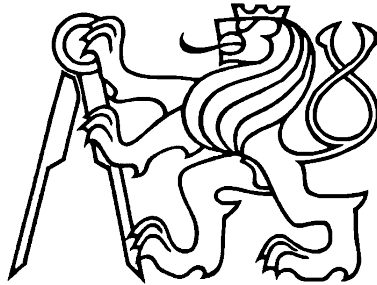


ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

Fakulta strojní



# DIPLOMOVÁ PRÁCE

Návrh podvozku osobního automobilu

DP 2016 – MV 03

Bc. Marek Valdecký



Vysoká škola: **České vysoké učení technické v Praze**  
Fakulta : **strojní**  
Ústav: **12120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel**  
Akademický rok: **2015/2016**



# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): **Bc. Marek Valdecký**

studijní program: **N 2301 Strojní inženýrství**  
studijní obor: **2301T047 Dopravní, letadlová a transportní technika**

Název tématu: **Návrh podvozku osobního automobilu**

Název tématu anglicky: **Design of the Passenger Car Chassis**

Označení diplomové práce: **DP 2016 – MV 03**

Pokyny pro vypracování:

- 1) Vytvořte přehled platné legislativy v oblasti podvozků motorových vozidel.
- 2) Vypracujte rešerši používaných typů náprav.
- 3) Vytvořte přehled úkolů, harmonogram prací a finanční nabídku.
- 4) Vyberte vhodné typy náprav pro dané vozidlo.
- 5) Proveďte konstrukci 3D modelu náprav a jejich zástavbu do vozu v programu Catia.
- 6) Pomocí programu Lotus Suspension Analysis navrhnete kinematiku přední nápravy.
- 7) Navrhnete pružení a tlumení.
- 8) Pro zadanou součást z každé nápravy vypracujte MKP simulaci.
- 9) Vypracujte výkresy sestavy přední a zadní nápravy.

Rozsah průvodní zprávy: min. 55 stran textu (včetně obrázků, grafů a tabulek v textu)

Rozsah grafických prací:

Doporučené podklady: podklady MBtech Bohemia s. r. o.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Baněček, Ph.D.

Odborný konzultant: Ing. Miloš Vrba

Datum zadání diplomové práce: 30.10.2015

Datum odevzdání diplomové práce: 8.1.2016

Studijní a zkušební řád ČVUT v Praze, čl. 21, odst. 4: „Pokud student neodevzdal bakalářskou nebo diplomovou práci v určeném termínu, tuto skutečnost předem písemně zdůvodnil a omluva byla děkanem uznána, stanoví děkan studentovi náhradní termín odevzdání bakalářské nebo diplomové práce. Pokud se však student řádně neomluvil nebo omluva nebyla děkanem uznána, může si student zapsat bakalářskou nebo diplomovou práci podruhé.“

*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.*

Zadání diplomové práce převzal dne: 30.10.2015

*Marcel Valdruš*  
.....  
podpis diplomanta

*Vítek*

Doc. Ing. Oldřich **VÍTEK**, Ph.D.  
vedoucí ústavu 12120



*Michael Valášek*  
Prof. Ing. Michael **VALÁŠEK**, DrSc.  
děkan fakulty strojní

## **Abstrakt**

Tato diplomová práce pojednává o návrhu podvozku vozidla pro nový koncepční návrh automobilu. Tato diplomová práce představuje možnou náplň práce strojního konstruktéra v oblasti podvozků motorových vozidel. Práce je řazena do devíti hlavních částí, které představují jednotlivé okruhy profesních zaměření. Je zde proveden přehled platné legislativy v oblasti podvozků motorových vozidel, rešerše používaných typů náprav, výběr a zástavba náprav do vozidla se základními výkresy, kinematika přední nápravy, návrh pružení a tlumení, a pro vybranou součást z každé nápravy je vytvořena MKP simulace.

## **Abstract**

This diploma thesis includes each of the basic steps in chassis design explained on a new car design concept. It sums the knowledge and duties of mechanical engineer focused on vehicle chassis design. This diploma thesis includes nine main elements, which represents each of individual design segments. These segments are: current vehicle chassis legislation research, commonly used suspension types research, selection of suitable suspension type, suspension design and assembly drawings, front suspension kinematics calculations, stiffness and dampening design and FE analysis of one part from each of the axles.



## **Prohlášení o autorství:**

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a jiných zdrojů uvedených na závěr této diplomové práci.

V Praze dne .....

.....

podpis





## **Poděkování:**

Tímto bych rád poděkoval všem pedagogickým pracovníkům Českého vysokého učení technického v Praze za předávání svých znalostí a zkušeností. Dále také všem lidem, díky kterým je umožněno studium na veřejných vysokých školách. V neposlední řadě také společnosti MBtech Bohemia s.r.o. a svému vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Baněčkovi, Ph.D. a odbornému konzultantovi Ing. Miloši Vrbovi.

## Seznam použitých zkratk

ABS	Antiblokovací systém
CAD	Computer aided design
CD	Kompaktní disk
DPH	Daň z přidané hodnoty
č.	Číslo
ČSN	Česká technická norma
ČVUT	České vysoké učení technické v Praze
DIČ	Daňové identifikační číslo
EHK	Evropská hospodářská komise
EHS	Evropské hospodářské společenství
ES	Evropské společenství
EU	Evropská unie
FEM	Finite element method
HMH	Hencky, Huber, Mises
HNS	Hodinová nákladová sazba
IČ	Identifikační číslo osoby
ISO	Mezinárodní norma
Kč	Koruna česká
Ks	Kusů
LSA	Lotus Suspension Analysis
MAG	Metal Active Gas
MKP	Metoda konečných prvků
např.	Například
OSN	Organizace spojených národů
RC	Roll-centre
Sb.	Sbírky
s.r.o.	Společnost s ručením omezeným
SUV	Sport utility Vehicle
Tel.	Telefon
tj.	To jest
tzv.	Takzvaně
V5	Version 5
3D	Trojrozměrný

## Seznam použitých veličin

$b_{12}$	[N·s/m]	Útlum tlumiče
$b_r$	[-]	Poměrný útlum
$F_{bkp}$	[N]	Brzdná síla na předním brzdovém kotouči
$F_{bkz}$	[N]	Brzdná síla na zadním brzdovém kotouči
$f$	[mm]	Převis vozu
$f_p$	[Hz]	Frekvence odpružených hmot přední nápravy
$f_z$	[Hz]	Frekvence odpružených hmot zadní nápravy
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$G_1$	[N]	Pohotovostní zatížení vozu
$G_2$	[N]	Celkové zatížení vozu
$k$	[-]	Bezpečnost
$k_{01}$	[N/mm]	Tuhost pneumatiky
$k_{12p}$	[N/mm]	Tuhost pružiny
$k_{s1}$	[N/mm]	Tuhost stabilizátoru
$k_{s2}$	[N/mm]	Tuhost torzní příčky
$l$	[mm]	Rozvor
$m_c$	[Kg]	Celková hmotnost vozu
$m_{np}$	[Kg]	Neodpružená hmotnost přední nápravy
$m_{nz}$	[Kg]	Neodpružená hmotnost zadní nápravy
$m_p$	[Kg]	Pohotovostní hmotnost vozu
$m_u$	[Kg]	Užitná hmotnost vozu
$m_1$	[Kg]	Hmotnost neodpružených hmot na jednom kole
$m_2$	[Kg]	Hmotnost přitížení na jednom kole
$m_{2p}$	[Kg]	Hmotnost odpružených hmot na předním kole
$m_{1z}$	[Kg]	Hmotnost neodpružených hmot na zadním kole
$m_{2z}$	[Kg]	Hmotnost odpružených hmot na zadním kole
$N_{p1}$	[N]	Zatížení přední nápravy
$N_{p2}$	[N]	Zatížení přední nápravy
$N_{z1}$	[N]	Zatížení zadní nápravy
$N_{z2}$	[N]	Zatížení zadní nápravy
$R_e$	[MPa]	Mez kluzu
$R_{max}$	[mm]	Největší stopový poloměr zatáčení

$R_{min}$	[mm]	Nejmenší stopový poloměr zatáčení
$R_{pi}$	[mm]	Poloměr zatáčení vnitřního předního kola
$R_{po}$	[mm]	Poloměr zatáčení vnějšího předního kola
$t_p$	[mm]	Rozchod přední nápravy
$t_w$	[mm]	Šířka vozu
$z_2$	[mm]	Sednutí karoserie
$\alpha_1$	[°]	Úhel rejdu vnějšího kola
$\alpha_2$	[°]	Úhel rejdu vnitřního kola
$\delta_1$	[-]	Přenesené zatížení
$\sigma_{max}$	[MPa]	Maximální napětí

# **Obsah**

1. Úvod .....	17
1.1 Přiložená obálka karoserie k zadání .....	18
2. Přehled platné legislativy v oblasti podvozků motorových vozidel .....	19
2.1 Legislativní dělení osobních automobilů .....	19
2.2 Předpisy pro Českou republiku a Evropu .....	20
2.3 Výčet samotné legislativy.....	21
2.4 Schvalování vozidel pro provoz na pozemních komunikacích.....	22
3. Dílčí popis podvozku automobilu .....	25
3.1 Zavěšení kol.....	26
3.1.1 Závislé zavěšení kol .....	26
3.1.2 Nezávislé zavěšení kol .....	27
3.2 Brzdy .....	31
3.2.1 Bubnová brzda .....	32
3.2.2 Kotoučová brzda .....	32
3.3 Řízení a pohon kol .....	34
3.4 Odpružení, tlumení a stabilizátor.....	35
3.5 Ráfky, disky a pneumatiky .....	36
3.6 Samonosná karoserie .....	37
3.7 Definice pojmů vztahující se ke kinematice podvozku .....	38
3.7.1 Geometrie kol .....	38
3.7.1.1 Sbíhavost kol .....	38
3.7.1.2 Odklon kola .....	39
3.7.1.3 Příklon rejdové osy.....	39
3.7.1.4 Poloměr rejdu .....	40

3.7.1.5 Záklon rejdové osy, závlek .....	40
3.7.2 Řízení, Ackermannova geometrie .....	41
3.7.3 Pól klopení karoserie (roll-center).....	42
3.7.4 Anti-dive, Anti-rise, Anti squat.....	43
4. Rešerše používaných náprav .....	45
4.1 Přední náprava .....	45
4.2 Zadní náprava.....	45
5. Přehled úkolů, harmonogram prací a finanční nabídka .....	47
5.1 Přehled úkonů a harmonogram prací .....	47
5.2 Finanční nabídka .....	48
6. Výběr nápravy .....	51
6.1 Přední náprava .....	51
6.2 Zadní náprava.....	52
6.3 Vliv konstrukce podvozku na prodej vozů.....	53
7. Konstrukce 3D modelu náprav a zástavba do vozu v programu Catia .....	55
7.1 Analýza prostoru pro kola .....	56
7.1.1 Zdvih kola .....	56
7.1.2 Zatáčení kol .....	56
7.2 Přední náprava .....	58
7.3 Zadní náprava.....	61
7.4 Použité materiály .....	63
7.5 Návrh firem, jež by mohly umožnit výrobu, dodání součástí a případnou výslednou kompletaci .....	63
8. Návrh kinematiky přední nápravy v Lotus Suspension Analysis .....	67
8.1 Požadovaná kinematika přední nápravy .....	67
8.2 Výsledné parametry nápravy .....	68

8.2.1 Poloha významných bodů .....	70
8.2.2 Poloha bodu klopení karoserie .....	70
9. Analýza hmotností a zatížení.....	71
9.1 Hmotnosti .....	71
9.2 Statické zatížení.....	71
9.3 Quazistatické zatížení .....	73
10. Výpočet odpružení a tlumení.....	75
10.1 Výpočet tuhosti pružin.....	75
10.2 Výpočet vlastních frekvencí .....	76
10.3 Výpočet tlumení.....	77
10.4 Kontrola návrhu vypružení.....	78
10.5 Výpočet výsledné pružiny a tlumiče .....	80
10.6 Výpočet stabilizátoru .....	82
10.6.1 Přední náprava .....	83
10.6.2 Zadní náprava.....	84
11. MKP simulace.....	85
11.1 Přední náprava .....	85
11.1.1 Maximální vertikální síla .....	86
11.1.2 Podélná síla ve středu kola.....	86
11.1.3 Brzdná síla .....	87
11.1.4 Boční síla v rovině vozovky.....	87
11.2 Zadní náprava.....	88
11.1.1 Maximální vertikální síla .....	88
11.1.2 Podélná síla ve středu kola.....	89
11.1.3 Brzdná síla .....	89
11.1.4 Boční síla v rovině vozovky.....	90

12. Závěr.....	91
Seznam použitých zdrojů .....	92
Seznam obrázků .....	95
Seznam tabulek.....	99
Seznam příloh .....	100



# 1. Úvod

Na závěr každého magisterského studia na vysoké škole v České republice vytváří student diplomovou práci. Tato práce má prokazovat aplikaci teoretických znalostí získaných během studia při řešení zadaného problému. Aby docházelo k větší provázanosti univerzity s reálnou praxí a následně snadnějšímu přestupu studentů po skončení studia do pracovního poměru. Témata závěrečných prací jsou často nabízena školám prostřednictvím jednotlivých firem.

Zadání této diplomové práce poskytla společnost MBtech Bohemia s.r.o. Jedná se o strojírenskou vývojovou firmu, která je dlouholetým sponzorem studentského formulového týmu CarTech z Českého vysokého učení technického v Praze (ČVUT). Zároveň této univerzitě vybavila počítačovou učebnu, jež slouží i pro tvorbu této závěrečné studentské práce.

Cílem této diplomové práce je navrhnout podvozek osobního automobilu kategorie M1 k přiložené obálce karoserie vozidla (Obrázek 3.).

Hlavním smyslem této práce je simulace postupu práce na možné zakázce imaginární obchodní společnosti. Tedy projití návrhem podvozku osobního automobilu spolu se zahrnutím i reálného světa peněz v podobě vypracování finanční nabídky.



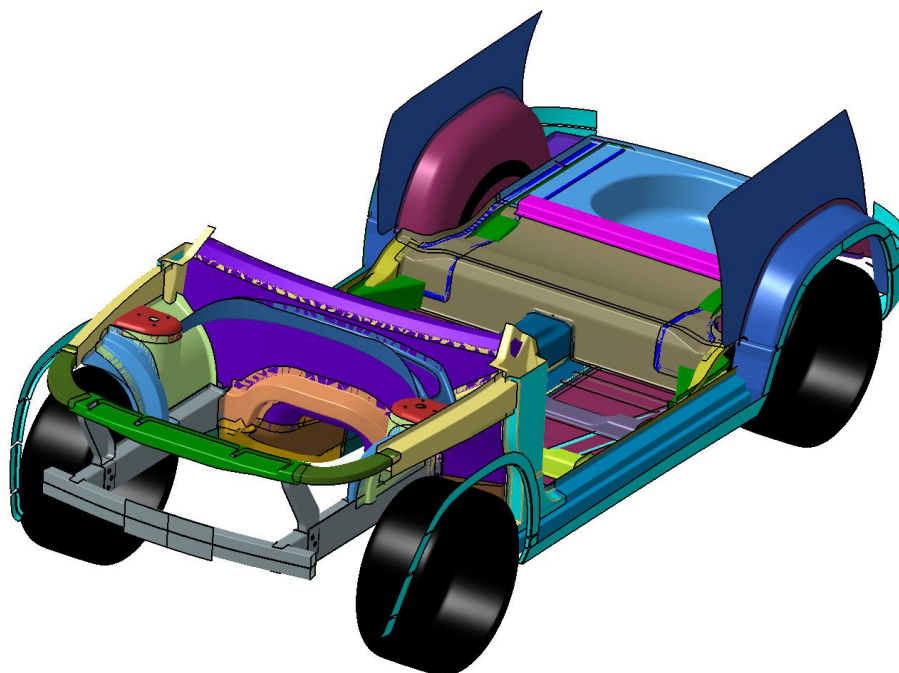
Obrázek 1: Logo ČVUT [17]



Obrázek 2: Logo firmy MBtech s.r.o. [18]

## 1.1 Přiložená obálka karoserie k zadání

Obálka karoserie je zadaná CAD modelem v programu Catia V5. Zadaný CAD model představuje koncept malého vozu kategorie SUV, určeného pro provoz především na zpevněných komunikacích. Vzhledem ke stavbě vozu není vyloučen ani příležitostný provoz v lehkém terénu, který je však omezen pohonem pouze jedné nápravy.



Obrázek 3: Přiložená karoserie k zadání

Dle základního popisu vozidla se jedná o třídvéřový osobní automobil, velikostně přirovnatelný k vyráběným vozidlům typu Škoda Yeti či Nissan Juke.

Tabulka 1: Základní parametry vozidla

Parametry vozu	Jednotky	Velikost	Anglický překlad
Rozvor	[mm]	2560	Wheelbase
Rozchod	[mm]	1540	Gauge
Poháněná kola	[-]	přední	Drive wheels
Pohotovostní hmotnost	[kg]	1300	Kerb weight
Celková hmotnost	[kg]	1800	Total weight
Délka	[mm]	4190	Length
Šířka	[mm]	1885	Width
Výška	[mm]	1700	Height

Ostatní potřebné parametry jsou doplněny v průběhu tvorby diplomové práce.

## **2. Přehled platné legislativy v oblasti podvozků motorových vozidel**

Motorové vozidlo pro případ této diplomové práce rozumíme takové vozidlo, jenž je poháněné vlastním motorem, je určené k provozu na pozemní komunikaci, nevázané na koleje, slouží k přepravě osob nebo nákladu a uvádí se pod názvem osobní automobil.

Osobní automobil je silniční vozidlo, které je určeno k jízdě po pozemních komunikacích a nepotřebuje ke své jízdě vedení v podobě kolejí nebo trolejí. Dle platných právních předpisů (zákona č. 56/2001 Sb. *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* a vyhlášky č. 341/2014 Sb. *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* upravující směrnici Evropského parlamentu a Rady 2007/46/ES) se za osobní automobil považuje silniční vozidlo kategorie M1 – to jsou taková motorová vozidla, která mají nejméně čtyři kola a nejvýše osm míst k přepravě osob, kromě místa řidiče, nebo víceúčelová vozidla, nesmí mít prostor pro stojící cestující, počet míst k sezení může být omezen na jedno (tj. místo pro řidiče).<sup>1</sup>

### **2.1 Legislativní dělení osobních automobilů**

Dle zákona č. 56/2001 Sb. *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* a vyhlášky č. 341/2014 Sb. *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* se osobní automobily (tedy silniční motorová vozidla kategorie M1) rozlišují dle druhu karoserie. Pro tento údaj je vyčleněna kolonka v osvědčení o registraci vozidla Část II. (tzv. velký technický průkaz).

Česká legislativa upravuje více druhů karoserie: Sedan, hatchback, kupé, kabriolet, kombi, víceúčelové vozidlo. Právní úprava je v tomto rozdělení poměrně pozadu, na trhu se již delší dobu vyskytují vozidla, která uvádí jiné druhy karoserie, než které jsou v zákoně uvedeny. Konkrétně by se jednalo třeba o vozidlo SUV, které se

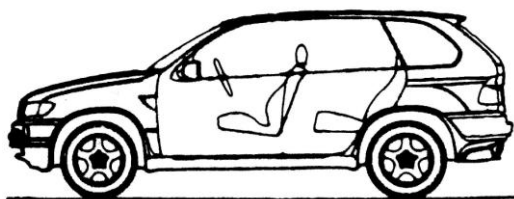
---

<sup>1</sup> Citace z Česká republika, Zákon č. 56/2001 Sb. *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích, příloha A), B), 2001*

vztahuje k této diplomové práci. Pro tento případ, kdy druh karoserie nenalezneme ustanovený v zákoně, se políčko v osvědčení o registraci vozidla Část II. nevyplňuje.

Tato diplomová práce se zabývá vozidlem karoserií typu SUV. Abychom se vyhnuli nejasnostem a polopravdám ohledně účelu vozidla SUV, budeme čerpat z výkladového automobilového slovníku.

SUV – Definice z anglického jazyka doslovně stanovuje, že se jedná o sportovní užitkové vozidlo (Sport Utility Vehicle). Automobil je určený pro volný čas a jízdu převážně po silnici pod podmínkou zvládnutí i lehčího terénu. Bývá robustnější konstrukce s větším vnitřním prostorem, má vysoký posed a většinou bývá vybaven pohonem na všechny čtyři kola, ale nejedná se o plnohodnotný terénní vůz (pokud by se jednalo o vůz se zvýšenou průjezdností, tak by kategorie byla doplněna doplňkovým písmenem G, tedy M1G).<sup>2</sup>



Obrázek 4: Automobil kategorie SUV [13]



Obrázek 5: Automobil Škoda Yeti SUV [14]

## 2.2 Předpisy pro Českou republiku a Evropu

Česká republika přistoupila v roce 1993 dobrovolně k dohodě o přijetí jednotných technických pravidel pro kolová vozidla, zařízení a části, které se mohou montovat anebo využívat na kolových vozidlech a o podmínkách pro vzájemné uznávání homologací, udělených na základě těchto pravidel a zavázala se, že tuto dohodu bude dodržovat. Dohoda byla sjednána v rámci Evropské hospodářské komise OSN v Ženevě 20. března 1958. Tyto předpisy jsou označeny zkratkou EHK.

Česká republika se vstupem do EU dnem 1. 5. 2004 zavázala, že do svého právního řádu implementuje příslušné směrnice Evropské unie. Směrnice jsou

---

<sup>2</sup> JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. Výkladový automobilový slovník, str. 18

označeny zkratkou EHS, ES, EU. V případech, kdy by se předpis EHK a příslušná směrnice EHS/ES vzájemně lišily, platí příslušná směrnice, pokud není rozhodnuto jinak.

Česká republika je vázána mezinárodními smlouvami, tedy vydané homologační osvědčení na území České republiky je uznávané i na území Evropské unie.

## 2.3 Výčet samotné legislativy

V České republice jsou směrnice Evropské unie týkající se našeho případu implementovány do českého právního řádu zákonem č. 56/2001 Sb. *o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích a o změně zákona č. 168/1999 Sb., o pojištění odpovědnosti za škodu způsobenou provozem vozidla a o změně některých souvisejících zákonů (zákon o pojištění odpovědnosti z provozu vozidla)*, ve znění zákona č. 307/1999 Sb. Dále pak konkrétní vyhláška č. 341/2014 Sb. ministerstva dopravy *o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích* stanoví bližší podrobnosti k výše zmíněnému zákonu.

Oba jmenované předpisy (zákon č. 56/2001 Sb. a vyhláška č. 341/2014 Sb.) v sobě obsahují odkazy přímo na příslušnou směrnici 2007/46/ES Evropského parlamentu a Rady, kterou se stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i systémů, konstrukčních částí a samotných technických celků určených pro tato vozidla. V praxi konstrukce vozidel se proto vychází rovnou z příslušných směrnic Evropského parlamentu a Rady.

Směrnice 2007/46/ES. v sobě zahrnuje v dodatku rozsáhlou tabulku s výpisem, konkrétních regulačních aktů, jimž podléhá daný typ vozidla, a zároveň dále odkazuje na příslušnou směrnici. Pro naši diplomovou práci se jeví dle této tabulky jako vhodné brát v aspekt následující regulační akty (Směrnice o sblížování právních předpisů členských států):

- 70/311/EHS týkající se mechanismu řízení motorových vozidel a jejich přípojných vozidel.
- 74/297/EHS týkající se vnitřní výbavy motorových vozidel (chování mechanismu řízení při nárazu).

- 74/483/EHS týkající se vnějších výčnělků motorových vozidel.
- 78/549/EHS týkající se krytů kol motorových vozidel.
- 92/21/EHS týkající se hmotností, rozměrů motorových vozidel kategorie M1.
- 92/23/EHS týkající se pneumatik pro motorová vozidla a jejich přípojná vozidla a o jejich montáži.
- 2002/78/ES týkající se brzdových zařízení určitých kategorií motorových vozidel a jejich přípojných vozidel.
- 2005/64/ES týkající se opětovné použitelnosti, recyklovatelnosti a využitelnosti.

Z důvodu právní jistoty obou zúčastněných stran a snadné dostupnosti (materiální a formální publicity) je doporučeno dále čerpat ze Státních technických norem (ČSN) vydávaných Úřadem pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, který je zmocněn k vydávání a schvalování těchto norem na základě zákona č. 22/1997 Sb. *o technických požadavcích na výrobky a o změně a doplnění některých zákonů*, ve znění zákona č. 71/2000 Sb., č. 102/2001 Sb., č. 205/2002Sb., č. 226/2003 Sb., č. 186/2006 Sb., č. 229/2006 Sb., č. 481/2008 Sb., č. 281/2009 Sb., č. 490/2009 Sb., č. 155/2010 Sb., č. 31/2011 Sb., č. 100/2013 Sb. a č. 64/2014 Sb. Platné technické normy vztahující se obsahem k naší diplomové práci jsou:

- ČSN 30 3503 týkající se dílů hydraulických brzd a technických předpisů.
- ČSN 30 0024 týkající se druhů silničních vozidel a definice základních pojmů.
- ČSN 30 0507 týkající se dlouhodobých zkoušek vozidel pro silniční motorovou dopravu.

S jednotlivými směrnici, zákony, předpisy a normami je vhodné blíže pracovat v konkrétních kapitolách diplomové práce, kam svojí příslušností regulační akty spadají.

## **2.4 Schvalování vozidel pro provoz na pozemních komunikacích**

Dle platné legislativy (směrnice 2007/46/ES) schvalovací orgán členského státu (např. v České republice se jedná o Ministerstvo dopravy České republiky) pověří technické zkušebny (např. TÜV SÜD), které provádí zkoušky a připravují podklady pro

daný schvalovací orgán, který na základě výsledků vystavují rozhodnutí, že daný typ vozidla vyhovuje ustanovením jednotlivých regulačních aktů.

Kromě schvalování neomezené série vozů je možné požádat i o schválení malé série (do 1000 registrovaných vozidel za rok) či individuální schválení. Při konstrukci vozidla je potřeba brát ohledy, že prvky, které jsou montovány do vozů, podléhají homologaci. Tento přehled regulačních aktů k danému systému je uveden pomocí tabulky v příloze č IV. Směrnice 2007/46/ES.

