

ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

# ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Martin Chott

Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Návrh přední nápravy závodního vozidla**

Název anglicky

**Design of front axle of a racing car**

---

**Cíle práce**

Navrhnout přední nápravu pro závodní vozidlo, vytvořit CAD model pro účely kinematické, dynamické a pevnostní analýzy návrhu.

**Metodika**

Vypracovat odbornou rešerši se zaměřením na různé způsoby zavěšení předních kol vozidla, provést návrh přední nápravy včetně 3D modelu ve vhodném programu a kontrolovat vybrané prvky konstrukce.

**Doporučený rozsah práce**

asi 50 stran

**Klíčová slova**

geometrie náprav, řízení, CAD model, kinematická analýza, dynamická analýza

---

**Doporučené zdroje informací**

Dynamic Designer Motion and Motion Lite Users Guide. Ann Arbor: Mechanical Dynamics, 1999, 328 s.  
Vlk, F. Dynamika motorových vozidel. Brno: Vlk, 2000, 434 s. ISBN 80-238-5273-6.  
Vlk, F. Podvozky motorových vozidel. 3. vyd. Brno: Vlk, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.

---

**Předběžný termín obhajoby**

2015/16 LS – TF

**Vedoucí práce**

doc. Ing. Vladimír Šleger, CSc.

**Garantující pracoviště**

Katedra mechaniky a strojnictví

Elektronicky schváleno dne 16. 1. 2014

**prof. Ing. Radomír Adamovský, DrSc.**

Vedoucí katedry

Elektronicky schváleno dne 3. 2. 2014

**prof. Ing. Vladimír Jurča, CSc.**

Děkan

V Praze dne 31. 03. 2016

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně jen na základě pramenů citovaných v příložené bibliografii a vlastních výzkumů. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta, Kamýcká 129, 165 21 Praha – Suchdol.

.

V Praze dne .....

.....

podpis žáka

## **Poděkování**

V první řadě patří největší poděkování mému již zesnulému otci, který mi umožnil realizovat takové projekty a současně za finanční podporu a volnou ruku během závodní kariéry. Současně velké díky patří panu doc. Ing. Vladimír Šleger, CSc. za jeho velmi cenné informace, rady a především jeho bezprostřední vstřícnost.

## **Abstrakt**

Diplomová práce popisuje a zabývá se návrhem, sběrem dat, realizací a problematikou lichoběžníkové nápravy pro závodní účely se specializací na disciplíny Mistrovství Evropy Autocrossu a Rallycrossu v rámci navazujícího magisterského studia Technické fakulty, studijní obor Silniční a městská automobilová doprava (SMAD). V diplomové práci se popisují mimořádné výrobní postupy a zajímavosti konstrukce vozu. V první kapitole se diplomová práce zabývá stručným výkladem pojmu nápravy u osobních automobilů, seznámení základních koncepcí, základy kinematiky zavěšení a dynamiky vozidla. Druhá kapitola interpretuje a argumentuje volbu odpružení v podobě lichoběžníkové nápravy v porovnání s nápravou McPherson, jenž sloužila jako model pro sběr dat. Ve třetí kapitole seznamuje se sběrem dat pro stanovení reálného silového působení, seznámení reálného modelu v podobě závodního vozu Ford Focus T16 a jeho následné využití pro návrh a optimalizaci nové nápravy pro závodní vůz. Nadcházející kapitola obsahuje kinematický návrh zavěšení v programu Lotus Suspension Analysis, ve kterém byla rozměrově a kinematicky náprava navržena. Poslední kapitola se zabývá modelací a následně zatížením analyzovanou silou.

## **Klíčová slova:**

Geometrie náprav, řízení, CAD model, kinematická analýza, dynamická analýza

## **Abstract**

Diploma thesis describes and discusses the design, data collection and implementation issues trapezoid axles for racing disciplines, specializing in European Championship Autocross and Rally-Cross during the master's program of the Technical Faculty in field of study: Road Transport and City Traffic (RTCT). At work appear extraordinary manufacturing processes and results from the design of the vehicle. The first chapter of this thesis deals with a brief explanation of the concept of axles from commercial vehicles, introduce basic concepts, basic suspension kinematics and vehicle dynamics. The second chapter interprets and argues option suspension with trapezoid axles comparing with the McPherson axels, which are served as a model for data collection. The third chapter introduces data collection to determine the real force in action and identification of the real models for a racing vehicle Ford Focus T16. This is used for the design and optimization for new axles for racing vehicle. The upcoming chapter includes design of kinematic suspension in program Lotus Suspension Analysis, where are axles design dimensionally and kinematically .The last chapter deals with modeling and then load by analyzed force.

## **Keywords:**

Geometry of axles, steering, CAD model, kinematic analysis, dynamic analysis

# Obsah

Úvod .....	1
1 Seznámení s pojmem zavěšení – funkce a problematika náprav.....	2
1.1 Konstrukční druhy náprav .....	2
1.1.1 Náprava.....	2
1.1.2 Konstrukční druhy náprav .....	2
1.1.3 Druhy náprav podle hlavní funkce .....	2
1.1.4 Řízení vozidla.....	3
1.1.5 Rám vozidla.....	3
1.1.6 Karoserie.....	3
1.1.7 Samonosná karoserie .....	3
1.1.8 Nápravnice.....	4
1.2 Možné způsoby zavěšení kol přední nápravy.....	4
1.3 Dynamika vozidla při jízdě a kinematika náprav .....	5
1.4 Těžiště.....	5
1.4.1 Měření podélné a příčné polohy těžiště.....	5
1.4.2 Měření výškové polohy těžiště.....	6
1.5 Klonění karoserie.....	7
1.6 Základní vlastnosti geometrie nápravy.....	9
1.6.1 Sbíhavost .....	9
1.6.2 Odklon kola .....	10
1.6.1 Příklon rejdové osy.....	11
1.6.2 Poloměr rejdu .....	12
1.6.3 Záklon rejdové osy a závlek .....	13
1.6.4 Ackermann.....	13
2 Volba systému odpružení závodního vozidla pro závodní účely disciplín Autocross a Rallycross .....	18
2.1 Specifika povrchu vozovky závodních okruhů pro disciplíny Autocross a Rallycross .....	18
2.2 Popis lichoběžníkového zavěšení závodního vozu v porovnání se sériovým .....	19
3 Sběr dat pro modelaci a konstrukci náprav .....	22
3.1 Seznámení s reálným modelem závodního automobilu pro využití sběru dat ..	22
3.1.1 Motor, převodovka a diferenciály .....	23

3.1.2	Konstrukce přední nápravy.....	25
3.1.3	Výroba přední nápravy .....	26
3.2	Sběr konkrétních dat ze zdeformovaných či opotřebených komponentů a součástí závodního vozu .....	27
3.3	Analýza.....	29
3.3.1	Hlava kola.....	29
3.3.2	Axiální táhla řízení .....	34
3.3.3	Páka řízení .....	35
3.3.4	Čep, ložisko, spojovací materiál.....	36
3.4	Zhodnocení analýzy a následné využití pro modelaci.....	36
4	Kinematická modelace přední nápravy v programu Lotus Suspension Analysis .....	37
4.1	Modelace kinematických parametrů.....	37
4.1.1	Modelace .....	38
4.1.2	Vizuální porovnání obou variant .....	42
4.2	Výsledné sledované hodnoty a grafy.....	43
4.2.1	Výsledné sledované hodnoty a grafy varianty 2.....	48
4.3	Shrnutí výsledných variant kinematických modelů.....	52
4.4	Stručné seznámení s určením silového působení na prvky nápravy v programu Lotus Suspension Analysis.....	52
4.4.1	Parametry vozu .....	53
4.4.2	Matematické vztahy.....	53
5	Částečná modelace přední nápravy v programu Catia .....	55
6	Závěr a poznatky .....	58

Závěr a doporučení

Seznam použité literatury

Seznam obrázků

Seznam tabulek

Seznam použitých symbolů a zkratk



## Úvod

Práce se zaměřuje na vývoj a konstrukci nápravy pro závodní účely se zaměřením na disciplíny Autocross a Rallycross. Disciplíny, jenž je pro ně koncept náprav vyvíjen jsou velmi specifické, tudíž se v práci objevují nestandardní a experimentální metody ve srovnání s běžnými metodami vývoje a konstrukce náprav pro běžný provoz, či jiná automobilová odvětví, ať motorsportu nebo jednorázových projektů.

Nedílnou součástí závodních vozidel musí být současně s několika dalšími komponenty vynikající podvozek. Pro dosažení kvalitních výkonů je zároveň dobré znát soutěžícího jezdce i jeho jezdecký styl pro hodnotné stanovení kinematických vlastností nápravy. Dalším zásadním faktorem je poměr hmotnosti a pevnosti, kdy je snaha docílit nejmenší hmotnosti odpružené hmoty a současně vysoké pevnosti. Proto bylo nutné znát silové zatížení, jaké na nápravu působí. Pro stanovení silového zatížení a sběr dat byl využit reálný model závodního automobilu, u kterého se analyzovaly deformované prvky nápravy, bylo tím dosaženo pravděpodobné zatížení, které je nejbližší reálnému pro výslednou 3D modelaci a to je také jedna z nestandardních metod této práce.

Následně bylo možné provést nejprve kinematický návrh nápravy a poté 3D model. Zajímavostí kinematického návrhu je, že z převážné většiny odporuje teoretickým metodám pro kinematický návrh a přesto bylo dosaženo velice pozitivních výsledků. Výsledné kinematické parametry jsou sledovány na základě znalostí z absolvovaných závodů a experimentů během nich. Po kinematickém návrhu bylo možné přistoupit k modelaci. Během modelace je využit nestandardní postup pro pevnostní stanovení a to v podobě využití reálného modelu a přenesení zatěžujících sil během modelace komponentů nápravy nově vyvíjené.

# 1 Seznámení s pojmem zavěšení – funkce a problematika náprav

Nápravy (zavěšení kol) osobních automobilů jsou jak konstrukčně tak kinematicky poměrně složité. Zavěšení kol je pojem, pod kterým se rozumí připojení kol k nosné části karoserie. Má zajistit přenos svislých (zatížení vozidla), podélných (hnací a brzdě síly), příčných (odstředivé síly) a momenty podélných (hnací a brzdě moment) sil. Umožňuje svislý relativní pohyb kola vzhledem ke karosérii, resp. rámu, potřebný z hlediska pružení. Na přijatelnou hodnotu eliminuje nežádoucí pohyby kola, tlumí vertikální, horizontální, ale i boční síly působící na kolo. Udržuje co nejlepší kontakt kola s vozovkou. Zabezpečuje dobré jízdní vlastnosti a stabilitu automobilu. [10]

## 1.1 Konstrukční druhy náprav

Pojmy, které se objeví v této části jsou definovány dle norem ČSN 30 0024 a ČSN 30 0025. [9]

### 1.1.1 Náprava

Prvek automobilů, jehož prostřednictvím jsou dvě protější kola (pravé a levé) dvoustopého, či vícestopého vozidla zavěšena na nosné konstrukci vozidla. [3]

### 1.1.2 Konstrukční druhy náprav

- tuhé nápravy
- výkyvné nápravy

### 1.1.3 Druhy náprav podle hlavní funkce

- hnací - náprava motorového vozidla, na kterou se přenáší točivý moment motoru a jejíž kola vozidlo pohánějí.
- hnaná - náprava vozidel, na kterou se nepřenáší točivý moment a má jen nosnou funkci.

- řídicí - náprava, která slouží k řízení směru jízdy vozidla.

#### **1.1.4 Řízení vozidla**

Ústrojí (i činnost), kterým řidič udržuje nebo mění směr vozidla.

#### **1.1.5 Rám vozidla**

Základní nosná část vozidla, vytvořená z různých nosných prvků.

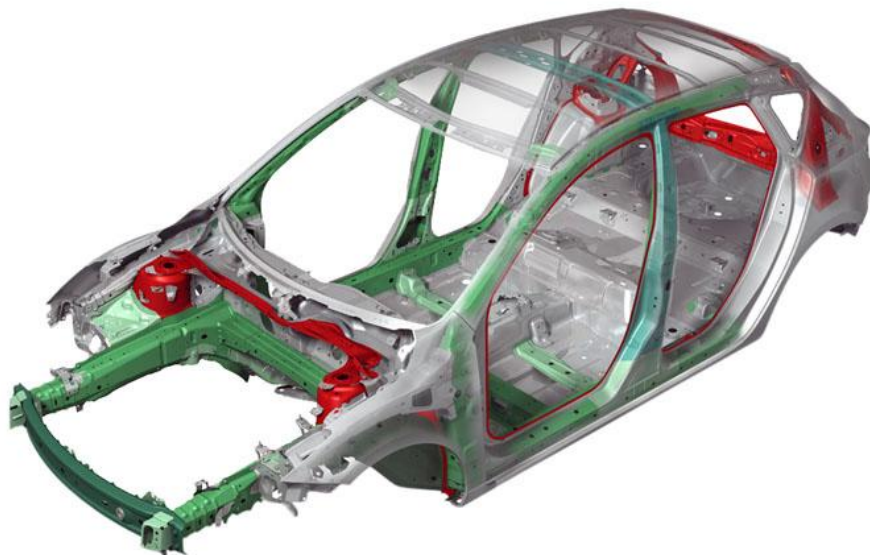
#### **1.1.6 Karoserie**

Část vozidla, ve které jsou vytvořeny prostory pro využití vozidla podle jeho účelu, u motorových vozidel popř. též pro umístění jejich poháněcí soustavy.

#### **1.1.7 Samonosná karoserie**

Karosérie, která zcela přejímá nosnou funkci rámu vozidla, tím rám nahrazuje.

*Obr. 1 Samonosná karoserie*



Zdroj: <http://www.mmspektrum.com/clanek/nove-tvareci-technologie-pro-vyrobu-karoserii.html>

### 1.1.8 Nápravnice

Pomocný rám sloužící k uchycení konstrukce zavěšení kola. Používá se především u vozů se samonosnou karosérií.

Obr. 2 Nápravnice závodního vozu Ford Focus T16



Zdroj: vlastní 2016

## 1.2 Možné způsoby zavěšení kol přední nápravy

V této práci jsou využívány nápravy Mc Pherson a lichoběžníková. Pro zajímavost jsou zde uvedeny všechny využívané nápravy u osobních automobilů.

- Mc Pherson
- lichoběžníková
- víceprvková
- mostová

### 1.3 Dynamika vozidla při jízdě a kinematika náprav

Pro návrh a dosažení co nejideálnější kinematiky nápravy je nutné znát problematiku tří parametrů a těmi jsou klonění, klopení a těžiště karoserie vozidla. [9]

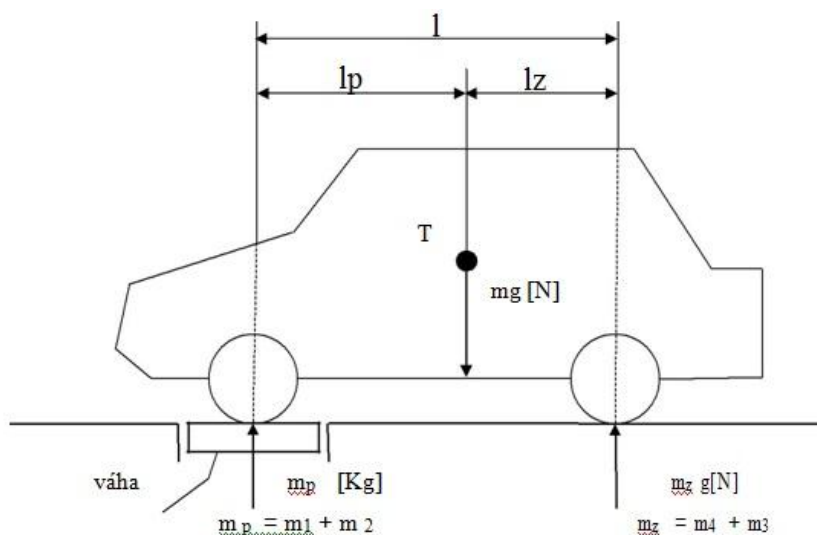
#### 1.4 Těžiště

Určení těžiště je matematicky a prakticky náročný proces. Zde je uvedeno několik způsobů jak je těžiště možné určit. Tato práce se bude zabývat především určením těžiště v podélné a příčné ose vozidla vzhledem k našim možnostem. Velké automobilky získávají těžiště vozidla z předem vytvořených počítačových modelací. V případě reálného a skutečného vozu je možné pro určení využít metody: [6, 9]

##### 1.4.1 Měření podélné a příčné polohy těžiště

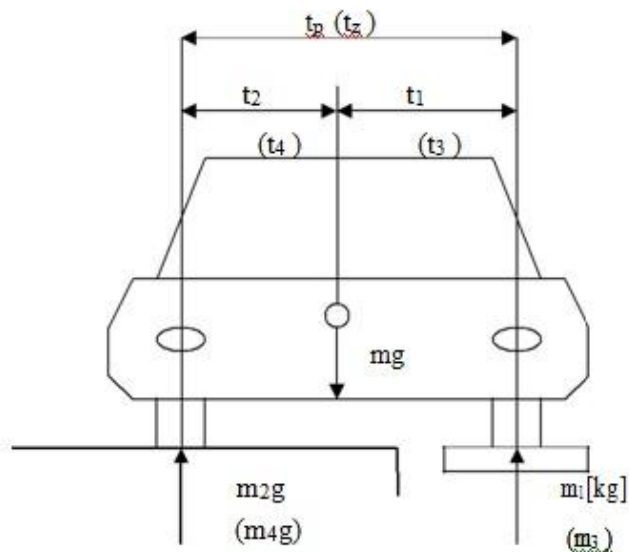
Pro zjišťování podélné a příčné polohy těžiště je zapotřebí znát hmotnosti připadající na jednotlivá kola přední i zadní nápravy. Potřebné jsou minimálně dvě váhy. Při vážení musí být vozidlo na vahách ve vodorovné poloze, aby nedošlo ke zkreslení výsledků. Součet hmotností na přední nápravě  $m_p$  a součet hmotností na zadní nápravě  $m_z$  se musí rovnat celkové hmotnosti vozidla  $m$ . [9]

Obr. 3 Nalezení těžiště v podélném směru



Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=10886](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=10886)

