

**ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE**

**Fakulta strojní**

Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel



**DIPLOMOVÁ PRÁCA**

**Koncept přednej poháňanej nápravy  
elektromobilu**

Bc. Rastislav Ondica



## I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Ondica** Jméno: **Rastislav** Osobní číslo: **473497**  
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**  
Zadávací katedra/ústav: **Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Studijní program: **Strojní inženýrství**  
Studijní obor: **Dopravní, letadlová a transportní technika**

## II. ÚDAJE K DIPLOMOVÉ PRÁCI

Název diplomové práce:

**Koncept přední hnané nápravy elektromobilu**

Název diplomové práce anglicky:

**Concept of Front Driven Axle for an Electric Vehicle**

Pokyny pro vypracování:

Navrhněte koncept hnané nápravy osobního elektromobilu s předním pohonem včetně uložení elektrické hnací jednotky. Postupujte v těchto krocích:

- 1) Stručně popište části a geometrii řízené nápravy.
- 2) Zvolte vhodný typ nápravy pro dané vozidlo.
- 3) Navrhněte pružení a tlumení nápravy.
- 4) Pomocí MSC Adams nastavte vybrané parametry kinematiky nápravy na požadované hodnoty.
- 5) Vytvořte kinematický 3D model nápravy včetně uchycení pohonu v programu Catia.
- 6) Proveďte MKP simulaci pro vybranou součást.
- 7) Vypracujte výkres sestavy přední nápravy.

Seznam doporučené literatury:

Vlk, František. Podvozky motorových vozidel. Brno : Prof.František Vlk. DrSc. nakladatelství a vydavatelství,2006 ISBN 80-239-6464-X  
Apetaur M., Stejskal V., Motorová vozidla IV. Praha: Vydavatelství ČVUT 1983  
Apetaur M., Motorová vozidla V. Praha: Vydavatelství ČVUT 1979

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) diplomové práce:

**Ing. Jan Baněček, Ph.D., ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel FS**

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) diplomové práce:

**Ing. Ondřej Zeman, Ricardo Prague**

Datum zadání diplomové práce: **18.04.2019** Termín odevzdání diplomové práce: **10.07.2019**

Platnost zadání diplomové práce: \_\_\_\_\_

Ing. Jan Baněček, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) práce

doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

prof. Ing. Michael Valášek, DrSc.  
podpis děkana(ky)

## III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Diplomant bere na vědomí, že je povinen vypracovat diplomovou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v diplomové práci.

\_\_\_\_\_  
Datum převzetí zadání

\_\_\_\_\_  
Podpis studenta

## ABSTRAKT

Táto diplomová práca predstavuje koncepčný návrh prednej poháňanej nápravy pre elektrické vozidlo, pričom ide o možnú náplň práce strojného inžiniera v oblasti motorových vozidiel. Obsahuje teoretický opis častí prednej nápravy, prehľad používaných riešení, základné koncepčné dimenzovanie, nastavenie vybraných parametrov kinematiky a následnú tvorbu 3D modelu, kontrolu spodného ramena MKP simuláciou a výkres zostavy.

## KLÍČOVÉ SLOVÁ

Predná náprava, hnacia náprava, lichobežníková náprava, elektromobil.

## ABSTRACT

This thesis introduces a concept of front driven axle for an electric vehicle, which might be a possible task for a vehicle design engineer. It contains a theoretical description of the parts of front suspension, review of used solutions, basic conceptual dimensioning, the setup of selected kinematic parameters, and the subsequent creation of the 3D model, FEM simulation of lower triangle and assembly drawing.

## KEYWORDS

Front suspension, driven axle, doublewishbone suspension, electric vehicle.

## ČESTNÉ VYHLÁSENIE

Vyhlasujem, že táto práca je mojím pôvodným dielom, spracoval som ju samostatne pod vedením Ing. Ondřeja Zemana a Ing. Jana Baněčka, PhD., a s použitím literatúry uvedenej v zozname.

V Prahe dňa 17. júna 2019

.....

Bc. Rastislav Ondica

## POĎAKOVANIE

Ďakujem pedagogickým pracovníkom ČVUT v Prahe a VUT v Brne, ktorí nám odovzdávali svoje znalosti počas štúdia, ako aj vedúcemu tejto práce Ing. Janu Beněčkovi, PhD., za rady a pripomienky pri jej tvorbe. Veľká vďaka patrí spoločnosti Ricardo Prague, kde mi bolo umožnené tvoriť túto diplomovú prácu a konzultovať ju s odborníkmi z praxe. Osobitné poďakovanie patrí môjmu odbornému konzultantovi Ing. Ondřejovi Zemanovi za podelenie sa so svojimi skúsenosťami a čas, ktorý mi venoval. V neposlednom rade ďakujem aj svojej rodine a priateľom, ktorí ma počas celého štúdia podporovali.

## OBSAH

Úvod.....	10
1 Zadané vozidlo.....	11
2 Pohon nápravy dvoma elektromotormi.....	13
2.1 Elektromotor.....	14
2.2 Regeneratívne brzdenie.....	15
2.3 Elektronický diferenciál.....	15
2.4 Elektronické vektorovanie krútiaceho momentu.....	15
2.5 Pohon kolies.....	16
3 Časti prednej nápravy.....	17
3.1 Kolesá a pneumatiky.....	17
3.2 Brzdy.....	18
3.2.1 Bubnová brzda.....	18
3.2.2 Kotúčová brzda.....	19
3.3 Odpruženie.....	20
3.4 Tlmenie.....	21
3.5 Stabilizátor.....	21
3.6 Riadenie.....	22
3.6.1 Spojovacia tyč riadenia.....	23
3.6.2 Páka riadenia.....	23
4 Zavesenie kolies.....	24
4.1 Nezávislé zavesenie kolies.....	24
4.1.1 Lichobežníkové zavesenie.....	24
4.1.2 Zavesenie MacPherson.....	25
4.1.3 Nápravy sedanov podobnej veľkosti.....	27
4.2 Výber vhodného typu zavesenia kolies.....	28
5 Súčasný elektromobily a uchytenie motorov.....	29
5.1 Tesla Model S 2013.....	29
5.1.1 Predná náprava vozidla Tesla Model S.....	30
5.1.2 Zadná náprava vozidla Tesla Model S 2013.....	32
5.2 Nissan Leaf 2017.....	33
5.2.1 Predná náprava vozidla Nissan Leaf.....	33
5.3 Volkswagen e-Golf 2015.....	35
5.3.1 Predná náprava VW e-Golf.....	35
5.4 Jaguar I-Pace 2018.....	38
5.4.1 Predná náprava Jaguar I-Pace.....	38

5.5	Uchytenie hnacej jednotky navrhovaného konceptu .....	41
5.5.1	Sily pôsobiace na uloženie motora pri zábere .....	42
6	Rozbor základných parametrov .....	44
6.1	Potrebný výkon motora .....	44
6.2	Redukčná prevodovka .....	45
6.2.1	Potrebný prevodový pomer .....	45
6.3	Zatáčanie vozidla .....	46
6.4	Hmotnosti automobilu .....	47
6.4.1	Odpružená a neodpružená hmotnosť .....	47
6.5	Statické zaťaženie .....	48
6.6	Kvázistatické zaťaženie .....	50
6.7	Dimenzovanie vybraných súčastí .....	51
6.7.1	Guľové čapy ramien .....	51
6.7.2	Homokinetické kĺby hnacieho hriadeľa .....	54
6.7.3	Ložisko .....	55
6.7.3.1	Kombinované radiálne a axiálne zaťaženie .....	55
6.7.3.2	Trvanlivosť ložiska .....	56
7	Návrh pruženia a tlmenia .....	57
7.1	Výpočet tuhosti pružiny .....	58
7.1.1	Prepočet tuhosti pružiny na miesto jej uloženia .....	59
7.2	Určenie rozmerov vinutej pružiny .....	61
7.2.1	Výpočet a kontrola vinutej pružiny .....	62
7.3	Výpočet a kontrola tlmenia .....	63
7.4	Výpočet stabilizátora .....	65
8	Kinematika riadenej nápravy .....	66
8.1	Geometria kolies .....	66
8.1.1	Uhol zbiehavosti .....	66
8.1.2	Uhol odklonu kola .....	67
8.1.3	Príklon rejdovej osi, polomer rejdu .....	67
8.1.4	Záklon rejdovej osi, závlek .....	69
8.2	Ackermanova geometria riadenia .....	70
8.3	Pól pohybu kola .....	71
8.4	Stred klopenia karosérie .....	71
8.5	Stred klonenia karosérie .....	72
9	nastavenie kinematiky prednej nápravy .....	73
9.1	Poloha významných bodov prednej nápravy .....	77



10	CAD model .....	79
10.1	Kinematika v CAD modeli .....	79
10.2	Tvorba 3D súčastí .....	80
10.3	Tvorba zostavy .....	80
10.4	Kontrola krajných polôh .....	81
10.5	Model zostavy .....	82
11	MKP simulácia spodného ramena .....	83
	Záver .....	86
	Použité informačné zdroje .....	87
	Zoznam použitých veličín .....	91
	Zoznam použitých skratiek .....	94
	Zoznam obrázkov .....	95
	Zoznam tabuliek .....	97
	Zoznam príloh .....	98

## ÚVOD

Štúdium na vysokej škole je čas na nadobúdanie teoretických znalostí v určitej oblasti. Na záver magisterského štúdia študent vytvára diplomovú prácu, v ktorej má svoje znalosti nadobudnuté počas štúdia aplikovať na praktický problém. S cieľom lepšie prepojiť školstvo a prax diplomové práce niekedy zadávajú firmy. Toto študentovi môže umožniť nahliadnuť do praxe už počas štúdia a následne po skončení školy jednoduchšie prestúpiť do pracovného života v svojom odbore.

Túto diplomovú prácu zadala firma Ricardo Prague, s. r. o. Je to anglická spoločnosť s dlhoročnou tradíciou, ktorá je súčasťou automobilového priemyslu už viac ako sto rokov. Okrem Anglicka má pobočky vo viacerých krajinách sveta. Pražská pobočka funguje od roku 2000.

Pre lepšie prepojenie štúdia s praxou firma spolupracuje aj so študentmi vysokých škôl a poskytuje zadania diplomových prác. Jedným z týchto študentov som mal šťastie byť aj ja a svoju diplomovú prácu som spracovával vo firme, kde mi bol pridelený odborný konzultant, bolo mi umožnené prácu tvoriť, využívať softvér potrebný na tvorbu práce a postup konzultovať s odborníkmi z praxe.

So zvyšujúcimi sa legislatívnymi nárokmi na emisie sa čoraz viac dostávajú do popredia hybridné a elektrické automobily. Zadaním tejto diplomovej práce bolo navrhnuť nápravu pre elektrické vozidlo, a to limuzínu vyššej strednej triedy s elektrickým pohonom prednej nápravy. Zmyslom tejto práce bolo simulovať postup pri tvorbe nápravy a ukázať jednotlivé kroky. Pretože v praxi na vývoji nápravy spolupracuje tím konštruktérov a tím výpočtárov relatívne dlhý čas, nie je možné v rámci tejto práce poňať všetko. Jednotlivé kroky sú preto spravené v zjednodušenej podobe.

Táto diplomová práca ma naučila využiť teoretické znalosti nadobudnuté počas štúdia, aplikovať ich na reálny problém a nahliadnuť do praxe. Návrh nápravy môže byť reálnou náplňou práce konštruktéra vozidiel a aplikácia pre vozidlo s elektrickým pohonom bude v budúcnosti čím ďalej, tým aktuálnejšia.



Obrázok 1: Logo ČVUT



Obrázok 2: Logo firmy Ricardo

# 1 ZADANÉ VOZIDLO

Táto diplomová práca sa zaoberá návrhom prednej nápravy pre elektrickú limuzínu vyššej strednej triedy. Rozmery navrhovaného vozidla sú podobné ako napríklad Audi A6 alebo BMW 5. Koncepcia sa bude navrhovať na prednú nápravu poháňanú dvoma elektromotormi, pričom za každým z nich je radená čelná redukčná prevodovka. Parametre motorov a vonkajšia obálka určujúca zástavbový priestor motorov a prevodoviek sú dané. Súčasťou práce bude overenie vhodnosti použitia zadaných motorov pre vozidlo na základe požiadavky na maximálnu rýchlosť a taktiež ich upevnenie. Typ nápravy bude zvolený v kapitole 4.2.

Parameter vozidla	Hodnota	Jednotka	Anglický preklad
Rázvor	2905	[mm]	Wheelbase
Rozchod	1670	[mm]	Track
Dĺžka	4950	[mm]	Length
Šírka	1920	[mm]	Width
Výška	1450	[mm]	Height
Svetlá výška	150	[mm]	Ground clearance
Polomer otáčania vonkajšieho kolesa	6000	[mm]	Turning circle radius
Prepruženie do karosérie	80	[mm]	Bump travel
Prepruženie z karosérie	100	[mm]	Rebound travel
Pohotovostná hmotnosť	2000	[kg]	Curb weight
Celková hmotnosť	2550	[kg]	Total weight
Vzdialenosť prednej nápravy od ťažiska pri celkovej hmotnosti	1432	[mm]	Distance between front axle and COG under total weight
Odhad neodpruženej hmoty prednej nápravy	110	[kg]	Approximate unsprung mass of front axle
Maximálna rýchlosť	220	[km/h]	Max Speed
Poháňaná náprava	Predná	[-]	Driven axle
Pneumatiky	235/45 R18	[-]	Tires

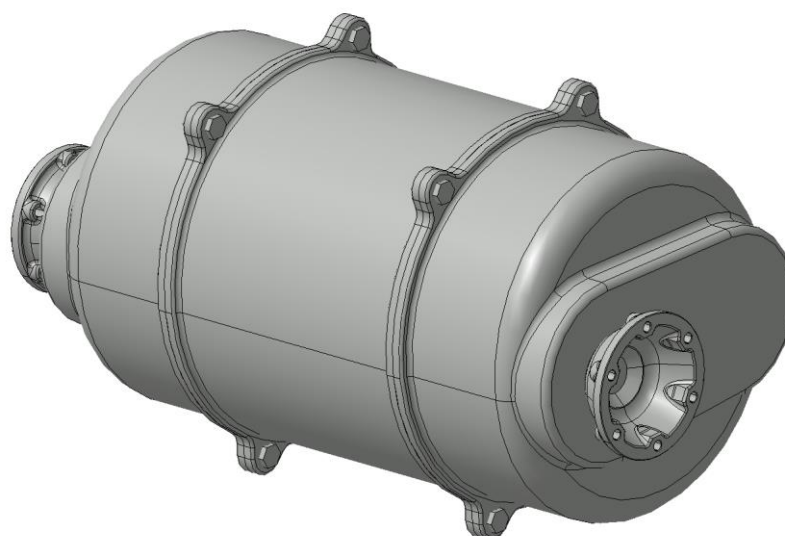
Tabuľka 1: Parametre zadaného vozidla

Táto práca sa zaoberá primárne návrhom nápravy. Typ pohonu dvoma elektromotormi je daný a z hľadiska tejto práce je pre nás dôležitá iba zástavba, ktorú pohon vyžaduje, a jeho uchytenie k náprave, respektíve karosérii. Pretože táto téma je veľmi rozsiahla, pohonom sa v tejto diplomovej práci bližšie zaoberať nebudeme.

Použité motory zadal zadávateľ a pochádzajú z konkrétneho projektu, na ktorom sa firma Ricardo podieľala. Z dôvodu ochrany dát zákazníka nie je použitý presný vonkajší tvar, ale iba obálka zaručujúca rozmery potrebné pre zástavbu, s ktorou budeme ďalej pracovať. Známý je maximálny výkon, moment a otáčky motora. Jedná sa o synchronne motory s permanentnými magnetmi.

Parameter	Hodnota	Jednotka
Priemer elektromotora	260	[mm]
Dĺžka elektromotora	105	[mm]
Priemer prevodovky	250	[mm]
Dĺžka prevodovky	130	[mm]
Výkon motora	65	[kW]
Krútiaci moment motora	150	[Nm]
Otáčky motora	15000	[min <sup>-1</sup> ]
Hmotnosť hnacej jednotky	100	[kg]

Tabuľka 2: Parametre a zástavbový priestor pre dané elektromotory a redukčné prevodovky



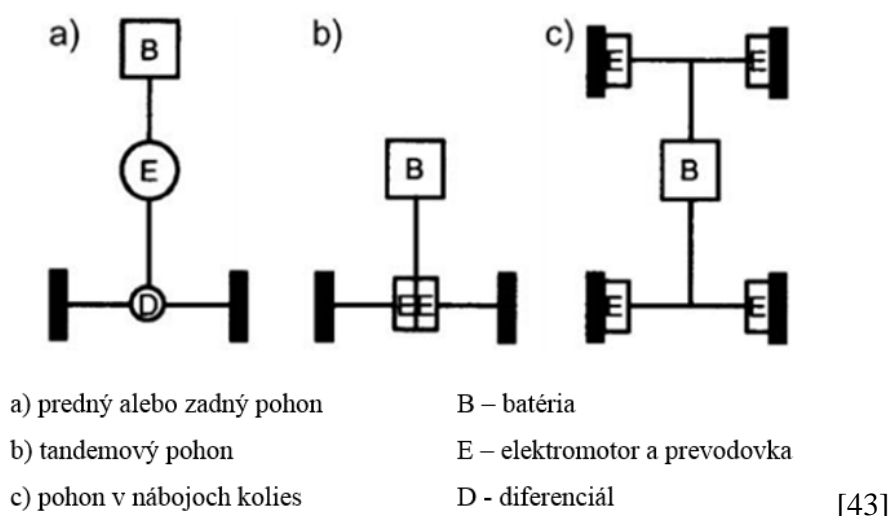
Obrázok 3: Obálka elektromotorov s redukčnými prevodovkami

## 2 POHON NÁPRAVY DVOMA ELEKTROMOTORMI

Táto práca sa zaoberá primárne konštrukciou nápravy. Typ pohonu dvoma elektromotormi je daný zo zadania a z hľadiska tejto práce je pre nás dôležitá zástavba, ktorú pohon vyžaduje, a jeho uchytenie k náprave, respektíve karosérii.

Hnacie ústrojenstvo elektromobilu je podobne ako v prípade vozidla so spaľovacím motorom tvorené z motora, prevodovky, hnacích hriadeľov a diferenciálu s rozvodovkou. Najčastejšie sa používa predný alebo zadný pohon s centrálnym elektromotorom. Alternatívami sú tandemové hnacie systémy s dvoma elektromotormi a pohony kolies elektromotormi umiestnenými priamo v kolesách. [43]

Použitému usporiadaniu v tejto diplomovej práci zodpovedá schéma b na obrázku 4.



Obrázok 4: Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pre elektromobil

Každé koleso je poháňané vlastným elektromotorom, odpadá teda nutnosť použitia mechanického diferenciálu. Jeho funkciu zastáva elektronický diferenciál. Je ním riadiaca jednotka, ktorá riadi jednotlivé elektromotory. Získavame zároveň výhodu vektorovania krútiaceho momentu. Podľa umiestnenia elektromotorov túto koncepciu môžeme ďalej rozdeliť. Elektromotory môžu byť umiestnené na nápravnici a točivý moment sa cez redukčnú prevodovku za každým motorom môže ďalej prenášať na kolesá vozidla, respektíve elektromotory môžu byť umiestnené v náboji kolesa, ktoré budú priamo poháňať. Toto riešenie však výrazne zvyšuje neodpruženú hmotnosť vozidla.

Tomuto usporiadaniu zodpovedá schéma c na obrázku 4.

V prípade nápravy riešenej v tejto diplomovej práci sú motory prichytené zvrchu cez dva silentbloky k priečnemu nosníku, ktorý je skrutkovým spojom spojený s hlavnými pozdĺžnikmi karosérie a zospodu cez spojovací článok na silentblokoch s nápravnicou.

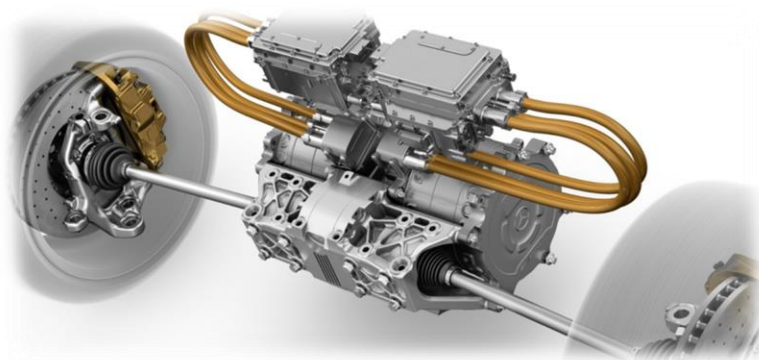
Príkladom vozidla s jedným elektromotorom na každej náprave je Jaguar I-Pace (schéma a na obrázku 4).



[6]

*Obrázok 5: Elektrický pohon vozidla Jaguar I-Pace*

Príkladom vozidla s dvoma elektromotormi na každej náprave je Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive (schéma b na obrázku 4).



[26]

*Obrázok 6: Elektrický pohon vozidla Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive*

## 2.1 ELEKTROMOTOR

Je to stroj, ktorý premieňa elektrickú energiu z batérií na poháňanie kolies vozidla. Pri regeneratívnom brzdení môže pracovať aj ako generátor, t. j. spätne získavať energiu, ktorá by inak bola marená na teplo, a tým dobíjať batérie. Elektrický motor je v porovnaní so spaľovacím motorom podstatne jednoduchší.

Vďaka menším rozmerom je možné umiestniť ho aj priamo do nápravnice. Pre svoju momentovú charakteristiku nepotrebuje viacstupňovú prevodovku. Vzhľadom na to, že elektromotory pracujú vo vysokých otáčkach, vo väčšine prípadov sa používa redukčný prevod, ktorý bude opísaný v kapitole 6.2.

Podľa toho, na aký prúd elektromotory pracujú, delia sa na **jednosmerné** a **striedavé**.

Striedavé motory v porovnaní s jednosmernými motormi sú konštrukčne jednoduchšie, lacnejšie a rozmerovo menšie. Nevýhodou striedavých motorov je nutnosť meniť jednosmerný

prúd z batérií na striedavý. [24] Zariadenie konvertujúce jednosmerný prúd z bateriek na striedavý, ktorý vstupuje do motora, sa nazýva invertor. Striedavé motory sa ďalej delia na **synchronne** a **asynchronne**.

Synchronný motor má otáčky rotora synchronizované s otáčkami magnetického poľa. Rotor je tvorený buď elektromagnetom, alebo permanentným magnetom. Priechodom striedavého napätia statorom vzniká otáčavé magnetické pole a s týmto poľom sa otáča rotor. Otáčky motora sú teda riadené frekvenciou napätia. Synchronný striedavý motor s permanentnými magnetmi využíva napríklad VW e-Golf.

Asynchronný motor má rotor tvorený kliečkou z vodivo prepojených vodivých tyčí. Rotačný pohyb vzniká pomocou magnetickej indukcie. Tieto motory sú menšie a ľahšie než synchronne motory s permanentnými magnetmi. Tento typ motorov využívajú napríklad vozidlá značky Tesla. [4]

## 2.2 REGENERATÍVNE BRZDENIE

Regeneratívne brzdenie rekuperuje energiu, ktorá by inak v dôsledku brzdenia bola zmarená. Využíva pohyb kolies na roztočenie motora. Toto generuje elektrinu a vozidlu pomáha spomaliť. [19] Umožňuje teda premenu marenej energie na takú formu, ktorú možno uschovať a neskôr znova využiť. Najčastejšie býva premieňaná na elektrickú a uschovávaná v batériách. Klasické brzdy premieňajú kinetickú energiu na tepelnú bez možnosti jej ďalšieho využitia. Takéto fungovanie je však neekonomické a neekologické, preto výrobcovia prichádzajú so systémami na rekuperáciu brzdnjej energie. Najčastejšie sa pohybová energia uschováva vo forme elektrickej energie prostredníctvom batérií a kondenzátorov (napríklad eHDI, GreenLine) alebo ako kinetická energia prostredníctvom zotrvačiek, napríklad v systémoch KERS. [35]

## 2.3 ELEKTRONICKÝ DIFERENCIÁL

Keď auto prechádza zákrutou, vonkajšie kolesá opisujú väčší oblúk ako vnútorné. To znamená, že sa musia točiť rôznou rýchlosťou. Vo vozidlách so spaľovacím motorom toto zabezpečuje mechanický diferenciál. [18] Diferenciál umožňuje každému hnaciu kolesu otáčať sa rozdielnou rýchlosťou a rozdeľovať hnacie momenty na hnacie kolesá v rovnakom pomere. Pri mechanickom diferenciáli je veľkosť prenášaného momentu určená kolesom s horšou priľnavosťou. [14]

V prípade koncepcie pohonu s dvoma elektromotormi na náprave použitie mechanického diferenciálu odpadá a jeho funkciu zastáva riadiaca jednotka, ktorá ovláda každý motor zvlášť.

## 2.4 ELEKTRONICKÉ VEKTOROVANIE KRÚTIACEHO MOMENTU

Vektorovanie krútiaceho momentu znamená, že výkon je posielaný na kolesá, ktoré to najviac potrebujú. Každé koleso môže byť zrýchľované alebo spomaľované individuálne vďaka elektronike a elektrickým motorom. Ak sa jedno koleso napríklad šmýka na ľade, mechanický diferenciál sa správa, akoby vozidlo opisovalo zatáčku s veľmi malým polomerom. Elektronické vektorovanie krútiaceho momentu využíva výhodu selektívneho pohonu každého



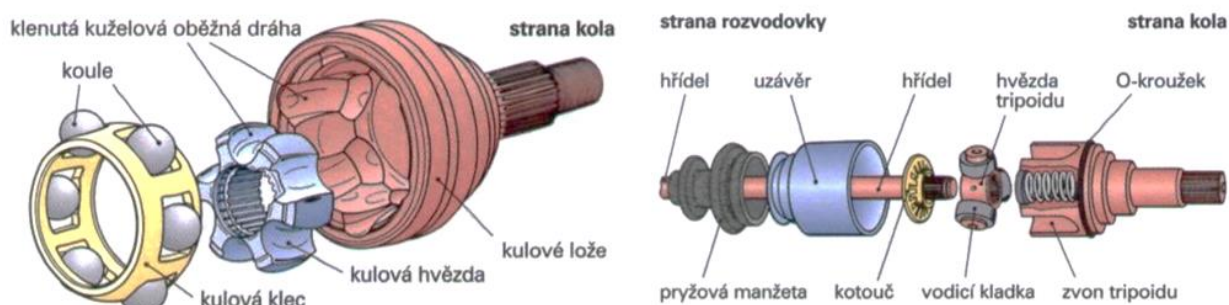
kolesa a nezávisle zrýchľuje alebo brzdí to koleso, ktoré to potrebuje. Výsledkom je lepšia stálosť v horších podmienkach, ako napríklad sneh, voda, štrk. Tento systém pomáha aj pri športovej jazde, keď väčší výkon posiela na kolesá vo vonkajšom oblúku zákruty, čím vozidlu umožňuje rýchlejší prejazd. Napríklad pri zákrute vľavo vyšší výkon pošle na pravé zadné koleso, čo vozidlu pomôže zatočiť vľavo. Súčasne ľavé predné koleso môže byť mierne brzdené regeneratívnym brzdením. [18]

## 2.5 POHON KOLIES

Na prenos krútiaceho momentu do kolesa sa používajú hnacie hriadele (poloosi). Pri poháňanej prednej náprave koleso okrem vertikálneho pohybu aj zatáča. Preto na oboch stranách poloosi bývajú homokinetické kĺby.

**Tripod** – býva na vnútornej strane pri rozvodovke, umožňuje uhol ohybu až  $22^\circ$  a osový posuv až 45 mm.

**Gul'kový kĺb** – umožňuje uhol ohybu až  $47^\circ$ , ale nepripúšťa osový posun. [14]



[14]

Obrázok 7: Homokinetické kĺby



### 3 ČÁSTI PREDNEJ NÁPRAVY

História náprav siaha do čias konských povozov, z ktorých boli odvodené nápravy prvých automobilov. Konštrukčne boli veľmi jednoduché, kolesá boli spojené hriadeľom, ktorý bol otočne uchytený k rámu. So stúpajúcimi nárokmi na vozidlá sa vyvíjali aj nápravy. Od jednoduchých tuhých náprav odpružených listovými perami sa postupne prešlo až k moderným nápravám. Dnešné nápravy predstavujú konštrukčne pomerne zložitý systém, ktorého úlohou je zabezpečiť čo najlepšie jazdné vlastnosti a komfort. Náprava spája kolesá s rámom podvozku alebo samotnou karosériou vozidla. Hmotnosť vozidla prenáša na kolesá a prenáša aj hnacie, brzdiace a zotrvačné sily. [21]

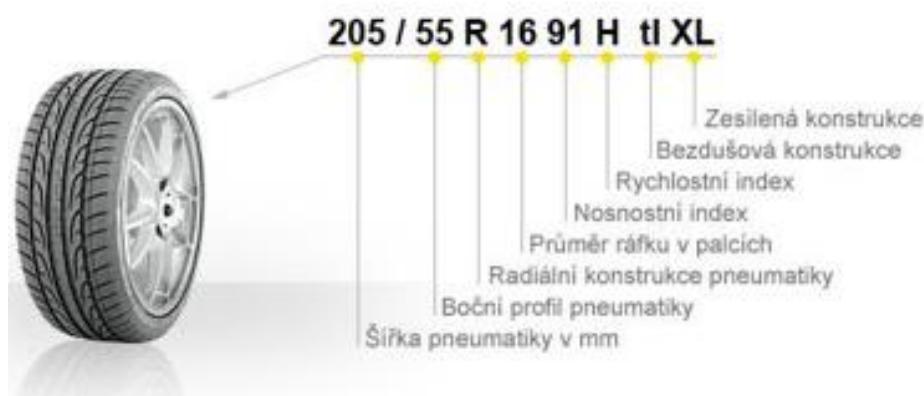
**Poháňaná náprava** – náprava, na ktorú sa prenáša krútiaci moment motora a ktorej kolesá poháňajú vozidlo.

**Nepoháňaná (vlečená) náprava** – náprava, na ktorú sa neprenáša krútiaci moment motora. Má teda len nosnú, prípadne riadiacu funkciu.

**Riadiaca náprava** – náprava, ktorá slúži na riadenie smeru jazdy vozidla. [21]

#### 3.1 KOLESÁ A PNEUMATIKY

Pneumatiky zabezpečujú jediný kontakt automobilu s vozovkou. Mali by teda splňať základné funkcie, ktoré zabezpečujú bezpečnosť, komfort a ekonomickosť jazdy. Stabilita trajektórie vozidla závisí od jazdnej stability pneumatiky. Tá musí odolať priečnym silám bez toho, aby vozidlo vybočilo zo svojej trajektórie. Pneumatiky musia byť schopné odolať záťaži nielen stojaceho vozidla, ale musia byť schopné odolať aj značnému posunu záťaže pri akcelerácii a brzdení za jazdy. Ich úlohou je okrem iného aj zmierňovať nerovnosti na povrchu vozovky, čo zaručuje komfort. Kľúčovou vlastnosťou je pružnosť, predovšetkým v zvislom smere. Vzduch v pneumatikách je ľahko stlačiteľný, preto sa môže jednoducho prispôbovať prekážkam a nerovnostiam terénu. Správny tlak v nich zaručuje vysokú úroveň komfortu pri zachovaní dobrých jazdných vlastností. Pneumatiky prenášajú ako výkon motora, tak aj brzdné a bočné sily. [10]



[20]

Obrázok 8: Príklad označenia pneumatiky

Označenie pneumatiky obsahuje tieto základné údaje:

- **Šírka pneumatiky** v milimetroch.
- **Profilové číslo** je percentuálny pomer výšky bočnice a šírky pneumatiky. Napríklad pri pneumatike 205/55 R16 by sa výška pneumatiky v mm vypočítala ako 55% z 205 mm.
- **Typ konštrukcie.**
- Vnútorň **priemer pneumatiky** v palcoch musí byť zhodný s priemerom disku.
- **Index nosnosti** udáva maximálne možné zaťaženie pneumatiky v kg.
- **Index rýchlosti** udáva maximálnu konštrukčnú rýchlosť pneumatiky.

