

**Česká zemědělská univerzita v Praze**



**Česká  
zemědělská  
univerzita  
v Praze**

Technická fakulta

**Návrh těhlice s možností rychlého nastavení odklonu  
kol na studentské formuli**

Bakalářská práce

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Vladimír Šleger, Csc. Autor:

Tomáš Flajšman

© Praha, 2021

# ČESKÁ ZEMĚDĚLSKÁ UNIVERZITA V PRAZE

Technická fakulta

## ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

Tomáš Flajšman

Technika a technologie v dopravě a spojích  
Silniční a městská automobilová doprava

Název práce

**Návrh těhlice s možností rychlého nastavení odklonu kol na studentské formuli**

Název anglicky

**Design of upright with quick camber adjustment for formula student car**

---

### Cíle práce

Popsat způsoby nastavení odklonu kol u osobních a závodních vozidel a navrhnout konstrukci těhlice s možností jednoduchého přístupu pro manuální nastavení odklonu kol.

### Metodika

Vypracovat odbornou rešerši zaměřenou na metody konstrukce těhlic u závodních vozidel a postupy při nastavení odklonu kol. Porovnat výhody a nevýhody různých konstrukcí. Navrhnout vlastní jednoduchý způsob nastavení odklonu kol využitelný na studentské formuli týmu CULS Prague Formula Racing. Vytvořit 3D model těhlice ve vhodném konstrukčním programu, popsat postup při optimalizaci hmotnosti, provést simulaci pohybu sestavy, příp. i pevnostní analýzu. Shrnout výhody použitého řešení.

**Doporučený rozsah práce**

50 stran

**Klíčová slova**

závodní vozidlo, náprava, úhel odklonu kol, CAD, 3D model, optimalizace hmotnosti, kinematická analýza

---

**Doporučené zdroje informací**

JAZAR, R. N. Vehicle Dynamics: Theory and Application. 2. vyd. New York: Springer, 2014. ISBN 978-1-4614-8543-8.

MILLIKEN, W. F. – MILLIKEN, D. L. – OLLEY, M. Chassis Design: Principles and Analysis. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 2002. ISBN 978-0768008265.

VLK, F. Podvozky motorových vozidel. 3. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 978-8023964646.



---

**Předběžný termín obhajoby**

2019/2020 LS – TF

**Vedoucí práce**

doc. Ing. Vladimír Šleger, CSc.

**Garantující pracoviště**

Katedra mechaniky a strojnictví

---

Elektronicky schváleno dne 25. 1. 2019

**doc. Ing. Pavel Neuberger, Ph.D.**

Vedoucí katedry

---

Elektronicky schváleno dne 15. 2. 2019

**doc. Ing. Jiří Mašek, Ph.D.**

Děkan

## **Prohlášení**

„Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: Návrh těhlice s možností rychlého odklonu kol na studentské formuli, vypracoval samostatně a použil jen pramenů, které cituji a uvádím v seznamu použitých zdrojů.

Jsem si vědom, že odevzdáním bakalářské práce souhlasím s jejím zveřejněním dle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů, ve znění pozdějších předpisů, a to i bez ohledu na výsledek její obhajoby.

Jsem si vědom, že moje bakalářská práce bude uložena v elektronické podobě v univerzitní databázi a bude veřejně přístupná k nahlédnutí. Jsem si vědom, že se na moji bakalářskou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, o právech souvisejících s právem autorským a o změně některých zákonů, ve znění pozdějších předpisů, především ustanovení § 35 odst. 3 tohoto zákona, tj. o užití tohoto díla.“

V Praze dne 14. 5. 2021

.....

Tomáš Flajšman

## **Poděkování**

Děkuji doc. Ing. Vladimírovi Šlegerovi, Csc. za vedení této bakalářské práce, za jeho ochotu, odborné rady a cenné připomínky, které mi během psaní práce poskytnul. Dále bych chtěl poděkovat celému týmu CULS Prague Formula Racing a rodině za podporu během studia.

**Abstrakt:** Tato bakalářská práce se zabývá návrhem těhlice s možností rychlého nastavení odklonu kol pro vozidlo formule student. Součástí je nejprve krátká rešerše o představení soutěže Formula Student a porovnání konstrukce těhlic a metody nastavení odklonu kol u závodních a osobních silničních vozidel. Dále práce obsahuje vlastní návrh nastavení odklonu kol a konstrukci těhlic v systému CAD. Pomocí pevnostní analýzy je popsána optimalizace hmotnosti při návrhu těhlic.