Obr. 4 Nalezení těžiště v příčném směru



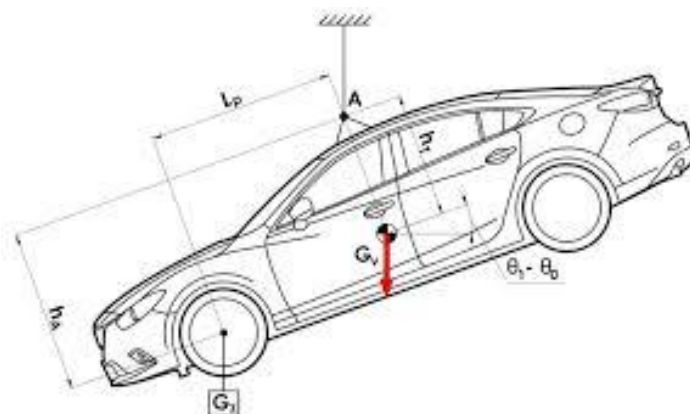
Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=10886](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=10886)

### 1.4.2 Měření výškové polohy těžiště

Výškovou polohu těžiště lze určit čtyřmi způsoby:

- metodou vážení v šikmé poloze

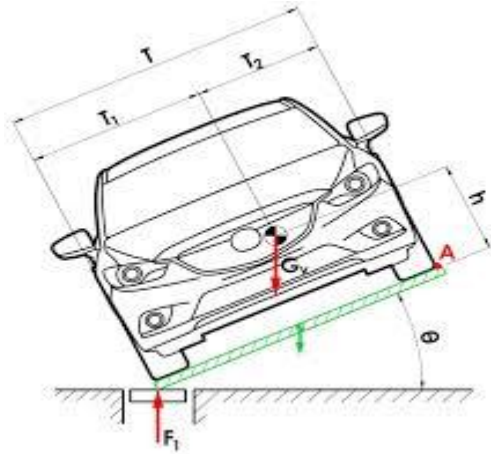
Obr. 5 Metoda vážení v šikmé poloze



Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=29233](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29233)

- metoda překlopení

Obr. 6 Metoda překlopením



Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=29233](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=29233)

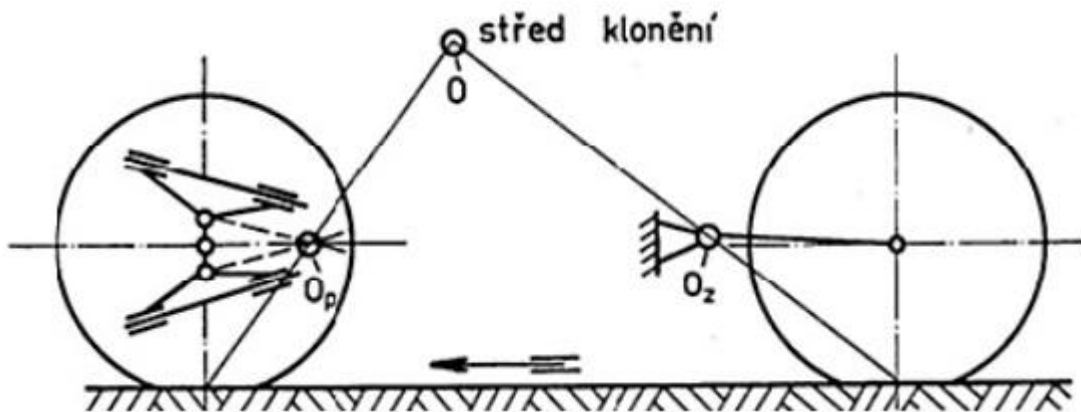
- metoda zavěšení

- pomocí centrifugy

## 1.5 Klonění karoserie

Okamžitý střed klonění kola je bod, okolo kterého se kolo v podélné rovině při propružení otáčí. Poloha daného bodu je dána vzájemným sklonem ramen v podélné rovině. Střed klonění přední nápravy se určí průsečíkem sklonu horního a spodního ramene  $O_p$ . Střed klonění karoserie vznikne spojením středů klonění přední  $O_p$  a zadní nápravy  $O_z$  se středem styku pneumatiky s vozovkou. Karoserie se při rozjezdu a brzdění předklání „antidive“ a zaklání „antisquat“ to způsobuje výška středu klonění  $O$ . U sériově vyráběných vozů je řečeno: „ Jestliže chceme, aby se karoserie při brzdění a akceleraci nijak nepředkláněla či nezakláněla, je nutné eliminovat moment klonění od setrvačné síly na nulovou velikost. Toho docílíme, pokud je střed klonění ve stejné výšce jako těžiště.“ Při návrhu této konkrétní nápravy pro závodní účely se toto pravidlo nebude bráno v úvahu. Vzhledem k tomu, že se chce dosáhnout zcela odlišných požadavků při brzdění a akceleraci. Současně bude snaha docílit co nejvýše možných zdvihů a to by v eliminaci antidivingu a antisquatingu nebylo možné dosáhnout. [6, 9]

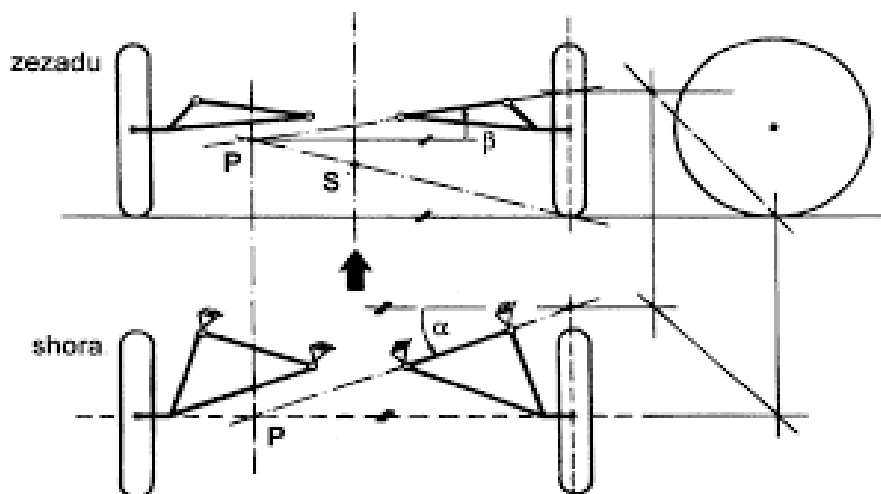
Obr. 7 Střed klonění přední lichoběžníkové nápravy a zadní klikové nápravy



Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=6982](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6982)

Klopný moment je vyprodukován při průjezdu zatáčkou kde na vozidlo působí odstředivé síly. Následně dochází k naklápění vozidla kolem středu klopení karoserie S. Opět u návrhu této konkrétní nápravy se nebude uvažovat s klopením v plném rozsahu, ale jen částečně, s kombinací funkcí tlumičů a stabilizačních prvků. V případě lichoběžníkové nápravy se eliminace klopení provádí - nejprve je zapotřebí určit klopný střed kola P. P – okamžitý pól pohybu se musí soustředit do průsečíků. Normály jsou tvořeny pomocí os lichoběžníkového zavěšení. Poloha středů klopení kola P je tedy dána vzájemným sklonem příčných ramen. Při propružení dochází ke změně pozice středů klopení kol vlivem kinematické změny ramen. Dále teorie zmiňuje: „Kdy bod P leží daleko od kola, tak při zdvihu kola vznikají pouze nepatrné změny odklonu a rozchodu. Střed klopení nápravy S leží na průsečíku spojnice středu klopení kola se středem styku kola s vozovkou a svislé osy vozidla. Pokud vytvoříme střed klopení u přední a zadní nápravy, vznikne jejich spojnicí osa klopení karoserie.“ Opět se tato teorie bude brána jen okrajově. Vzhledem k tomu, že tato práce se zabývá řešením přední nápravy, tedy nápravy řízené velmi nám tuto teorii ovlivní řízení a jeho uložení jak na nápravnicí, tak k hlavě kola. Řízení velmi ovlivní kinematiku zavěšení, proto současně s dalšími metodami využijeme pro návrh a výpočet uložení řízení Ackermannovu metodu. Tato metoda se ovšem týká geometrie zavěšení, která se nachází na konci. [6, 9]



Obr. 8 Pól klopení kola  $P$  a střed klopení karoserie  $S$  lichoběžníkové nápravy

Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=6982](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=6982)

## 1.6 Základní vlastnosti geometrie nápravy

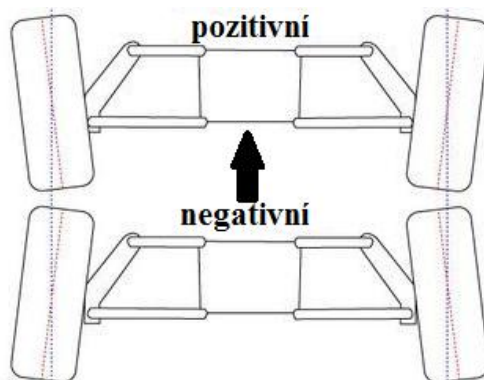
Je to jeden ze základních druhů nezávislého zavěšení. Její nejčastější použití je u závodních vozů současně s nápravou McPherson. U tohoto typu zavěšení je výhodou, že jsou kola zavěšena nezávisle a samostatně. To nám omezuje odskok kola. Velkou výhodou nápravy je i nízká hmotnost neodpružených částí. Tato náprava má také dobré kinematické vlastnosti. Podle náklonu ramen můžeme určit výšku středu klopení a tím i stanovit chování závodního automobilu. [6, 9]

### 1.6.1 Sbíhavost

Sbíhavost kol  $\delta$  je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Hlavní funkcí sbíhavosti je, aby se kola odvalovala paralelně. V případě, je-li přední část kola nakloněna k podélné ose vozidla, jsou kola specifikována jako sbíhavá, v opačném případě rozbíhavá. [6, 9]

Na kolech vznikají malé boční síly a ty následně vyvolávají boční momenty k rejdovým osám. Vše je způsobeno zvolenou sbíhavostí či rozbíhavostí. [6, 9, 10]

Obr. 9 Pozitivní a negativní sbíhavost kol



Zdroj: <https://www.pneuleader.cz/poradenstvi-pneumatik/paralelni-geometricke-zarovnani-pneumatik>

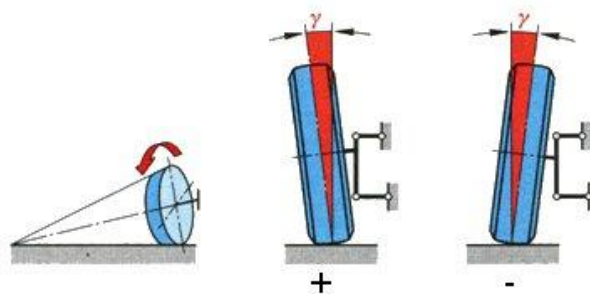
Při návrhu této nápravy se vycházelo ze získaných zkušeností během závodů a také na koncepci auta. Vzhledem k pohonu 4x4 a uložení motoru v přední části v podélné ose se nejvíce osvědčila rozbíhavost 2 mm od podélné osy vozu. Při nastavení sbíhavosti byl závodní vůz nedotáčivý. Proto bude u této nápravy při návrhu počítat s rozbíhavostí v rozmezí 1 – 2 mm.

### 1.6.2 Odklon kola

Odklon kola je úhel mezi střední rovinou kola a svislou podélně orientovanou rovinou vozidla. V dnešní době se auta navrhují se zápornými odklony, vzhledem k tomu, že přesnost výrobků je na vysoké úrovni, nemusí docházet k vymezování vůlí uložení hlavy kola a řízení. [6, 9]

Při návrhu se bude uvažovat s takřka nulovým spíše se záporným odklonem kola. V této fázi se není třeba důkladně soustředit na přesnost návrhu ani výroby z hlediska široké škály možnosti seřízení. [6, 9]

Obr. 10 Kladný a záporný odklon



Kladný a záporný odklon

Zdroj: <http://www.autorubik.sk/clanky/riadenie-a-druhy-posilnovacov-riadenia-osobneho-automobilu>

Během zdvihu kola dochází ke vzniku gyroskopického momentu a příčné síly. Gyroskopický moment má za následek změnu působících sil na řízení. [9]

K dosažení co nejmenších působících sil je zapotřebí dosáhnout co nejmenšího odklonu kola, čímž se docílí co nejdelší výškou osy rotace ramene, ale následně dojde k nepříznivým hodnotám klopení. Jak již bylo zmíněno v první kapitole při návrhu nebude teorie klopení využívána a bude snaha o dosažení co nejlepší hodnoty odklonu. [9]

### 1.6.1 Příklon rejdové osy

Úhel mezi rejdovou osou a svislou podélně orientovanou rovinou vozidla. Stejně jako záklon plní funkci samočinného návratu kol do polohy přímé jízdy. Vlivem příklonu dochází při natáčení řízených kol k jejich zvedání. Síla k tomu potřebná musí být vynaložena při natáčení volantu a při jeho uvolnění ho vrací do přímé polohy. Pokud v příčné rovině vozidla zobrazíme průsečík rejdové osy s vozovkou, pak vzdálenost tohoto průsečíku a středu stopy se nazývá poloměr rejdu. [6, 9]

Obr. 11 Příklon rejdové osy

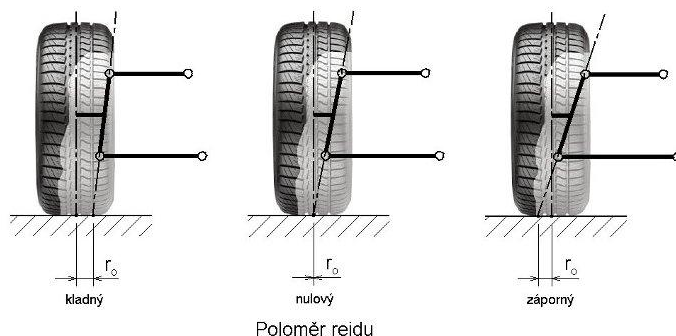


Zdroj: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>

### 1.6.2 Poloměr rejdů

Jeho hodnoty mohou být kladné, záporné i nulové. Má vliv na citlivost vozu na podélné síly ve stopě, takže čím větší je poloměr rejdů, tím je citlivost větší. Mohlo by se tedy zdát, že výhodné by bylo použití nulového poloměru rejdů. Ovšem z hlediska nestejně velkých podélných sil na předních kolech je optimální volbou záporný poloměr rejdů. V případě, přestane-li brzdit jedno kolo, začne brzdná síla druhého kola působit na vůz momentem vůči těžišti. Pokud je poloměr rejdů  $r_0$  kladný, tak navíc vznikne moment od brzdné síly vůči rejdové ose, který natáčí kola nepříznivě ve stejném směru jako působí. Jestliže by však byl poloměr rejdů záporný, pak by působil v opačném smyslu a natáčel by kola proti pohybu. [6, 9]

Obr. 12 Poloměr rejdů



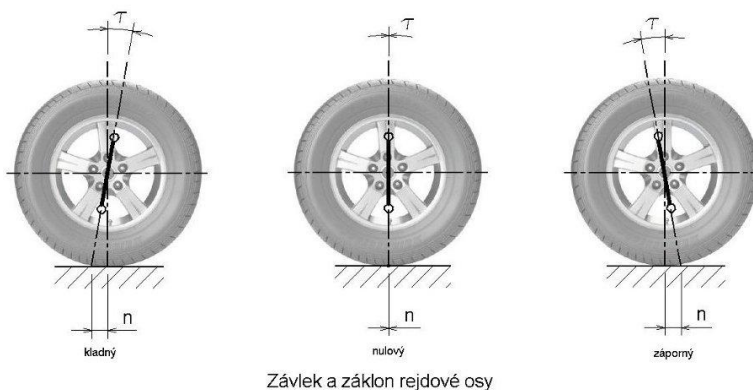
Zdroj: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>

Při návrhu zcela vypustíme funkci vrácení kol. U závodních vozů je požadavkem mít auto stále plně pod kontrolou v rukou, tak aby reagovalo na řidičovi pokyny v jakékoliv situaci.

### 1.6.3 Záklon rejdové osy a závlek

Záklonem se rozumí úhel mezi rejdovou osou a příčnou rovinou vozidla. Pokud je rejdová osa skloněna vzad je záklon kladný (Obr.23 a), pokud vpřed je záklon záporný. Vzdálenost průsečíku rejdové osy s vozovkou a středu kola se nazývá závlek. Jeho účinkem se kola navracejí do přímého směru, podobně jako kolečka nákupních vozíků (Obr.23 b). Toto samozřejmě platí pouze v případě kladného záklonu a pokud síla  $Of$  působí proti směru jízdy (brzdění, valivé odpory). U vozidel s předním náhonem však při akceleraci působí hnací síla ve směru jízdy, což má za následek natáčení kol do rejdu. Tuto vlastnost je však možno korigovat vhodným nastavením poloměru rejdu. [6, 9]

Obr. 13 Záklon rejdové osy a závlek



Zdroj: <http://www.autoznalosti.cz/index.php/podvozek-a-kola/40-geometriezavesenikol.html>

Jak již bylo řečeno nebude se požadovat navracení kol do přímého směru, takže se bude pouze podrobovat zkoušce samotný záklon rejdové osy z hlediska jiných geometrických parametrů nápravy.

