



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

ÚSTAV SOUDNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF FORENSIC ENGINEERING

VLIV KONCEPCE VOZIDLA NA JÍZDNÍ DYNAMIKU VOZIDLA

INFLUENCE OF VEHICLE CONCEPTION ON VEHICLE DYNAMICS

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Filip Hamada

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. et Ing. Martin Bilík

BRNO 2018

Bibliografický záznam

Autor: Bc. Filip Hamada

Název práce: Vliv koncepce vozidla na jízdní dynamiku vozidla

Studijní obor: Expertní inženýrství v dopravě

Vedoucí práce: Ing. et Ing. Martin Bilík

Akademický rok: 2017/2018

Počet stran: 58

Klíčová slova: Dynamika vozidla, FF, FR, 4WD, koncepce, testování, porovnání

Bibliografický záznam

Autor: Bc. Filip Hamada

Názov práce: Vplyv koncepcie vozidla na jazdnú dynamiku vozidla

Študijný odbor: Expertné inžinierstvo v doprave

Vedúci práce: Ing. et Ing. Martin Bilík

Akademický rok: 2017/2018

Počet strán: 58

Kľúčové slová: Dynamika vozidla, FF, FR, 4WD, Koncepcia, testovanie, porovnanie

Bibliographic Entry

Author:	Bc. Filip Hamada
Title of Thesis:	Influence of vehicle conception on vehicle dynamics
Field of Study:	Expert engineering in traffic
Supervisor:	Ing. et Ing. Martin Bilík
Academic Year	2017/2018
Number of Pages:	58
Keywords:	Vehicle dynamics, FF, FR, 4WD, Conception, testing, comparison

Abstrakt:

Tématem této diplomové práce je vliv koncepce vozidla na dynamiku jízdy, tedy jak se vozidlo chová ve vybraných typických situacích s ohledem na hnací nápravy.

První část diplomové práce stručně popisuje historické pozadí vývoje vozidel a jednotlivých koncepcí s důrazem na předmětné koncepce použité v praktické části.

Druhá část se zaměřuje na teoretické poznatky dynamiky jízdy vozidel v systematickém rozdělení podle osnovy praktické části. Popisuje tak všechny důležité součásti oboru dynamiky vozidel potřebné ke kompletnímu porozumění praktické části diplomové práce.

Třetí část práce prakticky prověřuje dynamiku vozidel různých koncepcí v sérii testů a měření za účelem jejich vzájemného porovnání. Toto porovnání je výstupem diplomové práce a na jeho základě je možné rozhodnout, které koncepce je pro dané hledisko vhodnější.

Klíčová slova: Dynamika vozidla, FF, FR, 4WD, koncepce, testování, porovnání

Abstrakt:

Témou tejto diplomovej práce je vplyv koncepcie vozidla na dynamiku jazdy, teda ako sa vozidlo chová vo vybraných typických situáciách s ohľadom na hnacie nápravy.

Prvá časť diplomovej práce stručne popisuje historické pozadie vývoja vozidiel a jednotlivých koncepcií s dôrazom na predmetné koncepcie použité v praktickej časti.

Druhá časť sa zameriava na teoretické poznatky dynamiky jazdy vozidiel v systematickom rozdelení podľa osnovy praktickej časti. Popisuje tak všetky dôležité súčasti odboru dynamiky vozidiel potrebné na kompletné porozumenie praktickej časti diplomovej práce.

Tretia časť práce prakticky preveruje dynamiku vozidiel rôznych koncepcií v sérii testov a meraní za účelom ich vzájomného porovnania. Takéto porovnanie je výstupom diplomovej práce a je možné na základe neho rozhodnúť, ktorá koncepcia je pre dané hľadisko vhodnejšia.

Kľúčové slová: Dynamika vozidla, FF, FR, 4WD, Koncepcia, testovanie, porovnanie

Abstract:

Diploma thesis speaks about the influence of vehicle conception on vehicle dynamics, which means how a vehicle behaves in certain typical situations with respect to its driving axle.

The first part of this diploma thesis describes the historical background of vehicles, as well as their conceptions and evolutions, with special focus on the conceptions used in the practical element of this work.

The second part of this thesis covers the theoretical knowledge of vehicle dynamics and is arranged in a systematic order corresponding to the third section of this work.

The third and final chapter then investigates various vehicle conceptions and their dynamics, by running several tests and measurements, in order to make a comparison. This comparison is the main purpose of this work, and from this we can then elucidate which conception, in a certain aspect, is practically more appropriate.

Key words: Vehicle dynamics, FF, FR, 4WD, Conception, testing, comparison

ZADANIE

Pod'akovanie:

Týmto by som sa chcel poďakovať p. Ing. et Ing. Martinovi Bilíkovi za veľmi priateľské, ale zároveň vysoko odborné vedenie pri práci. Chcel by som sa poďakovať za jeho rady, zmysel pre systematickú prácu a ochotu, ktorú mi pri zhotovovaní práce, spolu s voľným časom a trpezlivosťou poskytol. Taktiež by som sa chcel poďakovať Ing. Martinovi Dvořákovi, Mgr. Patrikovi Janáčovi a Ing. Tomášovi Stellmachovi za ich ochotu a čas pri zapožičaní vozidiel za účelom testovania. Práve to mi umožnilo plne a úspešne dôjsť k záverom meraní a vyhotoviť kompletnú prácu. Taktiež týmto smeruje moja vďaka Ing. Michalovi Belákovi za korektúru práce a technického jazyka. Nakoniec by som sa, samozrejme, chcel poďakovať svojim rodičom za podporu, konzultácie, motiváciu pri vyhotovovaní práce a jej záverečnú korektúru. Vy všetci stojíte taktiež za úspešným vyhotovením tejto práce venovaním svojho voľného času mne, na úkor vlastných povinností a ja Vám za to náramne ďakujem.

Prehlásenie:

Prehlasujem, že som svoju diplomovú prácu vypracoval samostatne s využitím informačných zdrojov, ktoré sú v práci citované

Brno,

Filip Hamada

Obsah

1 Úvod	11
2 Teoretická časť	12
2.1 Historický vývoj koncepcií vozidiel.....	12
2.2 Koncepcia: Motor vpredú – pohon prednej nápravy	14
2.3 Koncepcia: Motor vpredú – pohon zadnej nápravy.....	16
2.4 Koncepcia: Motor vpredú – pohon všetkých kolies	17
2.5 Dynamika jazdy osobného automobilu	19
2.5.1 Os x: Jazdné odpory.....	19
2.5.1.1 Valivý odpor	21
2.5.1.2 Odpor vzduchu	22
2.5.1.3 Odpor stúpania.....	23
2.5.1.4 Odpor zrýchlenia	23
2.5.2 Os x: Zrýchľovanie, brzdenie	24
2.5.2.1 Rozjazd, zrýchľovanie – priamy smer	25
2.5.2.2 Brzdenie.....	25
2.5.3 Os y: Bočné zrýchlenie.....	27
2.5.3.1 Tlmenie bočných kmitov	27
2.5.3.2 Pretáčavosť a nedotáčavosť vozidla	29
2.5.3.3 Brzdenie v zákrute	31
3 Praktická časť	33
3.1 Metodika testovania.....	33
3.2 Merací prístroj a použitý softvér	34
3.3 Vybrané vozidlá a ich parametre	34
3.4 Zrýchlenie prvého prevodového stupňa	37
3.5 Zrýchlenie druhého prevodového stupňa	38
3.6 Pružné zrýchlenie	40
3.7 Brzdenie v priamočiarom smere.....	43
3.8 Rovnomerne zrýchlený pohyb v zákrute.....	45
3.9 Brzdenie v zákrute	47
3.10 Útlm bočných kmitov	50
4 Záver.....	53
5 Zdroje	56

1 Úvod

Súčasný svet automobilov je presýtený veľkým množstvom vozidiel v rôznych konfiguráciách, medzi ktorými si má spotrebiteľ problém vybrať. Práve neekvivalentný počet porovnávacích testov k týmto konfiguráciám spôsobuje, že spotrebiteľ nedokáže dobre určiť, čo si vybrať pre vlastnú potrebu, a naopak, čo v praxi vôbec nevyužije.

Témou diplomovej práce je práve zameranie sa na konfigurácie vozidiel z hľadiska ich koncepcie. Koncepcia vozidla hovorí o tom, kde má dané vozidlo uloženú pohonnú jednotku, a ktorú nápravu poháňa. Toto uloženie má vplyv na veľké množstvo charakteristík vozidla a takéto komplexné štúdiá by vyžadovala veľké množstvo testov v rôznych smeroch. Pre väčšiu špecializáciu sa budem zameriavať na vplyv na dynamiku vozidla, teda na jeho pohyb v jeho osách voľnosti.

Testovaním vozidiel praktickými skúškami za použitia meracích prístrojov kvantitatívne určím charakteristiky daných koncepcií v analógií dynamiky vozidla, za cieľom ich vzájomného porovnania. Testovanie bude cielené na veličiny, ktoré na tieto rozdiely poukazujú čo najviac. Výber testov je podmienený teoretickými znalosťami o výhodách a nevýhodách koncepcií vozidiel použitých v praktickej časti.

Teoretická časť bude pojednávať práve o týchto znalostiach. Konkrétne o najhlavnejších faktoroch dynamiky vozidiel a špecifikovaní jednotlivých koncepcií vozidiel použitých v diplomovej práci. V nadväznej praktickej časti sú jednotlivé testy prevedené, rozanalyzované a jednotlivé koncepcie vzájomne porovnané. Samotné porovnanie a určenie rozdielov je výstupom tejto diplomovej práce.

2 Teoretická časť

2.1 Historický vývoj koncepcií vozidiel

História osobných automobilov je skutočne bohatá a siaha do začiatkov 19. storočia. François Isaac de Rivaz zhotovil prvé vozidlo poháňané spaľovacím motorom využívajúc vodík.. Odvtedy vývoj osobných automobilov prekonal dlhú cestu k zmene do dnešnej podoby. Na tri míľniky, ktoré sa na tejto ceste udiali, je však dôležité pri uvedení do problematiky diplomovej práce poukázať z bližšej perspektívy.

Vozidlá dnešnej doby môžeme mimo iných nespočetných množstiev rozdelení, taktiež deliť podľa toho, akou koncepciou je dané vozidlo konštruované. Inak povedané, či sa jedná o vozidlo s hnacou prednou nápravou, hnacou zadnou nápravou alebo hnacími oboma nápravami. Súčasne sa môže líšiť uloženie motora, no pre účely diplomovej práce budeme hovoriť len o vozidlách s uložením motora vpredu.

Prvým míľnikom je teda vznik prvého vozidla s hnacou prednou nápravou (FF). Tým bolo malé približovadlo, tzv „voiturette“, spoločnosti Gräf & Stift s jednovalcovým motorom značky De Dion – Bouton. Toto približovadlo bolo však jediné svojho druhu a nikdy sa do výroby nedostalo. Prvé vozidlo s predným pohonom bolo vyrobené v roku 1889 a nieslo názov Victoria Combination. Spoločnosť Sociéte Parisienne vyrobila viac ako 400 kusov a zúčastnila sa s ním aj niekoľkých dobových pretekov. Prvým osobným automobilom koncepcie FF bolo však vozidlo Cord L29 z roku 1929. V tridsiatych rokoch 20. storočia začala výroba vozidiel s hnacou prednou nápravou aj v spoločnostiach Audi, Citroën či BSA (Birmingham Small Arms Company).

V súčasnosti sa vozidlá s hnacou prednou nápravou najčastejšie montujú s uložením motora naprieč vpredu. Priekopníkom tohto uloženia bol Dante Giacosa s modelom Autobianchi Primula v roku 1964. Toto uloženie neskôr spopularizovali modely 128 od Fiat-u a Mini od British Motor Company.

Druhým míľnikom je zavedenie koncepcie uloženia motora vpredu s hnacou zadnou nápravou (FR). Táto koncepcia sa sprvu zvykla označovať ako "Système

Panhard" vďaka modelu Panhart z roku 1895. Tento model však zostal v zabudnutí, kvôli problémom s koncentrovaním hmotnosti nad prednou nápravou a nezaťaženie hnacej nápravy. Modely Morganu využíval zadnú nápravu ako hnaciu. Ich agregát však bol umiestnený za prednou nápravou (FMR) a ich popularita bola značná najmä v období druhej svetovej vojny. Prvým vozidlom koncepcie FR bola Lancia Aurelia z roku 1950. Táto koncepcia bola však vždy v úzadí na každom kontinentálnom trhu okrem Austrálie. V súčasnosti je koncepcia FR používaná najmä v modeloch „muscle car“ napr. Chevrolet Camaro od roku 2009 alebo u luxusných limuzín ako Cadillac CTS. Najpopulárnejšími značkami používajúce koncept FR je na Európskom trhu značka BMW a Mercedes.

Tretím míľnikom je vznik koncepcie oboch hnacích náprav s motorom vpredu. Hovoríme teda o tzv. koncepciách 4x4, skôr historicky AWD, alebo 4WD. Prvým modelom tejto koncepcie bol model britského inžiniera Bramaha Josepha Diplocka z roku 1893. Tento model využíval 3 diferenciály a bol poháňaný parou. Prvým 4WD vozidlom priamo poháňaným spaľovacím motorom bol Spyker 60-HP z roku 1903. Vývoj vozidiel s pohonom všetkých 4 kolies je veľmi bohatý. Je to podmienené tým, že takáto koncepcia ponúka veľké množstvo rôzneho použitia. Ak sa jedná o vozidlá SUV a určené pre off-road, vývojom prešli aj prevodovky a deliče stupňov. Prvým off-road vozidlom s pohonom všetkých kolies bolo vojenské vozidlo GAZ – 64. U športových modelov bol prvým Jensen FF z roku 1969. Konštruktéri takto hľadali vyššiu stabilitu a väčšie možnosti rozdelenia trakčných síl v pretekoch. V súčasnosti sa pohon všetkých kolies teší veľkej popularite práve vďaka nárastu dopytu po karosériách typu cross-over a SUV.¹²

Koncepcií vozidiel je samozrejme viac, no pre účely tejto diplomovej práce sú vybrané práve tieto tri. Je to z dôvodu najčastejšieho použitia v praxi. Zvyšné základné koncepcie sú motor uprostred – zadný pohon/4x4 a motor vzadu – zadný pohon/4x4.

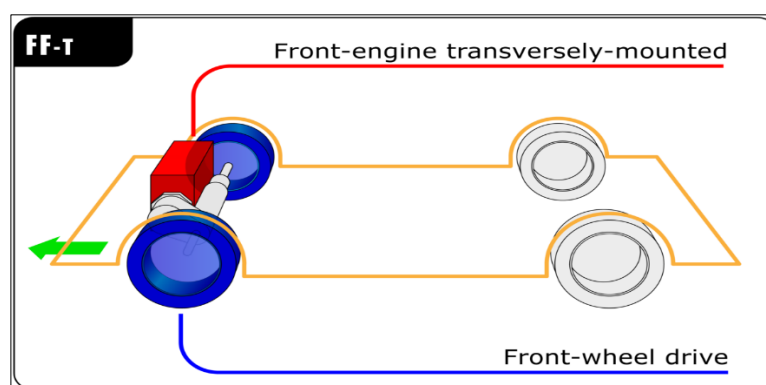
¹ GEORGANO, G.N (Nick). The Complete Encyclopedia of Motorcars, 1885 to the present day. London: Ebury Press.

² SFETCU, N. The Car Show, 2014

2.2 Konceptia: Motor vpredu – pohon prednej nápravy

Konceptia vozidla s motorom vpredu a pohonom prednej nápravy je základnou koncepciou vozidiel. Vozidlo je pri pohone predných kolies ťahané touto nápravou. Z toho vyplýva vysoká stabilita vozidla vďaka rovnováhe medzi hnacími silami a zotrvačnou silou vozidla. Podľa usporiadania motora existuje v rámci tejto skupiny ešte 5 podskupín:

- I. Motor pozdĺžne uložený pred diferenciálom a nápravou
- II. Motor pozdĺžne uložený za diferenciálom a nápravou
- III. Motor pozdĺžne uložený nad diferenciálom a nápravou
- IV. Motor uložený priečne nad prevodovkou
- V. Motor uložený priečne vedľa prevodovky



Obr.č.1 Všeobecná schéma FF koncepcie s motorom naprieč³

- I. Motor uložený pozdĺžne pred diferenciálom a nápravou sa vyznačuje vysokým zaťažením prednej nápravy a posunutým ťažiskom vpred. Tieto faktory majú za následok vysoké sily potrebné pri riadení vozidla a vysokú nedotáčavosť. Na druhej strane je táto konceptia vhodná v zimných podmienkach a pri bočnom vetre vďaka jej stabilite. Použitie nachádzame hlavne u osobných automobilov strednej triedy práve pre veľkú deformačnú zónu a možnosť použiť vozidlá s väčším objemom. Poloha motora pred nápravou umožňuje jednoduchú konštrukciu prevodovky a ľahké radenie.⁴

³ https://en.wikipedia.org/wiki/Front-engine,_front-wheel-drive_layout#/media/File:Automotive_diagrams_10_En.png

⁴ VLK, F. Koncepcie motorových vozidiel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.24

- II. Model uloženia motora za nápravou sa prakticky nepoužíva. Je to z dôvodu prílišnej komplikovanosti usporiadania radenia, ktoré by muselo viesť cez celú hnaciu skupinu, bez prínosu akýchkoľvek výhod oproti iným modelom.
- III. Model uloženia motora nad nápravou umožňuje skrátenie prednej časti vozidla za účelom väčšej kompaktnosti vozidla a lepšieho výhľadu vodiča. Výhody sú obdobné ako pri modeli s motorom pred nápravou. Ťažisko sa oproti tomuto modelu posúva dozadu, no vhodné zaťaženie náprav a jazdná stabilita zostávajú. Použitie nachádzame u menších automobilov.⁵
- IV. Asi najčastejšie používaným modelom je usporiadanie motora priečne nad prevodovkou. Agregát tak tvorí jeden blok s celkovo malou priestorovou náročnosťou. Využitie nachádza u hatchbackov a vozidiel s krátkou prednou časťou.
- V. Uloženie motora priečne vedľa prevodovky vyžaduje značnú priestorovú náročnosť. Preto je toto usporiadanie využívané v malom množstve. Vyžaduje totiž širšiu základňu, no taktiež ponúka možnosť kratšej provy.