Postup schválení vozidla by byl následující (informace čerpány z dokumentů TÜV SÜD Czech):

- I. Úvodní posouzení výrobce: Jedná se o posouzení schvalovacím orgánem nebo pověřenou zkušebnou, zda je zajištěna shoda každého vyrobeného vozidla (systému či komponenty). Poté dochází ke kontrole, že změny související s předmětem schválení budou nahlášeny pověřenému orgánu. Pro tento krok se smí vzít v potaz certifikace výrobce dle norem (např. ISO 9001:2008).
- II. Zpracování informačního dokumentu pro každý systém vozidla: Jedná se o vypracování informační analýzy vozidla, jejíž základní kostra je obsažena v příslušných regulačních aktech.
- III. Doložení o homologaci užitých komponent: Jedná se o skla, zrcátka a dále.
- IV. Zkoušky systému vozidel: Jedná se o jízdní zkoušky, měření emisí, hluku, ovládací síla řízení a dále.
- V. Vypracování protokolů o zkouškách: Provádí pověřená zkušebna.
- VI. Vydání certifikátu ES-schválení typu: Schvalovací orgán členského státu vydá ES certifikát a zveřejní jej ostatním členským státům v databázi European Type Approval Exchange System (ETAES).
- VII. Povinnost výrobce dodržovat předpisy vztahované k vlastnění certifikátu: Zde je ustanovena povinnost vyrábět vozidla podle schválené dokumentace, označovat jej štítkem s homologační značkou vydávat ke každému vozidlu list COC (tzv. prohlášení o shodě), kontrolovat shodnost výrobků, hlásit příslušné změny případně žádat o rozšíření certifikátu ES a dále. [24]



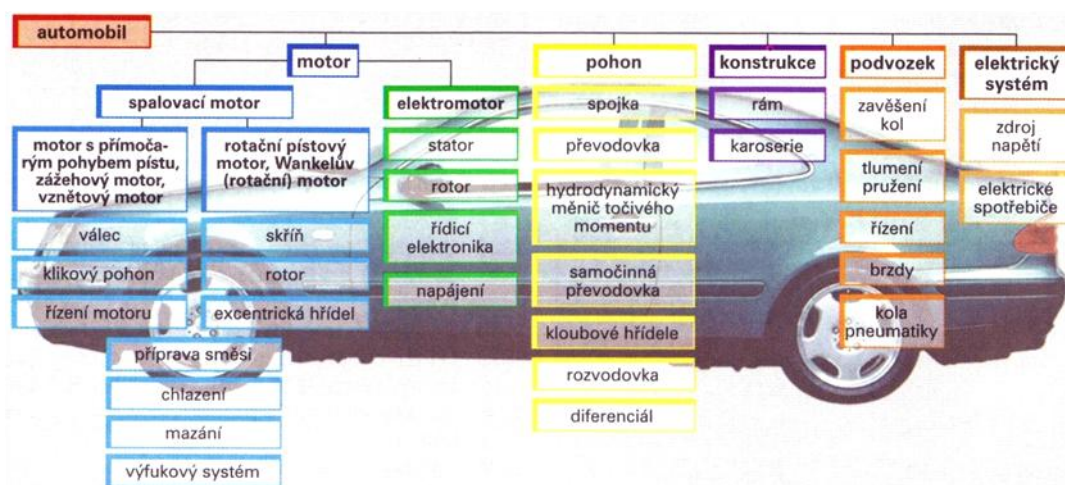


### 3. Dílčí popis podvozku automobilu

Tato celá kapitola slouží převážně pro snazší orientaci a pochopení diplomové práce je cílená zvláště pro laické čtenáře či mladší kolegy, kteří by řešili podobnou tematiku či jen byli zaujati tématem, a vyhledali by si diplomovou práci v knihovně ČVUT.

Automobil je možno pojmout jako celek, jenž sestává z individuálních konstrukčních skupin, které jsou složené z dílčích stavebních částí. „*Toto rozdělení nepodléhá normování, takže je možné se setkat s případem, že například o motoru je hovořeno, co by o konstrukční skupině, nebo může být chápán jako podskupina pohonu.*“<sup>3</sup>

Aby bylo pohybováno v oblasti rozdělení, jenž je používáno v praxi, je schéma na obrázku 6. převzato z příručky pro automechanika autorů Gescheidle a kolektiv.



Obrázek 6:Konstrukční skupiny automobilu [1]

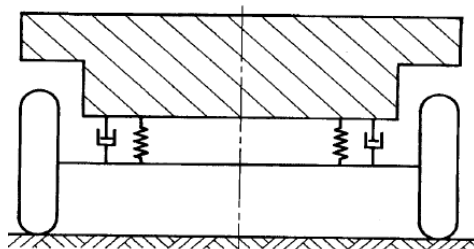
Podvozek osobního automobilu je konstrukční skupina vozidla, jež se skládá z dílčích částí. Dílčí části tedy jsou zavěšení kol, tlumení a pérování, brzdy, řízení, kola a pneumatiky. Tyto jednotlivé oddíly jsou vzájemně provázané a jsou spojeny v našem případě k tzv. samonosné karoserii. Podvozek vozidla má velký vliv na dynamiku jízdy a na její bezpečnost.

<sup>3</sup> citace z GSCHEIDLE, R., a kolektiv., Příručka pro automechanika, str.12

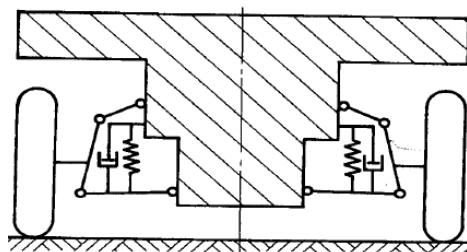
## 3.1 Zavěšení kol

Zavěšení kol vytváří spojení mezi samonosnou karoserií a koly, což umožňuje svislý relativní pohyb kola ke karoserii, který je potřebný z hlediska pro pružení. Přenáší statické síly od zatížení vozidla, dynamické síly od jízdy (odstředivé, hnací a brzdné síly), hnací a brzdné momenty. Zavěšení kol je realizováno tzv. nápravami. „Náprava není přesné vyjádření, neboť je tvořeno několika funkčními celky: zavěšením kola, uložením kola, odpružením kola, brzdou, řídicím nebo hnacím ústrojím.“<sup>4</sup>

Zavěšení kol je rozděleno na dva druhy zavěšení. Závislé zavěšení a nezávislé zavěšení kol.



Obrázek 7: Závislé zavěšení kol [7]



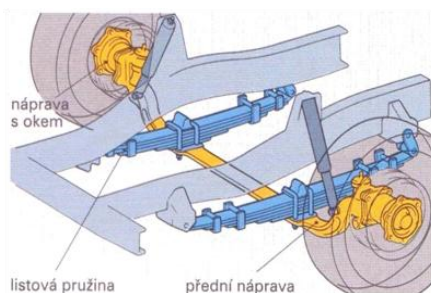
Obrázek 8: Nezávislé zavěšení kol [7]

### 3.1.1 Závislé zavěšení kol

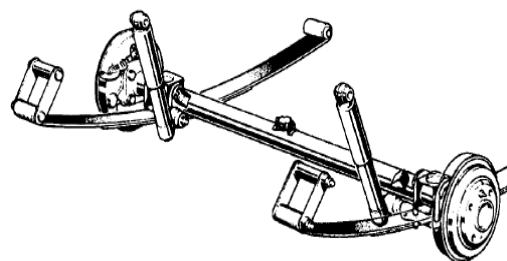
Závislé zavěšení kol je konstrukčně provedeno tzv. tuhou nápravou. Obě kola jsou k sobě spojena pevně nápravnicí, toto provedení je odpruženo vůči karoserii jako celek. Při svislém pružení vzniká pohyb i u druhého kola. Tuhá náprava se převážně vyskytuje na užitkových vozech, výjimku tvoří zadní náprava u osobního vozidla VW Beetle II. Přední tuhá náprava se příležitostně vyskytuje u terénních vozidel (příkladem může být Jeep Wrangler). Tuhé nápravy je možné zkonstruovat v různých provedeních, např. podle mostu nápravy jako celistvé či skládané, nebo je možné provedení nápravy s odděleným pohonem (tzv. náprava DeDion).

---

<sup>4</sup> citace z VLK, F., *Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání*, str.50.



Obrázek 9: Tuhá náprava [1]



Obrázek 10: Tuhá nepoháněná zadní náprava osobního automobilu Fiat Panda [7]

+ Výhody: Při propružení není možná změna rozchodu kol, dobré vedení kol, konstrukčně jednodušší a robustnější.

- Nevýhody: Velká neodpružená hmotnost, při přejezdu jednostranné překážky dojde k naklonění celé nápravy a odklonu kol.

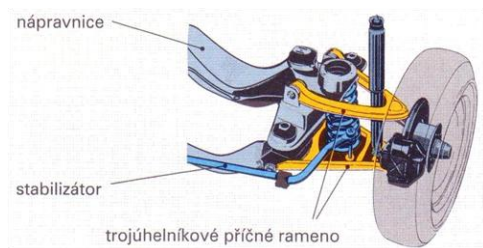
- Použití na vozidlech: Převážně zadní náprava

### 3.1.2 Nezávislé zavěšení kol

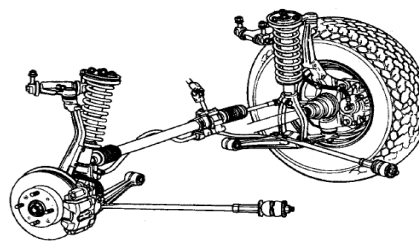
Nezávislé zavěšení kol je provedeno tak, že každé kolo vozidla je zavěšeno zvlášť ke karoserii a při pružení kola nedochází k ovlivnění ostatních kol. Toto provedení vede k nízkým hmotnostem neodpružených částí. Nezávislé zavěšení kol bývá realizováno zavěšením s dvěma příčnými rameny, zavěšením McPherson, víceprvkovým závěsem, zavěšením s podélnými rameny s příčnou osou kývání a zavěšením se šikmými rameny se šikmou osou kývání.

**Zavěšení kola s dvěma příčnými rameny** se skládá ze dvou nad sebou příčných ramen většinou tvaru trojúhelníku. Různou délkou ramen je možné ovlivňovat odklon kol při pružení. Je tedy možnost provedení rovnoběžníkové nebo lichoběžníkové.

- Rovnoběžníkové provedení: obě ramena jsou stejně dlouhá.
- Lichoběžníkové provedení: horní rameno je vždy kratší.



Obrázek 11: Náprava s dvěma příčnými rameny [1]



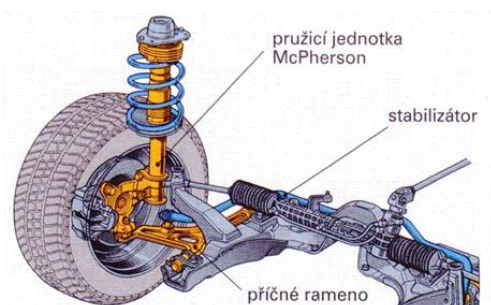
Obrázek 12: Přední lichoběžníková náprava Honda Prelude [7]

+ Výhody: Kinematicky se blíží víceprvkovému zavěšení, nízké neodpružené hmoty. V porovnání s tuhou nápravou zabírá méně místa a oproti nápravě McPherson může být velmi nízká.

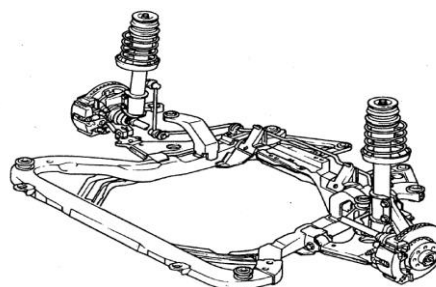
- Nevýhody: Nutnost většího zástavbového prostoru oproti nápravě McPherson

- Použití na vozidlech: Přední a zadní náprava

**Zavěšení kola McPherson (náprava McPherson)** konstrukčně vyšlo z lichoběžníkové nápravy, horní rameno je nahrazeno pístnicí tlumiče (posuvným vedením) jež je upevněna v karoserii. Toto provedení je nejběžnějším typem nápravy u osobních vozidel a využívá se převážně pro přední hnací nápravu. Může ovšem být toto provedení použito v určité modifikaci s víceprvkovým závěsem i jako zadní náprava (příkladem je vozidlo Alfa Romeo 156).



Obrázek 13: Náprava McPherson [1]



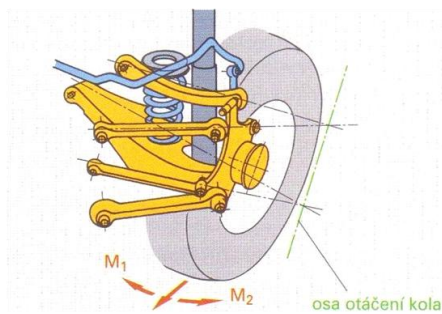
Obrázek 14: Úplná přední náprava Opel Vectra [7]

+ Výhody: Malý montážní prostor

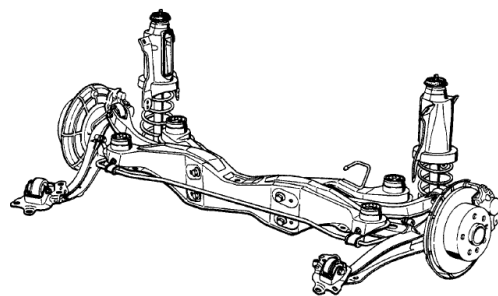
- Nevýhody: Horší jízdní vlastnosti

- Použití na vozidlech: Přední a zadní náprava

**Zavěšení kola s prostorově uloženými rameny (víceprvková náprava)** je složeno ze složitého prostorového systému více ramen (až pěti) a právě kvůli tomu toto provedení vyrovnává elastické chyby v řízení. Víceprvkový závěs je možné modifikovat z nápravy McPherson a lichoběžníkové. Víceprvkový závěs kola využívají např. vozidla Audi A8, Honda Accord nebo Mitsubishi Galant.



Obrázek 15: Náprava s prostorově uloženými rameny (Víceprvkový závěs) [1]



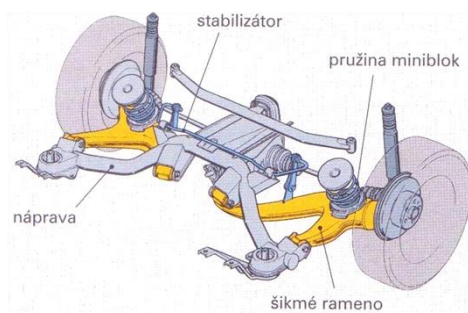
Obrázek 16: Víceprvková zadní náprava Opel Vectra [7]

+ Výhody: Možnost nastavení každého z ramen umožňuje výborné jízdní vlastnosti. Nízká hmotnost neodpružených hmot.

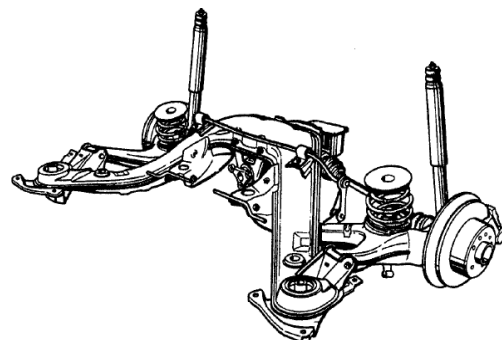
- Nevýhody: Vyšší konstrukční náročnost.

• Použití na vozidlech: Přední a zadní náprava

**Zavěšení zadních kol se šikmými rameny (náprava úhlová, kyvadlová)** je tvořena ze dvou rozvidlených ramen, u kterých je osa otáčení nakloněna, velikost změny sbíhavosti a odklonu kola při pružení závisí na sklonu osy otáčení ramen. Při větších úhlech je možné získat negativní odklon, což zvětší boční vodící sílu v zatáčce. Náprava je využívána jako zadní např. u vozidla Opel Omega.



Obrázek 17: Náprava se zavěšením kol s šikmými rameny [1]



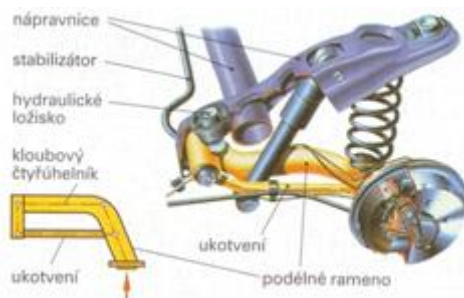
Obrázek 18: Kyvadlová úhlová náprava vozu Opel Omega [7]

+ Výhody: Jednodušší konstrukce

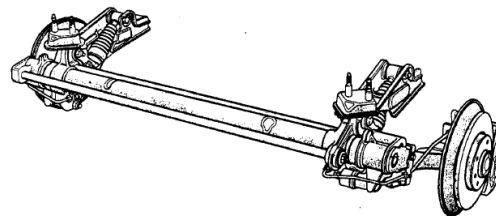
- Nevýhody: Větší neodpružená hmotnost, pohyb kontaktní plochy pneu při propružení

• Použití na vozidlech: Zadní náprava

**Zavěšení zadních kol s podélnými rameny a příčnou osou kývání (kliková náprava)** je realizováno podélnými rameny, jež jsou uloženy napříč osy vozidla. Při pružení nedochází ke změně rozchodu, sbíhavosti a odklonu kola. Zavěšení umožňuje výhodu níže položeného dna zavazadlového prostoru. Upevněním ramen přes nápravnicí dochází ke snížení hluku, oproti případu, kdy by byla ramena upevněna přímo na karoserii.



Obrázek 19: Kliková náprava [1]



Obrázek 20: Kliková náprava vozu Citroen ZX [7]

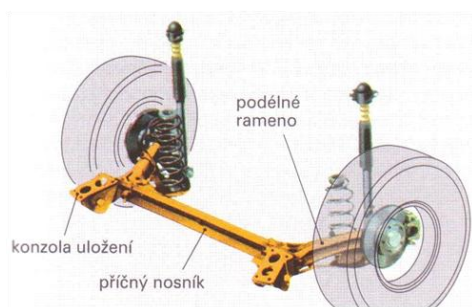
+ Výhody: Jednodušší a levnější konstrukce

- Nevýhody: Větší klopení karoserie v zatáčce

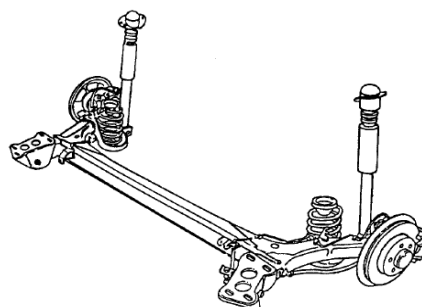
• Použití na vozidlech: Zadní náprava

**Zavěšení zadních kol s podélnými rameny spojených torzní příčkou (spřažená náprava, torzní kliková náprava)** Z kinematického hlediska se jedná o přechod mezi nezávislým zavěšením kol (klikovou nápravou) a závislým zavěšením kol (tuhou nápravou). Obě kola nápravy jsou k sobě spojena nosníkem nápravy, jenž slouží jako příčný stabilizátor. Ramena jsou uložena v silentblocích. Tento typ nápravy využívá většina vozů nižších tříd s předním pohonem.





Obrázek 21: Spřažená náprava [1]



Obrázek 22: Spřažená náprava VW Golf IV [7]

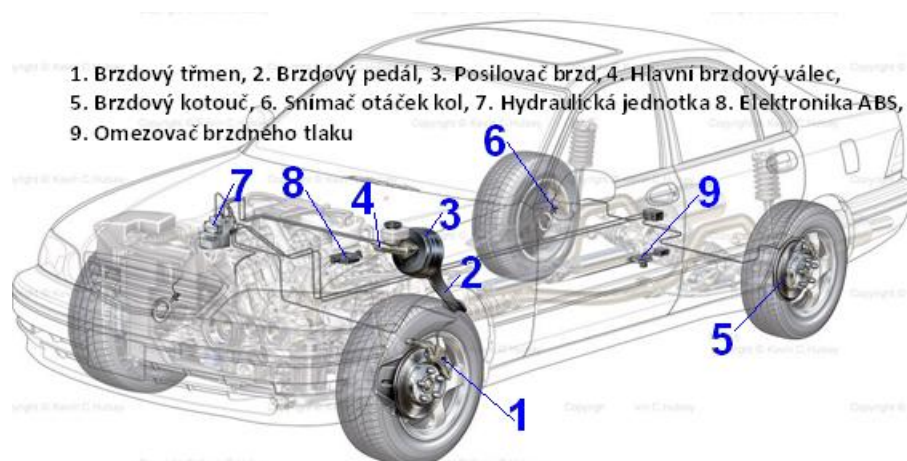
+ Výhody: Jednodušší konstrukce, malá neodpružená hmota, snadná montáž a demontáž, malý montážní prostor

- Nevýhody: Vysoké namáhání omezené přípustné zatížení

• Použití na vozidlech: Zadní náprava

## 3.2 Brzdy

Brzdy jsou z pohledu bezpečnosti nejdůležitější částí vozidla - slouží k jeho zastavení, zpomalení a zajištění stojícího vozidla proti nežádoucímu rozjetí. Schéma brzdové soustavy je na obrázku 23.



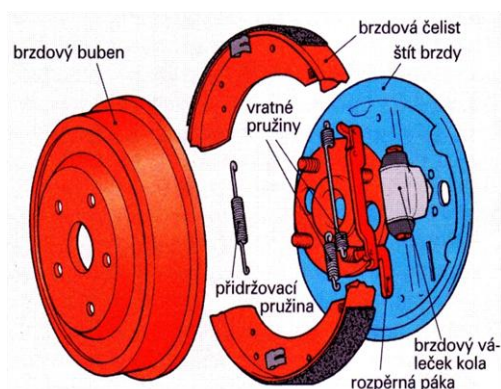
Obrázek 23: Schéma brzdové soustavy automobilu [22]

Hydraulické brzdy, jež se využívají v osobních automobilech, fungují na základě Pascalova zákona. To znamená, že síla od nohy řidiče působící na brzdový pedál vytváří v hlavním brzdovém válci tlak v kapalině a brzdovým potrubím je tento tlak v brzdovém okruhu přiveden k jednotlivým brzdovým třmenům kol. Následné sevření brzdového kotouče v brzdovém třmenu mezi brzdovými destičkami vytváří brzdny moment. Posilovač brzd snižuje potřebnou ovládací sílu od řidiče na brzdový pedál. Jednotka ABS

se snaží udržovat kola ve stavu, jež by umožňovala ovladatelnost vozidla při brzdění. K tomu řídicí jednotka ABS využívá snímání otáček kol, jež vyhodnocuje a následně případně upraví tlak v brzdovém okruhu. Bezprostředně týkající se podvozku automobilu není systém ABS ani brzdový posilovač apod., ale samotné konstrukční provedení brzdy v kole, která je součástí nápravy. Konstrukční provedení brzd je řešeno dvojím hlavním rozdělením na brzdy kotoučové a bubnové.

### 3.2.1 Bubnová brzda

U osobních automobilů je tento typ brzd využíváná hojně již jen pro brzdění zadních kol. Bubnová brzda se vyrábí v různých provedeních (např.: Simplex, Duplex...). Její obrovskou výhodou je snadné a ověřené umožnění implementace mechanické parkovací brzdy (ruční brzdy) s provozní hydraulickou brzdou, zároveň prach z brzdového obložení zůstává uvnitř brzdy. Oproti tomu nevýhodou jsou při náročnějším brzdění větší tepelné namáhání a snížení brzdného účinku.



Obrázek 24: Bubnová brzda s vnitřními čelistmi [1]

### 3.2.2 Kotoučová brzda

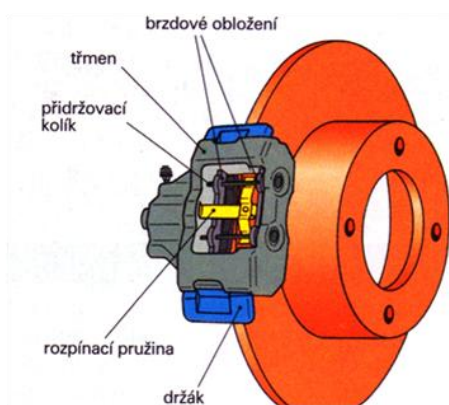
Jedná se o nejrozšířenější druh brzdy, využívaný na přední a zadní nápravě. Její obecnou výhodou je postupný náběh brzdné síly, dobré chlazení, jednoduchá údržba, seřízení vůle mezi brzdovým kotoučem a obložením se provádí samočinně. Nevýhodou se dá označit fakt nemožnosti zesílení brzdné síly a požadavek na větší přitlačnou sílu. U zadních brzd dochází k menšímu provoznímu opotřebení a mohou následkem koroze samovolně přibrzďovat.

Kotoučová brzda sestává ze dvou základních dílů, jimiž se rozumí brzdový kotouč a brzdový třmen. Brzdový třmen existuje ve dvou základních provedeních.

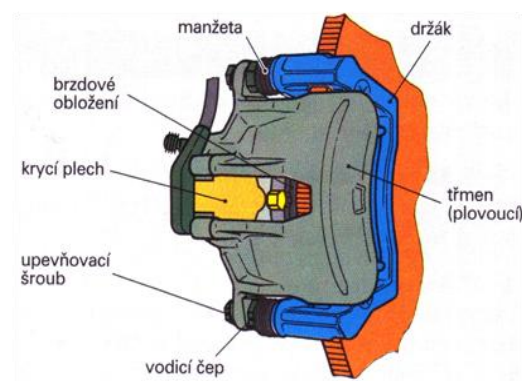


Jedním je pevný brzdový třmen (případně i s větším počtem brzdových válečků) a plovoucí brzdový třmen.

**Plovoucí brzdový třmen** se jeví hmotnostně lehčí a konstruuje se v různých variantách, jež se od sebe rozlišují rozdílným vedením. Je možné mít plovoucí brzdový třmen s vedením zuby, vedením čepem, vedením čepem se sklopným plovoucím třmenem či dále kombinovaným vedením zuby a čepem. Základní princip spočívá v pevně uchyceném držáku, na kterém je umožněno brzdovému třmenu mírný pohyb v příčné ose, což má za následek snížení vibrací.