### 1.6.4 Ackermann

Daná metoda slouží pro výpočet páky řízení a axiálního táhla. Zásadním faktorem je udržení a plynulá změna směru jízdy vozidla. [7, 9]

**Rozdělení:**

- řízení jednotlivými koly (kolem rejdového čepu)
- řízení celou nápravou

**Rozdělení podle řízené nápravy:**

- řízení koly na přední nápravě
- řízení na zadní nápravě
- řízení na přední i zadní nápravě

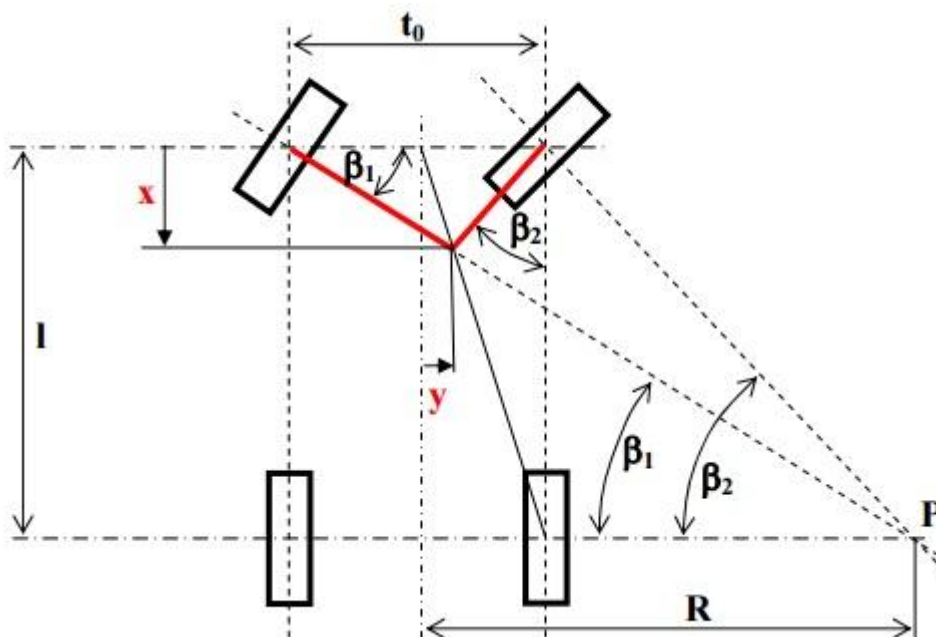
**Rozdělení podle způsobu ovládní:**

- řízení přímé (ovládané silou řidiče)
- řízení s posilovačem (servořízení)

**Mechanismus řízení:**

- požadavek odvalování kol bez bočního skluzu
- předpoklad, že kola jsou bočně nepoddajná
- střed otáčení musí ležet na prodloužené ose zadní nápravy – neřízené ose

Obr. 14 Schéma Ackermannovi teorie



Zdroj: <http://www.autolexicon.net/cs/articles/ackermannova-podminka/>

$$\cot g \beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l} \quad \cot g \beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l} \quad \Rightarrow \quad \cot g \beta_1 - \cot g \beta_2 = \frac{t_0}{l}$$

Po zavedení pomocných veličin  $x$  a  $y$  platí:

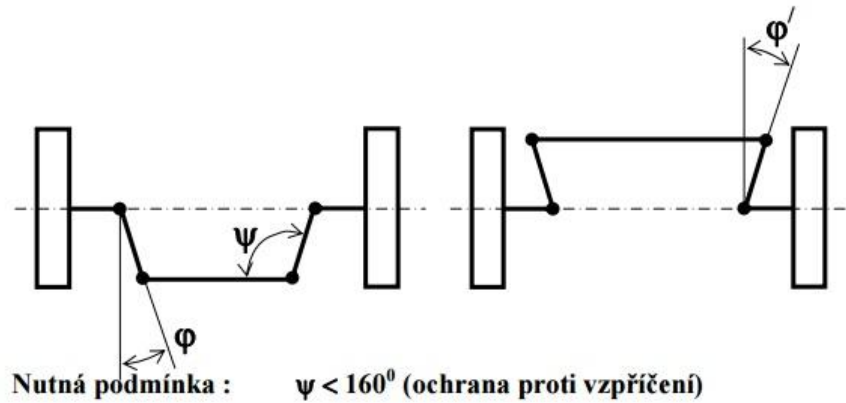
$$\cot g \beta_1 = \frac{\frac{t_0}{2} + y}{x} \quad \cot g \beta_2 = \frac{\frac{t_0}{2} - y}{x} \quad \Rightarrow \quad \cot g \beta_1 - \cot g \beta_2 = \frac{2y}{x}$$

$$\Downarrow$$

$$y = \frac{t_0}{2l} x$$

**Teoretické podmínky lichoběžníku řízení:**

Obr. 15 Podmínka lichoběžníku řízení



Zdroj: [http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-11.00\\_rizeniautomobilu\\_zakladnipojmy.pdf](http://mechmes.websnadno.cz/dokumenty/pri-teo-11.00_rizeniautomobilu_zakladnipojmy.pdf)

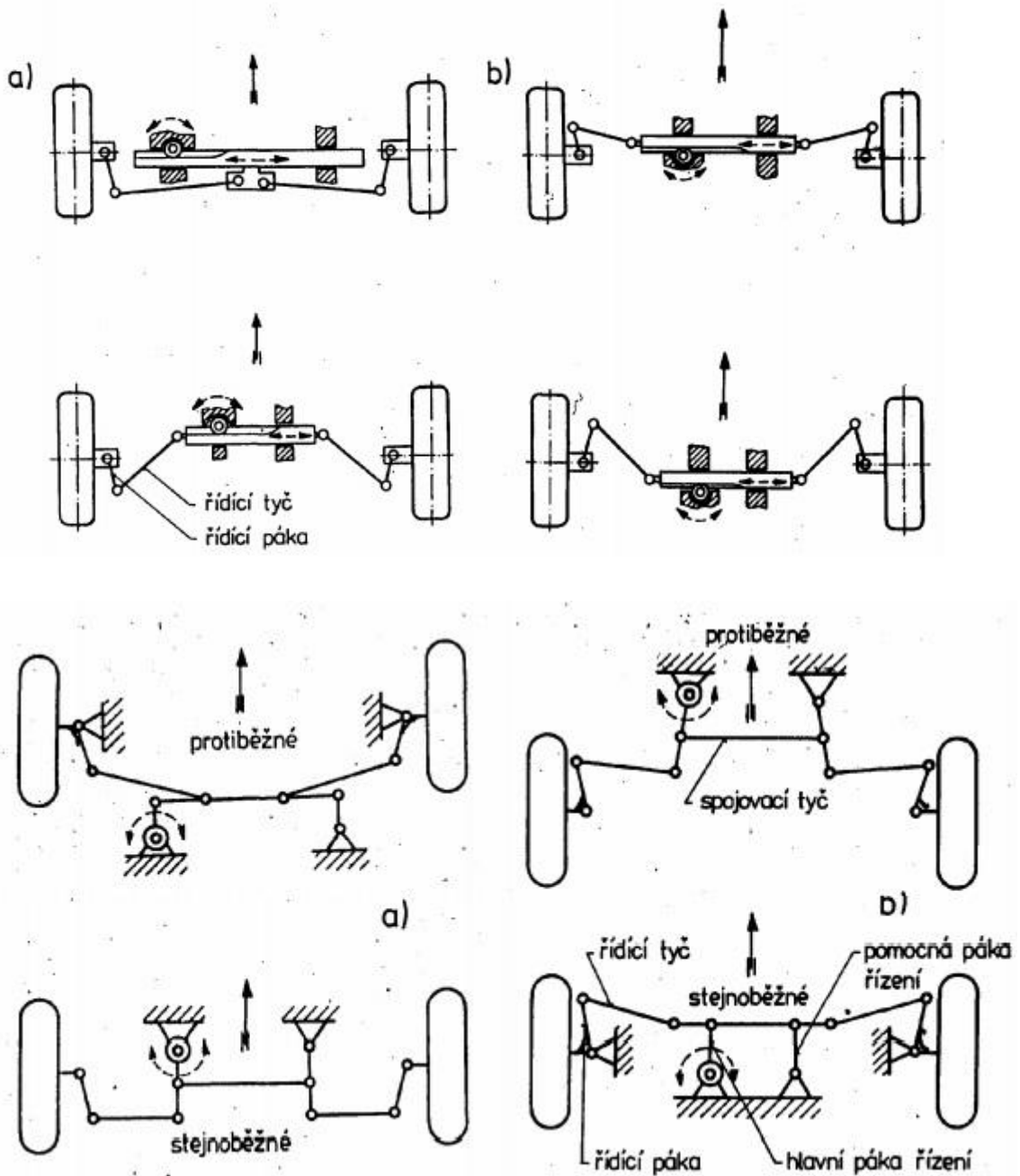
**Syntéza řídicího mechanismu :**

- rotační a sférické vazby (spolehlivost, snadná údržba)
- prostorový mechanismus (složitost matematického řešení)
- odpovídá Ackermannově rovnici především v oblasti malých  $\beta_1$  a  $\beta_2$
- provádí se především experimentálně (modelováním na počítači), sleduje se křivka chyb



Zobrazení reálného uspořádání mechanismů řízení:

Obr. 16 Reálné uspořádání mechanismů řízení



Zdroj: [https://www.vutbr.cz/www\\_base/zav\\_prace\\_soubor\\_verejne.php?file\\_id=38855](https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=38855)

U návrhu závodní nápravy se Ackermannova teorie jednoznačně využije. Tato metoda se provádí experimentálně. Pro provedení experimentálního návrhu je třeba znát řadu omezujících faktorů. Celý návrh a faktory jsou uvedeny ve 4.kapitole.

## 2 Volba systému odpružení závodního vozidla pro závodní účely disciplín Autocross a Rallycross

Volba systému odpružení – nápravy se nedá zcela přesně definovat. Při řešení tohoto problému se přihlíželo na osvědčené systémy náprav používaných v těchto disciplínách, na složitost výroby, dostupnosti materiálů, ekonomickou stránku a dosažení co nejpřesnějších požadovaných parametrů společně s požadovanou funkcí. Velmi podstatná volba karoserie z hlediska konstrukce výrobce. Ve většině případů bývá karoserie z 45 – 65% přestavěna tak, aby umožnila co nejvýhodnější kinematické parametry náprav, rozložení transmisí, motoru, ostatních pohonných jednotek a rozložení váhy a těžiště. [1, 7]

Po vyšetření všech těchto kritérií bylo zvoleno lichoběžníkové zavěšení. Jedním z hlavních kritérií volby byla ekonomická stránka v porovnání s funkcí. Vzhledem k tomu, že tým Chottmotorsport (Powered By M.Ch. racing) disponuje technikou i pro výrobu složitějších komponentů a dostupností vhodných materiálů pro výrobu, proto je toto kritérium bráno v potaz až na poslední pozici.

Bylo voleno ze dvou způsobů zavěšení a to McPherson a Lichoběžníkové, která jsou nejčastěji používaná pro motosport. Porovnání kritérií viz Tab.1.

Tab. 1 Porovnání McPherson nápravy a lichoběžníkové nápravy



	McPherson	Lichoběžníková
Cenová relace	-	+
Složitost výroby	+	-
Možnosti nastavení	-	+
Vlastnosti	/	/

### 2.1 Specifika povrchu vozovky závodních okruhů pro disciplíny Autocross a Rallycross

Povrch vozovek pro disciplíny Autocross a Rallycross bývá velmi rozmanitý a současně jsou rozmanité i profily tratí a jejich převýšení. Setkáváme se zde s písčítými, jílovitými, hlinitými, šterkovitými a různými kombinacemi povrchů, ale i s asfaltovými úseky. V případě disciplíny Rallycross je stanoveno Mezinárodní federací FIA procentuální kombinace asfalt – šotolina a to v kombinaci přibližně 40% asfalt a 60% šotolina s pevným

asfaltovým startem. V disciplíně Autocross v posledních letech nastal rozmach asfaltových startů a řada evropských tratí si tento trend převzala. Jinak je povrch této disciplíny zcela tvořen šotolinovým povrchem. Na mnoha tratích má velký vliv počasí a klimatické podmínky, které také do značné míry ovlivní povrch daného závodního okruhu. Dle poznatku jezdce se povrch a podmínky tratí mění s každým odjetým kolem závodu i přesto, že je trať pravidelně upravována. Proto je snahou této práce dosáhnout i co největšího využití pro různé podmínky, jenž ovlivňují jízdní vlastnosti závodního vozu. [1, 7]

Obr. 17 Informační porovnání dvou selektovaných tratí

	
<b>Povrch:</b> Hlína, jíl, písek	<b>Povrch:</b> Cementový bauxit + dolomit
<b>Délka:</b> 930 m	<b>Délka:</b> 1040 m
<b>Šířka:</b> 10-18m	<b>Šířka:</b> 12-23m (start 15m)
<b>Převýšení:</b> 36m	<b>Převýšení:</b> 7m
<b>Poloha:</b> Areál závodního okruhu AK- Štikovská rokle předměstí Nové Páky	<b>Poloha:</b> 85 km jižně od Győru, 50 km jihovýchodně od Vezpremu, severovýchodně od Balatonu v trojúhelníku Topolca-Sümege-Ajka
<b>Traťový rekord:</b> <b>Václav Fejfar (2001)</b> 37,01sec = 89,9 km/h (průměr v)	<b>Traťový rekord:</b> <b>Bernd Stubbe (2008)</b> 43,31sec = 86,4 km/h (průměr v)

Zdroj: vlastní 2016

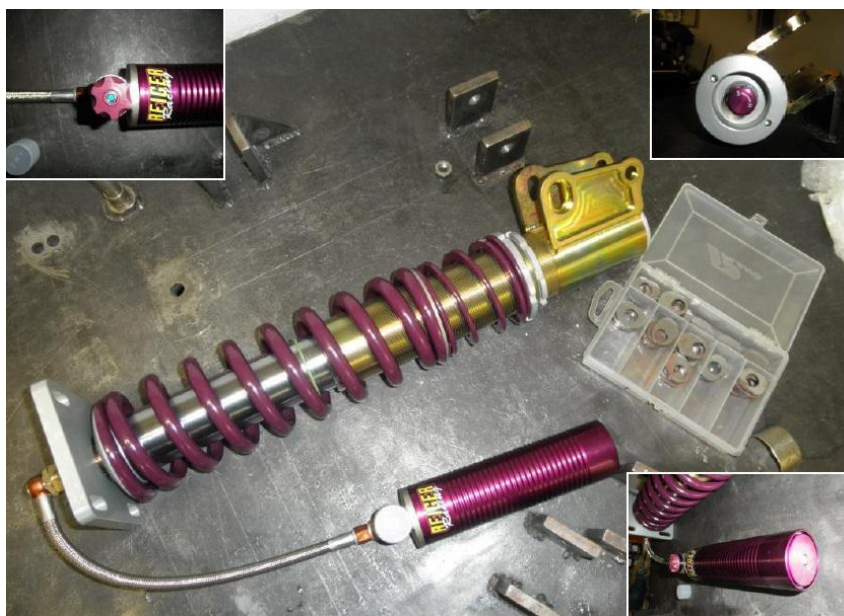
## 2.2 Popis lichoběžníkového zavěšení závodního vozu v porovnání se sériovým

Lichoběžníkové zavěšení je realizováno pomocí dvou nestejně dlouhých příčných ramen, přičemž horní rameno je kratší a ramena jsou vůči sobě nerovnoběžná. Prostřednictvím těchto ramen jsou kola zavěšena k nápravnicí, rámu. Vhodnou volbou vzájemného poměru délky obou ramen lze dosáhnout velmi příznivé kinematiky. Lichoběžníková náprava je vhodná jako řídicí a zároveň může být použita i jako hnací, jak je tomu v tomto případě.

Lichoběžníková náprava je tvořena horním a dolním trojúhelníkovým ramenem. V průmětu do příčné svislé roviny tato ramena tvoří lichoběžník, odtud vznikl název nápravy. Konce obou ramen jsou spojeny čepem v podobě kloubového ložiska uloženého v pouzdru ramen, ve kterých je uložena hlava kola.

Při propružení lichoběžníkové nápravy dochází ke změně odklonu kola, sbíhavosti kol i změně rozchodu kol. Všechny tyto změny mají nepříznivý vliv na jízdní vlastnosti automobilu. Vhodnou volbou geometrie ramen však můžeme tyto nepříznivé vlivy minimalizovat. Například, leží-li okamžitý střed klopení kola  $P$  daleko od kola, pak při propružení vznikají jen malé změny odklonu a rozchodu kol, což je dobré pro jízdní vlastnosti. Pro malé výchylky se pohyb kola určí opsáním kružnice z bodu  $P$  do stopy kola. Bod  $S$  je střed klopení karoserie. Tak je dána teorie, kterou jak je již zmíněno v první kapitole, nebudeme zcela brát v úvahu, protože to nedovolí požadavky, které jsou v této práci stanoveny způsobem, který ne zcela souhlasí s teorií náprav. Současně jsou zde použity rotační vazby s vyšším stupněm výkyvu a tedy možnosti dosažení vysokých zdvihů.

Obr. 18 Tlumič Reiger se zdvihem 180 mm



Zdroj: vlastní 2016

Pro zvláštní případ rovnoběžných ramen, je střed klopení kola v nekonečnu a střed klopení karoserie leží na vozovce. Při malém propružení kola se odklon nemění vůbec a rozchod kol jen nepatrný. To ovšem platí jen pro stejně dlouhá ramena. Tento způsob řešení je ovšem v tomto případě velmi nevhodný vzhledem k dosaženým výškám zdvihu tlumičů a prostorovému uložení. A také by docházelo k velkým kinematickým změnám kol při propružení. [6]

Pro zachycení sil působících ve stopě vozidla se používají trojúhelníková ramena, která jsou uložena v kyvných kloubových ložiskách. Spodní rameno je zatěžováno více, proto je robustnější konstrukce a také na něm bude uložen tlumič opět z důvodů dosažení lepších kinematických parametrů. Vzhledem k uložení agregátu vpředu podél a diferenciálu předního pohonu umístěném vedle agregátu vyžaduje více místa v oblasti horního ramene, proto je horní rameno navrhováno podstatně kratší než spodní. [6, 9]

Při návrhu konkrétní nápravy jsou kinematické parametry ovlivněny těmito základními vlastnostmi geometrie nápravy:

- sbíhavost a rozbíhavost
- odklon kola
- příklon rejdové osy
- poloměr rejdu
- záklon rejdové osy a závlek
- ackermann

### 3 Sběr dat pro modelaci a konstrukci náprav

V odvětví motosportu jsou data pro modelaci a konstrukci komponentů velmi cenná a jejich sběr je velmi složitý, zdlouhavý a nákladný proces. Tovární týmy nebo týmy podporované továrny si tyto data velmi chrání a je to součástí jejich know how.

V této práci posloužil pro sběr dat závodní vůz Ford Focus T16 (evo5) týmu Chottmotorsport (Powered By M.Ch.racing). Tento vůz byl nově postaven pro sezónu 2014 a 2015. Vůz se účastnil kompletního Mistrovství Evropy v Autocrosse.