Každý výrobca vozidla musí zvážiť, čo od vozidla očakáva a následne zvoliť vhodnú koncepciu. Uloženie motora pozdĺžne prináša výhody v jednoduchšom prevedení prednej časti vozidla, priame ovládanie radenia, väčšie zaťaženie prednej nápravy (môže byť aj nevýhodou) a väčšiu deformačnú zónu. Nevýhody zase vo väčšom previse, priestorovej náročnosti v smere jazdy a kratšiemu rázvoru náprav. Celkovo však uloženie motora vpredu s predným pohonom prináša výhody vo vyššej bezpečnosti a najmä na vozovke s nízkym koeficientom adhézie, menšiu citlivosť na bočné vplyvy, účinnejšie vykurovanie a chladenie motora, jednoduchosť konštrukcie zadnej nápravy, možnosť nízkej podlahy karosérie, kratší prenos hnacích síl a väčší batožinový priestor. Ako nevýhody môžeme označiť zhoršenú možnosť rozjazdu na vozovke s nízkym koeficientom adhézie, citlivosť pri nevyvážení kolies, komplikovanosť mechanizmu radenia, pri veľkom zaťažení prednej nápravy nutnosť veľkého prevodu, obmedzenú dĺžku motorov a torzné namáhanie výfukového zariadenia vplyvom pohybu motora.⁶

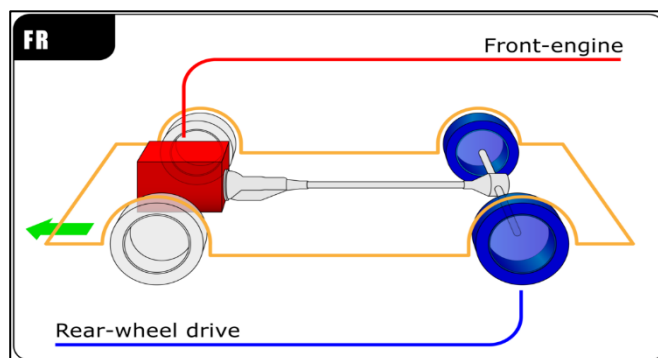
⁵ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.24

⁶ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.25,26

2.3 Konceptia: Motor vpredu – pohon zadnej nápravy

Koncepciu kedy sa motor nachádza vpredu a poháňa zadnú nápravu taktiež nazývame aj tzv. štandardný pohon. Táto koncepcia používa dva konštrukčné modely:

- I. Motor a prevodovka vpredu, diferenciál vzadu
- II. Motor vpredu, diferenciál a prevodovka vzadu (princíp transaxle)



Obr.č.2 Všeobecná schéma FR koncepcie⁷

- I. Ak je motor a prevodovka umiestnená vpredu, zaťažuje sa tým predná riadená náprava dostatočným spôsobom. Pre lepšie zaťaženie hnacej nápravy sa často motor ukladá za os nápravy. Výhodou takejto zástavby je jednoduchá možnosť konštrukcie prevodovky, resp. automatickej prevodovky. Tým, že je vpredu dostatok priestoru, je možné použitie vyšších objemov motora, prípadne lepšie zapuzdrenie motora proti hluku a otrasom.⁸
- II. Princíp transaxle sa využíva väčšinou u športových áut kde sa vyžaduje väčšie zaťaženie zadnej nápravy. Špecifikom tohto uloženia je trubka spájajúca prevodovku a diferenciál s motorom. V nej je uložený hnací hriadeľ, spravidla byť umiestnená pri motore, alebo je uložená na zadnej náprave. V prvom prípade však musí dochádzať k synchronizácii otáčok hriadeľa a prevodovky.⁹

⁷ https://en.wikipedia.org/wiki/Front-engine,_rear-wheel-drive_layout#/media/File:Automotive_diagrams_01_En.png

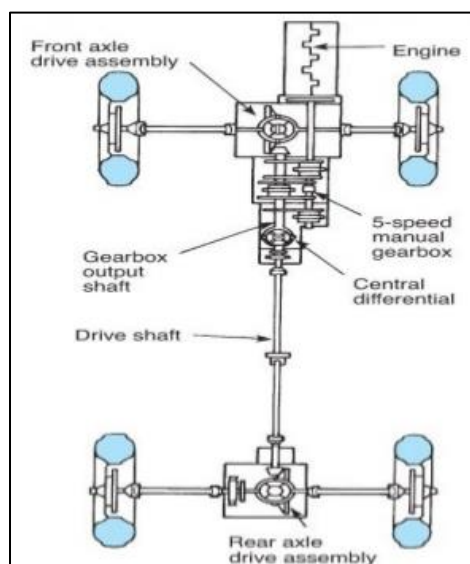
⁸ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.28,29

⁹ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.30

Výhodami tejto koncepcie je možnosť použitia veľkoobjemových motorov, dobrá izolácia hluku motora, zaťaženie pripadajúce na zadnú nápravu (príves, kombi), jednoduchá konštrukcia prednej nápravy, rovnomernejšie opotrebenie pneumatík, priestorová ekonomika celého ústrojenstva, účinné vykurovanie a chladenie motora. Na strane druhej sú tu však nevýhody typu nestability v priamom smere, namáhavejšie riadenie, zlá trakcia zadnej nápravy pri nedostatočnom zaťažení, pretáčavosť, nemožnosť plochej podlahy karosérie a kratší pomer vnútorného priestoru s celkovou dĺžkou vozidla.¹⁰

2.4 Koncepcia: Motor vpredu – pohon všetkých kolies

Koncepcia pohonu všetkých kolies spravidla využíva uloženie motora vpredu. Ďalšími dôležitými súčasťami sú nápravové, medzinápravové diferenciály a viskózne spojky. Medzinápravový diferenciál má za úlohu utlmiť rozdiel otáčok prednej a zadnej nápravy v zákrutách, aby nevznikalo prílišné torzné napätie a opotrebenie s ním spojené. Viskózne spojky zase umožňujú variabilitu hnacieho momentu.



Obr.č.3 Všeobecná schéma 4WD koncepcie¹¹

¹⁰ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.31,32

¹¹ <https://image.slidesharecdn.com/fourwheeldrive-140610154459-phpapp02/95/fourwheel-drive-29-638.jpg?cb=1402415118>

Pohon všetkých kolies bol sprvu používaný len u terénnych vozidiel. Použitie u iných typov karosérií bolo neekonomické a nepotrebné. Táto nepotrebnosť vyplývala z prenosu malej hnacej sily na kolesá a pri bežných hodnotách súčiniteľa adhézie aj pri mokrej vozovke postačoval prenos pre plynulý rozbeh na jednu nápravu. Neskôr však pri vozidlách s vysokým výkonom a nízkym zaťažením náprav táto koncepcia využitie našla.¹²

V súčasnosti je použitie pohonu všetkých kolies populárne u vozidiel vyšších tried sedanov a samozrejme SUV. Použitie u sedanov je zdôvodnené ich vyššími výkonmi a tým pádom lepším prenosom hnacej sily na vozovku (napr. Audi). Použitie u karosérií typu kombi je taktiež časté a to z dôvodu predpokladu prevozu väčšieho nákladu, a tým v prípade zlého rozloženia váhy zabezpečiť náhon práve v správnom pomere pre dobrý rozjazd aj v horších podmienkach. SUV je kategória, v ktorej táto koncepcia má svoje miesto od začiatku svojho zavedenia na trh. Táto aplikácia je logická práve pre použitie SUV vozidiel v teréne so zlými adhéznymi podmienkami a nerovným terénom spôsobujúcim odľahčovanie jednotlivých styčných plôch vozidla.

Hlavnými prednosťami pohonu všetkých kolies sú zlepšené trakčné schopnosti v zlých podmienkach, lepšia stúpavosť, lepšia akcelerácia pri vyšších výkonoch agregátu, veľká stabilita pri vplyve bočných síl a rovnomernejšie opotrebenie pneumatík. Nevýhodami sú vyššie konštrukčné náklady, vyššia pohotovostná hmotnosť vozidla a tým pádom aj spotreba, menší batožinový priestor a nemožnosť použitia plochej podlahy vo vozidle.¹³

¹² VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.34,36

¹³ VLK, F. Koncepcie motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.41

2.5 Dynamika jazdy osobného automobilu

Dynamika jazdy dvojstopých vozidiel je rozsiahla téma. Z toho dôvodu sa v diplomovej práci budem venovať najmä tým parametrom, ktoré súvisia s testovaním v praktickej časti.

Ak hovoríme o dynamike jazdy, hovoríme o súvislostiach síl pôsobiacich na hmotu vozidla v pohybe. Sily a pohyb vozidla sú vyjadriteľné matematickými modelmi alebo fyzikálne. Matematicky by tento popis vyžadoval zručnosť diferenciálneho počtu, nakoľko samotné vozidlo by vyžadovalo zložitý komplex diferenciálnych rovníc, túto problematiku zjednodušujeme čiastkovými problémami. Diplomová práca pracuje s fyzikálnym poňatím predmetnej problematiky.

Ďalším dôležitým kritériom dynamiky jazdy je, samozrejme, človek. Tento faktor by rovnako musel byť popísaný matematicky pre zachovanie komplexnosti čo nie je z hľadiska algoritmizovateľnosti možné.

Kapitola dynamiky jazdy vozidla je rozdelená kritériom pohybu v jednotlivých osiach tak ako uvádza vo svojej publikácii F. Vlček¹⁴.

2.5.1 Os x : Jazdné odpory

Pre potreby dostatočného popisu pohybu vozidla v osi x je potrebné si popísať obecnú pohybovú rovnicu vozidla (pre účely diplomovej práce postačuje forma bez prívěsu) a to nasledovne:

$$M \frac{d^2x}{dt^2} = -O_v - G \sin \alpha + \sum_i F_{xi} \quad (\text{rov.č. 1})$$

M – celková hmotnosť vozidla, O_v – odpor vzduchu, F_{xi} – sila pôsobiaca v strede kolesa, vzniká ako reakcia odporovej sily H_K pôsobiacej proti momentu pohybujúceho sa kolesa.

¹⁴ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlček

Pohybové rovnice kolesa:

$$m_{Ki} \frac{d^2 x}{dt^2} = -F_{xi} - H_{Ki} - G_{Ki} \sin \alpha \quad (\text{rov.č. 2})$$

$$J_{Ki} \frac{d^2 \varphi_{Ki}}{dt^2} = M_{Ki} - H_{Ki} r_{di} - Z_{Ki} e_i \quad (\text{rov.č. 3})$$

m_K – hmotnosť kolesa, J_{Ki} – moment zotrvačnosti kolesa, M_K – hnací moment kolesa, r_d – dynamický polomer kolesa, Z_{Ki} – zvislé zaťaženie kolesa, e_i – deformácia kolesa pred zvislú os.

Pre vyjadrenie F_{xi} dostaneme:

$$F_{xi} = -G_{Ki} \sin \alpha - m_{Ki} \frac{d^2 x_{Ki}}{dt^2} + \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - \frac{J_{Ki}}{r_{di}} \frac{d^2 \varphi_{Ki}}{dt^2} - Z_{Ki} \frac{e_i}{r_{di}} \quad (\text{rov.č. 4})$$

Z čoho pre celé vozidlo:

$$\begin{aligned} (M + \sum m_{Ki}) \frac{d^2 x}{dt^2} + \sum \frac{J_{Ki}}{r_{di}} \frac{d^2 \varphi_{Ki}}{dt^2} \\ = \\ \sum \frac{M_{Ki}}{r_{di}} - (G + \sum G_{Ki}) \sin \alpha - O_v - \sum Z_{Ki} \frac{e_i}{r_{di}} \end{aligned} \quad (\text{rov.č. 5})$$

Ak sa $m = (M + \sum m_{Ki})$, $g = (G + \sum G_{Ki})$ a dráha kolesa $x_K = r_K \varphi_K$ tak:

$$\sum \frac{M_{Ki}}{r_{di}} = (m + \sum \frac{J_{Ki}}{r_{di} r_{Ki}}) \frac{d^2 x}{dt^2} + g \sin \alpha + O_v + \sum_i Z_{Ki} \frac{e_i}{r_{di}} \quad (\text{rov.č. 6})$$

Rovnica č. 6 nám hovorí, že suma všetkých momentov pôsobiacich na koleso vozidla vtiahnutých na dynamický polomer sa rovná súčtu štyroch členov. Tieto členy interpretujeme ako jazdné odpory:¹⁵

¹⁵ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.16,17

$$\sum_i Z_{Ki} \frac{e_i}{r_{ai}} \quad - \text{ valivý odpor}$$

$$O_v \quad - \text{ odpor vzduchu}$$

$$g \sin \alpha \quad - \text{ odpor stúpania}$$

$$\left(m + \sum \frac{J_{Ki}}{r_{ai} r_{Ki}} \right) \frac{d^2 x}{dt^2} \quad - \text{ odpor zrýchlenia}$$

Vozidlo, ktoré má za úlohu pohnúť sa vpred musí vyvolať hnaciu silu, ktorá je väčšia ako súčet predmetných členov.

2.5.1.1 Valivý odpor

Valivý odpor vzniká pri odvaľovaní deformovanej pneumatiky na vozovke. V závislosti od materiálu sa rovnako môže deformovať aj samotná vozovka ak sa jedná o mäkké podložie (bahno, piesok atď.). Plošne deformácia vytvára oválny tvar, keďže vpredu (po smere odvaľovania) sa pneumatika stláča a v zadnej časti sa jemne odľahčuje. Pomeru síl, ktoré pôsobia deformáciu, a síl, ktoré pôsobia na pneumatiku s účelom navrátiť pneumatike pôvodný tvar hovoríme hysterézia. Hysterézná krivka sa mení v závislosti od tlaku pneumatiky, tuhosti pneumatiky a tuhosti vozovky.

Valivý odpor kola sme si odvodili v predošlej kapitole **rov. č. 6**. Vzťah pre jeho výpočet nám hovorí, že valivý odpor spočítame ako súčet momentov $Z_{Ki} \frac{e_i}{r_{ai}}$ jednotlivých kolies. Pomer $\frac{e_i}{r_{ai}}$ označujeme skrátene ako f_k – súčiniteľ valivého odporu.

16

Príklady hodnôt f_k najčastejších povrchov:

Asflat	0,01 - 0,02
Polná cesta	0,04 - 0,15
Trávnatá plocha	0,08 – 0,15
Piesok	0,15 – 0,30
Bahno	0,20 – 0,40

Tab.č.1

¹⁶ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk,s.22

2.5.1.2 Odpor vzduchu

Každé teleso pohybujúce sa atomárnym prostredím musí vynaložiť silu potrebnú na prekonanie odporu daného prostredia. Táto sila môže byť pri malých rýchlostiach a rozmeroch telesa zanedbateľná, no pri vozidlách pohybujúcich sa väčšími rýchlosťami to už možné nie je. Odpor prostredia závisí lineárne od hustoty daného prostredia, plochy prierezu telesa, jeho členitosti a kvadraticky na súčte vektorov rýchlosti vozidla a rýchlosti vozidla. Členitosť vyjadrujeme veličinou c_x – súčiniteľ vzdušného odporu, ktorý určujeme empiricky, a líši sa u každého telesa. Celý vzťah pre výpočet je v tvare:

$$O_v = \frac{1}{2} c_x \rho S v^2 \quad (\text{rov.č. 7})$$

Prúdenie vzduchu kategorizujeme ako laminárne alebo turbulентné. Prúdnice – dotyčnice smeru prúdenia vzduchu, sú pri ideálnom laminárnom prúdení navzájom rovnobežné, zatiaľ čo turbulентné prúdenie je prúdenie vo víre. Turbulентné prúdenie vzniká spravidla za ostrými hranami, kde je lokálny podtlak. Ideálny stav pre akýkoľvek dopravný prostriedok je práve maximálna účasť prúdenia laminárneho. Z toho dôvodu sa vytvárajú karosérie s čo najobľejšími tvarmi. Konštrukciou takýchto plôch sa zaoberá aerodynamika. Práve Bernoulliho rovnica prúdenia nám fyzikálne vysvetľuje možnosť lietania lietadiel a takisto vztlak vyvolávaný prúdením vzduchu pod automobilom, čo sa najviac využíva u športových vozidiel, kde je práve prítlačná sila prvkov karosérie značne dôležitá.