**Klíčová slova:** závodní vozidlo, náprava, úhel odklonu kol, CAD, 3D model, optimalizace hmotnosti, kinematická analýza

**Summary:** The bachelor thesis deals with design of upright with quick camber adjustment for formula student car. First component is a short search on Formula Student event and comparing diverse structures of uprights and methods camber setting for racing and passengers road vehicles. It also includes own design camber adjustment and upright design in the CAD program. With stress analysis is described the weight optimization in the design of uprights.

**Keywords:** racing vehicle, suspension, wheel camber angle, CAD, 3D model, weight optimization, kinematic analysis

# Obsah

Cíle práce .....	1
Metodika .....	1
1 Úvod.....	2
2 Formula student.....	3
2.1 Hodnocení soutěže formula student.....	3
3 Konstrukce těhlic.....	5
3.1 Těhlice pro osobní automobily .....	6
3.2 Těhlice závodních automobilů.....	6
3.2.1 Těhlice vozů formule student.....	7
4 Parametry ovlivňující konstrukci těhlic kol .....	9
4.1 Geometrie kol .....	9
4.2 Způsoby nastavení odklonu kol u osobních vozidel .....	12
5 Způsob nastavení odklonu kol použitých na předchozích generacích formule týmu CULS Prague Formula Racing .....	13
5.1 Představitelný prvek .....	13
5.2 Distanční podložky .....	14
5.2.1 Vlastní návrh podložek .....	14
6 Výpočet podvozku.....	17
6.1 Model 1 - zrychlení a zatáčení .....	18
6.2 Model 2 - brždění a zatáčení.....	18
6.3 Model 3 - akcelerace .....	19
6.4 Model 4 - decelerace.....	19
6.5 Určení koeficientu adheze.....	20
6.6 Geometrie podvozku.....	20

7	Komponenty zástavbového prostoru .....	21
7.1	Zavěšení ramen podvozku .....	21
7.1.1	Uložení ramen podvozku .....	23
7.1.2	Horní úchyt ramen .....	23
7.1.3	Brzdové třmeny .....	24
7.2	Volba ložisek .....	24
7.2.1	Kontrola statické bezpečnosti .....	26
7.2.2	Kontrola dynamické bezpečnosti .....	26
8	Vlastní návrh těhlice.....	27
8.1	Volba konstrukčního programu .....	28
8.2	Tvorba modelu .....	28
8.2.1	Fáze určení geometrických a limitujících podmínek. ....	28
8.2.2	Fáze objemového modelování .....	29
8.2.3	Fáze ověření kolizí v prostředí sestavy .....	30
8.3	Pevnostní analýza těhlic.....	30
8.3.1	Volba materiálu.....	31
8.3.2	Zatížení působící na těhlice.....	31
8.3.3	Nastavení okrajových podmínek.....	32
8.3.4	Výsledky pevnostní simulace.....	33
	Závěr .....	37
	Seznam použité literatury .....	38
	Seznam obrázků .....	39
	Seznam tabulek .....	40
	Seznam příloh .....	40



## **Cíle práce**

Popsat způsoby nastavení odklonu kol u osobních a závodních vozidel a navrhnout konstrukci těhlice s možností jednoduchého přístupu pro manuální nastavení odklonu kol.

## **Metodika**

Vypracovat odbornou rešerši zaměřenou na metody konstrukce těhlic u závodních vozidel a postupy při nastavení odklonu kol. Porovnat výhody a nevýhody různých konstrukcí. Navrhnout vlastní jednoduchý způsob nastavení odklonu kol využitelný na studentské formuli týmu CULS Prague Formula Racing. Vytvořit 3D model těhlice ve vhodném konstrukčním programu, popsat postup při optimalizaci hmotnosti, provést simulaci pohybu sestavy, příp. i pevnostní analýzu. Shrnout výhody použitého řešení.

# 1 Úvod

Výzkum bakalářské práce byl proveden v týmu CULS Prague Formula Racing, který byl založen v roce 2011 na půdě Technické fakulty. Tento tým se pravidelně účastní mezinárodní inženýrské soutěže Formula student, kde soutěží s ostatními univerzitními týmy z celého světa a musí neustále pracovat na inovacích tak, aby zajistil konkurenceschopnost svého monopostu. Konkurence na závodech FSAE je velmi vysoká, a proto je zapotřebí věnovat pozornost každému detailu. Mezi důležité dlouhodobé trendy bezesporu patří snižování hmotnosti a co možná nejefektivnější využití dostupných materiálů.

Během technického vývoje monopostu FS07 se tým studentů zaměřil mimo jiné na snižování hmotnosti. Jednou z oblastí, která prošla největší inovací je podvozková skupina. Do této skupiny patří přední a zadní těhlice. Vzhledem k nevyhovujícímu designu, hmotnosti a komplikovanému nastavení geometrie kol, zejména pak odklonu, bylo rozhodnuto zaměřit pozornost na tento díl a jej.