Obr. 19 Závodní vůz Ford Focus T16



Zdroj: vlastní 2016

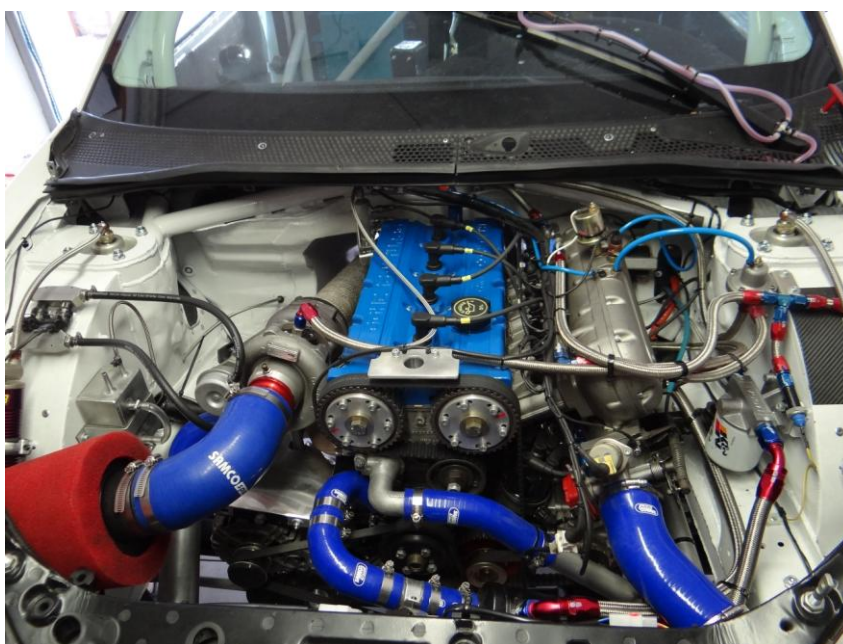
#### 3.1 Seznámení s reálným modelem závodního automobilu pro využití sběru dat

Ford Focus T16 MKI s pohonem všech kol. Karoserie byla použita ze sériově vyráběného hatchbacku vozu Ford Focus RS MK1. Tato karoserie je samonosná skořepinová. U tohoto vozu bylo při výrobě dbáno především na bezpečnost (bezpečnostní zóny) při nárazech a byla zde použita nová technologie svařování. [2, 5, 12]

### 3.1.1 Motor, převodovka a diferenciály

Do závodního speciálu byl použit motor Ford Cosworth. Tento motor se původně montoval do vozů Ford Escort RS Cosworth. Ovšem motor použitý zde je zcela předělán. Parametry a komponenty tohoto motoru jsou navrhovány společně s předním motorářem Ivanem Matouškem. Řadový přeplňovaný čtyřválec COSWORTH YB, 4 ventily na válec, obsah 1998 cm<sup>3</sup>, 2x OHC, zdvih 77 mm, vrtání 92 mm s kompresním poměrem 7,2:1 a 10 mm lift cams. Motor dosahuje až výkonu 566 HP a kroutícího momentu 700 Nm. [12, 4]

Obr. 20 Motor vozu Ford Focus T16



Zdroj: vlastní 2016

Převodovka 5. Stupňová sekvenční. Motor je společně s převodovkou uložen v podélné ose karoserie. [12]

Obr. 21 Sekvenční převodovka vozu Ford Focus T16



Zdroj: vlastní 2016

U obou diferenciálů byl použit lamelový samosvor. Obal diferenciálů tvoří svařence z oceli. Pro přední pohon je diferenciál umístěn na pravé straně nápravnice, to je také jeden z omezujících faktorů při návrhu kinematických parametrů. [12]

Obr. 22 Uložení diferenciálu pro přední náhon



Zdroj: vlastní 2016



### 3.1.2 Konstrukce přední nápravy

Přední náprava je konstruována pro závodní disciplíny typu Autocross a Rallycross. Byla svařena z trubek 25CrMo4 15130.1 (chrommolybden) o různých průměrech a skládá se z několika částí. [12]

*Část nosná:* přední koš nápravy je svařen z trubek o průměru 40 mm a síly stěny 2 mm. Nosný koš je ke karoserii uchycen na 8 místech. V přední části vozu je přišroubován na pravý a levý nosník čtyřmi úchyty. Úchyt tvoří čočka, do které je vyřezán závit o průměru 12 mm a vysoustružená dosedací plocha s vyvýšeným okrajem navrhovaným proti stříhu šroubu. [12]

Obr. 23 Přední koš nápravy vozu Ford Focus T16



*Zdroj: vlastní 2016*

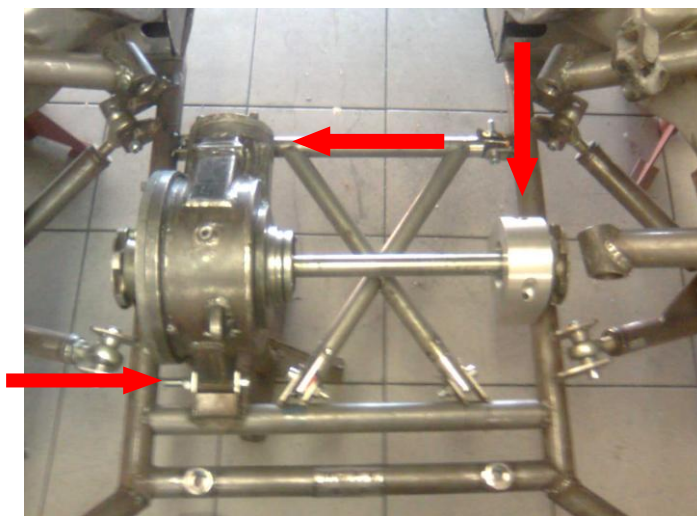
A dále ho tvoří protikus, který je o průměru 40 mm a je také zakončen dosedací plochou. Tyto úchyty jsou vyrobeny z oceli 16 420, která se rovněž používá například k výrobě ozubených kol, či hřídelí. Je označena jako snadno svařitelná, určena pro cementování a zušlechťování. Další 4 úchyty jsou v podlaze, zde je náprava umístěná v podélných nosnících. Tyto úchyty jsou vyrobeny z plechu 25CrMo4 15130.1 o tloušťce 4 mm, které jsou vytvářeny podle spodního nosníku. [12]

*Uchycení ramen nápravy:* Úchyty ramen jsou z plechu 25CrMo4 15130.1 o tloušťce 4 mm. Jsou vypalovány laserem a následně přivařeny ke koši nápravy pomocí přípravku. [12]

*Výztužný kříž:* Je umístěn uprostřed koše a je demontovatelný pro lepší přístup k motoru a diferenciálu. Výztužný kříž tvoří také část nosníku předního diferenciálu. [12]

*Uchycení předního diferenciálu:* Je uchycen přímo na nápravě z důvodu použití suché vany. Pro stabilizaci je současně uchycen k motoru, aby kompletní pohonné ústrojí vytvářelo celek v přední části. [12]

Obr. 24 Uchycení předního diferenciálu



Zdroj: vlastní 2016

### 3.1.3 Výroba přední nápravy

Před výrobou přední nápravy bylo důležité znát světlou výšku vozu, šířku a délku motoru a jeho přesné umístění v motorovém prostoru současně s parametry předního diferenciálu. Po zjištění těchto parametrů byly hodnoty následně zadány do programu Solid Works, ve kterém se vypočetla výška nosného koše a zároveň kompletní geometrie přední nápravy. Po spočítání parametrů se na svařovací desku o tloušťce 20 mm vyrobil svařovací přípravek pro výrobu nosného koše. Poté byly nařezány a naohybány trubky na daný rozměr a potřebné úhly. Na konci trubek byl vytvořen rádius. [3, 8, 12]

Nosný koš je svařen z 5 trubek 25CrMo4 15130.1 o průměru 40 mm a síle stěny 2 mm. Skládá se ze dvou podélně jdoucích trubek, z jedné příčné a ze dvou trubek jdoucích šikmo k předním nosníkům. [3, 8, 12]

Obr. 25 Postup výroby ramene pro závodní účely



*Zdroj: vlastní 2016*

Držáky nápravnice na přední části byly vyrobeny z ocelové tyče (plného materiálu) třídy 16 420. Čočka i protikus obrobena na soustruzích. Čočka je následně zabudována a přivařena ke karoserii. Protikus je přivařen přímo k nápravě. [12]

Vše je vařeno v ochranné atmosféře CO<sub>2</sub> svařovacím třífázovým strojem Alfa In MIG/MAG 180 AXE a drátem o průměru 0,8 mm. [8, 12]

### **3.2 Sběr konkrétních dat ze zdeformovaných či opotřebených komponentů a součástek závodního vozu**

Vzhledem k tomu, že sběr dat v odvětví motosportu je velice nákladné a časově náročné, provádí se v několika fázích. Tato práce využije pro sběr dat reálné závodní vozidlo.

Během sezóny závodu došlo k deformaci nebo nadměrnému opotřebením některých komponentů náprav. K poškození docházelo jak vlivem opotřebením, poddimenzování, tak

v důsledku havárie. Veškeré poškozené komponenty a jejich součásti byly skladovány a poznatky či jiná potřebná data zaznamenávány.

Následně byla provedena analýza – poškozené komponenty a jejich části byly zatíženy v programu Catia na hodnotu odpovídající deformaci případně jiného nežádoucího zatížení v určitých oblastech komponentů.

Tyto získané hodnoty se následně využily k návrhu a modelaci nových komponentů. Při modelaci se nové komponenty zatížily získanými hodnotami z reálného modelu. Současně se i komponenty, u kterých nedošlo k poškození, či nadměrnému opotřebení zatížily a následně odlehčovaly, aby se hmota náprav snížila a optimalizovala se váha pohyblivých částí nápravy, čímž dojde ke zlepšení dynamiky i kinematiky náprav.

Komponenty pro analýzu:

- hlava kola
- axiální táhla řízení
- páka řízení
- čep
- ložiska
- spojovací materiál
- ostatní

### 3.3 Analýza

Obr. 26 Deformované prvky přední nápravy



Zdroj: vlastní 2016

#### 3.3.1 Hlava kola

U modelu Ford Focus T16 docházelo nejčastěji k deformaci hlavy kola, jak vlivem únavové deformace, tak při havárii byl tento komponent nejslabším článkem. Hlava kola byla vyrobena z hořčíkové slitiny (elektron).

Obr. 27 Hlavy kol z hořčíkové slitiny vozu Ford Focus T16



Zdroj: vlastní 2016

Největší a nežádoucí vlastností tohoto materiálu je křehkost vzhledem k pórovitosti. Hořčíková slitina není odlévána tlakově, proto je jednou z vlastností již zmiňovaná pórovitost. Jednou ze zajímavostí je, že tento materiál při obrábění hoří (odlétávající třísky), z tohoto důvodu je slitinu nutné obrábět se zvýšenou bezpečností.

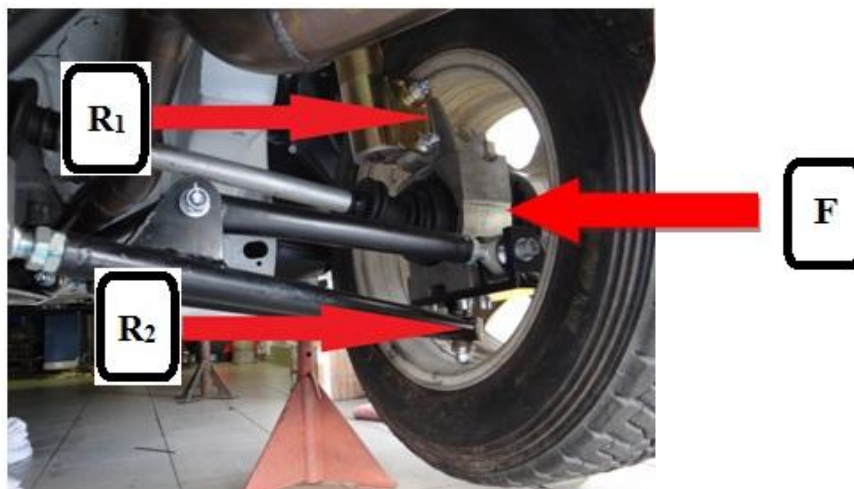
*Obr. 28 Zdeformovaná hlava kola*



*Zdroj: vlastní 2016*

Proto se práce zaměří na hlavu kola k určení napětí, silového působení pro stanovení správného zatížení nápravy a následnou modelaci nové hlavy kola pro lichoběžníkové zavěšení. Před počátkem modelace se provádí analýza o jakou deformaci se pro zajímavost jednalo.

Obr. 29 Působení sil na hlavu kola



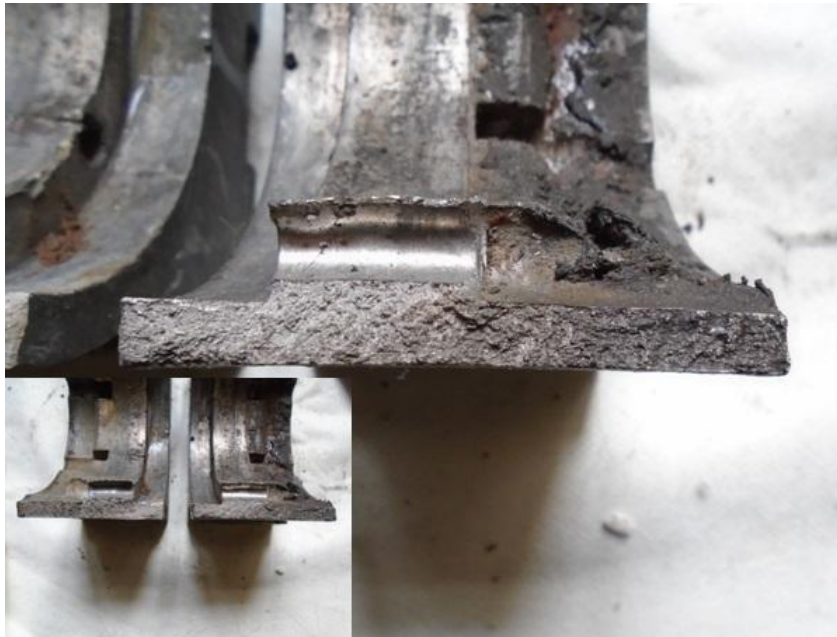
Zdroj: vlastní 2016

Z Obr. 29 je patrné že se jednalo o deformaci ohybem. Reakce  $R_1$  a  $R_2$  vytvářejí vazby uložení hlavy kola a síla  $F$  je zvolena pro analýzu.

Obr. 30 Lom zdeformované hlavy kola 1



Zdroj: vlastní 2016

*Obr. 31 Lom zdeformované hlavy kola 2*

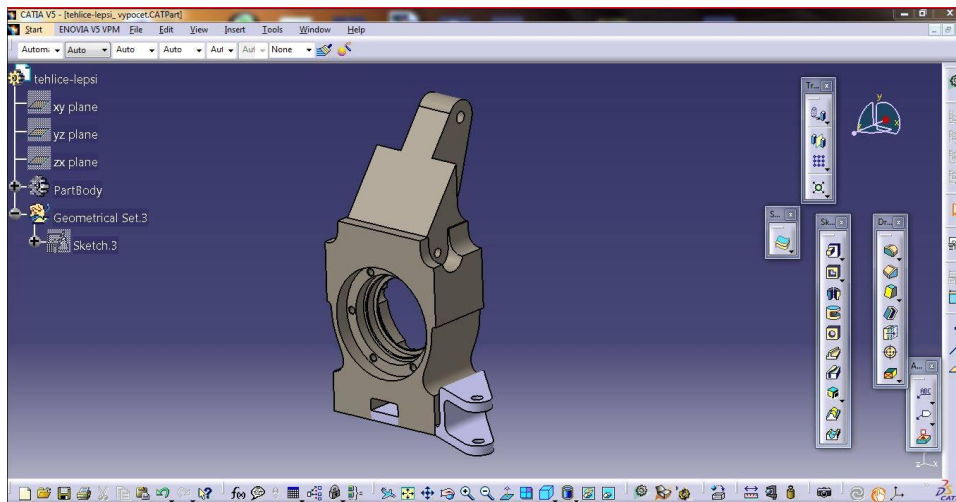
*Zdroj: vlastní 2016*

Z obr. 31 je částečně zřetelně vidět, že pravděpodobně došlo k únavovému lomu. Hlavním negativním faktorem, který velkou vahou ovlivnil analýzu je, že i přes deformaci hlavy kola dále bylo závodní vozidlo plně v provozu po dobu minimálně 5 – 10 minut a tak mohlo dojít k porušení analyzované deformační zóny. Nyní se práce bude zabývat modelací pro silové určení.

V první části byl vytvořen model hlavy kola Fordu Focus T16 v programu Catia. Následně v uložení pro ložisko byl vytvořen ocelový válec, který plně nahradil funkci ložiska pro určení napětí.



Obr. 32 Model hlavy kola

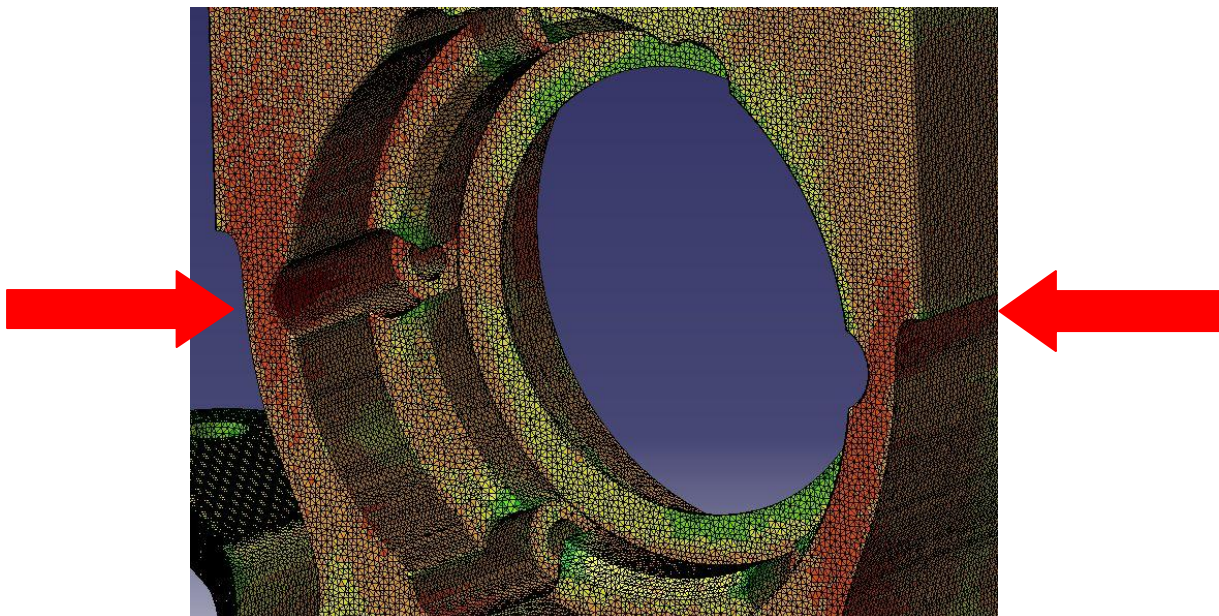


Zdroj: vlastní 2016

Dále byly vytvořeny pevné vazby, jenž nahrazují uložení ramene, řídicí páky a uložení tlumiče k hlavě kola.

V poslední části se hlava kola zatěžovala tak, až došlo k překročení napětí v nejslabším místě hlavy kola.

Obr. 33 Pevnostní analýza hlavy kola v programu Catia



Zdroj: vlastní 2016

Analýza v programu Catia zobrazila nejvíce namáhanou zónu shodně s reálnou deformací hlavy kola při postupném zatěžování. Hlava kola byla zatěžována tak velkou silou, dokud nedošlo k překročení meze kluzu ve vyznačené kritické oblasti.