Na pneumatike býva ďalej vyznačený výrobca, model pneumatiky, dátum výroby, zimná zmes atď. [30]

Príklad označenia ráfiku môže byť napríklad 8Jx18 ET70 5/100/57,1

**8** – šírka disku v palcoch

**J** - tvar okraja ráfika

**x** – hlboký prelis v ráfiku

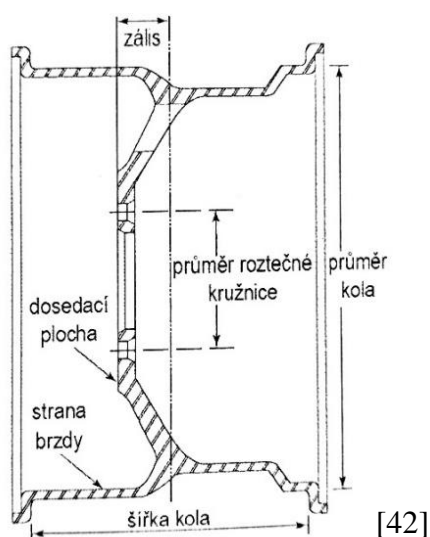
**18** – priemer disku v palcoch

**ET70** – zális 70 mm

**5** – počet skrutiek

**100** – priemer roztečnej kružnice skrutiek v mm

**57,1** – priemer stredového otvoru



Obrázok 9: Hlavné rozmery kola

## 3.2 BRZDY

Brzdová sústava je zariadenie, ktoré slúži na znižovanie rýchlosti automobilu, na jeho úplné zastavenie alebo na zabránenie nežiaduceho pohybu stojaceho automobilu. Z hľadiska aktívnej bezpečnosti ide o najdôležitejšiu časť vozidla. Brzdové sústavy pracujú na princípe zväčšovania odporu trenia. Pri brzdení vozidla sa obvykle premieňa pohybová energia na teplo. V prípade elektrického alebo hybridného vozidla je možné časť tejto energie rekuperovať a využiť na nabíjanie batérií. Každé vozidlo musí mať najmenej dve od seba nezávislé brzdové sústavy. Sústava prevádzkovej brzdy musí pôsobiť na všetky kolesá automobilu. Parkovacia a núdzová musí pôsobiť aspoň na jedno koleso na každej strane. [42]

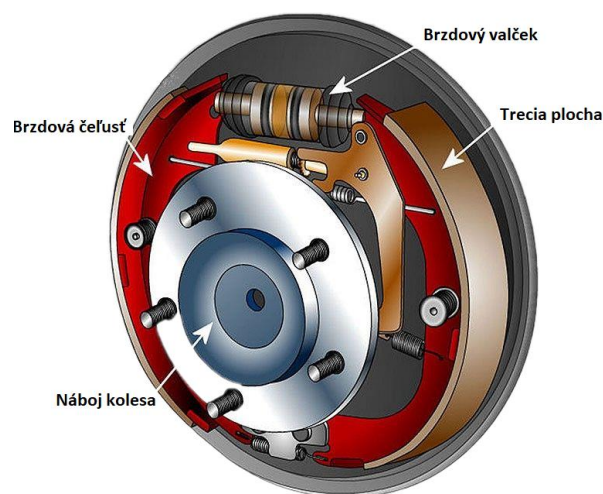
### 3.2.1 BUBNOVÁ BRZDA

Bubnovú brzdu uviedol ako prvý v už v roku 1901 Maybach. O pol roka neskôr Renault predstavil jej zdokonalenú verziu, ktorá je predkom dodnes používaného riešenia. [9]

Bubon je otáčajúca sa časť brzdy a jeho vnútorný valcový povrch tvorí treciu plochu. Pri požiadavke na zníženie rýchlosti alebo zastavenie sú na vnútornú plochu bubna prtláčané brzdové čeľuste. Tie sú umiestnené vo vnútornom priestore bubna. Radiálne prtláčanie čeľustí na treciu plochu zabezpečuje ovládacie zariadenie, ktoré pôsobí na trecie čeľuste. O návrat

čelustí do pôvodnej polohy sa stará spätná pružina. Bubnová brzda sa vyrába v rôznych konštrukčných vyhotoveniach. [42]

Najväčším problémom tohto typu bŕzd je teplota. V porovnaní s kotúčovými brzdami majú výrazne väčšiu treciu plochu. Obloženie bubnovej brzdy je vnútri bubna, čo výrazne komplikuje odvod tepla. Je to na rozdiel od kotúčovej brzdy, ktorá je priamo vystavená prúdiacemu vzduchu. V dôsledku vysokej teploty nastáva zníženie brzdného účinku. Príčinou je zníženie súčiniteľa trenia medzi obložením a bubnom vplyvom vysokej teploty. Výhodou bubnových bŕzd je ich odolnosť. Vzhľadom na ich vnútorný prevod je v porovnaní s kotúčovými brzdami od vodiča vyžadovaná menšia sila na brzdový pedál. Dnes však všetky autá používajú posilňovače bŕzd. V prípade niektorých súčasných vozidiel sa bubnové brzdy stále používajú na zadných nápravách. [9]



Obrázok 10: Bubnová brzda

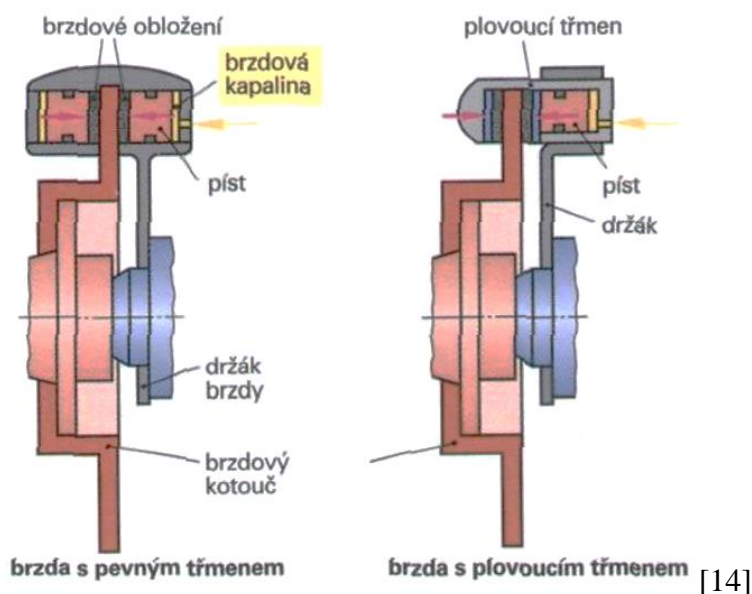
### 3.2.2 KOTÚČOVÁ BRZDA

Otáčajúsa sa časť je brzdový kotúč, ktorého boky tvoria trecie plochy. Pri brzdení sú pomocou ovládacieho zariadenia na tieto plochy pritláčané plochy dosky s trecím obložením. V brzdovom strmeni, ktorý obopína iba malú časť kotúča, sú brzdové piestiky, ktoré pri brzdení pritláčajú na kotúč brzdové obloženie. Rozlišujeme dva základné typy konštrukcie kotúčových bŕzd podľa typu strmeňa:

**Pevný strmeň** – pevný nosič brzdových valčekov obklopuje v tvare kliešťov brzdový kotúč. Valčeky bývajú oproti sebe (2 alebo 4) alebo 3 (jeden väčší na jednej strane a dva menšie na druhej strane). Pri brzdení piesty brzdových valčekov tlačia na brzdové obloženie. To sa na oboch stranách pritlačí k brzdovému kotúču.

**Plávajúci strmeň** – skladá sa z dvoch hlavných konštrukčných častí, držiaka a plávajúceho strmeňa. Hydraulický valec je iba na vnútornej strane kotúča a teleso strmeňa je pohyblivé v jeho osi. Sila trecej dosky na druhej strane kotúča je reakciou na hydraulickú silu valca, a preto má rovnakú veľkosť. Výhodou je nízka hmotnosť a malá konštrukčná veľkosť umožňujúca veľké zálsy kolies. Preto v súčasnosti je najpoužívanejším vyhotovením bŕzd.

Výhodou oproti bubnovým brzdám je dobré chladenie. V dôsledku vysokých prítlačných síl nastáva väčšie opotrebovanie obloženia. Údržba a výmena obloženia je jednoduchá. Kotúčové brzdy sa používajú na predných aj zadných nápravách automobilov. [42], [14]



Obrázok 11: Kotúčová brzda s pevným a plávajúcim strmeňom [14]

### 3.3 ODPRUŽENIE

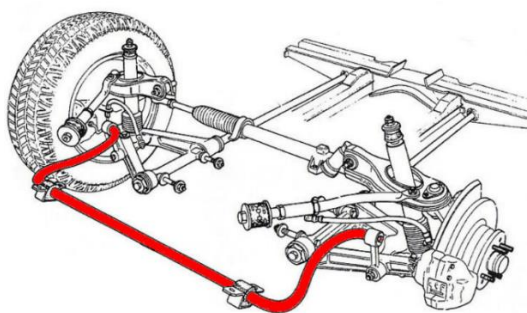
Automobily sú vybavené pružinami, ktoré sú umiestnené medzi nápravami a karosériou, respektíve rámom. Pružina je konštrukčný prvok, ktorý sa vplyvom zaťaženia deformuje a po odľahčení sa vracia do pôvodného stavu. Pružiny oddeľujú odpruženú hmotu od neodpruženej hmoty vozidla. Odpruženou hmotou rozumieme všetky časti umiestnené nad pružinou (karoséria) a za neodpruženú hmotu časti pod pružinou (nápravy, kolesá). Úlohou odpruženia je zabezpečiť trvalý kontakt kolies s vozovkou, pohltiť rázy vzniknuté pri prejazde nerovnosťou a zabrániť ich prenášaniam na karosériu. Požiadavky na odpruženie sú teda zaistiť bezpečnosť jazdy, stabilitu vozidla a komfort behom jazdy. [29] V súčasnosti sa na odpruženie osobných automobilov používajú najmä vinuté pružiny. V minulosti sa používalo aj odpruženie listovými pružinami. Tie dnes majú využitie na úžitkových a nákladných automobiloch. Listová pružina je tvorená kovovými listami, z ktorých hlavný list je uspôsobený pre kĺbové uchytenie na konci – zakončený okom. Uloženie listovej pružiny môže byť pozdĺžne – v smere osi vozidla (napríklad Ford Tranzit), šikmé (napríklad Tatra 111), alebo priečne – kolmo na pozdĺžnu os vozidla (napríklad Trabant). [35] Výhodou zväzku listov je samotlmiaci účinok. Kmitanie je tlmené trením medzi listami. Nevýhodou je konštrukčná zložitosť, veľké rozmery a veľká hmotnosť. [29] V kombinácii s použitím moderných materiálov sa použitie odpruženia priečnou listovou pružinou v súčasnosti môže vracat’.

### 3.4 TLMIENIE

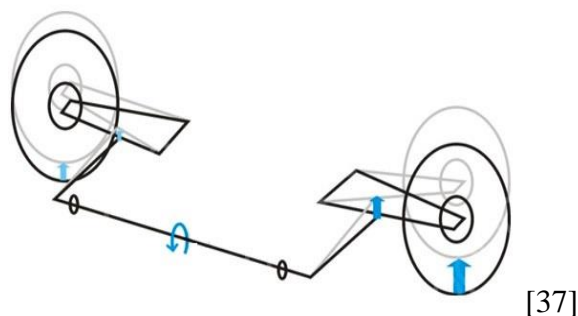
Tlmič sa umiestňuje medzi zavesenie kolies a karosériu. Dnes sa používajú takmer výhradne hydraulické tlmiče. Princípom je pohyb piesta vo valci, pričom sa malými otvormi pretláča olej a pohybová energia sa marí na teplo. [14] Tlmiče majú vo vozidle splňať dve základné úlohy, a to zaistenie vysokej bezpečnosti jazdy a zvýšenie jazdného pohodlia. Vozidlový tlmič teda musí tlmiť nárazy vznikajúce nerovnosťami vozovky a neprenášať ich na karosériu, čím sa zvyšuje pohodlie cestujúcich. Kmitanie neodpružených hmôt musí udržať v čo najmenšej možnej miere a podľa možnosti dosiahnuť neprerušený styk pneumatík s vozovkou, ktorý je potrebný na zaistenie vysokej jazdnej bezpečnosti. [42]

### 3.5 STABILIZÁTOR

Stabilizátor slúži na stabilizáciu vozidla v priečnom smere. Pri zatáčaní vozidla znižuje klopenie vozidla smerom k vonkajšej strane zákruty. Sú to torzné kruhové tyče alebo rúrky s priemerom od 10 mm pre ľahké osobné automobily až 60 mm pre ťažké nákladné automobily. [42] Stabilizátor spája protiľahlé kolesá tyčou, obvykle v tvare písmena U, ktorá je uložená priečnou časťou v lôžkach. Tie sú pripevnené k náprave a ramená prenášajú pohyb kolies na strednú časť, ktorá sa pri rozdielnom zdvihu kolies natáča. Tuhosť stabilizátora závisí od použitého materiálu a dĺžky jeho ramien. Stabilizátor slúži na to, aby sa každá strana automobilu znížila alebo, naopak, stúpila na podobnú výšku ako druhá strana, vďaka čomu sa zníži nakláňanie vozidla. Pri prejazde zákrutou sa stabilizátor snaží čo najviac znížiť rozdiel stlačenia pružín medzi ľavou a pravou stranou. Prenáša tak zaťaženie z jedného kolesa, ktoré je viac zaťažené, na koleso, ktoré je menej zaťažené, čím dochádza k zvýšeniu tuhosti zavesenia aj zmenšeniu pruženia a náklonu karosérie. Pri prejazde zákrutou nastáva vplyvom stabilizátora zníženie prílnavosti. Stabilizátor ovplyvňuje pretáčavosť a nedotáčavosť vozidla. Pri použití na prednej náprave sa to prejavuje zvýšenou nedotáčavosťou, na zadnej zase pretáčavosťou. Nadmernú pretáčavosť vozidla je teda možné ovplyvniť namontovaním stabilizátora s väčšou tuhosťou dopredu. Naopak, nadmernú nedotáčavosť možno ovplyvniť namontovaním stabilizátora s väčšou tuhosťou dozadu. [40]



Obrázok 12: Stabilizátor



Obrázok 13: Fungovanie stabilizátora



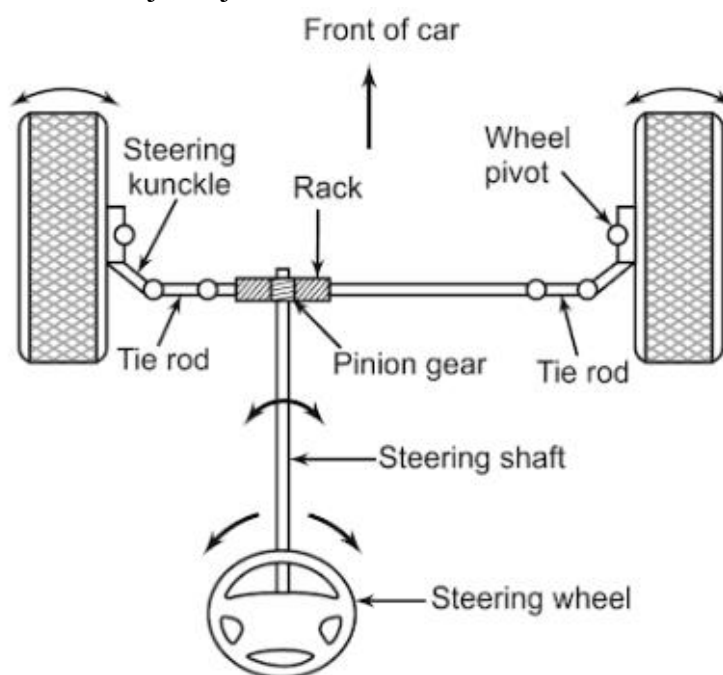
### 3.6 RIADENIE

Riadenie umožňuje meniť smer jazdy podľa požadovanej potreby. Riadiaci mechanizmus sa skladá z nasledujúcich základných častí.

**Prevodovka riadenia** – jej úlohou je násobiť a premieňať otáčavý pohyb volantu na vychýľovací mechanizmus.

**Vychýľovací mechanizmus** – jeho úlohou je prenášať pohyby riadenia, ktoré vytvára prevodovka riadenia, na kolesá. Skladá sa zo spojovacích tyčí, čapov spojovacích tyčí a páky.

Na obrázku 14 je znázornené hrebeňové riadenie, ktoré má prevod s pastorkom (pinion gear) a ozubenou tyčou (rack). Pastorok je umiestnený na tyči riadenia (steering shaft) a svojím ozubením je spojený s ozubenou tyčou, ktoré k sebe pritláča pružina. Pri otáčaní volantom (steering wheel) ozubenie pastorka posúva ozubenú tyč a tá následne otočí kolesá pomocou spojovacích tyčí (tie rod), ktoré sú pripojené na riadiacu páku na tehlici (steering knuckle). Vďaka svojej jednoduchej konštrukcii, presnosti a dlhej životnosti sa tento typ riadenia používa v osobných automobiloch najčastejšie. [19]



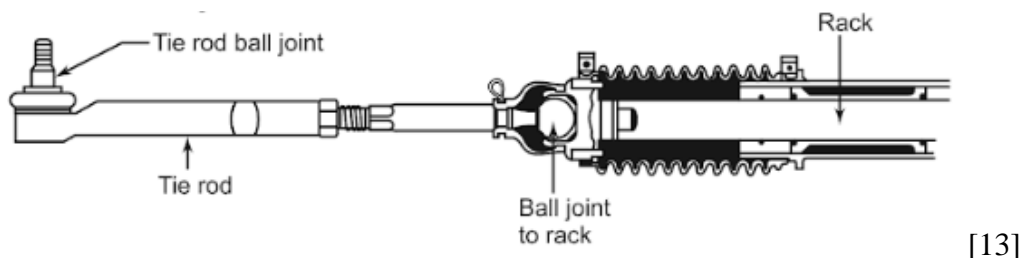
[13]

Obrázok 14: Hrebeňové riadenie

Najmä v minulosti sa používal priamy spôsob ovládania, t. j. pôsobila iba sila šoféra. V súčasnosti sila šoféra býva najčastejšie dopĺňovaná silou elektrického posilovača riadenia. [19]

### 3.6.1 SPOJOVACIA TYČ RIADENIA

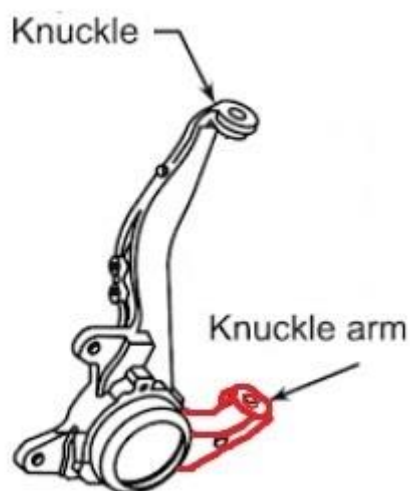
Spojovacia tyč (tie rod) je z jednej strany uchytená cez guľový kĺb k tehlici (tie rod ball joint) a z druhej strany k hrebeňu riadenia (ball joint to rack). Dĺžka spojovacej tyče má vplyv na zbiehavosť. Niekedy býva možnosť nastaviť jej dĺžku a tým upravovať geometriu. [13]



Obrázok 15: Spojovacia tyč riadenia

### 3.6.2 PÁKA RIADENIA

Spojovacia tyč je spojená s kolesom cez riadiacu páku (knuckle arm) na tehlici. Dĺžka riadiacej páky je vzdialenosť od rejdového čapu (wheel pivot) a miesta spojenia so spojovacou tyčou. Pohyb hrebeňa riadenia je cez spojovaciu tyč a riadiacu páku prenášaný na koleso a spôsobuje jeho vytočenie do strán. [13]



Obrázok 16: Páka riadenia

## 4 ZAVESENIE KOLIES

Pod pojmom zavesenie kolies rozumieme spôsob pripojenia kolies ku karosérii. Často používaný pojem náprava v tomto prípade nie je presný, lebo náprava je tvorená niekoľkými funkčnými celkami: zavesením kolies, uložením kolies, odpružením, brzdami, riadiacím a hnacím ústrojenstvom (v prípade prednej hnacej nápravy).

Jednou z hlavných funkcií zavesenia kolies je umožnenie zvislého relatívneho pohybu kolies vzhľadom na karosériu potrebného z hľadiska prepruženia vozidla a znemožnenie, respektíve obmedzenie ďalších nežiaducich pohybov kolies, ktoré pri tom vznikajú. Touto problematikou sa zaoberá kinematické riešenie zavesenia.

Ďalšou dôležitou funkciou je prenášanie síl a momentov medzi kolesami a karosériou, t. j. zvislé sily (zaťaženie vozidla), pozdĺžne sily (hnacie a brzdné), bočné sily (v zákrute) a momenty pozdĺžnych síl (hnací a brzdný). [41]

Keďže sa táto diplomová práca zaoberá prednou hnacou nápravou, budeme sa venovať len typom zavesenia, ktoré je možné použiť na takúto nápravu.

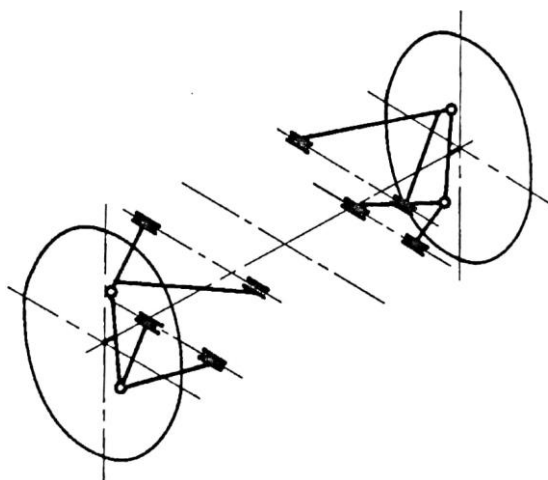
### 4.1 NEZÁVISLÉ ZAVESENIE KOLIES

Pri nezávislom zavesení nie sú pohyby pravého a ľavého kolesa priamo zviazané. Môžu byť definovaným spôsobom spojené cez stabilizátor.

V súčasnosti sa pri predných nápravách vychádza z nasledovných druhov nezávislého zavesenia kolies.

#### 4.1.1 LICHOBĚŽNÍKOVÉ ZAVESENIE

Lichobežníková náprava je jedným z používaných typov predného nezávislého zavesenia. Každé z ramien je uchytené ku karosérii v dvoch bodoch. [34] Názov pre tento druh nezávislého zavesenia vznikol tým, že koncové body ramien tvoria v priemete do priečnej zvislej roviny lichobežník. [41]

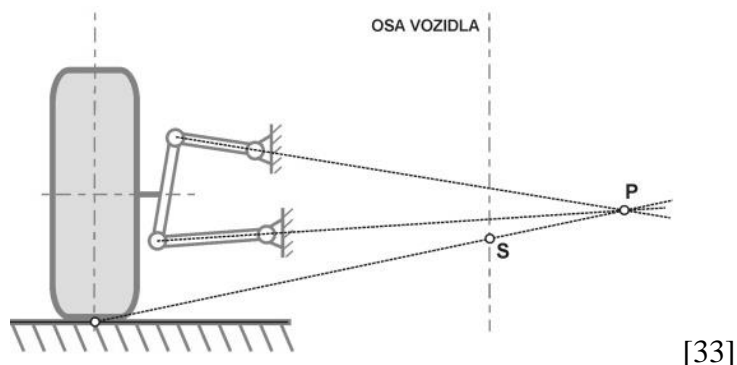


[42]

Obrázok 17: Schéma lichobežníkového zavesenia



Spodné rameno je viac zaťažované ako horné, lebo je bližšie k pôsobisku síl (stope). [41] Pri prepružení dochádza k zmene odklonu, zbíhavosti a rozchodu kolies. [21] Ak okamžitý stred klopenia kola P leží ďaleko od kola, nastanú len malé zmeny rozchodu a odklonu. Zmena odklonu je daná okamžitým natočením kola okolo pólu P. Poloha stredu klopenia karosérie S vyplýva zo vzájomného sklonu priečných ramien. [42]



Obrázok 18: Stred klopenia karosérie na lichobežníkovej náprave

Výhodou lichobežníkovej nápravy je to, že polohou ramien možno určiť výšku stredu klopenia aj stredu klonenia. Zhrnutie výhod a nevýhod lichobežníkovej nápravy je v tabuľke 3.

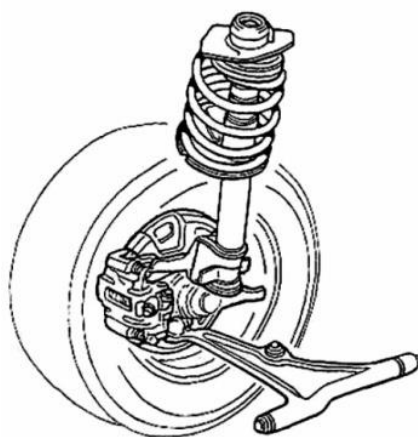
Výhody	Nevýhody
+ lepšie jazdné vlastnosti + menší vertikálny zástavbový priestor + lepšia možnosť nastavenia kinematiky	- väčší priečny zástavbový priestor - vyššia cena

Tabuľka 3: Výhody a nevýhody lichobežníkovej nápravy

#### 4.1.2 ZAVESENIE MACPHERSON

Náprava MacPherson je odvodená od lichobežníkovej nápravy, pričom horné rameno je nahradené posuvným vedením. [41] Spodné rameno je uchytené k nápravnici rotačnou väzbou. Tlmič je ku karosérii pripevnený sférickou väzbou. Je pomenovaná podľa amerického inžiniera menom Earl Steele MacPherson, ktorý v General Motors v štyridsiatych rokoch minulého storočia vyvinul najpoužívanejší typ prednej nápravy. [34] Výhody tejto konštrukcie predstavuje nízka neodpružená hmotnosť a robustná konštrukcia spodného ramena, ktoré je väčšinou trojuholníkového tvaru a v kompaktnej stavbe. Oproti lichobežníkovej náprave má výhodu v získaní väčšieho priestoru. Vedenie vo vzpere je konštruované ako hydraulický tlmič. Takéto riešenie vyžaduje oveľa tuhšiu a pevnejšiu konštrukciu tlmiča. Piestnica je z dôvodu väčšieho priečného zaťaženia oveľa silnejšia ako u iných typov náprav. [34] Nakoľko je horné rameno nahradené posuvnou sperou je v prípade tohto typu zavesenia menšia možnosť nastavovania kinematiky, resp. elastokinematiky nápravy. Rejdová os je totožná s osou tlmiča, a totožná, alebo blízka osi pružiny. V porovnaní s lichobežníkovým zavesením máme

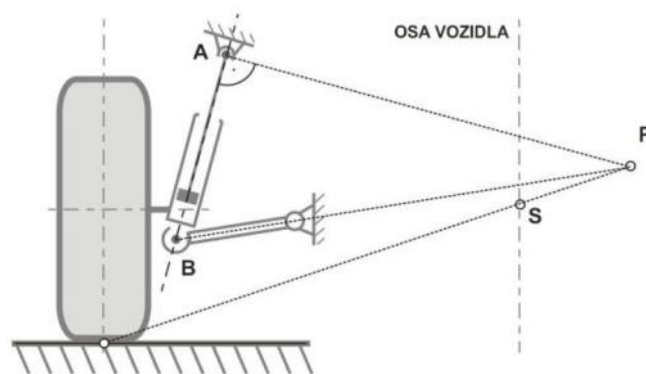
k dispozícii menej bodov určujúcich kinematiku a teda rovnaký bod (horného uchytenia) určuje viacero veličín. Pri ich nastavovaní v prípade zavesenia MacPherson je teda menej možností a musí sa častejšie pristupovať k väčším kompromisom v porovnaní s lichobežníkovým zavesením.



[34]

Obrázok 19: Zavesenie typu MacPherson

Na obrázku 20 sú znázornené okamžité póly klopenia kola P a klopenia karosérie S. Oba ležia nad rovinou vozovky. Koleso mení odklon ako pri prepružení nápravy a pevnej karosérii, tak aj pri naklápaní karosérie. [41]



[34]

Obrázok 20: Stred klopenia karosérie na náprave MacPherson

Výhody a nevýhody nápravy typu MacPherson sú v tabuľke 4.

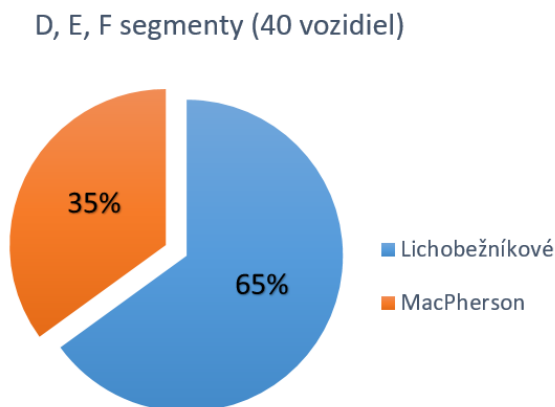
Výhody	Nevýhody
<p>+ nižšia cena</p> <p>+ nízka neodpružená hmotnosť</p> <p>+ menší priečny zástavbový priestor</p>	<p>- väčší vertikálny zástavbový priestor</p> <p>- horšie jazdné vlastnosti</p>

Tabuľka 4: Výhody a nevýhody nápravy MacPherson

### 4.1.3 NÁPRAVY SEDANOV PODOBNEJ VEĽKOSTI

V prílohe Prehľad predných náprav sedanov podobnej veľkosti som spravil prehľad používaných typov zavesenia predných kolies vozidiel daného typu podobnej veľkosti, pre akú je navrhovaná aj náprava v tejto diplomovej práci. Informácie použité na vytvorenie prílohy vychádzajú prevažne z [1] a [7].

Ako vzorka bolo použitých 40 sedanov, z ktorých bolo 15 z D-segmentu, 19 z E-segmentu a 6 z F-segmentu.



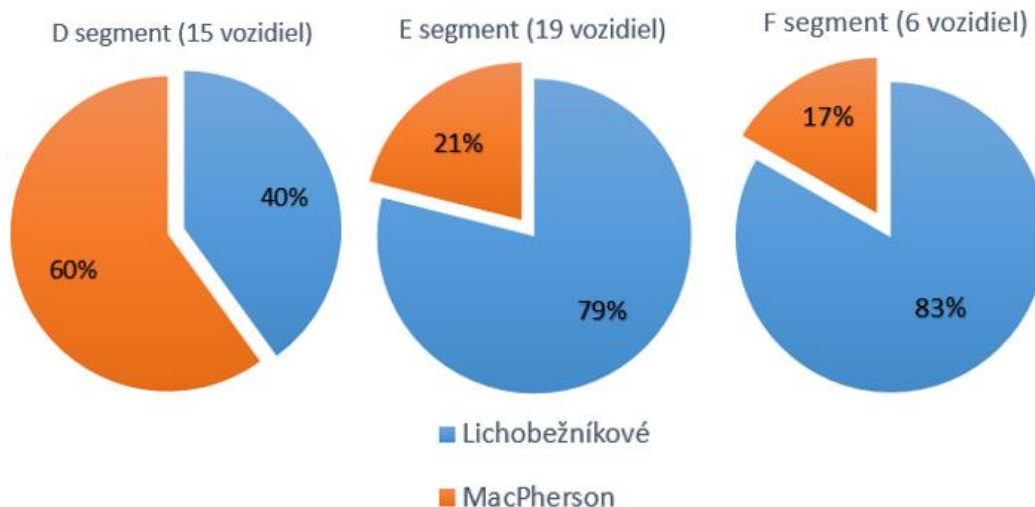
Obrázok 21: Použitý typ zavesenia predných kolies sedanov podobnej veľkosti

Z celej vzorky využívalo lichobežníkové zavesenie 26 vozidiel (65 %), MacPherson bol použitý v 14 prípadoch (35 %).

D-segment: lichobežníkové zavesenie použité 6-krát (40 %), MacPherson 9-krát (60 %)

E-segment: lichobežníkové zavesenie použité 15-krát (79 %), MacPherson 4-krát (21 %)

F-segment: lichobežníkové zavesenie použité 5-krát (83 %), MacPherson 1-krát (17 %)



Obrázok 22: Použitý typ zavesenia predných kolies sedanov podľa segmentov

Z tejto menšej štatistiky je zrejmé, že lichobežníkové zavesenie sa častejšie využíva v prípade väčších a drahších vozidiel, kde je väčší dôraz na lepšie jazdné vlastnosti ako na cenu.

Na obrázkoch použitých náprav v prílohe si môžeme všimnúť, že v niektorých prípadoch sa v praxi používa rozdelenie uchytenia spodného, horného, respektíve oboch ramien na 2 čapy namiesto jedného. Týmto riešením vzniká virtuálna rejdová os, ktorú dostaneme spojnicou stredov čapov. Umožňuje dosiahnutie menšieho polomeru rejdu a možnosti použitia väčších kolies.

## 4.2 VÝBER VHODNÉHO TYPU ZAVESENIA KOLIES

Vzhlľadom na veľkosť, typ zadaného vozidla a typ použitého pohonu – dva elektromotory na nápravu – usudzujeme, že ide o väčšie a drahšie vozidlo, pri ktorom sa väčší dôraz kladie na lepšie jazdné vlastnosti ako na cenu. V kapitole 4.1.3 sme sa presvedčili, že v tejto kategórii, hlavne v prípade drahších modelov, prevláda použitie nápravy s lichobežníkovým zavesením kolies. Vzhlľadom na aspekty opísané v predošlých kapitolách pre tento koncepčný návrh volíme lichobežníkové zavesenie.

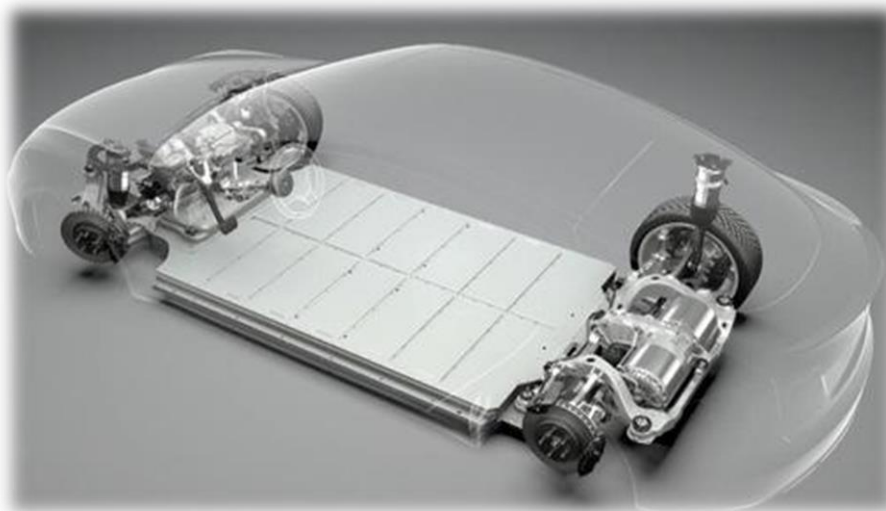
## 5 SÚČASNÉ ELEKTROMOBILY A UCHYTENIE MOTOROV

V praxi je bežným postupom si najprv spraviť prehľad riešení používaných konkurenciou. Preto sa v tejto kapitole pozrieme na niekoľko súčasných elektromobilov. Okrem iného si budeme všimnúť, aký typ prednej nápravy používajú. Sústredíme sa najmä na spôsob, akým majú uchytenú hnaciu jednotku. V kapitole 5.1.1 sa pozrieme na detailné konštrukčné zloženie prednej lichobežníkovej nápravy.