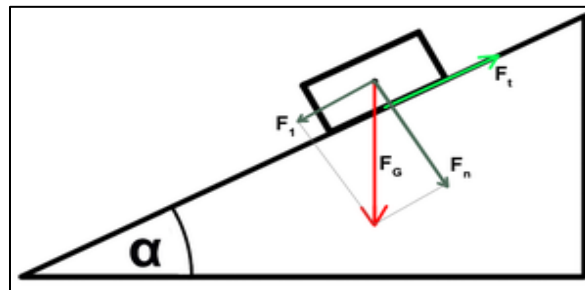
Samotný odpor vzduchu u vozidiel závisí najmä od ich tvaru. Dôležitá je plocha prierezu vozidla a tvar karosérie, ktoré sú premietnuté v súčiniteli odporu. Ten sa meria spravidla laboratórne v aerodynamických tuneloch. Hodnoty súčiniteľa bežných automobilov sa nachádzajú v **tab.č.2**. Dizajnéri sa snažia tieto hodnoty stále znižovať za účelom zmenšenia spotreby a celkovo lepších jazdných vlastností. Jedná sa ako o osobné vozidlá, tak aj o úžitkové, kde zníženie o jednotky percent môže znamenať veľkú úsporu nákladov na prevádzku.

Os. Automobil	0,3 – 0,4
Pretekárske vozidlá	0,25 – 0,35
Nákladné vozidlo – valník	0,8 – 1,0
Nákladné vozidlo – plachta	0,6 – 0,8
Autobus	0,5 – 0,7

Tab.č.2¹⁷

2.5.1.3 Odpor stúpania

Odpor stúpania môžeme jednoducho definovať ako zložku sily gravitačnej, rovnobežnej s vozovkou. Ak sa jedná o stúpanie má kladné, ak o klesanie záporné znamienko. Tvar zapisujeme podľa **rovnice č.6** ako O_s (na **obr.č.4** ako F_1) = $\pm G \sin\alpha$. Uhol α označuje sklon vozovky voči vodorovnej rovine. Tento uhol môžeme spočítať ako $\operatorname{tg}\alpha = \frac{h}{l}$ kde h (kolmá odvesna) je prevýšenie, a l (vodorovná odvesna) dĺžku priemetu trajektórie do vodorovnej roviny.



Obr.č.3¹⁸

2.5.1.4 Odpor zrýchlenia

Hmotnosť je miera odporu k pohybu. Tak isto vozidlo svojou hmotnosťou pôsobí proti vyvolaniu pohybu pôsobením zotrvačnej sily v smere opačnom. Vzťah, ktorý sme si v **rovnici č. 6** odvodili tak isto hovorí o dvoch častiach odporu, kde v oboch vystupuje

¹⁷ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk,s.29

¹⁸https://cs.wikipedia.org/wiki/Naklon%C4%9Bn%C3%A1_rovina#/media/File:Naklon%C4%9Bn%C3%A1_rovina_a_v%C5%A1echny_s%C3%ADly_p%C5%AFsob%C3%ADc%C3%AD_na_t%C4%9Bleso.png

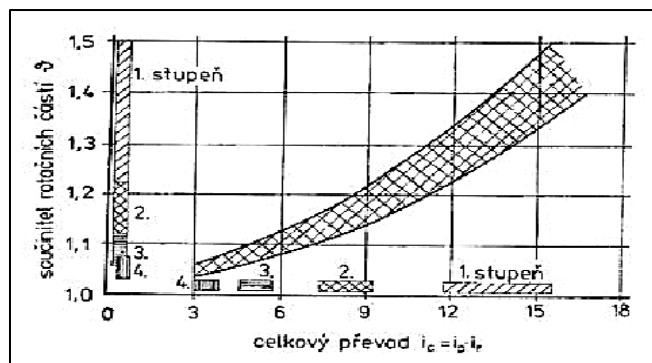
práve miera hmotnosti. Odpor zrýchlenia celkového vozidla výrazom $O_{z1} = m \frac{d^2x}{dt}$ a odpor otáčavých častí výrazom $O_{z2} = \sum \frac{J_{ki}}{r_{ai}r_{ki}} \frac{d^2x}{dt}$.

. Ak by sme si vyjadrili moment pre zrýchlenie rotujúcich častí motora a moment pre zrýchlenie kolies vozidla, dospeli by sme k vzťahu medzi uhlovým zrýchlením motora a kolies. Postupnou úpravou by sme sa dopracovali k rovnici celkového odporu zrýchlenia v tvare:

$$O_z = \left[1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum J_{ki}}{m r_d^2} \right] m \frac{d^2x}{dt} \quad (\text{rov.č.7})$$

J – moment zotrvačnosti, i – stály prevod (celkový/rozvodovky)

Člen $\left[1 + \frac{(J_m i_c^2 + J_p i_r^2) \eta + \sum J_{ki}}{m r_d^2} \right]$ všeobecne označujeme písmenom ϑ , a nazývame ho súčiniteľ vplyvu rotačných častí. Pre odhad vplyvu celkového prevodu na súčiniteli rotačných častí nám slúži **graf.č.1.**¹⁹



graf č.1²⁰

2.5.2 Os x: Zrýchľovanie, brzdenie

Schopnosť vozidla prenášať hnacie alebo brzdné sily na koleso je jednou z najdôležitejších schopností vozidla. Pre bezpečný rozjazd a rovnako zastavenie je dôležité, aby vozidlo tento prenos zvládalo s dostatočnou rezervou s ohľadom na nepredvídateľnosť okolností v praxi.

¹⁹ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.34

²⁰ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.34

2.5.2.1 Rozjazd, zrýchľovanie – priamy smer

Vozidlo prenáša hnaciu silu na kolesá s určitou účinnosťou. Výsledná sila na kolesách pohybuje vozidlom v smere vpred. Táto sila musí prekonať jazdné odpory vozidla. Z toho vyplýva, že ak sú nám známe vlastnosti hnacej sústavy, účinnosť a jazdné odpory, je možné sa k maximálnemu zrýchleniu dopočítať. Takýto výpočet by však vyžadoval továrenské informácie, ktoré nie sú bežne k dispozícii. Z toho dôvodu je nutnosť si hodnoty maximálneho zrýchlenia vozidla zaobstarat' empiricky. Ak empiricky zistíme hodnoty jazdných odporov, je tak možné dopočítať hnaciu silu na kolesách, ktorú na ne hnacia sústava dopravuje. Schopnosť vozidla zrýchľovať je závislá na rýchlosti jazdy a prevodovom stupni. Z toho dôvodu budú v praktickej časti zostavené dva grafy závislostí, ktoré bude možné medzi jednotlivými koncepciami porovnať. Vyplynie z toho, ktorá koncepcia je schopná väčšej hnacej sily na kolesách a súčasne, ktorá koncepcia má rýchlostnú charakteristiku dosiahnuteľného zrýchlenia vhodnejšiu pre bežnú premávku.

2.5.2.2 Brzdenie

Vo vozidlách môžeme nájsť 5 základných druhov bŕzd. Jedná sa o brzdy prevádzkové, parkovacie, núdzové, odľahčovacie a brzdy pomocné. Dynamika jazdy vozidla pracuje najmä s brzdou prevádzkovou. Jedná sa o brzdú, ktorá má za účel zastaviť vozidlo z pohybu za bežnej prevádzky vôľou vodiča.

Základnými parametrami brzdenia v prevádzke sú:

- I. Brzdná dráha
- II. Brzdná sila
- III. Ovládací tlak
- IV. Ovládacia sila
- V. Brzdný sklon
- VI. Brzdné spomalenie

Brzdenie samotné však nastáva až po tzv. nábehu bŕzd, čo je čas dt , ktorý je potrebný na plné zopnutie bŕzd na kotúči/v bubne.

Pre potreby tejto diplomovej práce sa budeme zaoberať brzdou dráhou a brzdým spomalením. Brzdná dráha je najkratšia dráha s , na ktorej dokáže vozidlo zastaviť zo svojej momentálnej nenulovej rýchlosti. Brzdná dráha je kvadraticky úmerná rýchlosti vozidla. To, na akej dráhe je vozidlo schopné zabrzdiť je dané dosiahnuteľným brzdým spomalením. Maximálne brzdým spomalenie je vlastnosťou bŕzd, ale zároveň je dané aj charakterom vozovky. Vozovka vplýva na brzdým spomalenie súčiniteľom adhézie μ . Maximálne možné brzdým spomalenie, kedy sa vozidlo ešte nedostáva do šmyku spočítame pomocou vzťahu:

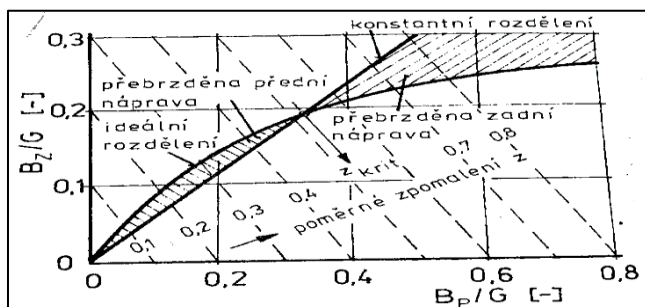
$$a_{max} = \mu g \quad (\text{rov.}\check{c}.8)$$

O to, aby sa vozidlo nedostalo do šmyku sa starajú asistenčné systémy ABS, ktoré sú dnes už v každom vozidle. Maximálne možné brzdým spomalenie na danom druhu vozovky teda môžeme spočítať teoreticky, avšak maximálne brzdým spomalenie, ktoré môže vozidlo dosiahnuť býva menšie, čo je dané práve použitými brzdami.

Celkový brzdým účinok je daný aj rozložením brzdým síl na jednotlivé nápravy. Rozloženie brzdým síl na nápravy popisujeme vzťahom:

$$\frac{B_z}{G_z} = i; \frac{B_p}{G_z} = 1 - i; \Rightarrow \frac{B_z}{G} = \frac{i}{1-i} \frac{B_p}{G} \quad (\text{rov.}\check{c}.9)$$

Rozdelenie brzdým síl má svoju ideálnu formu a formu skutočnú. Dôležité je, aby sa riadiaca jednotka snažila toto rozdelenie približovať krivke ideálneho rozdelenia na základe podmienok, v ktorých vozidlo brzdí. Nevýhodný je aj stav, v ktorom je brzdým sila rozdelená konštantne. Túto skutočnosť môžeme vidieť naznačenú **grafom č.2** závislosti rozdelenia brzdým síl:



Graf č.2²¹

²¹ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.136

Keďže v praktickej časti budú použité na porovnanie vozidlá s rovnakými riadiacimi jednotkami a rovnakým rozložením brzdnéj sily, nie je potrebné ju pri výpočtoch zvažovať. V praktickej časti sa zameriam na zmeranie samotnej brzdnéj dráhy jednotlivých koncepcií, nábeh bŕzd a maximálne brzdné spomalenie na danom povrchu.

2.5.3 Os y: Bočné zrýchlenie

Bočné zrýchlenie vozidla je veličina pôsobiaca vždy kolmo k smeru jazdy. Pôsobí teda v osi y. Bočné zrýchlenie by sme mohli inak charakterizovať aj ako reakciu dostredivého zrýchlenia teda $\vec{a}_d = -\vec{a}_b$. Bočné zrýchlenie je funkciou rýchlosti vozidla a polomeru zatáčania. Samozrejme do celkového výsledku však prispieva aj charakter karosérie a celková schopnosť prenosu bočných síl a náklon vozidla. Táto veličina je smerodajná v hneď niekoľkých charakteristikách automobilu. Menovite hovoríme o kritickom bode prevrátenia automobilu, schopnosti tlmenia bočných kmitov vozidla, pretáčavosti, nedotáčavosti, schopnosti priečneho brzdenia a priečneho zrýchlenia. Kým u prvých troch vystupuje veličina bočného zrýchlenia priamo, v posledných dvoch skôr nepriamo napovedá, akú veľkú bočnú silu dokáže vozidlo zvládnuť bez toho, aby prešlo do šmyku.

2.5.3.1 Tlmenie bočných kmitov

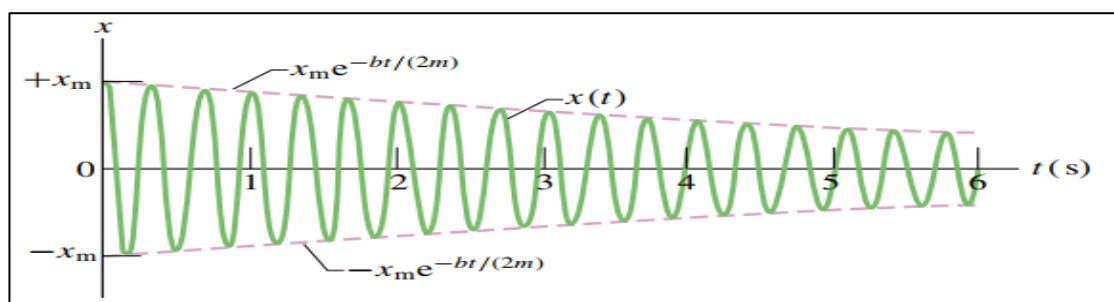
Vozidlo musí za každých podmienok byť schopné utlmiť kmitanie v osi y. To, ako efektívne to však zvládne je otázkou karosérie a koncepcie vozidla. V bežnej testovacej praxi sa u vozidiel meria schopnosť tlmenia kmitov bočného vetra a to najmä u vozidiel úžitkových. Keďže koncepcia vozidla vplýva na schopnosť prenosu bočných síl, bude mať vplyv aj na vratný moment vozidla späť do priamočiarej jazdy. Touto problematikou popisujeme jednoduchý tlmený oscilátor. Vozidlo je v roli oscilátoru, na ktorý pôsobí koeficient útlmu b . Tento koeficient vyplýva z diferenciálnej rovnice tlmeného oscilátoru

$$m \frac{d^2x}{dt^2} - b \frac{dx}{dt} + kx = 0 \quad (\text{rov.}\check{c}.10)$$

Ktorej riešenie je:

$$x(t) = x_{max} e^{-\frac{bt}{2m}} \cos(\omega' t + \varphi) \quad (\text{rov.}\check{c}.11)$$

Z rov.č.11 vyplýva funkcia amplitúdy tlmeného kmitania ako $x_{max} e^{-\frac{bt}{2m}}$. Ak teda empiricky zmeriame priebeh tlmeného kmitania vozidla, sme schopný vytvoriť pomocou fitovania funkcie bodmi amplitúd krivku. Z nej na základe známych veličín dopočítame samotný koeficient tlmenia. Tento priebeh je naznačený **na obr.č.4**.



Obr.č.4²²

Tlmenie takýchto bočných kmitov je dôležité. Bez tlmenia by sa vozidlo ľahko prevrátilo a stabilita jazdy by bola na zlej úrovni. Preto je dôležité, aby karoséria auto vracala vždy do priamočiareho smeru, čomu napomáha aj gyroskopický efekt kolies.

Táto problematika úzko súvisí s problematikou tzv. losieho testu. Losí test podrobuje vozidlo náročnému meraniu chovania pri prudkom vybočení z pôvodného smeru a návratu do osi pôvodnej jazdy. Táto metódy vznikla v Škandinávii na základe početných nehôd spôsobených losmi. Preto testovanie simuluje prekážku obdobného charakteru a chovanie vozidla v takejto situácií. Dôležitý je nielen návrat do pôvodnej osi jazdy, ale aj fakt, aby sa vozidlo pri takomto manévri neprevrátilo. Moderné vozidlá však už spravidla takýmto problémom nepodliehajú. Chovanie vozidla pri takomto teste je však skutočne pozoruhodné a ilustratívne a z toho dôvodu je takýto test taktiež zaradený do praktickej časti, kde porovná chovanie jednotlivých koncepcií vozidiel.