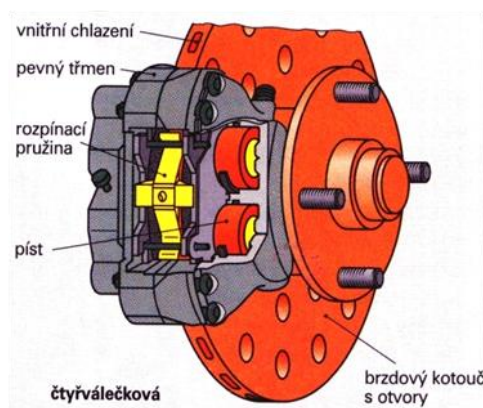


Obrázek 25: Br. třmen s vedením zuby [1]

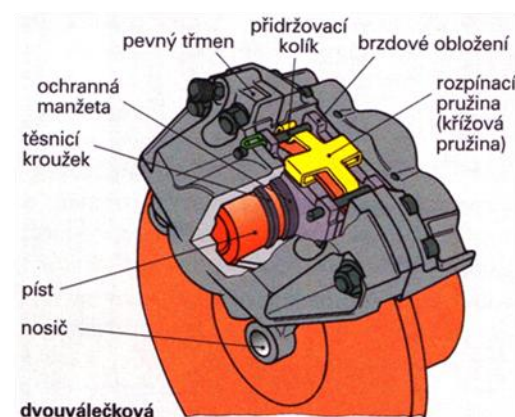


Obrázek 26: Br. třmen s vedením čepem [1]

**Pevný brzdový třmen** je jako těleso pevně připevněno k nápravě a rozlišuje se počtem brzdových pístků (jeden, dva, čtyři a více), které zajišťují přítlak brzdové destičky k brzdovému kotouči.



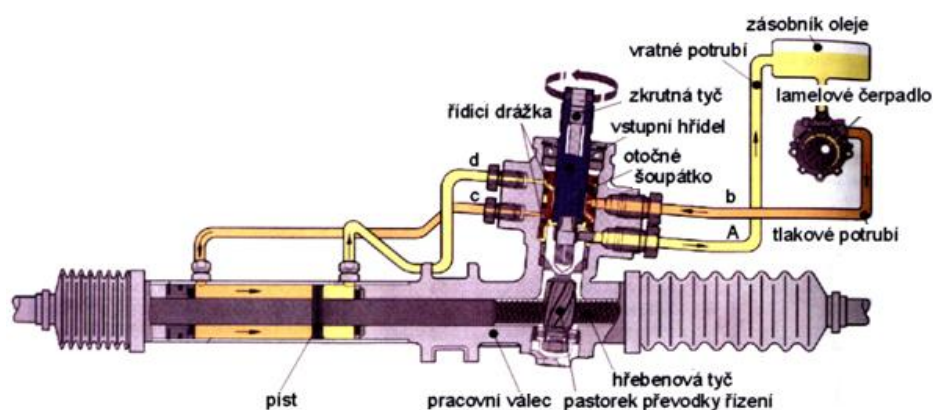
Obrázek 27: Čtyřpístkový br. třmen [1]



Obrázek 28: Dvoupístkový br. třmen [1]

### 3.3 Řízení a pohon kol

**Řízení vozidla** umožňuje měnit směr pohybu vozidla. Dle přílohy směrnice č. 70/311/EHS, odstavce 2.2.3.1. nesmějí být zadní kola jedinými řízenými koly vozidla. U osobních automobilů bývá využíváno samotné řízení předních kol. Toto řízení je prováděno řidičem vozidla, jenž rotačním pohybem volantu přes převodku řízení vychyluje táhla řízení a tím dochází k natáčení kol do požadovaného směru jízdy. Osobní automobily využívají v naprosté většině dnes hřebenovou převodku řízení, kterou případně doplňují hydraulické či elektronické posilovače. Samotnou konstrukci převodky řízení a volbou posilovače se v této práci nezabýváme, proto postačí rámcové seznámení s řezem obecné hřebenové převodky řízení s hydraulickým posilovačem (obrázek 29).



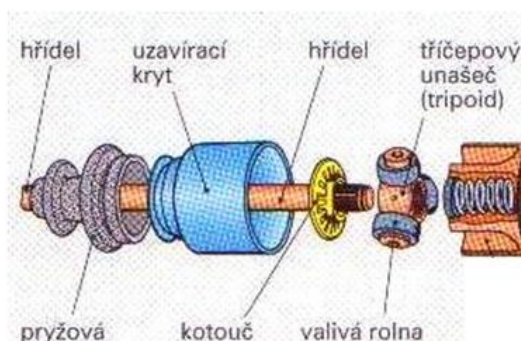
Obrázek 29: Převodka řízení [19]

**Pohon kol** automobilu vybavených předním pohonem (jenž je naším zadáním) je řešen pomocí hnacích hřídelů (poloos). Poloosy přenáší kroutící moment od výstupu převodovky ke kolům vozidla. Kolo je uchyceno k vozidlu přes náboj kola, který je chycen přes ložisko v těhlici. Aby bylo umožněno pohonu, natáčení a svislémupohybu (pružení) kola vůči pevně uchycené převodovce je potřeba, aby hnací hřídel byla uchycena přes stejnoběžné (homokinetické) klouby na obou koncích. Nejpoužívanějším provedením je kombinace kuličkového kloubu a tripoidního kloubu.

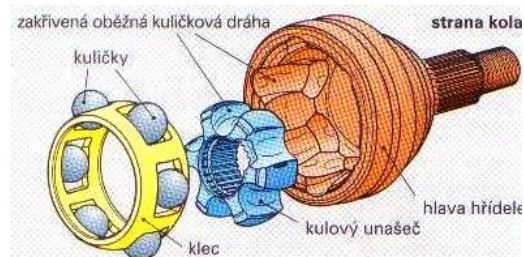
Tripoidní kloub umožňuje odchylky os do oblasti  $26^\circ$  a osový posun do 55mm.<sup>5</sup> Bývá na straně výstupu převodovky. Schéma je uvedeno na obrázku 30.

<sup>5</sup> citace z GSCHIEDLE, R., a kolektiv., *Příručka pro automechanika*, str. 378

Kuličkový pevný kloub umožňuje odchylky os do oblasti 47° bez osového posunu.<sup>6</sup> Ve vozidle bývá na straně kola. Schéma je znázorněno na obrázku 31.



Obrázek 30: Tripoidní kloub [1]



Obrázek 31: Kuličkový pevný kloub [1]

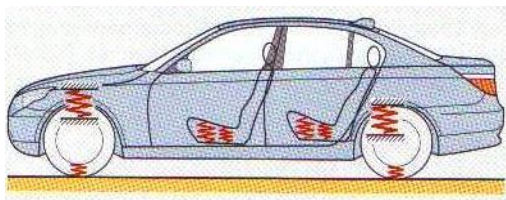
### 3.4 Odpružení, tlumení a stabilizátor

**Odpružení** je u vozidel realizováno z důvodu zvýšení pohodlí, vyšší bezpečnosti jízdy a snížení rázových sil zapříčiněnými nerovnostmi vozovky. Samotné odpružení se sestává z více stupňů (obrázek 32). V naší práci se budeme zabývat odpružením mezi vozovkou a karoserií (tedy bez sedaček cestujících). Odpružení karoserie osobních automobilů bývá v naprosté většině realizováno ocelovými vinutými pružinami (buď s lineární či progresivní charakteristikou), ale u některých konstrukčních provedení zavěšení kol lze využít i listových pružin a zkrutných tyčí, dokonce není výjimkou podvozek automobilu vybavený odpružením s použitím i pryžových, plynových či hydropneumatických pružin.

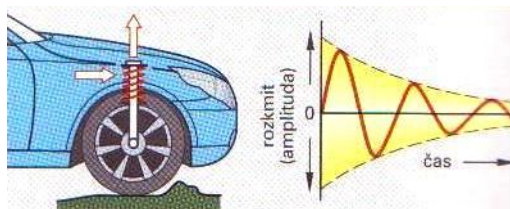
**Tlumení** je u vozidel realizováno tlumiči odpružení. Jejich cílem je snížit počet kmitů karoserie (obrázek 33). Samotné tlumiče fungují na principu přeměny svislého pohybu na tepelnou energii. Řešením je pohyb pístu ve válci, jenž protlačuje tekutinu skrz škrtkové otvory. U osobních automobilů je využíváno hydraulických tlumičů odpružení v podobě dvouplášťových, jednoplášťových či plynových jednoplášťových nebo dvouplášťových tlumičů. Samotné doladění soustavy tlumiče a pružiny je poměrně komplikované a bývá v automobilovém průmyslu řešeno reálným testováním.

<sup>6</sup> citace z GSCHEIDLE, R., a kolektiv., Příručka pro automechanika, str. 378

**Stabilizátor** je pružný prvek, jenž umožňuje snížit klopení karoserie v zatáčce principem přenosu části zatížení jednoho kola na druhé. Stabilizátor bývá realizován v podobě ocelových zkrutných tyčí a na souhlasný svislý pohyb obou kol nemá vliv.



Obrázek 32: Odpružení vozidla [1]



Obrázek 33: Tlumení vozidla [1]

### 3.5 Ráfky, disky a pneumatiky

Na kola automobilu je kladený veliký důraz, poněvadž pneumatika je jediná součást při jízdě mezi vozidlem a vozovkou. Ráfky, disky a pneumatiky podléhají schválení pro provoz na pozemní komunikaci. Každé vozidlo má předepsané pneumatiky s ráfky a disky, které smí využívat. Montáž na vozidlo jiného typu pneumatiky či ráfku s diskem znamená v krajních případech technickou nezpůsobilost pro provoz na pozemní komunikaci. Proto je důležité být seznámen se základním značením ráfků, disků a pneumatik.

Příklad značení pneumatiky: 195/65 R15 91T



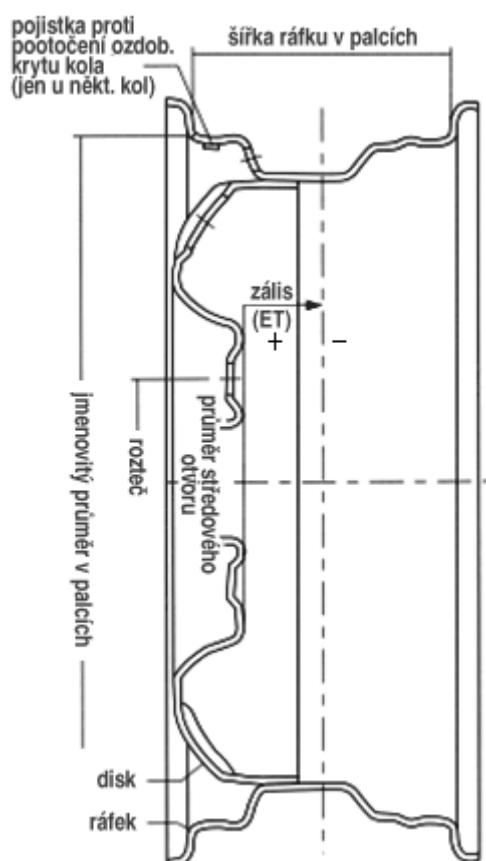
Obrázek 34: Značení pneumatik [20]

- 195: Šířka pneumatiky v milimetrech.
- 65: Poměr výšky/šířky v %.
- R: Konstrukce pneumatiky.
- 15: Průměr ráfku v palcích.

- 91: Index zátěže.
- T: Index rychlosti.

Na pneumatice se nacházejí i další informace: výrobce, datum výroby, zimní směs, země původu, výrobní číslo, indikátor opotřebení, bezdušová/dušová a symbol ministerstva dopravy o shodě.

Příklad značení ráfků s diskem kola: 8J x 17CH ET 15 5/100/57,1



- 8: Znamená šířku disku v palcích.
- J: Značí tvar a rozměr ramínka ráfku.
- x: Značí hluboký prolis v ráfku.
- 17: Znamená průměr disku v palcích.
- CH: Značí typ hřbetu.
- ET 15: Znamená zális.
- 5: Počet šroubů.
- 100: Průměr roztečné kružnice šroubů.
- 57,1: Průměr středového otvoru.

Obrázek 35: Hlavní parametry ráfku, disku [21]

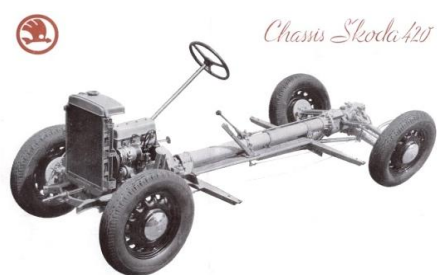
### 3.6 Samonosná karoserie

Samonosná karoserie tvoří hlavní nosnou, dostatečně tuhou část vozidla. Nápravy, motor a převodové ústrojí jsou přímo upevněny na karoserii. Karoserie je v našem případě navržena z tenkých lisovaných plechů bodově svařovaných. Podlaha má tvar roštu s mohutným středovým tunelem, blatníky jsou odnímatelné motor je uložen na kratších pomocných nosnících vestavěných do samonosné karoserie.

Starší automobily byly konstruovány se samonosným rámem, který přenáší hmotnost od karoserie a nákladu na nápravy, umožňuje tedy konstrukci podvozku, na



který je možné namontovat několik různých karoserií. Tento model se stále používá u nákladních vozidel.



Obrázek 36: Páteřový rám vozu Škoda 420 [15]



Obrázek 37: Samonosná karoserie Škoda Yeti [16]

Výhody samonosné karoserie oproti ráům spočívá v nižší hmotnosti vozu, vyšší bezpečnosti, nižších výrobních nákladech při hromadné výrobě.

## 3.7 Definice pojmů vztahující se ke kinematice podvozku

Protože kapitola 3 je brána jako popisná a vysvětlující, je teorie vztažená ke kapitole 8 (návrh kinematiky přední nápravy v programu Lotus Suspension Analysis) přiřazená pod kapitolu 3.

### 3.7.1 Geometrie kol

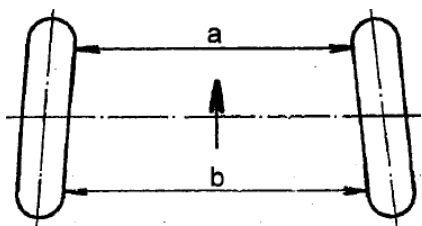
Aby byly co nejlepší jízdní vlastnosti vozidla, s nízkým namáháním podvozku a při odvalování pneumatik docházelo k co nejmenšímu opotřebování a hluku. Je potřeba proto řešit geometrické odchylky kol, od svislé a vodorovné roviny vozidla.

#### 3.7.1.1 Sbíhavost kol

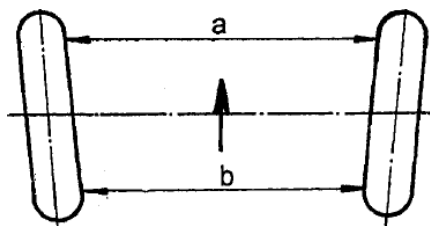
Celková sbíhavost obou kol na nápravě se udává délkou v milimetrech nebo úhlem ve stupních. Jedná se o rozdíl vzdálenosti, ve směru jízdy předního a zadního okraje ráfku měřený ve výšce středu kol. U osobních vozidel se využívá sbíhavosti z důvodu stability jízdy, velké hodnoty sbíhavosti by vedli k většímu opotřebení pneumatik. „ Sbíhavost u osobních vozidel bývá 0-3mm (0° až 30') a 3-8mm u nákladních vozidel “<sup>7</sup>

---

<sup>7</sup> citace z VLK, F., Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání, str.239.



Obrázek 38: Sbíhavost kol [7]



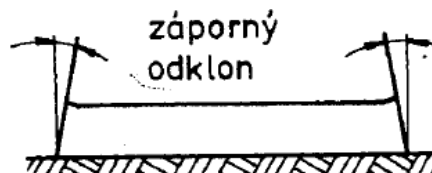
Obrázek 39: Rozbíhavost kol [7]

### 3.7.1.2 Odklon kola

Odklon kola je úhel ve stupních mezi střední rovinou kola a svislou osou vozidla. Záporným odklonem kola se rozumí příklon kola. Záporný odklon kola zlepšuje stabilitu vozu, ale zároveň velké hodnoty vedou k většímu opotřebení pneumatiky, změna úhlu během propružení by měla být z důvodu namáhání zavěšení co nejmenší. „ Z důvodu lepšího bočního vedení pneumatik v zatáčkách se volí úhel odklonu kola  $-1^\circ$  až  $-2^\circ$ “.<sup>8</sup>



Obrázek 40: Odklon kola [7]



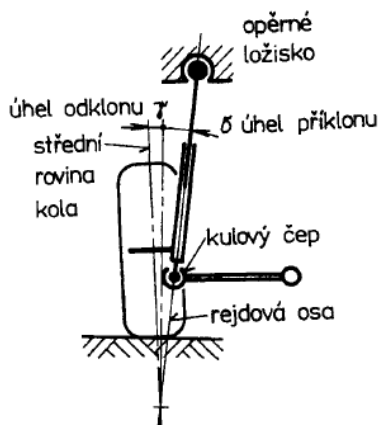
Obrázek 41: Záporný odklon kola (příklon) [7]

### 3.7.1.3 Příklon rejdové osy

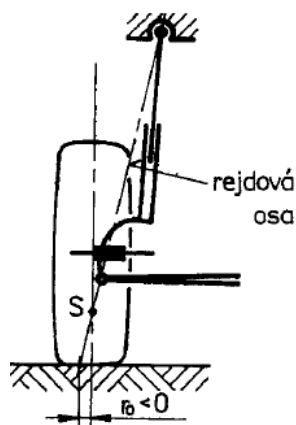
Příklon rejdové osy je dán u nápravy McPherson úhlem, jenž je měřen mezi svislou osou vozidla a osou, která prochází středem horního závěsného ložiska přes střed spodního kulového čepu. Při zatáčení důsledkem příklonu rejdové osy dochází ke zvedání kol, následkem zatížení přední nápravy dojde po skončení zatáčení účinkem vratného momentu k samovolnému navrácení kol do přímé jízdy. „Osobní automobily mají buď velký poloměr rejdu a malý úhel příklonu rejdové osy (např.  $r=60\text{mm}$ ,  $g=5^\circ$ ) nebo záporný poloměr rejdu a velký úhel příklonu ( $r=-10$  až  $-18\text{mm}$ ,  $g=14^\circ$  až  $18^\circ$ )“.<sup>9</sup>

<sup>8</sup> citace z VLK, F., Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání, str.227.

<sup>9</sup> citace z VLK, F., Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání, str.230.



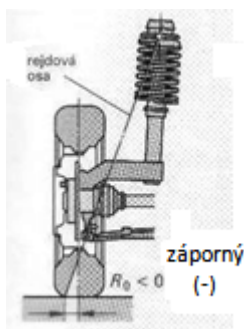
Obrázek 42: Příklon rejdové osy [7]



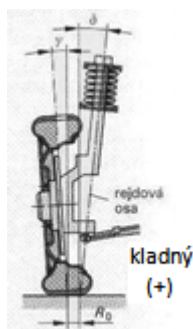
Obrázek 43: Příklon rejdové osy McPherson [7]

### 3.7.1.4 Poloměr rejdu

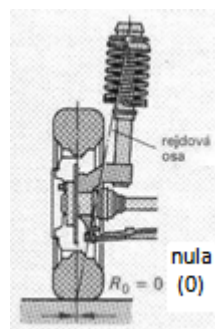
Poloměr rejdu je vzdálenost mezi dvěma body znázorněné v rovině rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla. Body vznikly průsečíkem střední roviny kola a rejdové osy s rovinou vozovky. Leží-li průsečík rejdové osy kola s rovinou vozovky na vnitřním okraji pneumatiky, je poloměr rejdu kladný. Pokud je poloměr rejdu kladný, tak vozidlo je citlivější na rozdílné podélné síly na levém a pravém kole nápravy vzniklé např. rozdílným povrchem vozovky (led, asfalt). „Téměř všechna osobní vozidla s pohonem přední nápravy McPherson mají záporný poloměr rejdu, kladný poloměr rejdu bývá maximálně do 40mm.“<sup>10</sup>



Obrázek 44: Poloměr rejdu (-) [1]



Obrázek 45: Poloměr rejdu (+) [1]



Obrázek 46: Poloměr rejdu (0) [1]

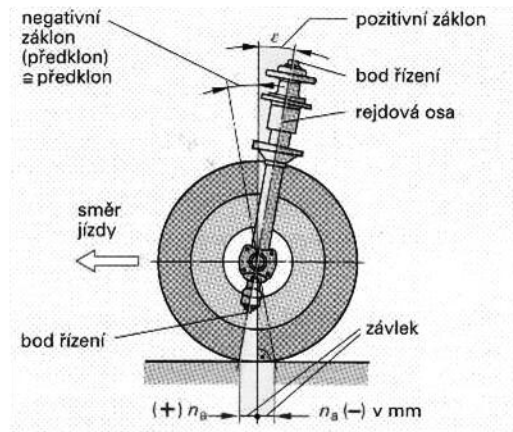
### 3.7.1.5 Záklon rejdové osy, závlek

Záklon rejdové osy je vyjádřen úhel mezi rejdovou osou a svislou osou vozidla v rovině rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Úhel je kladný, pokud rejdová osa je skloněna vzad. Vzdáleností mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem

<sup>10</sup> citace z VLK, F., Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání, str.232.



styku pneumatiky v téže rovině vzniká závlek, ten je kladný, pokud průsečík leží před středem styku pneumatiky. Velikost závleku je tedy ovlivněna úhlem záklonu rejdové osy. Větší závlek má příznivé stabilizující účinky, ale je potřeba větší síla při natočení kola. „U vozidel s pohonem předních kol se obvykle využívá záklonu s nulovou hodnotou.“<sup>11</sup>



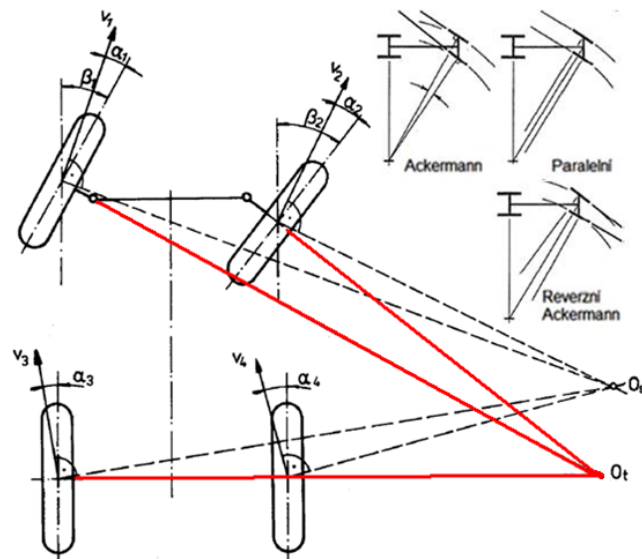
Obrázek 47: Záklon rejdové osy, závlek [1]

### 3.7.2 Řízení, Ackermannova geometrie

Řízení umožňuje měnit směr pohybu vozidla. Předpisem vztahujícím se k řízení je směrnice č. 70/311/EHS. Dle přílohy této směrnice, odstavce 2.2.3.1. nesmějí být zadní kola jedinými řízenými koly vozidla. V našem případě budeme mít pouze řízená přední kola. Aby docházelo pokud možno k co nejlepšímu průjezdu zatáčkou, je potřeba, aby docházelo k odvalování kol. V zatáčce jede vnitřní kolo po menším poloměru než kolo vnější, aby došlo k odvalování kol, je potřeba umožnit rozdílné natočení kol, tuto problematiku vystihuje Ackermannova geometrie.

Pro řešení Ackermannovy geometrie je potřeba uvažovat nízké rychlosti a tuhá kola. Výsledná kinematická charakteristika reálného řízení se vyjadřuje jako procentuální podíl Ackermannovy geometrie. 100% Ackermannovy geometrie je stav, že střed otáčení vozidla leží na prodloužené ose zadní nápravy, ve skutečnosti dojde vlivem odstředivých sil a pružnosti pneumatiky k směrovým úchylkám a posuvu bodu. 0% Ackermannovy geometrie znamená, že řízená kola jsou rovnoběžná (tzv. paralelní řízení).

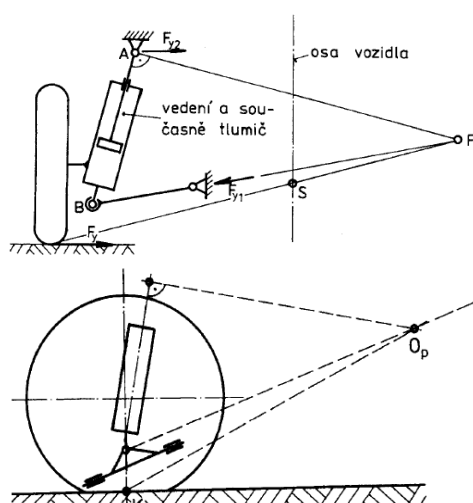
<sup>11</sup> citace z VLK, F., Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání, str.238.



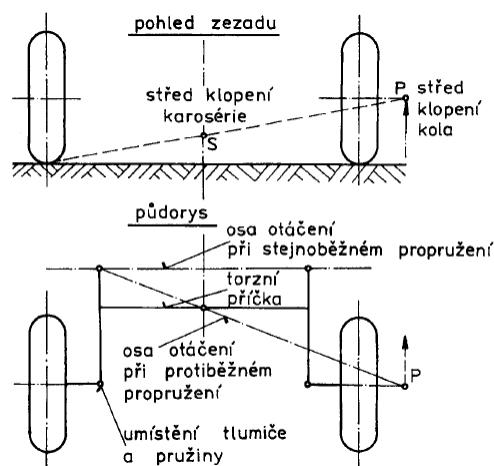
Obrázek 48: Geometrie řízené nápravy dle Ackermanna [7]

### 3.7.3 Pól klopení karoserie (roll-center)

Bod klopení karoserie v odborné literatuře bývá uváděn, pod názvem roll-center (dále jen RC), je významný geometrický bod na nápravě. Spojením bodů RC přední a zadní nápravy získáme neutrální osu, podle které dochází ke klopení karoserie při bočním zatížení. Důležitý je hlavně rozdíl výšek polohy RC a těžištěm odpružených hmot nad vozovkou, pokud by RC nápravy bylo ve stejné výšce co těžiště odpružených hmot, tak by při zjednodušeném modelu došlo k vzpříčenému mechanismu (při působení libovolně velké boční síly na karoserii by nedošlo ke klopení karoserie, náprava by měla nekonečně velkou klopnou tuhost nezávisle na tuhosti pružin a stabilizátoru).



