější z hlediska reakce před dosažením limitu. Ten je celkově posunut do vyšších bočních zrychlení, než je tomu u vozidla s klasickým diferenciálem. I v těchto limitních bočních zrychleních však aktivní diferenciál dokáže pozitivně ovlivnit stabilitu jízdy a přispět tak bezpečnosti provozu. Hlavními nevýhodami navrhovaného mechanismu je složitost systému a přidaná hmotnost. Zástavbou mechanismu do hnacího ústrojí však nedojde k narušení celkové kompaktnosti podvozku.

ZÁVĚR

Cílem této práce je zodpovězení základních otázek spojených s využitím technologie aktivního dělení hnacího momentu u nákladních vozidel. Za tímto účelem byl vytvořen univerzální detailní multibody model nákladního vozu v systému MSC ADAMS Car. Za účelem validace modelu bylo provedeno měření vybraných parametrů dynamiky jízdy. Měřicí řetězec byl sestaven se zaměřením především na ovládání vozidla a měření pohybů jednotlivých komponent podvozku vůči karoserii a celého vozidla vůči vozovce. Na základě výsledků měření byla vyhodnocena reakce vozidla na ovládání jak z hlediska podélné dynamiky, tak chování při působení bočního zrychlení. Pomocí naměřených dat byla provedena validace multibody modelu, jejíž obsahem bylo kvalitativní i kvantitativní srovnání měřených a simulovaných veličin. V další části byl sestaven také multibody model aktivního diferenciálu, který byl implementován do stávajícího modelu hnacího ústrojí.

Nedílnou součástí práce bylo sestavení regulačního algoritmu navrhovaného aktivního diferenciálu v prostředí MATLAB Simulink. Byl zvolen regulační algoritmus založený na referenčním modelu vozidla vycházejícím z ustálených jízdních stavů. Samotný regulační vztah je pak založen na paralelní regulaci stáčivé rychlosti i úhlu směrové úchylny a strategie kontrolního algoritmu je založena na regulaci v klouzavém módu (zvolená kontrolní strategie). Takto sestavený regulační algoritmus byl následně propojen s validovaným multibody modelem vozidla a odladěn pro simulace jednotlivých manévru.

Z uvedených výsledků jednoznačně vyplývá přínos příčného dělení hnacích sil z hlediska všech sledovaných aspektů dynamiky jízdy. Ačkoli byl celý systém implementován pouze na zadní hnací nápravu, dokáže aktivní diferenciál u nákladního vozidla zlepšit jeho ovladatelnost v celém rozsahu zatížení, ve kterém je vozidlo provozováno. Z hlediska přenosu podélných i bočních sil je možné kompenzovat vliv rozdílu parametrů vozidla vzniklý změnou zatížení (klopné tuhosti náprav, poloha těžiště, momenty setrvačnosti) a pozitivně tak přispět k manévrovatelnosti vozu a kompenzovat tak nedostatky jeho podvozku. Celkově je technologie aktivního dělení momentu mezi pravé a levé kolo jedna z velmi přínosných a dále se rozvíjejících. Tyto mechatronické systémy jsou součástí vyspělých hnacích ústrojí, která umožňují komfortní ovládání vozu v mnoha jízdních situacích. I když je doposud vyvíjena především pro osobní vozidla, její využití u nákladních vozidel, jak je prokázáno v této práci, má svůj potenciál z hlediska ovladatelnosti vozidla a stability jízdy, což jsou důležité prvky aktivní bezpečnosti. Ta je u výrobců moderních nákladních vozidel jednou z hlavních priorit.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] SHIBAHATA, Y., K. SHIMADA a T. TOMARI. The improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. In: *Proceedings of the First International Symposium on Advanced Vehicle Control (AVEC '92)*. Yokohama, Japonsko: Japan Society of Automotive Engineers, Tokyo, 1992, s. 452-457.
- [2] MÜLLER, A., W. ACHENBACH, E. SCHINDLER, T. WOHLAND a G. W. MOHN . Das neue Fahrsicherheitssystem Electronic Stability Program von Mercedes-Benz. *ATZ Automobiltechnische Z.* 1994, (11), 656-670. ISSN 0001-2785.
- [3] IKUSHIMA, Y. a K. Sawase. A study on the effect of active yaw moment control. SAE paper 950303. 1995.
- [4] Podklady dostupné online na <http://www.tatra.cz> a materiály poskytnuté firmou Tatra a.s.
- [5] RAJAMANI, R. *Vehicle dynamics and control*. 2nd ed. New York: Springer, 2012. ISBN 978-146-1414-322.
- [6] BALÁTEĚ, Jaroslav. *Automatické řízení*. 1. Praha: BEN - technická literatura, 2003. ISBN 80-730-0020-2.
- [7] CANALE, M., L. FAGIANO, M. MILANESE a P. BORODANI. Robust vehicle yaw control using an active differential and IMC techniques. *Control Engineering Practice*. 2007, 15(8), 923-941. DOI: 10.1016/j.conengprac.2006.11.012. ISSN 09670661. Dostupné také z: <http://linkinghub.elsevier.com/retrieve/pii/S0967066106002267>