²² HALLIDAY, RESNICK, WALKER, Fyzika, 2013, nakl. Vutium, s.424

2.5.3.2 Pretáčavosť a nedotáčavosť vozidla

Chovanie vozidiel pri zatáčaní je u každého jednotlivého automobilu rozdielne. Tento pohyb môžeme charakterizovať podľa niekoľkých metód. Odbornejšou metódou je stanovenie faktoru stability. Tento faktor vyplýva z pohybových rovníc vozidla pri jazde v kruhu. Ak si z nich vyjadríme statický zisk otáčavej rýchlosti získame rovnicu v tvare:

$$\left(\frac{d\varepsilon}{dt}\right) = \frac{v}{l+Kv^2} \quad (\text{rov.č.12})$$

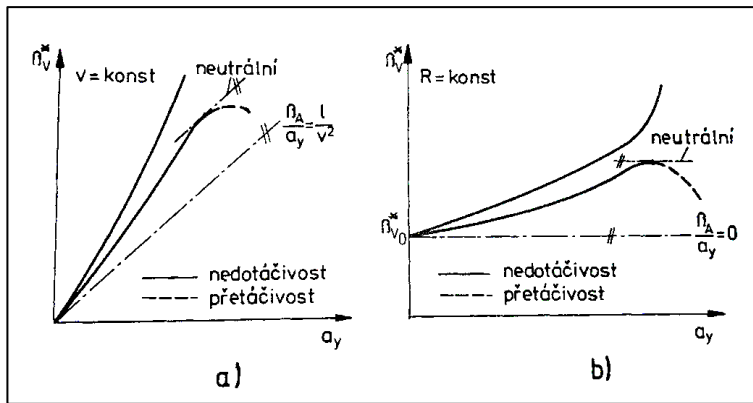
ε – statická odozva vozidla, β – uhol natočenia volantu

V tejto rovnici vystupuje koeficient K – faktor stability. Faktor stability je možné spočítať podľa vzťahu:

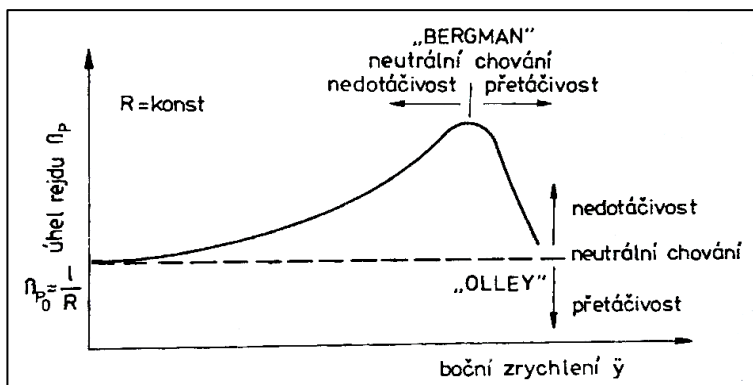
$$K = \frac{C_{\alpha z} l_z - C_{\alpha p} l_p}{C_{\alpha p} C_{\alpha z} l} \quad (\text{rov.č.13})$$

C – smerová tuhosť pneumatiky

Na použitie týchto vzťahov je však potrebné poznať hodnoty C a tieto hodnoty sú spravidla továrenské a bežne nedostupné. Avšak ak sa zamyslíme nad tým, že úlohou práce je vozidlá porovnať a nad faktom, že porovnávané vozidlá budú mať rovnaký rázvor a rýchlosť, môžeme sa tak zamerať na priame meranie bočného zrýchlenia. Ak bočné zrýchlenie vzťahujeme na uhol natočenia volantu dostaneme krivku charakteristickú pre dané vozidlo. Takejto krivke hovoríme charakteristika ustáleného zatáčania. Meranie prebieha v dvoch variantoch; meranie pri $a = 0$ a pri $dR/dt = 0$. Krivka nám priamo ukáže aké bočné zrýchlenie na vozidlo pri akom natočení volantu pôsobí a zároveň či je vozidlo pretáčavé alebo nedotáčavé. Nutnosťou je pozerieť sa na vozidlo na základe skutočných nelineárnych vlastností – definícia Bergman, avšak v teoretickej rovine postačuje klasická definícia lineárneho modelu podľa Olley-ho.



Olley - graf.č.3²³



Bergman - graf č.4²⁴

Přetáčavost vozidla znamená, že střed zadnej nápravy prechádza za osu zatáčania a vozidlo plynule prejde do šmyku. Přetáčavost je typická u vozidiel s väčším sústredením hmoty vzadu - $K < 0$. Nedotáčavost je na druhú stranu typická u vozidiel s pohonom prednej nápravy a sústredením hmoty bližšie k prednej náprave - $K > 0$. Vozidlo koná pohyb po kružnici s väčším polomerom ako polomer natočenia kolies. Pre prípad $K = 0$ hovoríme o tzv. neutrálnom chovaní vozidla kedy sa $\frac{\beta}{a_y} = \frac{l}{v^2}$. To ako sa však chová vozidlo s pohonom všetkých kolies nie je z teoretických znalostí jasné rovnako ako zmena pretáčavosti/nedotáčavosti zmenou rozloženia váhy pri koncepcií 4WD. Vplyv tejto skutočnosti bude ďalej rozobratý v praktickej časti.

²³ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.295

²⁴ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.295

2.5.3.3 Brzdenie v zákrute

Brzdenie v zákrute je jedným z najdôležitejších parametrov z hľadiska bezpečnosti jazdy vozidla. V praxi je situácií, kedy vozidlo musí brzdiť s nenulovou uhlovou rýchlosťou minimálne rovnaký počet ako brzdení na rovine. Medzi brzdením na rovine a v zákrute je priama súvislosť, avšak je potrebné sa na ne pozerat' ako na oddelené veličiny a testovanie zamerať na oba druhy zvlášť. Brzdenie v zákrute je ovplyvňované okamžitým rozdelením brzdných síl, nedotáčavosťou/preotáčavosťou bočným pohybom ťažiska, rozloženie váhy alebo moment zotrvačnosti.

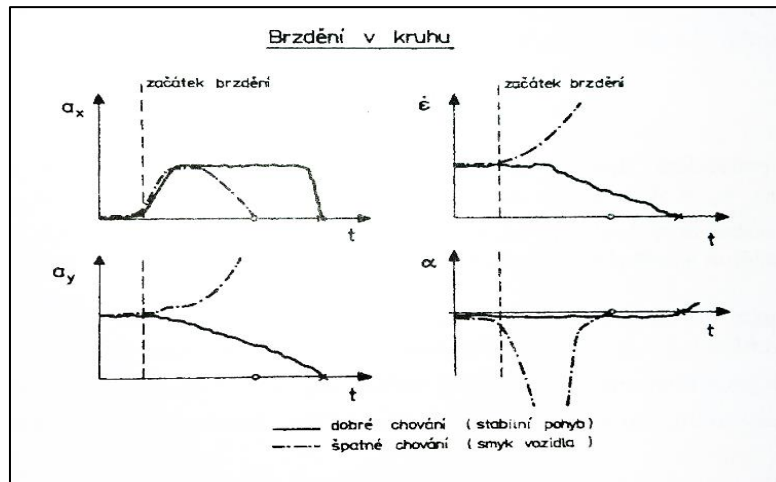
V praxi sa najčastejšie jedná o úhybný manéver vozidla za účelom predídenia zrážky. V tomto prípade je brzdenie tak isto ovplyvnené aj priečnym zrýchlením samotného manévru. Za takýchto okolností pre výpočet maximálneho brzdného spomalenia používame vzťah:

$$a_{xR} = \sqrt{\left(1 - \frac{a_{yR}^2}{a_{y\max}^2}\right) a_{x\max}^2} \quad (\text{rov.č.14})$$

a_{yR} - priečne zrýchlenie manévru, $a_{y\max}$ - maximálne bočné zrýchlenie,

$a_{x\max}$ - maximálne pozdĺžne zrýchlenie

V praktickej časti sa však budeme skôr zaoberať brzdením vozidla na trajektórií kruhového výseku. Takéto maximálne brzdné zrýchlenie nie je možné dopočítať teoretickým vzťahom. Môžeme však predpokladať priebeh veličín v čase a to konkrétne podľa predlohy **grafov č. 5** podľa F. Vlka.



Graf.č.5²⁵

Keďže pretáčavosť a nedotáčavosť majú vplyv na charakteristiku brzdzenia v zákrute je to predmetom aj nášho záujmu. Test v praktickej časti bude zameraný na to, do akej miery sa samotné vozidlo týmto charakteristikám približuje a zároveň na porovnanie, ktorá koncepcia sa im približuje čo najviac.

²⁵ VLK, F. Dynamika motorových vozidel, 2000, 1. vydanie, nakl. Vlk, s.401

3 Praktická časť

3.1 Metodika testovania

V rámci praktickej časti boli testované vozidlá s cieľom merania ukazovateľov, z ktorých je možné priamo poukázať na dané výhody a nevýhody jednotlivých koncepcií vozidiel. Súhrnne v meraní diplomovej práce postačovalo sústrediť sa na veličiny pozdĺžneho a priečného zrýchlenia na vozidle, doplnené o zaznamenanie vstupných podmienok ako napr. natočenie volantu pri danom manévri, rýchlosť vozidla alebo zaradený prevodový stupeň.

Výber jednotlivých meraní bol stanovený tak, aby čo najlepšie dokázal poukázať na rozdiely jednotlivých koncepcií v daných manévroch, a zároveň, aby tieto manévry zodpovedali použitiu v bežnej premávke. Merania sú súhrnom a výberom častí meraní ISO 4138, 7401, 3888, 21994 a 797, ktoré zároveň slúžia ako opora metodike.

Výber meraní pre reprezentatívne určenie rozdielov koncepcií je nasledovný:

- Zrýchlenie priamočiareho pohybu s nulovým natočením volantu
1. prevodového stupňa
- Zrýchlenie priamočiareho pohybu s nulovým natočením volantu
2. prevodového stupňa
- Pružné zrýchlenie vozidla v priamočiarom pohybe s nulovým natočením volantu
- Brzdenie v priamočiarom pohybe s nulovým natočením volantu
- Akcelerácia pri konkrétnom konštantnom nenulovom natočení volantu
- Rovnomerný nezrýchlený pohyb pri konkrétnom konštantnom nenulovom natočení volantu
- Brzdenie pri konkrétnom konštantnom nenulovom natočení volantu
- Tlmenie bočného rozkmitania vozidla vytvoreného rázom natočenia volantu do konkrétneho nenulového uhlu

3.2 Merací prístroj a použitý softvér

Za účelom získania čo najpresnejšieho merania bol použitý merací prístroj XL Meter, Pro Gamma, od spoločnosti Inventure. Merací prístroj je batériový akcelero-/decelero- meter v pozdĺžnom aj priečnom smere v danom čase. XL Meter dokonale vyhovuje každému vybranému meraniu a spolu s ostatnými vstupnými veličinami je možné stanoviť pre každé meranie zodpovedajúci výsledok.



Obr.č.5 – XL Meter

Pre spracovanie údajov bol použitý softvér určený pre potreby XL Meter-u, XL Vision v.4.2.2 a QtiPlot v.0.9.8.9.

3.3 Vybrané vozidlá a ich parametre

Pre účely zadania bolo potrebné vybrať vozidlá, ktoré sú v ideálnom stave v identických dvojiciach – vozidlo skonštruované súčasne s koncepciou pohonu prednej nápravy a oboch náprav a vozidlo skonštruované súčasne s koncepciou pohonu zadnej nápravy a oboch náprav, tak, aby bolo možné priame porovnanie výsledkov meraní. Vozidlá, vybrané pre meranie boli testované na asfaltovom povrchu za suchých podmienok s koeficientom adhézie 0,80 – 0,90 za približne rovnakých teplotných podmienok na úrovni 20° C a bežnej dennej vlhkosti na úrovni 60 %. Tlak hustenia pneumatík bol taktiež porovnateľný na úrovni 2,2 bar pre obe nápravy. Každé vozidlo bolo v bezporuchovom stave bez zásadných zásahov do jeho štruktúry.

Pre účely porovnania FF – 4WD bola použitá:

Škoda Octavia



Obr.č.6

Vozidlo č.1	Škoda Octavia
Zdvihový objem valcov (cm ³)	1968
Dĺžka (m)	4,57
Šírka (m)	1,86
Výška (m)	1,46
Pohotovostná hmotnosť (kg)	1395
Výkon (kW)	103
Rázvor (m)	2,58
Karoséria	Liftback
Pohon náprav	Predná

Tab.č.3

A Škoda Octavia



Obr.č.7

Vozidlo č.2	Škoda Octavia
Zdvihový objem valcov (cm ³)	1968
Dĺžka (m)	4,57
Šírka (m)	1,86
Výška (m)	1,52
Pohotovostná hmotnosť (kg)	1455
Výkon (kW)	110
Rázvor (m)	2,58
Karoséria	Kombi
Pohon náprav	4WD

Tab.č.4

Pre účely porovnania FR – 4WD bola použitá:

Kia Sorento



Obr.č.8

Vozidlo č.3	Kia Sorento JC
Zdvihový objem valcov (cm ³)	2497
Dĺžka (m)	4,57
Šírka (m)	1,86
Výška (m)	1,72
Pohotovostná hmotnosť (kg)	2050
Výkon (kW)	103
Rázvor (m)	2,71
Karoséria	SUV
Pohon náprav	Zadná/4WD

Tab.č.5

V porovnaní som zvolil vozidlá Škoda Octavia. Tieto vozidlá síce majú rozdielnu karosériu, avšak ich výška sa líši len o 6 cm a teda ťažisko je vyššie u Octavie 4x4 len nepatrne. Z toho dôvodu môžem tieto vozidlá považovať za identické. Váha druhého vozidla je o 60 kg vyššia preto môžeme predpokladať, že hodnoty budú o niekoľko jednotiek percent nižšie ako by to bolo u vozidla váhovo identického. Ak s týmto systematickým zaťažením budeme počítat' vo vyhodnotení výsledkov merania, dokážeme jednoducho predpokladať, ako by hodnoty vyzerali, ak by bolo vozidlo Škoda Octavia 4x4 o 60 kg ľahšie.

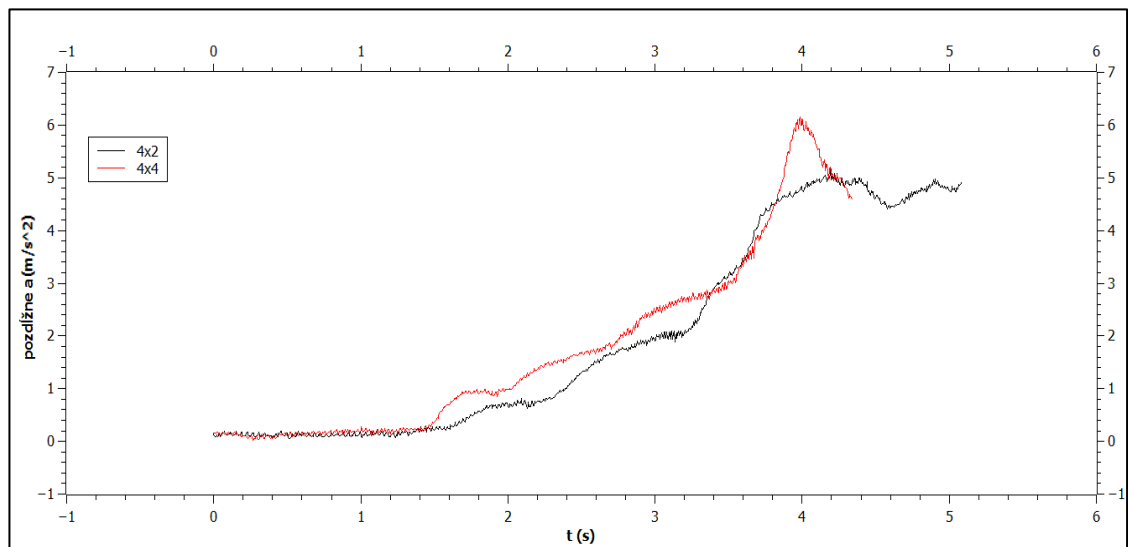
V porovnaní FR – 4WD som zvolil vozidlo Kia Sorento z dôvodu možnosti manuálneho prepnutia poháňania náprav. Bolo teda možné vozidlo testovať s pohonom 4WD a následne len s pohonom zadnej nápravy. Takto na dané meranie postačovalo len jedno vozidlo a tým pádom je porovnanie za identických vstupných podmienok.

3.4 Zrýchlenie prvého prevodového stupňa

Meranie zrýchlenia prvého prevodového stupňa bolo vybrané z dôvodu častého použitia bežného rozjazdu napr. v križovatke. Otázka teda bola, ktorá koncepcia dokáže lepšie reagovať v kritickej situácii keď, je potrebné pružne a rýchlo zareagovať. Zároveň zrýchlenie na prvom prevodovom stupni vypovedá aj o tom, ako je rozdelený točivý moment v spektre otáčok. Ak prírastok zrýchlenia da bude vyšší v spektre otáčok na prvom prevodovom stupni, vozidlo dokáže prudšie akcelerovať na prvom prevodovom stupni, dokáže lepšie akcelerovať v obtiažnom teréne a zvládne rýchlejší a agilnejší štart z miesta. Hypotéza merania je, že vozidlo s pohonom všetkých kolies by malo v kritickej situácii rýchleho rozjazdu byť schopné akcelerovať rýchlejšie, resp. prírastok zrýchlenia v čase da bude vyšší vďaka rozloženiu hnacej sily na obe nápravy.

Priebeh: Vo vozidle bol zaradený prvý prevodový stupeň s $v \neq 0$, na najnižších otáčkach. Následne bol plynový pedál stlačený na maximum a bol zaznamenaný priebeh zrýchlenia a v čase t .

Škoda Octavia:

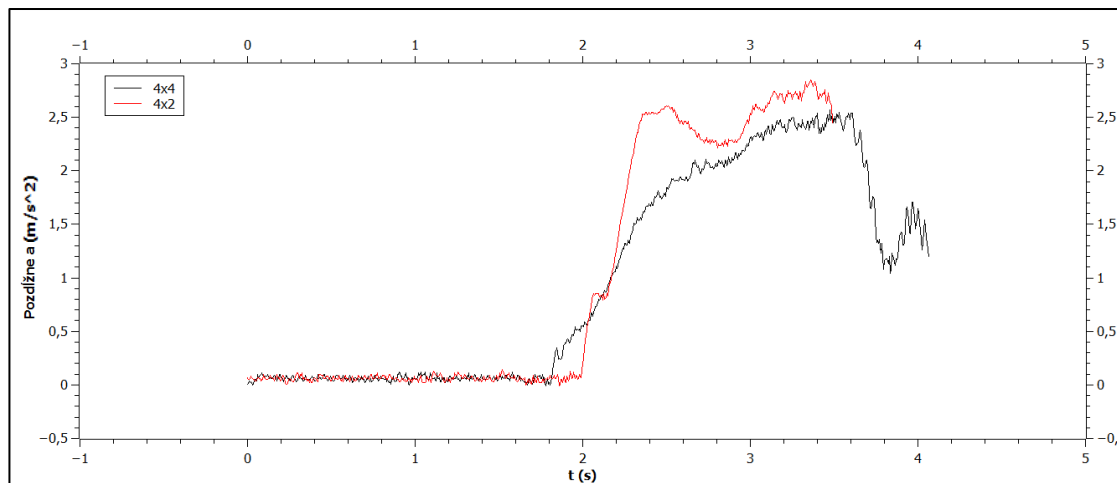


Graf č.5

Predpoklad sa pri Škode Octavia nenaplnil. Práve naopak, hodnoty namerané pri rozjazde z prvého stupňa sú takmer identické a moment záberu turba dostáva obe vozidlá do identických hodnôt prírastku zrýchlenia v čase t . Predpoklad hodnôt

vyššieho prírastu zrýchlenia v čase u 4x4 z dôvodu lepšieho rozloženia hnacej sily na nápravy sa nenaplnilo.