V bakalářské práci je proto postupně rozebrána problematika návrhu těhlice pro závodní monopost formule student. Mezi cíle této práce patří nalezení vhodného způsobu nastavení odklonu kol, zjištění zatěžujících sil od podvozku a objevení vhodného funkčního tvaru předních a zadních těhlic.

V první části práce je představena soutěž Formula student a zpracována odborná rešerše v oblasti konstrukce těhlic u závodních automobilů. Dále je vytvořen vlastní návrh odklonu kol. Poté jsou definovány parametry a komponenty, které byly použity při konstrukci těhlic.

## 2 Formula student

Formula student je mezinárodní inženýrská soutěž pro studenty vysokých škol. Cílem zúčastněných studentů je navržení a postavení závodního auta pro asfaltové okruhy s novým rámem vozidla každý rok. Studenti posléze cestují po světě, sdílí své poznatky a porovnávají svá vozidla v rámci této soutěže. V současné době se závody obvykle dělí do tří kategorií podle pohonného ústrojí: spalovací, elektrické a autonomní.

Historie této soutěže sahá až do roku 1981. V tomto roce se odborný asistent Ron Matthews z Univerzity of Texas rozhodl s kolegy uspořádat první závod mezi univerzitami. Účast slíbilo šest univerzit, ale pouze čtyři mohly nastoupit. Jak soutěž Formula student rostla, objevil se první evropský tým v roce 1997 a rok poté byl uskutečněný první závod na Evropském kontinentu pořádaný v Británii organizovaný společností Imeche. Tímto rokem vznikla Evropská odnož závodů Formula student. Následně se soutěž rozšířila do celého světa a v současné době má přes 600 týmů po celém světě.

V loňském roce v České republice působilo 8 týmů Formula student, z toho 7 týmů mělo spalovací pohonné ústrojí a 1 tým, elektrické pohonné ústrojí.



Obrázek 1 Týmy soutěže formule student [1]

### 2.1 Hodnocení soutěže formula student

Výsledné umístění týmů závisí na počtu získaných bodů z celkem 8 disciplín. Rozdělují se na statickou část, která má za cíl prověřit ekonomické znalosti týmů a dynamickou část, jenž prověří technickou připravenost týmu. Následuje představení jednotlivých disciplín.

## **Cost Report**

Studenti musí vytvořit podrobný cenový report všech dílů, a to od nákupu materiálu na výrobu až po finální vzhledové úpravy dílů. Body jsou udělovány podle celkové ceny auta a správnosti sepsaných reportů.

## **Business Presentation**

V této disciplíně je prověřována schopnost studentů pro vytváření byznys plánu a schopnosti jeho následné prezentace. Týmy mají za úkol vytvořit byznys plán a ten posléze na závodech přednést odborné komisi.

## **Engineering Design**

V této disciplíně je prověřována teoretická znalost studentů ze základů automotive inženýrství a znalost postaveného auta. Na mnohých závodech je tato disciplína prověřována v několika kolech se stupňující se náročností.

## **Acceleration**

Akcelerace bývá první měřenou dynamickou disciplínou. Při této disciplíně je měřena schopnost auta zrychlit na rovné dráze s určenou délkou 75 metrů.

## **Skid Pad**

Skid pad je technická disciplína, která je definována tvarem tratě připomínající osmičku. Při této disciplíně vznikají maximální boční síly působící na vozidlo.

## **Autocross**

Další dynamickou a technicky náročnou disciplínou je Autocross, při které je sledována celková pohyblivost a ovladatelnost závodního vozidla na rychlé a klikaté trati. Dva řidiči dostanou dva pokusy, aby trasu ujeli v nejrychlejší čas.

## **Endurance**

Při této disciplíně auta ujedou přibližně 22 kilometrů se zastavením uprostřed disciplíny pro výměnu řidičů. Závodní vozidlo se musí vypnout a posléze nastartovat z vlastní energie. Závodní vozidlo musí být navrženo tak, aby bylo schopné dokončit tento náročný závod.

## Efficiency

Efektivita je součástí vytrvalostní disciplíny Endurance, na jejímž konci je odměřeno, kolik paliva bylo spotřebováno během závodu. Spotřebované palivo ekvivalentně odpovídá množství emisí během této disciplíny. Bodové ohodnocení můžeme vidět v následující tabulce 1.