### 5.1 TESLA MODEL S 2013

Ide o limuzínu F-segmentu s rázvorom 2959 mm. Toto vozidlo sa vyrába výlučne s elektrickým pohonom, ako je to pri všetkých modeloch automobilky Tesla. Model S využíva prednú nápravu s lichobežníkovým zavesením kolies. Spodné rameno je rozdelené na dva čapy. Ako poháňanú využíva zadnú viacprvkovú nápravu. [7]

Na úschovu energie slúžia batérie s cylindrickými článkami. Batériový box je umiestnený pod celou podlahou vozidla a jeho celková hmotnosť je viac ako 500 kg. Spodná časť je chránená robustným 99 kg vážiacim hliníkovým spodným uzáverom. [1] Tento prvok slúži na ochranu batérií od rôznych predmetov odskakujúcich od vozovky. V dôsledku poškodenia batérií by totiž mohlo dôjsť k uvoľneniu lítia, čo by mohlo zapríčiniť exotermickú reakciu a následný požiar. Ďalším z protipožiarnych opatrení je rozdelenie batérií na 16 izolovaných sekcií. Každá sekcia pôsobí ako požiarna zábrana proti šíreniu prípadného požiaru. [3]

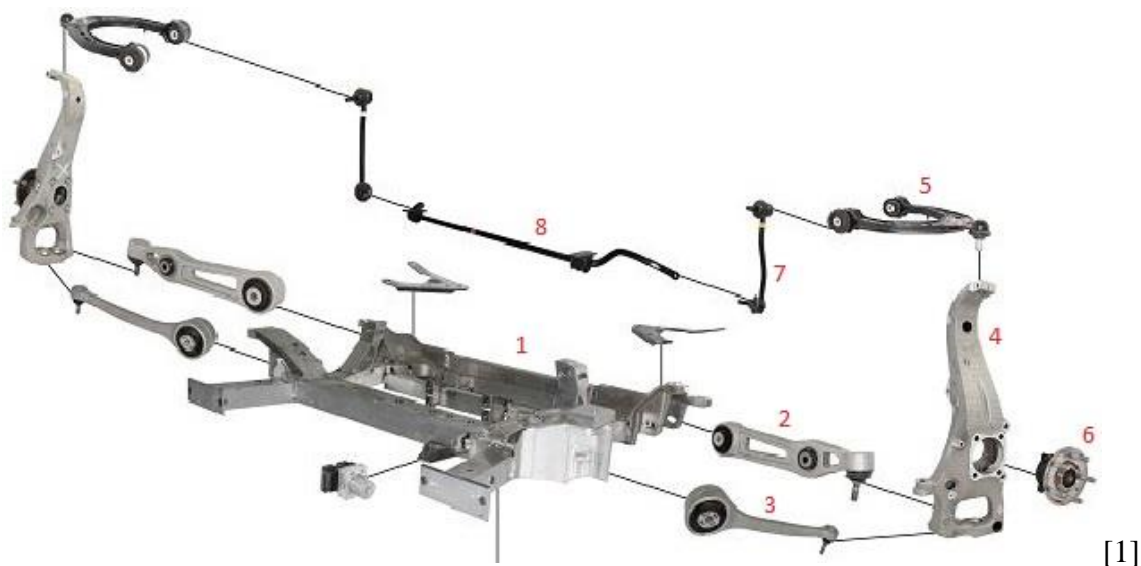


[27]

Obrázok 23: Batérie vozidla Tesla Model S

### 5.1.1 PREDNÁ NÁPRAVA VOZIDLA TESLA MODEL S

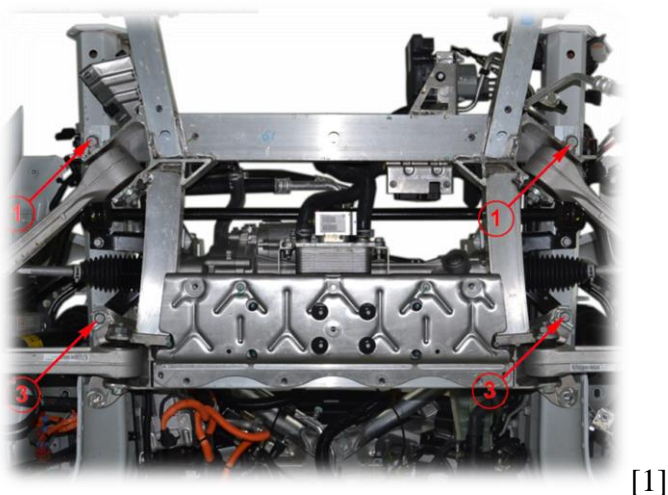
V tomto prípade ide o nepoháňanú riadenú nápravu s lichobežníkovým zavesením kolies. Na tomto príklade budú ukázané konštrukčné detaily nápravy podobného typu, aká je riešená v tejto diplomovej práci. Poháňaná náprava tohto vozidla je však zadná. Spôsob, akým je uložený elektromotor, bude ukázaný v kapitole 5.1.2 Zadná náprava



Obrázok 24: Predná náprava vozidla Tesla Model S

Na obrázku 24 vidíme rozklad nápravy a jednotlivé súčasti sú očíslované.

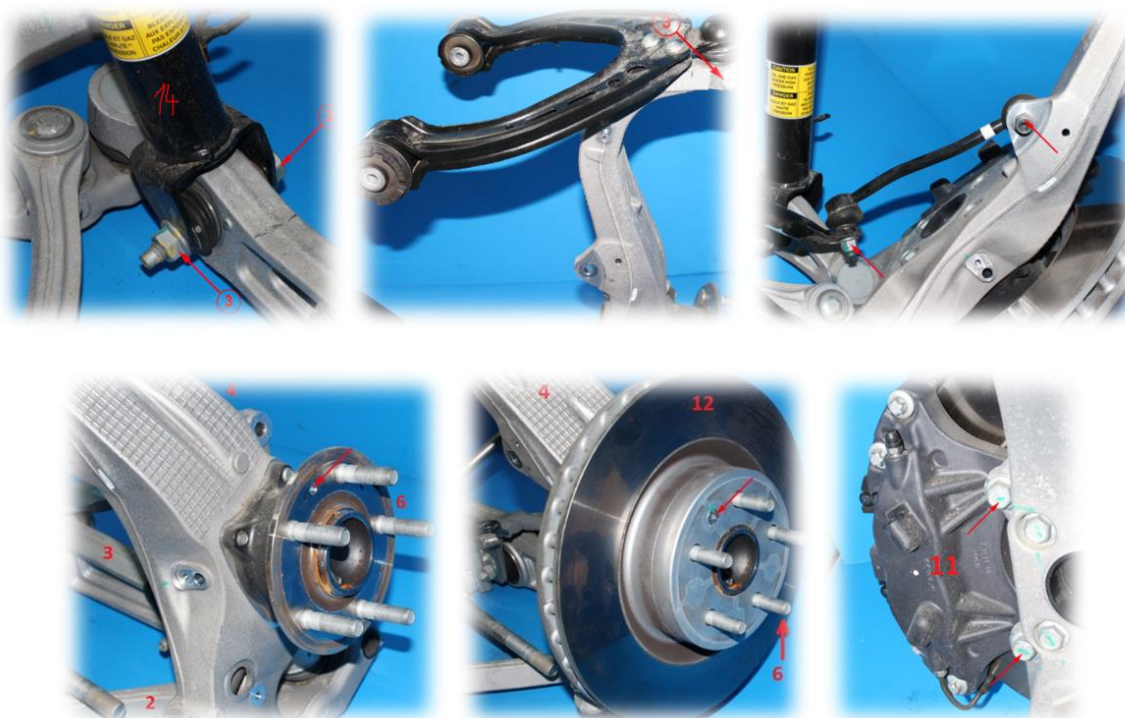
Nápravnica (1) je tvorená zvarnými obdĺžnikovými profilmi a je priskrutkovaná k hlavným pozdĺžnikom karosérie.



Obrázok 25: Predná nápravica vozidla Tesla Model S

Na spodné rameno (2) sa cez guľový čap priskrutkuje tlmič s vinutou pružinou. K tehlici (4) je ďalej pripojené druhé spodné rameno (3), horné rameno (5), záves stabilizátora (7), ktorý spojuje tyč stabilizátora (8) s tehlicou.





[1]

Obrázok 26: Detaily konštrukcie prednej nápravy vozidla Tesly Model S

K tehlici je z vnútornej strany štyrmi 12 mm skrutkami pripevnený náboj s ložiskom (6), ktorý na jednej strane obsahuje závitové diery a z druhej strany vystupuje 5 skrutiek. Cez tieto skrutky sa upevní brzdový disk (12). Ten sa cez päť dier nasadí na náboj a súčasne sa uchyť k náboju 8 mm skrutkou so zápustnou hlavou. Nakoniec sa na tieto skrutky náboja nasadí disk kola a upevní sa maticami. Brzdový strmeň (11) obsahujúci závitové diery je uchytený zo zadnej strany tehlice 12 mm skrutkami.

Riadenie (9) je umiestnené pred osou nápravy a k nápravnici je pripevnené na každej strane 14 mm skrutkou. Spojovacia tyč riadenia (10) spája guľovými čapmi hrebeň riadenia a páku riadenia, ktorá je na zadnej strane tehlice.



[1]

Obrázok 27: Riadenie a spojovacia tyč riadenia vozidla Tesla Model S

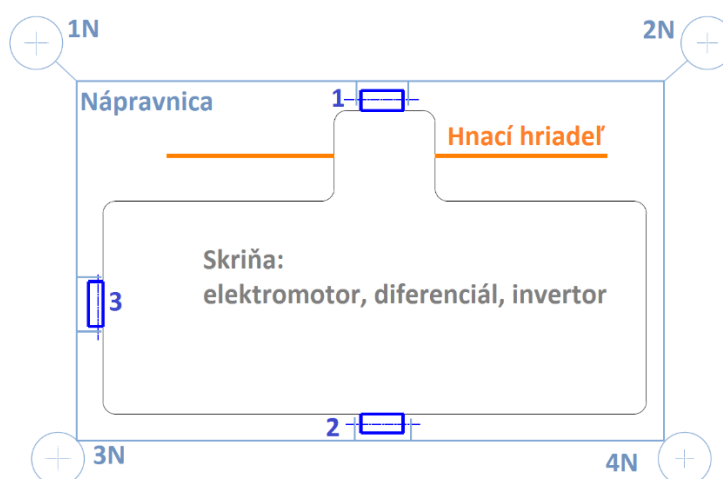
### 5.1.2 ZADNÁ NÁPRAVA VOZIDLA TESLA MODEL S 2013

Tesla Model S využíva viacprvkovú zadnú nápravu. Keďže sa však zaoberáme prednou nápravou, na účely tejto práce nás na nej bude zaujímať iba uloženie elektrického pohonu.



[1]

Obrázok 28: Zadná náprava vozidla Tesla Model S



Obrázok 29: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Tesla Model S

Na obrázku 29 je schéma uloženia elektrického pohonu vozidla Tesla Model S v zadnej nápravnici. Všetky 3 silentbloky sú vlišané do skrine hnacej jednotky a sú pripevnené k nápravnici.

**Pozdĺžne sily** od záberového a brzdného momentu sú zachytávané primárne silentblokami 1 a 2, ktoré sú orientované v ose motora.

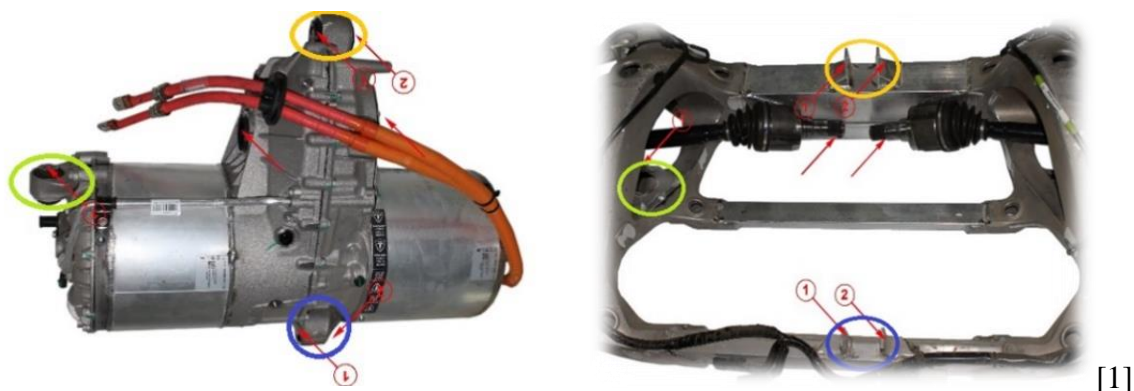
**Bočné sily**, vznikajúce napríklad pri prejazde zákrutou, sú zachytávané primárne silentblokom 3, ktorý je orientovaný kolmo k ose motora.

**Vertikálne sily** sú zachytávané silentblokami 1, 2 aj 3.

V tomto prípade je hnacia jednotka uložená v zadnej náprave, čiže na tlmení vibrácií šíriacich sa do karosérie sa podieľajú aj silentbloky nápravnice 1N, 2N, 3N, 4N.

O pohon sa stará jeden elektromotor, ktorý spolu s invertorom a diferenciálom majú spoločnú skriňu. Tento celok je upevnený priamo na nápravnici a sú na to použité 3 silentbloky.





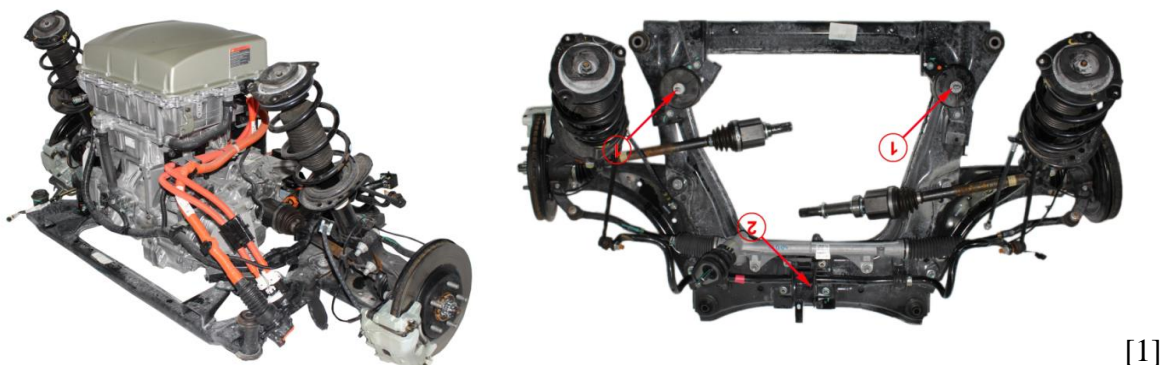
Obrázok 30: Uloženie elektromotora vozidla Tesla Model S na zadnej náprave

## 5.2 NISSAN LEAF 2017

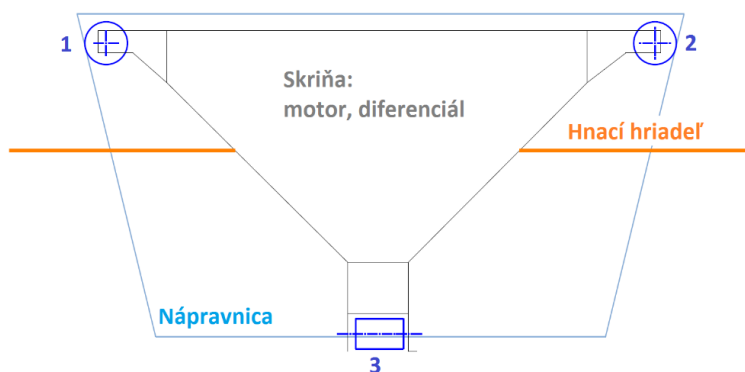
Nissan Leaf je rodinné vozidlo s rázvorom 2700 mm patriace do C-segmentu. Tento model sa vyrába výhradne ako elektromobil. Na pohon používa jeden elektromotor s maximálnym výkonom 80 kW a točivým momentom 253 Nm, ktorý poháňa prednú nápravu. [1], [7]

### 5.2.1 PREDNÁ NÁPRAVA VOZIDLA NISSAN LEAF

Ako je v prípade vozidiel tejto veľkosti bežné, používa zavesenie predných kolies typu MacPherson.



Obrázok 31 Predná náprava vozidla Nissan Leaf



Obrázok 32: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Nissan Leaf

Na obrázku 32 je schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Nissanu Leaf. Silentbloky 1, 2 a 3 sú pripevnené k nápravnici. K skriňu hnacej jednotky sú pripevnené odliate podpory, ktoré slúžia na uchytenie k silentblokom v nápravnici.

**Pozdĺžne sily** sú sily od akcelerácie, decelerácie a reakčného momentu motora sú zachytávané primárne silentblokom 3, ktorý je orientovaný v ose motora. Na zachytávaní týchto síl sa podieľajú aj „hríbové“ silentbloky (ang. Mushroom bushing), ktoré zachytávajú sily vo všetkých 3 osiach.

**Bočné sily** sú zachytávané silentblokami 1 a 2 a čiastočne silentblokom 3 pomocou jeho dosadacej dosky (angl. snubber plate).

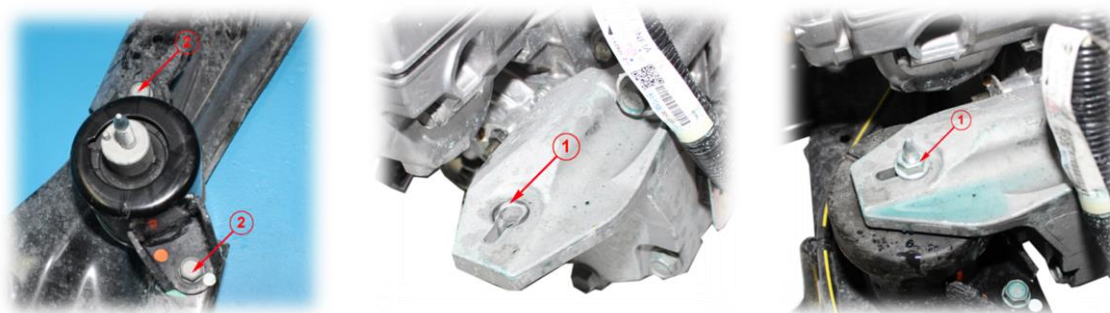
**Vertikálne sily** sú zachytávané silentblokami 1, 2 a 3.

Motor s prevodovkou je uložený priamo v nápravnici. Zvrchu je na motore umiestnená výkonová elektronika. Na skriňu elektrickej hnacej jednotky sú priskrutkované tri odliate podpory, ktoré slúžia na uchytenie pohonu do nápravnice. Na nápravnici sú vpredu napravo aj naľavo upravené silentbloky, ku ktorým sa pripevňuje hnacia jednotka.



[1]

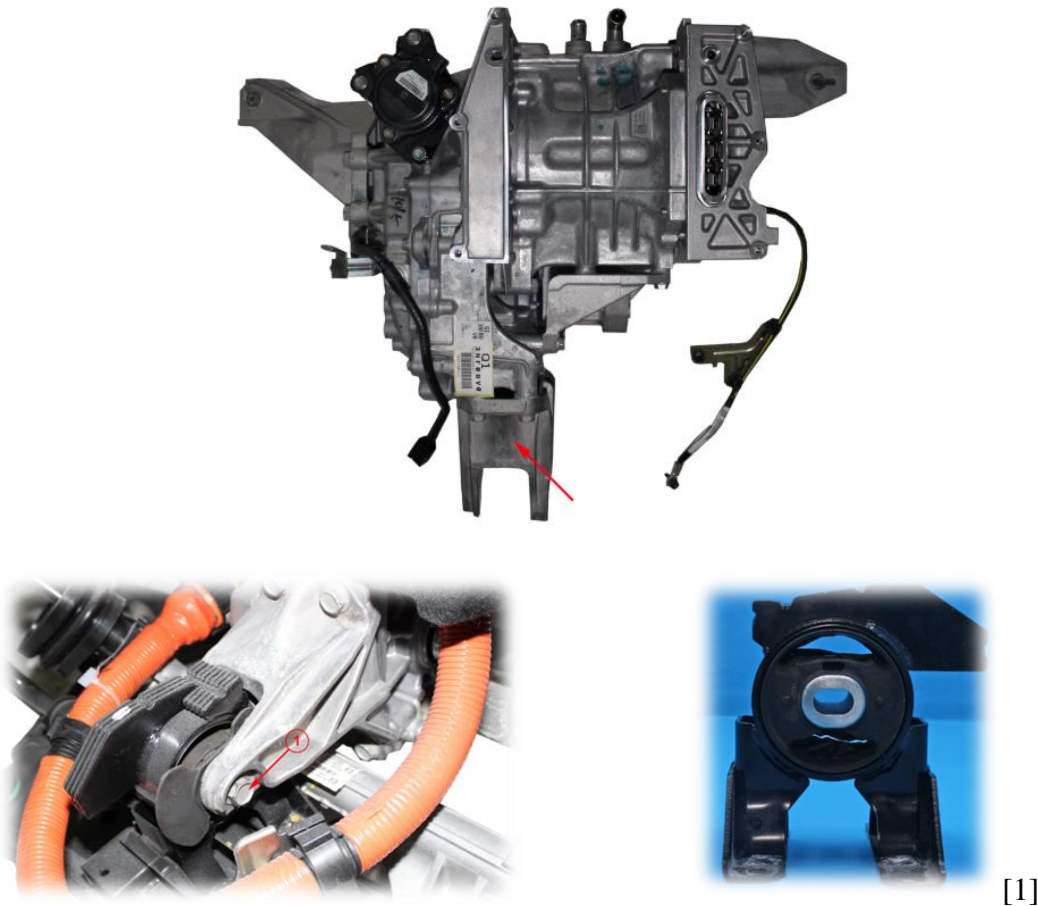
Obrázok 33: Konštrukčný detail uloženia elektrického pohonu Nissanu Leaef vpredu vľavo



[1]

Obrázok 34: Konštrukčný detail uloženia elektrického pohonu Nissanu Leaef vpredu vpravo

Vzadu je k hnacej jednotke opäť priskrutkovaná odliata podpora, ktorá slúži na spojenie so silentblokom orientovaným v osi nápravy. Ten je pripevnený k nápravnici uprostred v jej zadnej časti.



Obrázok 35: Konštrukčný detail zadného uloženia elektrického pohonu Nissan Leaf

### 5.3 VOLKSWAGEN E-GOLF 2015

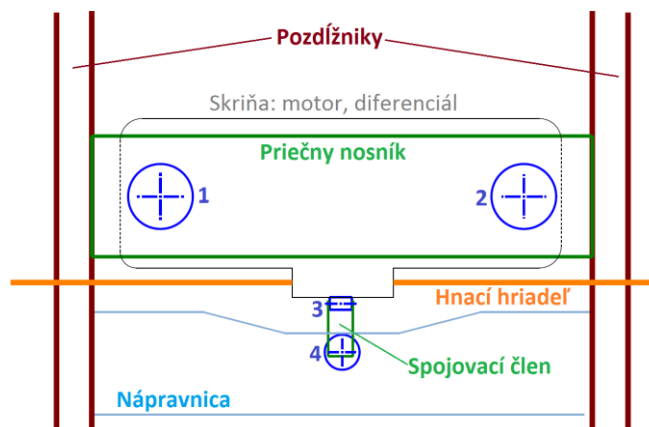
VW e-Golf je rodinné vozidlo s rázvorom 2620 mm patriace do C-segmentu. Verzia e-Golf rozširuje ponúkanú škálu benzínových a naftových agregátov. Tento model sa teda nevyrába výlučne ako elektromobil.

#### 5.3.1 PREDNÁ NÁPRAVA VW E-GOLF

Ako je v prípade vozidiel tejto kategórie bežné, na prednej náprave používa zavesenie kolies typu MacPherson.



Obrázok 36: Predná náprava vozidla Volkswagen e-Golf



Obrázok 37: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Volkswagen e-Golf

Na obrázku 37 vidíme schému uloženia elektrickej hnacej jednotky VW e-Golf. Vrchná časť skrine je zavesená na priečnom nosníku vertikálne orientovanými „hríbovými“ silentblokmi 1 a 2. Tie sú schopné zachytávať sily vo všetkých 3 osiach. V spodnej časti je skriňa spojená s nápravnicou spojovacím členom na silentblokoch 3 a 4.

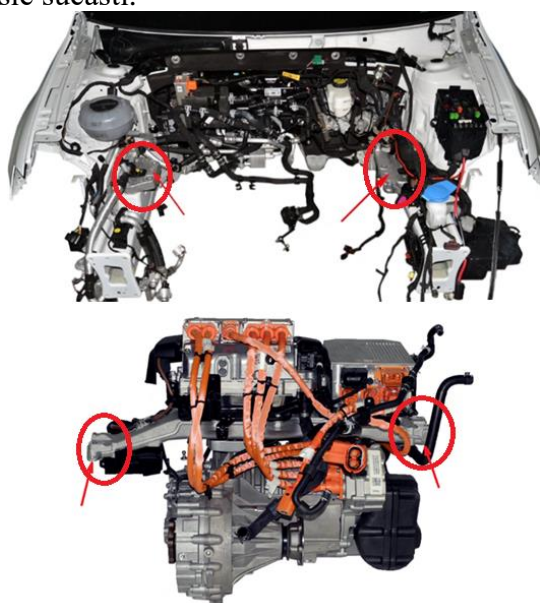
**Pozdĺžne sily** od záberového a brzdného momentu sú zachytávané silentblokmi 1, 2 a spojovacím členom obsahujúcim silentbloky 3 a 4.

**Bočné sily** sú zachytávané silentblokmi 1, 2 a čiastočne spojovacím členom obsahujúcim silentbloky 3 a 4.

**Vertikálne sily** sú zachytávané silentblokmi 1 a 2.

Na rozdiel od predchádzajúcich prípadov tu hnacie ústrojenstvo nie je uložené iba na nápravnici. Spoločná skriňa elektromotora a diferenciálu je uchytená cez dva silentbloky na priečnom nosníku. Ten je na každej strane zoskrutkovaný s podporami, ktoré sú upevnené na hlavných pozdĺžnikoch karosérie.

Tento priečny nosník je zároveň využitý na upevnenie ďalších komponentov elektrického pohonu. Pomocou plechových konzol je k nemu pripevnená aj nabíjačka (na obr. vpravo), invertor (vľavo) a ďalšie súčasti.



[1]

Obrázok 38: Uloženie elektrického pohonu VW e-Golf na karosérii



K hnacej jednotke sú na oboch stranách priskrutkované odliate podpory. Na skrini hnacej jednotky sú na tento účel vytvorené náliatky so závitovými dierami. Silentblok sa uchyťí do priečneho nosníka a zoskrutkuje s týmito podporami.



Obrázok 39: Konštrukčné detaily uloženia elektrického pohonu VW e-Golf na priečnom nosníku

Tento nosník zároveň slúži na uchytenie ďalších komponentov elektrického pohonu. Z vrchnej časti sa na neho priskrutkujú dve konzoly, ktoré slúžia na upevnenie invertora a nabíjačky. Spodná časť hnacej jednotky je s nápravnicou spojená spojovacím členom, ktorý je na jednom konci spojený cez silentblok s nápravnicou a na druhom konci cez ďalší silentblok s hnacou jednotkou.



Obrázok 40: Konštrukčné detaily pripevnenia elektrického pohonu VW e-Golf k nápravnici

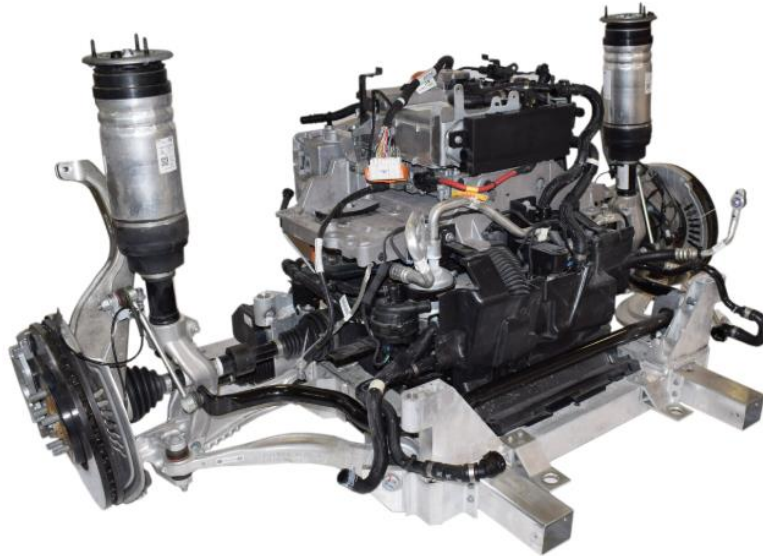
[1]

## 5.4 JAGUAR I-PACE 2018

Jaguar I-Pace je elektromobil, ktorý v súčasnosti má jeden z najväčších dojazdov. Výrobca udáva dojazd až 470 km v cykle WLTP. Ide o SUV D-segment s rázvorom 2996 mm. Využíva pohon jedného elektromotora na každú nápravu.

### 5.4.1 PREDNÁ NÁPRAVA JAGUAR I-PACE

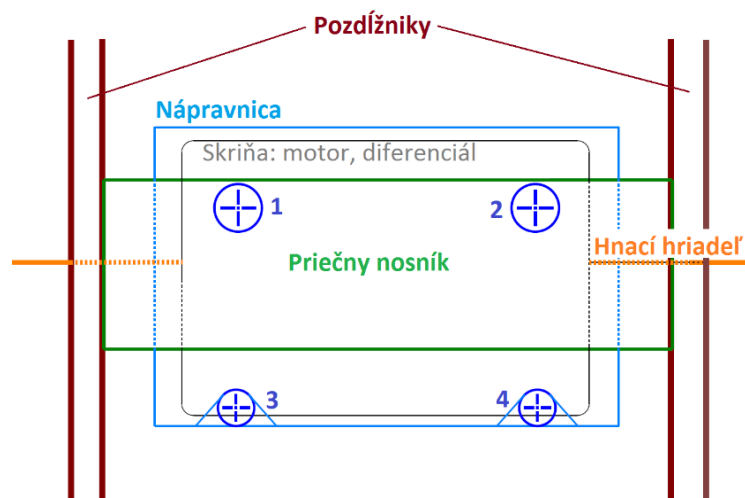
V kapitole 4.1.3 sme sa presvedčili, že väčšina väčších a luxusnejších sedanov využíva lichobežníkové zavesenie. Je to tak aj v prípade tohto SUV.



[1]

Obrázok 41: Predná náprava s elektrickým pohonom vozidla Jaguar I-Pace

Môžeme si všimnúť použitie vidlice tlmíča (ang. yoke), ktoré je relatívne častým riešením v prípade predných poháňaných náprav z dôvodu vyhnutia sa kolízii tlmíča s hnacím hriadeľom. V niektorých prípadoch táto vidlica býva jednostranná, ako to bude aj v prípade nápravy riešenej v tejto diplomovej práci.



Obrázok 42: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Jaguar I-Pace

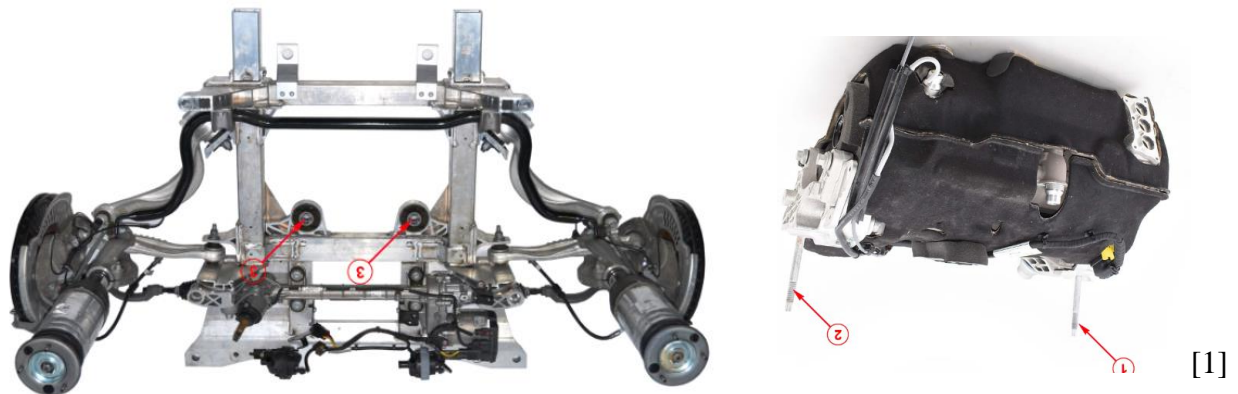
Na obrázku 42 vidíme schému uloženia elektrickej hnacej jednotky Jaguara I-Pace. Vrchná časť skrine je zavesená na priečnom nosníku vertikálne orientovanými „hríbovými“ silentblokmi 1 a 2. V spodnej časti sú vertikálne orientované silentbloky 3 a 4 v nápravnici.

**Pozdĺžne sily** od záberového a brzdného momentu sú zachytávané silentblokmi 1, 2, 3 a 4.

**Bočné sily** sú zachytávané silentblokmi 1, 2, 3 a 4.

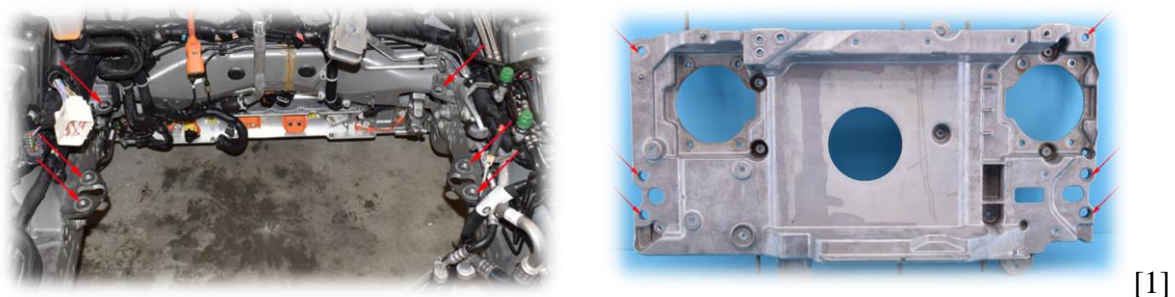
**Vertikálne sily** sú zachytávané prevažne silentblokmi 1 s 2.

V zadnej časti nápravnice sú dva silentbloky orientované vo vertikálnom smere. Pomocou svorníkov a matiek sa do nich pripevní hnacie ústrojenstvo.



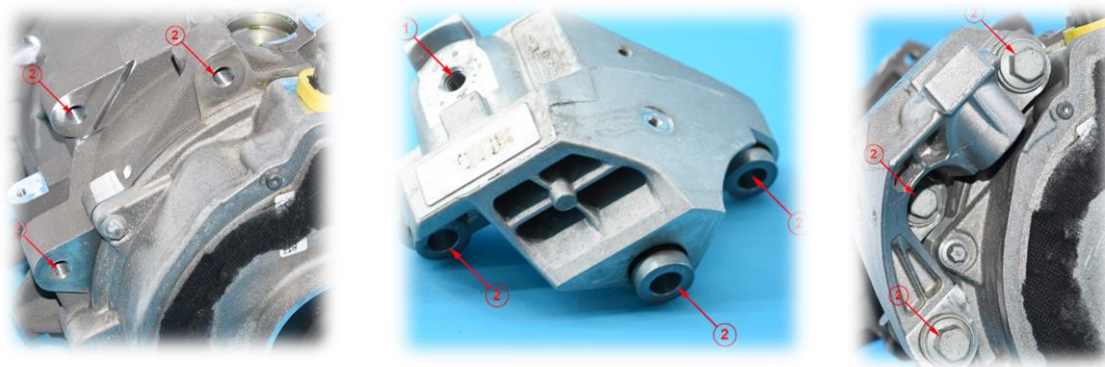
Obrázok 43: Konštrukčné detaily uloženia elektrického pohonu Jaguar I-Pace na nápravnici

Na každej strane sú k hlavným pozdĺžnikom priskrutkované dve podpory. Tieto podpory slúžia na upevnenie priečného nosníka, ku ktorému je cez dva silentbloky na stranách uchytená elektrická hnacia jednotka. K hornej časti nosníka sú ďalej pripevnené komponenty elektrického pohonu.