Obrázek 49: RC nápravy McPherson [7]



Obrázek 50: RC spřažené klikové n. [7]

### 3.7.4 Anti-dive, Anti-rise, Anti squat

Jedná se o kinematické tuhosti mechanismu kol v závislosti na chování karoserie, hodnoty jsou udávány v procentech výšky těžiště. Rozeznáváme Anti-dive, Anti-rise, Anti squat.

*„**Anti-dive** – omezení ponořování přední nápravy při brzdění*

***Anti-rise** – omezení zdvihání zadní nápravy při brzdění*

***Anti-squat** – omezení prosedání zadní nápravy při akceleraci“<sup>12</sup>*

---

<sup>12</sup> Citace z HRUŠKA, J., *Zadní náprava pro vůz formula Student: Diplomová práce, Praha: Fs. ČVUT, 2010, str. 38.*



## 4. Rešerše používaných náprav

Teoretická rešerše používaných druhů náprav u vozidel je obsažena v kapitole 3.1. Před vlastní tvorbou jakékoliv součásti je vhodné provést průzkum již používaných konstrukčních řešení. Může se tímto získat vodítko, které ušetří mnoho času. V našem případě návrhu podvozku osobního vozidla lze jen těžko očekávat, že bychom v této práci dospěli k převratnému konstrukčnímu řešení. V praxi se podvozkem zabývá tým inženýrů, jenž má mnohdy přístup k projektům svých předchůdců a v časovém měřítku to může představovat i přes 100 let znalostí dosahovaných parametrů zkonstruovaných vozidel. Proto se čistě v této kapitole zaměříme na hotová a používaná řešení.

### 4.1 Přední náprava

Při průzkumu vozidel spadající do naší kategorie lze poměrně přesně tvrdit, že převážně jediným používaným typem přední nápravy je provedení McPherson. Jednotlivé fotografie každého provedení McPherson zde nejsou vyobrazeny, princip konstrukce zůstává stejný, jen dochází ke změnám tvaru ramen, těhlice a podobně.



Obrázek 51: Dacia Duster (McPherson)



Obrázek 52: Kia Sportage (McPherson)

### 4.2 Zadní náprava

Při průzkumu vozidel spadající do naší kategorie využívá velká část vozidel pro nepoháněnou zadní nápravu. Provedení klikové spřažené nápravy. Jedná se o vozidla např. Dacia Duster, Nisan new Qashqai, Nisan Juke, Renault Captour a další.



Obrázek 53: Dacia Duster (Spřažená náprava)



Obrázek 54: Nisan new Qashqai (Spřažená n.)

Další poměrně rozsáhlým používaným typem nepoháněné zadní nápravy bylo využití víceprvkové nápravy. Toto konstrukční řešení využívají Škoda Yeti, Kia Sportage.



Obrázek 55: Škoda Yeti (Víceprvková náprava)



Obrázek 56: Kia Sportage (Víceprvková náprava)

Víceprvková náprava je použita i u staršího vozidla Nisan Qashqai. Zde se jedná o nápravu, jež je stavěná pro využití 4x4 a v provedení předního pohonu bývá odstraněn pouze pohon zadní nápravy, ale provedení zůstává stejné.

Zajímavým řešením je použití nápravy McPherson u Dacia Duster, byť se jedná o model, který je vybaven pohonem 4x4, a pro svou konstrukci stojí za uvedení.



Obrázek 57: Nisan Qashqai (Víceprvková n.)



Obrázek 58: Dacia Duster 4x4 (McPherson n.)

## **5. Přehled úkolů, harmonogram prací a finanční nabídka**

U této kapitoly se může na první pohled zdát, že spadá do oblasti managementu nikoliv, strojírenství. Reálná praxe ale ukazuje, že v současné době jsou nároky na absolventy technických inženýrských škol nemalé - automaticky se očekává schopnost řízení lidí, komunikace v týmu, prezentační dovednosti a jednání se zákazníkem. Finanční výdaje pro firmy na zaměstnance bývají často klíčovou strategií; u některých sofistikovaných technických řešení není prakticky ani možné, aby finanční náročnost a předmět obchodu řešili čistě absolventi finančních či ekonomických škol. Ve větších podnicích mají proto tyto absolventi k sobě skupinu techniků, jejichž pracovním úkolem je technická podpora prodeje. V menších firmách se to odráží na sloučení pracovních pozic strojního konstruktéra, výrobního vedoucí a projektového manažera. Tento člověk má pak za úkol sjednání zakázky (většinou pro zahraničí) a řízení plnění zakázky (většinou v zemi sídla společnosti), s tím, že právní stránka smlouvy bývá řešena dle firemního vzoru smlouvy.

### **5.1 Přehled úkonů a harmonogram prací**

Přehled úkonů a harmonogram prací je část, jenž spadá do projektového řízení projektu. Pro projekt je významná jedinečnost, začátek a konec. Toto kritérium splňuje diplomová práce. V našem případě obsah práce s datem zadání a odevzdání je pevně stanoveno v samotném zadání diplomové práce. Proto je možné samotnou tvorbu diplomové práce simulovat jako projekt, jenž by představoval imaginární zakázku.

Pro návrh, sledování a vyhodnocování projektu se v současné multimediální době hojně využívají počítačové programy (např. Helios, SAP a další). Zároveň pokud je potřeba projekt řešit a sdílet mezi lidmi, jež se nacházejí na různých vzdálených místech (města, státy, kontinenty), tak bývá pro online komunikaci využíváno videokonferencí a datových úložišť (např. Skype, OneDrive, Dropbox atd.).

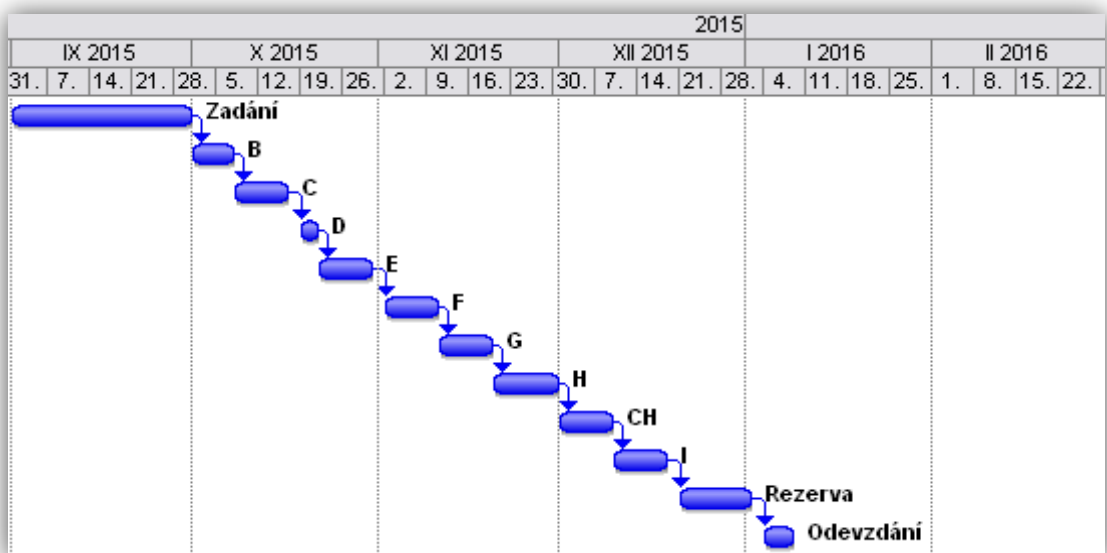
Pro přehled úkonů a harmonogram prací jsem využil soudobou populární metodu projektového řízení v podobě Ganttova grafu, k jehož řešení jsem využil program Microsoft Office Project.



	Předchůdci	Názvy zdrojů	Název úkolu	Doba trvání	Zahájení	Dokončení
1			Zadání	22 dny	1.9.15	30.9.15
2	1	B	Přehled platné legislativy v oblasti podvozků motorových vozidel	5 dny	1.10.15	7.10.15
3	2	C	Rešerše používaných typů náprav	7 dny	8.10.15	16.10.15
4	3	D	Přehled úkolů, harmonogram prací a finanční nabídka	3 dny	19.10.15	21.10.15
5	4	E	Výběr vhodného typu náprav pro dané vozidlo	7 dny	22.10.15	30.10.15
6	5	F	Konstrukce 3D modelu náprav	7 dny	2.11.15	10.11.15
7	6	G	Návrh kinematiky přední nápravy	7 dny	11.11.15	19.11.15
8	7	H	Návrh pružení a tlumení	7 dny	20.11.15	30.11.15
9	8	CH	Vypracování MKP simulace	7 dny	1.12.15	9.12.15
10	9	I	Vypracování výkresů sestavy přední a zadní nápravy	7 dny	10.12.15	18.12.15
11	10	Rezerva	Časová rezerva	10 dny	21.12.15	1.1.16
12	11	Odevzdání	Odevzdání	5 dny	4.1.16	8.1.16

Obrázek 59: Přehled úkonů a harmonogram prací

Pro grafické znázornění a lepší přehled slouží vykreslení Ganttova grafu (obrázek 60). Horizontální osa v diagramu představuje časové období, na vertikální ose jsou činnosti, na které se projekt dělí. Šipky znázorňují návaznost činností.



Obrázek 60: Návaznost úkonů a harmonogram prací v Ganttově diagramu

## 5.2 Finanční nabídka

Finanční nabídka je dokument, jenž vymezuje, za jakou cenu obě smluvní strany můžou uzavřít obchod. Pro tvorbu finanční nabídky je nejprve nutné provést analýzu projektu; zjistit jeho rozsah a vymezit si hranice kam až je možné v případné situaci zajít.



Známe odhadovanou denní náročnost projektu, v našem případě není možné vyjít ze zákoníku práce, jež by vymezoval naši pracovní dobu, tedy tvorba diplomové se musí přizpůsobovat vždy aktuálním časovým možnostem nabízeným při denním studiu. V průměru, budeme odhadovat, že by časová náročnost jednoho dne mohla být 6 hodiny. Při finančním hodnocení využijeme hodinovou nákladovou sazbu (dále jen HNS). V HNS jsou zahrnuty všechny náklady spojené s konstrukcí (např. CAD programy). Dle průzkumu se HNS pohybuje v oblasti konstrukce okolo 1000Kč na hodinu, při součinu HNS a celkového počtu hodin získáme odhadovanou finanční náročnost projektu.

$$\text{Počet hodin} \rightarrow 94 \text{ dnů} \cdot 6 \text{ hodin za den} = 564 \text{ hodin} \quad 1)$$

$$\text{Finanční náročnost} \rightarrow 564 \text{ hodin} \cdot 1000 \text{ Kč za hodinu} = 564\,000 \text{ Kč} \quad 2)$$

Finanční náročnost projektu činí 564 000Kč. Dále budeme uvažovat přibližně o 10% zisku ze zakázky.

$$\text{Nabízená cena} \rightarrow 564\,000 \cdot 1,1 = 620\,400 \text{ Kč} \quad 3)$$

Nabízená cena musí být cena konečná (tedy cena s DPH). Základní sazba DPH nyní činí 21%. Případně dále pak stanoví zákon č. 235/2004 Sb. o dani z přidané hodnoty.

$$\text{Konečná cena} \rightarrow 620\,400 \cdot 1,21 = 750\,684 \text{ Kč} \quad 4)$$

Pro vytvoření dokumentu finanční nabídky budeme předpokládat, že imaginární společnost (např. automobilka CGL s. r. o.) vypsalá zakázku na návrh podvozku osobního automobilu kategorie M1 typ karoserie SUV (jedná se o navrhovatele). Dále budeme předpokládat (z naší strany), že imaginární engineeringová společnost např. pod názvem ENG21 s. r. o. bude mít zájem se této zakázky ujmout (jedná se o příjemce). IČO, DIČ aj. kontaktní údaje a čísla účtů jsou na obrázku 61 smyšlené.

Součástí smlouvy a cenové nabídky je možná ještě doložka, jež by právně upravovala specifická ujednání smlouvy, jedná se o tzv. „Všeobecné obchodní podmínky“. Může se jednat např. o vymezení rozsahu a délky záruky, princip převzetí zakázky, dodací termín, podmínky splnění dodávky atd.

<b>Dodavatel:</b>  ENG21 s. r. o. Zelená 146 149 00, Praha 5 Česká republika  IČ: 12345679 DIČ: CZ12345679 Tel.: +420 739 789 576 Email: info@eng21.cz Web: www.eng21.cz	<b>Cenová nabídka</b> Číslo: CEN.NAB4252148					
	<b>Odběratel:</b>  Automobilka CGL s. r. o. Zahradní 124 650 00, Kolín Česká republika  IČ: 12345678 DIČ: CZ12345678					
<b>Způsob úhrady:</b> Bankovní převod <b>Peněžní ústav:</b> ČSOB <b>Číslo účtu:</b> 123456787/0300  <b>Variabilní symbol:</b> 1308180002 <b>Kontaktní symbol:</b> 0409			<b>Datum vystavení:</b> 1.9.2015  <b>Platnost do:</b> 30.9.2015			
<b>Název položky</b>	<b>Množství</b>	<b>Jednotka</b>	<b>Cena položky bez DPH</b>	<b>DPH%</b>	<b>Cena položky s DPH</b>	
Návrh podvozku automobilu	1	Ks	620 400 Kč	21	750 684 Kč	
<b>Poznámka:</b>  <i>Děkujeme za Spolupráci</i>			<b>Suma bez DPH:</b> 620 400 Kč  <b>Celkem:</b> 750 684 Kč			

Obrázek 61: Cenová nabídka

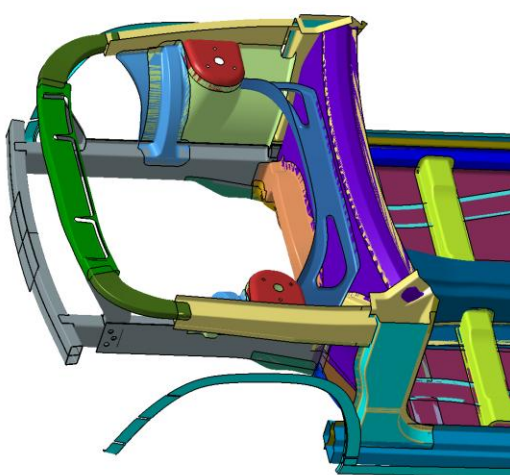
## 6. Výběr nápravy

Při volbě nápravy je potřeba v našem případě primárně vyjít z 3D obálky karoserie, jež byla před navržena a je součástí zadání. Dále by bylo vhodné zohlednit finanční náročnost, složitost konstrukce a jízdní vlastnosti navrhované nápravy. Ideální by bylo pro jednotlivá kritéria rozhodování vytvořit tabulku, v níž by hodnocení bylo vyjádřeno přímo čísly. Tento ideový stav ale v naší situaci nelze uskutečnit z důvodu neznalosti finančních, výrobních a vnitřních (firemní politika) možností daného podniku, či konkrétních měření jízdních vlastností jednotlivých náprav, proto zůstaneme v obecné teorii obsažené v kapitole 3. a 4.

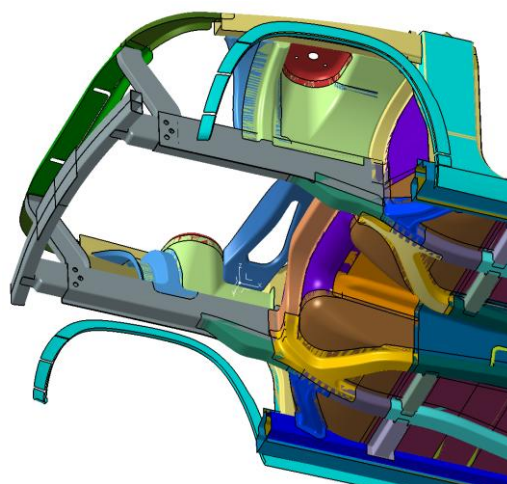
Protože studium je považováno jako příprava na budoucí povolání a tato diplomové práce by měla blíže seznámit studenta s praxí, jeví jako vhodné přiklánět se v našem případě více k těm konstrukčním řešením, u kterých je větší pravděpodobnost výskytu i po skončení studia. Tedy řešením aplikujících se v reálné praxi častěji.

### 6.1 Přední náprava

Při pohledu na přední část karoserie se jeví jako jediné možné řešení využití nápravy McPherson. Z důvodu již vytvořeného úchytného místa pro pístnici tlumiče, není možné využití lichoběžníkové nápravy kvůli malému montážnímu prostoru. V rámci přihlídnutí k počtu použití (získané rešerší) by se jednalo o obvyklé řešení.



Obrázek 62: 3D model karoserie

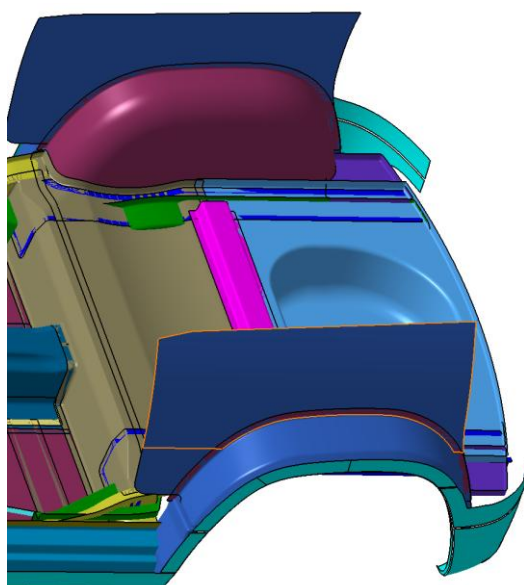


Obrázek 63: 3D model karoserie

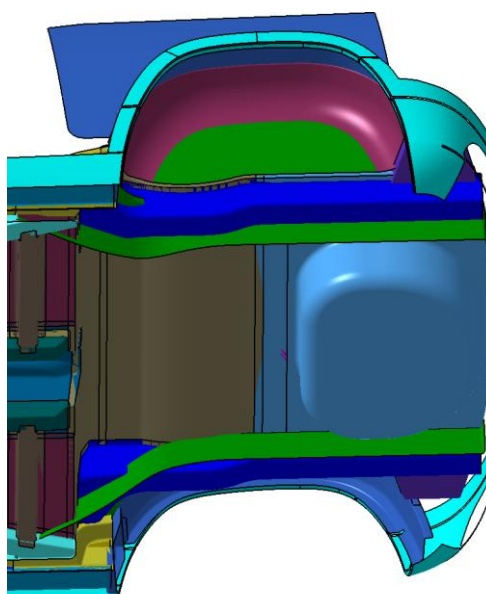
**Závěrem** z důvodu konstrukčního provedení již přednavržené obálky karoserie je zvolena, co by přední náprava - náprava McPherson.

## 6.2 Zadní náprava

Konstrukční provedení zadní části karoserie zabraňuje možnosti využití lichoběžníkové nápravy z důvodu malého montážního prostoru. Možným a nejjednodušším řešením se naskýtá využití tuhé nápravy. Bohužel tento typ nápravy má poměrně horší jízdní vlastnosti, a proto je vhodnější využít jednu z náprav s podélnými rameny. Při porovnání klikové nápravy a spřažené nápravy je vhodnější dát přednost klasické koncepci spřažené (torzní klikové) nápravě z důvodu menšího počtu součástí, jednoduššímu konstrukčnímu provedení, lepší montáži a demontáži a teoreticky nižší ceně. Toto tvrzení může potvrzovat i vypracovaná rešerše z předchozí kapitoly, ve které je spřažená náprava značně zastoupena. Další možností by mohlo být využití nápravy úhlové kyvadlové. Tento typ se nezdá pro náš případ ovšem moc vhodný - náprava se spíše vyskytuje jako zadní hnací má větší neodpružené hmoty. Zajímavým řešením by bylo využití nápravy McPherson. V našem případě nepoháněných zadních kol by se jednalo o atypickou konstrukci. Poslední možností by mohlo být využití víceprvkové nápravy. Ačkoliv tento typ vyniká jízdními vlastnostmi, přesto se konstrukčně se jedná o složitější návrh, kdy výroba vyžaduje zvýšenou přesnost, a dále tento typ bývá využíván u vyšších cenových tříd vozidel.



Obrázek 64: 3D model karoserie



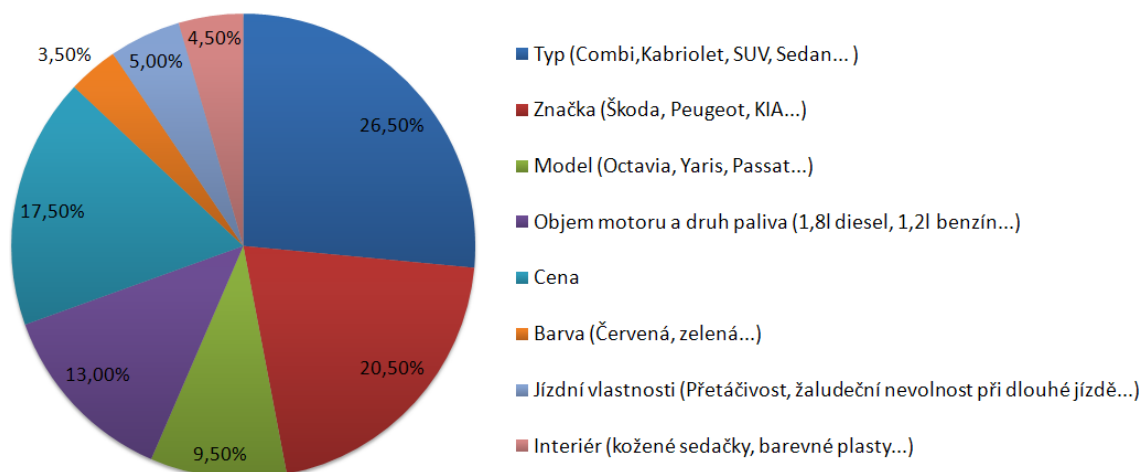
Obrázek 65: 3D model karoserie

**Závěrem** pro přednavrženou obálku karoserie se jeví jako vhodné využít jednu z náprav torzní klikové (spřažené) nebo víceprvkové nápravy. Z důvodu nepoháněných zadních kol je dána přednost torzní klikové (spřažené) nápravě. Tato varianta dle provedené rešerše v kapitole 4 přináší i větší pravděpodobnost setkání se s návrhem v praxi.

### 6.3 Vliv konstrukce podvozku na prodej vozů

V našem případě není měřítkem úspěšnosti vozidla časový průjezd závodní tratí, ale prakticky případný možný počet prodaných vozidel. Abychom mohli zjistit, jak případná volba nápravy v odstavci 6.1 a 6.2 a dále navrhovaný podvozek automobilu ovlivňuje ve výsledku rozhodnutí potencionálního zájemce o koupi vozidla, tak byl vytvořen marketingový průzkum pomocí online dotazníku prostřednictvím internetového portálu [www.surveymonkey.com](http://www.surveymonkey.com).

Na vyplnění dotazníku se primárně podíleli studenti Českého vysokého učení v Praze. Předmětem dotazníku bylo rozdělit 100 bodů mezi kritéria, podle kterých se nejvíce rozhodují při koupi vozidla. Nejvíce přiřazených bodů znamenalo největší váhu při rozhodování. Tento princip online dotazníku zabraňoval pouhému odeslání dotazníku bez vyplnění. Cílem dotazníku bylo zjištění váhy kritéria, která je přikládána podvozku automobilu, jenž je zastoupen jízdními vlastnostmi vozu. Zároveň v nastavení online dotazníku bylo zamezeno vícenásobného vyplnění z jednoho počítače a tím možnému poklesu objektivnosti dotazníku. Dotazovací kritéria byla: Typ vozu, značka, model, motor, cena, barva, jízdní vlastnosti, interiér.

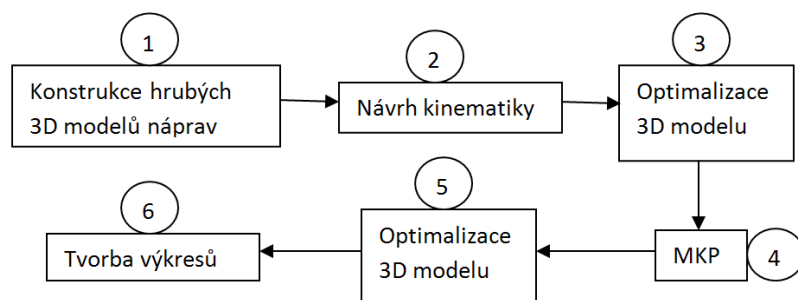


Obrázek 66: Graf výsledných rozložení kritérií při rozhodování o koupi vozu

**Závěrem** z výsledků na obrázku 66 je patrné, že pro prodej vozů má největší vliv samotné použití vozidla, za tím následuje značka, cena, motor, model, na podvozek zastoupený jízdními vlastnostmi přikládá zájemce přibližně 5% váhy při rozhodování.

# 7. Konstrukce 3D modelu náprav a zástavba do vozu v programu Catia

Tato kapitola je vnitřně svázaná s následující kapitolou 8. v níž se navrhuje kinematika přední nápravy. V prvním kroku konstrukce 3D modelů náprav se vytváří hrubé zjednodušené modely a postupně se vyhlazují. Zároveň u přední nápravy se po vytvoření těchto hrubých modelů sestavuje kinematika nápravy, z důvodu rozměrové zástavby do vozu, návrh kinematiky by totiž mohl sklouznout do stavu, že výsledné parametry by byly ideální, ale zástavba do vozu nemožná. Pro přehled návazností prací slouží schéma na obrázku 67. V této kapitole se tedy budeme pohybovat v některých částech u hrubých modelů, které neprošli optimalizací, tak i u částí jenž prošli finální optimalizací. Při tvorbě zadání se jevílo jako vhodné pojmut téma konstrukce 3D modelu jako celek a nerozdělovat na více částí, byť reálně je tento děj dělen.



Obrázek 67: Schéma postupu prací

V praxi se tak rozsáhlou tematikou jako je kompletní návrh podvozku reálně zabývá malý počet lidí, ti mají ve směr za úkol představit obecný charakter a sloužit jako odborní konzultanti a dílčí úkoly jsou rozděleny mezi příslušné skupiny výpočtářů, konstruktérů. V těchto jednotlivých skupinách dále existuje hierarchie dělení zaměstnanců, tím je myšleno, že zkušení lidé s praxí vedou a kontrolují podstatnou část práce a snazší úkoly jsou rozděleny mezi zaměstnance, jenž se případně právě zaškolují, nebo zaměstnance s nižším stupněm vzdělání. Myšlenkou této diplomové práce, je projít dílčí kapitoly, byť případně jen na malé skupině součástí, jenž by reprezentovaly daný okruh činností.