Výsledná hodnota 63,860 kN by pravděpodobně dle zkušeností a zmapovaných poznatků během závodění měla být nejnižší hodnota pro pevnostní stanovení nové lichoběžníkové nápravy. Pro důvěryhodnost byly prověřeny i ostatní komponenty, které byly poškozeny nebo došlo k nadměrnějšímu opotřebením a stanovily se hodnoty napětí jednotlivých částí.

### 3.3.2 Axiální táhla řízení

Axiální táhla řízení se jevila jako jedna z nejvíce namáhaných a deformovaných komponentů. Z toho důvodu byla provedena rovněž analýza.

Axiální táhla jsou vysoustružena z ocelové tyče 14 220 s převlečnou tyčí zakončenou maticí. Na vnější straně je demontovatelný unibal a na straně vnitřní u hřebene řízení kulové ložisko.

K deformaci docházelo patrně vzhledem k velkému úhlu svírající axiální táhlo a hřeben řízení. Tento úhel byl vypočten pomocí Ackemrannovi metody, která současně stanoví, že úhel svírající tyto dva komponenty by neměl překročit 165°. U modelu pro analýzu je svírající úhel 163°. Zde se tedy potvrdila nevhodnost využití teoretických metod. Z tohoto důvodu je na teorii u návrhu závodní nápravy přihlíženo jen okrajově.

Obr. 34 Zdeformovaná axiální táhla řízení



Zdroj: vlastní 2016

Postup stanovení pevnostních hodnot je stejný jako u hlavy kol. Nejdříve bylo axiální táhlo vymodelováno v programu Catia a následně zatěžováno na maximální mez kluzu. Poté byla stanovena výsledná hodnota. Tato hodnota ovšem nepřekročila minimální stanovenou hodnotu z hlavy kola.

### 3.3.3 Páka řízení

I u tohoto prvku došlo k deformaci, proto se na něj zaměříme současně s hlavou kola.

Obr. 35 Zdeformované páky řízení



Zdroj: vlastní 2016

Páku řízení tvoří svařenec z vypalovaného plechu S 960 QL. Je uložena do hlavy kola pomocí čtyř šroubů M 10 o pevnosti 8.8. V páce je uložen čep pro uchycení ramene a čep axiálního táhla.

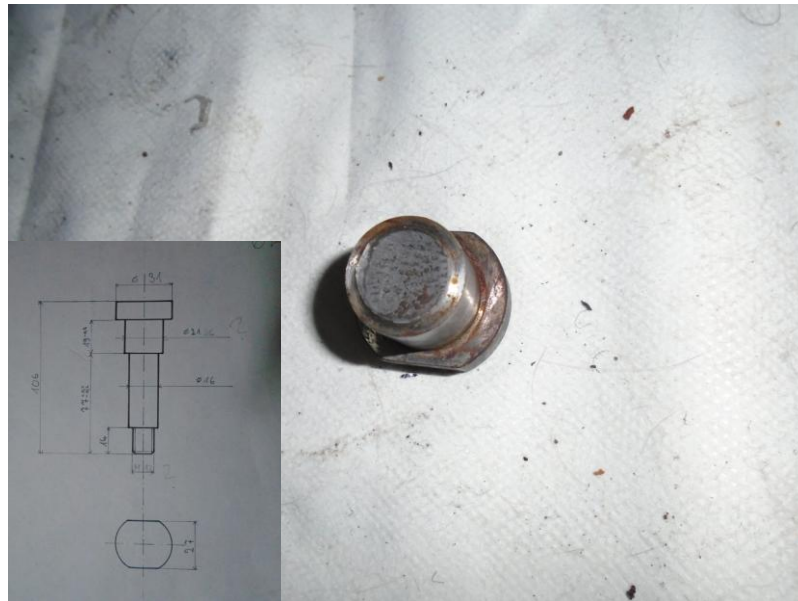
Zde není zcela patrné z jaké příčiny docházelo k deformaci vzhledem k vysoké pevnosti materiálu. Více se dozvíme z následné analýzy.

Postup a stanovení výsledných hodnot byl prováděn společně s hlavou kola a při zatěžování nebylo na páce znatelné velké namáhání ani znázorněna kritická zóna.

### 3.3.4 Čep, ložisko, spojovací materiál

K deformaci čepu ramene došlo pouze dvakrát a to vždy při havárii. Čep se tedy zdá být plně postačující. Přesto byla provedena analýza, aby se popřípadě mohly zmenšit průměry čepu. Materiál čepu ponecháme 14 220 se stejnou tepelnou úpravou (kalení).

Obr. 36 Ustřížený čep po havárii



Zdroj: vlastní 2016

Ložisko kola ani spojovací materiál není třeba analyzovat vzhledem k tabulkovým hodnotám pevností a namáhání, proto tedy budeme využívat normalizované tabulky pro určení spojovacího materiálu a ložisek.

### 3.4 Zhodnocení analýzy a následné využití pro modelaci

Analýza byla úspěšná. Předpoklad, že nejslabším článkem byla hlava kola se potvrdil. Nyní je známa hodnota, která se následně využije pro pevnostní modelaci nové nápravy.

V případě renovace analyzované nápravy by bylo vhodné použít jiné ložisko, popřípadě vybrání pro uchycení stávajícího ložiska pootočít o 20° – 30°. Tím by došlo k zesílení a zvýšení meze kluzu pod kritickou hodnotu v kritickém místě hlavy kola.

## **4 Kinematická modelace přední nápravy v programu Lotus Suspension Analysis**

Pro kinematickou modelaci přední nápravy je využito programu Lotus Suspension Analysis. V tomto programu můžeme současně určit zatížení a silové působení jednotlivých částí. Práce se ovšem soustředí především na kinematické parametry v programu Lotus. Pro silové zatížení využijeme hodnoty z reálného modelu a pro modelaci opět využijeme program Catia.

V poslední části této kapitoly je stručné seznámení s využitím programu Lotus pro silové působení.

### **4.1 Modelace kinematických parametrů**

Při návrhu kinematických parametrů nápravy je nezbytností znát parametry karoserie, kompletní zástavbu motorového prostoru a možnosti úpravy karoserie. Ve většině případů jsou karoserie parametricky podobné a lze na nich dělat stejné úpravy (v případě uložení motoru podél jako je to v tomto případě).

Pro návrh parametrů je třeba znát rozmístění komponentů zasahujících do prostoru nápravy společně s jejími komponenty:

- motor a jeho komponenty
- převodovka
- diferenciál
- umístění hnacích hřídelí kol
- disky
- karoserie

Nejdříve byl vytvořen prvopočáteční model, ze kterého se dále vycházelo. Následně se především práce zaměřuje na konkrétní kinematické parametry, které se během návrhu sledovaly jako zásadní parametry této práce:

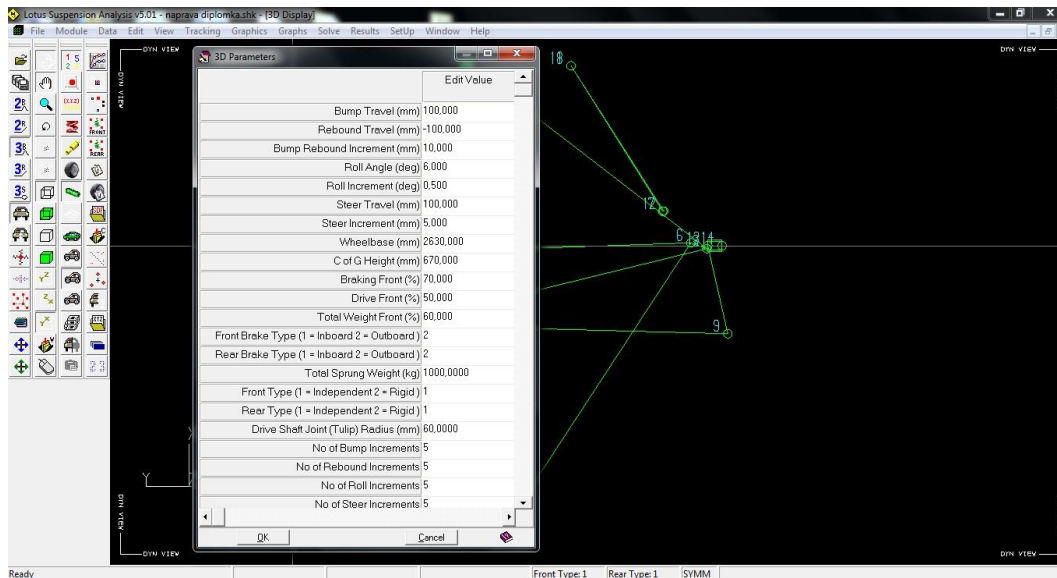
- sbíhavost při propružení
- odklon kola při propružení
- poloměr rejdu
- opdružení
- úhel kingpinů
- Ackermann

Cílem je co nejvíce omezit difference (rozdíly) sbíhavosti a rozbíhavosti při propružení kola. U odklonu kol při propružení je snaha o co největší styk plochy pneumatiky ve svislé ose s vozovkou. Tohoto parametru lze dosáhnout co nejdelší možnou výškou osy rotace. Při návrhu poloměru rejdu je brána v potaz Ackermannova teorie. O opdružení se postarala firma Reiger Suspension ve spolupráci s Chottmotorsport. Pokud jde o výklony unibalů (kloubových ložisek), ty jsou stanoveny výrobcem. [11]

#### **4.1.1 Modelace**

V první fázi návrhu a modelace jsme z nabídky vybrali lichoběžníkové zavěšení (Double Wishbone, damper to Lower wishbone). Posléze byly velmi pečlivě zadány základní parametry a nedefinovaly se elementární vlastnosti vozu (hmotnost, rozložení hmotnosti, maximální dosažitelné zdvihy, prostorové uspořádání, těžiště atd.)

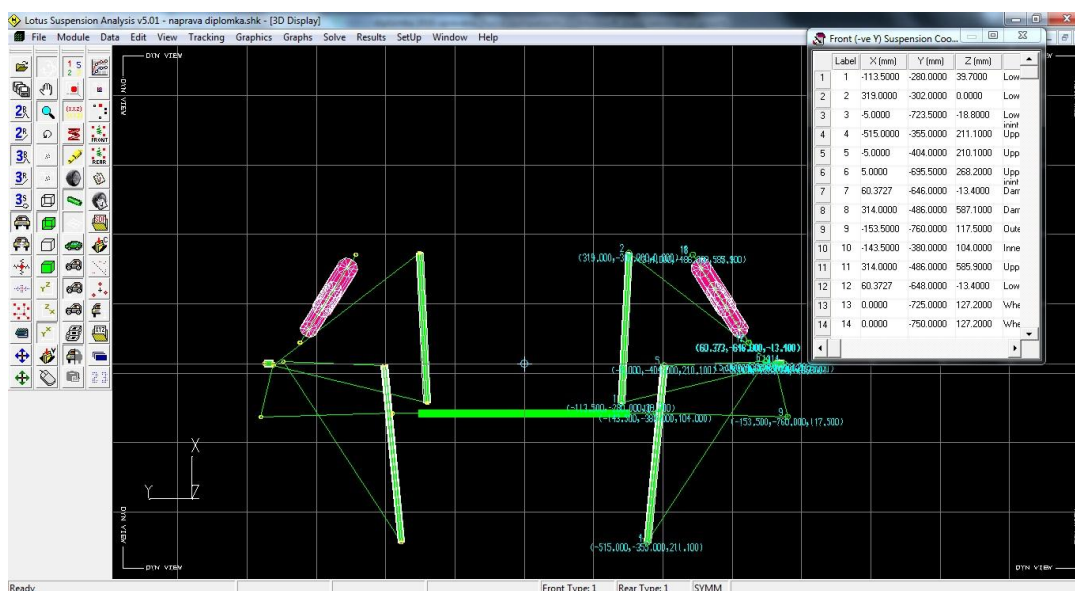
Obr. 37 Definice parametrů a vlastností vozu



Zdroj: vlastní 2016

V další fázi byl stanoven souřadnicový systém. Vymezil se prostor pro uložení jednotlivých bodů vytvářející lichoběžníkový systém nápravy. Následně se hledala optimální poloha a umístění bodů dle daných možností, tak aby bylo dosaženo požadovaných výsledků a chování.

Obr. 38 Návrh souřadnic kinematiky nápravy



Zdroj: vlastní 2016

Modelace byla prováděna ve statické poloze. Během modelace se zaznamenávaly výsledné parametry rozdílných poloh kinematických prvků a poté se vybraly dvě varianty, které nejvíce vyhovovaly požadavkům této práce a získaných zkušeností.

Tab. 1 Výsledné souřadnice předního zavěšení varianty 1

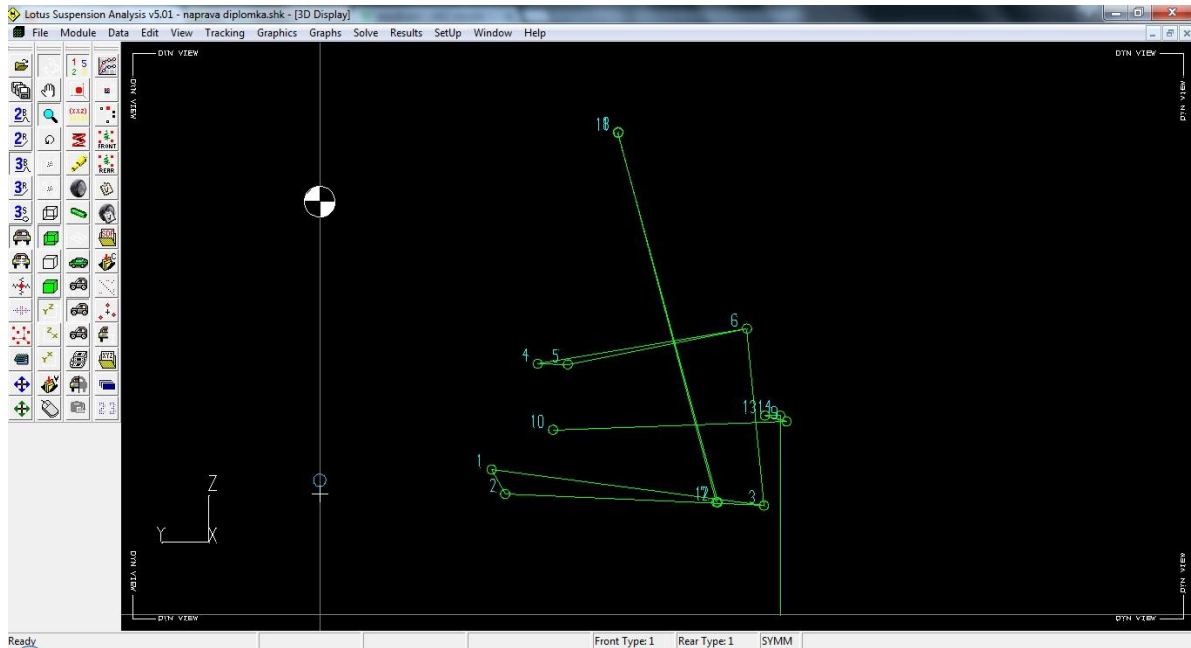
Varianta (profil) 1				
Pozice vazby	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Prvky (Elements)
1	-113,5000	-280,0000	39,7000	Lower wishbone front pivot
2	319,0000	-302,0000	0,0000	Lower wishbone rear pivot
3	-5,0000	-723,5000	-18,8000	Lower wishbone outer ball joint
4	-515,0000	-355,0000	211,1000	Upper wishbone front pivot
5	-5,0000	-404,0000	210,1000	Upper wishbone rear pivot
6	5,0000	-695,5000	268,2000	Upper wishbone outer ball joint
7	60,3727	-646,0000	-13,4000	Damper wishbone end
8	314,0000	-486,0000	587,1000	Damper body end
9	-153,5000	-760,0000	117,5000	Outer track rod ball joint
10	-143,5000	-380,0000	104,0000	Inner track rod ball joint
11	314,0000	-486,0000	585,9000	Upper spring pivot point
12	60,3727	-648,0000	-13,4000	Lower spring pivot point
13	0,0000	-725,0000	127,2000	Wheel spindle point
14	0,0000	-750,0000	127,2000	Wheel centre point

Tab. 2 Výsledné souřadnice předního zavěšení varianty 2

Varianta (profil) 2				
Pozice vazby	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Prvky (Elements)
1	-113,5000	-275,0000	25,0000	Lower wishbone front pivot
2	319,8000	-350,0000	-5,0000	Lower wishbone rear pivot
3	-25,0000	-723,5000	-18,8000	Lower wishbone outer ball joint
4	-515,0000	-300,0000	198,0000	Upper wishbone front pivot
5	-5,0000	-380,0000	210,0000	Upper wishbone rear pivot
6	25,0000	-695,5000	268,2000	Upper wishbone outer ball joint
7	60,3727	-646,2000	-13,4000	Damper wishbone end
8	314,1000	-486,9000	587,1000	Damper body end
9	-153,5000	-760,1400	117,5000	Outer track rod ball joint
10	-143,5000	-380,0000	104,0000	Inner track rod ball joint
11	314,1000	-486,0000	585,9000	Upper spring pivot point
12	60,4000	-648,2100	-13,4000	Lower spring pivot point
13	0,0000	-708,8100	127,2000	Wheel spindle point
14	0,0000	-750,0000	127,2000	Wheel centre point