Obrázok 44: Konštrukčný detail upevnenia priečného nosníka vozidla Jaguar I-Pace na karosérii

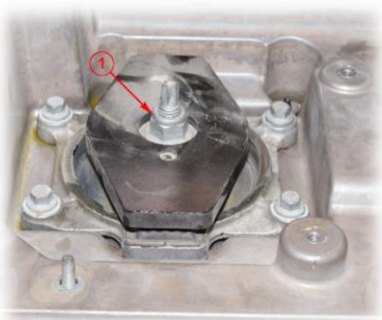
K hnacej jednotke sú troma skrutkami priskrutkované podpory. Priečhodné diery pre skrutky v podpore sú v gumovom uložení.



[1]

Obrázok 45: Konštrukčný detail podpory na hnacej jednotke vozidla Jaguar I-Pace

Táto podpora je ďalej cez silentblok spojená s priečnym nosníkom. Druhá strana hnacej jednotky je pripevnená obdobným spôsobom.



[1]

Obrázok 46: Silentblok v priečnom nosníku vozidla Jaguar I-Pace



## 5.5 UCHYTENIE HNACEJ JEDNOTKY NAVRHOVANÉHO KONCEPTU

Úlohou uloženia elektrickej hnacej jednotky je zachytenie reakčných momentov, ktoré vznikajú pri zábere a brzdení. Je potrebné zachytiť aj bočné sily, ktoré vznikajú napríklad pri prejazde zákrutou, a vertikálne sily, ktoré vznikajú napríklad pri prejazde nerovnosťami. To sa rieši vhodnou orientáciou silentblokov, ako sme sa presvedčili v kapitole 5. Ďalšou úlohou uloženia motorov je utlmenie vibrácií a hluku, ktoré by sa mohli šíriť do karosérie. To sa dosiahne správnou tuhosťou silentblokov, ktorá sa určuje na základe vlastných frekvencií hnacej jednotky. Z uvedených príkladov vidíme, že spôsoby uloženia sa v prípade jednotlivých vozidiel líšia. Napríklad v prípade vozidla Tesla Model S alebo Nissan Leaf je hnacia jednotka uložená priamo v nápravnici. V prípade vozidla VW e-Golf či Jaguar I-Pace je hnacia jednotka okrem nápravnice pripevnená cez ďalší prvok aj na hlavné pozdĺžniky karosérie. Uchytenie zhora aj zdola viac obmedzuje pohyb hnacej jednotky pri jej zábere a brzdení.

Predná náprava na rozdiel od zadnej spravidla obsahuje aj riadenie a častejšie môže obsahovať aj stabilizátor. Aj tieto komponenty sa prichytávajú na nápravnicu. Preto tu býva väčší problém nájsť ideálnu konfiguráciu a často sa využíva uloženie zhora aj zdola. Nevýhodou tohto riešenia je zložitejšia montáž.

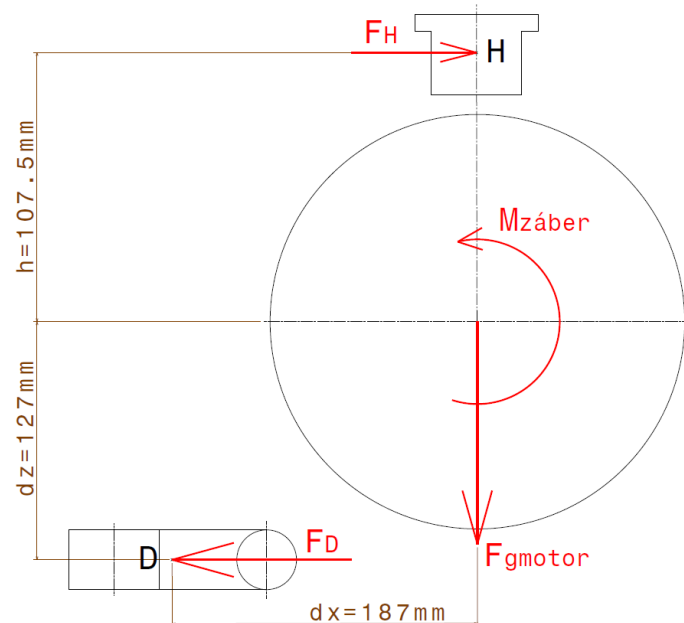
V tomto koncepčnom návrhu sa tuhosťou silentblokov bližšie nezaobrám. V praxi by sa ich tuhosť určila na základe vlastných frekvencií motora z hľadiska NVH. Je teda navrhnutý možný konštrukčný spôsob uchytenia, ktorý vychádza z riešenia používaného u konkurencie. V tejto práci sa zaoberám prvotnou, koncepčnou fázou návrhu. V ďalšej fáze návrhu by sa toto riešenie mohlo pozmeniť, resp. optimalizovať (veľkosti, tvar, materiál silentblokov), alebo by sa v ďalších fázach po kontrole výpočtami mohlo pristúpiť aj k inému riešeniu, ktoré by vyžadovalo aj ďalšie konštrukčné zmeny.

Hnaciú jednotku som sa rozhodol uchytiť zhora aj zdola z vyššie uvedeného dôvodu väčšieho obmedzenia jej pohybu. Navrhnuté riešenie je podobné ako v prípade vozidla VW e-Golf (pozri kapitolu 5.3.1). Grafické znázornenie navrhnutého riešenia vidíme na obrázkoch 48 a 49. Na skrini prevodovky sú na oboch stranách na kraji vytvorené náliatky so závitovými dierami, ku ktorým sa pomocou troch skrutiek upevňuje podpora na prevodovke. Tá je cez „hríbikový“ silentblok spojená s priečnym nosníkom. Tento prvok by mohol byť vyrobený ako odliatok a niektoré plochy by sa následne upravili obrábaním. Na hlavné pozdĺžniky sú navarené konzoly, ku ktorým sa zo spodnej strany priskrutkuje priečny nosník. Na skrini motora sú uprostred urobené náliatky so závitovými dierami, na ktoré sa upevňuje silentblok. Spodná časť hnacieho ústrojenstva je teda plechovým lisovaným spojovacím členom pripevnená k ďalšiemu silentbloku na nápravnici.

Silentbloky sú súčiastky, ktoré dodávajú externí dodávatelia, preto sa im v tomto koncepčnom návrhu bližšie nevenujem. Ich rozmery by vychádzali z pevnosti konkrétneho použitého materiálu tak, aby v každom smere boli schopné zachytiť jednotlivé sily, teda sily v pozdĺžnom, bočnom aj vertikálnom smere. Významné zaťaženie môže nastať vo vertikálnom smere pri prejazde nerovnosťou. V našom prípade je na základné dimenzovanie použité kvázistatické zaťaženie, ktoré je bližšie opísané v kapitole 6.6. Maximálne vertikálne zaťaženie pre základné dimenzovanie uvažujeme 3g. V tomto prípade by bolo zachytávané horným uložením, a teda vertikálna sila v hornom uložení by bola  $F_H = 3 \cdot F_{ghnacia}$ . V praxi preto silentbloky môžu obsahovať prítlačnú dosku (angl. snubbing plate), ktorá ich chráni v prípade rázov a zvyšuje ich progresivitu. Príklad môžeme vidieť na obrázku 49. Výpočet síl pôsobiacich na jednotlivé silentbloky pri najväčšom zábere motorov je naznačený v kapitole 5.5.1.

### 5.5.1 SILY PÔSOBIACE NA ULOŽENIE MOTORA PRI ZÁBERE

Na navrhovanie pevnosti silentblokov uloženia motorov z hľadiska trvalej pevnosti sa uvažujú sily pôsobiace v pozdĺžnom smere pri zábere motorov. Zaťaženie bude spôsobovať krútiaci moment na výstupe z redukčnej prevodovky (určený v kapitole 6.2.1) a vlastná váha hnacej jednotky  $F_{g\text{motor}}$ . Najväčšie zaťaženie bude v prípade, že budú zaberat' obidva motory súčasne, a teda celkový záberový moment bude dvojnásobný, teda  $M_{z\text{áber}} = 2 \cdot M_{out}$ . Hmotnosť elektromotorov, redukčných prevodov a skrine je 100 kg. Tiahová sila hnacej jednotky  $F_{g\text{motor}}$  bude preto 981 N.



Obrázok 47: Schéma zachytávania záberového momentu hornou a spodnou časťou uloženia

Rozmery naznačené v obrázku 47 sú odmerané z CAD modelu.

Momentová rovnováha k bodu H:

$$\sum M_H = 0: M_{z\text{áber}} - F_D \cdot (h + d_z) = 0$$

Vyjadrená sila pôsobiaca na dolné uloženie:

$$F_D = \frac{M_{z\text{áber}}}{(h + d_z)} = \frac{2502}{(0,1075 + 0,127)} \cong 10670 \text{ N}$$

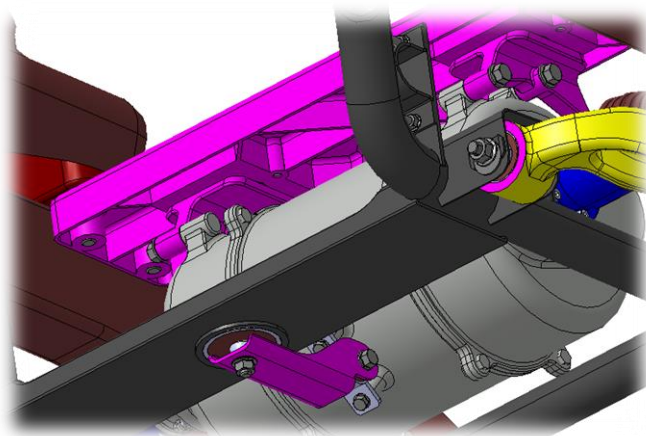
Momentová rovnováha k bodu D:

$$\sum M_D = 0: M_{z\text{áber}} - F_H \cdot (h + d_z) - F_{g\text{motor}} \cdot d_x = 0$$

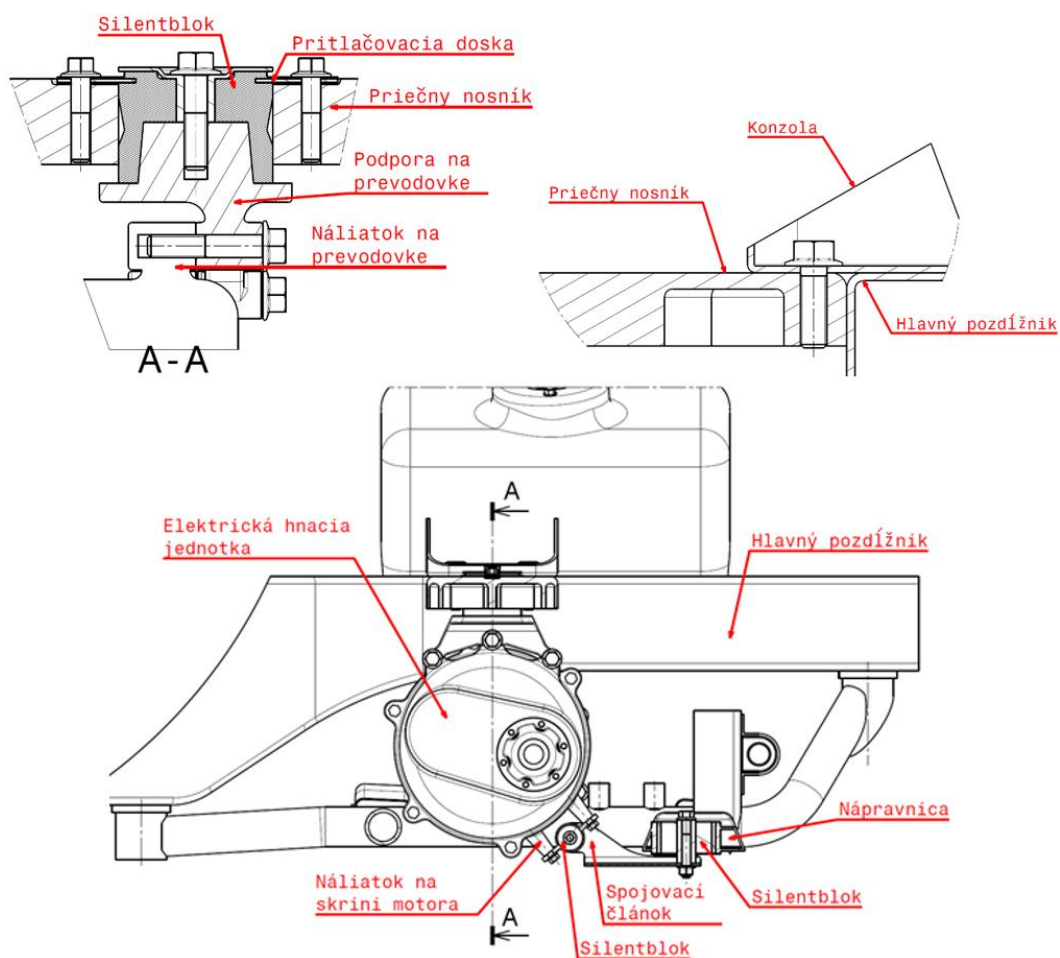
Vyjadrená sila pôsobiaca na horné uloženie:

$$F_H = \frac{M_{z\text{áber}} - F_{g\text{motor}} \cdot d_x}{(h + d_z)} = \frac{2502 - 981 \cdot 0,187}{(0,1075 + 0,127)} \cong 9887 \text{ N}$$

Sila v hornom uložení by sa rozdelila dvomi (silentbloky na oboch stranách) a sila pôsobiaca na dolné ulozenie (spojovací článok) by sa rozdelila medzi oba silentbloky. Na základe menovitého zaťaženia silentbloku definovaného výrobcem konkrétneho použitého silentbloku by sa určila veľkosť jeho potrebného prierezu. Finálny tvar, veľkosť, materiál a konštrukcia použitého silentbloku by sa teda odvíjala od vyššie popísaných požiadaviek na tlenie a pevnosť.



Obrázok 48: Detail uchytenia hnacej jednotky v 3D modeli konceptného návrhu



Obrázok 49: Konštrukčné riešenie uloženia hnacej jednotky

## 6 ROZBOR ZÁKLADNÝCH PARAMETROV

### 6.1 POTREBNÝ VÝKON MOTORA

Pre stanovenie potrebného výkonu motora vychádzame z požiadavky na maximálnu rýchlosť 220 km/h pri ustálenej jazde po rovine. Hnacia sila sa musí vtedy rovnať súčtu odporov valenia a vzduchu podľa rovnice:

$$F_h = O_{vzd} + O_f$$

Po dosadení za jednotlivé odpory dostaneme rovnicu:

$$F_h = \frac{1}{2} \cdot \rho_{vzd} \cdot c_x \cdot S_x \cdot v^2 + f \cdot G_v$$

Hustotu vzduchu uvažujeme  $1,25 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$ , súčiniteľ odporu vzduchu  $c_x$  uvažujeme 0,35. Súčiniteľ odporu valenia pre asfalt je 0,02. Keďže chceme, aby vozidlo dosiahlo požadovanú rýchlosť aj plne naložené, uvažujeme tiaž celkovej hmotnosti automobilu. Podľa [31] sa dá čelná plocha vozidla sa dá odhadnúť pomocou nasledujúceho vzťahu:

$$S_x = \text{šírka} \cdot \text{výška} \cdot 0,7 = 1,92 \cdot 1,45 \cong 1,948 \text{ m}^2$$

Po dosadení dostaneme hnaciu silu potrebnú na dosiahnutie požadovanej maximálnej rýchlosti na rovine pri plne zaťaženom vozidle:

$$F_h = \frac{1}{2} \cdot 1,25 \cdot 0,35 \cdot 1,948 \cdot \left(\frac{220}{3,6}\right)^2 + 0,02 \cdot 2550 \cdot 9,81 \cong \mathbf{2091,7 \text{ N}}$$

Potrebný výkon vozidla dostaneme zo vzťahu:

$$P = F_h \cdot v$$

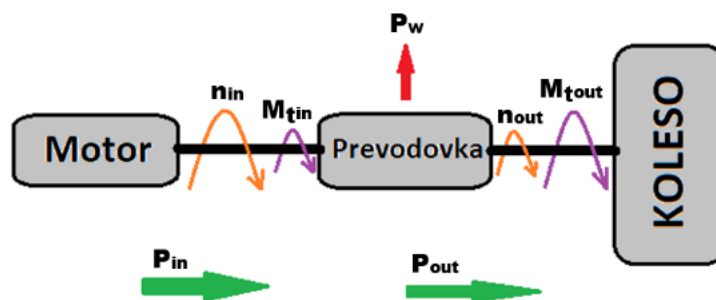
$$P = 2091,7 \cdot \left(\frac{220}{3,6}\right) \cong \mathbf{127,8 \text{ kW}}$$

Uvažujeme koncepciu vozidla s dvoma motormi na nápravu. Výkon každého z motorov musí byť teda aspoň polovičný ako vypočítaný potrebný výkon na dosiahnutie požadovanej maximálnej rýchlosti.

Každý zo zadaných motorov má výkon 65 kW, čiže v súčte postačujú na splnenie podmienky maximálnej požadovanej rýchlosti.

## 6.2 REDUKČNÁ PREVODOVKA

Elektromotory pracujú efektívne pri relatívne vysokých otáčkach – rádovo tisícoch za minútu. To je však viac, ako je potrebné na kolesách. Preto je nutné medzi ne zaradiť redukčnú prevodovku, ktorá zníži otáčky na výstupe a zároveň zvýši točivý moment.



Obrázok 50: Princíp redukčnej prevodovky

Platí, že:

$$P_{in} = P_{out} + P_w.$$

Prevodový pomer  $i$  medzi vstupnými a výstupnými otáčkami je definovaný nasledujúcim vzťahom:

$$i = \frac{n_{in}}{n_{out}} [-] \quad [5]$$

Ak je prevodový pomer  $i > 1$ , hovoríme o prevode do pomala, ak je prevodový pomer  $i < 1$ , hovoríme o prevode do rýchla.

Pri zanedbaní strát zo vzťahu vyplýva:

$$M_{in} \cdot n_{in} = M_{out} \cdot n_{out}$$

$P_{in}$  je výkon produkovaný motorom a prenášaný hriadeľom s otáčkami  $n_{in}$  a točivým momentom  $M_{in}$  na prevodovku. Ak je prevodový pomer  $i > 1$ , teda v prípade redukčnej prevodovky, príde k zníženiu výstupných otáčok  $n_{out}$ . Teda  $n_{in} > n_{out}$ . Z vyššie uvedeného vzťahu vyplýva, že ak má byť hodnota  $P_{out}$  zachovaná, príde k zvýšeniu výstupného točivého moment  $M_{out}$ .

### 6.2.1 POTREBNÝ PREVODOVÝ POMER

Za každým motorom je radená redukčná prevodovka. Keďže elektromotory pracujú vo vysokých otáčkach, pôjde o prevod do pomala. Na kolesách bude vyšší krútiaci moment a nižšie otáčky ako na výstupe z motora.

Potrebný prevodový pomer redukčnej prevodovky na základe požiadavky na maximálnu rýchlosť získame zo vzťahu:

$$i = \frac{n_{in}}{v_{max}} \cdot O_p$$

Špecifický valivý obvod pneumatiky  $O_p$  je daný vzťahom, kde  $r_d$  je valivý polomer pneumatiky. Hodnota valivého polomeru pre danú pneumatiku je prebratá z [39].

$$O_p = 2 \cdot \pi \cdot r_d = 2 \cdot \pi \cdot 0,325 = 2,041 \text{ m}$$

Po dosadení získame potrebný prevodový pomer redukčnej prevodovky:

$$i = \frac{\frac{15000}{220}}{3,6} \cdot 2,041 \cong \mathbf{8,34}$$

Zo vzťahu vyplýva, že výstupný moment a otáčky, ktoré bude prenášať hnací hriadeľ z prevodovky na koleso, sú dané vzťahmi:

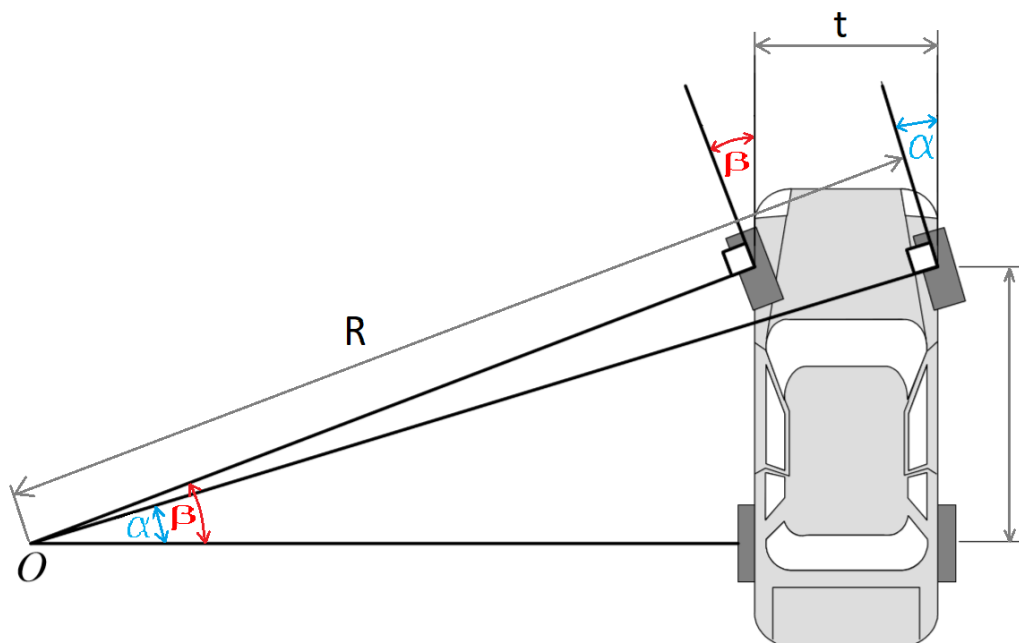
$$n_{out} = \frac{n_{in}}{i} = \frac{15000}{8,34} \cong \mathbf{1799 \text{ min}^{-1}}$$

$$M_{out} = M_{in} \cdot i = 150 \cdot 8,34 \cong \mathbf{1251 \text{ Nm}}$$

Hodnoty prenášaného momentu a otáčok sú potrebné vstupné parametre pre dodávateľa homokinetických kĺbov hnacieho hriadeľa, ktorý by pre sériovo vyrábané vozidlo bol dodávaný na mieru, ako bude opísané v kapitole 6.7.2.

### 6.3 ZATÁČANIE VOZIDLA

Pre dané vozidlo navrhujeme prednú nápravu, čiže ide o riadenú nápravu. Krajné polohy vytočenia kolies získame z požadovaného stopového polomeru otáčania. Ten predstavuje najmenšiu kružnicu, ktorú vonkajšia pneumatika opíše pri maximálnom vysunutí hrebeňa riadenia.



Obrázok 51: Zatáčanie vozidla

Z obrázka 51 vyplývajú nasledujúce vzťahy pre uhol vytočenia vnútorného a vonkajšieho kolesa pri prejazde zákrutou s minimálnym polomerom zatočenia vonkajšieho kolesa.

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{l}{R}\right) = \arcsin\left(\frac{2,905}{6}\right) \cong 28,96^\circ$$

$$\beta = \arctan\left(\frac{l}{R \cdot \cos(\alpha) - t}\right) = \arctan\left(\frac{2,905}{6 \cdot \cos(28,96^\circ) - 1,67}\right) \cong 39,06^\circ$$

Opis	Značka	Hodnota	Jednotka
Polomer otáčania vonkajšieho kolesa	R	6000	[mm]
Maximálny uhol vytočenia vonkajšieho kolesa	$\alpha$	28,96	[°]
Maximálny uhol vytočenia vnútorného kolesa	$\beta$	39,06	[°]

Tabuľka 5: Uhly vytočenia kolies potrebné na zatočenie v požadovanom polomere

V tabuľke 5 sú uvedené uhly vytočenia kolies podľa Ackermanovej podmienky riadenia, ktorá bude bližšie opísaná v kapitole 8.2. Je zrejmé, že na dosiahnutie požadovaného polomeru otáčania vonkajšieho kolesa musí byť uhol vytočenia tohto kolesa minimálne 28,96°. Ďalej v kapitole 9 Nastavenie kinematiky prednej nápravy zo simulácie vyplynie, že pri vysunutí hrebeňa riadenia o 70 mm tento uhol dosiahneme.

## 6.4 HMOTNOSTI AUTOMOBILU

Hmotnosť automobilu sa pohybuje v relatívne širokom spektre.

**Pohotovostná hmotnosť** predstavuje hmotnosť prázdneho vozidla s prevádzkovými kvapalinami.

**Užitočná hmotnosť** je hmotnosť osôb, batožiny a iného nákladu, ktorý je prepravovaný vozidlom.

**Celková hmotnosť** je najvyššia hmotnosť, ktorá sa pre automobil určuje. Ide o pohotovostnú hmotnosť navýšenú o hmotnosť užitočného nákladu. [16]

### 6.4.1 ODPRUŽENÁ A NEODPRUŽENÁ HMOTNOSŤ

Pre pochopenie rozdielu si predstavme vozidlo, ktorého koleso prejde cez prekážku, teda sa pohne smerom ku karosérii. Napriek tomu, že sa koleso pohlo, karoséria by sa teoreticky pohnúť nemusela, lebo je oddelená pružinami.

**Neodpružená hmota** predstavuje všetku hmotu vozidla, ktorá je oddelená od kolies pružinou.

**Odpružená hmota** predstavuje kolesá, pneumatiky, náboj s ložiskom, tehlicu, brzdy a čokoľvek, čo sa pri prepružení musí nutne pohnúť spolu s kolesom. V prípade vozidiel s tuhou nápravou sa diferenciál hýbe spolu s kolesami, preto je súčasťou neodpruženej hmoty.



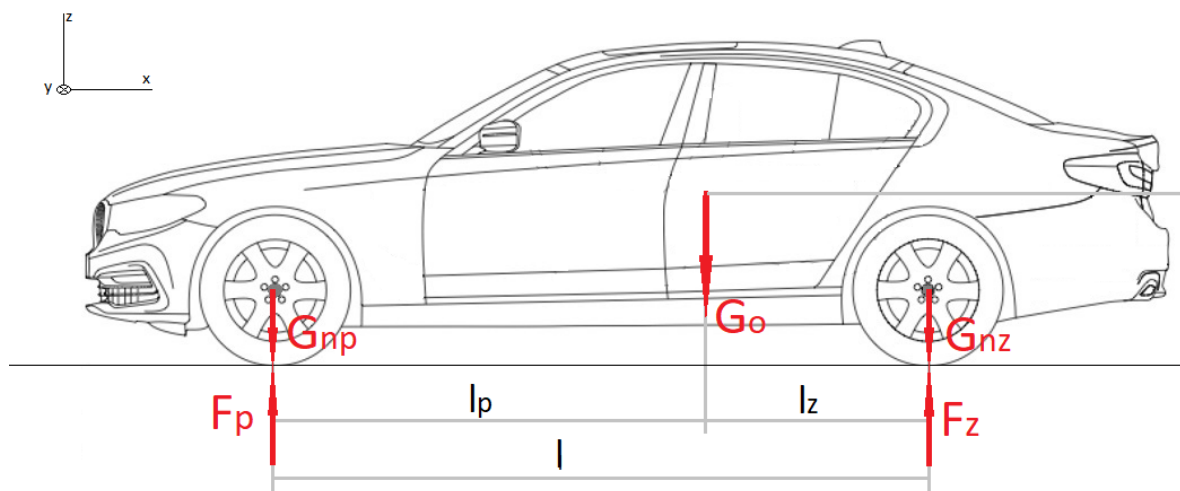
**Poloodpružené súčasti** – niektoré súčasti sú čiastočne odpružené a čiastočne neodpružené. Je to napríklad hnací hriadeľ, ktorý je na jednej strane pripevnený k prevodovke a na druhej ku kolesu. Pri prepružení sa prevodovka nehýbe, ale koleso áno, a teda aj jedna časť poloosi sa nehýbe nahor a druhá áno. Stred sa síce hýbe, ale menej ako koleso. Takéto súčasti nazývame poloodpružené. Patria sem: pružiny, tlmiče, ramená, hnacie hriadele a určité časti riadenia. V praxi sa táto hmota pre výpočty rozdeľuje v určitom pomere medzi odpruženú a neodpruženú hmotu. [8]

Parameter	Značka	Hodnota [kg]
Pohotovostná hmotnosť vozidla	$m_{poh}$	2000
Užitočná hmotnosť vozidla	$m_{už}$	550
Celková hmotnosť vozidla	$m_{celk}$	2550
Neodpružená hmota prednej nápravy	$m_{np}$	110
Neodpružená hmota zadnej nápravy	$m_{nz}$	110

Tabuľka 6: Hmotnosti navrhovaného vozidla

## 6.5 STATICKÉ ZAŤAŽENIE

Statické zaťaženie je základné zaťaženie stojaceho vozidla. Teoreticky nastáva aj pri rovnomernej priamej jazde. Vo výpočtoch ďalej uvažujeme celkovú hmotnosť vozidla predstavujúcu najväčšiu hmotnosť, ktorú vozidlo pri prevádzke môže dosiahnuť. V prípade, že vozidlo nebude plne naložené, zaťaženie bude menšie.



Obrázok 52: Statické zaťaženie vozidla

Vstupné hodnoty zaťaženia vozidla vyplývajú z tabuľky 7:

Opis	Značka	Hotnota [N]
tiahová sila odpružených hmôt	$G_o$	22857,3
tiahová sila neodpružených hmôt prednej nápravy	$G_{np}$	1079,1
tiahová sila odpružených hmôt	$G_{nz}$	1079,1

Tabuľka 7: Statické zaťaženie navrhovaného vozidla

Na určenie rozloženia zaťaženia medzi prednú a zadnú nápravu vychádzame z rovníc statickej rovnováhy.

Súčet síl v smere osi z:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_p + F_z - G_o - G_{np} - G_{nz} = 0$$

Momentová rovnováha k stredu zadnej nápravy:

$$\sum M_z = 0$$

$$F_p \cdot l - G_{np} \cdot l - G_o \cdot l_z = 0$$

Zaťaženie prednej nápravy:

$$F_p = \frac{G_o \cdot l_z + G_{np} \cdot l}{l} = \frac{22857,3 \cdot 1,473 + 1079,1 \cdot 2,905}{2,905} \cong 12669 \text{ N}$$

Momentová rovnováha k stredu prednej nápravy:

$$\sum M_p = 0$$

$$F_z \cdot l - G_{nz} \cdot l - G_o \cdot l_p = 0$$

Zaťaženie zadnej nápravy:

$$F_z = \frac{G_o \cdot l_p + G_{nz} \cdot l}{l} = \frac{22857,3 \cdot 1,432 + 1079,1 \cdot 2,905}{2,905} \cong 12346,5 \text{ N}$$

Zaťaženie jedného kolesa je brané ako polovica hodnoty zaťaženia danej nápravy.

Opis	Značka	Hodnota [N]
Zaťaženie prednej nápravy	$F_p$	12669
Zaťaženie na 1 koleso vpredu	$F_{p1}$	6334,5
Zaťaženie zadnej nápravy	$F_z$	12346,5
Zaťaženie na 1 koleso vzadu	$F_{z1}$	6173,3

Tabuľka 8: Rozloženie zaťaženia medzi jednotlivé nápravy

## 6.6 KVÁZISTATICKÉ ZAŤAŽENIE

Na základné dimenzovanie nápravy a pre pevnostný výpočet sa používa tzv. kvázistatické zaťaženie. Toto zaťaženie zahŕňa zjednodušene dynamické zaťaženie vo forme násobkov statického zaťaženia.

Uvažované hodnoty pre kvázistatické zaťaženie:

- **Vertikálna sila** pôsobiaca na ktorékoľvek koleso môže byť **trojnásobok** nominálneho zaťaženia.

- **Pozdĺžna sila** v strede kolesa môže byť **dvojnásobok** nominálneho (vertikálneho) zaťaženia.

- **Bočná sila** (v rovine vozovky) môže byť **dvojnásobok** nominálneho zaťaženia.

- **Brzdná sila** môže byť rovná nominálnemu zaťaženiu a súčasne s ňou pôsobí vertikálna sila rovná 1,5-násobku nominálneho zaťaženia. [2]

Maximálna vertikálna sila môže nastať pri prejazde prekážkou. Pozdĺžne zrýchlenie býva obvykle najväčšie pri brzdení. V tejto práci je však navrhovaná náprava pre elektromobil. V prípade elektrického vozidla bude zrýchlenie pri zábere významnejšie, ako by to bolo v prípade spaľovacieho motora s podobným výkonom.

Táto diplomová práca sa zaoberá iba prednou nápravou. V nasledujúcej tabuľke budú teda už uvedené iba hodnoty pre kvázistatické zaťaženie predného kolesa. Zadné koleso by bolo získané obdobným spôsobom.

Opis	Značka	Výpočet	Hodnota [N]
Maximálna <b>pozdĺžna</b> sila	$F_{xmax}$	$F_{xmax} = 2 \cdot F_{p1}$	12669
Maximálna <b>bočná</b> sila	$F_{ymax}$	$F_{ymax} = 2 \cdot F_{p1}$	12669
Maximálna <b>vertikálna</b> sila	$F_{zmax}$	$F_{zmax} = 3 \cdot F_{p1}$	19003,5

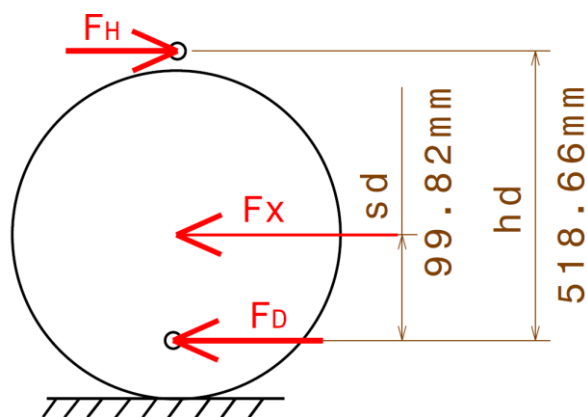
Tabuľka 9: Kvázistatické zaťaženie navrhovaného vozidla

## 6.7 DIMENZOVANIE VYBRANÝCH SÚČASTÍ

### 6.7.1 GULOVÉ ČAPY RAMIEN

Pre základné dimenzovanie využijeme sily  $F_{xmax}$ ,  $F_{ymax}$ ,  $F_{zmax}$  a v kapitole 6.6 určené kvázistatické zaťaženie. To zjednodušene zahŕňa dynamické účinky v podobe násobkov statického zaťaženia. Z rovníc statickej rovnováhy si určíme maximálne zaťaženie, ktoré bude prenášané guľovými čapmi horného a spodného ramena v jednotlivých smeroch. Rozmery, ktoré sú naznačené v obrázkoch 53,54 a 55 boli odmerané v CAD modeli. Vypočítané výsledné sily sú uvedené v tabuľke 10.