## 7.1 Analýza prostoru pro kola

Protože nenavrhuje podvozek pro vozidlo formulového typu či autokrosovou buginu, které mají kola vysunutá ve volném prostoru je potřeba nejprve zjednodušeně ověřit možný operativní prostor kol vozidla s porovnáním s před navrženou obálkou karoserie.

Rozměr požadované užití pneumatiky: 175/55 R 15

### 7.1.1 Zdvih kola

Kola vozidla kromě rotace musí mít umožněno vykonávat svislý posuv určený pro pružení a tlumení. Krajiní hodnoty pro zdvih kola získáme ze zadaných světlych výšek. Světla výška vozu zatížená pouze pohotovostní hmotností činí 200 mm, světla výška vozidla zatížená celkovou hmotností činí 150 mm. Sednutí karoserie při zatížení je tedy 50 mm, zároveň je ale potřeba brát v potaz rezervu na dynamické výchylky při maximálním zatížení, tak je zdvih kola stanoven na hodnotu 100 mm směrem do karoserie, směrem vně budeme uvažovat hodnotu 50 mm.

Tabulka 2: Zdvih kol

Název	Hodnota	Jednotky
Světla výška vozu zatížená pouze pohotovostní hmotností	200	mm
Světla výška vozidla zatížená celkovou hmotností	150	mm
Zdvih předního kola	+100 / -50	mm
Zdvih zadního kola	+100 / -50	mm

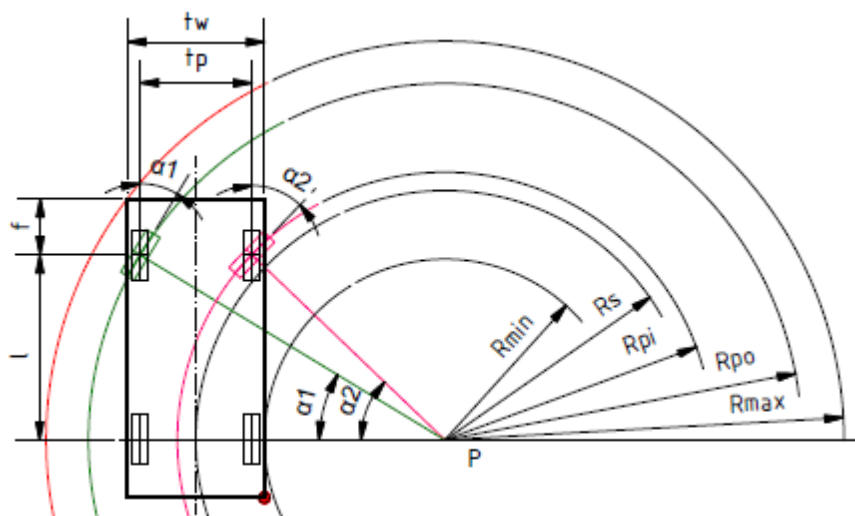
### 7.1.2 Zatáčení kol

Kola přední nápravy musí mít dostatečný prostor pro jejich natáčení, kterým se umožňuje měnit směr jízdy. Krajiní limity pro natáčení kol je možné spočítat z maximální možné potřebné kruhové zatáčky o 360° (tedy potřebným prostorem pro otočení vozidla). Bohužel ani jedna z vyhlášek nestanovuje doslovně maximální možnou zatáčku pro průjezd vozidla kategorie M1, u ostatních vozidel mimo kategorii M1 může vozidlo zabírat obrysově 7,2m šířky vozovky s vnějším poloměrem 12,5m kruhové zatáčky o 360° (Směrnice 97/27/ES). Pro to se bude uvažovat prostor pro otočení našeho vozidla jak u obdobných vozů. Dle obrázku 68. a konzultace se zadavatelem diplomové práce se stanovuje maximální průměr zatáčky o 360° na oblast okolo 11m.





Obrázek 68: Prostor potřebný pro otočení vozu dle ADAC [23]



Obrázek 69: Prostor potřebný pro otočení vozu

Tabulka 3: Vstupní parametry vozidla pro zatáčení

Název	Značení	Hodnota	Jednotky
Požadovaný stopový poloměr zatáčení	$R_{max}$	5 500	mm
Rozvor	$l$	2 560	mm
Přední převis	$f$	775	mm
Šířka vozu	$t_w$	1 885	mm
Rozchod přední nápravy	$t_p$	1 540	mm

$$R_{max}^2 = (l + f)^2 + (t_w + R_{min})^2 \quad (5 \rightarrow R_{min} = \sqrt{R_{max}^2 - (l + f)^2} - t_w \quad (6)$$

$$R_{min} = \sqrt{5500^2 - (2560 + 775)^2} - 1885 = 2489\text{m} \quad (7)$$

$$\alpha_1 = \tanh^{-1} \left( \frac{l}{t_p + 0,5(t_w - t_p) + R_{min}} \right) \quad (8)$$

$$\alpha_1 = \tanh^{-1} \left( \frac{2560}{1540 + 0,5(1885 - 1540) + 2489} \right) = 31,354^\circ \quad (9)$$

$$\alpha_2 = \tanh^{-1} \left( \frac{l}{0,5(t_w - t_p) + R_{min}} \right) \quad (10)$$

$$\alpha_2 = \tanh^{-1} \left( \frac{2560}{0,5(1885 - 1540) + 2489} \right) = 43,886^\circ \quad (11)$$

$$R_{pi} = \frac{l}{\sin \alpha_1} = \frac{2560}{\sin 31,354} = 4920 \quad (12)$$

$$R_{pi} = \frac{l}{\sin \alpha_2} = \frac{2560}{\sin 43,886} = 3693 \quad (13)$$

Tabulka 4: Výsledky zatáčení

Název	Značení	Hodnota	Jednotky
Největší stopový poloměr zatáčení	$R_{max}$	5 500	mm
Nejmenší stopový poloměr zatáčení	$R_{min}$	2 489	mm
Poloměr zatáčení vnitřního předního kola	$R_{pi}$	4 920	mm
Poloměr zatáčení vnějšího předního kola	$R_{po}$	3 693	mm
Úhel rejdu vnějšího kola	$\alpha_1$	31,354	°
Úhel rejdu vnitřního kola	$\alpha_2$	43,886	°

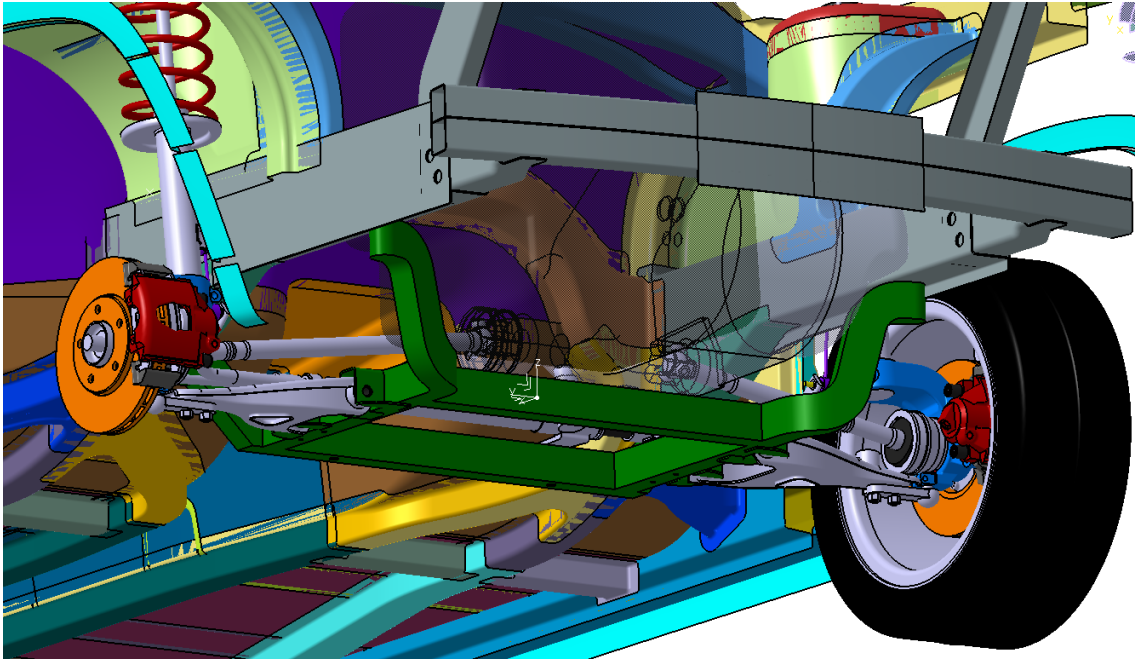
**Závěrem** úhly rejdu kol a zdvihy kol byly použity pro ověření v CAD modelu sestavy, zda nedojde případně ke kolizi pneumatiky s podběhem kola.

## 7.2 Přední náprava

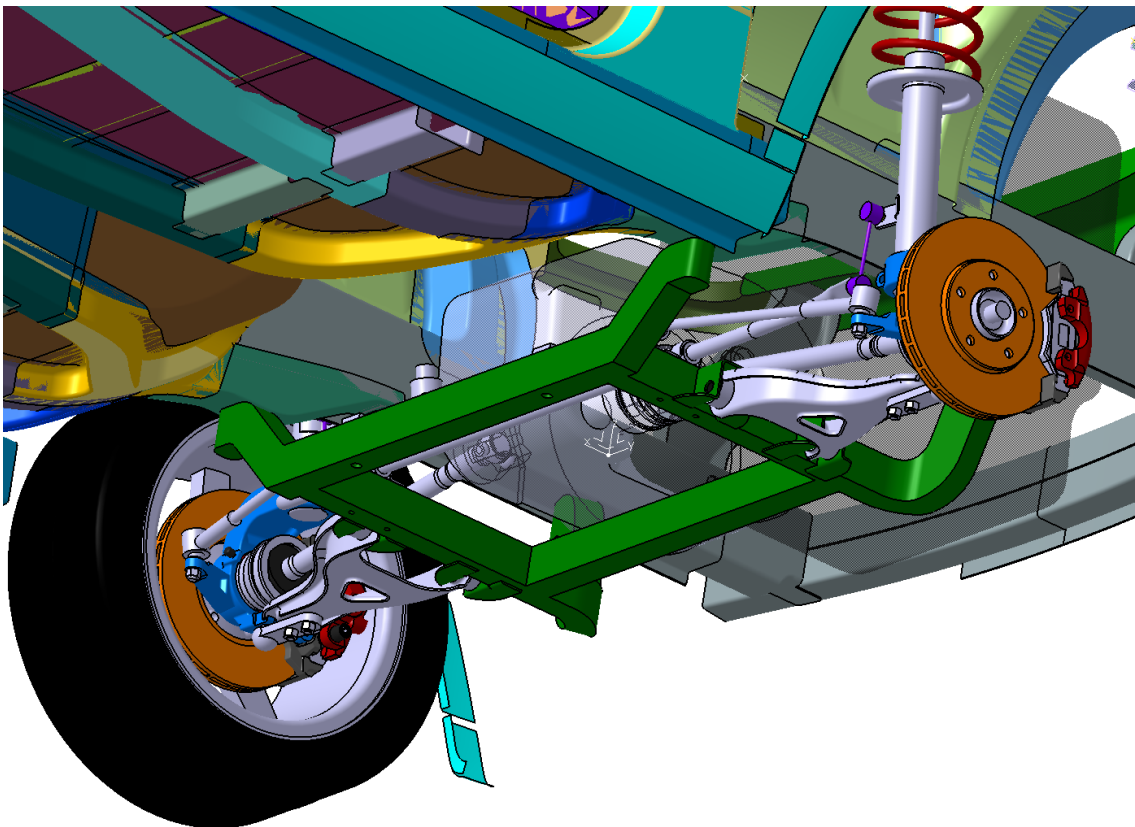
Přední náprava byla zvolena provedením McPherson. Přední náprava bude sloužit jako hnací řízená. Pro konstrukci jsme zvolili sestavu, jenž se skládá ze spodního příčného ramene, které je uvažováno jako plechový výlisek z materiálu ČSN 11 523, rameno je přichyceno přes silentblok šrouby k nápravnici, na rameni se nachází přes dva šrouby připevněný rejdový (nosný kulový čep) jenž je spojnicí mezi těhlicí kola a ramenem. Těhlice kola je uvažována jako odlitek z oceli na odlitky z materiálu ČSN 42 2660. Těhlice je v horní části uchycena svěrným spojem k pružící jednotce. Na těhlici se nachází páka tyče řízení, jenž prostřednictvím spojovací tyče řízení přes převodku řízení umožňuje řízení. Uchycení kola je provedeno pěti šrouby, jenž svírají disk kola, přes brzdový kotouč k náboji kola. Náboj kola je uvažován jako zápusťkový výkovek z materiálu ČSN 14220, je otočně uložen v těhlici kola prostřednictvím dvouřadého

kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem 3208. Pojištění ložiska proti posuvu z vnější strany zajišťuje osazení na těhlici kola a z vnitřní strany pojistný kroužek.

Pohon kol je proveden prostřednictvím dvou různě dlouhých hnacích hřídelů (poloos), které jsou ze strany převodovky vybaveny tripoidním kloubem a ze strany kola kuličkovým pevným kloubem, hlava hřídele (poloosy) je tvarovým stykem (drážkováním) spojena s nábojem kola a z vnější strany staženo maticí. Odpružení a tlumení je řešeno pružící jednotkou McPherson (sestavou tlumič a pružina), jenž je uchycena v horní části ke karoserii prostřednictvím silentbloku a ve spodní části svěrným spojem na těhlici kola k tlumiči odpružení. Pružící jednotka McPherson v horní části pod silentblokem v sobě skrývá kuličkové axiální ložisko (jenž je nebytné pro zatáčení kol). Impulzní kroužek sloužící jako generátor impulzů pro ABS, je umístěn na hlavě poloosy, snímač otáček kol a brzdový třmen je umístěn na těhlici kola. Stabilizátor je proveden zkrutnou tyčí z materiálu ČSN 14 260, jenž má umožněný rotační pohyb prostřednictvím uchycení přes silentbloky k nápravnici kola, spojení vertikálního posuvu mezi levým a pravým kolem je provedeno tyčí, která je z obou stran vybavena kulovými klouby. Na jednom konci je kloub přichycen přes plechový profil k tělu tlumiče a na druhém konci druhý kloub je připevněn k zahnuté torzní tyči (stabilizátoru), jenž na konci vytváří pákový převod a umožňuje svislý posuv měnit na rotační.



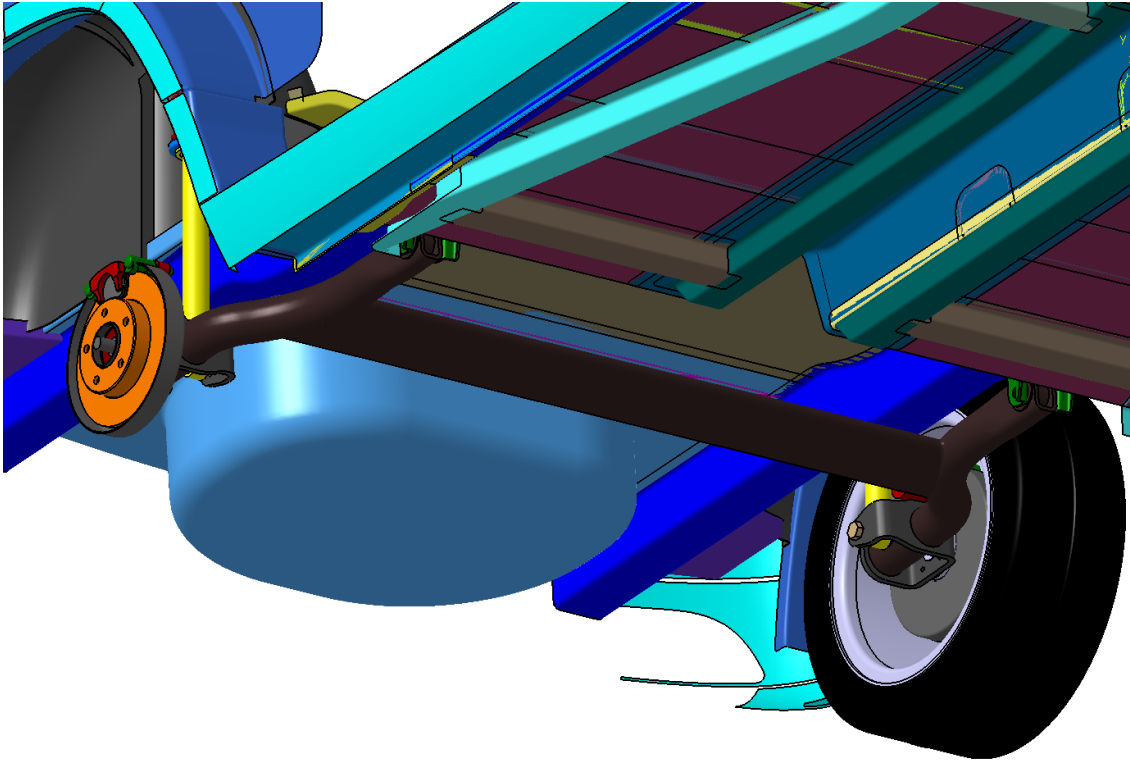
Obrázek 70: CAD model přední nápravy (pohled 1)



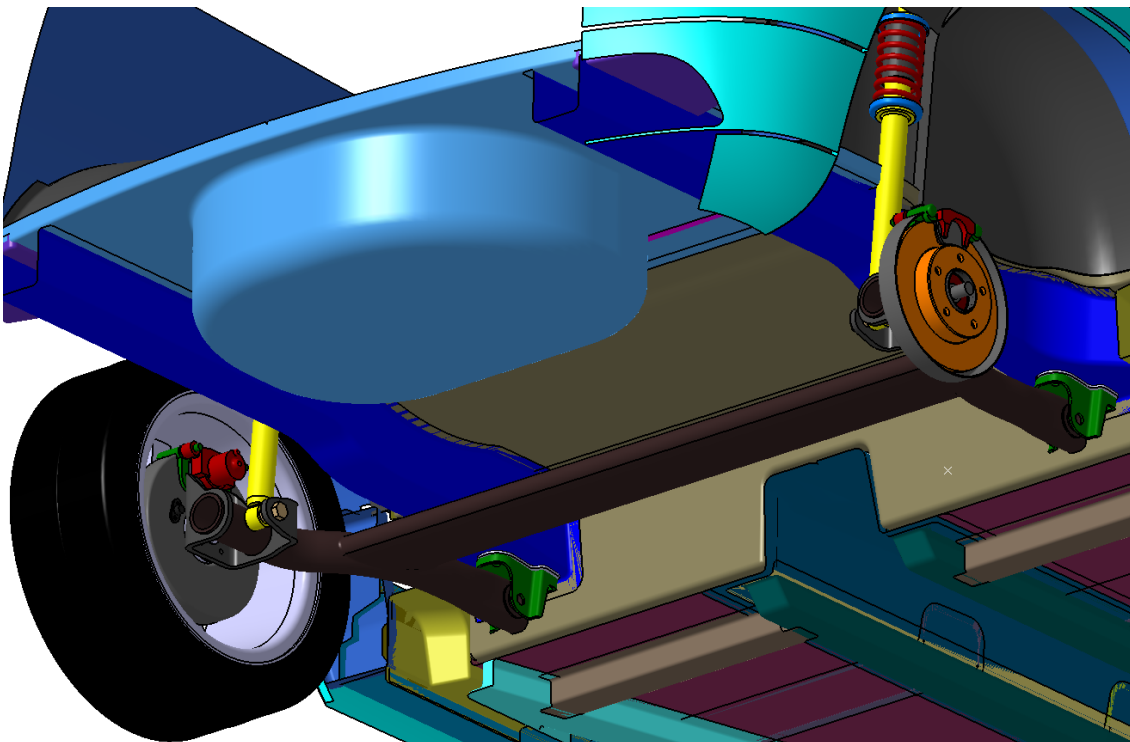
Obrázek 71: CAD model přední nápravy (pohled 2)

## 7.3 Zadní náprava

Zadní náprava byla zvolena, co by náprava spřažená (torzní kliková) s konstrukčním provedením, jež sestává ze dvou podélných ramen, které jsou mezi sebou spojeny torzní příčkou. Ramena jsou ke karoserii připevněna pomocí šroubů přes osu dvou silentbloků, které mají umožněno v příčné ose vozidla vykonávat rotační pohyb. Tímto je umožněno kolům vykonávat vertikální posuv, který je nezbytný pro pružení a tlumení. Ramena jsou tvořena celistvým trubkovým profilem z materiálu ČSN 11 523, jenž v místě kola je v základním stavu kruhového profilu o průměru 63,5 mm tloušťce stěny 6,3 mm a na druhém konci, v blízkosti kde je rotační uložení silentbloku, kruhový trubkový profil přechází (pomocí technologie tváření materiálu) do obdélníkového tvaru. Torzní příčka je vytvořena (technologíí tažení) z plechu o materiálu ČSN 11 523 a tloušťce 2,5 mm, obloukovým svařováním (metodou MAG) je spojena k příčným ramenům. Uložení kola je provedeno pěti šrouby, jenž svírají disk kola přes brzdový kotouč k náboji kola. Samotný náboj kola je uvažován jako zápusťkový výkovek z ČSN 14220. Náboj kola je uložen otočně pomocí dvouřadého kuličkového ložiska s kosoúhlým stykem 3206 jenž se nachází na čepu kola. Čep kola je navrhován jako zápusťkový výkovek z ČSN 14220, čep kola je pomocí šroubového spojení připevněn k silnostěnnému plechovému profilu z materiálu ČSN 11 523, jenž je svarově (metodou MAG) pevně připevněn k rameni nápravy. Na zmíněném silnostěnném profilu je z vrchní strany připevněn brzdový třmen a snímač otáček kol. Generátor impulzů (impulzní kroužek) pro snímač otáček kol se nachází na náboji kola. Pružení a tlumení je zajištěno ucelenou sestavou ve vertikální poloze, jenž v horní části je přichycení k podběhu kola a ve spodní části přes oko na tlumiči lícovaným šroubem k podélnému ramenu.



Obrázek 72: CAD model zadní nápravy (pohled 1)



Obrázek 73: CAD model zadní nápravy (pohled 2)

## 7.4 Použité materiály

V této části bude proveden výčet použitých materiálů a čistě pro metodu MKP přehled potřebných základních mechanických vlastností. Je možné měnit po provedení ověřovacích pevnostních výpočtů a ověření technologičnosti konstrukce, jednotlivě námi navrhované materiály. Ale pro základní představu a další krok uvažujeme materiály uvedené v tabulce 5. Primární myšlenkou z důvodu zjednodušení je uvažovat více součástí o stejném materiálu a technologii výroby u podobných součástí, s tím že v automobilovém průmyslu, má obrovskou váhu cena takže by byla potřeba dále i ekonomická analýza. Prakticky bez poptávání jednotlivých konkrétních výrobních podniků a prodejců hutního materiálu nemá smysl ekonomickou studii zpracovávat. Pokud by byla potřeba se více ekonomickou otázkou zabývat tak je vytvořena kapitola 7.5 ve které je uveden výčet firem, které by mohli uskutečnit výrobu a dodávku navrhovaných komponent pro nápravy.

Tabulka 5: Přehled použitých materiálů

Materiál	Použití / náprava	Mez pevnosti v tahu R <sub>m</sub>	Mez kluzu R <sub>e</sub>
ČSN 11 523	Podélná ramena / zadní Torzní příčka / zadní Silnostěnný profil / zadní Příčné rameno / přední	470 - 630 [MPa]	355 [MPa]
ČSN 14 220	Náboj kola / přední, zadní Čep kola / zadní	780 – 850 [MPa]	550 [MPa]
ČSN 14 260	Pružiny / přední, zadní Stabilizátor / přední	1 370 – 1 670 [MPa]	1 175 [MPa]
ČSN 42 2660	Těhlice / přední	590 – 740 [MPa]	300 [MPa]

## 7.5 Návrh firem, jež by mohly umožnit výrobu, dodání součástí a případnou výslednou kompletaci

Automobilky v současné době prakticky fungují jako jednotlivé montážní podniky, ve kterých dochází ke kompletaci součástí, které jsou jednotlivým automobilkám dodávány a vyráběny externími podniky. V této kapitole je smyslem představit výčet firem, které by mohli zajistit výrobu a dodávky a montáž komponent pro námi navrhovaný podvozek. Před samotnou hromadnou výrobou by bylo potřeba vytvořit funkční vzorky součástí po úspěšných testech, dále pokračovat ke konstrukci prototypu. Pro tyto malosériové či kusové výrobky nenormalizovaných dílů jsou

vhodné drobné a střední podniky, pro dodávku normalizovaných součástí se jeví jako vhodné využít velkovýrobce a prodejce. Z důvodu rozmanitosti firem je udělán výčet pouze jedné firmy ke každému odvětví výroby. Elektronické prvky, brzdové třmeny a brzdové kotouče považujeme jako specializované externí certifikované dodavatele a výrobce (např. TRW, Valeo a dále) a zajištění jejich výroby z naší strany neuvažujeme.

#### 1) Výroba tlumičů pérování

Název subjektu: PROTLUM – Jindřich Křístek, IČO: 14883937, Provozovna: Pěnčín,

Kontakt: [www.protlum.eu/web/cs/1-uvod.html](http://www.protlum.eu/web/cs/1-uvod.html)

Předmět činnosti: Zakázková výroba tlumičů pérování pro sportovní vozy, retro vozy a prototypy. Na základě zadaných parametrů výroba tlumičů pro vozidla.

#### 2) Výroba pružin

Název subjektu: Výroba pružin, s.r.o., IČO: 49444883, Provozovna: Zlín,

Kontakt: [www.vyrobapruzin.com/index.php](http://www.vyrobapruzin.com/index.php)

Předmět činnosti: Kusová i více sériová výroba normalizovaných tak speciálních pružin dle požadavku zákazníka s prováděním technického poradenství.

#### 3) Výroba odlitků a výkovků

Název subjektu: UNEX a. s., IČO: 45192049, Provozovna: Uničov,

Kontakt: [www.unex.cz](http://www.unex.cz)

Předmět činnosti: Dodavatel odlitků a výkovků s pružnou reakcí na požadavky zákazníka.