Tabulka 1 Soutěžní disciplíny formule student [5]

• Statické disciplíny	Body
• Marketingová prezentace	75
• Náklady na výrobu	100
• Prezentace konstrukčních návrhů	300
• Dynamické disciplíny	
• Skid pad	75
• Akcelerace	75
• Autokros	100
• Endurance	325
• Spotřeba paliva	100
• Celkový počet bodů	1000

## 3 Konstrukce těhlic

Těhlice je hlavní nosnou částí sestavy uložení kola. Uložení kola přenáší síly od vozovky na ramena podvozku a dále pak na karosérii vozidla. Sestava uložení kola se skládá z těhlice, ke které jsou připojena ramena podvozku pomocí kulových čepů a je zde uložen brzdový třmen s brzdovým kotoučem. Náboj kola je nalisovaný v ložiscích těhlice, ke které je pomocí centrální matice nebo šroubů připevněn disk kola. [2]

Zmíněné komponenty tvoří neodpruženou hmotu vozidla. Ta má vliv na jízdní vlastnosti, zejména na přilnavost pneumatiky k vozovce. Pro zlepšení přilnavosti pneumatiky je vhodné, aby byl kladen důraz na snížení jejich hmotnosti. [3] Během jízdy na ně však působí mnoho silových a momentových účinků a je potřeba, aby byly dostatečně tuhé a splňovaly požadovanou životnost i při náročných provozních podmínkách.

### 3.1 Těhlice pro osobní automobily

Těhlice pro osobní automobily se kvůli své konstrukci a způsobu výroby výrazně odlišují od těhlic pro závodní vozidla. Návrh musí být optimalizován tak, aby disponoval vysokou provozní bezpečností, spolehlivostí a dlouhodobou provozní životností v řádech statisíců kilometrů. Dále se při návrhu dbá na sériovou vyrobiteľnosť, a proto se najčastejši vyrábí jako odlitky z šedých litin a hliníkových slitin, viz obrázek 2.



Obrázek 2 Těhlice vozu Škoda Octavia [4]

### 3.2 Těhlice závodních automobilů

Závodní vozidlo se pohybuje v odlišných podmínkách než vozidlo sériové. Na rozdíl od sériově vyráběných vozů, jsou komponenty závodních automobilů optimalizovány na maximální výkon na úkor životnosti během závodu. Snaha využít každý gram materiálu nutí konstruktéry vyvíjet díly závodních automobilů s omezenou životností. Životnost těchto dílů zpravidla končí buď po závodu nebo po konci sezóny, výjimkou zde tedy nejsou ani těhlice. Těhlice závodních automobilů jsou zpravidla prototypy nebo velmi malé série a nepodléhají požadavkům na sériovou velkovýrobu, proto lze využít nekonvenčních materiálů.

### 3.2.1 Těhlice vozů formule student

Monopost formule student musí odpovídat pravidlům FSAE, která umožňují provedení kreativní konstrukce bez limitu minimální hmotnosti. [5] Vzhledem k tomu, že těhlice tvoří neodpruženou hmotnost vozidla, je zapotřebí redukovat její hmotnost tak, aby byla zaručena tuhost dílu a spolehlivost po celou závodní sezónu. Tvar těhlic odpovídá zvolené metodě výroby a koncepce konstrukce.

#### Obráběné těhlice

Metoda výroby těhlic frézováním je mezi studentskými týmy nejvíce rozšířená. Lze využít vysokopevnostní slitiny hliníku nebo slitiny hořčíku. Materiály mají vysoké mechanické vlastnosti a výrazně nižší hustotu oproti oceli. Výhodou výroby je, že není třeba dalších technologických procesů. Návrh je limitován použitými nástroji, možnostmi zvoleného obráběcího stroje a výrobek musí být kontrolován, aby neobsahoval nevyrobitelnou geometrii. Nevýhodou této technologie je cena, která se pohybuje v desítkách tisíc korun.



Obrázek 3 Těhlice obráběné [6]

#### Svařované těhlice

Svařované těhlice se skládají z vypálených nebo vystřihnutých plechů, které po svaření vytvoří pevnou uzavřenou konstrukci. Pro výrobu je nutná příprava svařovacích přípravků. Materiál těhlice se volí především z legované oceli, tudíž má zhotovený celek vysokou hmotnost. Po svaření vzniká vnitřní pnutí, a proto je nezbytné provést tepelnou úpravu za účelem jejího odstranění, a nakonec obrobit funkční plochy. [7] Výhodou jsou nízké náklady na výrobu.