#### Pozdĺžne zaťaženie:



Obrázok 53: Pozdĺžne zaťaženie

Súčet síl v smere osi x:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{xmax} + F_D - F_H = 0$$

Momentová rovnováha k dolnému guľovému čapu:

$$\sum M_D = 0$$

$$F_{xmax} \cdot e - F_H \cdot c = 0$$

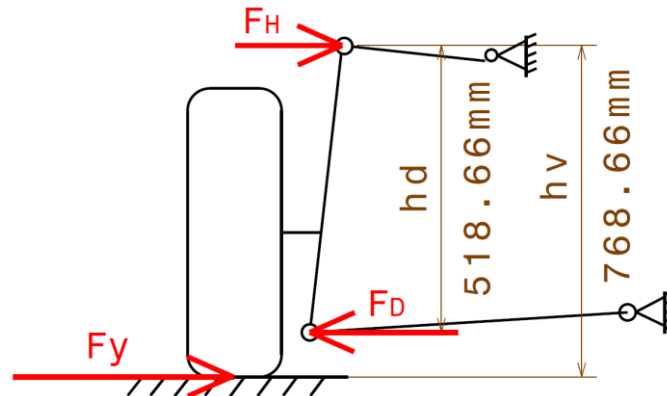
Pozdĺžna sila na horné rameno:

$$F_H = F_{xmax} \cdot \frac{e}{c} = 12669 \cdot \frac{99,82}{533,48} \cong 2370,5 \text{ N}$$

Pozdĺžna sila na dolné rameno:

$$F_D = F_{xmax} \cdot \frac{e - c}{c} = 12669 \cdot \frac{533,48 - 99,82}{533,48} \cong 10298,5 \text{ N}$$

### Bočné zaťaženie:



Obrázok 54: Bočné zaťaženie

Súčet síl v smere osi y:

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{y_{max}} - F_d + F_h = 0$$

Momentová rovnováha k dolnému guľovému čapu:

$$\sum M_d = 0$$

$$F_{y_{max}} \cdot (d - c) - F_H \cdot c = 0$$

Bočná sila na horné rameno:

$$F_H = F_{y_{max}} \cdot \frac{d - c}{c} = 12669 \cdot \frac{768,66 - 533,48}{533,48} \cong 5580,7 \text{ N}$$

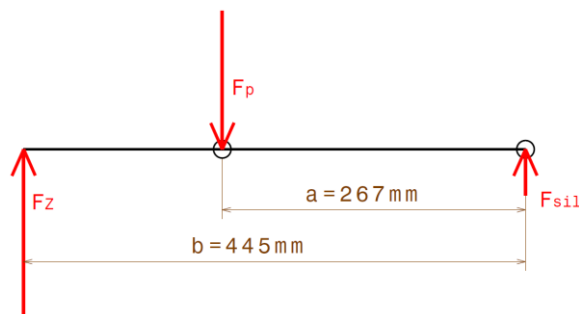
Bočná sila na dolné rameno:

$$F_D = F_{y_{max}} + F_H = F_{y_{max}} \cdot \left(1 + \frac{d - c}{c}\right)$$

$$F_D = F_{y_{max}} \cdot \frac{d}{c} = 12669 \cdot \frac{768,66}{533,48} \cong 18249,7 \text{ N}$$

### Vertikálne zaťaženie:

Vertikálne sily sú na karosériu prenášané hlavne pružinami. [42] Pretože vzdialenosť spodného čapu k osi kolesa je malá, môžeme uvažovať vertikálne zaťaženie priamo v ňom. Horné rameno je binárny nezaťažený člen, a teda prenáša zaťaženia iba v svojej osi. Vertikálne zaťaženie v hornom ramene má zanedbateľnú hodnotu.



Obrázok 55: Vertikálne zaťaženie na spodnom ramene

Súčet síl v smere osi z:

$$\sum F_z = 0$$

$$F_z - F_p + F_{sil} = 0$$

Momentová rovnováha k uloženiu ramena:

$$\sum M_{sil} = 0$$

$$F_p \cdot a - F_z \cdot b = 0$$

Vertikálna sila na pružinu:

$$F_p = F_z \cdot \frac{b}{a} = 19003,5 \cdot \frac{445}{267} \cong 31672,5 \text{ N}$$

Po dosadení príslušných síl kvázistatického zaťaženia z tabuľky 9 a rozmerov z tabuľky 10 do príslušných vzťahov podľa obrázkov dostaneme tieto hodnoty zaťaženia guľových čapov ramien v jednotlivých smeroch.

Smer pôsobenia	Horné/dolné rameno	Maximálna sila [N]
Pozdĺžna sila	Horné rameno	2370,5
	Dolné rameno	10298,5
Bočná sila	Horné rameno	<b>5580,7</b>
	Dolné rameno	18249,7
Vertikálna sila	Horné rameno	-
	Dolné rameno	<b>19003,5</b>
	Pružina	<b>31672,5</b>

Tabuľka 10: Maximálne sily v guľových čapoch ramien



Maximálne sily v guľových čapoch ramien sme získali dosadením príslušných hodnôt do vyššie uvedených vzťahov. Pre dimenzovanie vyberáme najväčšiu silu, ktorá sa v nich vyskytuje. Najväčšie zaťaženie na guľový čap spodného ramena je **19003,5 N** a na guľový čap horného ramena **5580,7 N**.

Čap uchytenia tlmiča bude mohutnejší ako čap spodného ramena. Vychádza to z toho, že zaťaženie v ňom určíme vydelením zaťaženia čapu spodného ramena pomerom pohybu. Výsledné zaťaženie na tomto čape bude teda **31672,5 N**. V kapitole 7.2.1 Výpočet a kontrola vinutej pružiny uvažujeme najväčšiu silu v pružine tú, ktorá nastane pri jej maximálnom stlačení. Sila na pružinu so zahrnutím dynamických účinkov je však väčšia. Pôsobenie tejto sily sa rozloží medzi pružinu a doraz.

Po určení zaťaženia v jednotlivých čapoch vyberieme vhodné čapy, ktoré sú schopné preniesť požadované zaťaženie. V našom prípade budú použité čapy s priemerom **27 mm** pre horné rameno, **30 mm** pre dolné rameno a **35 mm** pre uloženie tlmiča.

### 6.7.2 HOMOKINETICKÉ KLBY HNACIEHO HRIADELA

Vhodné homokinetické klby sa vyberajú s ohľadom na maximálny prenášaný moment, otáčky, uhly zalomenia a axiálny posuv na vnútornom klbe.

Zo znalosti točivého momentu motora, jeho otáčok a prevodového pomeru redukčnej prevodovky vieme určiť točivý moment a otáčky na výstupe z prevodovky prenášané poloosou podľa vzťahov uvedených v kapitole 6.2.1.

Po dosadení do tohto vzorca nám vyšiel točivý moment na výstupe z prevodovky **1251 Nm** a otáčky **1799 min<sup>-1</sup>**.

V 3D modeli boli zmerané maximálne uhly zalomenia klbov a axiálny posuv vnútorného klbu pri krajných polohách. Najvyššia hodnota uhla zalomenia na vnútornom guľkovom klbe je v našom prípade **36,1°**. Najväčšie zalomenie na vonkajšom tripoidnom klbe je **13,3°** a maximálny axiálny posuv je **18,9 mm**. To je menej, ako sú obvyklé limitné hodnoty, ktoré sú dodávateľia schopní dodať.

Ako už bolo opísané v kapitole 2.5, obvyklé limitné hodnoty zalomenia homokinetických klbov bývajú v praxi bežne až **47°** pre guľkové klby a až **22°** pre tripoidné klby s umožneným axiálnym posuvom až **45 mm**. Vidíme teda, že krajné hodnoty namerané v modeli sa do týchto limitov bezpečne zmestia.

V špeciálnych prípadoch môžu byť dodávateľia schopní vyrobiť aj klby s väčšími uhlami zalomenia. Napríklad firma GKN dokáže pre malé mestské vozidlá vyžadujúce malý polomer otáčania dodať guľkový klb s maximálnym uhlom zalomenia až **54°**. [17]

Pri návrhu nápravy na sériovo vyrábané vozidlo sa musí pamätať na tieto obmedzenia, aby klby boli vzhľadom na požadované vlastnosti vyrobiteľné. V prvotnej fáze návrhu, kde ide o potrebný zástavbový priestor, sa vychádza z rozmerov klbov vozidiel podobného typu z predchádzajúcich projektov, respektíve s vhodnou proporciálnou zmenou rozmerov. Keď sú známe požiadavky, rokuje sa s možnými dodávateľmi, ktorí pre sériovo vyrábané vozidlo vyrobia klby na mieru. Potom, ako sú od dodávateľa známe presné rozmery klbov, sa v prípade potreby vykonajú menšie konštrukčné zmeny.

Pre prvotný návrh teda stačí vychádzať z rozmerov kĺbov, ktoré boli použité vo výkonnejšom a väčšom vozidle. Po odbornej konzultácii sa rozhodlo, že vzhľadom na požadovaný prenášaný moment, otáčky, zalomenia a axiálny posuv sme s rozmermi použitých kĺbov pre koncepčný návrh na strane bezpečnosti. V ďalšej fáze v príprave na sériovú výrobu by bolo možné rokovať s dodávateľmi, napríklad GKN či NTN, ktorí pre veľké série tieto diely vyrábajú na mieru. Ďalej by dodali kompletne špecifikácie vrátane 3D modelov.

### 6.7.3 LOŽISKO

V moderných autách sa často používajú sady náboja, ktoré obsahujú ložisko a sú nerozoberateľné. Na sériovú výrobu tieto hotové sady dodávajú špecializovaní výrobcovia, ako napríklad SKF, FAG atď.

Dvojrada guľkové ložiská s kosouhlým stykom zodpovedajú svojou konštrukciou a funkciou dvojici jednoradých guľkových ložísk s kosouhlým stykom v upsoriadaní „O“. Prenášajú radiálne a obojsmerné axiálne zaťaženia. [36] Tento typ ložísk sa používa v aplikácii pri uložení kolesa. [42]

V tomto koncepčnom návrhu uvažujeme v náboji kolesa dvojrada guľkové ložisko s kosouhlým stykom typu SKF 3208. Ložisko svojimi rozmermi konštrukčne vyhovuje a základná kontrola jeho trvanlivosti je ukázaná nižšie.

Základné údaje ložiska podľa SKF [36] sú uvedené v nasledujúcej tabuľke:

Opis	Značka	Hodnota	Jednotka	
Priemer vnútorného krúžka	d	40	[mm]	
Priemer vonkajšieho krúžka	D	80	[mm]	
Šírka ložiska	B	30,2	[mm]	
Základná dynamická únosnosť	C	48	[kN]	
Medzná hodnota pomeru $F_a / F_r$	e	0,8	[-]	

Tabuľka 11: Parametre ložiska

#### 6.7.3.1 KOMBINOVANÉ RADIÁLNE A AXIÁLNE ZAŤAŽENIE

Guľkové ložisko môže súčasne prenášať radiálne aj axiálne zaťaženie. Pre tieto prípady sa zavádza dynamické radiálne ekvivalentné zaťaženie  $P_e$ . Je to stále bodové radiálne zaťaženie, pri ktorého pôsobení valivé ložisko bude mať rovnakú trvanlivosť, akú dosiahne v podmienkach skutočného zaťaženia, teda od súčasne pôsobiacich zaťažení  $F_r$  a  $F_a$ . [5]

Radiálne zaťaženie  $F_r$  budeme považovať za rovné maximálnej vertikálnej sile kvázistatického zaťaženia  $F_{zmax}$  a axiálne zaťaženie  $F_a$  za rovné bočnej sile kvázistatického zaťaženia  $F_{ymax}$ .

Platia vzťahy:

$$P_e = X \cdot F_r + Y \cdot F_a, \quad \frac{F_a}{F_r} > e \quad [5]$$

$$P_e = F_r, \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad [5],$$

kde X sa nazýva súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia a Y súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia.

V našom prípade:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{12669 \text{ N}}{19004 \text{ N}} = 0,67 \leq 0,8$$

Z toho vyplýva, že  $P_e = F_r = F_{zmax}$ .

### 6.7.3.2 TRVANLIVOSŤ LOŽISKA

Výrobcovia sa dohodli, že zmluvná hodnota počtu otáčok zodpovedajúcich základnej dynamickej únosnosti každého ložiska uvedeného v katalógu je  $10^6$  otáčok. Toto číslo považujú za základnú výpočtovú trvanlivosť ložiska  $L_{10}$ . [5]

Platí vzťah, kde  $a = 3$  pre ložiská s bodovým stykom a  $a = 1/3$  pre ložiská s čiarovým stykom:

$$C \cdot L_{10}^{\frac{1}{a}} = P \cdot L^{1/a} \quad [5]$$

Pre dimenzovanie budeme vychádzať z kvázistatického zaťaženia, ktoré bolo určené v kapitole 6.6, a za P dosadíme **19 kN**.

Po úprave získame:

$$L = L_{10} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^a = 10^6 \cdot \left(\frac{48}{19}\right)^3 \cong 161,5 \cdot 10^6 \text{ otáčok}$$

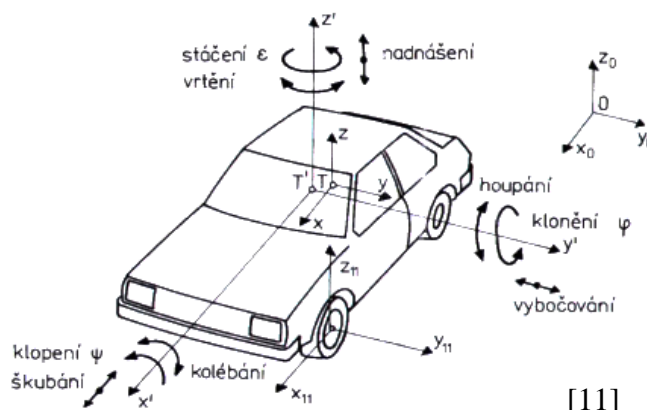
Pri danom použitom rozmere pneumatík môžeme túto hodnotu previesť na kilometre:

$$L_{km} = L \cdot O_p = 161,5 \cdot 10^6 \cdot 2,105 \cong 339,9 \cdot 10^3 \text{ km}$$

## 7 NÁVRH PRUŽENIA A TLMENIA

Karoséria alebo odpružená hmota automobilu je teleso v priestore a má 6 stupňov voľnosti. Názov týchto pohybov je uvedený v tabuľke 12 a z dôvodu lepšej orientácie v zahraničnej literatúre je uvedený aj anglický názov. Jednotlivé pohyby sú naznačené na obrázku 56.

Druh pohybu	Názov	Anglický názov
Posuv x	Šklbanie	Longitudial
Rotácia x	Klopenie	Roll
Posuv y	Vybočovanie	Lateral
Rotácia y	Kolíkanie	Pitch
Posuv z	Nadnášanie	Bounce
Rotácia z	Stáčanie	Yaw



[11]

Obrázok 56: Pohyby karosérie vozidla

Tabuľka 12: Pohyby karosérie vozidla

- Vertikálna tuhosť prednej nápravy musí byť o asi 30 % nižšia ako zadnej nápravy.
- Vlastná frekvencia kolísania a nadnášania si musia byť blízke. Vlastná frekvencia nadnášania by nemala byť menej ako 1,2-násobok vlastnej frekvencie kolísania.
- Žiadna frekvencia by nemala byť väčšia ako 1,3 Hz.
- Frekvencia klopenia by sa približne mala rovnať frekvencii odsakovania a kolísania.

Prvé pravidlo hovorí, že vlastná frekvencia zadnej nápravy je vyššia ako prednej, a to v prípade, keď zadné kolesá nie sú oveľa viac zaťažené ako predné. Význam tohto pravidla môže byť vysvetlený tak, že cez prekážku prejde vozidlo najprv prednými kolesami a zadnými až po určitom čase. Ak je vlastná frekvencia zadných kolies vyššia, zadná časť prednú rýchlo „doženie“ a po prvom kmitte karoséria kmitá skôr nadnášaním ako kolísaním. Toto je považované za pozitívum z hľadiska komfortu.

Druhé pravidlo pri moderných vozidlách býva jednoducho splnené. Problém by nastal, keby vlastná frekvencia kolísania bola oveľa vyššia ako vlastná frekvencia nadnášania (vozidlo s dlhým rázvorom a malým predným/zadným previsom). Spojenie medzi nadnášaním a kolísaním je dobré, pretože má tendenciu odstrániť silné oscilácie kolísania.

Nízka hodnota vlastnej frekvencie vedie k mäkkému odpruženiu a väčšiemu zdvihmu. V tejto oblasti rôzni výrobcovia majú rôzne zvyky. [11]

## 7.1 VÝPOČET TUHOSTI PRUŽINY

Po dohode so zadávateľom sa pruženie bude dimenzovať podľa požiadaviek na vlastnú frekvenciu odpružených hmôt 1 Hz. Pri výpočte sa bude uvažovať celková hmotnosť automobilu, ktorá sa pri návrhu považuje za hmotnosť, v ktorej sa vozidlo bude prevádzkovať. Pri menej zaťaženom vozidle by vyšli vlastné frekvencie trochu vyššie.

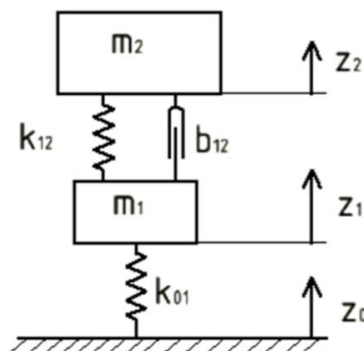
V tejto kapitole je opísaný iba postup výpočtu. Dosadenie do vzťahov je spracované v programe MS Excel v prílohe Výpočty.

Z kapitoly 6.5 vyplýva, že z pozdĺžnej polohy ťažiska pri celkovej hmotnosti na prednú nápravu pripadá 1291,4 kg. Táto hmotnosť sa ďalej delí na odpruženú a neodpruženú. Pre použitý model štvrtáuta potrebujeme hmotnosti pripadajúce na jedno koleso prednej nápravy.

Opis	Značka	Hodnota [kg]
Hmotnosť pripadajúca na prednú nápravu	$m_p$	1291,4
Neodpružená hmotnosť na 1 koleso	$m_1$	55
Odpružená hmotnosť na 1 koleso	$m_2$	590,7

Tabuľka 13: Odpružená a neodpružená hmotnosť prednej nápravy

Na výpočet sa použije zjednodušený model štvrtáuta v podobe dvojhmotovej sústavy s dvoma stupňami voľnosti.



Obrázok 57: Model štvrtáuta

Najprv spravíme uvoľnenie dvojhmotovej sústavy.

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = k_{12} \cdot (z_2 - z_1) + b_{12} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_{01} \cdot (z_1 - z_0)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = -k_{12} \cdot (z_2 - z_1) - b_{12} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{z}_1)$$

Pre výpočet netlmenej sústavy použijeme podmienky  $b_{12} = 0$  a  $z_0(t) = 0$ , teda bez budenia od vozovky. Členy z pravej strany rovníc prevedieme naľavo a následne rovnice prepíšeme do maticového tvaru.

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{01} + k_{12} & -k_{12} \\ -k_{12} & k_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Prepíšeme do tvaru:

$$M \cdot \ddot{Z} + K \cdot Z = 0,$$

kde M je matica hmotnosti a K matica tuhosti.

Vlastné frekvencie vypočítame nasledovne:

$$\det(K - \lambda \cdot M) = 0$$

$$\det \begin{bmatrix} k_{01} + k_{12} - \lambda \cdot m_1 & -k_{12} \\ -k_{12} & k_{12} - \lambda \cdot m_2 \end{bmatrix} = 0$$

$$(k_{01} + k_{12} - \lambda \cdot m_1) \cdot (k_{12} - \lambda \cdot m_2) - k_{12}^2 = 0$$

Tento vzťah následne roznásobíme a dostaneme kvadratickú rovnicu s neznámymi  $\lambda$  a nami hľadanou tuhosťou pružiny  $k_{12}$ . Frekvencia odpružených hmôt je daná vzťahom:

$$f_2 = \frac{\sqrt{\lambda}}{2 \cdot \pi}$$

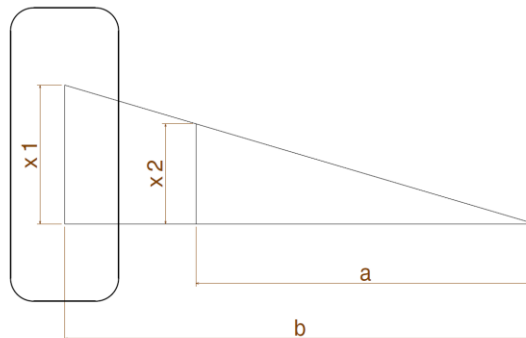
Za  $f_2$  dosadíme požadovanú hodnotu 1 Hz, následne zo vzťahu vyjadríme  $\lambda$ , spätne dosadíme do rovnice  $\lambda = 4 \cdot \pi^2 \cdot f_2$  a vyjadríme hľadanú neznámu  $k_{12}$ :

$$k_{12} = \frac{k_{01} \cdot \lambda \cdot m_2 - \lambda^2 \cdot m_1 \cdot m_2}{k_{01} - \lambda \cdot m_1 - \lambda \cdot m_2} \cong \mathbf{26405,8 \text{ N/m}}$$

Nájdená neznáma  $k_{12}$  predstavuje tuhosť pružiny v strede kola, preto ju ešte musíme prepočítať na miesto jej skutočného uloženia.

### 7.1.1 PREPOČET TUHOSTI PRUŽINY NA MIESTO JEJ ULOŽENIA

Po dohode so zadávateľom diplomovej práce sa bude vychádzať z požiadavky, že pomer pohybu musí byť aspoň 0,6. Pomer pohybu vyjadruje, v akom pomere sa stláča pružina v mieste svojho uloženia vzhľadom na stred kola.



Obrázok 58: Prepočet tuhosti pružiny na miesto jej uloženia



Z podobnosti trojuholníkov vyplýva, že:

$$\frac{a}{b} = \frac{x_2}{x_1} = 0,6 = MR$$

Pomer pohybu označíme ako MR (Motion Ratio).

Vychádzame zo zákona zachovania energie:

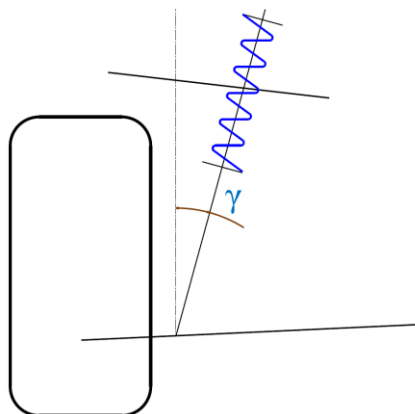
$$\frac{1}{2} \cdot k_{12} \cdot x_1^2 = \frac{1}{2} \cdot k_{12m} \cdot x_2^2$$

$$k_{12m} = k_{12} \cdot \left(\frac{x_1}{x_2}\right)^2 = k_{12} \cdot \left(\frac{x_1}{x_1 \cdot \frac{a}{b}}\right)^2$$

$$k_{12m} = k_{12} \cdot \left(\frac{b}{a}\right)^2 = \frac{k_{12}}{MR^2} \cong 73349,3 \text{ N/m}$$

Pretože pružina bude sklonená o  $17,4^\circ$  a pri uhloch väčších ako  $10^\circ$  treba prepočítavať silu na os sklonenia pružiny, vypočítanú tuhosť pružiny na mieste jej uloženia treba ešte prepočítať pre daný uhol sklonenia podľa vzťahu:

$$k_{12s} = \frac{k_{12m}}{\cos(\gamma)} \cong 73683 \text{ N/m}$$



Obrázok 59: Prepočet tuhosti pružiny s rešpektovaním jej sklonenia

## 7.2 URČENIE ROZMEROV VINUTEJ PRUŽINY

Predná vinutá pružina bude vyrobená z ocele 61SiCr7 na zušľachtované pružiny. Mechanické vlastnosti materiálu podľa [25] v zušľachtenom stave sú uvedené v tabuľke 14.

Vlastnosť	Značka	Hodnota	Jednotka
Zmluvná medza klzu	$R_{p0,2}$	1400	[MPa]
Medza pevnosti	$R_m$	1550-1850	[MPa]
Modul pružnosti v šmyku	$G$	80	[GPa]

Tabuľka 14: Materiálové vlastnosti ocele na výrobu pružiny

Pri výpočte rozmerov pružiny vychádzame z nasledujúceho vzťahu:

$$k_{12s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$$

[5], [42]

Zvolíme si nominálnu dĺžku pružiny, vonkajší priemer a priemer drôtu pružiny a z vyššie uvedeného vzťahu vypočítame potrebný počet činných závitov:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k_{12s}}$$

Parametre vinutej pružiny prednej nápravy sú uvedené v tabuľke 15.

Opis	Značka	Hodnota	Jednotka	Anglický preklad
Tuhosť vinutej pružiny	$k_{12s}$	78,1	[N/mm]	Spring Rate
Nominálna dĺžka pružiny	$x_{design}$	250	[mm]	Design length of Spring
Priemer pružiny	$D$	115	[mm]	Spring Central Diameter
Priemer drôtu	$d$	16	[mm]	Wire Diameter
Počet funkčných závitov	$n$	5,6	[-]	Number of functional Coils
Počet zakončujúcich závitov	$n_e$	1,5	[-]	Number of Ending Coils

Tabuľka 15: Parametre vinutej pružiny

### 7.2.1 VÝPOČET A KONTROLA VINUTEJ PRUŽINY

Nominálna sila v pružine (pri zaťažení celkovou hmotnosťou) je daná vzťahom:

$$F_{nominal} = \frac{m_2 \cdot g}{MR} \cong 9657,9 \text{ N}$$

Stlačenie pružiny z voľnej dĺžky do zaťaženia celkovou hmotnosťou:

$$\Delta x_{nominal} = \frac{F_{nominal}}{k_{12s}} \cong 125,7 \text{ mm}$$

Voľná dĺžka pružiny:

$$x_{free} = \Delta x_{nominal} + x_{design} \cong 375,7 \text{ mm}$$

Dĺžka pružiny pri maximálnom prepružení do karosérie:

$$x_{bump} = x_{design} - x_2 \cong 199,7 \text{ mm}$$

Sila v pružine pri maximálnom prepružení do karosérie:

$$F_{bump} = k_{12s} \cdot (x_{free} - x_{bump}) \cong 13524,1 \text{ N}$$

Napätie v pružine pri maximálnom prepružení do karosérie bude najväčšie napätie, ktoré bude pružinu zaťažovať:

$$\tau_{bump} = \frac{8 \cdot F_{bump} \cdot D}{\pi \cdot d^3} \cong 967,4 \text{ MPa}$$

Dovolené šmykové napätie pre pružinovú oceľ s vysokou medzou pevnosti v ťahu je podľa [5] dané vzťahom:

$$\tau_D = 0,56 \cdot R_m \cong 1036 \text{ MPa}$$

Kontrola sadnutia závitov:

$$x_{bump} > n \cdot d$$

$\tau_{bump} < \tau_D$ , čo znamená, že napätie pri najväčšom prevádzkovom stlačení pružiny bude menšie ako dovolené napätie. Súčasne pri maximálnom stlačení pružiny bude zachovaná vôľa medzi jednotlivými závitmi; hovoríme, že si „nesadnú“. Vypočítaná pružina môže byť teda použitá.

### 7.3 VÝPOČET A KONTROLA TLMENIA

Pri výpočte tlmenia vychádzame zo vzťahu:

$$b_{12} = b_r \cdot b_{krit}$$

Pomerný útlm  $b_r$  by pri vozidlách mal nadobúdať hodnoty v intervale 0,2 až 0,4, preto volíme hodnotu 0,3.

Kritický útlm je taký, pri ktorom by nedošlo k prekmitu. Je daný vzťahom:

$$b_{krit} = 2 \cdot \sqrt{k_{12} \cdot m_2}$$

Vypočítaná hodnota sa podobne ako v prípade pružiny vzťahuje na stred kolesa a opäť je potrebné ju obdobným spôsobom prepočítať na miesto uloženia tlmiča. Ten je v našom prípade uložený v rovnakej osi s vinutou pružinou a prepočet je rovnaký.

$$b_{12s} = \frac{b_{12}}{MR^2}$$

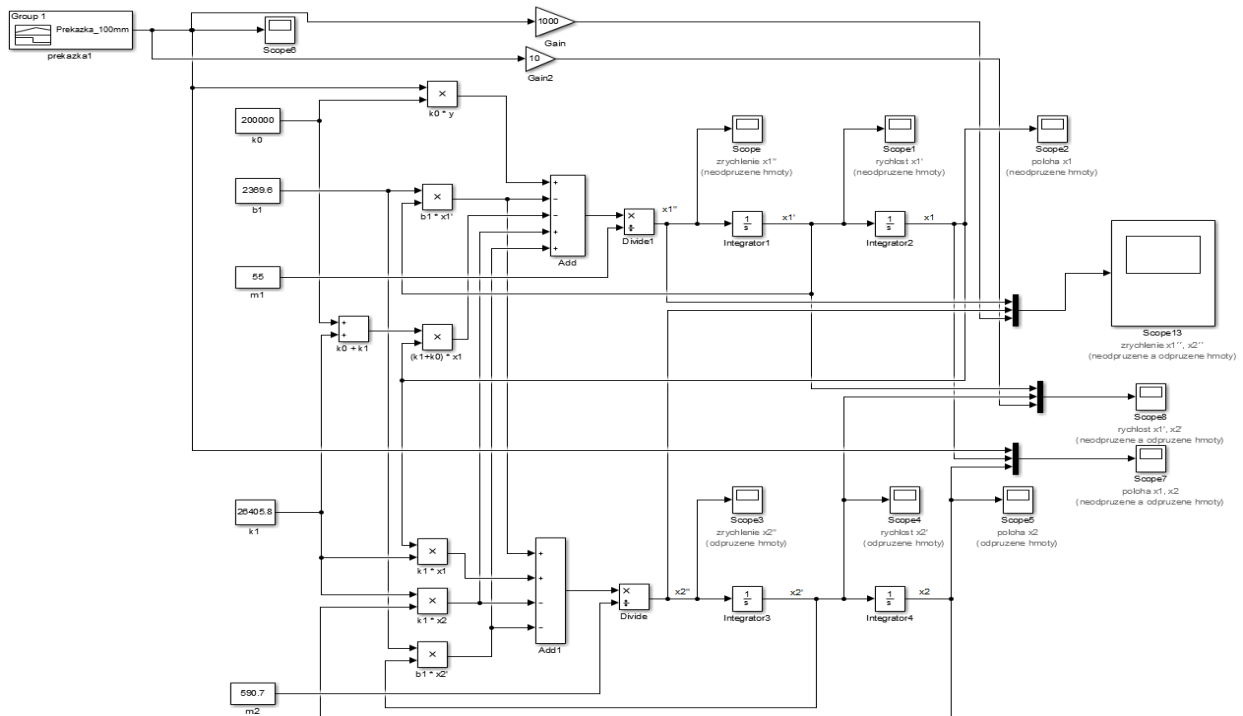
Hodnoty tlmenia pre prednú nápravu sú uvedené v tabuľke 16.

Opis	Značka	Hodnota	Jednotka	Anglický preklad
Pomerný útlm	$b_r$	0,3	[-]	Relative damping
Kritický útlm	$b_{krit}$	7898,8	[N.s/m]	Critical damping
Tlmenie	$b_{12}$	2369,6	[N.s/m]	Damping
Tlmenie v mieste tlmiča	$b_{12s}$	6897,7	[N.s/m]	Damping at the position of damper

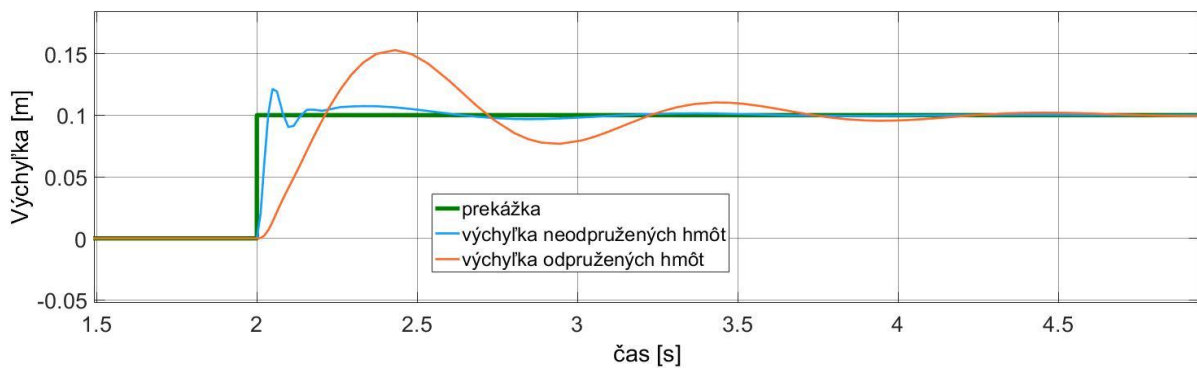
Tabuľka 16: Hodnoty tlmenia prednej nápravy

Ideálne je, aby sa sústava utlmila do troch až štyroch kmitov. Pre vizualizáciu boli diferenciálne rovnice sústavy stvárnené v prostredí Matlab Simulink. Simuluje sa prejazd prekážkou. Môžeme sledovať priebeh výchylky a zrýchlenia odpružených aj neodpružených hmôt sústavy.