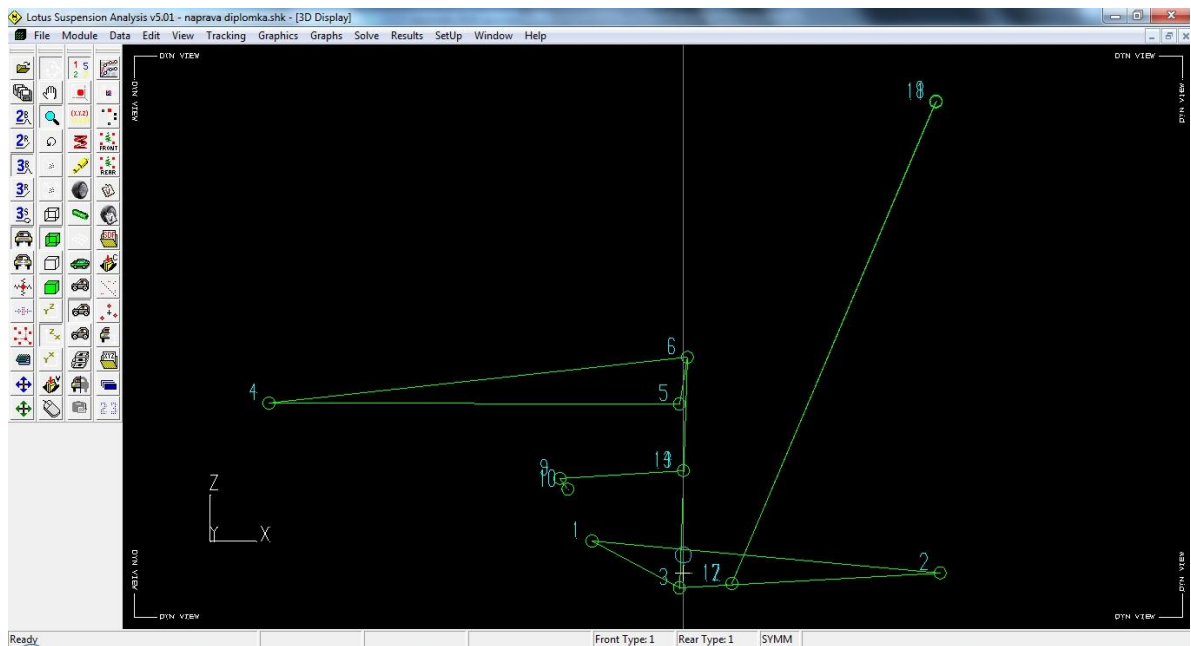


Obr. 39 Pohled kinematických bodů v ose X



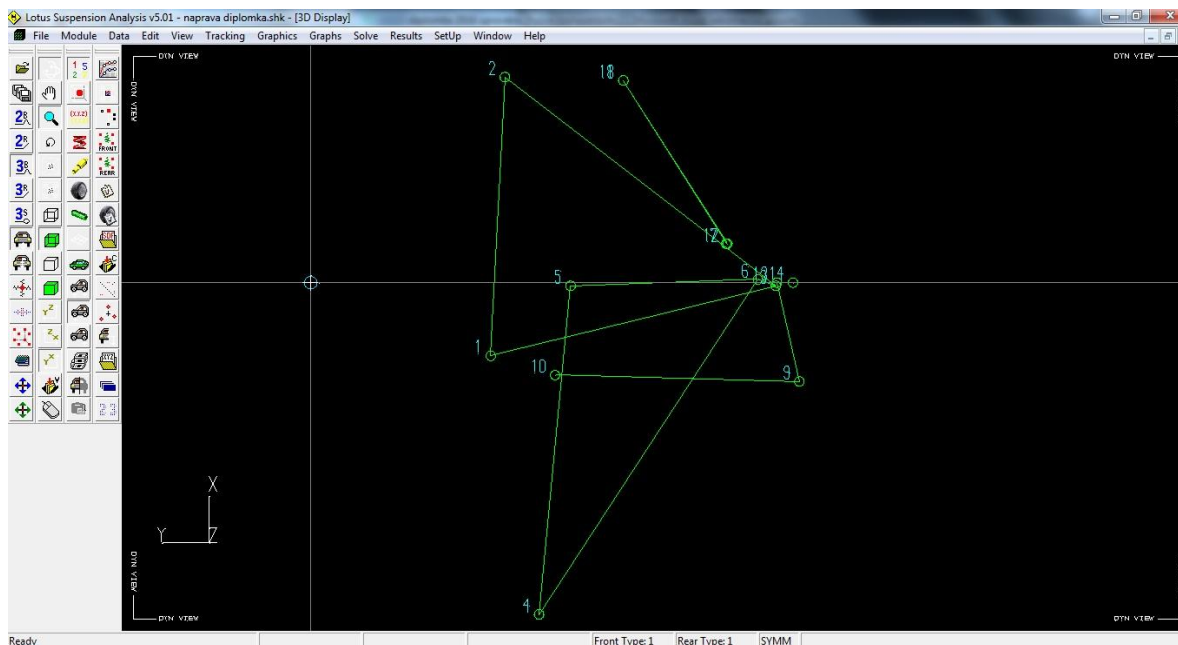
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 40 Pohled kinematických bodů v ose Y



Zdroj: vlastní 2016

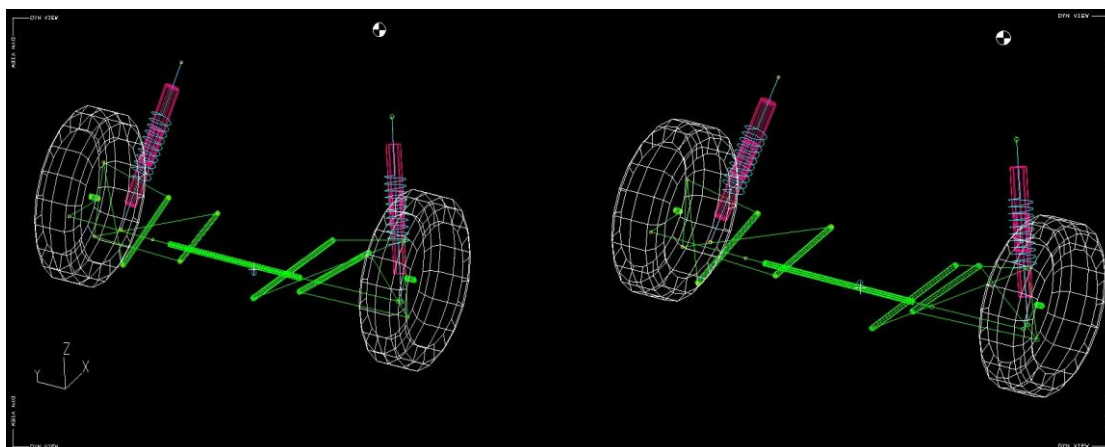
Obr. 41 Pohled kinematických bodů v ose Z



Zdroj: vlastní 2016

#### 4.1.2 Vizuální porovnání obou variant

Obr. 42 Vizuální porovnání obou variant



Zdroj: vlastní 2016

Na obr. 26 Není patrný značný rozdíl vzhledem k tomu, že změny nejsou příliš znatelné. Ovšem výsledné hodnoty geometrie nápravy dané změny velmi ovlivňují. U obou variant je záklon rejdové osy kladný. Hodnota druhé varianty záklonu rejdové osy je značně vyšší.

## 4.2 Výsledné sledované hodnoty a grafy

Z výsledků a grafů je patrné, že i při malé změně pozice vazby dojde k značným změnám geometrie nápravy při propružení. Největší změny vykazují odklon a sbíhavost v závislosti na změně rejdové osy a geometrie uložení ramen. Zajímavostí je rovněž, že průsečík sklonu horního a spodního ramene tvořící střed klonění přední nápravy se v obou případech nachází před nápravou, avšak teorie uvádí, že je vhodnější za nápravou. Nicméně dle teorie nebylo dosaženo tak příznivých výsledků, v některých případech se dokonce geometrie jevila jako zcela nevyhovující pro cíl této práce.

Jedním z důležitých aspektů byla také Ackermannova teorie řízení. Pro výpočet je nutné znát rozvor závodního automobilu V tomto případě byla stanovena tolerance +/- 100 mm a rozvor převzat z reálného modelu pro sběr dat.

# Návrh přední nápravy závodního vozidla

Martin Chott

TF/SMAD

2015/2016

## Výsledné sledované hodnoty a grafy varianty 1

\*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION                    FILENAME: naprava diplomka.shk

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

STATIC VALUES				
X	Y	Z		
(mm)	(mm)	(mm)		
-113.50	-280.00	39.70	POINT:1	Lower wishbone front pivot
319.82	-302.95	0.00	POINT:2	Lower wishbone rear pivot
-5.00	-723.50	-18.80	POINT:3	Lower wishbone outer ball joint
-515.00	-355.00	211.10	POINT:4	Upper wishbone front pivot
-5.00	-403.52	210.10	POINT:5	Upper wishbone rear pivot
5.00	-695.50	268.20	POINT:6	Upper wishbone outer ball joint
60.37	-646.11	-13.40	POINT:7	Damper wishbone end
314.05	-486.86	587.10	POINT:8	Damper body end
-153.50	-760.14	117.50	POINT:9	Outer track rod ball joint
-143.50	-380.00	104.00	POINT:10	Inner track rod ball joint
314.05	-486.00	585.90	POINT:11	Upper spring pivot point
60.37	-648.21	-13.40	POINT:12	Lower spring pivot point
0.00	-725.00	127.20	POINT:13	Wheel spindle point
0.00	-750.00	127.20	POINT:14	Wheel centre point

STATIC VALUES		
Camber Angle	(deg):	0.00
Toe Angle {Plane}	(deg):	0.00
Toe Angle {SAE}	(deg):	0.00
Castor Angle	(deg):	2.00
Castor Trail (hub)	(mm):	0.09
Castor Offset (grnd)	(mm):	11.17
Kingpin Angle	(deg):	5.57
Kingpin Offset (w/c)	(mm):	40.74
Kingpin Offset (grnd)	(mm):	9.23
Mechanical Trail (grnd)	(mm):	11.16
ROLL CENTRE HEIGHT	(mm):	217.99

GENERAL DATA VALUES		
TYRE ROLLING RADIUS	(mm):	323.00
WHEELBASE	(mm):	2630.00
C OF G HEIGHT	(mm):	670.00
BREAKING ON FRONT AXLE	(%):	70.00
DRIVE ON FRONT AXLE	(%):	50.00
WEIGHT ON FRONT AXLE	(%):	60.00
OUTBOARD FRONT BRAKES:		
OUTBOARD REAR BRAKES:		
INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:		
INDEPENDENT REAR SUSPENSION:		
RACK TYPE STEERING ARTICULATION:		

RUN DETAILS			
FULL MODEL:			
BUMP TRAVEL	(mm):	100.00	INCREMENT (mm): 10.00
REBOUND TRAVEL	(mm):	100.00	INCREMENT (mm): 10.00
ROLL ANGLE	(deg):	6.00	ROLL INCREMENT (deg): 0.50

STEERING TRAVEL (mm): 100.00 STEERING INCREMENT (mm): 5.00

# Návrh přední nápravy závodního vozidla

Martin Chott

TF/SMAD

2015/2016

\*\*\*\*\*

26/03/2016

14:58:27

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01

\*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL

LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump	Camber	Toe	Castor	Kingpin	Damper1	Spring1
Travel	Angle	Angle	Angle	Angle	Ratio	Ratio
(mm)	(deg)	{SAE}	(deg)	(deg)	(-)	(-)
		(deg)				
100.00	-6.8600	0.1227	0.9492	12.4316	1.394	1.388
90.00	-6.0810	0.1020	1.0352	11.6525	1.393	1.387
80.00	-5.3244	0.0826	1.1255	10.8959	1.393	1.386
70.00	-4.5895	0.0647	1.2199	10.1609	1.393	1.386
60.00	-3.8757	0.0484	1.3186	9.4471	1.393	1.387
50.00	-3.1823	0.0341	1.4213	8.7537	1.393	1.387
40.00	-2.5087	0.0219	1.5282	8.0800	1.394	1.388
30.00	-1.8542	0.0120	1.6390	7.4256	1.395	1.389
20.00	-1.2183	0.0049	1.7539	6.7899	1.396	1.390
10.00	-0.6004	0.0008	1.8728	6.1722	1.397	1.391
0.00	0.0000	0.0000	1.9956	5.5722	1.399	1.393
-10.00	0.5835	0.0029	2.1223	4.9893	1.400	1.394
-20.00	1.1504	0.0099	2.2529	4.4231	1.401	1.396
-30.00	1.7014	0.0214	2.3874	3.8732	1.403	1.397
-40.00	2.2367	0.0378	2.5259	3.3392	1.404	1.399
-50.00	2.7569	0.0597	2.6682	2.8208	1.406	1.401
-60.00	3.2622	0.0877	2.8144	2.3177	1.407	1.402
-70.00	3.7529	0.1222	2.9646	1.8298	1.409	1.403
-80.00	4.2293	0.1641	3.1187	1.3567	1.410	1.405

# Návrh přední nápravy závodního vozidla

Martin Chott

TF/SMAD

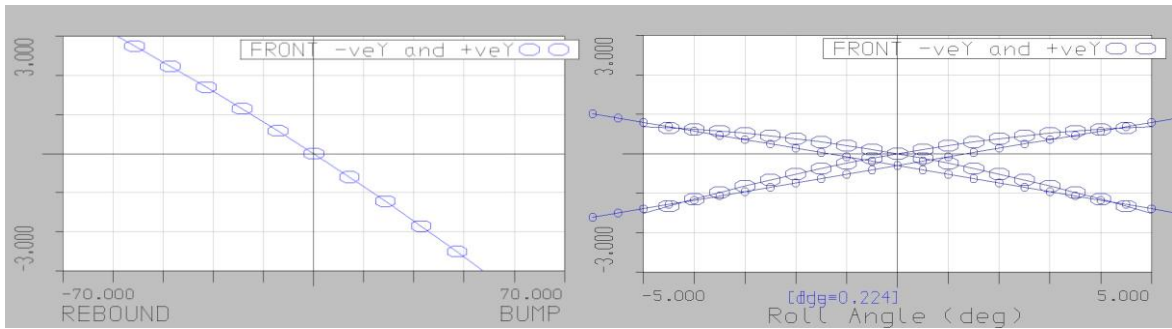
2015/2016

-90.00	4.6918	0.2139	3.2769	0.8985	1.411	1.406
-100.00	5.1404	0.2726	3.4390	0.4550	1.412	1.407

INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

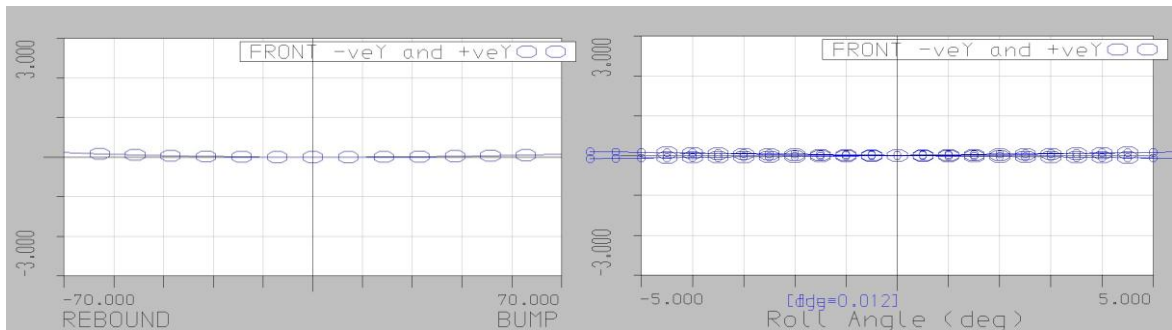
Bump	Anti	Anti	Roll	Roll	Half Wheelbase	Damper1	Spring1	
Travel	Dive	Squat	Centre	Centre	Track	Change	Travel	
(mm)	(%)	(%)Height	{toHeight	{to	Change	(mm)	(mm)	
		Body}	(mm)Grnd}	(mm)	(mm)		(mm)	
100.00	-37.95	-17.25	205.28	105.28	21.03	-6.20	-71.72	-72.03
90.00	-37.54	-16.39	205.73	115.73	19.60	-5.48	-64.54	-64.83
80.00	-37.12	-15.57	206.37	126.37	18.03	-4.78	-57.37	-57.61
70.00	-36.70	-14.78	207.20	137.20	16.32	-4.11	-50.19	-50.40
60.00	-36.27	-14.02	208.21	148.21	14.46	-3.45	-43.01	-43.19
50.00	-35.84	-13.30	209.39	159.39	12.44	-2.82	-35.83	-35.98
40.00	-35.40	-12.59	210.76	170.76	10.28	-2.21	-28.65	-28.77
30.00	-34.96	-11.92	212.31	182.31	7.96	-1.63	-21.48	-21.57
20.00	-34.53	-11.26	214.03	194.03	5.47	-1.06	-14.31	-14.37
10.00	-34.09	-10.62	215.92	205.92	2.82	-0.52	-7.15	-7.18
0.00	-33.65	-9.99	217.99	217.99	0.00	0.00	0.00	0.00
-10.00	-33.20	-9.39	220.24	230.24	-2.99	0.50	7.15	7.18
-20.00	-32.76	-8.79	222.66	242.66	-6.17	0.97	14.29	14.34
-30.00	-32.32	-8.21	225.26	255.26	-9.52	1.43	21.42	21.50
-40.00	-31.88	-7.63	228.04	268.04	-13.06	1.86	28.54	28.65
-50.00	-31.44	-7.06	231.00	281.00	-16.80	2.28	35.66	35.80
-60.00	-31.01	-6.50	234.14	294.14	-20.73	2.67	42.77	42.93
-70.00	-30.57	-5.94	237.48	307.48	-24.87	3.04	49.87	50.06
-80.00	-30.13	-5.38	241.01	321.01	-29.22	3.39	56.96	57.19
-90.00	-29.70	-4.83	244.75	334.75	-33.78	3.72	64.05	64.30
-100.00	-29.26	-4.27	248.70	348.70	-38.57	4.03	71.14	71.41

Obr. 43 Závislost odklonu kol nápravy a nápravnice 1



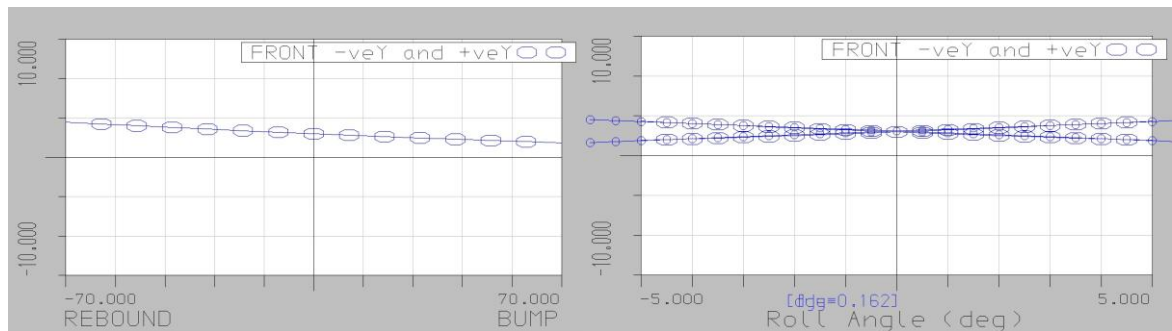
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 44 Závislost sbíhavosti kol nápravy a nápravnice 1



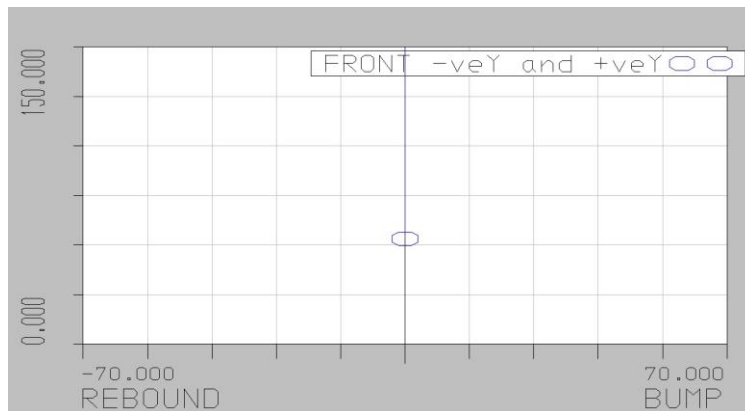
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 45 Závislost záklonu rejdového čepu nápravy a nápravnice 1