Kia Sorento:



Graf č.6

Pri vozidle Kia Sorento môžeme vidieť po prepnutí na pohon 4x4 veľké skrátenie prvého prevodového stupňa jeho redukciou a takmer okamžité zrýchlenie. Vozidlo má tak vysokú schopnosť rozjazdu aj z veľmi neadhézneho povrchu. V bežnej prevádzke pri 4x2 je prvý prevodový stupeň plynulejší a prírastok zrýchlenia v čase je nižší. Rozdiel v koncepciách vozidla je teda značný.

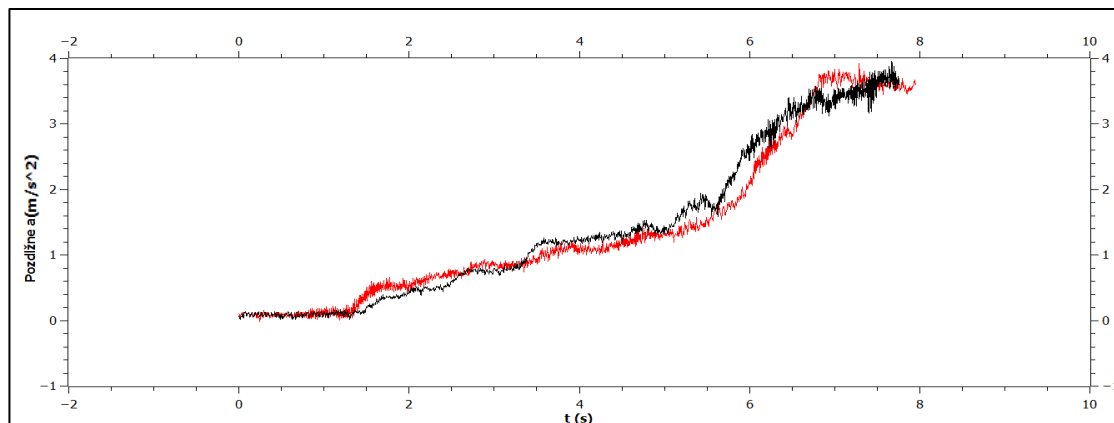
3.5 Zrýchlenie druhého prevodového stupňa

Zrýchlenie druhého prevodového stupňa prináša informácie o tom, ako dokáže vozidlo nadväzne k rozjazdu prejsť terénom s nízkym koeficientom adhézie. Toto meranie bolo vykonané hlavne z dôvodu off-road 4WD, pretože u nich sa veľmi často stretávame s tým, že sa vozidlo rozbieha práve na tomto prevodovom stupni, z dôvodu veľmi krátkeho priebehu prvého prevodového stupňa a rýchleho nárastu otáčok. Pri vozidlách Škoda Octavia je takto možné porovnať dynamiku vozidla s prvým prevodovým stupňom, konkrétne, či sa charakteristiky vyrovnajú alebo v nich bude opäť rozdiel. Pri vozidle Kia môžeme porovnať, ako veľmi sa líši off-road charakter

druhého prevodového stupňa pri pohone všetkých kolies s charakterom pohonu len zadnej nápravy.

Priebeh: Priebeh tohto merania je identický s predošlým meraním.

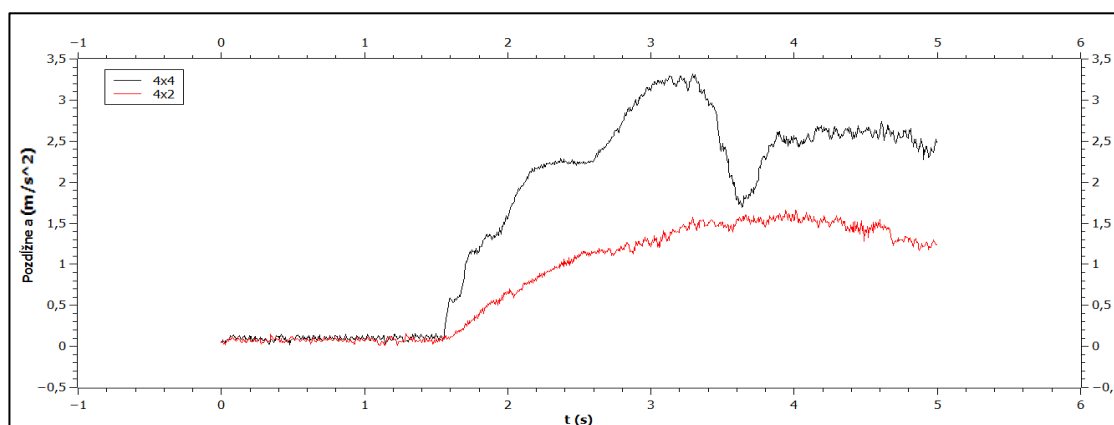
Škoda Octavia:



Graf č. 7

Priebeh zrýchlenia pri zaradení druhého prevodového stupňa nenaplnil predpoklad rovnako ako v prípade prvého prevodového stupňa. Hodnoty pozdĺžneho zrýchlenia v čase sú skoro identické a nie je teda možné určiť akýkoľvek rozdiel v rámci porovnania.

Kia Sorento:



Graf č.8

V prípade vozidla Kia Sorento je opäť možné vidieť redukciu druhého prevodového stupňa a nárazový veľký prírastok zrýchlenia v čase t tak, ako to bolo aj pri prvom prevodovom stupni. Je však zaujímavé, že zatiaľ čo pri 4x4 je maximálne zrýchlenie $a \approx 3 \text{ m/s}^2$, tak pri 4x2 je to len polovica. Samozrejme v prípade 4x4 sa, ale

motor tak ako aj pri zaradenom prvom prevodovom stupni dostane do maximálnych otáčok oveľa skôr, a je potrebné zaradiť vyšší prevodový stupeň, takže 4x4 nie je vhodný na rýchly rozjazd, avšak pre rozjazd v podmienkach nízkeho koeficientu adhézie je takáto charakteristika veľmi výhodná.

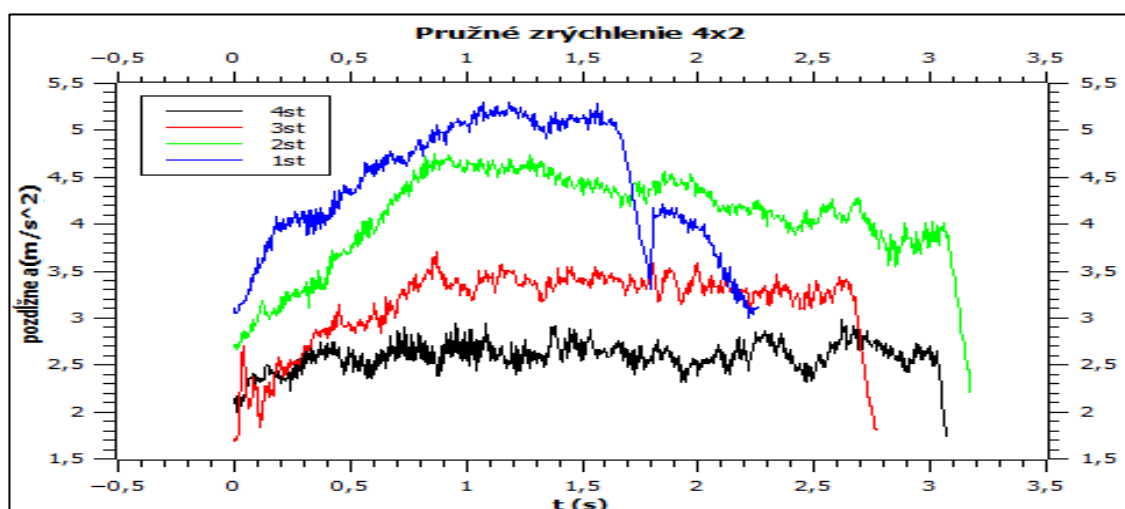
3.6 Pružné zrýchlenie

Pružné zrýchlenie popisuje priemerné zrýchlenie vozidla na jednotlivých prevodových stupňoch. Táto charakteristika takisto popisuje prenos hnacieho výkonu motora, a teda to, ako dokáže vozidlo akcelerovať v dlhodobom ponímaní. Pri vozidle Škoda Octavia boli merané zrýchlenie prvých štyroch prevodových stupňov a pri vozidle Kia Sorento prvých troch. Pohon oboch náprav má obmedzenú rýchlosť a práve štvrtý prevodový stupeň by bolo nutné merať za úrovňou bezpečnosti.

Údaje o zrýchlení vozidla na jednotlivých stupňoch budú spracované a vyhodnotené v štatistickej tabuľke pre porovnanie. Od pohonu oboch náprav sa v oboch variantoch predpokladá vyrovnanjšie priemerné zrýchlenie pri zaradení jednotlivých stupňov.

Priebeh: Vozidlo z $v_i = 0$ akceleruje na jednotlivých prevodových stupňoch. Medzi preradovaním je zachovaná malá časová medzera, aby zrýchľovanie vytvorilo tzv. pílový diagram.

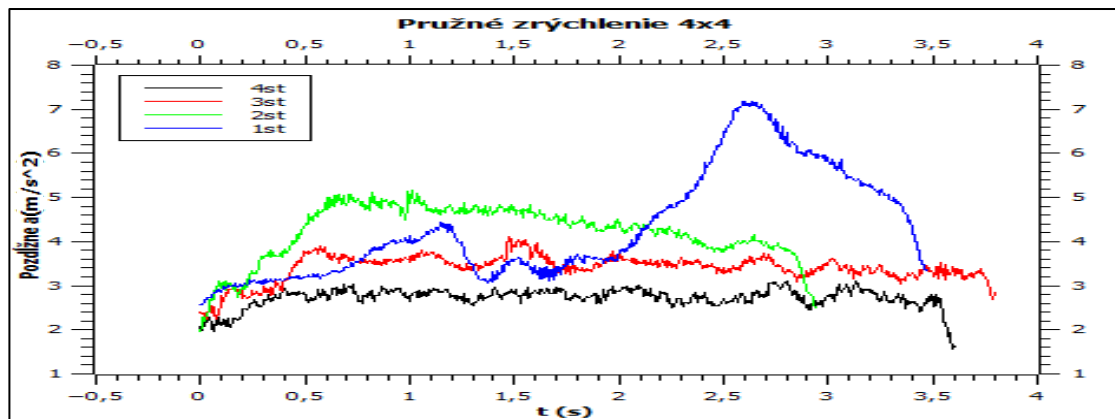
Škoda Octavia:



Graf č.9

	a (m/s ²) 1.st	a (m/s ²) 2.st	a (m/s ²) 3.st	a (m/s ²) 4.st
Octavia 4x2	4,424	4,063	3,139	2,591

Tab.č.6



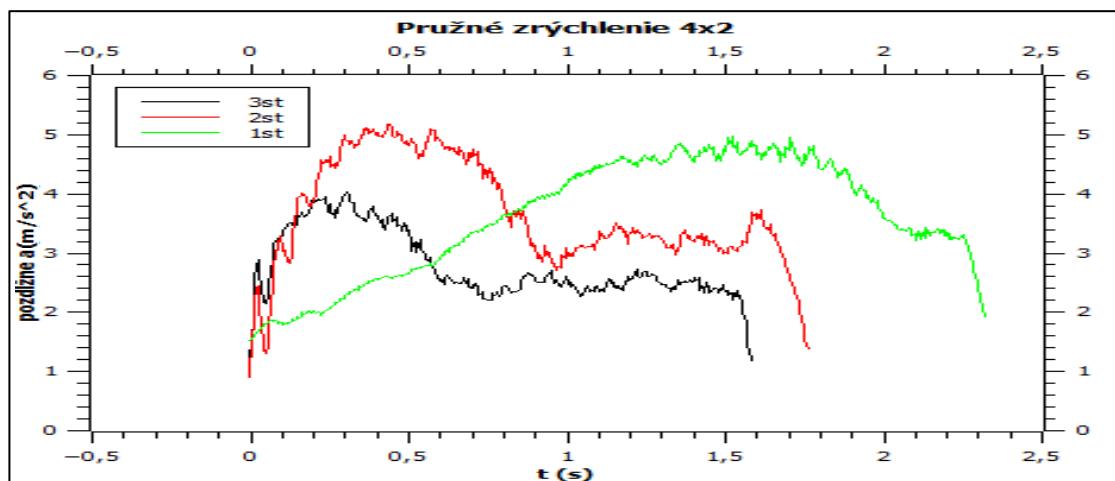
Graf .č.10

	a (m/s ²) 1.st	a (m/s ²) 2.st	a (m/s ²) 3.st	a (m/s ²) 4.st
Octavia 4x4	4,318	4,219	3,406	2,728

Tab.č.7

Predpoklad sa pri Škode Octavia potvrdil. Rozdelenie síl na obe nápravy spôsobuje optimálnejšie zrýchľovanie na jednotlivých prevodových stupňoch. Úbytok zrýchlenia medzi jednotlivými stupňami je menší ako pri Octavii 4x2. Náhon prednej nápravy poskytuje lepšie zrýchlenie v nižších rýchlostiach a na nižších stupňoch, zatiaľ čo pohon oboch náprav poskytuje vyrovnannejšie zrýchlenie na celej škále prevodových stupňov.

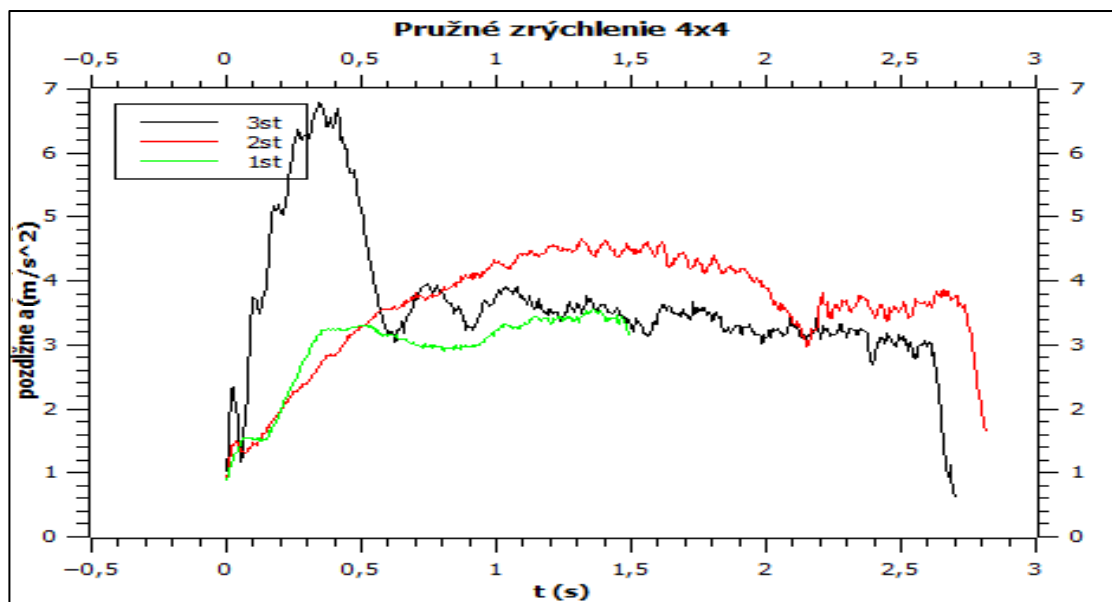
Kia Sorento:



Graf č.11

	a (m/s ²) 1.st	a (m/s ²) 2.st	a (m/s ²) 3.st	a (m/s ²) 4.st
Sorento 4x2	3,600	3,452	2,78	-

Tab.č.8



Graf č.12

	a (m/s ²) 1.st	a (m/s ²) 2.st	a (m/s ²) 3.st	a (m/s ²) 4.st
Sorento 4x4	2,934	3,621	3,645	-

Tab.č.9

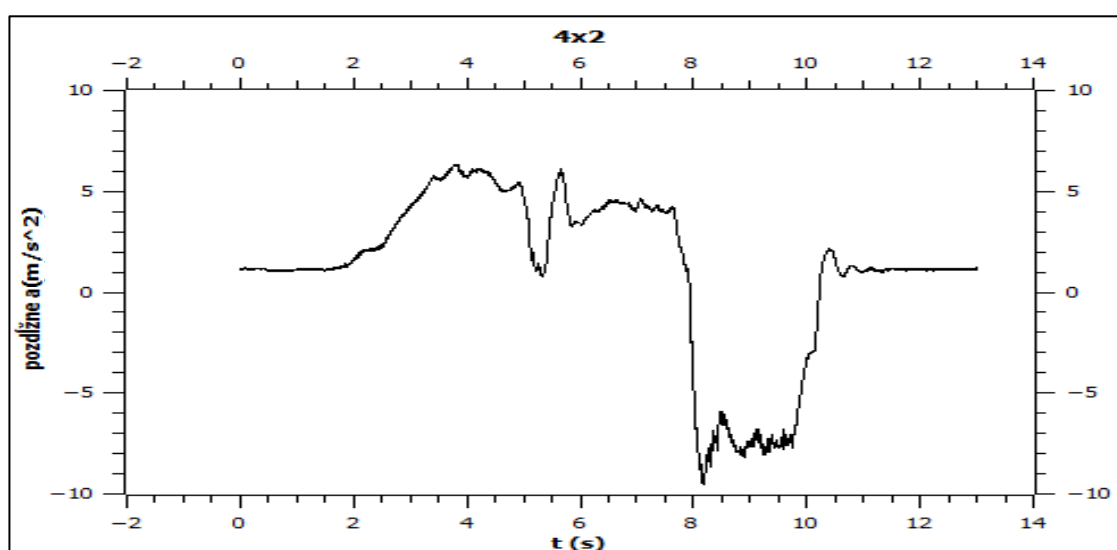
U vozidla Kia Sorento je možné pozorovať pri voľbe zadnej hnacej nápravy klasický priebeh zrýchlenia na jednotlivých prevodových stupňoch. Veľký rozdiel je však pri voľbe náhonu oboch náprav. Prvý prevodový stupeň poskytuje nižšie zrýchlenie ako druhý a tretí. Tento fakt je spôsobený tým, že prvý prevodový stupeň má veľmi krátky priebeh a rýchly nástup otáčok a zrýchlenie samotné je skoro okamžité. Môžeme však vidieť, že druhá polovica zelenej krivky je na úrovni hodnôt tretieho prevodového stupňa, takže vyrovnanosť nie je narušená. Na druhom a treťom prevodovom stupni už je nábeh pomalší, avšak priebeh dlhší a tak sa zrýchlenie dostane do vyšších hodnôt. Druhý a tretí prevodový stupeň sú vyrovnané a tak aj rozloženie hnacej sily na jednotlivé prevodové stupne, čo poskytuje plynulejší prejazd zhoršeným terénom.