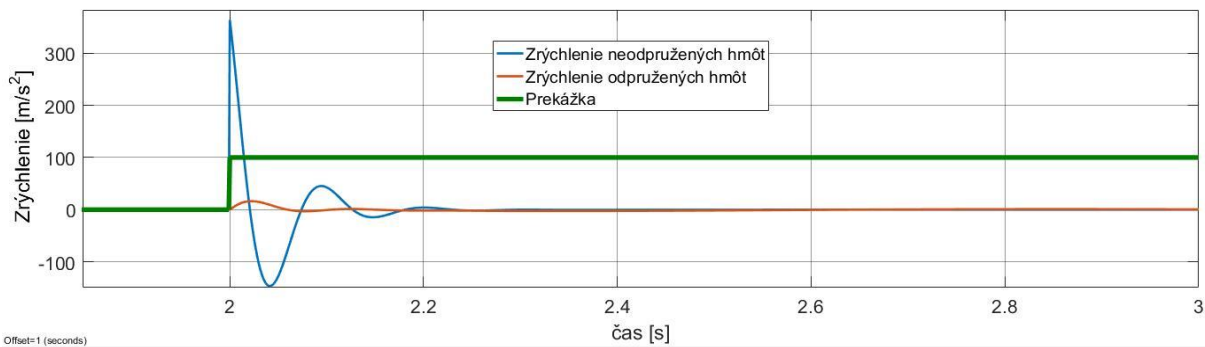
Stváranie diferenciálnych rovníc v programe Matlab Simulink vidíme na obrázku 60.



Obrázok 60: Diferenciálne rovnice štvrťauta v Simulinku



Obrázok 61: Graf výchyľiek odpružených a neodpružených hmôt v čase pri prejazde prekážkou



Obrázok 62: Graf zrýchlení odpružených a neodpružených hmôt v čase pri prejazde prekážkou

Z grafov vidíme, že utlmenie nastane po troch kmitoch, a teda tlmenie je zvolené správne.

## 7.4 VÝPOČET STABILIZÁTORA

Priečna časť stabilizátora je namáhaná na krut, vychádzame teda zo vzorca pre torznú tuhosť podľa [15]:

$$k_{ARB} = \frac{\pi \cdot (D_{ARB}^4 - d_{ARB}^4) \cdot G}{32 \cdot L_{ARB} \cdot r_{ARB}^2}$$

V praxi sa pri určovaní tuhosti stabilizátora vychádza z toho, že jeho tuhosť by mala byť približne polovica tuhosti pružiny v strede kolesa (Wheel rate).

Stabilizátory sa vyrábajú z pružinovej ocele. Polotovár býva buď plná tyč, alebo rúrka. V praxi sa navrhne zástavba na náprave pre tyč, respektíve rúrku s určitým vonkajším priemerom; pri použití stabilizátora z rúrky s rôznym vnútorným priemerom sa následne dá upraviť pretáčavosť alebo nedotáčavosť vozidla.

Zástavba bola navrhnutá na vonkajší priemer rúrky 28 mm. Následne úpravou vzťahu so známou požadovanou tuhosťou vyjadríme potrebný vnútorný priemer rúrky.

$$d_{ARB} = \sqrt[4]{D_{ARB}^4 - k \cdot \frac{32 \cdot L_{ARB} \cdot r_{ARB}^2}{\pi \cdot G}} \cong 13 \text{ mm}$$

Pre stabilizátor použitý v modeli som zvolil vonkajší priemer 28 mm. Vnútorný priemer potrebný pre požadovanú tuhosť vyšiel 13 mm. Rúrky z pružinových ocelí nie sú štandardný polotovár. Dodávajú ich špecializovaní výrobcovia. Príkladom je firma Thyssenkrupp [38]. Pre výrobu by bolo treba konzultovať rozmery s dodávateľom.

V sploštených koncoch bude diera, cez ktorú bude pomocou matky prichytený k závesu stabilizátora. Tá je na oboch stranách prichytená cez guľové čapy k tlmiču, respektíve k stabilizátoru.



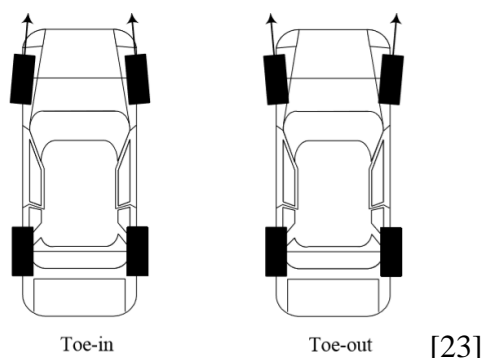
## 8 KINEMATIKA RIADENEJ NÁPRAVY

### 8.1 GEOMETRIA KOLIES

Geometria kolies je dôležitým parametrom ovplyvňujúcim riadenie vozidla, opotrebovanie pneumatík a komfort jazdy. Jej správne nastavenie výrazne ovplyvňuje jazdné vlastnosti vozidla a jeho ovládateľnosť. Základnou požiadavkou je, aby sa kolesá pri jazde v zákrute aj v priamom smere odvaľovali, ale nešmýkali. [22] Aby sa kolesá vozidla pri zatáčaní a priamej jazde odvaľovali a riadenie bolo ľahké, presné a stabilné, riadené kolesá a rejdové osi majú určité geometrické odchýlky od zvislej roviny. Tieto odchýlky sú označované ako geometria zavesenia kolies. [42]

#### 8.1.1 UHOL ZBIEHAVOSTI

Uhol zbiehavosti je priemet uhla medzi pozdĺžnou osou vozidla a strednou rovinou kolesa do roviny vozovky. Koleso je zbiehavé, ak je predná časť kolesa priklonená k pozdĺžnej osi vozidla. Rozbiehavé je, ak je odklonená.



Obrázok 63: Zbiehavosť a rozbiehavosť

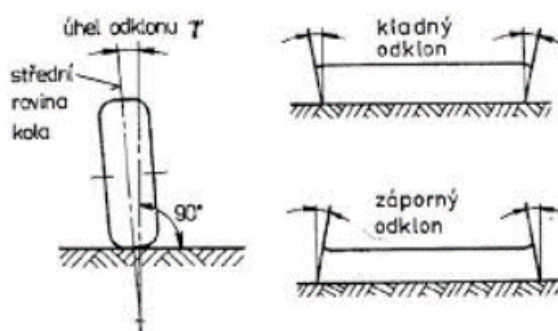
Pri meraní zbiehavosti mechanickým spôsobom sa zisťuje vzdialenosť medzi vnútornými okrajmi ráfikov ľavého a pravého kolesa vo vodorovnej rovine prechádzajúcej stredmi kolies.

Účelom zbiehavosti predných kolies je, aby sa kolesá pri priamej jazde odvaľovali paralelne. Uhol zbiehavosti má podobný účinok ako uhol smerovej odchýlky pneumatiky. Vplyvom tohto uhla na predných kolesách vznikajú malé bočné sily, ktoré sa kolesá snažia natáčať do priameho smeru. Vplyvom valivého odporu, poddajnosti riadenia a zavesenia je koleso natáčané do rozbiehavosti. Preto na dosiahnutie priameho smeru odvaľovania kolies slúži zbiehavosť. Zbiehavosť ovplyvňuje tri zásadné parametre. Sú nimi opotrebenie pneumatík, stabilita v priamom smere a zatáčanie. Zbiehavosť zvyšuje smerovú stabilitu vozidla a rozbiehavosť zvyšuje citlivosť riadenia. Preto zbiehavosť spôsobuje pomalšie riadenie a rozbiehavosť nestabilitu vozidla. U osbných vozidiel sa zvyčajne nastavuje zbiehavosť 0 až 3 mm ( $0^\circ$  až  $0,5^\circ$ ). V prípade pretekárskych vozidiel sa niekedy nastavuje mierna rozbiehavosť. Veľká zbiehavosť spôsobuje zrýchlené opotrebovanie vonkajšej časti pneumatík, zatiaľ čo veľká rozbiehavosť ich vnútornej časti.

V prípade všetkých nezávislých zavesení kolies zbiehavosť môže byť nastavená aj na zadnej náprave. Má tu rovnaký vplyv na opotrebenie pneumatík, smerovú stabilitu a zatáčanie ako vpredu. Zvyčajne sa však pre zvýšenú nestabilitu nenastavuje. [42], [23]

### 8.1.2 UHOL ODKLONU KOLESA

Uhol odklonu kola je sklon strednej roviny kola voči zvislej osi vozidla. Ak sa vrchná časť kola nakláňa von od vozidla, hovoríme o kladnom odklone. Ak sa vrchná časť nakláňa smerom k vozidlu, hovoríme o zápornom odklone. [42] V cudzojezičnej literatúre (napríklad [23]) sa môžeme stretnúť s opačou definíciou kladného a záporného odklonu.



[42]

Obrázok 64: Príklon a odklon

Pri nezávislom zavesení kolies dochádza pri prepružení kola k zmene uhla odklonu. Vplyvom zmeny odklonu vzniká bočná sila v stope pneumatiky. To má za následok, že zavesenie s veľkou zmenou uhla odklonu zvyšuje namáhanie zavesenia kola a rámu, vyvoláva nepokoj v riadení a vedie k zvýšeniu opotrebenia pneumatík. Pri prepružení by teda ideálne nemalo prichádzať k zmene uhla odklonu, respektíve táto zmena by mala byť minimálna. Pre optimalizáciu výkonu pneumatiky v zákrute by podvozok mal umožniť mierny odklon v smere rotácie. Keď sa karoséria nakláňa v zákrute, podvozok sa odkláňa vertikálne. Koleso je spojené s karosériou mechanizmom nápravy, ktorý sa musí otočiť a dovoliť kolesu odklonenie. Preto koleso môže byť vystavené veľkým zmenám odklonu pri prepružení. Čím viac sa musí koleso odkloniť od svojej statickej polohy, tým ťažšie je zachovať ideálny uhol odklonu. [42], [23]

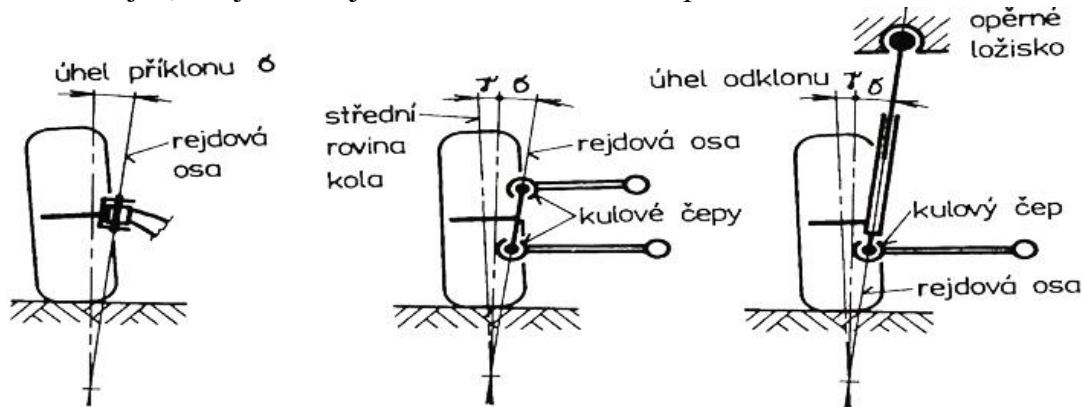
### 8.1.3 PRÍKLON REJDOVEJ OSI, POLOMER REJDU

Príklon rejdovej osi je priemet uhla zovretého rejdovou osou a zvislicou do roviny rovnobežnej s priečnou rovinou vozidla. Slúži na samočinné vracanie riadených kolies do polohy na priamu jazdu. Vplyvom príklonu rejdovej osi pri natáčaní riadených kolies dochádza k ich zdvíhaniu. Sila na to potrebná musí byť vynaložená pri natáčaní volantu. Pri uvoľnení tejto sily pôsobiacej na volant po zatáčaní tlačí zaťaženie prednej nápravy predné kolesá do priamej polohy, a to účinkom vratného momentu.

V prípade tuhej nápravy je rejdová os – teda os, okolo ktorej sa koleso pri riadení vychýľuje, totožná s osou rejdového čapu.

Lichobežníková náprava rejdový čap nemá a rejdová os (os riadenia) je daná spojnicou stredov horného a spodného guľového čapu.

V prípade nápravy MacPherson je rejdová os daná spojnicou stredy horného závesného ložiska a stredy spodného guľového čapu uloženého v priečnom ramene. Podľa polohy tohto čapu môže byť rejdová os totožná s osou teleskopickej vzpery. Častejšie je však spodný guľový čap posunutý dovnútra kolesa (s cieľom zmenšenia polomeru rejdu alebo získania záporného polomeru rejdu) a rejdová os je excentrická – má väčší príklon. [42]

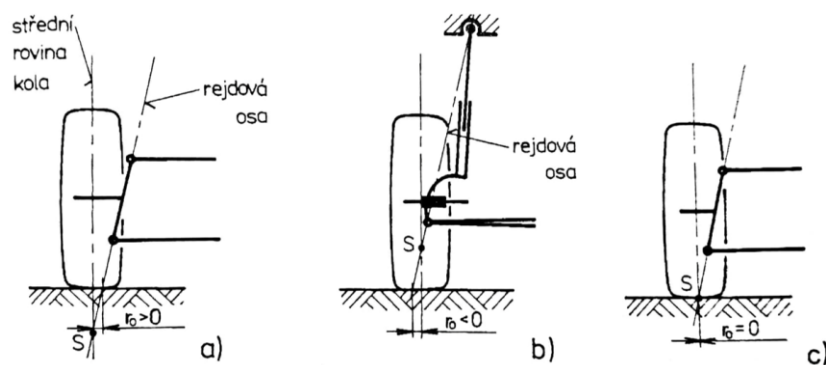


[42]

Obrázok 65: Príklon rejdovej osi

Polomer rejdu je vzdialenosť medzi priesečníkom rejdovej osi s rovinou vozovky a stredom styku pneumatiky s vozovkou, premietnutá do roviny rovnobežnej s priečnou rovinou vozidla. Ak tento priesečník leží vonku od strednej roviny kolesa, hovoríme, že polomer rejdu je záporný. Ak leží dnu od strednej roviny kolesa, hovoríme, že je kladný.

So zvyšujúcou sa hodnotou polomeru rejdu sa zvyšuje aj vratný moment kolesa. Čím je však polomer rejdu väčší, tým viac je predná náprava citlivá na pozdĺžne sily. [42]



Polomer rejdu: a) kladný b) záporný c) nulový [42]

Obrázok 66: Polomer rejdu

### 8.1.4 ZÁKLON REJDOVEJ OSI, ZÁVLEK

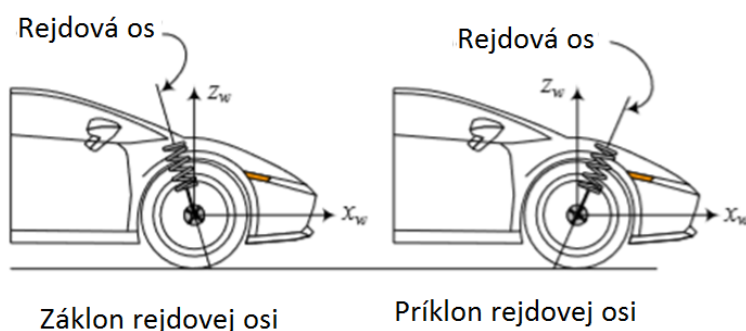
Aby poloha predných kolies automobilu bola stabilná, rejdová os sa môže posunúť smerom dopredu, čím sa rejdová os dostane pred styk kolesa s vozovkou a koleso je vlečené.

Závlek je vzdialenosť medzi priesečníkom rejdovej osi s rovinou vozovky a stredom styku pneumatiky, premietnutá do roviny rovnobežnej s pozdĺžnou rovinou vozidla. Ak je priesečník pred stredom styku pneumatiky, hovoríme o kladnom závleku. Ak je priesečník za ním, hovoríme o zápornom závleku (predvleku). [42]

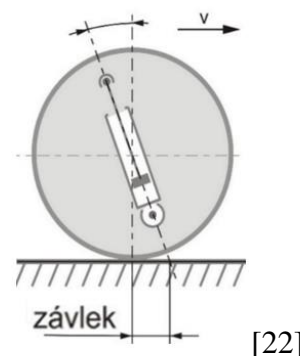
Záklon rejdovej osi je priemet uhlu zovretého rejdovou zovreného rejdovou osou a zvislicou do roviny rovnobežnej s pozdĺžnou rovinou vozidla. Je uvažovaný kladne, ak je rejdová os sklonená dozadu vozidla a záporne, ak je sklonená dopredu (hovoríme o predklone). [42]

V zahraničnej literatúre (napríklad [23]) sa môžeme stretnúť s opačnou definíciou.

Pozitívny záklon pomáha vyrovnávať volant po zatáčaní a predným kolesám pomáha skôr sa vyrovnáť. Väčšina vozidiel je robená s 4 až 6° pozitívnym záklonom rejdovej osi. Pozitívny záklon pomáha vyrovnávať kolesá pri priamej jazde, preto je používaný na podporu stability priamej jazdy. Veľký záklon rejdovej osi zlepšuje stabilitu priamej jazdy, ale súčasne spôsobuje sťaženie riadenia. [23]



Obrázok 67: Záklon rejdovej osi



Obrázok 68: Závlek [22]

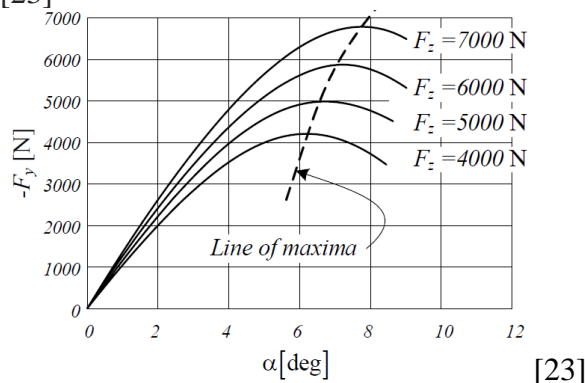
## 8.2 ACKERMANOVA GEOMETRIA RIADENIA

Mechanizmus riadenia, ktorý ovláda riadené kolesá, musí spĺňať určité geometrické podmienky. Vonkajšie a vnútorné kolesá opisujú pri prejazde zákrutou kružnice s rôznymi polomerami. Aby sa kolesá pri jazde iba odvaľovali a nevznikalo nežiaduce šmýkanie po vozovke, podvozok musí spĺňať určité podmienky. [32] Za predpokladu, že sa vozidlo pohybuje veľmi pomaly, platí kinematická podmienka medzi uhlami vytočenia vnútorného a vonkajšieho kolesa, ktorá im umožňuje otáčať sa bez šmýkania. Táto podmienka sa nazýva Ackermanova podmienka a je vyjadrená vzťahom podľa [23]:

$$\cot \alpha - \cot \beta = \frac{t}{l}$$

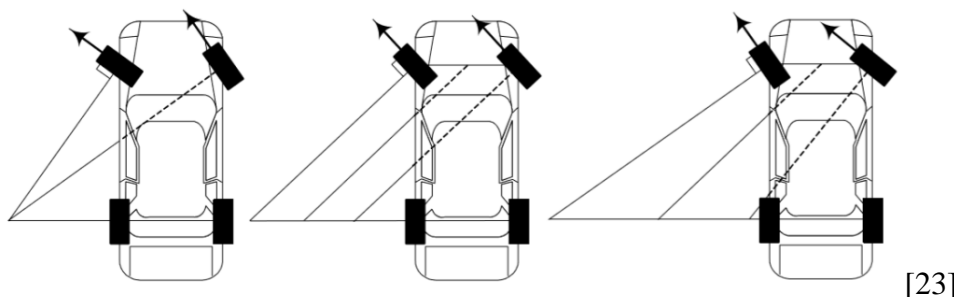
Ackermanova geometria riadenia je zobrazená na obrázku 51.

Ackermanova podmienka sa inak nazýva aj kinematická podmienka riadenia. Je to statická podmienka pre nulovú, respektíve veľmi nízku rýchlosť. Keď vozidlo zatáča rýchlo, je potrebné veľké priečne zrýchlenie, a preto kolesá pracujú vo vysokých uhloch sklzu. Navyše záťaž na vnútorných kolesách bude oveľa menšia ako na vonkajších. Krivky výkonu pneumatiky ukazujú, že so zvyšovaním zaťaženia kolesa je potrebný menší uhol sklzu na dosiahnutie maximálnej bočnej sily. [23]



Obrázok 69: Vplyv vertikálneho zaťaženia na bočnú silu v závislosti od uhla sklzu

Pod týmito podmienkami by vnútorné predné koleso zatáčajúce podľa Ackermanovej podmienky malo väčší uhol sklzu, ako je potrebné pre maximálnu bočnú silu. Preto vnútorné koleso pri vyšších rýchlostiach musí operovať pod menšími uhlami. Zmenšovanie rozdielu uhla vedie k tomu, že namiesto Ackermanovho riadenia sa vyžaduje rovnobežné, ba dokonca reverznú riadenie. Nesmieme však zabúdať, že vozidlo musí byť schopné zatáčať aj pri nízkych rýchlostiach pod Ackermanovou podmienkou riadenia. Preto neexistuje ideálny mechanizmus riadenia, ak nekontrolujeme uhol vytočenia každého kolesa inteligentným systémom. [23]



Obrázok 70: Ackermanovo, paralelné a reverznú riadenie

### 8.3 PÓL POHYBU KOLESA

Okamžitý pól pohybu kola (angl. Reaction Point) je bod, ktorý vznikne ako priesečník mysleného predĺženia horného a dolného trojuholníka pri pohľade zozadu.

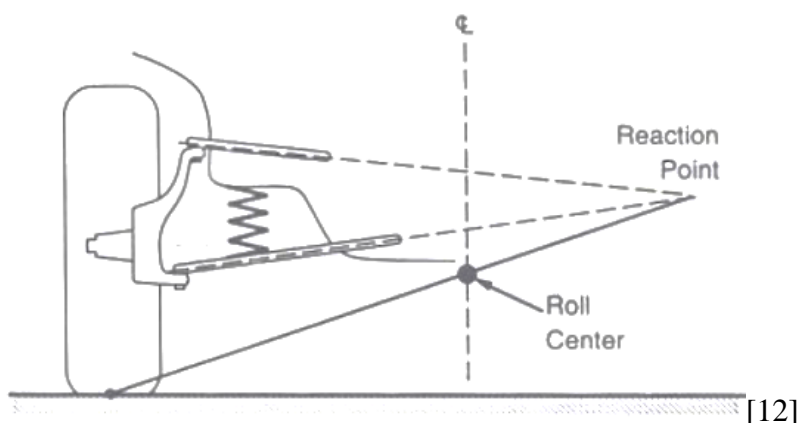
Ak okamžitý pól pohybu kola RP leží ďaleko od kola, pri prepružení vznikajú len malé zmeny rozchodu a odklonu. Zmena rozchodu sa pre malé výchylky určí opísaním kružnice z bodu RP s polomerom. Zmena odklonu je daná okamžitým natočením kola okolo pólu RP. [42]

### 8.4 STRED KLOPENIA KAROSÉRIE

Stred klopenia karosérie (angl. Roll Center) je bod, ktorý vznikne ako priesečník spojnice stredy klopenia vozovky s bodom styku pneumatiky s vozovkou a vertikálnej osi vozidla.

Poloha stredy klopenia karosérie RC vyplýva zo vzájomného sklonu priečných ramien. Pre zvláštny prípad rovnobežných ramien leží okamžitý pól pohybu kola v nekonečne a RC karosérie je na vozovke. Pri nehybnej karosérii pri malých pohyboch kola okolo východiskovej polohy sa vôbec nemení odklon a len nepatrne sa mení rozchod. Pre rôzne dlhé priečne ramená to pri väčších výchylkách neplatí, pretože ramená nezostávajú voči sebe navzájom rovnobežné. Naopak, ak sa naklápa karoséria, v každom prípade vznikne zmena odklonu kolies. [42]

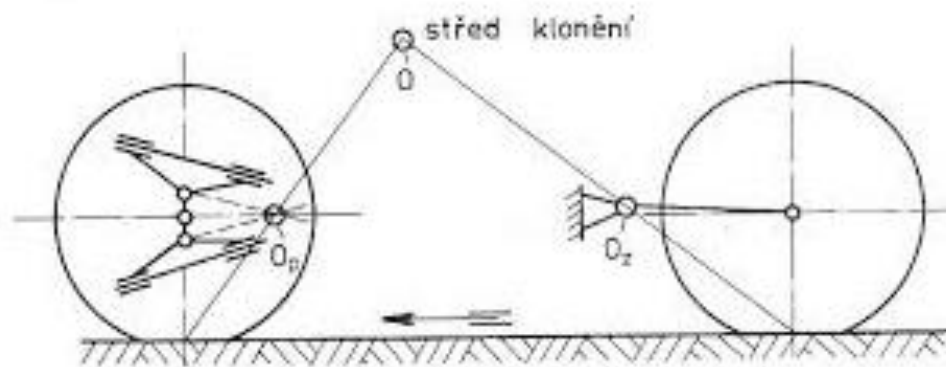
Os klopenia je myslená čiara, okolo ktorej sa klopí karoséria. Nájde ju spojením stredy klopenia prednej a zadnej nápravy vozidla. [23]



Obrázok 71: Stred klopenia kola a karosérie

## 8.5 STRED KLONENIA KAROSÉRIE

Na obrázku 72 je znázornený stred klonenia  $O$ , ktorý vznikne spojením ako priesečník spojnic bodu dotyku prednej a zadnej pneumatiky s vozovkou so stredom klonenia  $O_p$  pre prednú lichobežníkovú nápravu a stredom klonenia  $O_z$  pre zadnú kľukovú nápravu. Aby pri brzdení nevznikalo predkláňanie a pri zrýchľovaní zakláňanie karosérie, stred klonenia karosérie musí ležať vo výške ťažiska vozidla. Potom pri brzdení zotrvačná sila nevytvára žiaden moment k stredom otáčania karosérie a nevzniká predkláňanie. Pre docielenie tohto efektu je nutné zošikmenie pozdĺžnych osí trojuholníkových ramien lichobežníkovej nápravy podľa obrázka. [41]



[41]

Obrázok 72: Stred klonenia karosérie



## 9 NASTAVENIE KINEMATIKY PREDNEJ NÁPRAVY

Kinematika podvozka má významný vplyv na správanie vozidla a jeho jazdné vlastnosti. V praxi sa jej návrhu venuje tím výpočtárov, ktorí sledujú relatívne veľa parametrov. V tejto diplomovej práci sú pre jednoduchosť vo výpočtovom programe MSC Adams použité iba tuhé väzby a nie sú uvažované poddajnosti silentblokov.

Vychádzame z preddefinovaného modelu lichobežníkovej nápravy, ktorý nám tento softvér ponúka. Ľavú časť tohto modelu vidíme na obrázku 76. Postupnou iteráciou zmien polôh významných bodov sa snažíme vybrané veličiny a ich priebehy nastaviť na požadované hodnoty.

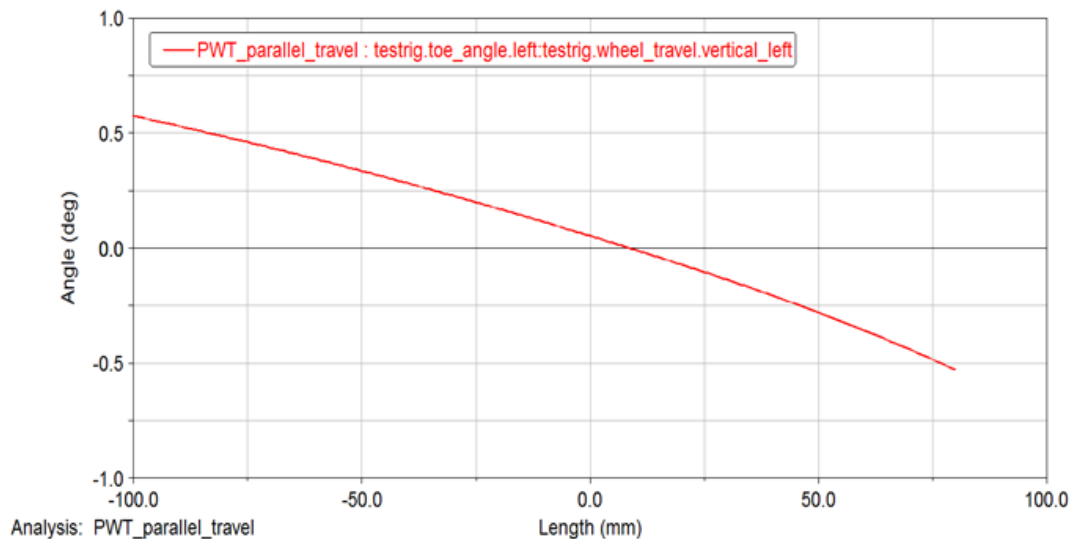
Pri postupe stanovenia požadovaných hodnôt pre jednotlivé nápravy sa v praxi bežne najprv vychádza z vlastných skúseností s obdobnými konštrukciami, ďalej sa spraví pozorovanie a meranie viacerých konkurenčných vozidiel rovnakej triedy, o ktorých sa vie, že majú dobré vlastnosti. Následne sa vytvorí model celého vozidla, na ktorom sa simulujú rôzne jazdné stavy. Týmito simuláciami sa pôvodné hodnoty overia a upravujú pre konkrétne vozidlo. Požadované hodnoty pre prednú nápravu riešenú v tejto diplomovej práci dal zadávateľ. Vychádzajú z vyššie opísaných simulácií spravených na projekte pre luxusný elektromobil s rozmermi a hmotnosťou podobnými vozidlu riešenému v tejto práci.

V nasledujúcej tabuľke sú uvedené požadované hodnoty vybraných parametrov. Pri hodnotách, kde nie je uvedená požadovaná hodnota zmeny pri prepružení, bola nastavovaná iba statická hodnota.

Opis	Cieľová hodnota		Dosiahnutá hodnota		Anglický preklad
	statická, tolerancia	zmena pri prepružení	statická	zmena pri prepružení	
Zbiehavosť	0.05 ° ±0.05 °	-4 až -6 °/m	0,05 °	-6 °/m	Toe angle
Odklon	-0.5 ° ±0.1 °	-10 až -22 °/m	-0,5 °	-20 °/m	Camber angle
Záklon rejdovej osi	4° -0.3 +3°	8 až 15 °/m	5,46 °	11 °/m	Caster angle
Príklon rejdovej osi	7 ° ±1 °	10 až 22 °/m	7,09 °	20 °/m	Kingpin inclination angle
Statický závlak	30 mm -3 +12 mm		36,13 mm		Caster moment arm
Polomer rejdu	-20 až 20 mm		17,76 mm		Scrub radius
Stred klopenia karosérie	70 mm -10 +20 mm		76 mm		Roll centre
Podiel Ackermanovej geometrie	min. 60 %		60,8 %		Percent Ackerman

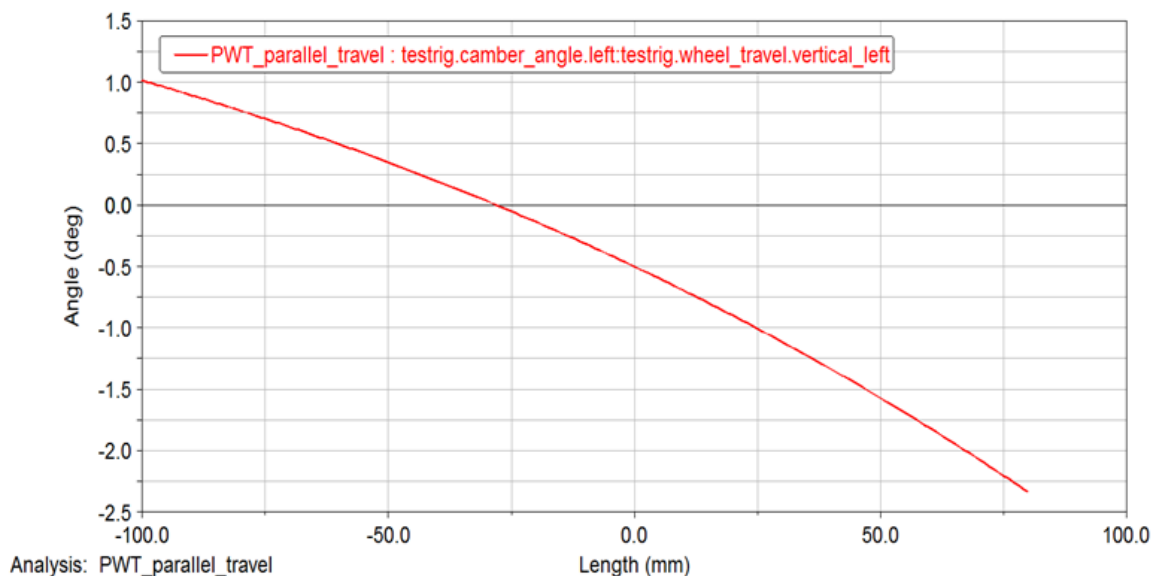
Tabuľka 17: Cieľové a dosiahnuté hodnoty kinematiky prednej nápravy

V nasledujúcich grafoch vidíme zmeny jednotlivých veličín pri prepružení. Pre dobrú odozvu v riadení a jeho predvídateľnosť je dôležité, aby priebehy zmien pri prepružení mali čo najlineárnejší charakter.



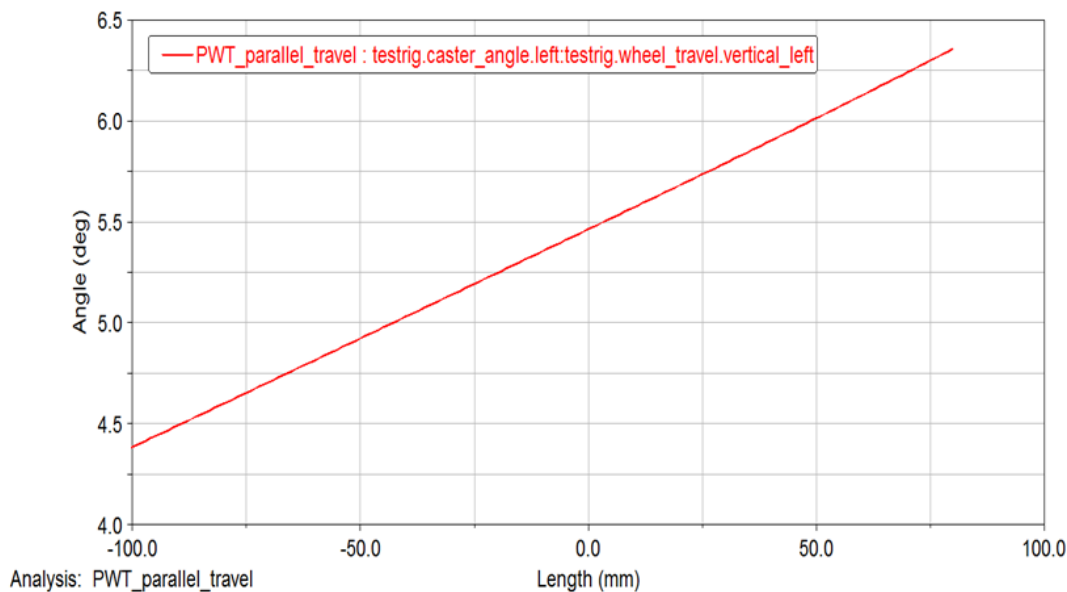
Obrázok 73: Zmena zbiehavosti pri prepružení

Linearitu tejto krivky ovplyvňuje dĺžka spojovacej tyče riadenia. Pre „vyrovnanie“ sa menila poloha vnútorného bodu prepočtom cez jednotkový vektor, aby bola zachovaná Ackermanova geometria riadenia.