#### 4) Výroba výpalků, svařenců, povrchové úpravy lakováním a kompletace dílů

Název subjektu: Persa a.s., IČO: 16367740, Provozovna: Kněževés,

Kontakt: [www.strojni-vyroba.persa.cz](http://www.strojni-vyroba.persa.cz)

Předmět činnosti: Převážně malosériová všeobecná strojírenská výroba.



#### 5) Dodavatel hutních výrobků

Název subjektu: Feron a.s., IČO: 26440181, Provozovna: Praha,

Kontakt: [www.ferona.cz/cze/index.php](http://www.ferona.cz/cze/index.php)

Předmět činnosti: Prodej hutních výrobků, hutních druhovýrobků, železářského sortimentu a neželezných kovů na bázi velkoobchodu.

#### 6) Dodavatel spojovacího materiálu

Název subjektu: Fabory CZ Holding s.r.o., IČO: 25357425, Provozovna: Praha,

Kontakt: [www.fabory.com/cs](http://www.fabory.com/cs)

Předmět činnosti: Velkoobchodní a maloobchodní prodej spojovacího materiálu

#### 7) Výroba brzdového potrubí

Název subjektu: KARBAN – Petr Karban, IČO: 12131113, Provozovna: Ostrava,

Kontakt: [www.karban.info/brzdovepotrubi.htm](http://www.karban.info/brzdovepotrubi.htm)

Předmět činnosti: Výroba brzdového potrubí na míru dle zákazníkem dodaných údajů.

#### 8) Výroba tváření trubek a plechů za studena

Název subjektu: Ferostav a.s., IČO: 63078937, Provozovna: Kolín,

Kontakt: [www.ferostavcz.cz](http://www.ferostavcz.cz)

Předmět činnosti: Tváření plechů a trubek za studena

#### 9) Výroba silentbloků

Název subjektu: Silentbloky.cz s.r.o., IČO: 01693506, Provozovna: Praha,

Kontakt: [www.silentbloky.cz/index.html](http://www.silentbloky.cz/index.html)

Předmět činnosti: Výroba a renovace silentbloků pro osobní vozidla. Podklady pro výrobu přijímány v 3D formátech STEP, IGES. V případě potřeby návrh pro nové aplikace nebo původní poddimenzované díly.

## 10) Dodavatel ložisek

Název subjektu: ZKL a.s., IČO: 25568353, Provozovna: Brno,

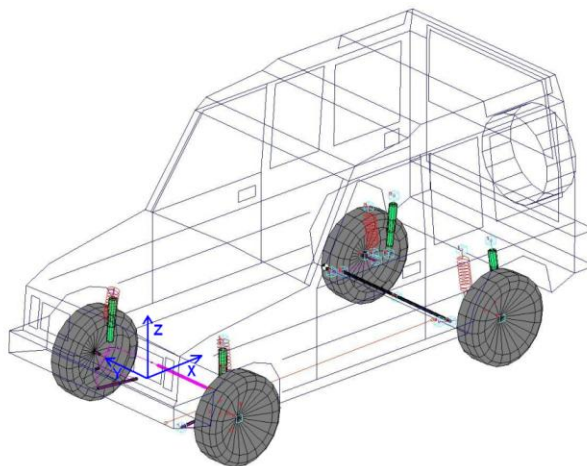
Kontakt: [www.zkl.cz/cs](http://www.zkl.cz/cs)

Předmět činnosti: Výzkum, vývoj, výroba a distribuce valivých ložisek a výroba speciálních ložisek pro automobilový průmysl.

# **8. Návrh kinematiky přední nápravy v Lotus Suspension Analysis**

V našem případě se jedná o prvotní návrh podvozku vozidla této skupiny, proto je převážně vycházeno z obecných principů, doporučených hodnot a konstrukcí s podobným řešením (případně odkaz na teorii kapitola 3.7.)

Při návrhu kinematiky je prioritně potřeba mít ujasněny a stanoveny meze příslušných parametrů, kterých je cílem dosáhnout. Návrh kinematiky podvozku vozidla je řešen v programu Lotus Suspension Analysis v.5.01 (dále jen LSA). Software LSA využívá vizualizace drátěného modelu k výpočtu kinematiky náprav. Hledání ideálních výsledných parametrů je prováděno mechanickou postupnou iterací polohy významných bodů nápravy za konfrontace s CAD modelem vozidla, se sledováním předem stanovených charakteristik.



Obrázek 74: Drátové vyobrazení řešeného vozidla v počítačovém programu LSA

## **8.1 Požadovaná kinematika přední nápravy**

Se zadavatelem diplomové práce bylo dohodnuto, že hlavní požadovanou sledovanou charakteristikou bude úhel sbíhavosti a úhel odklonu kola při propružení kola. Výstupem řešení kinematiky v LSA bude zmíněný graf umístěn v hlavní části diplomové práce, současně s grafem jenž bude znázorňovat poloměr zatáčky v závislosti na vysunutí hřebene řízení. Dále bude přiložena tabulka, která bude obsahovat polohu významných bodů na nápravě a velikost určených parametrů ve

statické poloze. Pro ostatní doplnění údajů bude postačující přiložení v příloze diplomové práce automaticky vygenerovaná zpráva z LSA.

Požadovaná sbíhavost kola  $0,1^\circ$  - Požaduje se aby při pracovním zdvihu kola sbíhavost byla v mezi  $0,1^\circ \pm 0,05^\circ$ .

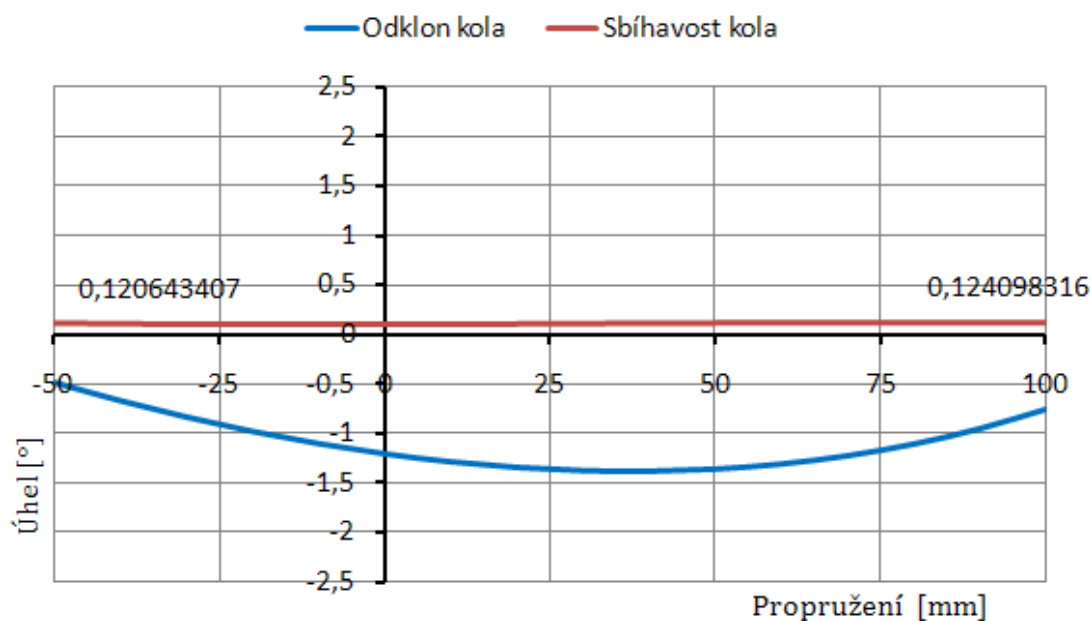
Požadovaný odklon kola  $-1,2^\circ$  - Požaduje se aby při pracovním zdvihu kola odklon kola byl v rozmezí  $1,2^\circ \pm 1^\circ$ .

Požaduje se, aby vozidlo zatočilo do zatáčky o poloměr 5,5m do hodnoty vysunutí hřebene 50mm.

Požadované vyčíslení parametrů ve statické poloze: Úhel příklonu rejdové osy a záklonu rejdové osy, velikost poloměru rejdu a závleku.

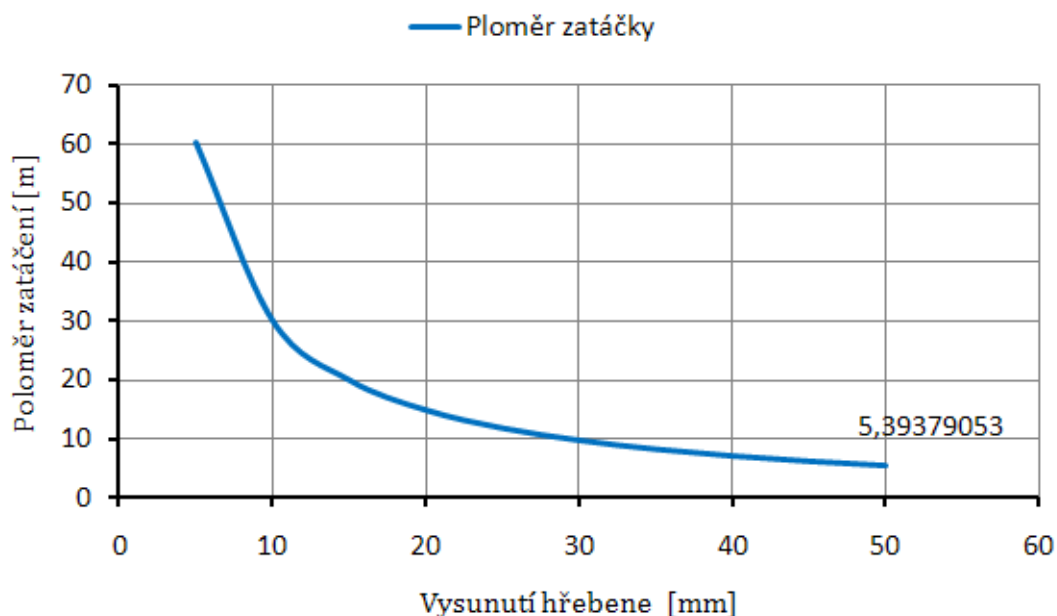
## 8.2 Výsledné parametry nápravy

Velikost odklonu kola a sbíhavosti při pracovním zdvihu kola je znázorněno v grafu na obrázku 75. Z grafu vyplývá, že požadavky jsou splněny



Obrázek 75: Graf závislosti odklonu kola a sbíhavosti na pro pružení kola

Závislost průjezdu zatáčkou na vysunutí hřebene řízení je vidět v grafu na obrázku 76. Z grafu vyplývá, že požadovaná hodnota 5,5m při vysunutí hřebene řízení o 50mm je splněna.

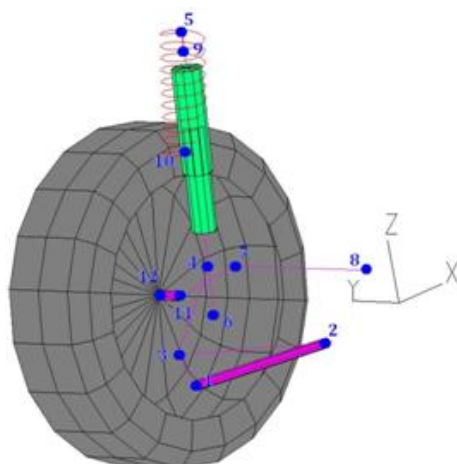


Obrázek 76: Graf závislosti poloměru zatáčky na vysunutí hřebene řízení

Tabulka 6: Doplnění parametrů vozidla

Parametry vozu	Jednotky	Velikost	Anglický překlad
Rozvor	[mm]	2560	Wheelbase
Rozchod	[mm]	1540	Gauge
Pneumatiky	[-]	175/55 R 15	Tyres
Sednutí karoserie	[mm]	100	Bump Travel
Nadzvednutí karoserie	[mm]	50	Rebound Travel
Vysunutí hřebene řízení	[mm]	50	Steer Travel
Odklon kola přední/zadní	[°]	-1,2/-1,2	Camber angle Front/Rear
Sbíhavost kola přední/zadní	[°]	0,1/0,1	Toe angle Front/Rear
Příklon rejdové osy	[°]	6,5	Kingpin angle
Poloměr rejdu	[mm]	40	Scrub radius
Záklon rejdové osy	[°]	6,6	Castor angle
Závlek	[mm]	31,7	Mechanical trail
Poloměr otáčení	[mm]	5 400	Turning circle radius

## 8.2.1 Poloha významných bodů



Obrázek 77: Významné body na přední nápravě

Souřadný systém v programu LSA je totožný s naším CAD modelem vozidla. Střed leží ve středu osy předních kol (viz obrázek 74) a velikost je dána v milimetrech.

Tabulka 7: Výsledné souřadnice bodů nápravy

Bod	X	Y	Z
1	-67,00	360,00	-45,00
2	102,00	360,00	-45,00
3	-8,00	685,00	-78,00
4	6,47	610,48	63,51
5	75,68	606,00	611,00
6	-1,56	611,00	0,00
7	120,00	667,00	-10,50
8	195,00	335,00	20,80
9	75,18	606,00	611,00
10	30,80	615,00	337,85
11	0,10	710,64	-1,24
12	0,00	770,00	0,00

## 8.2.2 Poloha bodu klopení karoserie

Určení polohy bodu klopení karoserie pro přední a zadní nápravu je možné provést odečtení této veličiny z programu LSA nebo dle grafické metody popsané v kapitole 3.7.3 a provedené v příloze 2.

Střed klopení karoserie se pro přední nápravu nachází v ose vozidla 125mm nad vozovkou a pro zadní nápravu v ose vozidla 172mm nad vozovkou.

## 9. Analýza hmotností a zatížení

Osobní automobil pracuje v poměrně velkém rozpětí provozních hmotností, od kterých se vyvíjí silové zatížení prvků vozidla, proto je vhodné samotnému zatížení vozidla věnovat celou kapitolu.

### 9.1 Hmotnosti

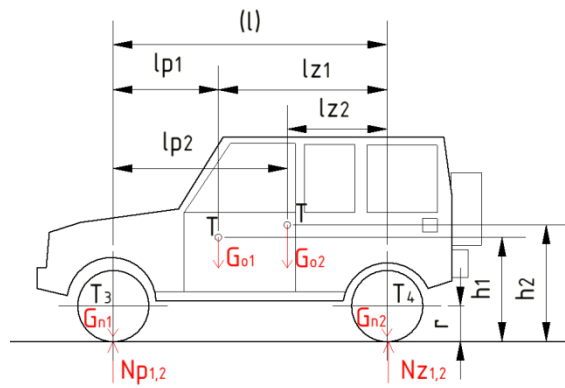
Přesná hodnota skutečné velikosti a rozložení hmotnosti se získává, až při závěrečných krocích konstrukce automobilu. V průběhu tvorby je potřeba pracovat s přibližnými čísly, které jsou velikostí na straně bezpečnosti. Vozidlo tedy ve zjednodušené podobě uvažujeme rozdělené na odpružené a neodpružené hmoty pro přední a zadní nápravu, vozidlo s pohotovostní hmotností a zatížení o užitečné hmotnosti ve statickém stavu.

Tabulka 8: Hmotnosti vozidla

Popis	Značení	Hodnota	Jednotky
Pohotovostní hmotnost vozu	$m_p$	1 300	Kg
Celková hmotnost vozu	$m_c$	1 800	Kg
Neodpružená hmotnost přední nápravy	$m_{np}$	80	Kg
Neodpružená hmotnost zadní nápravy	$m_{nz}$	90	Kg
Užitečná hmotnost vozu	$m_u$	500	Kg

### 9.2 Statické zatížení

Nejdůležitější zatížení, které je potřeba spočítat je základní statické zatížení stojícího vozidla. Toto zatížení nastává teoreticky i při rovnoměrné přímé jízdě. Na obrázku 78. jsou na vozidle znázorněny dvě těžiště. Těžiště 1 představuje polohu těžiště odpružených hmot vozu o pohotovostní hmotnosti a těžiště 2 polohu těžiště odpružených hmot vozidla se zatížením užitečnou hmotností. Těžiště neodpružených hmot pro přední a zadní část uvažujeme v ose kol. V následném metodickém výpočtu uvažujeme vždy pouze jedno těžiště.



Obrázek 78: Statické zatížení vozidla

Tabulka 9: Rozměry k obrázku 78

Značení	Hodnota	Jednotky
$l$	2 560	mm
$l_{p1}$	1 150	mm
$l_{z1}$	1 410	mm
$l_{p2}$	1 250	mm
$l_{z2}$	1 310	mm
$h_1$	800	mm
$h_2$	900	mm
$r$	286	mm

Momentová rovnováha k těžišti.

$$\sum M_T = 0 \quad (14)$$

$$N_p \cdot l_p - N_z \cdot l_z + G_{n1} \cdot l_p - G_{n2} \cdot l_z = 0 \quad (15)$$

Součet sil ve svislé ose Z.

$$\sum F_z = 0 \quad (16)$$

$$N_p + N_z - G_o - G_{n1} - G_{n2} = 0 \quad (17)$$

Vyjádření zatížení přední a zadní nápravy.

$$N_p = \frac{G_o \cdot l_z + G_{n1}(l_z - l_p) + 2G_{n2} \cdot l_z}{l_p + l_z} \quad (18)$$

$$N_z = \frac{G_o \cdot l_p + 2G_{n1} \cdot l_p + G_{n2}(l_p - l_z)}{l_p + l_z} \quad (19)$$

Tyto rovnice jsou parametricky zpracované v programu Excel v příloze 8.



Tabulka 10: Výsledné hodnoty statického zatížení

Popis	Značení	Hodnota	Jednotky
Pohotovostní zatížení vozu	$G_1$	12 753	N
Zatížení přední nápravy	$N_{p1}$	7 157,9	N
Zatížení zadní nápravy	$N_{z1}$	5 595,1	N
Celkové zatížení vozu	$G_2$	17 658	N
Zatížení přední nápravy	$N_{p2}$	9 104,5	N
Zatížení zadní nápravy	$N_{z2}$	8 553,5	N

### 9.3 Quazistatické zatížení

Pro pevnostní výpočet a základní dimenzování nápravy využijeme tzv. quazistatické zatížení. Toto zatížení v sobě zahrnuje dynamické účinky, které jsou zjednodušené v podobě násobku statického zatížení. Tato metoda je převzata ze skript konstrukce karoserií a ráků str. 77.

Tabulka 11: Vstupní údaje pro quazistatické zatížení<sup>13</sup>

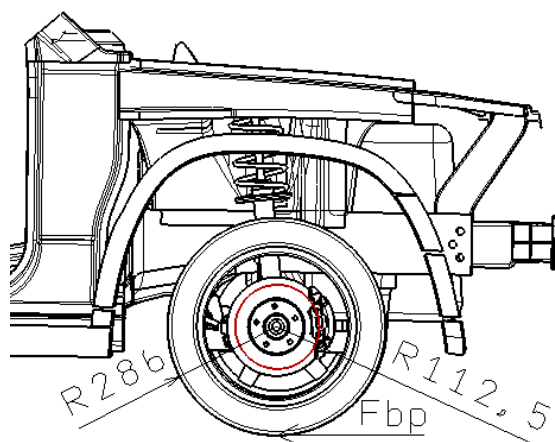
Popis	Hodnota
Maximální vertikální síla	3x statické
Podélná síla ve středu kola	2x statické
Brzdná síla	1,5x statické + podélná síla v rovině vozovky (příslušné momenty)
Boční síla v rovině vozovky	2x statické

Tabulka 12: Výsledné hodnoty quazistatického zatížení

Popis	Hodnota	Jednotky
<b>Maximální vertikální síla</b>		
Zatížení předního kola	13 656,75	N
Zatížení zadního kola	12 830,5	N
<b>Podélná síla ve středu kola</b>		
Zatížení předního kola	9 104,5	N
Zatížení zadního kola	8 553,7	N
<b>Brzdná síla</b>		
Zatížení předního kola	6 829; 4 553 (11 575)	N
Zatížení zadního kola	6 416; 4 276 (11 931)	N
<b>Boční síla v rovině vozovky</b>		
Zatížení předního kola	9 104,5	N
Zatížení zadního kola	8 553,7	N

<sup>13</sup> APETAUR, M., HANKE, M., KEJVAR, Z., ROST, M. *Karosérie*. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 1985, str. 77.

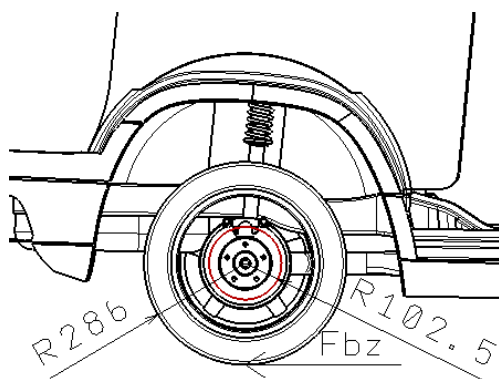
Brzdná síla v rovině vozovky je možné přepočít pomocí momentové rovnováhy na brzdou sílu na funkčním poloměru brzdového kotouče. Jednotlivé hodnoty poloměrů zjistíme odměřením z CAD modelu vozidla.



Obrázek 79: Brzdná síla přední nápravy

Brzdná síla na předním brzdovém kotouči

$$F_{bkp} = \frac{F_{bp} \cdot r_{kola}}{r_k} = \frac{4553 \cdot 286}{112,5} = 11\,575\,N \quad (20)$$



Obrázek 80: Brzdná síla zadní nápravy

Brzdná síla na zadním brzdovém kotouči

$$F_{bkz} = \frac{F_{bz} \cdot r_{kola}}{r_k} = \frac{4276 \cdot 286}{102,5} = 11\,931\,N \quad (21)$$

# 10. Výpočet odpružení a tlumení

Při výpočtu odpružení zjednodušíme model vozidla na dvě dvouhmotové soustavy. Postup výpočtu je uveden obecně s tím, že konkrétní výpočty jsou řešeny v programu Excel v Příloze 8. Předlohou výpočtu jsou skripta konstrukce automobilů str. 14.<sup>14</sup>

## 10.1 Výpočet tuhosti pružin

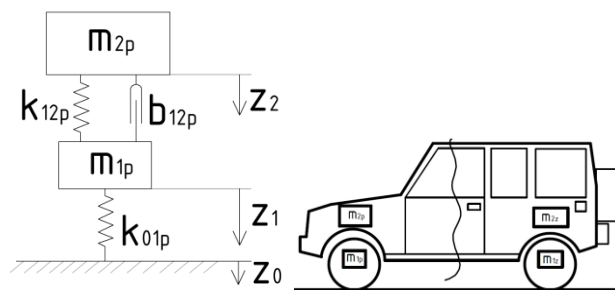
Tuhosti pružin je možné v našem případě získat výpočtem vycházející z velikosti sednutí karoserie při počátečním zatížení vozidla pouze o pohotovostní hmotnosti následným přitížením užitnou hmotností.

$m_1$  - vyjadřuje hmotnost neodpružených hmot na jednom kole

$m_2$  - vyjadřuje hmotnost přitížení na jednom kole.

Pro přední a zadní kolo se následně spočte  $m_2$ :

$$m_{2p} = \frac{N_{p2} - N_{p1}}{2 \cdot 9,81} \quad (22) \quad , \quad m_{2z} = \frac{N_{z2} - N_{z1}}{2 \cdot 9,81} \quad (23)$$



Obrázek 81: Prostor potřebný pro otočení vozu

Provede se statické uvolnění dvouhmotové soustavy.

$$m_2 \cdot g = k_{12}(z_2 - z_1) \quad (24)$$

$$m_2 \cdot g + m_1 \cdot g = k_{01}(z_1 - z_0) \quad (25)$$

Vyjádření hledané tuhosti pružiny v místě kola s podmínkou  $z_0 = 0$ .

<sup>14</sup> KOVANDA, J., RESL, I., SOCHA, J. *Konstrukce automobilů*. Praha: ČVUT, 1997 str. 14.

$$\frac{m_2 \cdot g}{\left(z_2 - \frac{(m_1+m_2) \cdot g}{k_{01}}\right)} = k_{12} \quad (26)$$

V závěru je nutné přepočítat získané hodnoty v místě kola do polohy umístěné pružiny, tato část je obsažena v kapitole 10.5.

Tabulka 13: Počáteční podmínky

Popis	Značení	Hodnota	Jednotky
Užitná hmotnost	$m_u$	500	Kg
Sednutí přední části karoserie	$z_2$	47,5	mm
Sednutí zadní části karoserie	$z_2$	47,5	mm

Tabulka 14: Hodnoty tuhosti pružin

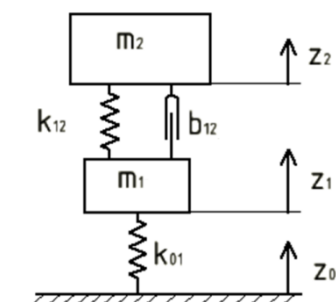
Popis	Značení	Hodnota	Jednotky
Přední náprava	$K_{12p}$	23,32	N/mm
Zadní náprava	$K_{12z}$	38,56	N/mm

## 10.2 Výpočet vlastních frekvencí

Dle poznatků a odborných konzultací se vlastní frekvence odpružených hmot má pohybovat okolo 1-2Hz s tím, že na přední nápravě by měla být menší než na zadní nápravě.