3.7 Brzdenie v priamočiarom smere

Meranie brzdenia vozidiel z rýchlosti približne 60 km/h má za účel overiť, či príbrzd'ovanie jednotlivých náprav ich hnacími mechanizmami pri pohone oboch náprav má vplyv na schopnosti decelerácie, a ak, tak akým podielom.

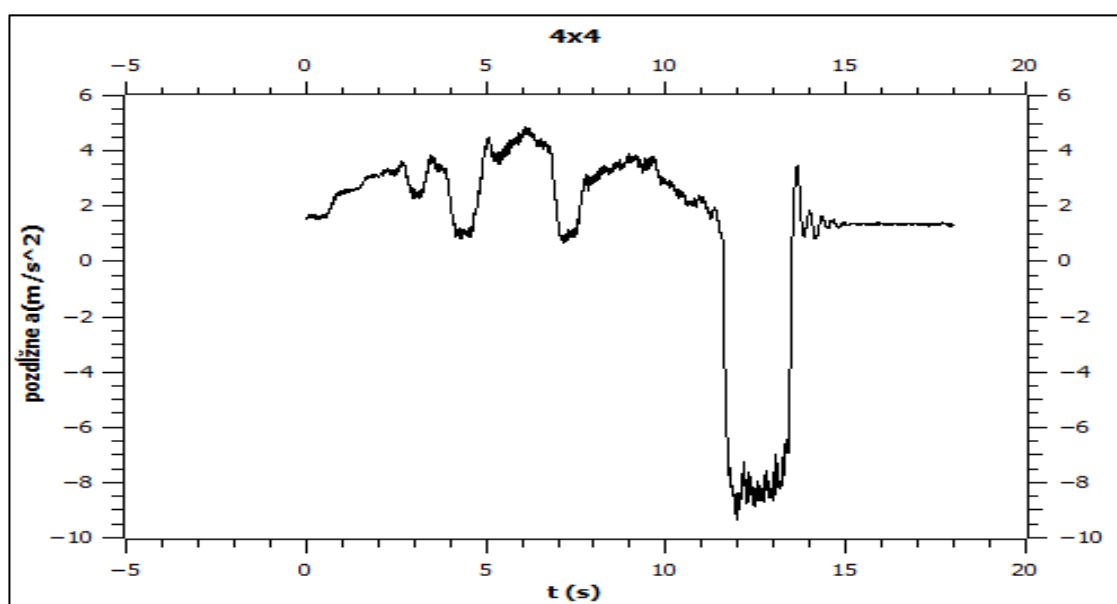
Priebeh: Vozidlá boli uvedené do rovnomerného nezrýchleného pohybu a následne naplno zabrzdzené do $v_f = 0$.

Škoda Octavia



Graf č.13

Priemerné maximálne spomalenie $a = -6,609 m/s^2$, nábeh = 0,11 s.

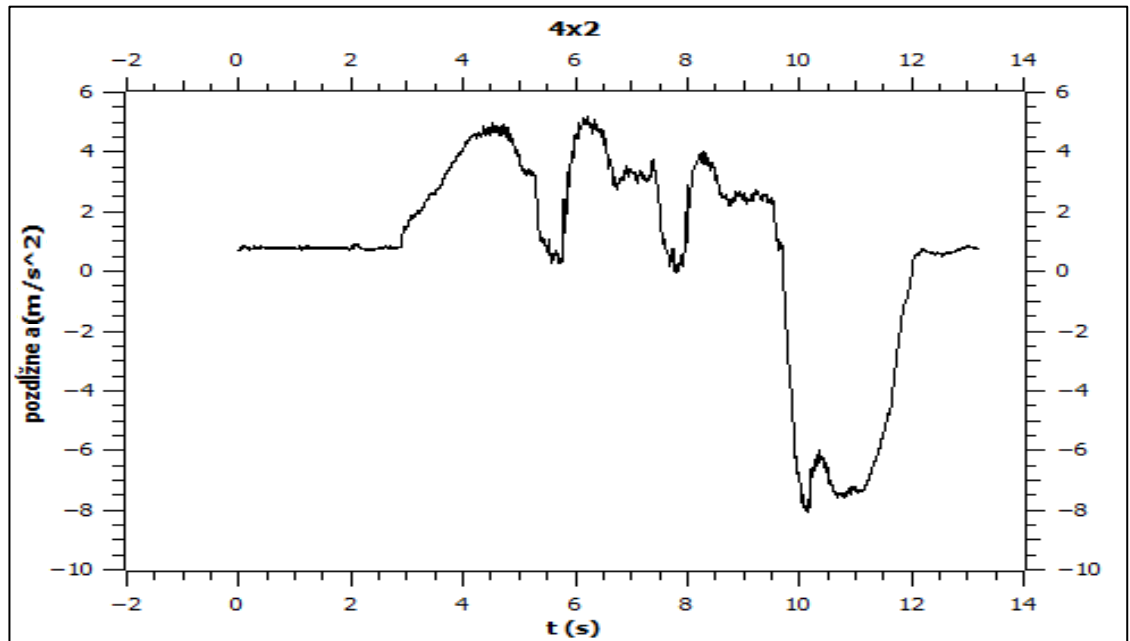


Graf č.14

Priemerné maximálne spomalenie $a = -7,578 \text{ m/s}^2$, nábeh = $0,19 \text{ s}$.

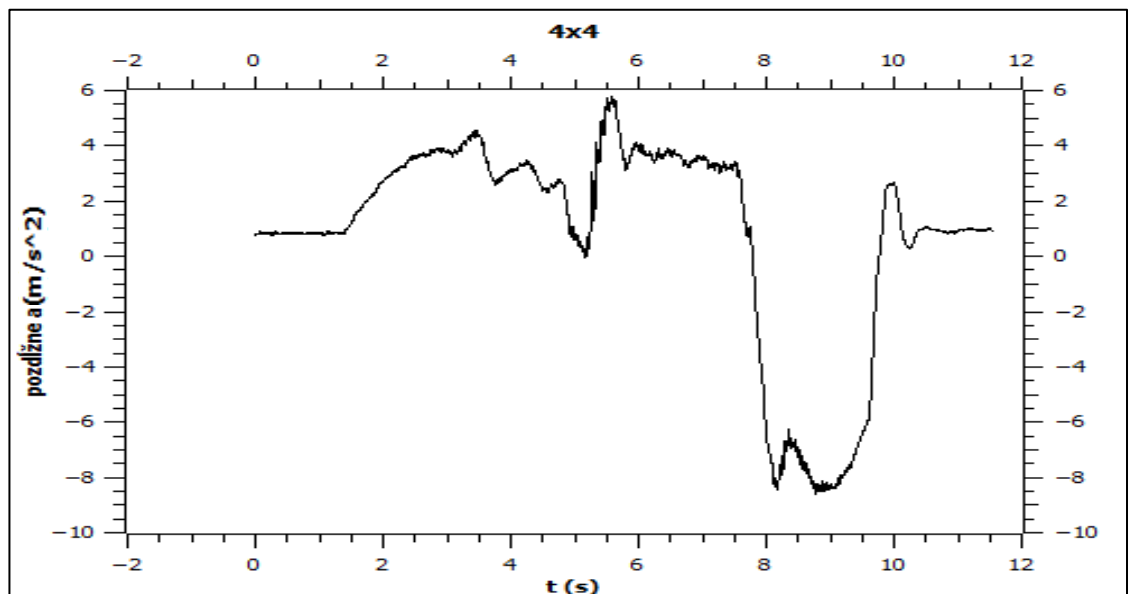
Priemerné maximálne spomalenie pohonu oboch náprav je jednoznačne vyššie. Rovnako sú vyššie aj hodnoty najefektívnejšieho úseku brzdenia v čase $t = \langle 12; 13,5 \rangle \text{ s}$. Rovnaké zvýšenie sa však objaví aj u vozidla Kia Sorento, a je opodstatnené teda tvrdiť, že pohon oboch náprav má vplyv na maximálne spomalenie vozidla.

Kia Sorento:



Graf č.15

Priemerné maximálne spomalenie $a = -5,718 \text{ m/s}^2$, nábeh = $0,19 \text{ s}$.



Graf č.16

Priemerné maximálne spomalenie $a = -6,894 \text{ m/s}^2$, nábeh = $0,23 \text{ s}$.

Priemerné maximálne spomalenie rovnako ako hodnoty najefektívnejšieho intervalu brzdenia sú obdobne vyššie pri meraní vozidla Kia tak ako tomu bolo pri vozidle Škoda. Celkové hodnoty brzdenia sú o niečo nižšie z dôvodu nižšej efektivity brzdenia zadnej nápravy oproti brzdeniu prednej nápravy.

Obe hnacie nápravy majú vplyv na maximálne spomalenie vozidla a to pomerom 10 – 20%. Keďže som meranie previedol len dvakrát nie je možné určiť presnejšie hodnoty percentuálneho prírastku.

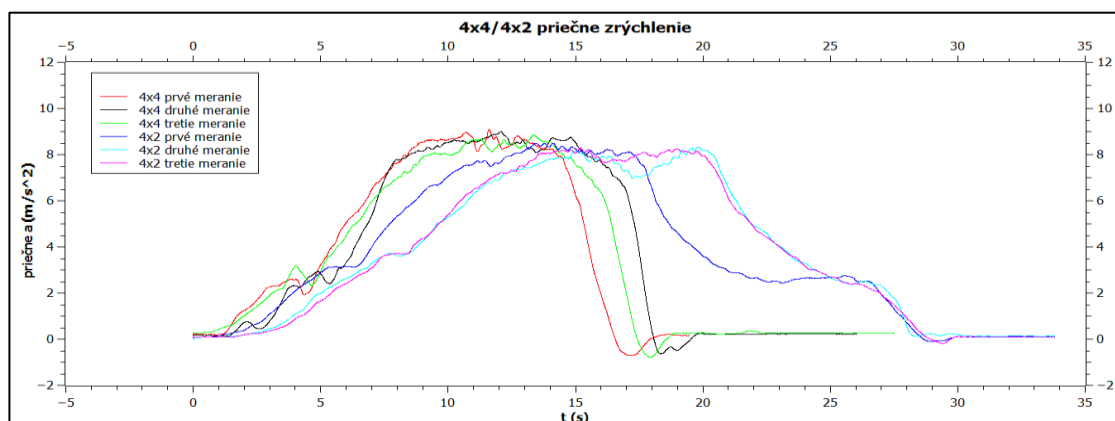
3.8 Rovnomerne zrýchlený pohyb v zákrute

Meranie rovnomerne zrýchleného pohybu vozidla v zákrute má za úlohu poukázať na to, ktorá z koncepcií je vhodnejšia a dokáže lepšie preniesť bočné sily. Vozidlo, ktoré prechádza zákrutou prenáša bočné sily a v istom bode tieto sily už vozidlo viac prenášať nedokáže a dostane sa do šmyku. Vozidlá s predným náhomom majú nedotáčavé charakteristiky a do šmyku sa dostávajú neskôr ako vozidlá so zadnou hnacou nápravou. Meraním je možné zistiť, ako sa bude správať pohon oboch náprav v porovnaní s druhou verziou vozidla s jednou hnacou nápravou.

Jednotlivé grafy sú vyhladené metódou priemerovania susedných hodnôt pre lepšiu orientáciu a názornosť.

Priebeh: Vozidlá s konštantným natočením volantu, Octavia 360° a Sorento 450°, postupne z $v_i = 0$ zrýchľujú až do bodu kedy už vozidlo nezrýchľuje a je na hrane prenosu bočného preťaženia na ktorom vozidlo chvíľu zotrvá.

Škoda Octavia:



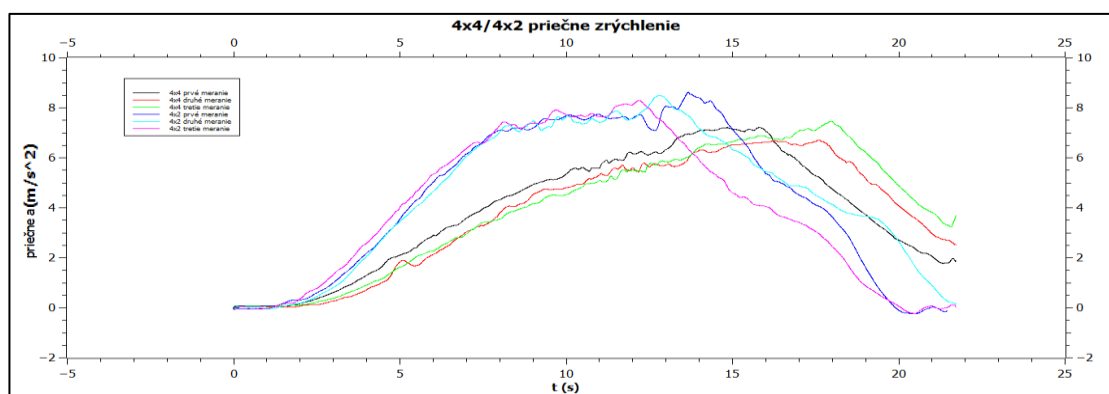
Graf č. 17

Priemerné hodnoty maximálneho bočného pret'azenia:

	1. Meranie (m/s ²)	2. Meranie (m/s ²)	3. Meranie (m/s ²)
Octavia 4x2	7,915	7,553	7,948
Octavia 4x4	8,426	8,499	8,555

Tab. č.10

Kia Sorento:



Graf č.18

	1. Meranie (m/s ²)	2. Meranie (m/s ²)	3. Meranie (m/s ²)
Sorento 4x2	7,740	7,678	7,592
Sorento 4x4	6,466	6,293	6,872

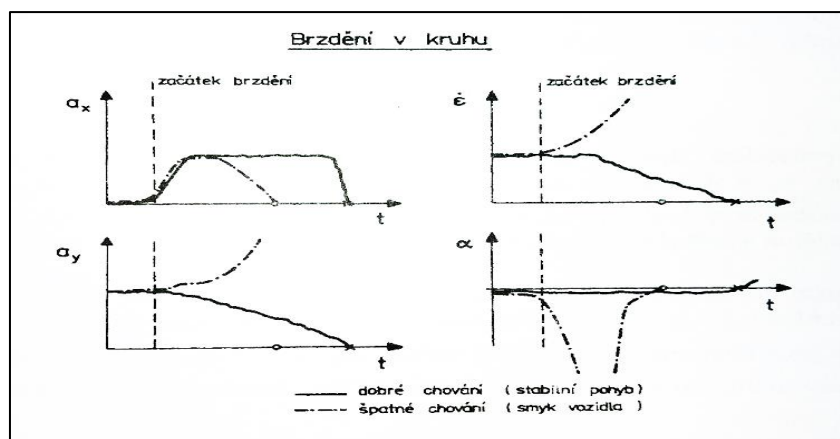
Tab. č. 11

Pri meraní prenosu bočných síl je potrebné myslieť na to, že práve nižšia hodnota bočného pret'azenia znamená lepší prenos bočnej sily. Ak sa vozidlo pohybuje rýchlosťou v po dráhe s polomerom R , do hraničnej hodnoty priľnavosti sa tak dostane „neskôr“, resp. na danom polomere R dokáže prekonať vyššiu rýchlosť za konštantného natočenia volantu.