## Odlévání těhlice

Metoda odlévání se pro těhlice formula student v současné době již tolik nepoužívá, protože je velmi náročná na samotný technologický postup. Zde může je největším problémem chladnutí různých tloušťek stěn, které může způsobit vnitřní pnutí a trhliny. [8] Používaným materiálem jsou hliníkové či hořčíkové slitiny. Po dokončení odlévání se frézují funkční plochy. Výhodou jsou nízké finanční náklady.



Obrázek 4 Odlévané těhlice [9]

## Těhlice vyrobené aditivní technologií

Výroba těhlice využívá technologii 3D tisku kovů. Umožňuje konstruktérovi navrhnout téměř jakýkoliv tvar, což je nesmírnou výhodou oproti předchozím typům výroby. K tisku se nejvíce využívá slitiny titanu, který je ve formě prášku spékán pomocí laserového paprsku na jednotlivé tenké vrstvy. Lze využít topologické optimalizace, která efektivně využije materiál při samotném návrhu, což vede k výraznému snížení hmotnosti. Nevýhodou je velmi vysoká cena výroby a nutnost tepelného opracování ke snížení pnutí a frézování funkčních ploch. [10]



Obrázek 5 Těhlice vyrobené 3D tiskem [11]



## Těhlice vyrobené z kompozitních materiálů

Velmi ojedinělou metodou výroby je laminování kompozitních dílů. Konstruktor musí pracovat s orientací uhlíkových vláken tak, aby odpovídala danému typu zatížení. [13] Těhlice má skořepinový tvar a je nutné použít hliníkové nebo titanové inzerty pro zavedení sil z komponent, například ložisek. Náklady na výrobu jsou vysoké, ale v porovnání s těhlicemi zhotovenými pomocí 3D tisku kovů, vycházejí cenově levněji. Tento typ těhlice je zatím ve fázi experimentálního testování, a proto se v praxi vyskytuje pouze ojediněle.



Obrázek 6 Kompozitní těhlice [12]

## 4 Parametry ovlivňující konstrukci těhlic kol

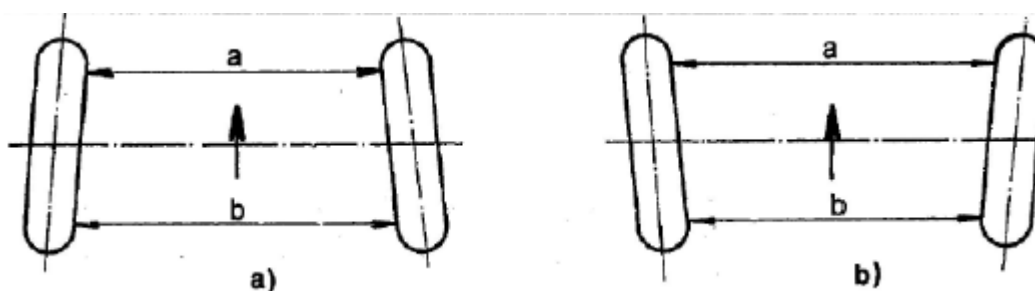
Do parametrů, které ovlivňují návrh těhlice se řadí geometrie kol, úhel sbíhavosti kola, příklon rejdové osy, poloměr rejdu a druhy úhlu odklonu kola.

### 4.1 Geometrie kol

Definuje postavení kola vůči vozovce. Při jízdě je snaha docílit takového stavu, aby při průjezdu zatáčkou nebo v případě přímé jízdy docházelo k odvalování kol. Pro docílení snadného, přesného, lehkého a stabilního řízení, mají kola a rejdové osy určité geometrické odchylky. Dané odchylky jsou nazývány jako geometrií zavěšení kol. [14]

## Úhel sbíhavosti kola

Sbíhavostí se rozumí úhel kola mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola promítnutý do roviny vozovky. Sbíhavost kol je rozdělena do 3 stavů. První možností je sbíhavost, při které jsou kola přikloněna k podélné ose vozidla a průsečík se nachází před nápravou. Rozbíhavost má osu kola odkloněnu od vozidla a průsečík kol se nachází za nápravou. Posledním případem je rovnoběžnost kol, kdy je osa kola rovnoběžná s vozidlem. [14]



Obrázek 7 Sbíhavost (a) a rozbíhavost (b) [14]

Úkolem sbíhavosti kol je, aby se kola při rovné jízdě odvalovala paralelně. Úhel sbíhavosti má vliv na malé boční síly, které se snaží natočit kola do přímého směru. Tento úhel se používá při docílení sbíhavosti či rozbíhavosti v závislosti na umístění pohonu automobilu. Sbíhavost kola je potřeba zkontrolovat, pokud má směr jízdy tendenci vozidlo táhnout k jedné straně vozovky při jeho akceleraci nebo brždění. Velká sbíhavost způsobí deformaci vnitřní strany pneumatiky. [14]