Tabulka 15: Vstupní hodnoty

Popis	Značení	Hodnota	Jednotky
Hmotnost neodpružených hmot na předním kole	$m_{1p}$	40	Kg
Hmotnost neodpružených hmot na zadním kole	$m_{1z}$	45	Kg
Hmotnost odpružených hmot na předním kole prázdné / zatížené vozidlo	$m_{2p}$	325 / 425	Kg
Hmotnost odpružených hmot na zadním kole prázdné / zatížené vozidlo	$m_{2z}$	240 / 390	Kg
Tuhost pneumatiky	$k_{01}$	165	N/mm



Obrázek 82: Dvuhmotová soustava

Provede se sestavení pohybových rovnic pro jednotlivou dvouhmotovou soustavu.

$$m_1 \cdot \ddot{z}_1 = k_{12}(z_2 - z_1) + b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) - k_{01}(z_1 - z_0) \quad (27)$$

$$m_2 \cdot \ddot{z}_2 = -k_{12}(z_2 - z_1) - b_{12}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) \quad (28)$$

Rovnice přepíšeme do maticového zápisu a vypočteme vlastní frekvence netlumené soustavy s podmínkami  $b_{12} = 0$  a buzení od vozovky  $z_0(t) = 0$ .

$$M \cdot \ddot{Z} + K \cdot Z = 0 \quad (29)$$

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{z}_1 \\ \ddot{z}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{01} + k_{12} & -k_{12} \\ -k_{12} & k_{12} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (30)$$

Vypočteme vlastní frekvence pomocí determinantu

$$\det(K - \lambda M) = 0 \quad (31)$$

$$\det \begin{bmatrix} (k_{01} + k_{12} - \lambda \cdot m_1) & -k_{12} \\ -k_{12} & k_{12} - \lambda \cdot m_2 \end{bmatrix} = 0 \quad (32)$$

$$(k_{01} + k_{12} - \lambda \cdot m_1) \cdot (k_{12} - \lambda \cdot m_2) - k_{12}^2 = 0 \quad (33)$$

Roznásobíme a spočítáme vlastní čísla  $\lambda$ , následně frekvence odpružených hmot.

$$f = \frac{\sqrt{\lambda}}{2 \cdot \pi} \quad (34)$$

Tabulka 16: Frekvence odpružených hmot

Popis	Značení	Hodnota: Prázdné - Zatížené vozidlo	Jednotky
Přední náprava	$f_p$	1,29 - 1,13	Hz
Zadní náprava	$f_z$	1,85 - 1,45	Hz

### 10.3 Výpočet tlumení

Výpočet velikosti tlumení je vycházeno z doporučené hodnoty poměrného útlumu ( $b_r$ ), který by u vozidel měl být v rozmezí 0,2 - 0,4. Pro zatížené vozidlo budeme volit hodnotu 0,3.

$$b_{\text{krit}} = 2 \cdot \sqrt{k_{12} \cdot m_2} \quad (35)$$

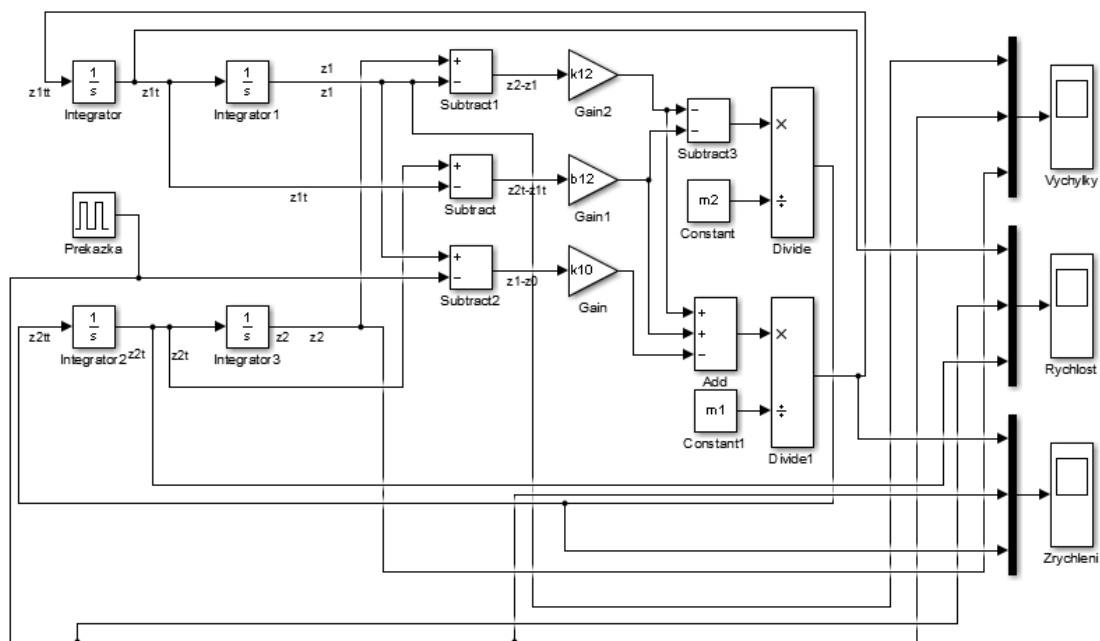
$$b_{12} = b_{\text{krit}} \cdot b_r \quad (36)$$

Tabulka 17: Hodnoty tlumení

Popis	Značení	Hodnota: Prázdné - Zatížené vozidlo	Jednotky
Přední náprava	$b_r$	0,34 – 0,3	-
Přední náprava	$b_{12}$	1946	$N \cdot s/m$
Zadní náprava	$b_r$	0,38 – 0,3	-
Zadní náprava	$b_{12}$	2409	$N \cdot s/m$

## 10.4 Kontrola návrhu vypružení

Pomocí počítačové techniky je možné virtuálně simulovat chování vypružení při vybuzení soustavy překážkou. Dynamické rovnice 27, 28 jsem ztvárnil v programu Matlab Simulink a vytvořil zjednodušený program, který ukazuje výchylky soustavy  $Z_0, Z_1, Z_2$ , zrychlení odpružených a neodpružených hmot a jejich rychlosti. Hlavním cílem tohoto programu je umožnit vizualizaci útlumu soustavy v čase. Ideální je, aby se soustava utlumila do čtyř kmitů po vybuzení překážkou.



Obrázek 83: Schéma programu v Matlab Simulink



Obrázek 84: Graf útlumu přední nápravy

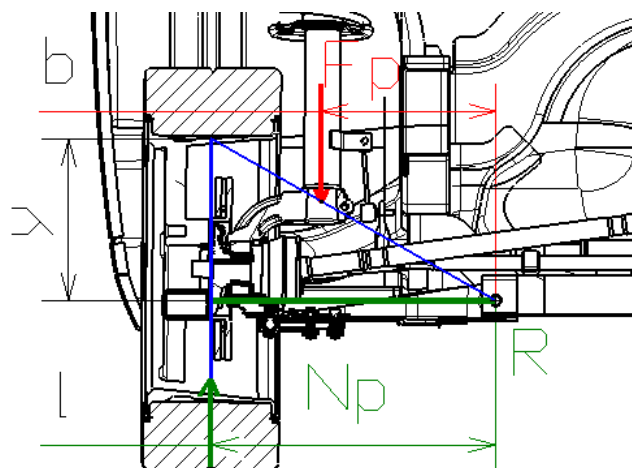


Obrázek 85: Graf útlumu zadní nápravy

## 10.5 Výpočet výsledné pružiny a tlumiče

Výpočty spočtené v odstavci 10.1 a 10.3 jsou vztaženy do polohy kola, a je potřeba dále hodnoty dopočíst do míst polohy tlumiče a pružiny.

### Přední náprava



Obrázek 86: Schéma přední nápravy

Provede se momentová rovnováha vyjádřených sil na obrázku 86.

$$\sum M_f = 0 \quad (37)$$

$$N_y \cdot l - F_p \cdot b = 0 \quad (38)$$

Korekce vzdálenosti

$$\tan(\alpha) = \frac{y_1}{l_1} = \frac{y_2}{l_2} \quad (39)$$

Výpočet sil, při malých úhlech sklonění s platností do 10° není potřeba přepočítávat sílu do osy sklonění pružiny a tlumiče.

$$N_y = k_{12p} \cdot y_1 \quad (40)$$

$$F_y = k_{12p} \cdot y_2 \quad (41)$$

Výsledná tuhost pružiny

$$\frac{k_{12p} \cdot l_1^2}{b^2} \rightarrow \frac{23,32 \cdot 400^2}{249^2} = 60,2 \frac{N}{mm} \quad (42)$$

Pro útlum tlumiče se použije stejný výpočetní princip

$$\frac{b_{12p} \cdot l_1^2}{b^2} \rightarrow \frac{2036 \cdot 407^2}{249^2} = 5\,440 \, N \cdot \frac{s}{mm} \quad (43)$$

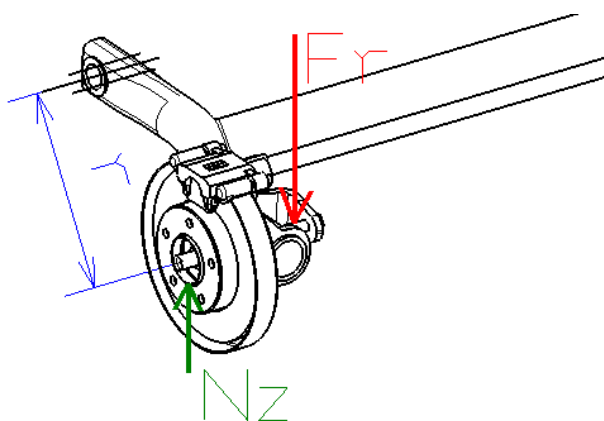


Počet činných závitů pružiny převzat ze skript Pružnosti a pevnost v technické praxi I str.<sup>15</sup>

$$i = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot k} \rightarrow \frac{0,81 \cdot 10^5 \cdot 12^4}{8 \cdot 115^3 \cdot 60,2} \rightarrow 2,5 \quad (44)$$

d – průměr drátu, k – tuhost pružiny, D – průměr pružiny, i – počet činných závitů, G – modul pružnosti ve smyku

### Zadní náprava



Obrázek 87: Schéma zadní nápravy

Pokud se provede momentová rovnováha k ose otáčení nápravy tak zjistíme, že síla od kola a od pružiny působí na stejném rameni, takže zde není potřebný žádný přepočít do skutečné polohy pružiny a tlumiče.

$$\sum M_i = 0 \quad (45)$$

$$N_{yz} \cdot r - F_z \cdot r = 0 \quad (46)$$

Počet činných závitů (řešeno obdobně jak pro přední nápravu)

$$i = \frac{0,81 \cdot 10^5 \cdot 12^4}{8 \cdot 95^3 \cdot 38,56} \rightarrow 3 \quad (47)$$

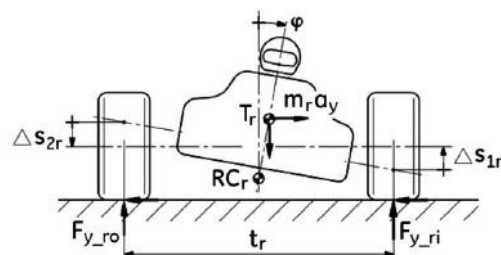
Tabulka 18: Výsledné tuhosti pružin a útlum tlumiče

Popis	Značení	Hodnota:	Jednotky
Přední náprava	$k_{12p}$	60,2	N/mm
Přední náprava	$b_{12}$	5 440	N · s/m
Zadní náprava	$k_{12p}$	38,56	N/mm
Zadní náprava	$b_{12}$	2 544	N · s/m

<sup>15</sup> ŘEZNÍČEK, J., ŘEZNÍČKOVÁ, J. *Pružnost a pevnost v technické praxi I*. Praha: ČVUT, 2005. Str. 17

## 10.6 Výpočet stabilizátoru

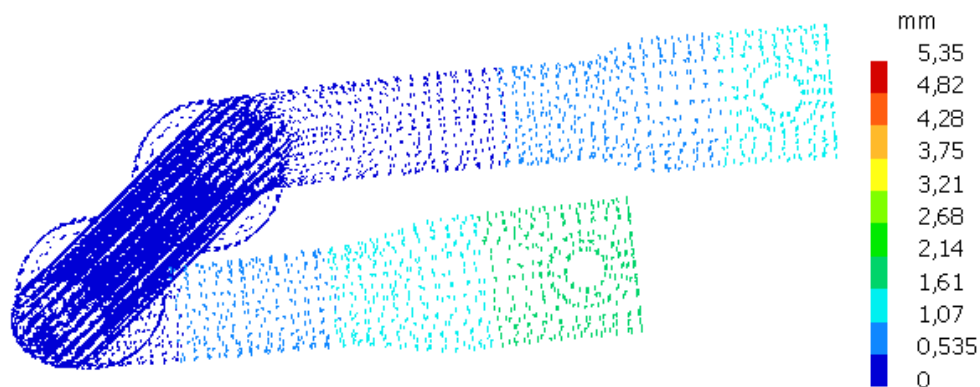
Při výpočtu stabilizátoru vyjdeme z teorie, která je popsána v knize Race car vehicle dynamics. Klopení karoserie jak je znázorněno na obrázku 88 s návazností na kapitulu 3.4. Ve zjednodušené podobě klopení probíhá mezi těžištěm a středem klopení nápravy (RC). Při řešení daného problému využijeme metodu konečných prvků, výsledkem dle domluvy se zadavatel diplomové práce, bude graf, jenž bude znázorňovat ovlivnění jednoho kola druhým.



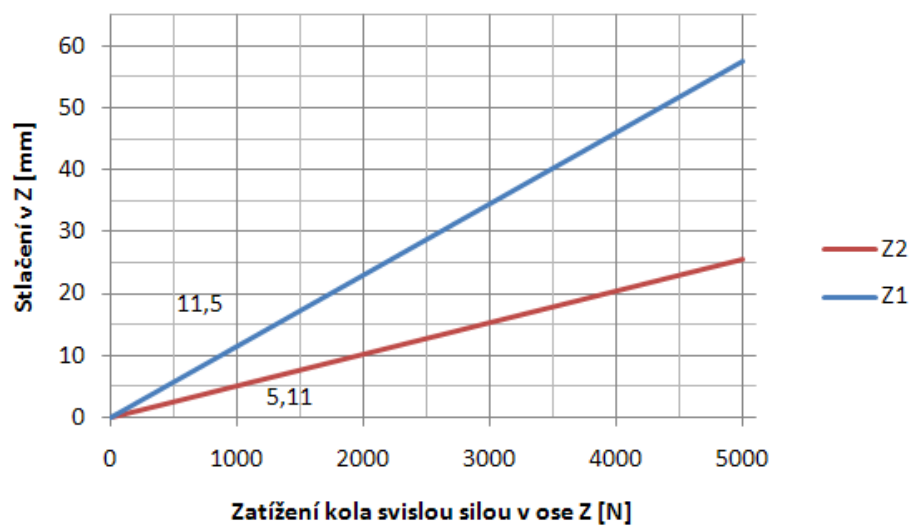
Obrázek 88: Klopení vozu při průjezdu zatáčkou[9]

V prostředí Analysis&Simulation programu Catia, vložíme námi navržený CAD model, stabilizátoru nebo zadní nápravy. V místech kde je ve skutečnosti uchycena pružící jednotka ke karoserii vytvoříme pevné body v souřadném systému, mezi těmito body a uchycením na stabilizátoru nebo zadní nápravě vytvoříme virtuální pružinu o tuhosti z tabulky 18. V místech, kde se na stabilizátoru nebo zadní nápravě nachází uchycení silentbloku, vytvoříme virtuální součástku, které se umožní rotační pohyb. Dále jednu stranu, (kolo) zatěžíme svislou silou a měříme posuv v místě uchycení pružící jednotky na obou stranách stabilizátoru nebo zadní nápravy. Ze zjištěného posuvu dvou stran a známé tuhosti pružin, je možné vypočítat, jak velkou část z původního zatížení přenáší stabilizátor nebo torzní příčka na druhou stranu. Případně z rozdílu posuvu dvou kol o známém zatížení je možno vypočítat tuhost stabilizátoru nebo torzní příčky.

## 10.6.1 Přední náprava



Obrázek 89: Posuvy bodů stabilizátoru přeni nápravy

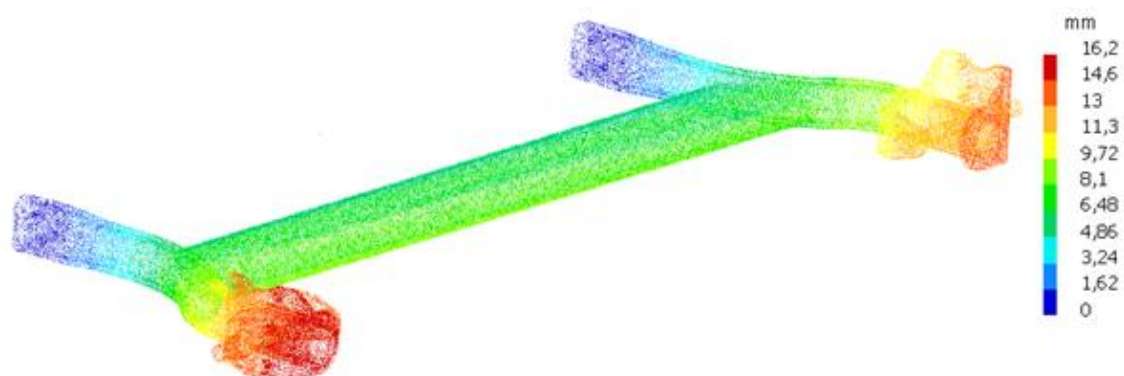


Obrázek 90: Graf posuvu předních kol

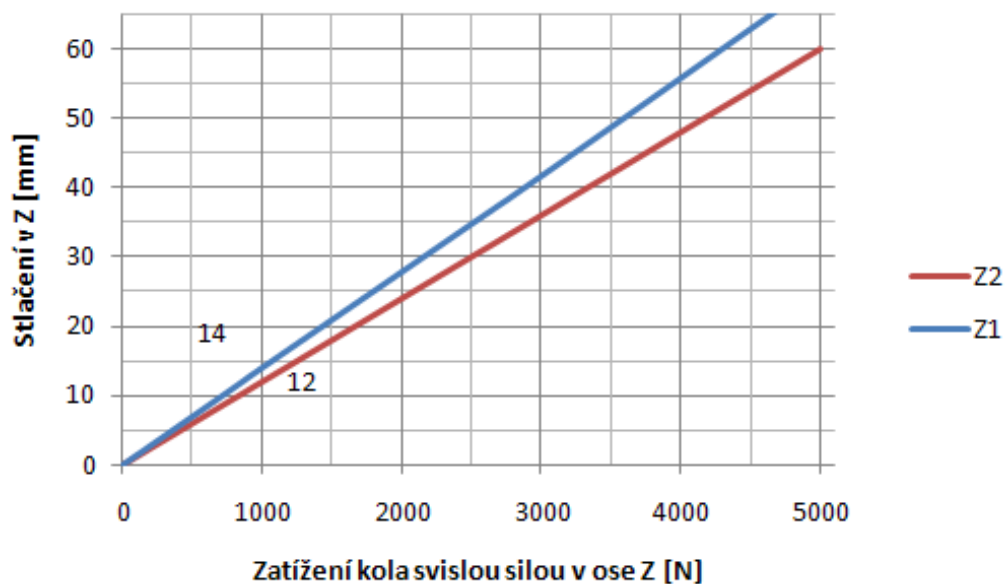
$$\text{Přenesené zatížení} \rightarrow \delta_1 = \frac{5,11 \cdot 60,2}{1000} = 0,3076 \quad (48)$$

$$\text{Tuhost stabilizátoru} \rightarrow k_{s1} = \frac{F_{z1000}}{\Delta z_{1000}} = \frac{1000}{11,5 - 5,11} = 156 \text{ N/mm} \quad (49)$$

## 10.6.2 Zadní náprava



Obrázek 91: Posuvy bodů zadní nápravy



Obrázek 92: Graf posuvu zadních kol

$$\text{Přenesené zatížení} \rightarrow \delta_1 = \frac{12 \cdot 38,56}{1000} = 0,4627 \quad (50)$$

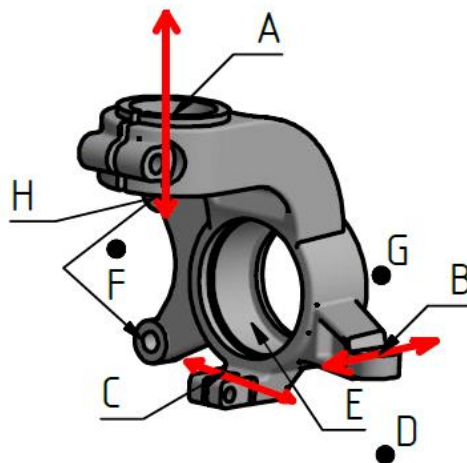
$$\text{Tuhost torzní příčky} \rightarrow k_{s2} = \frac{F_{z1000}}{\Delta z_{1000}} = \frac{1000}{14 - 12} = 500 \text{ N/mm} \quad (51)$$

# 11. MKP simulace

Pro pevnostní výpočet byla vybrána z přední a zadní nápravy jedna reprezentující součást nápravy. Tato součást je ve zvolené sestavě nápravy jedinečná a nezbytná. Pro přední nápravu se jedná o těhlici kola, pro zadní nápravu je vybrána sestava o příčném nosníku podélném rameni a čepu kola. MKP simulace je prováděna v prostředí Analysis&Simulation programu Catia. Výpočty napětí jsou prováděny metodou Von Mises stress počítáno metodou HMH. Použité prvky jsou lineární, velikost prvku je v rozmezí 2 až 5 mm, typ sítě je čtyřstěn (Tetrahedron Mesh). Velikosti a stavy zatížení uvažujeme quazistatické z kapitoly 9.3, jenž v sobě zahrnují dynamické účinky, které jsou definovány násobkem statického zatížení.

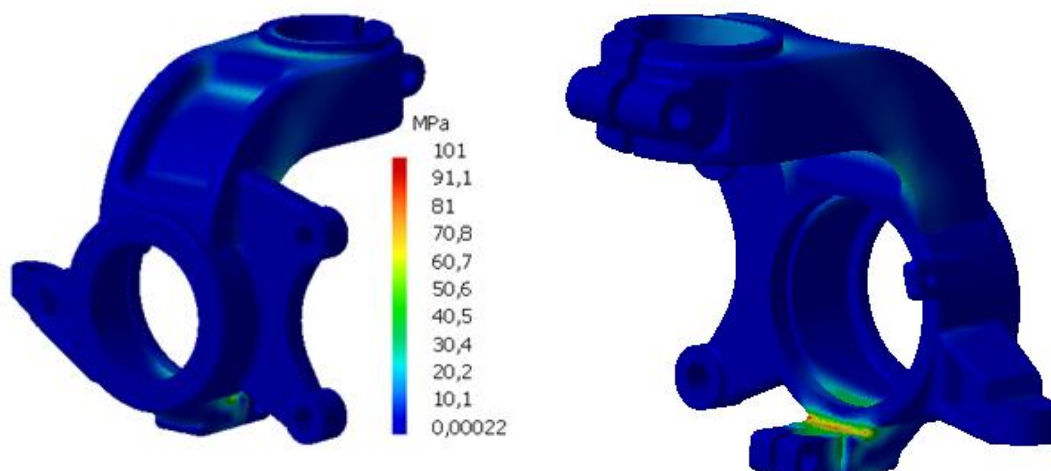
## 11.1 Přední náprava

Přední těhlici kola jsme odebrali stupně volnosti. Vytvořili významné body a zavedli do nich sílu dle jednotlivých zátěžných stavů dle kapitoly 9.3. V bodech A, B, C jsou vytvořené virtuální součástky, které mají zabráněný posuv v určitých směrech. Bod G představuje střed kola, bod D znázorňuje střed kola v rovině vozovky, oba tyto body jsou spojeny přes virtuální součástku s plochou E, která je plochou určenou pro ložiska kola. Bod F znázorňuje střed brzdového pístku na poloměru brzdového kotouče a je spojený přes virtuální součástku k plochám H, které slouží pro upevnění brzdového třemenu.