Meranie vozidla Škoda Octavia hovorí v prospech predného náhonu. Nedotáčavá charakteristika predného náhonu mu dovoľuje ísť vyššou rýchlosťou na danom polomere R za rovnakých podmienok natočenia volantu. Pri Kii Sorento je táto charakteristika opačná, čo je spôsobené nedotáčavým charakterom zadného náhonu. Pri experimente je potrebné voliť rovnaké pneumatiky. Tento predpoklad bol splnený.

3.9 Brzdenie v zákrute

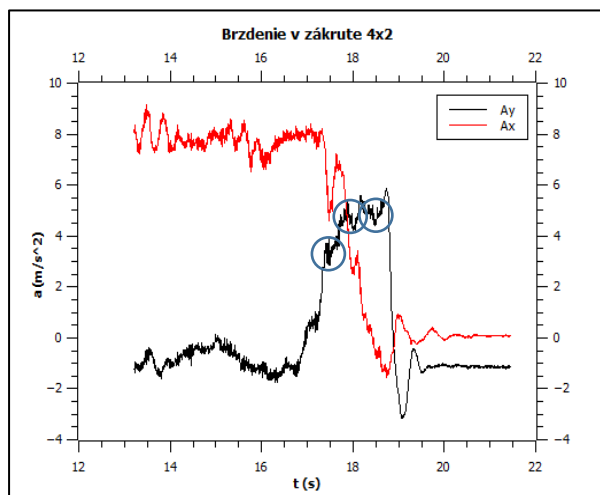
Meraním brzdenia v zákrute sa má diplomová práca za cieľ zistiť, ako vozidlo dokáže brzdiť v prípade, keď sa pohybuje po kruhovej dráhe a je nútené zachovať volant v polohe s nenulovým natočením aj v rámci brzdného manévru. Dôraz je kladený na priebeh priečného aj pozdĺžneho zrýchlenia na vozidlo. Meranie prebehlo podľa grafickej predlohy F. Vlka a **grafu č.5**. Spracovanie údajov bude zamerané na priebeh a_x a a_y tak ako to môžeme vidieť v ľavom hornom a ľavom dolnom grafe grafu č.5.



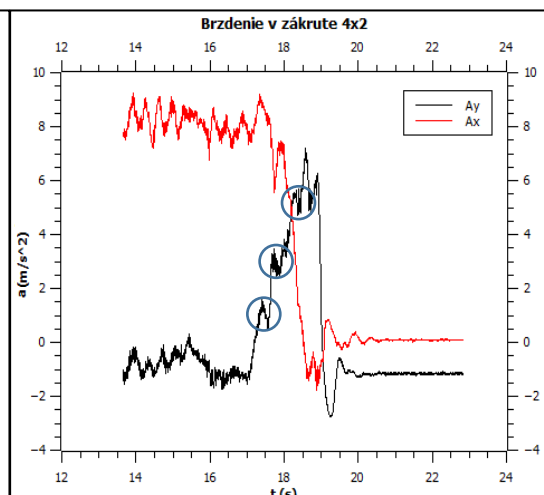
Graf č.5 vid' s.č.32

Priebeh: Vozidlo bolo uvedené na hranu priľnavosti pri konkrétnom natočení volantu, Škoda Octavia 360° a Kia Sorento 450°, a pri takto ustálenom pohybe po kružnici bolo naplno zabrzdené. Volant bol natočený konštantne až do bodu $v_f = 0$.

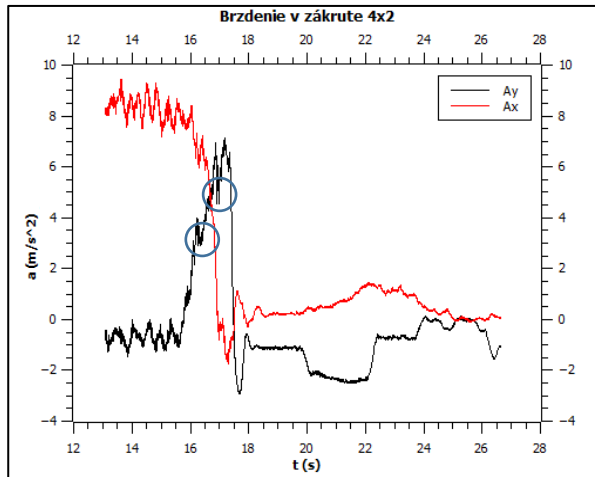
Škoda Octavia:



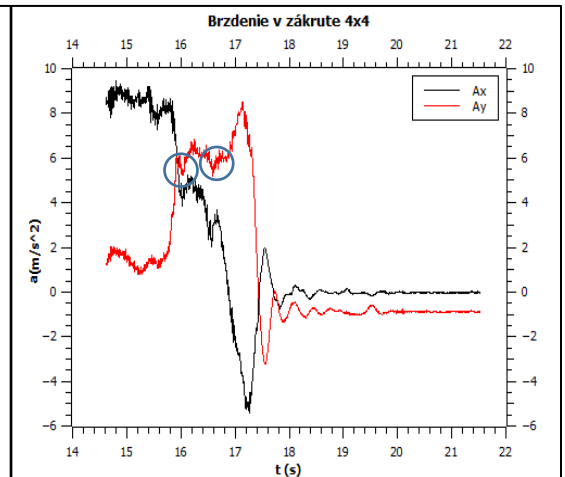
Graf č.19



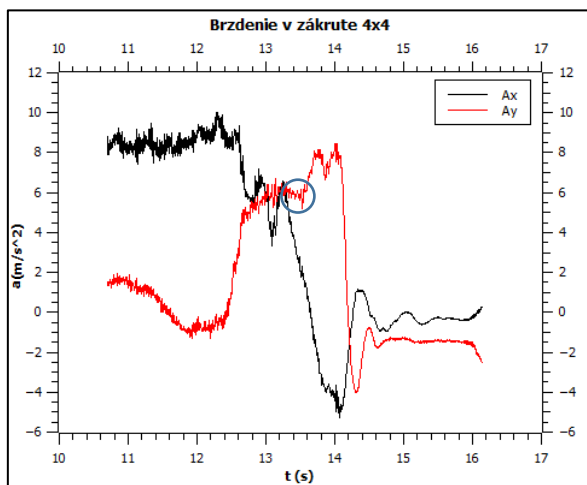
Graf č.20



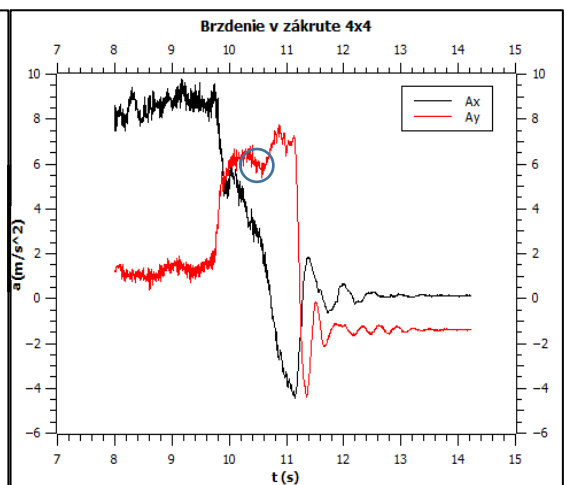
Graf č.21



Graf č.22



Graf č.23

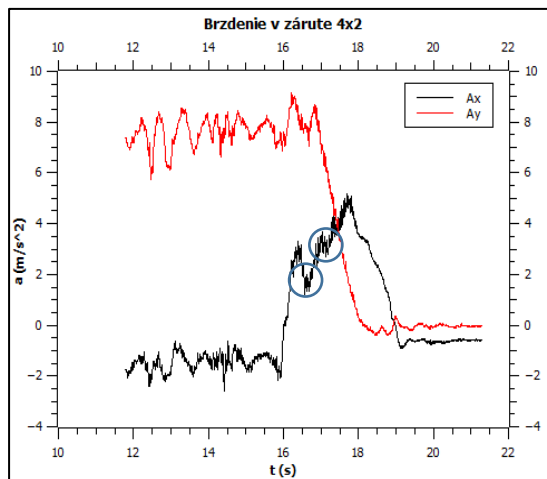


Graf č.24

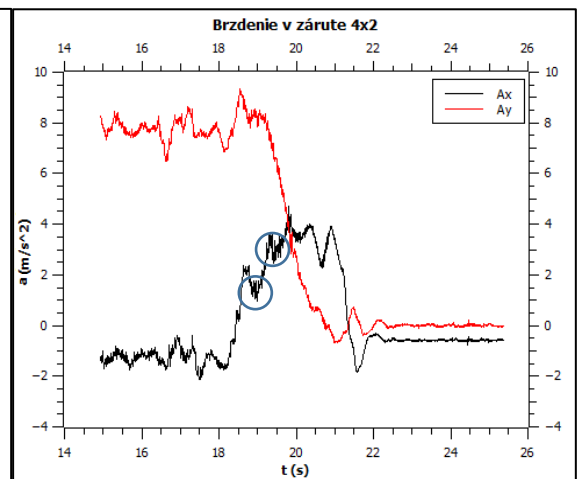
Grafické spracovanie pre lepšiu prehľadnosť uvádza Octaviu 4x2 a_x – červená, a_y – čierna a Octaviu 4x4 a_x – čierna, a_y – červená. V **grafoch** 4x4 (23-24) je možné vidieť prudší nárast brzdných zložiek a nižšie počty šmykov (vyznačené miesta v kruhu), ktoré ak sa pri 4x4 aj vyskytnú, tak sú kratšie. Brzdná sila zároveň pri pohone oboch náprav spravidla po celú dobu brzdi so spomalením $a_y \approx 6 \text{ m/s}^2$, zatiaľ čo v prípade 4x2 sú tieto hodnoty nižšie. Krivka 4x4 viac zodpovedá krivke podľa F. Vlka, tak v počatí a_x , ako aj v počatí a_y . Pohon oboch náprav má prírastok brzdného zrýchlenia prudší a tak vozidlo zastaví na kratšej vzdialenosti a celkový tvar krivky je sedlový, tak ako predpokladá F. Vlk. Prírastky brzdných síl vozidla s hnacou prednou nápravou sú v čase t nižšie a nárast pomalší.

Šmyk je identifikovateľný poklesom brzdného zrýchlenia a nárastom a_x . K nárastu a_x dôjde z dôvodu straty adhézie a vynesení auta v smere kolmo na kružnicu, po ktorej sa vozidlo pohybuje. Tieto body sú vyznačené modrým kruhom. Toto tvrdenie podporuje **graf č.5** prerušovanou čiarou šmykového chovania vozidla.

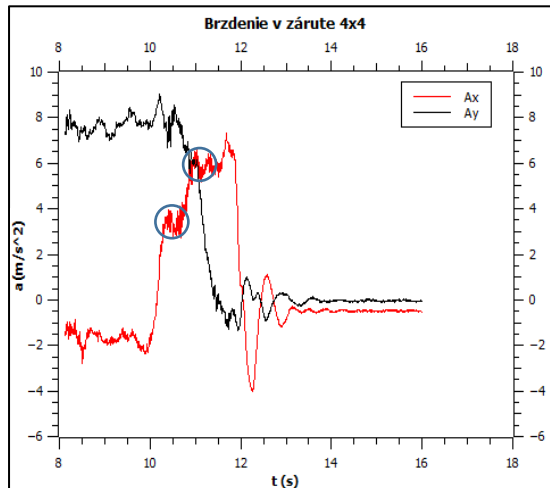
.Kia Sorento:



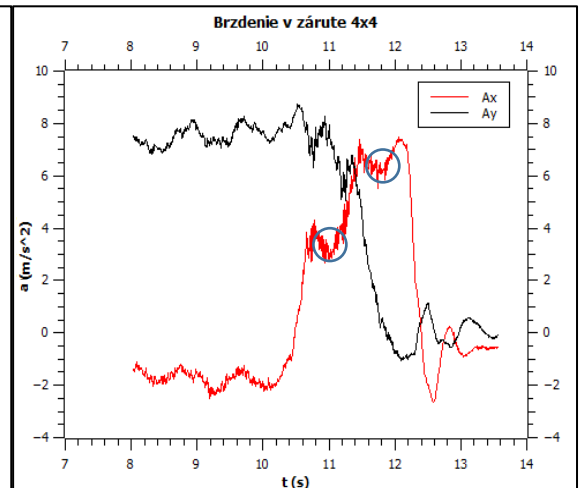
Graf č.25



Graf č.26



Graf č.27



Graf č.28

Grafické spracovanie je zrealizované identicky so spracovaním grafov Škody Octavia. V **grafoch 25 – 28** môžeme vidieť síce porovnateľné množstvo šmykov čo môže byť spôsobené efektívnejším vyhodnocovaním riadiacej jednotky v Škode Octavia. Opäť však pohon oboch náprav dosahuje vyššie hodnoty brzdného spomalenia a teda aj kratšiu brzdnú dráhu. Je dôležité poznamenať, že šmyky (modré kruhy), ktoré sú v brzdení vozidla s pohonom oboch náprav menšie a pokles brzdného zrýchlenia taktiež nižší.

Zdrojom veľkého rozdielu hodnôt brzdných síl vozidiel sú taktiež ich nedotáčavý resp. pretáčavý charakter. Zatiaľ čo nedotáčavosť podporuje priamy smer jazdy a tak znižuje bočné pret'aženie, pretáčavosť „ťahá“ vozidlo do vyššieho bočného pret'aženia a tak je takýto druh brzdenia menej efektívny keďže svojím spôsobom vozidlo tak bojuje nie len s reakciou dostredivého zrýchlenia, ale aj so sebou samým a zotrvačnosťou zadnej nápravy

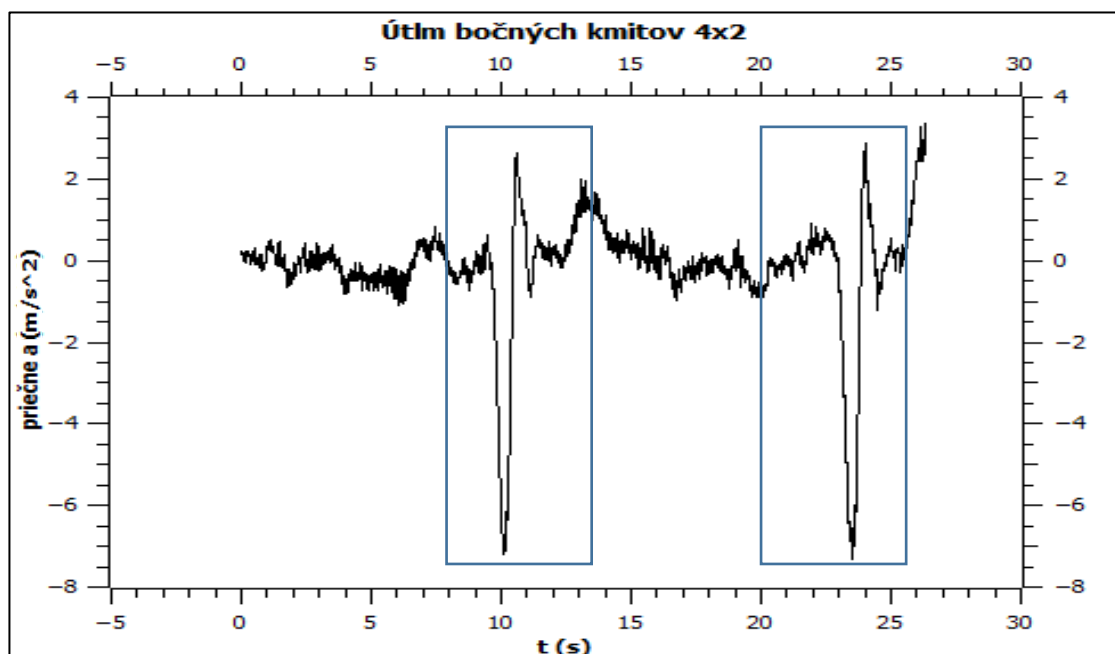
3.10 Útlm bočných kmitov

Meranie útlmu bočných kmitov nie je bežným meraním a do diplomovej práce je zvolené za účelom substitúcie losieho testu. Metodológia vychádza zo znalostí tlmeného oscilátora, ktorým sa vozidlo po nárazovom bočnom impulze stane. Takýto impulz vyvoláva mnoho faktorov v bežnej premávke, ako napríklad krízové vyhybanie, prudké zatočenie volantu či rozkmitanie karosérie silným bočným nárazovým vetrom. Meranie má za účel zistiť, aká koncepcia vozidla optimálnejšie tlmí kmity vozidla a vracia ho autonómne naspäť do priameho smeru. Bohužiaľ z dôvodu komplikácií pri testovaní vozidla Kia Sorento nebolo možné na ňom túto charakteristiku namerať. Preto meranie obsahuje len údaje z merania vozidiel Škoda Octavia 4x2 a 4x4.

Priebeh: Vozidlo je uvedené do rovnomerného nezrýchleného priamočiareho pohybu s $v = \text{konšt.} = 80 \text{ km/h}$. Následne dôjde k trhnutiu volantu z polohy natočenia 0° do polohy natočenia 45° . Po impulze na volant bolo riadenie pustené a vozidlo riadilo svoj smer samovoľne až do momentu kompletného utlmenia kmitania.