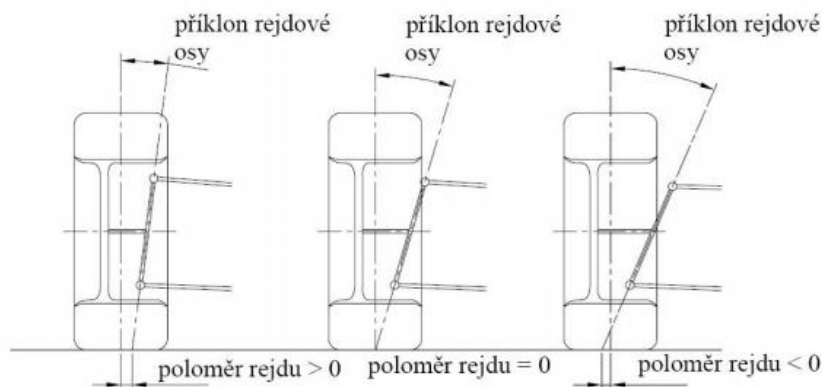
## Příklon rejdové osy

Příklon slouží k samočinnému vrácení řízení kol do polohy pro přímou jízdu. Vlivem příklonu dochází při natáčení kol k jejich zvedání. Řidič musí vynaložit potřebnou sílu při natáčení volantu. Vratný moment od zatížené přední nápravy navrácí kola do přímého směru po uvolnění volantu. [14].

## Poloměr rejdu

Poloměr rejdu je vzdálenost od středu styku pneumatiky k průsečíku rejdové osy s rovinou vozovky. Poloměry rejdu dělíme na kladný, záporný a nulový, jejich znázornění je zřejmé na obrázku 8. Na velikosti poloměru rejdu závisí velikost vratného momentu. S většími hodnotami poloměru se zvyšuje vratný moment a dochází k větší citlivosti kol vůči podélným silám.

Pokud jsou síly vzniklé při brždění nebo jízdními odpory rozdílné na levém a pravém kole, dochází k vychylování kol. Následně musí řidič vyrovnávat jejich účinek na volantu. [14]  
 Poloměr rejdu v závislosti na příklonu rejdové osy je znázorněn na obrázku 8.



Obrázek 8 Poloměr rejdu v závislosti na příklonu rejdové osy [15]

## Úhel odklonu kola

Úhel odklonu kola je sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla. Kladný úhel je odklon, který směřuje od vozidla. Pokud je úhel nakloněn ke středu vozidla, tak se jedná o záporný odklon kola [14]

Při jízdě odklonem ovlivněné kolo produkuje boční síly podle směru náklonu. Síla odklonu závisí na typu pneumatiky, konstrukce, tvaru, běhounu, tlaku pneumatiky, zatížení a na brzdě síle.[3]

## Záporný odklon

Záporný odklon obecně zlepšuje manipulaci při zatáčení, ale zvyšuje opotřebení vnitřní stránky pneumatiky při jízdě v přímém směru. Využívá se především u sportovních vozidel, kde opotřebení pneumatik není tak zásadní jako maximální rychlost průjezdu zatáčkou při zachování stability. Záporný odklon se u závodních vozidel volí již v nezatížením stavu. [14]

## Kladný odklon

Kladný odklon je obvykle vidět na silničním vozidle pouze v případě poškození komponent náprav podvozku. Nejčastěji se používá u nákladních vozidel. Pokud toto vozidlo není zatíženo nákladem, lze u pneumatik spatřit pozitivní odklon. Když je vozidlo v normálním provozním zatížení, pneumatiky se vyrovnají do neutrálního odklonu kvůli lepším jízdním vlastnostem. [16]

## Neutrální odklon

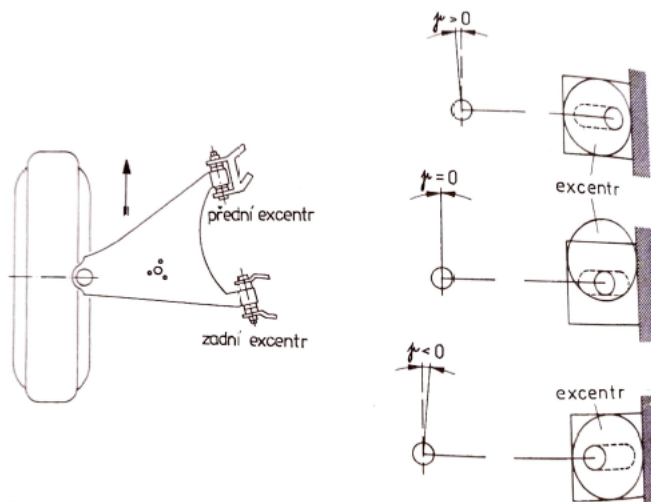
Neutrální odklon se používá v případech, kdy není nutné velké zatočení. Pokud je pneumatika v neutrální poloze, je její plocha v plném kontaktu se zemí. Tento fakt se využívá při závodech akcelerace na rovině. [14]