Obrázek 93: Umístění těhlice kola v prostředí Analysis&Simulation

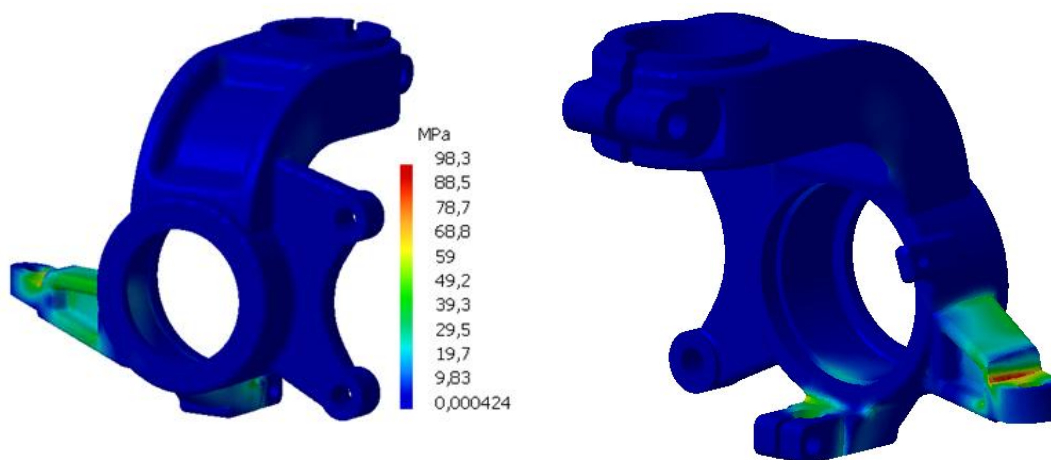
### 11.1.1 Maximální vertikální síla



Obrázek 94: Zatížení těhlice kola maximální vertikální silou

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{300}{101} = 2,97 \quad (52)$$

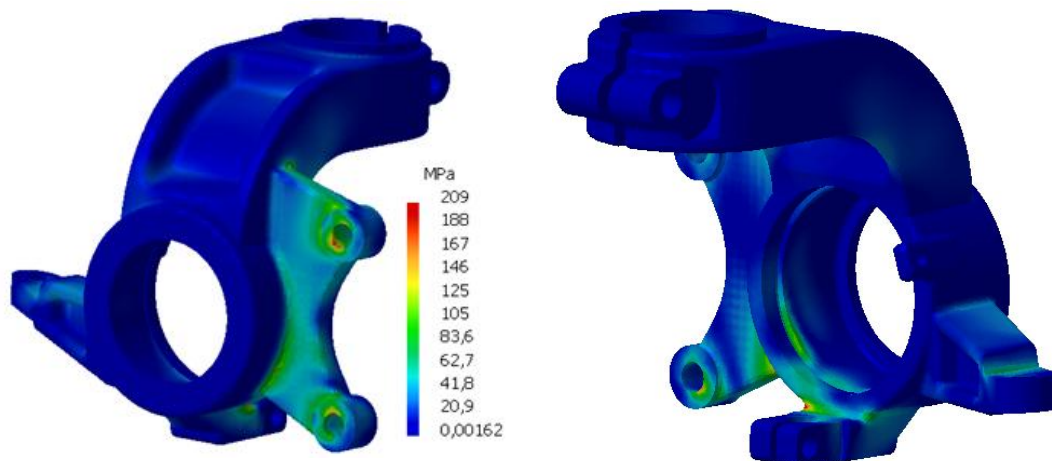
### 11.1.2 Podélná síla ve středu kola



Obrázek 95: Zatížení těhlice kola podélnou silou ve středu kola

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{300}{98,3} = 3,05 \quad (53)$$

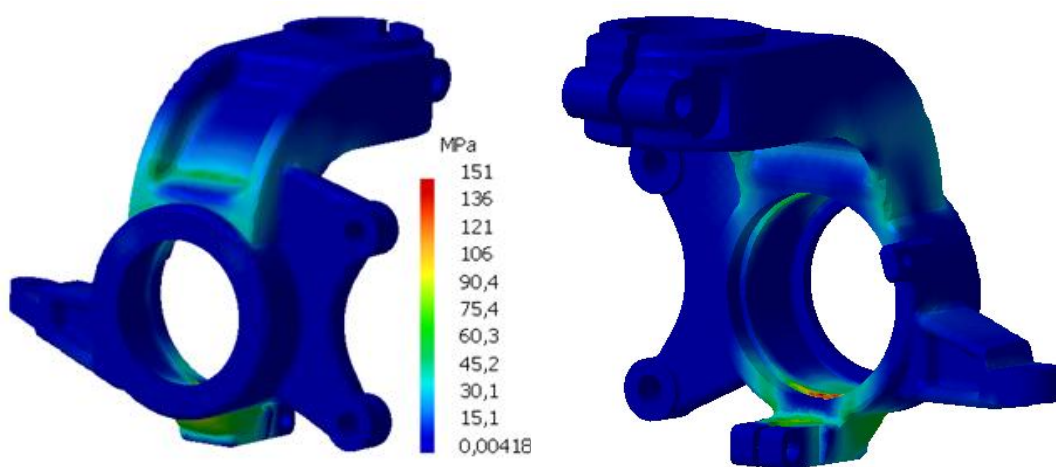
### 11.1.3 Brzdná síla



Obrázek 96: Zatížení těhlice kola brzdou silou

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{300}{209} = 1,43 \quad (54)$$

### 11.1.4 Boční síla v rovině vozovky

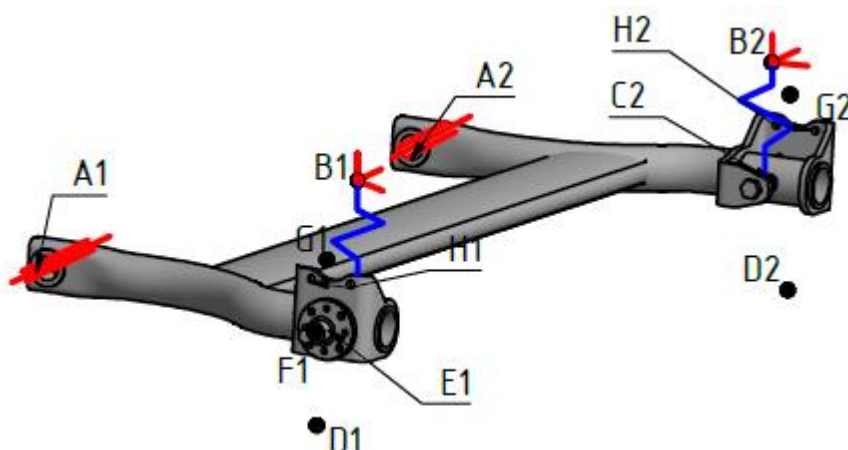


Obrázek 97: Zatížení těhlice kola boční silou v rovině vozovky

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{300}{151} = 1,98 \quad (55)$$

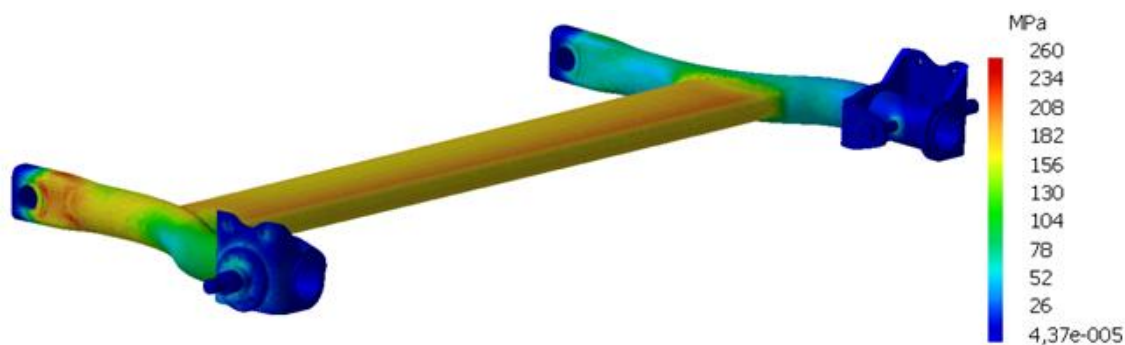
## 11.2 Zadní náprava

Zadní náprava je zatěžována předepsanými silami ve významných bodech nápravy. Náprava je v prostředí Analysis&Simulation umístěna v následující podobě (dle obrázku 98): V jednotlivých bodech A1, A2 je umístěna virtuální součást, která má umožněný rotační pohyb. Body B1, B2 jsou pevné a odpovídají hornímu uchycení pružící jednotky. Mezi body B1 a C1 (B2 a C2) je umístěna virtuální pružina, která má zadanou tuhost (dle tabulky 18). Bod F1, F2 představuje střed kola, D1, D2 jsou středy kola v místě vozovky, tyto body s odpovídajícím číslem jsou jednotlivě spojeny přes virtuální součástku k ploše pod ložiskem kola na čepu kola (E1, E2). Body G1, G2 odpovídají středu brzdového pístku na poloměru brzdového kotouče. A jsou spojeny jednotlivě přes virtuální součástku k plochám H1, H2 které upevňují brzdový třmen.



Obrázek 98: Umístění zadní nápravy v prostředí Analysis&Simulation

### 11.1.1 Maximální vertikální síla



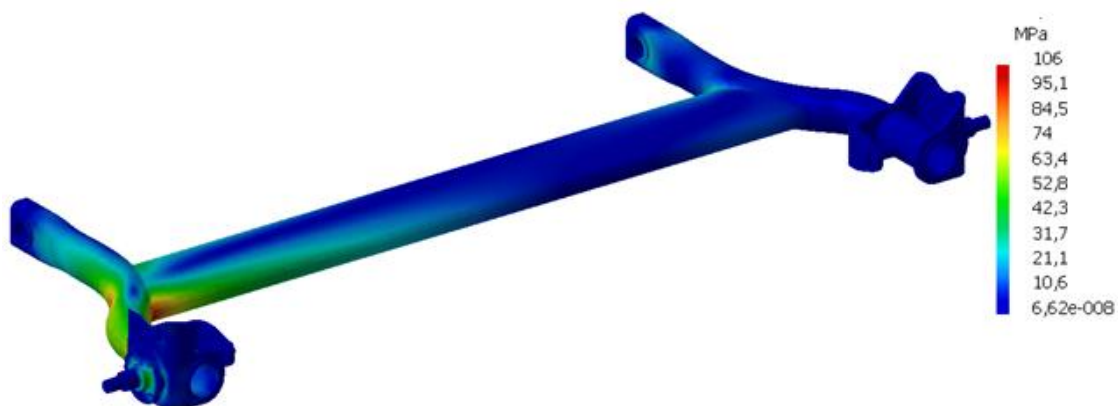
Obrázek 99: Zatížení zadní nápravy maximální vertikální silou

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{355}{260} = 1,36 \quad (56)$$

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{550}{130} = 4,23 \quad (57)$$



### 11.1.2 Podélná síla ve středu kola

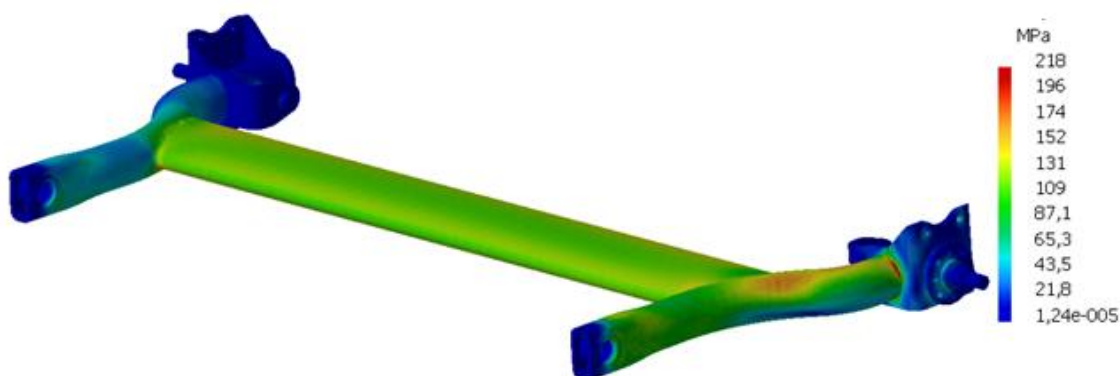


Obrázek 100: Zatížení zadní nápravy podélnou silou ve středu kola

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{355}{106} = 3,34 \quad (58)$$

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{550}{52,8} = 10,41 \quad (59)$$

### 11.1.3 Brzdná síla

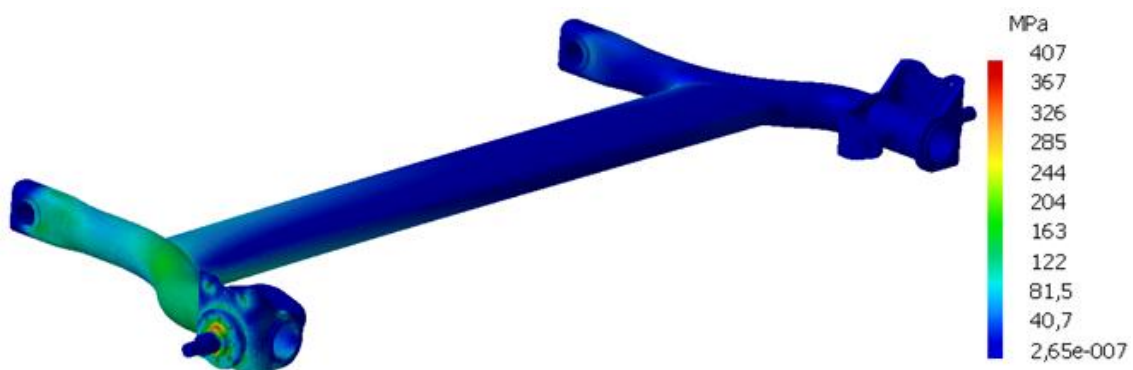


Obrázek 101: Zatížení zadní nápravy brzdou silou

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{355}{218} = 1,62 \quad (60)$$

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{550}{109} = 5,04 \quad (61)$$

### 11.1.4 Boční síla v rovině vozovky



Obrázek 102: Zatížení zadní nápravy boční silou v rovině vozovky

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{355}{204} = 1,74 \quad (62)$$

$$\text{Výpočet bezpečnosti: } k = \frac{R_e}{\sigma_{max}} = \frac{550}{407} = 1,35 \quad (63)$$

## **12. Závěr**

V této diplomové práci jsem postupně dle zadání zpracoval návrh podvozku osobního automobilu kategorie M1. Zadání a odborné konzultace této diplomové práce poskytla společnost MBtech Bohemia s.r.o. Účelem této práce bylo seznámit se s dílčími úkony návrhu podvozku osobního vozidla, a tímto spolupracovat na případném vývoji konceptu malého vozidla.

Diplomová práce je řazena do částí dle příslušnosti k jednotlivým bodům v zadání. Úvodní část práce je věnována více teoretické části - byl vytvořen přehled platné legislativy podvozků motorových vozidel, dílčí popis podvozku automobilu, rešerše používaných náprav, přehled úkonů a harmonogram prací s finanční nabídkou, výběr nápravy. Závěr práce připadá konstrukční části a výpočetní části v podobě tvorby 3D modelu náprav a zástavbou do vozu s výkresovou dokumentací, výpočtem tlumení, pérování a pevnostními výpočty.

Do budoucna po skončení magisterského studia bych měl v úmyslu pracovně nadále zůstat v oboru strojírenství, pokud možno v oblasti dopravní a transportní techniky. Tato práce je co do rozsahu a provázanosti technických znalostí můj prvotní projekt, a proto je možné, že budoucí generace studentů a čtenářů odhalí některé chyby, kterých si v současné době nejsem vědom, je potřeba se z chyb poučit, a brát to že i to je součástí života. Sám nelituji času, který jsem strávil tvorbou této závěrečné práce, která mi byla přínosem nejen v rozvoji svých technických dovedností, ale i manažerských a osobních.

## Seznam použitých zdrojů

- [1] GSCHIEDLE, R. a kolektiv. *Příručka pro automechanika*. Praha: Sobotáles, 2007.  
ISBN 978-80-86706-17-7
- [2] HOREJŠ, K., MOTEJL, V. a kolektiv. *Příručka pro řidiče a opraváře automobilů*. Brno: Littera, 2008. ISBN 978-80-85763-42-3
- [3] ŽDÁNSKÝ, B., VÉMOLA, A., JAN, Z. *Automobily*. Brno: CERM, 2003.  
ISBN 80-7204-262-9
- [4] Česká republika. *Zákon č. 56/2001 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Sbírka zákonů, Česká republika, 2001
- [5] Ministerstvo dopravy a spojů. *Vyhláška č. 341/2014 Sb. o schvalování technické způsobilosti a o technických podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích*. Česká republika, 2014
- [6] Evropský parlament. *Směrnice 2007/46/ES kterou se stanoví rámec pro schvalování motorových vozidel a jejich přípojných vozidel, jakož i systémů, konstrukčních částí a samostatných technických celků určených pro tato vozidla*. Evropská unie, 2007
- [7] VLK, F. *Podvozky motorových vozidel – 3. aktualizované vydání*. Brno: VLK, 2006.  
ISBN 80-239-6464-X
- [8] MILLIKEN, William F. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: Warrendale: SAE International, 1995. ISBN 15-609-1526-9
- [9] HRUŠKA, J. *Zadní náprava pro vůz formule Student: Diplomová práce*. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 2010.
- [10] APETAUR, M., HANKE, M., KEJVAR, Z., ROST, M. *Karosérie*. Praha: ČVUT Fakulta strojní, 1985.
- [11] KOVANDA, J., RESL, I., SOCHA, J. *Konstrukce automobilů*. Praha: ČVUT, 1997.
- [12] ŘEZNÍČEK, J., ŘEZNÍČKOVÁ, J. *Pružnost a pevnost v technické praxi*. Praha: ČVUT, 2005.

- [13] JAN, Z., ŽDÁNSKÝ, B. *Výkladový automobilový slovník*. Brno: Computer Press, a.s., 2007. ISBN 978-80-251-3725-3
- [14] Škoda Yeti SUV [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.autojournal.cz/skoda-yeti-sochi-edice-na-pocest-olympijady-2014/>
- [15] Škoda 420 [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.vwskoda.com/t-204>
- [16] Škoda Yeti [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.skoda-auto.cz/models/novy-yeti/pages/bezpecnost.aspx>
- [17] Logo ČVUT [cit. 2015-02-16] Dostupné na:  
<http://www1.fs.cvut.cz/cz/u12113/OPPA2/WEB%2002/kontakt.htm>
- [18] Logo MBtech s.r.o. [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.mbtech-group.com/cz>
- [19] Převodka řízení [cit. 2016-01-03] Dostupné na: <https://eluc.kr-olomoucky.cz/verejne/lekce/1491>
- [20] Značení pneumatik [cit. 2016-01-03] Dostupné na: [http://www.az-pneu.cz/lista\\_cz/technik/oznaceni\\_na\\_bocnici.png](http://www.az-pneu.cz/lista_cz/technik/oznaceni_na_bocnici.png)
- [21] Parametry ráfku, disku [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.ipneu.cz/dokumenty/znaceni-ocelovych-disku>
- [22] Brzdová soustava automobilu [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.khulsey.com/portfolioimages/generic-car-abs-braking-system-layer.jpg>
- [23] Otočení vozu dle ADAC [cit. 2016-01-03] Dostupné na:  
<http://www.audembezpecne.cz/cz/s340/c1461-Spodni-clanky/n2390-Ktera-auta-potrebuji-k-otoceni-malo-prostoru-a-ktera-az-prilis>
- [24] Dokumenty TÜV SÜD Czech [cit. 2015-10-18] Dostupné na: [www.tuv-sud.cz/cz-sekce-pro-klienty-a-verejnost/autorizace-notifikace-akreditace-povereni](http://www.tuv-sud.cz/cz-sekce-pro-klienty-a-verejnost/autorizace-notifikace-akreditace-povereni),



## Seznam obrázků

Obrázek 1: Logo ČVUT [17] .....	17
Obrázek 2: Logo firmy MBtech s.r.o. [18].....	17
Obrázek 3:Přiložená karoserie k zadání .....	18
Obrázek 4: Automobil kategorie SUV [13] .....	20
Obrázek 5: Automobil Škoda Yeti SUV [14].....	20
Obrázek 6:Konstrukční skupiny automobilu [1].....	25
Obrázek 7: Závislé zavěšení kol [7].....	26
Obrázek 8: Nezávislé zavěšení kol [7].....	26
Obrázek 9: Tuhá náprava [1] .....	27
Obrázek 10: Tuhá nepoháněná zadní náprava osobního automobilu Fiat Panda [7] .....	27
Obrázek 11: Náprava s dvěma příčnými rameny [1] .....	28
Obrázek 12: Přední lichoběžníková náprava Honda Prelude [7].....	28
Obrázek 13: Náprava McPherson [1] .....	28
Obrázek 14: Úplná přední náprava Opel Vectra [7] .....	28
Obrázek 15: Náprava s prostorově uloženými rameny (Víceprvkový závěs) [1] .....	29
Obrázek 16: Víceprvková zadní náprava Opel Vectra [7] .....	29
Obrázek 17: Náprava se zavěšením kol s šikmými rameny [1].....	29
Obrázek 18: Kyvadlová úhlová náprava vozu Opel Omega [7].....	29
Obrázek 19: Kliková náprava [1].....	30
Obrázek 20: Kliková náprava vozu Citroen ZX [7].....	30
Obrázek 23: Schéma brzdové soustavy automobilu [22].....	31
Obrázek 21: Spřažená náprava [1] .....	31
Obrázek 22: Spřažená náprava VW Golf IV [7].....	31
Obrázek 24: Bubnová brzda s vnitřními čelistmi [1] .....	32
Obrázek 25: Br. třmen s vedením zuby [1].....	33
Obrázek 26: Br. třmen s vedením čepem [1] .....	33
Obrázek 27: Čtyřpístkový br. třmen [1] .....	33
Obrázek 28: Dvoupístkový br. třmen [1] .....	33
Obrázek 29: Převodka řízení [19] .....	34
Obrázek 30: Tripoidní kloub [1].....	35

Obrázek 31: Kuličkový pevný kloub [1] .....	35
Obrázek 34: Značení pneumatik [20] .....	36
Obrázek 32: Odpružení vozidla [1] .....	36
Obrázek 33: Tlumení vozidla [1].....	36
Obrázek 35: Hlavní parametry ráfku, disku [21] .....	37
Obrázek 36: Páteřový rám vozu Škoda 420 [15] .....	38
Obrázek 37: Samonosná karoserie Škoda Yeti [16] .....	38
Obrázek 38:Sbíhavost kol [7].....	39
Obrázek 39: Rozbíhavost kol [7] .....	39
Obrázek 40: Odklon kola [7].....	39
Obrázek 41: Záporný odklon kola (příklon) [7] .....	39
Obrázek 42: Příklon rejdové osy [7] .....	40
Obrázek 43: Příklon rejdové osy McPherson [7].....	40
Obrázek 44: Poloměr rejdu (-) [1] .....	40
Obrázek 45: Poloměr rejdu (+) [1] .....	40
Obrázek 46: Poloměr rejdu (0) [1] .....	40
Obrázek 47: Záklon rejdové osy, závlek [1] .....	41
Obrázek 48: Geometrie řízené nápravy dle Ackermanna [7].....	42
Obrázek 49: RC nápravy McPherson [7].....	42
Obrázek 50: RC spřažené klikové n. [7] .....	42
Obrázek 51:Dacia Duster (McPherson).....	45
Obrázek 52: Kia Sportage (McPherson) .....	45
Obrázek 53:Dacia Duster (Spřažená náprava).....	46
Obrázek 54: Nisan new Qashqai (Spřažená n.) .....	46
Obrázek 55: Škoda Yeti (Víceprvková náprava) .....	46
Obrázek 56: Kia Sportage (Víceprvková náprava) .....	46
Obrázek 57: Nisan Qashqai (Víceprvková n.) .....	46
Obrázek 58: Dacia Duster 4x4 (McPherson n.) .....	46
Obrázek 59: Přehled úkonů a harmonogram prací .....	48
Obrázek 60: Návaznost úkonů a harmonogram prací v Ganttově diagramu .....	48
Obrázek 61: Cenová nabídka.....	50
Obrázek 62:3D model karoserie.....	51



Obrázek 63: 3D model karoserie.....	51
Obrázek 64:3D model karoserie.....	52
Obrázek 65: 3D model karoserie.....	52
Obrázek 66:Graf výsledných rozložení kritérií při rozhodování o koupi vozu .....	53
Obrázek 67: Schéma postupu prací .....	55
Obrázek 68: Prostor potřebný pro otočení vozu dle ADAC [23] .....	57
Obrázek 69: Prostor potřebný pro otočení vozu.....	57
Obrázek 70: CAD model přední nápravy (pohled 1) .....	60
Obrázek 71: CAD model přední nápravy (pohled 2) .....	60
Obrázek 72: CAD model zadní nápravy (pohled 1) .....	62
Obrázek 73: CAD model zadní nápravy (pohled 2) .....	62
Obrázek 74: Drátové vyobrazení řešeného vozidla v počítačovém programu LSA.....	67
Obrázek 75: Graf závislosti odklonu kola a sbíhavosti na propružení kola .....	68
Obrázek 76: Graf závislosti poloměru zatáčky na vysunutí hřebene řízení .....	69
Obrázek 77: Významné body na přední nápravě .....	70
Obrázek 78: Statické zatížení vozidla .....	72
Obrázek 79: Brzdná síla přední nápravy.....	74
Obrázek 80: Brzdná síla zadní nápravy.....	74
Obrázek 81: Prostor potřebný pro otočení vozu.....	75
Obrázek 82: Dvouhmotová soustava .....	76
Obrázek 83: Schéma programu v Matlab Simulink.....	78
Obrázek 84: Graf útlumu přední nápravy .....	79
Obrázek 85: Graf útlumu zadní nápravy .....	79
Obrázek 86: Schéma přední nápravy .....	80
Obrázek 87: Schéma zadní nápravy .....	81
Obrázek 88: Klopení vozu při průjezdu zatáčkou[9].....	82
Obrázek 89: Posuvy bodů stabilizátoru pření nápravy.....	83
Obrázek 90: Graf posuvu předních kol.....	83
Obrázek 91: Posuvy bodů zadní nápravy .....	84
Obrázek 92: Graf posuvu zadních kol.....	84
Obrázek 93: Umístění těhlice kola v prostředí Analysis&Simulation .....	85
Obrázek 94: Zatížení těhlice kola maximální vertikální silou .....	86

Obrázek 95: Zatížení těhlice kola podélnou silou ve středu kola .....	86
Obrázek 96: Zatížení těhlice kola brzdou silou.....	87
Obrázek 97: Zatížení těhlice kola boční silou v rovině vozovky.....	87
Obrázek 98: Umístění zadní nápravy v prostředí Analysis&Simulation .....	88
Obrázek 99: Zatížení zadní nápravy maximální vertikální silou .....	88
Obrázek 100: Zatížení zadní nápravy podélnou silou ve středu kola .....	89
Obrázek 101: Zatížení zadní nápravy brzdou silou.....	89
Obrázek 102: Zatížení zadní nápravy boční silou v rovině vozovky.....	90

## Seznam tabulek

Tabulka 1: Základní parametry vozidla.....	18
Tabulka 2: Zdvih kol.....	56
Tabulka 3: Vstupní parametry vozidla pro zatáčení .....	57
Tabulka 4: Výsledky zatáčení.....	58
Tabulka 5: Přehled použitých materiálů.....	63
Tabulka 6: Doplnění parametrů vozidla .....	69
Tabulka 7: Výsledné souřadnice bodů nápravy.....	70
Tabulka 8: Hmotnosti vozidla .....	71
Tabulka 9: Rozměry k obrázku 78.....	72
Tabulka 10: Výsledné hodnoty statického zatížení .....	73
Tabulka 11: Vstupní údaje pro quazistatické zatížení .....	73
Tabulka 12: Výsledné hodnoty quazistatického zatížení.....	73
Tabulka 13: Počáteční podmínky .....	76
Tabulka 14: Hodnoty tuhosti pružin.....	76
Tabulka 15: Vstupní hodnoty .....	76
Tabulka 16: Frekvence odpružených hmot .....	77
Tabulka 17: Hodnoty tlumení.....	78
Tabulka 18: Výsledné tuhosti pružin a útlum tlumiče.....	81

## Seznam příloh

- Příloha 1: Zpráva z Lotus Suspension Analysis
- Příloha 2: Určení středu klopení karosérie
- Příloha 3: Výkres sestavy celkové dispozice vozu
- Příloha 4: Výkres sestavy přední nápravy
- Příloha 5: Kusovník přední nápravy
- Příloha 6: Výkres sestavy zadní nápravy
- Příloha 7: Výkres čepu kola zadní nápravy

### **Přílohy přiložené na CD v digitální podobě:**

- Příloha 1: Zpráva z Lotus Suspension Analysis
- Příloha 2: Určení středu klopení karosérie
- Příloha 3: Výkres sestavy celkové dispozice vozu
- Příloha 4: Výkres sestavy přední nápravy
- Příloha 5: Kusovník přední nápravy
- Příloha 6: Výkres sestavy zadní nápravy
- Příloha 7: Výkres čepu kola zadní nápravy
- Příloha 8: Výpočtový program odpružení tlumení a zatížení
- Příloha 9: Výpočtový program v Matlab
- Příloha 10: CAD modely catia
- Příloha 11: CAD model vozidla ve formátu stp.
- Příloha 12: Diplomová práce