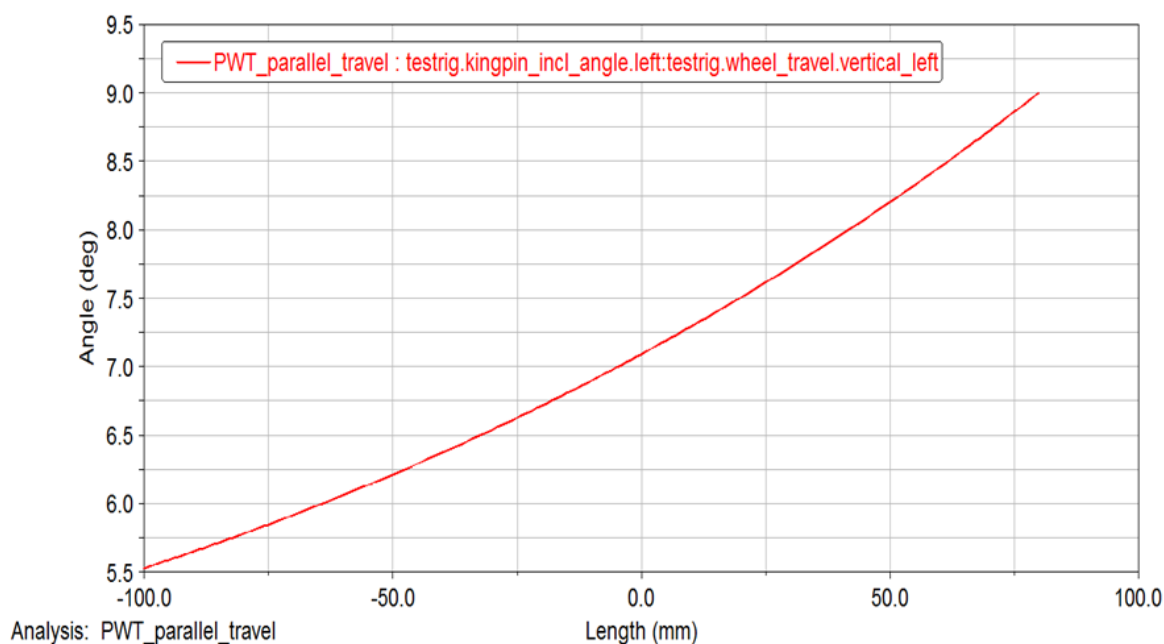
Obrázok 74: Zmena odklonu pri prepružení

Pri prepružení smerom do karosérie chceme, aby sa odklon zmenšoval, teda aby sa horná časť kolesa nakláňala smerom dnu. Takto sa pri prejazde zákrutou čiastočne kompenzuje náklon karosérie a dosahuje sa lepší styk pneumatiky s vozovkou.



Obrázok 75: Zmena uhla záklonu rejdovej osi pri prepružení

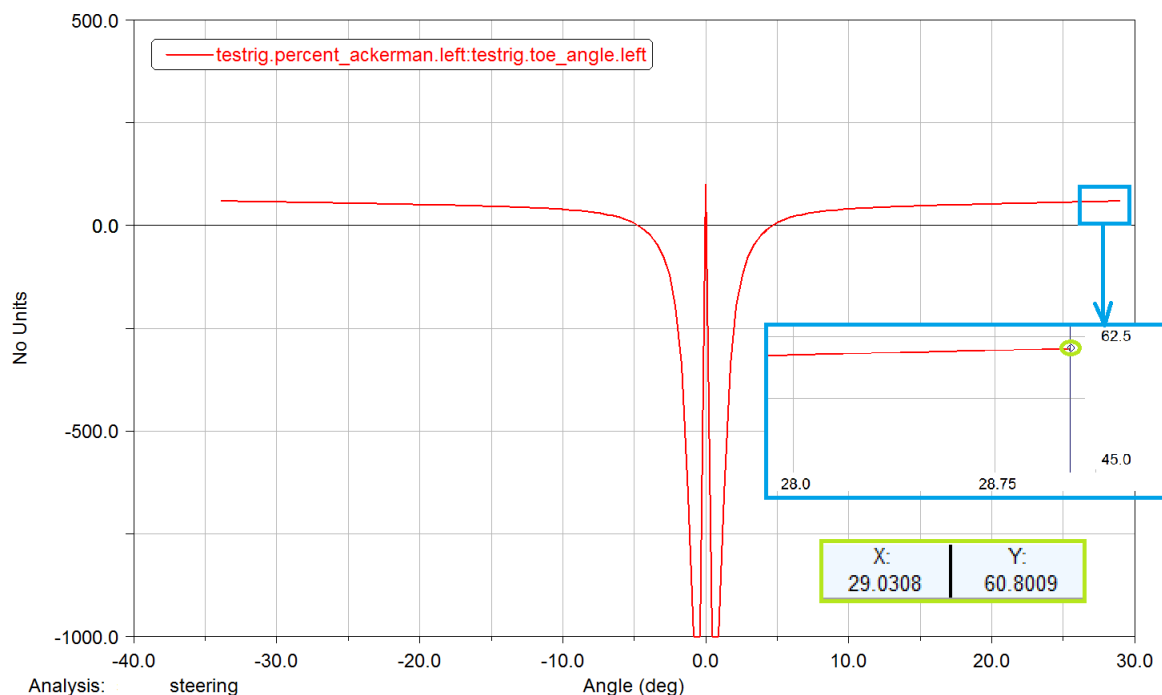
Uhol záklonu rejdovej osi má vplyv hodnotu závleku, ktorý spôsobuje stabilizáciu jazdy. Závlek vyplýva z uhlu záklonu rejdovej osi a jej posunutia v pozdĺžnom smere. Pri zatáčaní sa vozidlo nakláňa na vonkajšiu stranu, čiže vonkajšie koleso prepruží do karosérie. Táto krivka je rastúca, čo znamená, že vo väčšej zákrute budeme mať väčší závlek.



Obrázok 76: Zmena príklonu rejdovej osi pri prepružení

Zmena príklonu rejdovej osi je spojená so zmenou odklonu. Príklon rejdovej osi určuje polomer rejdu. So zvyšujúcim sa polomerom rejdu je náprava náchylnejšia na pozdĺžne sily, preto je snaha nastaviť jeho malú hodnotu. Polomer rejdu sa pri prepružení do karosérie zvyšuje, čiže pri prejazde zákrutou budeme mať väčší vratný moment.

Pri simulácii zatáčania s vysunutím hrebeňa riadenia  $\pm 70$  mm vyšla závislosť podielu Ackermanovej geometrie na uhle vytočenia kolies podľa obrázku 77.



Obrázok 77: Percentá Ackermanovej geometrie v závislosti od vytočenia kolies

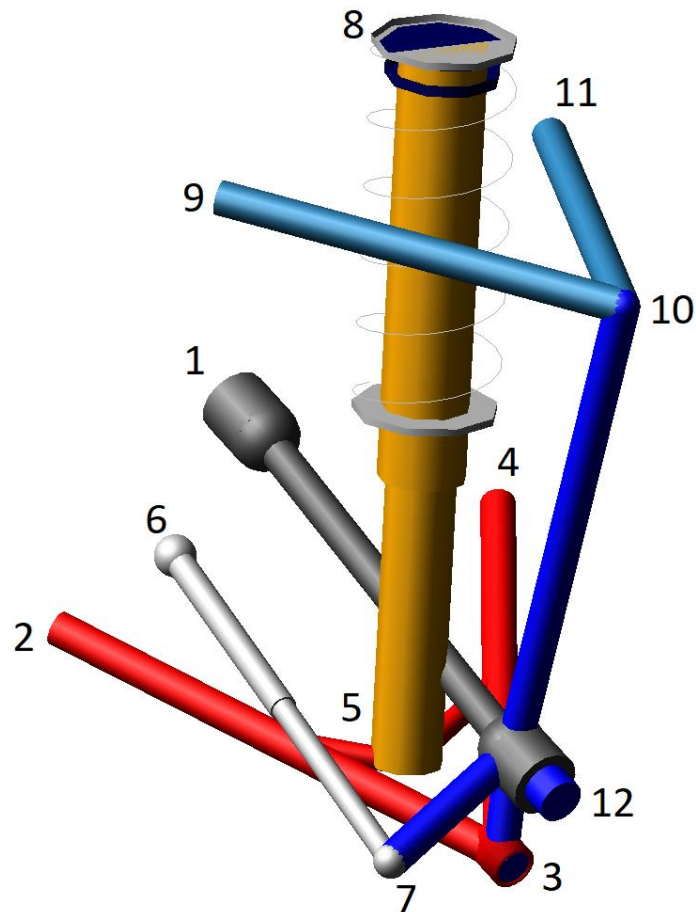
V kapitole 8.2 bolo opísané, že pri prejazde zákrutou malými rýchlosťami by uhly vytočenia kolies mali spĺňať Ackermanovu podmienku. Pri prejazde vyššou rýchlosťou je však výhodnejšie paralelné, ba dokonca reverzné riadenie. So stúpajúcou rýchlosťou prejazdu zákruty býva uhol vytočenia kolies nižší, pretože vo vysokých rýchlostiach sme schopní prechádzať iba zákruty s väčším polomerom. Naopak, zákruty s malým polomerom prechádzame nízkou rýchlosťou, keď platí Ackermanova podmienka. Preto sa snažíme nastaviť čo najväčší podiel Ackermanovej geometrie práve pri maximálnom vytočení kolies. Cieľ tu bol stanovený na minimálne 60 % splnenie kinematickej podmienky pri maximálnom vytočení kolies. Táto hodnota vychádza najmä zo zástavbových možností. V praxi je snaha nastaviť podiel Ackermanovho riadenia na čo najvyšší, ale táto hodnota sa bežne používa.

V simulácii zatáčania v Adamse sa ukázalo, že pri vysunutí hrebeňa riadenia o 70 mm bude požadovaný stopový polomer otáčania 6 m dosiahnutý. Uhol vytočenia vonkajšieho kolesa pri maximálnom vysunutí hrebeňa riadenia je  $29,03^\circ$ . To je viac ako  $28,96^\circ$ , čo je potrebné na základe výpočtu v kapitole 6.3.

Podiel Ackermanovej geometrie predstavuje pomer skutočného dosiahnutého rozdielu uhlov vytočenia kolies a rozdielu uhlu vytočenia kolies podľa Ackermanovej podmienky. V prípade 100 % podielu Ackermanovej geometrie by bol uhol vytočenia vonkajšieho a vnútorného kolesa  $10,1^\circ$  (podľa vzťahov z kapitoly 6.3). V našom prípade sme však dosiahli pri maximálnom vytočení kolies 60,8 % Ackermanovej geometrie, čiže rozdiel uhlov vytočenia jednotlivých kolies bude 60,8% z  $10,1^\circ$ .

## 9.1 POLOHA VÝZNAMNÝCH BODOV PREDNEJ NÁPRAVY

Výsledkom procesu nastavovania vybraných parametrov kinematiky na požadovanú hodnotu sú súradnice významných bodov nápravy. Súradnicový systém v programe MSC Adams je totožný s tým, ktorý je použitý pri tvorbe modelu v programe Catia V5 (počiatok v strede na osi prednej nápravy). Z týchto bodov je následne vytvorený skeleton.



Obrázok 78: Významné body lichobežníkovej nápravy

číslo	Významný bod	x [mm]	y [mm]	z [mm]	Názov v modeli
1	Vnútorý bod hnacieho hriadeľa	30.0	-321.0	0.0	hpl_drive_shaft_inr
2	Vnútorý predný bod spodného ramena	-203.0	-390.0	-105.0	hpl_lca_front
3	Vonkajší bod spodného ramena	-14.42	-791.84	-99.82	hpl_lca_outer
4	Vnútorý zadný bod spodného ramena	237.0	-390.0	-84.0	hpl_lca_rear
5	Spodný bod tlmiča	-24.0	-657.0	-99.8	hpl_lwr_strut_mount
6	Vnútorý bod spojovacej tyče riadenia	-98.1	-394.19	-40.41	hpl_tierod_inner
7	Vonkajší bod spojovacej tyče riadenia	-147.0	-811.31	-42.86	hpl_tierod_outer
8	Horný bod tlmiča	7.167	-465.44	511.53	hpl_top_mount
9	Vnútorý predný bod horného ramena	-178.0	-440.0	392.0	hpl_uca_front
10	Vonkajší bod horného ramena	36.54	-725.49	433.66	hpl_uca_outer
11	Vnútorý zadný bod horného ramena	158.5	-440.0	375.0	hpl_uca_rear
12	Stred kolesa	0.0	-835.0	0.0	hpl_wheel_center

Tabuľka 18: Výsledná poloha významných bodov

## 10 CAD MODEL

### 10.1 KINEMATIKA V CAD MODELI

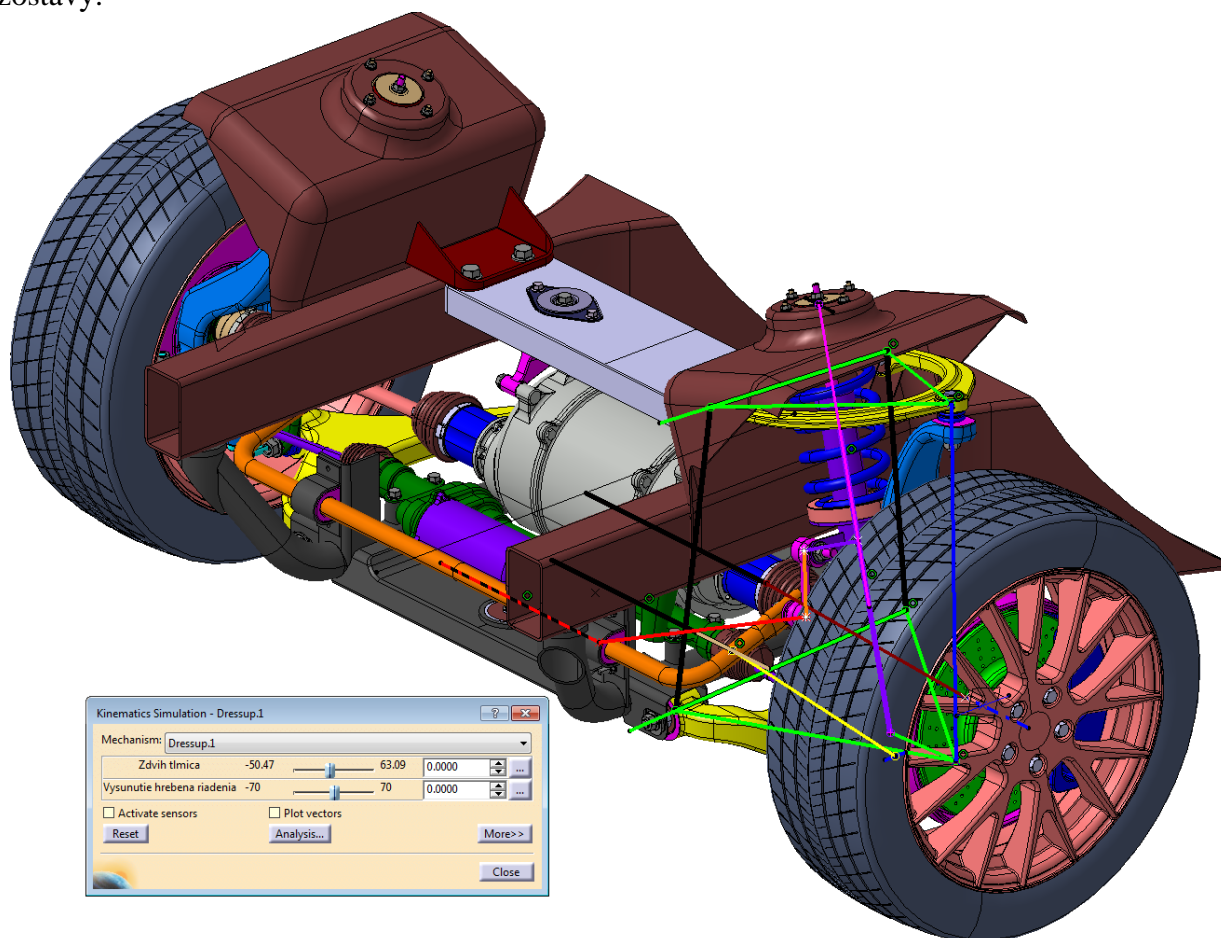
V programe Catia V5 bol najprv vytvorený skeleton významných bodov, kde súradniciam jednotlivých bodov zodpovedajú výsledky z Adamsu. V prostredí DMU Kinematics, ktoré je súčasťou Catie, bol vytvorený kinematický model prednej lichobežníkovej nápravy. Model je tvorený ako zostava a jednotlivé súčasti sú reprezentované čiarami definovanými významnými bodmi, ktoré sú navzájom v takých väzbách, aby to zodpovedalo skutočnosti. Model má rovnako ako skutočná náprava 2 stupne voľnosti. Sú nimi riadenie a pruženie. V kinematickom modeli v Catii sú to riadené parametre:

- vysunutie hrebeňa riadenia **-70 až 70 mm**,
- zdvih tlmiča **-62,9 až 50,3 mm**.

Zostava kinematického modelu vytvoreného v DMU Kinematics je následne nahratá do zostavy nápravy a pomocou funkcie Dressup sú telesám tvoreným čiarami reprezentujúcimi jednotlivé súčasti priradené ich 3D modely v zostave.

Toto nám umožňuje zistiť, ako vyzerajú krajné polohy pri prepružení a vytočení kolies. Je to nevyhnutný krok na také skonštruovanie jednotlivých súčastí, aby v týchto polohách boli zachované minimálne požadované vôle medzi jednotlivými súčastami a aby nedochádzalo ku kolíziám.

Na obrázku 79 vidíme kinematický čiarový model lichobežníkovej nápravy a 3D geometriu zostavy.



Obrázok 79: Kinematický model lichobežníkovej nápravy s 3D geometriou

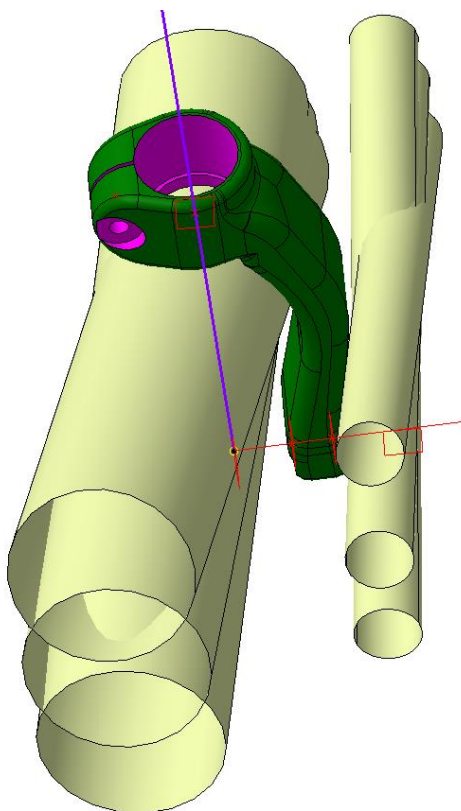


## 10.2 TVORBA 3D SÚČASTÍ

Pri tvorbe 3D modelov jednotlivých súčastí je výhodné vytvoriť si najprv geometrický set obsahujúci živé referencie odkazujúce na významné body skeletonu, potrebné roviny, čiary a body. Tento geometrický set bude slúžiť ako skeleton 3D modelu pre danú súčasť.

Pri konštrukcii niektorých dielov (napr. vidlica tlmiča) sa dá postupovať tak, že najprv zistíme, v ktorých polohách si sú jednotlivé súčasti najbližšie. Následne si vytvoríme okolo súčasti plochu odsadenú o minimálnu požadovanú vôľu, ktorú si skopírujeme v danej krajnej polohe do aktuálne navrhovanej súčasti, čo nám umožní jednoduchšie vytvoriť tvar, ktorý zaručene bude rešpektovať minimálne vôle.

Následne si na predpripravený skeleton vytvoríme skice, ktoré využijeme na tvorbu 3D geometrie. Je výhodné tvoriť model spôsobom, akým sa bude vyrábať. Vytvoriť teda napríklad jedno teleso ako odliatok a pomocou booleanovských operácií od neho odčítať ďalšie teleso predstavujúce obrábanie. Priradením rôznych farieb týmto telesám sa potom v modeli dajú jednoducho odlišiť obrobene plochy. Príklad vidíme na obrázku 80.



Obrázok 80: Modelovanie vidlice tlmiča s ohľadom na minimálne vôle

## 10.3 TVORBA ZOSTAVY

Pri postupnom vytváraní modelov jednotlivých súčastí je nutné ich do zostavy ukladať tak, ako budú spolu zmontované. Vytvorený skeleton nám určuje geometriu kolesa a polohu významných bodov. Ten využijeme na pozícovanie jednotlivých súčastí. Stred kolesa sa priradí k prislúchajúcemu významnému bodu v skeletone a následne sa svojou stredovou rovinou priradí k rovine skeletonu určujúcej zbiehavosť a príklon. Obdobným spôsobom sa ďalej pozíciu d'alsie súčasti.

Je dobré si vytvoriť v CAD modeli prehľadný strom a súčasti rozdeliť do jednotlivých podzostáv logickým spôsobom. Tento prístup nám pomôže prehľadne sa orientovať aj vo väčších zostavách.

## 10.4 KONTROLA KRAJNÝCH POLÔH

Pri vyšetrowaní krajných polôh je potrebné rátať s rôznymi situáciami, ktoré sa môžu vyskytnúť. Príkladom môže byť použitie snehových reťazí, atď. V modeli sa môže napríklad použiť väčšia obálka pneumatiky, ktorá tieto situácie obsahuje a určovať minimálne vôle (ktoré budú menšie) k nej. V tomto prípade zväčšená obálka použitá nebola a tieto situácie sú zahrnuté v požadovaných vôlech. Poddajnosť pružných uložení ramien (silentblokov) pri vyšetrowaní krajných polôh v tejto diplomovej práci je taktiež zahrnutá v požadovaných vôlech.

Po dohode so zadávateľom diplomovej práce boli zo skúseností určené minimálne požadované vôle medzi jednotlivými súčastami.

Súčasť 1	Súčasť 2	Minimálna vôľa [mm]	Dosiahnutá vôľa [mm]
Koleso	Tehlica	35	37.5
Koleso	Spodné rameno	40	45.6
Tehlica	Tlmiaco-pružiaca jednotka	10	10.2
Tehlica	Horné rameno	5	5.7
Tehlica	Dolné rameno	5	8.1
Spodné rameno	Spojovacia tyč riadenia	15	23.2
Spodné rameno	Vonkajší kĺb hnacieho hriadeľa	20	25.2
Stabilizátor	Spojovacia tyč riadenia	15	18.1
Vidlica tlmiča	Spojovacia tyč riadenia	10	10.6
Vidlica tlmiča	Hnací hriadeľ	30	38.4
Vidlica tlmiča	Spojovacia tyč stabilizátora	15	19.7

Tabuľka 19: Minimálne vôle medzi jednotlivými súčastami v krajných polohách

Vyššie opísaný kinematický model využijeme na zistenie krajných polôh. Jednotlivé súčasti musia byť skonštruované tak, aby medzi nimi bol v každej polohe zachovaný minimálny požadovaný priestor.

Na obrázku 80 vidíme príklad odsadených plôch hnacieho hriadeľa a spojovacej tyče riadenia v nebezpečných polohách pri konštrukcii vidlice tlmiča.

## 10.5 MODEL ZOSTAVY

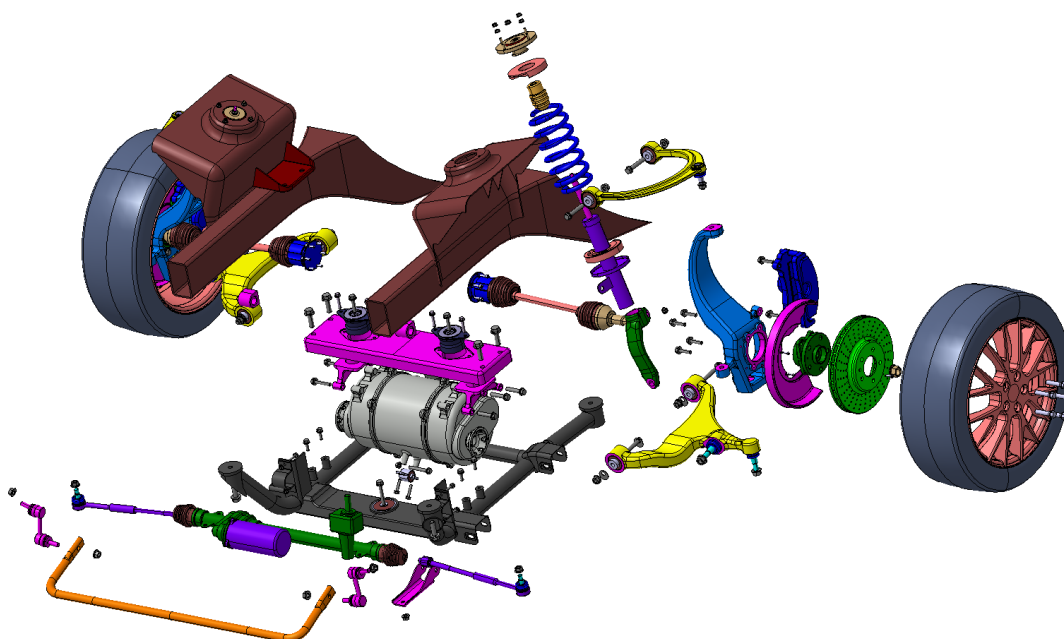
Po postupnej úprave tvarov jednotlivých súčastí som vytvoril výsledný 3D model zostavy koncepčného návrhu prednej nápravy vrátane uchytenia elektrického pohonu. Výsledný model vidíme na obrázkoch 79 a 81.

Tehlica je uvažovaná ako odliatok z ocele ČSN 42 2670. Funkčné plochy by boli následne obrobené. K tehlici sa pomocou 4 skrutiek pripevní náboj s ložiskom. Koleso s pneumatikou a disk brzdového kotúča sú zovreté pomocou 5 skrutiek kolesa s pohyblivou časťou náboja, ktorá obsahuje závitové diery na tieto skrutky. Na tehlicu je z vonkajšej strany 3 skrutkami upevnený aj kryt brzdového disku, ktorý ho chráni pred znečistením. Zo zadnej strany je k tehlici pripevnený 2 skrutkami brzdový strmeň. Riadenie je umiestnené pred osou nápravy, a teda páka riadenia je na prednej strane tehlice. O prenos výkonu z redukčnej prevodovky na koleso sa stará hnací hriadeľ, ktorý je na strane prevodovky vybavený tripoidným a na strane kolesa guľkovým kĺbom. S nábojom kolesa je spojený drážkovým spojom a poistený maticou kolesa.

Horné a dolné rameno sú uvažované ako odliatky z ocele ČSN 42 2670. Na svojich koncoch sú cez guľové čapy pripojené k tehlici a na druhej strane cez silentbloky ku karosérii, resp. nápravnici.

Pružiaco-tlmiaca jednotka je upevnená v spodnom ramene pomocou guľového čapu. Uloženie tlmiča v karosérii musí byť pružné. Na tlmič je cez plechový návarok pripevnený záves stabilizátora, ktorý je na oboch koncoch vybavený guľovým čapom. Tyč stabilizátora je v lôžku upevnená k nápravnici.

Nápravnica je uvažovaná ako zvarenc z ohýbaných rúrok z materiálu ČSN 41 1353 a priečnej výstuhy z lisovaných plechov. Je pripevnená k hlavným pozdĺžnikom karosérie pomocou 4 skrutiek. K nápravnici je skrutkovým spojom pripevnené riadenie a lôžko stabilizátora. Je v nej aj silentblok slúžiaci na uchytenie spodnej časti hnacej jednotky cez spojovací článok.



Obrázok 81: Rozpad výsledného modelu prednej nápravy vrátane uloženia elektrického pohonu

## 11 MKP SIMULÁCIA SPODNÉHO RAMENA

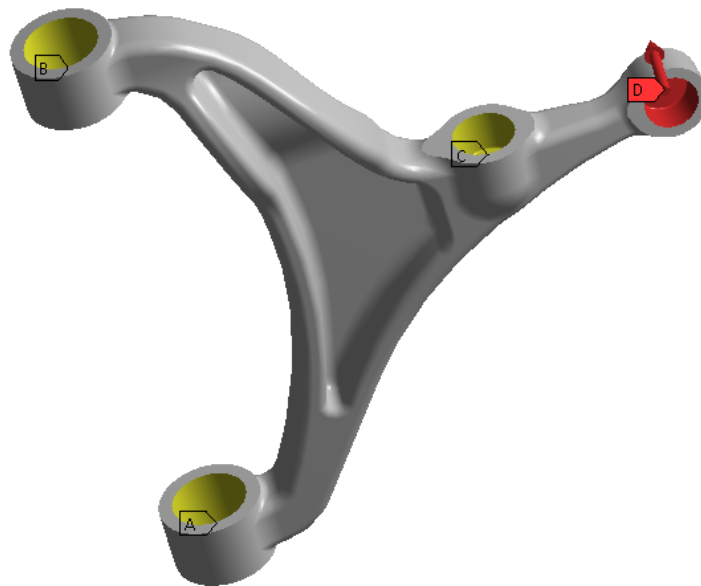
V praxi sa konštrukčný návrh jednotlivých súčastí musí pevnostne overiť. Ak sa zistí, že pôvodný návrh pevnostne nevyhovuje, musí sa upraviť a kontrola sa opakuje. Spolupráca konštruktérov a výpočtárov je teda nevyhnutná.

Na účely tejto diplomovej práce bolo vybrané spodné rameno. V praxi sa simuluje väčšie množstvo jazdných stavov a následne sa vyberú tie najnebezpečnejšie, na ktoré sa spraví MKP simulácia. V tejto diplomovej práci pre jednoduchosť tieto jazdné stavy nahradíme zaťažením kvazistatickými silami. Zaťaží sa maximálnou pozdĺžnou, bočnou a vertikálnou silou. Tie boli spočítané a vysvetlené v kapitole 6.6. Budeme hľadať veľkosť a miesto výskytu maximálneho napätia, ktoré ho bude namáhať. Vzhľadom na to, že jednotlivé jazdné stavy (resp. kvázistatické zaťaženie) predstavujú najhoršie prevádzkové stavy, konštrukcia sa považuje za pevnostne vyhovujúcu, ak maximálne napätie neprekročí medzu klzu ( $FOS \geq 1$ ). Pre simuláciu sme využili prostredie ANSYS Workbench. Napätie bolo počítané metódou HMH (Von Mises).

Materiál pre spodné rameno je oceľ na odliatky ČSN 42 2670. Ide o uhlíkovú oceľ pre vyššie tlaky a namáhanie s najnižšou medzou klzu 380 MPa. [28]

Do prostredia Ansys Workbench 19.2 Academic bol nahratý CAD model spodného ramena. Vo vnútorných plochách silentblokov boli použité väzby umožňujúce iba rotáciu okolo osi x. V plochách puzdra guľového čapu na uchytenie tlmiča bola použitá väzba umožňujúca rotáciu okolo osí x, y a z.

- A** Remote Displacement
- B** Remote Displacement 2
- C** Remote Displacement 3
- D** Remote Force: 19004 N

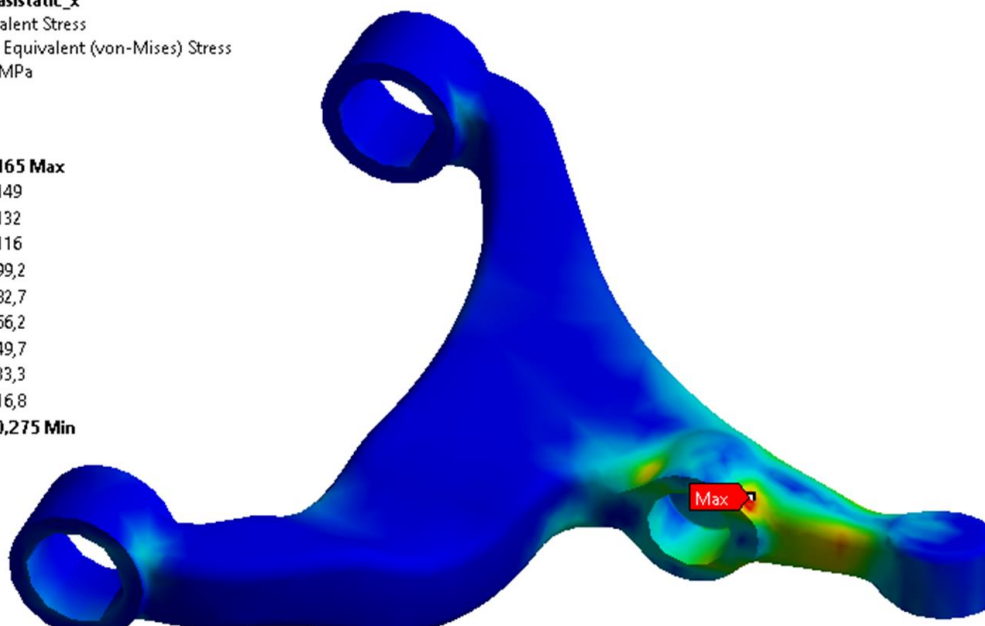
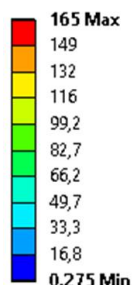


Obrázok 82: Väzby spodného ramena v MKP

Boli spravené 3 simulácie pre maximálne kvázistatické sily v spodnom guľovom čape vo vertikálnom, pozdĺžnom a priečnom smere, ktoré boli určené v kapitole 6.7.1. V pozdĺžnom smere (os x) bola aplikovaná sila 10299 N, v bočnom smere (os y) 18250 N a vo vertikálnom smere (os z) 19004 N. Pre každý prípad bolo maximálne napätie porovnané s medzou klzu materiálu a bola vyhodnotená bezpečnosť.