## 4.2 Způsoby nastavení odklonu kol u osobních vozidel

Nastavení odklonu kol u osobních automobilů se provádí následujícími způsoby. Jejich konstrukce záleží na typu zavěšení kol. Při nastavení odklonu kola se musí brát ohled na předepsané hodnoty výrobce pro jeho seřízení. [14]

### Excentrické přestavení

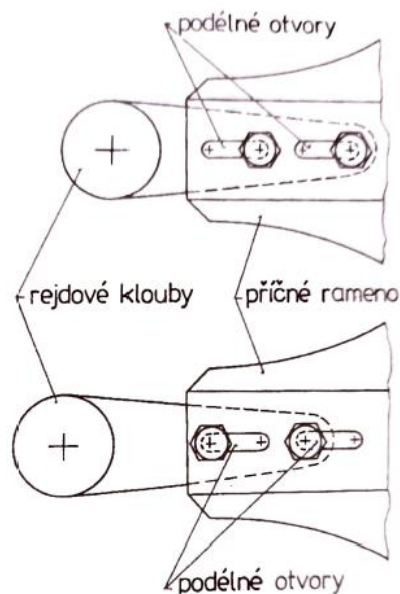
Nastavení odklonu je realizováno pomocí dvou excentrických šroubů, které jsou uloženy příčně mezi rameny lichoběžníkové nápravy a rámem. Pootočením excentrické části dířku směrem od rámu získáme kladnou hodnotu odklonu. Pokud je umístěna směrem k rámu, bude odklon negativní. Na středu drážky je hodnota odklonu nulová viz obrázek 9. [14]



Obrázek 9 Seřizování odklonu kola pomocí excentrů [14]

### Seřízení odklonu posunutím kulového rejdového kloubu ve spodním zavěšení ramene

Při posunutí kloubu dovnitř ramena se mění odklon kola na kladný v horní části obrázku 10. Pokud se rejdový kloub posune směrem od ramena v dolní části obrázku 10, odklon se změní na záporný záklon. [14]



Obrázek 10 Seřizování odklonu kola posouváním spodního kulového čepu řízení [14]

## 5 Způsob nastavení odklonu kol použitých na předchozích generacích formule týmu CULS Prague Formula Racing

Odklon kola se volí podle typu trati a použitých pneumatik. Tento parametr je třeba často měnit během závodů. Časový harmonogram mezi jednotlivými dynamickými disciplínami je v řádu desítek minut, proto musí být změna odklonu provedena co nejrychleji. Samotná konstrukce těhlice musí tuto změnu umožnit. Proto se nejčastěji využívá metody představitelného prvku a distančních podložek.

### 5.1 Představitelný prvek

Nastavení odklonu zde probíhá posunutím horního prvku, který je pevně spojen s ramenem zavěšení. K těhlici je připevněn pomocí šroubů a zajištění proti axiálnímu posunutí je realizováno drážkováním. Pro změnu nastavení odklonu se musí povolit šrouby, které jsou uchyceny v drážce těhlice. Následuje odměření vzdálenosti od předchozí polohy nastavení a poté se změří odklon kola pomocí zařízení na měření geometrie kol, jak je vidět na obrázku 11.