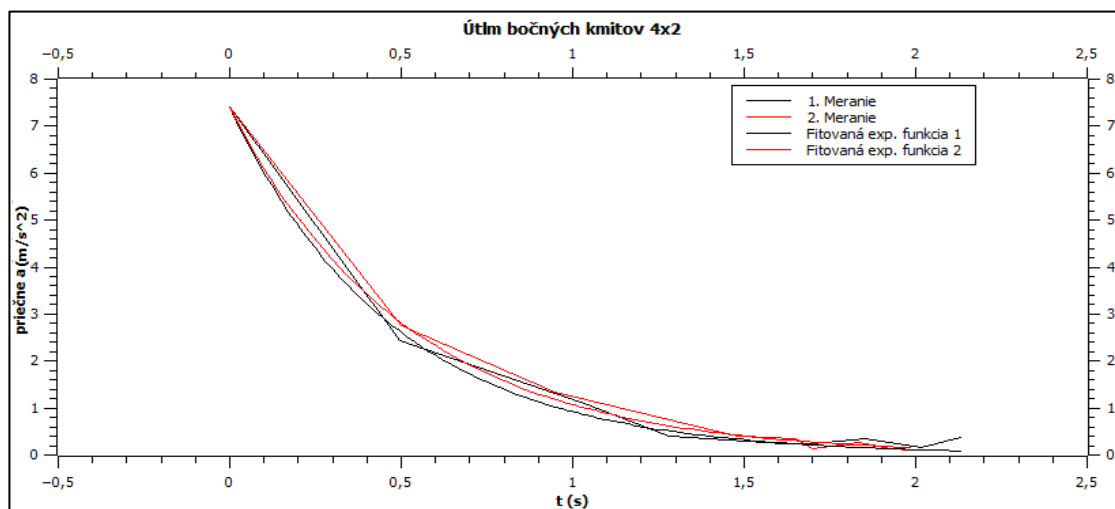
Škoda Octavia:

Priebeh merania 4x2



Graf č.29

Po analýze amplitúd A (peakov) a ich posunutí o y_0 (offset) boli ich absolútne hodnoty vynesené do grafu č.30 pre obe merania.



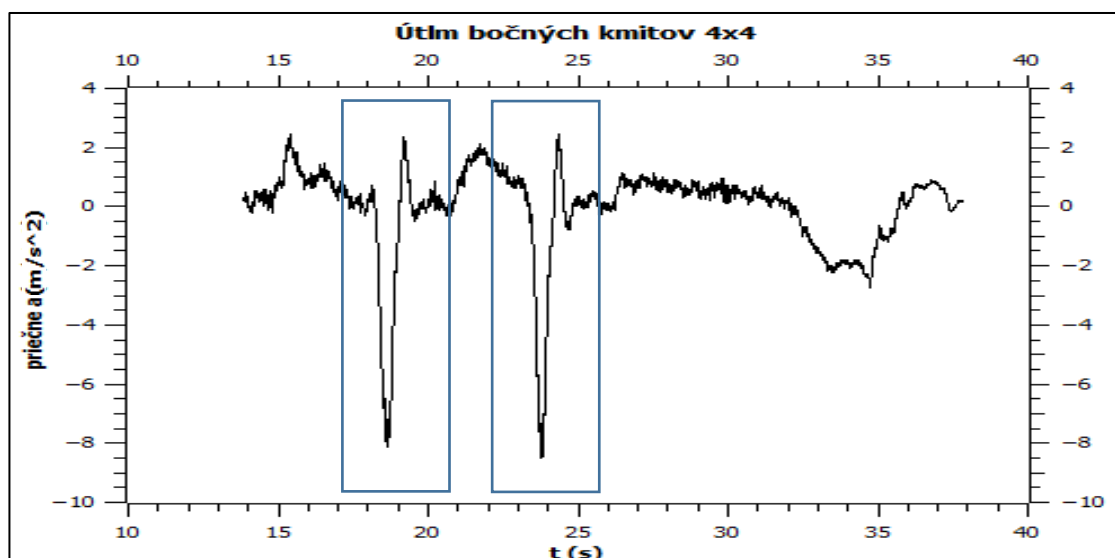
Graf č.30

Údaje boli doplnené o krivku fitovania funkciou $y = Aexp(-b \cdot x)$, kde $x = t (s)$ a $b = konšt. = (\beta/2m)$ podľa **rovnice č.11** a **obr. č. 4** a podľa zákona o prenose chýb tab. č. 12:

Octavia 4x2	b (1/s)	m (kg)	β (kg/s)
1. Meranie	$1,9340 \pm 0,0412$	1395	$1348,965 \pm 28,737$
2. Meranie	$2,0874 \pm 0,0941$	1395	$1455,962 \pm 65,635$

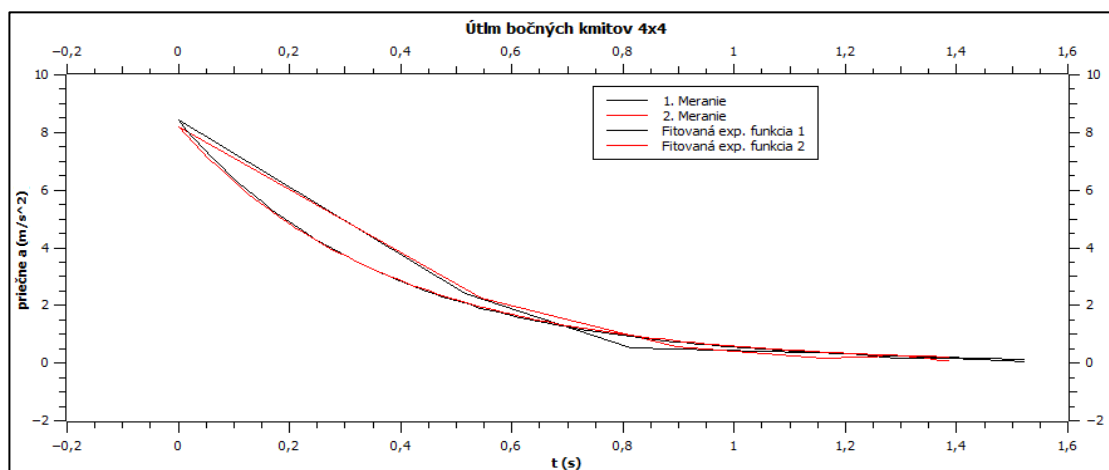
Tab. č. 12

Priebeh merania 4x4



Graf č. 31

Rovnakým procesom sú vynesené dáta Octavie 4x4 do grafu č. 32.



Graf č.32

Obdobne teda tab.č.13:

Octavia 4x	b (1/s)	m (kg)	β (kg/s)
1. Meranie	$2,6388 \pm 0,1227$	1455	$1919,727 \pm 89,264$
2. Meranie	$2,7214 \pm 0,1399$	1455	$1979,819 \pm 101,777$

Tab. č. 13

Z údajov v **tab.č.12 a 13** vyplýva, že Octavia 4x4 dokáže vznik bočných kmitov tlmiť efektívnejšie ako Octavia 4x2. Je dôležité pripomenúť, že plocha bočného prierezu Octavie 4x4 je kvôli karosérii kombi o niekoľko percent väčšia, je teda na bočné kmity náchylnejšia a zároveň by ich po teoretickej stránke mala tlmiť horšie ako karoséria liftback. Ukazuje sa však opak, čo je práve zásluhou rozdielnej koncepcie, vyššej efektivity gyroskopického efektu na oboch hnacích nápravách v porovnaní s jednou hnacou nápravou. Môžeme teda tvrdiť, že koncepcia 4WD je stabilnejšia pri bočných impulzoch a lepšie zotrúva v priamom smere jazdy. Môžeme sa však na to pozrieť aj z negatívneho hľadiska. Zatačanie sa tak stáva mierne problematické a vozidlo má vyššiu tendenciu vychádzania zo stopy zákruty. Koncepcia 4x4 je tak o 20-30 % stabilnejšia v priamom smere.

4 Záver

V úvode sa diplomová práca venuje automobilizmu a jeho vývoju v predmetnej problematike chronologicky. Stručná história vozidiel a ich vývoja doplnená o historický vývoj koncepcií vozidiel ilustruje predmet skúmania diplomovej práce. Nadväzne sú popísané jednotlivé druhy koncepcií, ktorým sa praktická časť venuje. Čitateľ sa oboznámi s technickým pozadím a popisom vozidiel s hnacou prednou, zadnou a oboma hnacími nápravami za predpokladu uloženia motora vpredu. Po predstavení štruktúry skúmaných vozidiel je predstavená samotná dynamika vozidla. Toto odvetvie však pokrýva veľké množstvo jazdných vlastností vozidla, a tak systematickým výberom diplomová práca ponúka prehľad tých, ktorých znalosť a teoretické pozadie je dôležité pre lepšie porozumenie praktickej časti.

Každé vozidlo v prevádzke musí prekonať odpory, čo je predpokladom jeho pohybu. Ak sa však vozidlo do pohybu vydá, pohybuje sa rovnomerným, zrýchleným alebo spomaleným pohybom. Ak je tento pohyb zrýchlený/spomalený môže byť zrýchlený/spomalený v pozdĺžnom a priečnom smere čo v praxi znamená zrýchľovanie/brzdzenie a zatáčanie prípadne ich kombináciu. Presne takýmto kľúčom je rozdelená časť popisu dynamiky vozidla, ktorá je zavŕšená možnosťou vzniku bočného kmitu vozidla pri akomkoľvek bočnom impulze.

Systematika teoretického popisu dynamiky vozidla je následne zachovaná v praktickej časti. Prvým testom prevedeným na vozidlách Škoda Octavia – pohon FF, Škoda Octavia 4WD a Kia Sorento FR/4WD je zrýchlenie na prvom prevodovom stupni. Na základe spracovaných údajov merania nám výsledky ukázali splnenie teoretických predpokladov vozidla Kia Sorento, kedy pohon všetkých štyroch kolies dokáže zabezpečiť stabilný rozjazd aj za zlých podmienok zníženej adhézie, zatiaľ čo pohon zadnej nápravy zabezpečí agilnejší rozjazd. Ak sa však pozrieme na výsledky Škody Octavia, zistíme, že zásadný rozdiel meranie nepreukázalo.

Meranie druhého prevodového stupňa malo obdobný priebeh ako meranie prvého prevodového stupňa. Veľký rozdiel bol zaznamenaný v rozdelení hnacej sily pri pohone všetkých kolies oproti pohonu zadnej nápravy. Škoda Octavia však nepreukázala ani najmenší rozdiel.

Tretie meranie sa sústreďuje na tzv. pružné zrýchlenie vozidla, tj. priebeh zrýchlenia na jednotlivých prevodových stupňoch. Predpoklad vyrovnanějšího rozdelenia pri vozidlách s pohonom oboch náprav voči ich jednonápravovým dvojičkám sa potvrdil. Pohon prednej nápravy rovnako ako pohon zadnej nápravy poskytuje agilnejší rozjazd v nižších rýchlostiach a prevodových stupňoch a postupne táto schopnosť klesá. Pohon všetkých kolies však poskytuje pomalší, ale vyrovnanější rozjazd a jazdu naprieč škálou prevodových stupňov.

Posledným meraním zameraným na priamy smer jazdy bolo brzdenie v priamom smere. Ukázalo sa, že pohon oboch náprav má vplyv na skrátenie brzdných dráh a zvýšenie brzdného spomalenia približne 10 % - ným podielom. Je to pravdepodobne zapríčinené odporom mechanizmov, ktoré prenášajú hnaciu silu na sekundárne nápravy.

Ďalšie merania boli zamerané na pohyb vozidla zákrutou a prenos bočných síl, brzdenie v zákrute a tlmenie bočných kmitov.

Keď vozidlo prechádza zákrutou, prenáša bočné sily vznikajúce reakciou podľa tretieho Newtonovho zákona na dostredivé zrýchlenie potrebné pre pohyb po kružnici. Vozidlá tak boli privedené na hranicu adhézie pri konštantnom natočení volantu kde prenášali maximálne možné bočné preťaženie. Akékoľvek zvýšenie by už viedlo k šmyku vozidla. Ukázalo sa, že pohon oboch náprav zabezpečuje bezpečnejší prechod zákrutou možnosťou väčšieho prenosu bočných síl a vyššou hranicou, kedy sa vozidlo už dostane do šmyku pri porovnaní s pohonom zadnej nápravy. V porovnaní vozidiel Škoda Octavia však lepšie absorbuje bočné sily práve pohon prednej nápravy.

Brzdenie v zákrute je veľmi náročný manéver pre vozidlo, ktoré sa nemusí vysporiadať len s vozovkou, ale aj so zotrvačnosťou svojich vlastných hmôt a zabezpečiť nepretočenie vozidla okolo vlastnej osy. Tento fakt vidíme na grafoch meraní kapitoly 3.8. Na základe analýzy priebehu brzdenia jednotlivých vozidiel však môžeme tvrdiť, že vozidlá s pohonom všetkých štyroch kolies sa do jednotlivých šmykov dostávajú menej, a ak sa do nich dostanú, tieto šmyky sú menšie a vozidlo nadobudne stabilitu skôr.

Posledné meranie bolo zamerané na schopnosť vozidla absorbovať a vysporiadať sa s bočným impulzom sily. V premávke sa bežne stretávame s bočným nárazovým vetrom alebo s nutnosťou vyhnúť sa prekážke prudkým vybočením z pôvodnej dráhy vozidla. Na základe analýzy výsledkov sa ukázalo, že vozidlo s pohonom všetkých štyroch kolies je schopné pohltiť takéto kmity skôr ako vozidlo s pohonom prednej nápravy. V rámci tohto merania vozidlo Kia Sorento testované nebolo.

Celkovo je možné teda zhrnúť, že vozidlá s pohonom oboch náprav sú vo všeobecnosti stabilnejšie ako vozidlá s jednou hnacou nápravou. Pohon 4WD však prináša aj nevýhody najmä ekonomického charakteru, čo je vyššia obstarávacia cena, vyššie prevádzkové náklady spôsobené odporom mechanizmov prenosu hnacej sily na sekundárnu nápravu a vyššej hmotnosti vozidla. Vozidlá s náhonom prednej nápravy a motorom vpredu sú bezpečnejšie v zákrute a ku šmyku dôjde neskôr ako u vozidiel 4WD. Tento fakt je spôsobený ich nedotáčavým charakterom, ktorý spôsobuje vyššie opotrebenie predným pneumatík a zavesenia kolies, keďže sa kolesá odvalujú s väčším natočením ako je polomer zákruty. Problémom náhonu zadnej nápravy s motorom vpredu je nedostatočná zaťaženosť zadnej nápravy a tendencie k pretáčavosti. Pri rozjazde tak ľahko dôjde k pretočeniu pneumatík čo vedie k ich vyššiemu opotrebeniu a nižšej efektívnosti prenosu hnacej sily na rozjazd vozidla.

Spôsob využívania vozidla je však na rozhodnutí každého človeka. Konceptie prinášajú výhody v niektorých smeroch, zatiaľ čo v iných prinášajú nevýhody. Pri výbere teda najviac záleží na obľube, možnostiach a použití. Ak sa zvolí tá najvhodnejšia kombinácia týchto faktorov, dostane sa nám rozhodne toho najvyššieho možného komfortu, bezpečnosti a spoľahlivosti s ohľadom na dané prostredie.

5 Zdroje

- [1] HALLIDAY, RESNICK, WALKER, *Fyzika*, prepracované vydanie, Vutium, 2013, 1198 s. ISBN 8021418699
- [2] VLK, F. *Dynamika motorových vozidel*, 1. vydanie, nakl. Vlk, 2000, s.434, ISBN 80-238-5273-6
- [3] ELLIS, J.R. . *Vehicle dynamics*, Professional Engineering Publishing, Ltd.,Suffolk (UK),1994, ISBN 0-2209-9202-9
- [4] PACEJKA, H.B. *Tyre and Vehicle Dynamics* Butterworth – Heinemann,2006,s.642, ISBN 0-7506-6918-7
- [5] ABE, M. *Vehicle Handling Dynamics*, Elsevier,2009,s.322, ISBN 978-0-08-100390-9
- [6] VLK, F. *Koncepce motorových vozidel*, 1. vydanie, nakl. Vlk, 2000, s.368, ISBN 80-238-5276-0
- [7] GEORGANO, G.N (Nick). *The Complete Encyclopedia of Motorcars, 1885 to the present day*, London: Ebury Press, ISBN 0-85223-048-6.
- [8] SFETCU,N. *The Car Show*, 1.vydanie, 2014, 944 s, ISBN 9781447876359
- [9] GILLESPIE, D. T. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*, Society of Automotive Engineers, 1992,s. 495, ISBN 1560911999
- [10] VLK, F. *Koncepce motorových vozidel: koncepce vozidel, alternativní pohony, komfortní systémy, řízení dynamiky, informační systémy*, nakl. Vlk, 2000, s.367, ISBN 8023852760
- [11] PILÁRIK, M,PABST, J. *Automobily*. Vyd. 1. Praha: Informatorium, 2000, 3 zv. ISBN 80-86073-65-33
- [12] KARLSSON A., *Test Procedures and Evaluation Tools for Passenger Vehicle Dynamics*, Master's thesis, CHALMERS UNIVERSITY OF TECHNOLOGY, Göteborg, Švédsko 2014
- [13] *Katalóg vozidiel*, [online], dostupné na World Wide Web: <http://automobily.prehľad-automobilov.sk/>
- [14] *XL Meter*, [online], dostupné na World Wide Web: <http://www.nehodar.cz/docs/XLMPUSRCZ.pdf>

[15] Štandardy ISO, [online], dostupné na World Wide Web:
<https://www.iso.org/standards.html>