Zdroj: vlastní 2016

Obr. 46 Ackermann1



Zdroj: vlastní 2016

### 4.2.1 Výsledné sledované hodnoty a grafy varianty 2

\*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION                      FILENAME: naprava diplomka2verze.shk

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

STATIC VALUES				
X	Y	Z		
(mm)	(mm)	(mm)		
-113.50	-275.00	25.00	POINT:1	Lower wishbone front pivot
319.82	-350.00	-5.00	POINT:2	Lower wishbone rear pivot
-25.00	-723.50	-18.80	POINT:3	Lower wishbone outer ball joint
-515.00	-300.00	198.00	POINT:4	Upper wishbone front pivot
-5.00	-380.00	210.00	POINT:5	Upper wishbone rear pivot
25.00	-695.50	268.20	POINT:6	Upper wishbone outer ball joint
60.37	-646.11	-13.40	POINT:7	Damper wishbone end
314.05	-486.86	587.10	POINT:8	Damper body end
-153.50	-760.14	117.50	POINT:9	Outer track rod ball joint
-143.50	-380.00	104.00	POINT:10	Inner track rod ball joint
314.05	-486.00	585.90	POINT:11	Upper spring pivot point
60.37	-648.21	-13.40	POINT:12	Lower spring pivot point
0.00	-708.81	127.20	POINT:13	Wheel spindle point
0.00	-750.00	127.20	POINT:14	Wheel centre point

STATIC VALUES	
Camber Angle (deg):	0.00
Toe Angle {Plane} (deg):	0.00
Toe Angle {SAE} (deg):	0.00
Castor Angle (deg):	9.88
Castor Trail (hub) (mm):	0.44
Castor Offset (grnd) (mm):	55.84
Kingpin Angle (deg):	5.57
Kingpin Offset (w/c) (mm):	40.74
Kingpin Offset (grnd) (mm):	9.23
Mechanical Trail (grnd) (mm):	55.01
ROLL CENTRE HEIGHT (mm):	182.75

GENERAL DATA VALUES



# Návrh přední nápravy závodního vozidla

Martin Chott

TF/SMAD

2015/2016

```

TYRE ROLLING RADIUS (mm) : 323.00
WHEELBASE (mm) : 2630.00
C OF G HEIGHT (mm) : 670.00
BREAKING ON FRONT AXLE (%) : 70.00
DRIVE ON FRONT AXLE (%) : 50.00
WEIGHT ON FRONT AXLE (%) : 60.00
OUTBOARD FRONT BRAKES:
OUTBOARD REAR BRAKES:
INDEPENDENT FRONT SUSPENSION:
INDEPENDENT REAR SUSPENSION:
RACK TYPE STEERING ARTICULATION:
    
```

RUN DETAILS

FULL MODEL:

```

BUMP TRAVEL (mm) : 100.00 INCREMENT (mm) : 10.00
REBOUND TRAVEL (mm) : 100.00 INCREMENT (mm) : 10.00
ROLL ANGLE (deg) : 6.00 ROLL INCREMENT (deg) : 0.50
    
```

STEERING TRAVEL (mm): 100.00 STEERING INCREMENT (mm): 5.00

\*\*\*\*\*

26/03/2016

15:56:54

LOTUS SUSPENSION ANALYSIS v5.01

\*\*\*\*\*

FRONT SUSPENSION - BUMP TRAVEL

LHS WHEEL (-ve Y)

TYPE 1 Double Wishbone, damper to lower wishbone

INCREMENTAL GEOMETRY VALUES

Bump Travel (mm)	Camber Angle (deg)	Toe Angle {SAE} (deg)	Castor Angle (deg)	Kingpin Angle (deg)	Damper1 Ratio (-)	Spring1 Ratio (-)
100.00	-5.9931	0.1998	9.2006	11.5838	1.420	1.413
90.00	-5.3117	0.1832	9.2498	10.9010	1.423	1.416
80.00	-4.6504	0.1652	9.3039	10.2382	1.426	1.419
70.00	-4.0085	0.1460	9.3626	9.5947	1.429	1.422
60.00	-3.3853	0.1260	9.4256	8.9696	1.433	1.426
50.00	-2.7800	0.1054	9.4928	8.3624	1.436	1.429
40.00	-2.1920	0.0842	9.5638	7.7723	1.440	1.433
30.00	-1.6205	0.0629	9.6385	7.1988	1.444	1.437
20.00	-1.0651	0.0416	9.7166	6.6413	1.448	1.441
10.00	-0.5251	0.0206	9.7981	6.0993	1.452	1.445
0.00	0.0000	0.0000	9.8827	5.5722	1.456	1.449
-10.00	0.5107	-0.0198	9.9702	5.0596	1.460	1.454
-20.00	1.0076	-0.0387	10.0605	4.5610	1.464	1.458
-30.00	1.4910	-0.0564	10.1535	4.0761	1.468	1.462
-40.00	1.9614	-0.0726	10.2491	3.6045	1.472	1.466

# Návrh přední nápravy závodního vozidla

Martin Chott

TF/SMAD

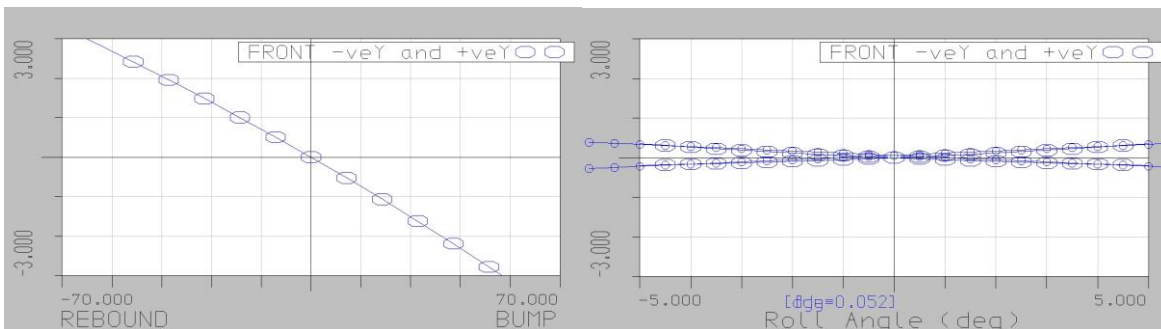
2015/2016

-50.00	2.4191	-0.0870	10.3470	3.1458	1.476	1.470
-60.00	2.8645	-0.0995	10.4473	2.6998	1.480	1.474
-70.00	3.2979	-0.1097	10.5498	2.2662	1.484	1.478
-80.00	3.7196	-0.1172	10.6544	1.8449	1.487	1.481
-90.00	4.1298	-0.1219	10.7609	1.4355	1.491	1.485
-100.00	4.5288	-0.1232	10.8695	1.0381	1.494	1.488

## INCREMENTAL SUSPENSION PARAMETER VALUES

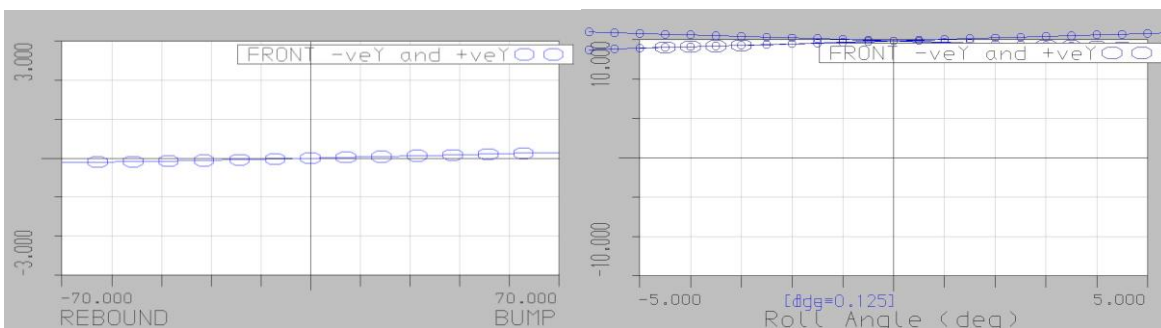
Bump Travel (mm)	Anti Dive (%)	Anti Squat (%)	Roll Centre Height {to Body} (mm)	Roll Centre Height {to Grnd} (mm)	Half Track Change (mm)	Wheelbase Change (mm)	Damper1 Travel (mm)	Spring1 Travel (mm)
100.00	-35.15	-17.16	160.87	60.87	15.88	-5.20	-69.60	-69.94
90.00	-33.82	-15.81	162.33	72.33	15.01	-4.49	-62.57	-62.87
80.00	-32.50	-14.53	163.96	83.96	13.99	-3.82	-55.55	-55.81
70.00	-31.21	-13.30	165.76	95.76	12.82	-3.19	-48.54	-48.77
60.00	-29.93	-12.12	167.73	107.73	11.49	-2.60	-41.55	-41.75
50.00	-28.67	-10.98	169.85	119.85	9.99	-2.06	-34.58	-34.74
40.00	-27.42	-9.89	172.13	132.13	8.34	-1.56	-27.63	-27.76
30.00	-26.19	-8.84	174.56	144.56	6.51	-1.10	-20.69	-20.79
20.00	-24.98	-7.82	177.14	157.14	4.52	-0.69	-13.78	-13.84
10.00	-23.78	-6.84	179.87	169.87	2.35	-0.32	-6.88	-6.91
0.00	-22.59	-5.88	182.75	182.75	0.00	0.00	0.00	0.0
-10.00	-21.42	-4.95	185.78	195.78	-2.53	0.28	6.86	6.89
-20.00	-20.26	-4.04	188.96	208.96	-5.24	0.51	13.70	13.76
-30.00	-19.10	-3.16	192.29	222.29	-8.14	0.70	20.52	20.61
-40.00	-17.96	-2.29	195.78	235.78	-11.23	0.84	27.32	27.44
-50.00	-16.82	-1.43	199.42	249.42	-14.52	0.93	34.11	34.25
-60.00	-15.68	-0.59	203.23	263.23	-18.02	0.98	40.87	41.05
-70.00	-14.55	0.24	207.21	277.21	-21.72	0.98	47.62	47.82
-80.00	-13.42	1.07	211.36	291.36	-25.63	0.94	54.35	54.58
-90.00	-12.29	1.89	215.69	305.69	-29.76	0.85	61.07	61.32
-100.00	-11.16	2.70	220.22	320.22	-34.12	0.71	67.77	68.05

Obr. 47 Závislost odklonu kol nápravy a nápravnice 2



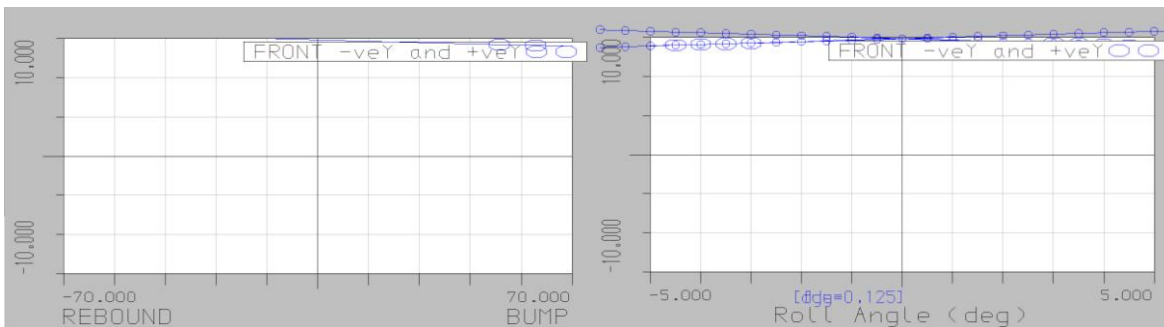
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 48 Závislost sbíhavosti kol nápravy a nápravnice 2



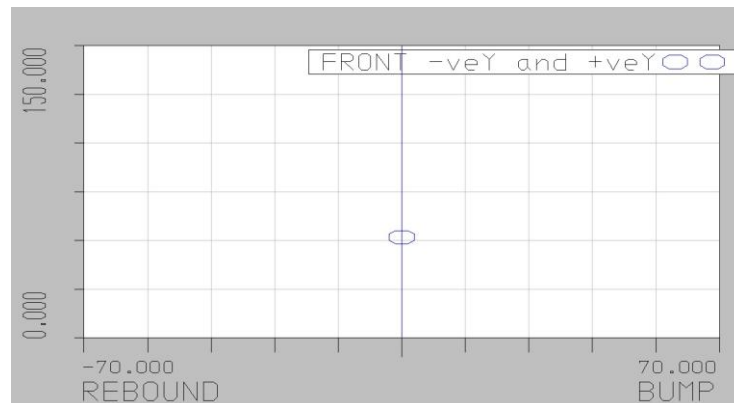
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 49 Závislost záklonu rejdového čepu nápravy a nápravnice 2



Zdroj: vlastní 2016

Obr. 50 Ackermann2



Zdroj: vlastní 2016

### 4.3 Shrnutí výsledných variant kinematických modelů

Z výsledku chování geometrie obou variant není zcela jednoznačné, která varianta je nejvhodnější. Rozdíly jsou především u odklonu a sbíhavosti. Co se týče záklonu rejdového čepu je zcela zřejmé, že výsledné grafy budou zcela odlišné, protože varianta 2 má odlišnou geometrii záklonu rejdového čepu (u obou variant je kladný, varianta1 < varianta2). V první variantě jsou pozitivnější hodnoty sbíhavosti kol během zdvihu a v druhé odklony kol. Nicméně rozdíly jsou velmi nepatrné. Z hlediska Ackermannovi teorie se nejdříve graficky a početně určily souřadnice a zadaly do programu LSA, přesto se výsledné grafy neshodovaly s výpočty (v reálu se tento výpočet jeví z kinematického hlediska pozitivně).

### 4.4 Stručné seznámení s určením silového působení na prvky nápravy v programu Lotus Suspension Analysis

Jak již bylo uvedeno v programu LSA se budeme soustředit především na kinematiku nápravy a silové působení stanovíme z reálného modelu. Tato část obsahuje pouze uvedení do problematiky a teorii určení silového působení pomocí matematických výpočtů v programu LSA. Pro určení silového působení je nutné znát parametry vozu a matematické vztahy.

#### 4.4.1 Parametry vozu

- celková hmotnost vozidla včetně pilota o hmotnosti  $m$
- celková tíha vozidla  $G$
- rozvor náprav (wheelbase)  $wb$
- rozchod zadní nápravy (rear track)  $rt$
- výška těžiště od vozovky (centre of gravity height)  $cog_h$
- průměr kola  $dw$
- rozložení hmotnosti (P/Z)

#### 4.4.2 Matematické vztahy

Tab. 3 *Matematické vztahy pro určení silového působení v programu Lotus*

Akcelerace
Zrychlení vozidla
$a = \frac{v_1 - v_0}{t_a}$
Poměrné zrychlení
$a_g = \frac{a}{g}$
Momentová rovnice k dotykovému bodu zadního kola s vozovkou
$N_{acc_r} = \frac{G - 2N_{acc_f}}{2}$
Normálová síla jednoho zadního kola
$2 \cdot wb \cdot N_{acc_f} - 0,5 \cdot wb \cdot G + cog_h \cdot 1 \cdot G = 0$

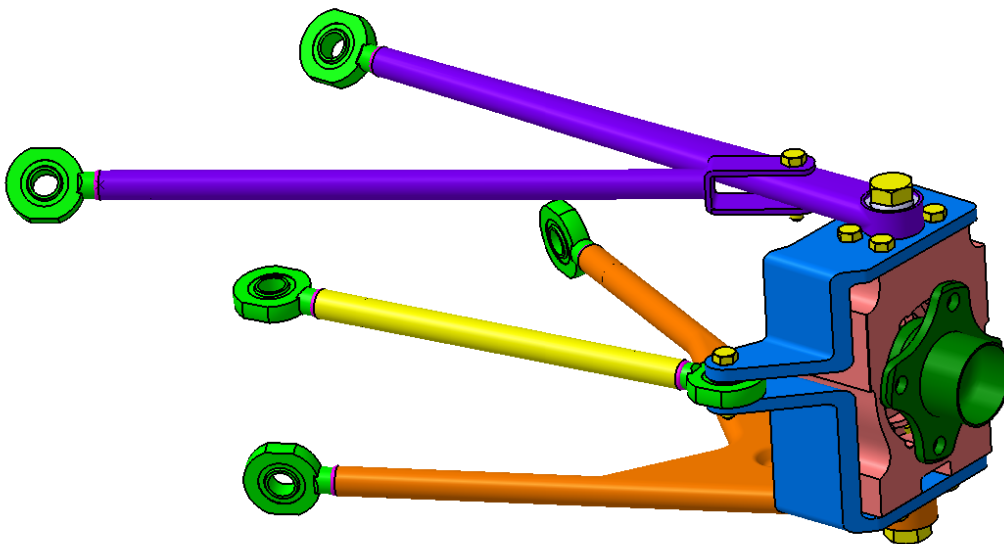
Průjezd zatáčkou
Základní kinematické vztahy
$s = \pi \cdot d_k, \quad v = \frac{s}{t}$
Odstředivé zrychlení
$a_0 = \frac{v^2}{r_k}$
Momentová rovnice k dotykovým bodům
$y : N_{int} + N_{ext} - G_r = 0 \quad z : F_l - F_{int} - F_{ext} = 0$ $M : N_{ext} \cdot rt - F_l \cdot \text{cog}_h - G_r \cdot \frac{rt}{2} = 0$
Brždění vozidla
Momentová rovnováha
$2wb \cdot N_{brf} - 0,5wb \cdot G - \text{cog}_h \cdot F_{br} = 0$

Pro tento návrh není dynamická modelace vhodná.