**Pozdĺžna sila:**

**A: quasistatic\_x**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa

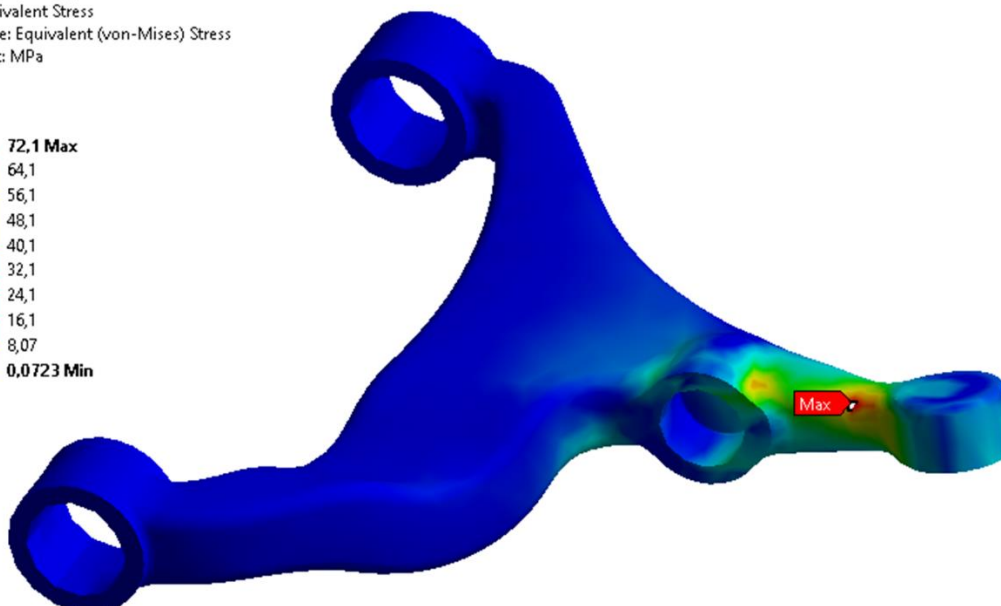
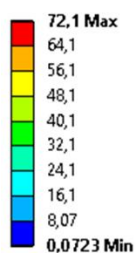


Obrázok 83: Napätie pri pozdĺžnom zaťažení v MKP

$$FOS = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{380}{165} = 2,30$$

**Bočná sila:**

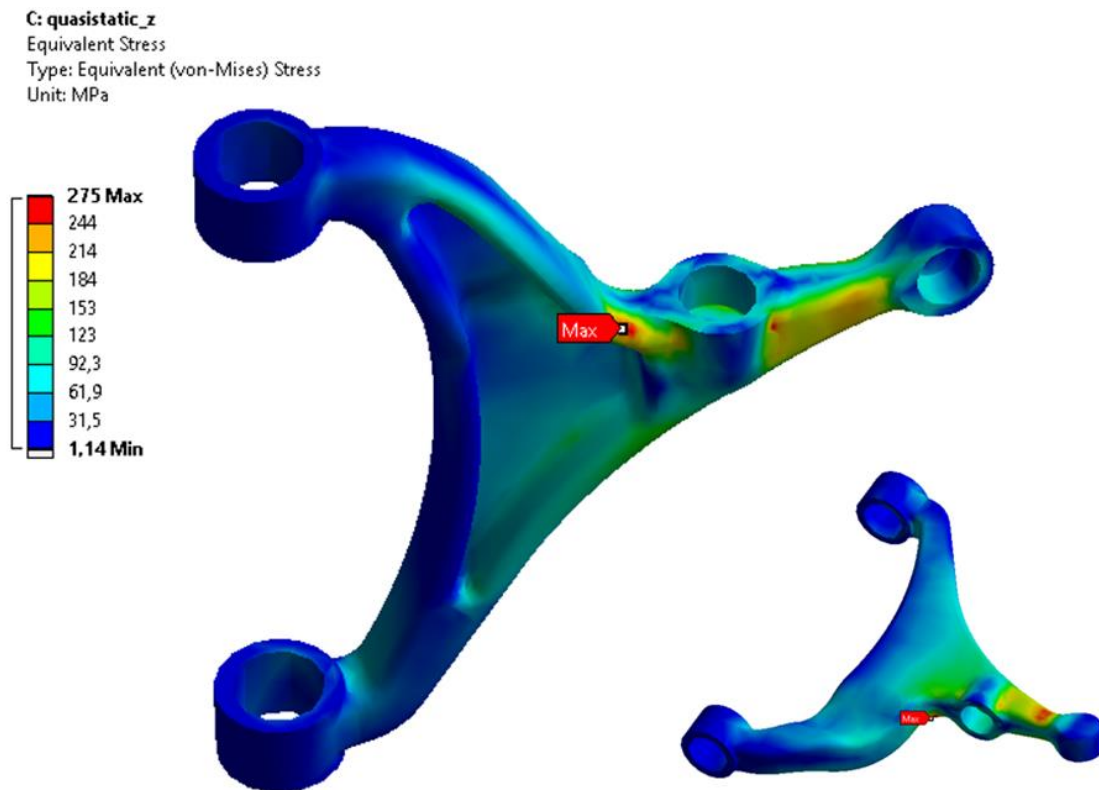
**B: quasistatic\_y**  
 Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa



Obrázok 84: Napätie pri bočnom zaťažení v MKP

$$FOS = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{380}{72,1} = 5,27$$

### Vertikálna sila:



Obrázok 85: Napätie pri vertikálnom zaťažení v MKP

$$FOS = \frac{Re}{\sigma_{max}} = \frac{380}{275} = 1,38$$

Z výsledkov vyplýva, že v oblasti medzi tmičom a silentblokmi vznikajú nižšie napätia, a teda je tu priestor na ďalšiu optimalizáciu vedúcu k odľahčeniu a zníženiu neodpruženej hmotnosti prednej nápravy.

V ďalšom kroku by napríklad konštruktér navrhol odľahčovací otvor a nový dizajn súčastí by bol opätovne pevnostne skontrolovaný v MKP. Postupnou iteráciou takýchto krokov sa nakoniec získa finálny produkt.



## ZÁVER

V tejto diplomovej práci bol spracovaný koncepčný návrh prednej nápravy pre elektrické vozidlo. Teoreticky boli opísané časti prednej nápravy osobného automobil. Na základe spracovaného prehľadu predných náprav používaných v sedanoch podobnej triedy, ako je zadané vozidlo, sa vyhodnotilo, že väčšina väčších a drahších vozidiel využíva lichobežníkové zavesenie. Zo zadania vyplýva, že aj v prípade zadaného auta ide o väčší a pravdepodobne drahší model. Preto bolo zvolené lichobežníkové zavesenie kolies. Pozrel som sa na viaceré používané riešenia uchytenia elektrickej hnacej jednotky v súčasných vozidlách a zvolil som prichytenie hnacej jednotky cez dva silentbloky na stranách v priečnom nosníku ku karosérii a zo spodnej strany cez silentbloky a spojovací článok uprostred k nápravnici. Najprv sa spravil rozbor požiadaviek zo zadania, niektoré základné výpočty a dimenzovanie, ako aj kontrola vybraných súčastí. Z požiadavky na vlastnú frekvenciu odpružených hmôt 1 Hz sa navrhlo pruženie a tlmenie a následne sa stanovili rozmery použitej pružiny. Simuláciou sa skontrolovalo, či sa kmitanie s navrhnutými parametrami ustáli do 3 kmitov po prejazde prekážkou. Teoreticky bola opísaná aj geometria riadených kolies. V programe MSC Adams sa nastavili vybrané parametre na hodnoty požadované zo zadania. V prípade niektorých sa nastavovala iba statická hodnota, v prípade iných sa požadovala aj na zmena pri prepružení. Postupnou iteráciou zmien významných polôh sa podarilo jednotlivé hodnoty zladit'. Zo získaných súradníc som vytvoril skeleton pre 3D model v programe Catia. Ďalej som vytvoril kinematický model, vďaka ktorému bolo možné zistiť krajné polohy prepruženia a vytočenia kolies. Následne som mohli optimalizovať tvar jednotlivých súčastí, aby medzi nimi boli zachované minimálne požadované vôle. Na vybranej súčasti som spravil MKP simuláciu a určil bezpečnosť. Na záver bol spracovaný výkres zostavy prednej nápravy.



## POUŽITÉ INFORMAČNÉ ZDROJE

- [1] *A2mac1: Automotive Benchmarking* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://portal.a2mac1.com/>
- [2] APETAUR, Milan, Miroslav HANKE, Zdeněk KEJVAL a Milan ROST. *Karosérie*. Praha: Ediční středisko ČVUT, Praha 1, Husova 5, 1985.
- [3] BARTLETT, Jeff. Tesla Model S fire sparks safety concern: One incident should not put owners in panic mode. *Consumer Reports* [online]. 2019, 4.10.2013 [cit. 2019-05-06].
- [4] BEJBLÍK, Jan. *Elektrické pohony automobilů*. Praha, 2017. Bakalářská práce. ČVUT v Praze. Vedoucí práce Ing. Jan Baněček Ph.D.
- [5] BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. *Shigley's mechanical engineering design*. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 0073398209.
- [6] BURT, Matt. New Jaguar I-Pace's battery electric vehicle technology at a glance. In: *Autocar.co.uk* [online]. [cit. 2019-04-23]. Dostupné z: <https://www.autocar.co.uk/car-news/motor-shows-la-motor-show/new-jaguar-i-pace's-battery-electric-vehicle-technology-glance>
- [7] *Car.info* [online]. [cit. 2019-05-01]. Dostupné z: <https://www.car.info/en-se>
- [8] COUCHMAN, Doug. What Is the Difference Between Sprung Weight and Unsprung Weight?. *Your Mechanic* [online]. 2019, 17.11.2015 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.yourmechanic.com/article/what-is-the-difference-between-sprung-weight-and-unsprung-weight>
- [9] DUSIL, Tomáš. Bubnová brzda stále žije. A má i své výhody!. In: *AUTO.CZ: Nejlepší jízda na webu* [online]. 16.10.2018 [cit. 2019-03-16]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/bubnova-brzda-v-levnych-autech-ji-stale-ocenite-125216>
- [10] Funkcia pneumatiky. *Autoservis Blažek* [online]. Malacky, 2011 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.autoservisblazek.sk/news/funkcia-pneumatiky/>
- [11] GENTA, Giancarlo. *Motor Vehicle Dynamics: Modeling And Simulation*. Singapore, Singapore: World Scientific Publishing Co Pte, 1997. ISBN 9810229119.
- [12] *Geometry of a Double-A front suspension* [online]. In: . [cit. 2019-06-17]. Dostupné z: [https://www.researchgate.net/figure/Geometry-of-a-Double-A-front-suspension-Gillespie-1992\\_fig2\\_271138283](https://www.researchgate.net/figure/Geometry-of-a-Double-A-front-suspension-Gillespie-1992_fig2_271138283)
- [13] GUPTA, S.K. *A Textbook of Automobile Engineering*. New Delhi: S Chand & Co, 2014. ISBN 978-9383746910.

- [14] GSCHEIDLE, Rolf. *Příručka pro automechanika*. Sobotáles. Praha, 2001. ISBN 80-85920-76-X.
- [15] HATHAWAY, Richard. Spring Rates, Wheel Rates, Motion Ratios and Roll Stiffness: Appendix 1. In: *Vdocuments.us* [online]. 2017, 20.8.2015 [cit. 2019-05-12]. Dostupné z: <https://vdocuments.us/suspension-lecture-55d6c4c9dce21.html>
- [16] Hmotnosť a rozmery automobilu - základné pojmy, nad ktorými sa mnohí nezamýšľajú. *Autoride.sk*[online]. 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://autoride.sk/hmotnost-a-rozmary-automobilu-zakladne-pojmy>
- [17] HOSHINO, Manabu a Masashi FUNAHASHI. *Fixed Constant Velocity Joint with a Super High Operating Angle of 54 Degrees (TUJ)* [online]. 2007 [cit. 2019-05-31]. Dostupné z: [https://www.ntnglobal.com/en/products/review/pdf/NTN\\_TR75\\_en\\_P016.pdf](https://www.ntnglobal.com/en/products/review/pdf/NTN_TR75_en_P016.pdf)
- [18] HOWARD, Bill. Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive: A 740-hp super-sports car with one electric motor per wheel. *ExtremeTech* [online]. 19.4.2013 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.extremetech.com/extreme/153697-mercedes-benz-sls-amg-electric-drive-a-740-hp-super-sports-car-with-one-electric-motor-per-wheel>
- [19] How Hybrids Work. U.S. Department of Energy: Energy Efficiency & Renewable Energy [online]. c2017 [cit. 2017-02-14]. Dostupné z: <https://www.fueleconomy.gov/feg/hybridtech.shtm>
- [20] Jak vybírat pneumatiky. *Pneumatiky.cz*[online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: [www.pneumatiky.cz](http://www.pneumatiky.cz)
- [21] JANCO, Marcel. Nápravy osobných vozidiel. *Autorubik.sk* [online]. 2015, 30.8.2015 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/napravy-osobnych-vozidiel/>
- [22] JANCO, Marcel. Geometria vozidla - kolies. *Autorubik.sk* [online]. 2017, 18.2.2014 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.autorubik.sk/clanky/geometria-kolies/>
- [23] JAZAR, Reza. *Vehicle Dynamics: Theory and Application*. Riverdale: springer, 2008. ISBN 978-0-387-74243-4.
- [24] KUBIE, Ivan. Způsoby řízení stejnosměrných motorů. *Elektrika.cz* [online]. 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://elektrika.cz/data/clanky/zpusoby-řízení-stejnosměrných-motoru>
- [25] Material data sheet: Steel grade 61SiCr7. *Ovako.com* [online]. 31.1.2017 [cit. 2019-05-31]. Dostupné z: <https://steelnavigator.ovako.com/steel-grades/61sicr7/>
- [26] Mercedes Reveal SLS E-Cell's AWD Torque Vectoring Powertrain. In: *Electric-vehiclenews.com*[online]. 9.3.2012 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.electric-vehiclenews.com/2012/03/mercedes-reveal-sls-e-cells-powertrain.html>

- [27] MORRIS, Charles. An x-ray view inside the Tesla Model S. In: *Evannex: Aftermarket Tesla Accessories* [online]. 19.12.2017 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://evannex.com/blogs/news/could-tesla-benefit-from-this-new-battery-cooling-approach>
- [28] Náhled normy ČSN 42 2670. *Technicke-normy-csn.cz* [online]. [cit. 2019-05-31]. Dostupné z: [http://www.technicke-normy-csn.cz/inc/nahled\\_normy.php?norma=422670-csn-42-2670&kat=3756](http://www.technicke-normy-csn.cz/inc/nahled_normy.php?norma=422670-csn-42-2670&kat=3756)
- [29] NĚMEC, V. Odpružení automobilů. In: *Střední průmyslová škola, Ostrava - Vítkovice: příspěvková organizace* [online]. Ostrava, 20.7.2012 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://www.spszengrova.cz/texty/texty/SIV/odpru%C5%BEen%C3%AD%20automobilu-UT.pdf>
- [30] Odborná pomoc – Značenie pneumatík a ich parametre. *Pneumatiky.sk* [online]. [cit. 2019-04-26]. Dostupné z: <https://www.pneumatiky.sk/odborna-pomoc/>
- [31] *Pohyby silničných vozidel* [online]. VŠB - Technická univerzita Ostrava [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: [http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2\\_4.pdf](http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf)
- [32] SAJDL, Jan. Ackermanova podmínka. *Autolexicon.net: ... s námi uvidíte pod kapotu* [online]. 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: [www.autolexicon.net](http://www.autolexicon.net)
- [33] SAJDL, Jan. Lichoběžníková náprava. *Autolexicon.net: ... s námi uvidíte pod kapotu* [online]. 0198n. 1. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/lichobeznikova-naprava/>
- [34] SAJDL, Jan. Náprava MacPherson (McPherson). *Autolexicon.net: ... s námi uvidíte pod kapotu* [online]. 2019 [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/naprava-macpherson-mcpherson/>
- [35] SAJDL, Jan. Regenerativní brzdění – rekuperace brzdné energie. *Autolexicon.net: ... s námi uvidíte pod kapotu* [online]. c2017 [cit. 2017-02-17]. Dostupné z: <http://www.autolexicon.net/sk/articles/regenerativni-brzdeni/>
- [36] *SKF.com* [online]. 2019 [cit. 2019-06-15]. Dostupné z: <https://www.skf.com/cz/index.html>
- [37] Stabilizátor zavesenia a jeho úloha v príľnavosti vozidla. In: *Oponeo.sk* [online]. 27.2.2019 [cit. 2019-06-17]. Dostupné z: <https://www.oponeo.sk/clanok/stabilizator-zavesenia-a-jeho-uloha-v-prilnavosti-vozidla>
- [38] Stabilizers. *Thyssenkrupp: engineering.tomorrow.together.* [online]. 2019 [cit. 2019-06-14]. Dostupné z: <https://www.thyssenkrupp-components-technology.com/en/products/springs-and-stabilizers/stabilizers>

[39] Tire Data Calculator. *Kettering university* [online]. [cit. 2019-06-16]. Dostupné z: [http://paws.kettering.edu/~amazzei/tire\\_calculator.html](http://paws.kettering.edu/~amazzei/tire_calculator.html)

[40] Vedel si k čomu slúži stabilizátor v automobile?. *Autoride.sk* [online]. [cit. 2019-05-06]. Dostupné z: <https://autoride.sk/vedel-si-naco-sluzi-stabilizator-v-automobile>

[41] VLK, František. *Motorová vozidla I*. Brno: Ediční středisko VUT Brno, 1989. ISBN 80-214-0038-2.

[42] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-x.

[43] VLK, F. *Alternativní pohony motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: František Vlk, 2004. 234 s. ISBN 80-239-1602-5

## ZOZNAM POUŽITÝCH VELIČÍN

$a$	[mm]	vzdialenosť osi otáčania ramena od miesta uloženia pružiny
$b$	[mm]	vzdialenosť osi otáčania ramena od stredu kolesa
$b_{krit}$	[N.m/s]	kritický útlm
$b_r$	[-]	pomerný útlm
$b_{12}$	[N.m/s]	útlm v strede kolesa
$b_{12s}$	[N.m/s]	útlm v mieste uloženia tlmiča
$B$	[mm]	šírka ložiska
$c_x$	[-]	súčiniteľ odporu vzduchu
$C$	[kN]	základná dynamická únosnosť
$d$	[mm]	priemer drôtu pružiny
$d_{ARB}$	[mm]	vnútorný priemer stabilizátora
$d_x$	[mm]	pozdĺžna vzdialenosť osi motora k stredu spojovacieho článku
$d_z$	[mm]	vertikálna vzdialenosť osi motora k stredu spojovacieho článku
$D$	[mm]	priemer pružiny
$D_{ARB}$	[mm]	vonkajší priemer stabilizátora
$e$	[-]	medzná hodnota pomeru $F_a / F_r$
$f$	[-]	súčiniteľ odporu valenia
$f_2$	[Hz]	vlastná frekvencia odpružených hmôt
$F_a$	[N]	axiálne zaťaženie ložiska
$F_{bump}$	[N]	sila v pružine pri maximálnom prepružení do karosérie
$F_{gmotor}$	[N]	tiažová sila hnacej jednotky
$F_h$	[N]	hnacia sila
$F_{nominal}$	[N]	nominálna sila v pružine
$F_p$	[N]	zaťaženie prednej nápravy
$F_{p1}$	[N]	zaťaženie jedného kolesa prednej nápravy
$F_r$	[N]	radiálne zaťaženie ložiska
$F_{xmax}$	[N]	maximálna pozdĺžna sila
$F_{ymax}$	[N]	maximálna bočná sila
$F_{zmax}$	[N]	maximálna vertikálna sila
$F_z$	[N]	zaťaženie zadnej nápravy
$F_{z1}$	[N]	zaťaženie jedného kolesa zadnej nápravy
$g$	[m.s <sup>-2</sup> ]	gravitačné zrýchlenie
$G$	[Pa]	modul pružnosti v šmyku
$G_{np}$	[N]	tiažová sila neodpružených hmôt prednej nápravy
$G_{nz}$	[N]	tiažová sila neodpružených hmôt zadnej nápravy
$G_o$	[N]	tiažová sila odpružených hmôt
$G_v$	[N]	tiažová sila vozidla
$h$	[mm]	vertikálna vzdialenosť osi motora a horného silentbloku
$hd$	[mm]	vertikálna vzdialenosť dolného a horného guľového čapu ramien
$hv$	[mm]	vertikálna vzdialenosť horného guľového čapu od vozovky
$i$	[-]	prevodový pomer

$k_{ARB}$	[N/m]	tuhosť stabilizátora
$k_{01}$	[N/m]	tuhosť pneumatiky
$k_{12}$	[N/m]	tuhosť pružiny v strede kolesa
$k_{12m}$	[N/m]	tuhosť pružiny v mieste jej uloženia
$k_{12s}$	[N/m]	tuhosť pružiny v mieste jej uloženia so zohľadnením sklonenia
$K$		matica tuhosti
$l$	[m]	rázvor
$l_p$	[m]	vzdialenosť prednej nápravy od ťažiska
$l_z$	[m]	vzdialenosť zadnej nápravy od ťažiska
$L_{10}$	[ot.]	základná výpočtová trvanlivosť ložiska
$L$	[ot]	trvanlivosť ložiska
$L_{ARB}$	[mm]	polovica dĺžky stabilizátora
$L_{km}$	[km]	trvanlivosť ložiska vyjadrená v kilometroch
$m_{celk}$	[kg]	celková hmotnosť vozidla
$m_{np}$	[kg]	neodpružená hmotnosť prednej nápravy
$m_{nz}$	[kg]	neodpružená hmota zadnej nápravy
$m_p$	[kg]	hmota na prednú nápravu pri celkovej hmotnosti
$m_{poh}$	[kg]	pohotovostná hmotnosť vozidla
$m_{už}$	[kg]	užitočná hmotnosť vozidla
$m_1$	[kg]	neodpružená hmota na jedno koleso prednej nápravy
$m_2$	[kg]	odpružená hmota na jedno koleso prednej nápravy
$M$		matica hmotnosti
$M_{in}$	[Nm]	točivý moment na vstupe do prevodovky
$M_{out}$	[Nm]	točivý moment na výstupe z prevodovky
$M_{záber}$	[Nm]	maximálny záberový moment
$MR$	[-]	Motion Ratio
$n$	[-]	počet činných závitov pružiny
$n_e$	[-]	počet zakončujúcich závitov pružiny
$n_{in}$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky na vstupe do prevodovky
$n_{out}$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky na výstupe z prevodovky
$t$	[m]	rozchod
$O_{vzd}$	[N]	odpor vzduchu
$O_f$	[N]	odpor valenia
$O_p$	[m]	špecifický valivý obvod pneumatiky
$P$	[W]	výkon
$P_e$	[N]	dynamické radiálne ekvivalentné zaťaženie ložiska
$P_{in}$	[W]	výkon na vstupe do prevodovky
$P_{out}$	[W]	výkon na výstupe z prevodovky
$P_w$	[W]	stratový výkon prevodovky
$r_d$	[m]	dynamický polomer pneumatiky
$r_{ARB}$	[mm]	rameno stabilizátora
$R$	[m]	stopový polomer otáčania
$Re$	[MPa]	medza klzu

$R_m$	[MPa]	medza pevnosti
$s_d$	[mm]	vertikálna vzdialenosť stredu kolesa od dolného guľového čapu
$S_x$	[m <sup>2</sup> ]	čelná plocha vozidla
$v$	[m.s <sup>-1</sup> ]	rýchlosť
$v_{max}$	[m.s <sup>-1</sup> ]	maximálna rýchlosť
$x_{bump}$	[mm]	dĺžka pružiny pri maximálnom prepružení do karosérie
$x_{design}$	[mm]	nominálna dĺžka pružiny
$x_{free}$	[mm]	voľná dĺžka pružiny
$x_1$	[mm]	maximálne prepruženie prednej nápravy
$x_2$	[mm]	maximálne prepruženie v mieste uloženia pružiny
$X$	[-]	súčiniteľ dynamického radiálneho zaťaženia
$Y$	[-]	súčiniteľ dynamického axiálneho zaťaženia
$\alpha$	[°]	uhol vytočenia vonkajšieho kolesa
$\beta$	[°]	uhol vytočenia vnútorného kolesa
$\Delta x_{nominal}$	[mm]	stlačenie pružiny pod celkovú hmotnosť
$\gamma$	[°]	uhol sklonenia pružiny
$\rho_{vzd}$	[kg.m <sup>-3</sup> ]	hustota vzduchu
$\sigma_{max}$	[MPa]	maximálne napätie
$\tau_{bump}$	[Pa]	napätie v pružine pri maximálnom prepružení do karosérie
$\tau_D$	[Pa]	dovolené napätie v šmyku



## ZOZNAM POUŽITÝCH SKRATIEK

3D	trojrozmerný
angl.	anglicky
atď.	a tak ďalej
CAD	Computer Aided Design
COG	Center of Gravity
ČVUT	České vysoké učení technické v Praze
e-HDI	dieselový motor so štart-stop využívajúcim kondenzátor
FEM	Finite Element Method
KERS	Kinetic Energy Recovery System
max.	maximálne
MKP	metóda konečných prvkov
MS	Microsoft
NVH	Noise and Vibration Harshness
RC	Roll Center
resp.	respektíve
s. r. o.	spoločnosť s ručením obmedzeným
SUV	Sport Utility Vehicle
tzv.	takzvaný
USA	United States of America
VUT	Vysoké učení technické v Brně
VW	Volkswagen
WLTP	Worldwide Harmonized Light-Duty Vehicles Test Procedure

## ZOZNAM OBRÁZKOV

- Obrázok 1: Logo ČVUT  
Obrázok 2: Logo firmy Ricardo  
Obrázok 3: Obálka elektromotorov s redukčnými prevodovkami  
Obrázok 4: Usporiadanie hnacieho ústrojenstva pre elektromobil  
Obrázok 5: Elektrický pohon vozidla Jaguar I-Pace  
Obrázok 6: Elektrický pohon vozidla Mercedes-Benz SLS AMG Electric Drive  
Obrázok 7: Homokinetické kĺby  
Obrázok 8: Príklad označenia pneumatiky  
Obrázok 9: Hlavné rozmery kolesa  
Obrázok 10: Bubnová brzda  
Obrázok 11: Kotúčová brzda s pevným a plávajúcim strmeňom  
Obrázok 12: Stabilizátor  
Obrázok 13: Fungovanie stabilizátora  
Obrázok 14: Hrebeňové riadenie  
Obrázok 15: Spojovacia tyč riadenia  
Obrázok 16: Páka riadenia  
Obrázok 17: Schéma lichobežníkového zavesenia  
Obrázok 18: Stred klopenia karosérie na lichobežníkovej náprave  
Obrázok 19: Zavesenie typu MacPherson  
Obrázok 20: Stred klopenia karosérie na náprave MacPherson  
Obrázok 21: Použitý typ zavesenia predných kolies sedanov podobnej veľkosti  
Obrázok 22: Použitý typ zavesenia predných kolies sedanov podľa segmentov  
Obrázok 23: Batérie vozidla Tesla Model S  
Obrázok 24: Predná náprava vozidla Tesla Model S  
Obrázok 25: Predná nápravica vozidla Tesla Model S  
Obrázok 26: Detaily konštrukcie prednej nápravy vozidla Tesly Model S  
Obrázok 27: Riadenie a spojovacia tyč riadenia vozidla Tesla Model S  
Obrázok 28: Zadná náprava vozidla Tesla Model S  
Obrázok 29: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Tesla Model S  
Obrázok 30: Uloženie elektromotora vozidla Tesla Model S na zadnej náprave  
Obrázok 31: Predná náprava vozidla Nissan Leaf  
Obrázok 32: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Nissan Leaf  
Obrázok 33: Konštrukčný detail uloženia elektrického pohonu Nissanu Leaf vpredu vľavo  
Obrázok 34: Konštrukčný detail uloženia elektrického pohonu Nissanu Leaf vpredu vpravo  
Obrázok 35: Konštrukčný detail zadného uloženia elektrického pohonu Nissan Leaf  
Obrázok 36: Predná náprava vozidla Volkswagen e-Golf  
Obrázok 37: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Volkswagen e-Golf  
Obrázok 38: Uloženie elektrického pohonu VW e-Golf na karosérii  
Obrázok 39: Konštrukčné detaily uloženia elektrického pohonu VW e-Golf na priečnom nosníku  
Obrázok 40: Konštrukčné detaily pripevnenia elektrického pohonu VW e-Golf k nápravnici  
Obrázok 41: Predná náprava s elektrickým pohonom vozidla Jaguar I-Pace  
Obrázok 42: Schéma uloženia elektrickej hnacej jednotky Jaguar I-Pace  
Obrázok 43: Konštrukčné detaily uloženia elektrického pohonu Jaguar I-Pace na nápravnici  
Obrázok 44: Konštrukčný detail upevnenia priečného nosníka vozidla Jaguar I-Pace na karosérii  
Obrázok 45: Konštrukčný detail podpory na hnacej jednotke vozidla Jaguar I-Pace

- Obrázok 46: Silentblok v priečnom nosníku vozidla Jaguar I-Pace  
Obrázok 47: Schéma zachytávania záberového momentu hornou a spodnou časťou uloženia  
Obrázok 48: Detail uchytenia hnacej jednotky v 3D modeli koncepčného návrhu  
Obrázok 49: Konštrukčné riešenie uloženia hnacej jednotky  
Obrázok 50: Princíp redukčnej prevodovky  
Obrázok 51: Zatačanie vozidla  
Obrázok 52: Statické zaťaženie vozidla  
Obrázok 53: Pozdĺžne zaťaženie  
Obrázok 54: Bočné zaťaženie  
Obrázok 55: Vertikálne zaťaženie na spodnom ramene  
Obrázok 56: Pohyby karosérie vozidla  
Obrázok 57: Model štvrt'auta  
Obrázok 58: Prepočet tuhosti pružiny na miesto jej uloženia  
Obrázok 59: Prepočet tuhosti pružiny s rešpektovaním jej sklonenia  
Obrázok 60: Diferenciálne rovnice štvrt'auta v Simulinku  
Obrázok 61: Graf výchyliek odpružených a neodpružených hmôt v čase pri prejazde prekážkou  
Obrázok 62: Graf zrýchlení odpružených a neodpružených hmôt v čase pri prejazde prekážkou  
Obrázok 63: Zbiehavosť a rozbiehavosť  
Obrázok 64: Príklon a odklon  
Obrázok 65: Príklon rejdovej osi  
Obrázok 66: Polomer rejdu  
Obrázok 67: Záklon rejdovej osi  
Obrázok 68: Závlek  
Obrázok 69: Vplyv vertikálneho zaťaženia na bočnú silu v závislosti od uhla sklzu  
Obrázok 70: Ackermanovo, paralelné a reverzné riadenie  
Obrázok 71: Stred klopenia kola a karosérie  
Obrázok 72: Stred klonenia karosérie  
Obrázok 73: Zmena zbiehavosti pri prepružení  
Obrázok 74: Zmena odklonu pri prepružení  
Obrázok 75: Zmena uhla záklonu rejdovej osi pri prepružení  
Obrázok 76: Zmena príklonu rejdovej osi pri prepružení  
Obrázok 77: Percentá Ackermanovej geometrie v závislosti od vytočenia kolies  
Obrázok 78: Významné body lichobežníkovej nápravy  
Obrázok 79: Kinematický model lichobežníkovej nápravy s 3D geometriou  
Obrázok 80: Modelovanie vidlice tlmiča s ohľadom na minimálne vôle  
Obrázok 81: Rozpad výsledného modelu prednej nápravy vrátane uloženia elektrického pohonu  
Obrázok 82: Väzby spodného ramena v MKP  
Obrázok 83: Napätie pri pozdĺžnom zaťažení v MKP  
Obrázok 84: Napätie pri bočnom zaťažení v MKP  
Obrázok 85: Napätie pri vertikálnom zaťažení v MKP

## ZOZNAM TABULIEK

- Tabuľka 1: Parametre zadaného vozidla
- Tabuľka 2: Parametre a zástavbový priestor pre dané elektromotory a redukčné prevodovky
- Tabuľka 3: Výhody a nevýhody lichobežníkovej nápravy
- Tabuľka 4: Výhody a nevýhody nápravy MacPherson
- Tabuľka 5: Uhly vytočenia kolies potrebné na zatočenie v požadovanom polomere
- Tabuľka 6: Hmotnosti navrhovaného vozidla
- Tabuľka 7: Statické zaťaženie navrhovaného vozidla
- Tabuľka 8: Rozloženie zaťaženia medzi jednotlivé nápravy
- Tabuľka 9: Kvázistatické zaťaženie navrhovaného vozidla
- Tabuľka 10: Maximálne sily v guľových čapoch ramien
- Tabuľka 11: Parametre ložiska
- Tabuľka 12: Pohyby karosérie vozidla
- Tabuľka 13: Odpružená a neodpružená hmota prednej nápravy
- Tabuľka 14: Materiálové vlastnosti ocele na výrobu pružiny
- Tabuľka 15: Parametre vinutej pružiny
- Tabuľka 16: Hodnoty tlmenia prednej nápravy
- Tabuľka 17: Cieľové a dosiahnuté hodnoty kinematiky prednej nápravy
- Tabuľka 18: Výsledná poloha významných bodov
- Tabuľka 19: Minimálne vôle medzi jednotlivými súčast'ami v krajných polohách

## ZOZNAM PRÍLOH

- Príloha 1: Výkres zostavy prednej nápravy
- Príloha 2: Kusovník prednej nápravy
- Príloha 3: Prehľad predných náprav sedanov podobnej veľkosti

### **Prílohy priložené na CD v digitálnej podobe:**

- Príloha 1: Výkres zostavy prednej nápravy
- Príloha 2: Kusovník prednej nápravy
- Príloha 3: Prehľad predných náprav sedanov podobnej veľkosti
- Príloha 4: Výpočty
- Príloha 5: Simulácia prejazdu prekážkou Matlab Simulink
- Príloha 6: Model MSC Adams
- Príloha 7: Model spodného ramena ANSYS
- Príloha 8: CAD model Catia
- Príloha 9: Diplomová práca