ŽIVOTOPIS

Osobní údaje

Jméno a příjmení: Jan Fojtášek
Národnost: česká
Narozen: 6.9.1989, Uherské Hradiště
Adresa: Sušice 166, 687 04, okr. Uh. Hradiště
E-mail: jan.fojtasek@vutbr.cz

Vzdělání

2014 - nyní Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Doktorský studijní program

2012 - 2014 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Magisterský studijní program

2009 - 2012 Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Bakalářský studijní program

2001 - 2009 Gymnázium Uherské Hradiště

Pracovní zkušenosti

2014 - nyní Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství
Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Výzkumný pracovník - junior

2013 - 2015 NT Engineering s.r.o.
Vývojový konstruktér

8 – 10/2012 AV Engineering a.s.
Stáž v konstrukční kanceláři

Projekty

2017 - nyní Výzkum výpočtových a experimentálních metod v oblasti mobilních systémů, projekt: FSI-S-17-4104

2017 - nyní	Převodové ústrojí pro vysokorychlostní lokomotivy, projekt: TH02010725
6 – 12/2017	Výzkum v oblasti dynamiky závodního vozu, projekt: SR13757114
4 – 12/2016	Virtuální prototypy v prostředí MSC ADAMS Car, projekt: FV 16-40
2014 - 2017	Centrum kompetence automobilového průmyslu Josefa Božka, projekt: TE01020020
2014 - 2016	Výzkum progresivních metod řešení dynamiky hnacích traktů, projekt: FSI-S-14-2334
1 – 12/2013	Modelování dynamiky vozidel II, projekt: FSI-J-13-2008

ABSTRAKT

Tato práce se zabývá posouzením vlivu regulace stáčivého momentu prostřednictvím aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy nákladního vozidla. Jsou zde shrnuty poznatky ohledně možností konstrukčního uspořádání aktivního diferenciálu, regulačních algoritmů i teoretické předpoklady týkající se výsledného vlivu na dynamiku jízdy. Na základě řešeršní části je vypracován vlastní návrh aktivního diferenciálu pro experimentální nákladní vozidlo. Hlavní část práce je věnována analýze vlivu aktivního diferenciálu na ovladatelnost vozu při manévrování a jeho stabilitu včetně limitních jízdních stavů. Za tímto účelem je sestaven kompletní multibody model vozidla s klasickým diferenciálem a výsledky simulací jízdy tohoto vozu experimentálně ověřeny pomocí měření vybraných parametrů dynamiky jízdy při jízdních manévrech reálného nákladního automobilu. Validovaný model je dále rozšířen o aktivní diferenciál včetně regulačního algoritmu. Ověření teoretických předpokladů a vyhodnocení vlivu aktivního diferenciálu na dynamiku jízdy nákladního vozidla je pak provedeno pomocí simulací vybraných manévru zahrnujících ustálené i přechodové jízdní stavy. Na základě popsanych poznatků je pak vyhodnocen celkový přínos této technologie, jeho realizovatelnost a hlavní výhody a nevýhody.