## 5 Částečná modelace přední nápravy v programu Catia

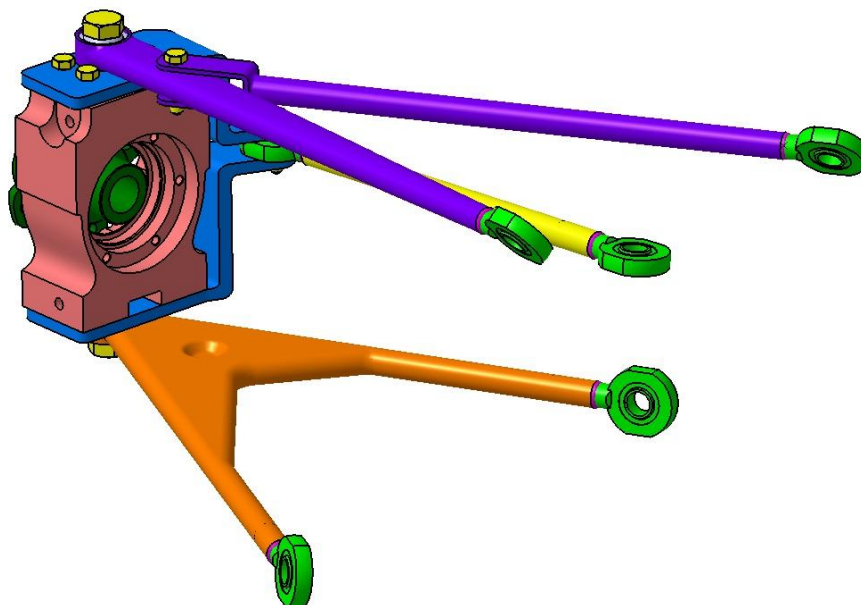
Prvním krokem modelace je převod souřadnic vazeb zavěšení z programu Lotus Suspension Analysis do programu Catia. Po sléze byl vytvořen prvopočátečný model, kde byly využity praktické znalosti týmu pro prvopočáteční volbu materiálů a doplňujících výztuh. Následně se využila hodnota z analyzovaných prvků modelu pro sběr dat. Aby byla zachována analýza zatížení, tak se veškeré vazby, síly a jejich normály přenesly ve stejném působení na nově vytvořený model nápravy. Na konec se postupně model z hlediska materiálů upravoval tak, aby po pevnostní a hmotnostní stránce bylo dosaženo nejvhodnějšího poměru.

Obr. 51 Kompletní model předního zavěšení - pohled z předu



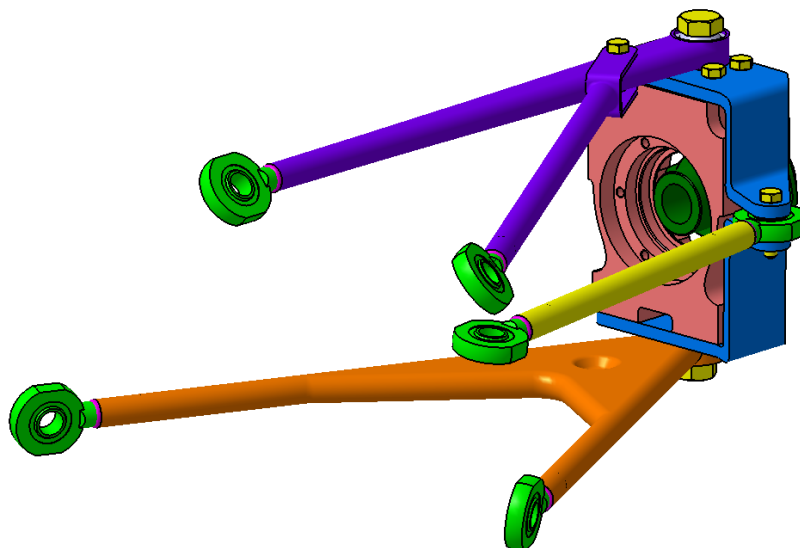
Zdroj: vlastní 2016

Obr. 52 Kompletní model předního zavěšení - pohled ze zadu



Zdroj: vlastní 2016

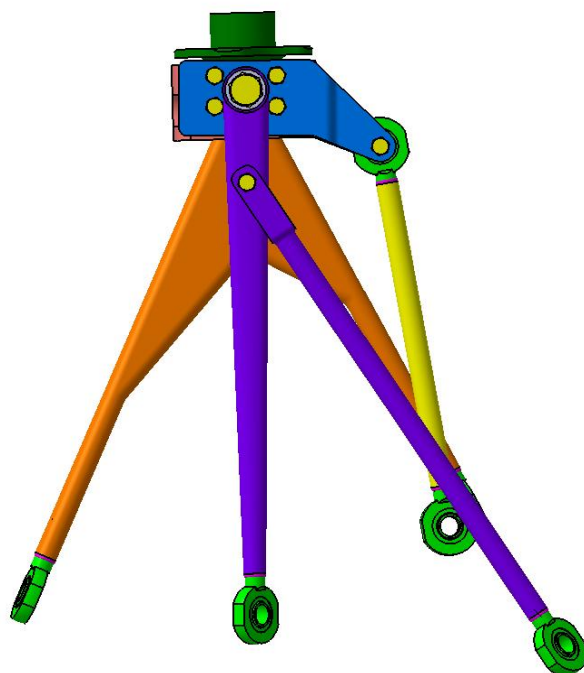
Obr. 53 Kompletní model předního zavěšení - detail páky řízení



Zdroj: vlastní 2016



Obr. 54 Kompletní model předního zavěšení – pohled shora



Zdroj: vlastní 2016

## 6 Závěr a poznatky

Závodní disciplíny Autocross a Rallycross mají v České republice dlouholetou tradici, obzvláště Autocross, jehož je Česká republika doslova mekkou. Tým Chottmotorsport působí v těchto odvětvích již přes 20 let a jeho nedílnou součástí je i stavba a projekce závodních vozů nejen pro vlastní účely. Jeho hlavním cílem je konstruovat špičkové díly za co nejnižší náklady a hledat další možná řešení, jak tohoto dosáhnout. V dnešní době se motosport neustále vyvíjí a technika se neustále posouvá kupředu. Aby bylo možné konkurovat soupeřům, jejichž technika se pořád zdokonaluje a po ekonomické stránce stoupá, je tedy nutný i vlastní neustálý rozvoj a hledání možností zdokonalení a zrychlení za co nejnižší možné náklady.

Při vývoji a konstrukci lichoběžníkové nápravy pro závodní účely byly využity veškeré znalosti, poznatky a nasbíraná data celého týmu. Během účasti v Mistrovství Evropy v letech 2014 a 2015 byly nasbírány komponenty, u kterých došlo k poškození vlivem únavové deformace, špatného navržení, ale i poškození po havárii.

Před samotnou kinematickou i dynamickou modelací a následné vytvoření 3D modelu se provedla analýza konkrétních poškozených prvků tak, aby bylo možné stanovit zatížení, které se pravděpodobně vyskytuje na nápravách závodního automobilu během provozu v závodním režimu. Po analýze je zcela zřetelné, že nejslabším článkem je hlava kola. Mez kluzu u analyzované hlavy kola je překročena při 63 860 N. Nyní lze stanovit, že při této síle se hlava kola analyzovaného Fordu Focus T16 deformovala bez působení vedlejších nežádoucích sil. Tento krok by měl posunout vývoj týmu jednoznačně dopředu vzhledem k tomu, že standartní metody pro určení dynamiky náprav nejsou vhodné v tomto odvětví. Tato metoda je experimentální a velmi neobvyklá.

Po stanovení experimentálního dynamického zatížení se práce zabývá nejdříve kinematickou a následně 3D modelací. Během kinematické modelace se bylo třeba soustředit na řadu faktorů, které jí ovlivňují. Při modelaci se přihlíželo k teorii náprav pro běžný provoz, ale řada těchto teorií se ukázala jako nevhodná a odporující našim požadavkům. Pro dosažení nejvhodnějších výsledků byly vymodelovány dvě varianty s nepatrnými odlišnostmi. Varianta 1 byla vybrána jako výsledný model. Ten má velmi pozitivní výsledky i přes velké zdvihy tlumičů, jenž dosahují zdvihů 200 mm. Aby bylo

možné dosáhnout velkých zdvihů je tlumič neobvykle uložen na spodním rameni nápravy. Na straně 43 – 44 jsou zvýrazněny sledované výsledky parametrů geometrie vybrané varianty 1 během propružení. Po úspěšné kinematické modelaci se práce zaobírá 3D modelací a dynamickou kontrolou, kde v plném rozsahu se využily data z analyzovaného vozu Ford Focus T16 a pro pevnostní stanovení přeneseme na nově navrženou nápravu a zatížíme ji. V poslední části 3D modelace je náprava upravena tak, aby se dosáhlo ideálního poměru pevnost vůči hmotnosti odpružených hmot. Převážná většina konstrukčních materiálů byla ponechána jako u analyzovaného auta, pouze byl zmenšen průměr trubek ramen 25CrMo4 ze 40 mm na 35 mm, jak horní tak spodní rameno a došlo ke změně materiálu hlavy kola z hořčíkové slitiny na AlCu4MgSi – EN AW 2017A. V případě snížení nákladů je možné hlavu kola realizovat v podobě svařence z plechů a pouzder. Pevnostně by byla také plně dostačující.

Veškeré výsledné vlastnosti navrhované nápravy se zdají být velmi pozitivní po teoretické stránce a ne vždy je tomu tak v reálu. Tato práce měla jednoznačně velký přínos pro tým z hlediska reálného a teoretického. Zároveň zde byla použita nová metoda pro stanovení síly, která má přínos nejen pro tento konkrétní návrh, ale i využití při jiných projektech v odvětví motosportu. Ovšem ne zcela pozitivním výsledkem se ukazuje experimentální metoda řízení pomocí Ackermanna, bylo by vhodné se tedy zaměřit na tuto problematiku.

## Seznam použité literatury

- [1] *Národní sportovní řády*. Praha: Federace automobilového sportu, 2012. 252 s.
- [2] PAUER, Václav. *Vývoj konstrukce závodních vozů*. Praha: Grada Publishing, 2011. 356 s. ISBN 978-80-247-3015-8.
- [3] VASILKO, Karol, at al. *Technológia obrábanie*. 3. časť. Slovensko: Media/ST, 2006. 214 s.
- [4] HROMÁDKO, Jan, at al. *Spalovací motory*. Praha: Grada Publishing, 2011. 296 s. ISBN 978-80-247-3475-0.
- [5] HOLDENER, Richard. *High-Performance Ford Focus Builder's Handbook*. North Branch: CarTech\* Inc, 2003. 89 s. ISBN 1-884089-89-5.
- [6] JAN, Z. – ŽDÁNSKÝ, B. *Automobily podvozky I*. 4. vydání. Brno: Avid s.r.o., 2006. 202 s. ISBN 978-80-87143-00-1.
- [7] STANIFORTH, Allan. *Race and Rally Car Source Book: The Guide to Building or Modifying a Competition Car*. 4. vydání. Sparkford: Haynes Publishing – UK, 2001. 253 s. ISBN 1-85960-846-9.
- [8] ŘASA, J. – ŠVERCL, J. *Strojnické tabulky I*. 1. vydání. Praha: Scientia, spol s.r.o., 2004. 753 s. ISBN 80-7183-312-6.
- [9] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel: konstrukce, technika, údržba*. 3. přeprac., rozš., aktualiz. vyd. Brno: Prof. Ing. František Vlk, DrSc, 2006, 464 s. ISBN 80-239-6464-X.
- [10] SAJDL, Jan. *Zavěšení kol*. Publikováno: 19.5.2011. Dostupné z <http://www.autolexicon.net/cs/articles/zaveseni-kol/>
- [11] REIGER SUSPENSIONE B.V. *Car* [online]. Publikováno 5.12.2012. Dostupné z: <http://www.reigersuspension.com/index.php?page=main&id=1&lang=2>
- [12] Chott, Martin. *Konstrukce závodního speciálu Ford Focus T16*. Praha, 2013. Bakalářská práce. Česká zemědělská univerzita v Praze, Technická fakulta. Vedoucí práce: Ing. Jan Hromádka, Ph.D..

## Seznam obrázků

Obr. 1: Samonosná karoserie .....	2
Obr. 2: Nápravnice závodního vozu Ford focus T16 .....	2
Obr. 3: Nalezení těžiště v podélném směru .....	3
Obr. 4: Nalezení těžiště v příčném směru .....	3
Obr. 5: Metoda vážení v šikmé poloze .....	4
Obr. 6: Metoda překlopením .....	5
Obr. 7: Střed klonění přední lichoběžníkové nápravy a zadní klikové nápravy .....	6
Obr. 8: Pól klopení kola P a střed klopení karoserie S lichoběžníkové nápravy .....	6
Obr. 9: Pozitivní a negativní sbíhavost kol .....	7
Obr. 10: Kladný a záporný odklon .....	7
Obr. 11: Příklon rejdové osy .....	8
Obr. 12: Poloměr rejdu .....	8
Obr. 13: Záklon rejdové osy a závlek .....	10
Obr. 14: Schéma Ackermannovi teorie .....	11
Obr. 15: Podmínka lichoběžníku řízení .....	12
Obr. 16: Reálné uspořádání mechanismů řízení .....	12
Obr. 17: Informační porovnání dvou selektovaných tratí .....	13
Obr. 18: Tlumič Reiger se zdvihem 180 mm .....	14
Obr. 19: Závodní vůz Ford Focus T16 .....	14

---

Obr. 20: Motor vozu Ford Focus T16 .....	15
Obr. 21: Sekvenční převodovka Ford Focus T16 .....	22
Obr. 22: Uložení diferenciálu pro přední náhon .....	23
Obr. 23: Přední koš nápravy Ford Focus T16 .....	24
Obr. 24: Uchycení předního diferenciálu .....	25
Obr. 25: Postup výroby ramene pro závodní účely .....	26
Obr. 26: Deformované prvky přední nápravy .....	28
Obr. 27: Hlavy kol z hořčíkové slitiny vozu Ford Focus T16 .....	28
Obr. 28: Zdeformovaná hlava kola.....	29
Obr. 29: Působení sil na hlavu kola .....	29
Obr. 30: Lom zdeformované hlavy kola 1 .....	30
Obr. 31: Lom zdeformované hlavy kola 2 .....	30
Obr. 32: Model hlavy kola .....	31
Obr. 33: Pevnostní analýza hlavy kola v programu Catia .....	33
Obr. 34: Zdeformovaná axiální táhla řízení .....	34
Obr. 35: Zdeformované páky řízení .....	35
Obr. 36: Ustřižený čep po havárii .....	36
Obr. 37: Definice parametrů a vlastností vozu .....	39
Obr. 38: Návrh souřadnic kinematiky nápravy .....	39
Obr. 39: Pohled kinematický bodů v ose X .....	41
Obr. 40: Pohled kinematický bodů v ose Y .....	41

---

Obr. 41: Pohled kinematický bodů v ose Z .....	42
Obr. 42: Vizualní porovnání obou variant .....	42
Obr. 43: Závislost odklonu kol nápravy a nápravnice 1 .....	47
Obr. 44: Závislost sbíhavosti kol nápravy a nápravnice 1 .....	47
Obr. 45: Závislost záklonu rejdového čepu nápravy a nápravnice 1 .....	47
Obr. 46: Ackermann 1 .....	48
Obr. 47: Závislost odklonu kol nápravy a nápravnice 2 .....	51
Obr. 48: Závislost sbíhavosti kol nápravy a nápravnice 2 .....	51
Obr. 49: Závislost záklonu rejdového čepu nápravy a nápravnice 2 .....	51
Obr. 50: Ackermann 2 .....	52
Obr. 51: Kompletní model předního zavěšení – pohled z předu .....	55
Obr. 52: Kompletní model předního zavěšení – pohled ze zadu .....	56
Obr. 53: Kompletní model předního zavěšení – detail páky řízení .....	56
Obr. 54: Kompletní model předního zavěšení – pohled shora .....	57

**Seznam tabulek**

Tab. 1 Porovnání McPherson nápravy a lichoběžníkové nápravy .....	17
Tab. 2 Výsledné souřadnice předního zavěšení varianty 1 .....	38
Tab. 3 Výsledné souřadnice předního zavěšení varianty 2 .....	38
Tab. 4 Matematické vztahy pro určení silového působení v programu Lotus .....	55



## Seznam použitých symbolů a zkratk

S [-] - Střed klopení karoserie

P [-] - Střed klopení kola

O [-] - Střed klonění karoserie

O<sub>p</sub> [-] - Střed klopení přední nápravy

O<sub>z</sub> [-] - Střed klopení zadní nápravy

$\varepsilon$  [°] - Sbíhavost předních kol

$\gamma$  [°] - Úhel odklonu

$\tau$  [°] - Záklon rejdové osy

n [mm] - Závlek rejdové osy

r<sub>o</sub> [mm] - Poloměr rejdu

$\delta$  [°] - Příklon rejdové osy

F [N] - Síla zatěžující model

R<sub>1</sub> [N] - Vazba horního uložení hlavy kola

R<sub>2</sub> [N] - Vazba spodního uložení hlavy kol

m [kg] - celková hmotnost vozidla včetně pilota

G [N] - Celková tíha vozidla

P/Z [-] - Rozložení hmotnosti

a [m/s<sup>2</sup>] - Podélné zrychlení

w<sub>b</sub> [mm] - Rozvor náprav

$d_w$  [mm] - Průměr kola

$r_t$  [mm] - Rozchod zadní nápravy

$\text{cog } h$  [mm] - Výška těžiště od vozovky

$v_1$  [m/s] - konečná rychlost

$v_0$  [m/s] - Počáteční rychlost

$t_a$  [s] - Čas zrychlení z 0 - 100 km/h

$a_g$  [m/s<sup>2</sup>] - Poměrné zrychlení

$g$  [m/s<sup>2</sup>] - Gravitační zrychlení

$F_{\text{acc}}$  [N] - Tečná síla působící v těžišti vozidla při akceleraci

$N_{\text{acc}_f}$  [N] - Normálová síla působící na přední kolo při akceleraci

$N_{\text{acc}_r}$  [N] - Normálová síla působící na zadní kolo při akceleraci

$G_r$  [N] - Poloviční tíha vozidla

$F_t$  [N] - Tečná síla působící v těžišti vozidla při průjezdu zatáčkou

$s$  [m] - Dráha zatáčky

$d_k$  [m] - Průměr zatáčky

$v$  [m/s] - Rychlost průjezdu zatáčkou

$t_z$  [s] - Čas průjezdu zatáčkou

$a_o$  [m/s<sup>2</sup>] - Odstředivé zrychlení

$r_k$  [m] - Poloměr zatáčky

$N_{\text{ext}}$  [N] - Normálová síla působící na vnější kolo při průjezdu zatáčkou

$N_{\text{int}}$  [N] - Normálová síla působící na vnitřní kolo při průjezdu zatáčkou

$F_{\text{ext}}$  [N] - Tečná síla působící na vnější kolo při průjezdu zatáčkou

$F_{\text{int}}$  [N] - Tečná síla působící na vnitřní kolo při průjezdu zatáčkou

## Přílohy