*Obrázek 11 Změna odklonu pomocí představitelného prvku (vlastní zpracování)*

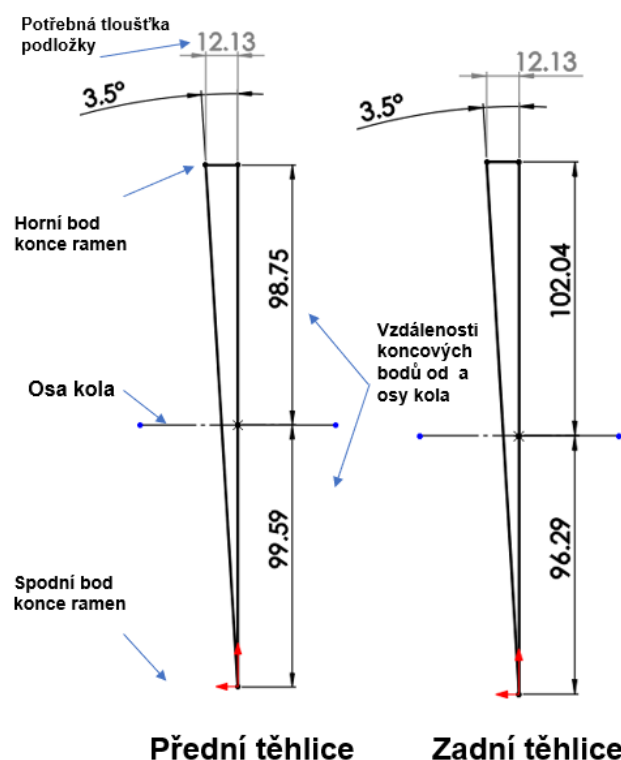
Nevýhodou této metody je nutnost ručního měření vzdálenosti těhlice vůči hornímu úchytu kvůli zajištění stejného odklonu na obou stranách podvozku. Pro získání požadovaného odklonu je tento způsob velice zdoluhavý a je zde zvýšené riziko chyby vzniklé při měření, a proto není vhodné měnit nastavení odklonu během závodů. Při měření geometrie odklonu z minulých let bylo zjištěno, že při přesunutí horního úchytu ramene o 1 mm došlo ke změně odklonu kola o  $0,28^\circ$ . Nevýhodou této metody nastavení bylo, že při špatné manipulaci u dotažení šroubů docházelo při jízdě ke změně odklonu geometrie kol.

## **5.2 Distanční podložky**

Pro nový monopost formule je změna odklonu kol realizována vymešovými podložkami. Princip nastavení spočívá ve vložení podložky mezi horní úchyt ramen a tělo těhlice. Tvar podložky je navržen pro jednoduché vyjmutí. Při výměně podložek stačí pouze povolit matice šroubů spojující jednotlivé komponenty, což urychluje celý proces nastavení odklonu kol.

### **5.2.1 Vlastní návrh podložek**

Potřebný rozsah nastavení změny odklonu byl zvolen po konzultaci s konstruktérem zavěšení podvozku na  $3,5^\circ$ . Vzdálenost pro dosažení této změny byla odměřena ze sestavy 3D modelu přední a zadní těhlice viz obrázek 12.



Obrázek 12 Geometrie odklonu kola (vlastní zpracování v programu Solidworks)

Pro nastavení nulového odklonu kola je nutno vložit podložky o tloušťce 12,13 mm. Aby nebylo nutné mít pro každý potřebný úhel odklonu vlastní podložku, zvolilo se pro použití více podložek o různých tloušťkách tak, aby bylo možné nastavit odklon kola v celém potřebném rozsahu. Byly zvoleny podložky o tloušťkách 0,5, 1, 2, a 5 mm. Toto rozložení bylo použito tak, aby minimalizovalo množství potřebných a vkládaných podložek.

Z tohoto odměřeného modelu vyplývá, že vložením nejtenčí podložky (0,5 mm) dojde ke změně úhlu o  $0.144^\circ$ . Rozměr tloušťky podložek byl zvolen na celé milimetry pro zjednodušení jejich výroby. Vhodnou technologií pro realizaci podložek je laserové řezání, které je velice efektivní a snižuje náklady na výrobu.

Pro tloušťky podložek 0,5 a 1 mm byla zvolena nerezová ocel s označením 1.4016 z důvodu stálosti rozměrů a mechanické odolnosti. Pro podložky s tloušťkou 2 a 5 mm je zvolena hliníková slitina s označením EW AW-7075. Vzhledem k jejich tloušťce je možné zvolit materiál z lehčí hliníkové slitiny kvůli snížení hmotnosti podložek.

Pro získání potřebného úhlu odklonu kola byla vytvořena tabulka s jednotlivými kombinacemi skládání podložek. Tabulka 2. ukazuje požadovaný stupeň odklonu, kterému odpovídá počet podložek o různých tloušťkách. Jejich součet odpovídá nastavenému rozměru mezi dosedacími plochami těhlice a horního úchyty ramene. Například pro nastavení negativního odklonu kola na  $-1^\circ$  bude potřeba zvolit tři podložky o tloušťce 1, 2 a 5 mm.

Oproti předchozí generaci se zvýšila přesnost nastavení odklonu z  $0,28^\circ$  na  $0,144^\circ$ . To bylo docíleno snížením z nejmenšího možného kroku z 1 mm na 0,5 mm. Došlo tedy k výraznému zlepšení přesnosti.

Tabulka 2 Kombinace skládání podložek (vlastní zpracování)

nastavovaný rozměr [mm]	Tloušťka podložky [mm]						počet podložek	Stupeň odklonu [°]
	0.5	1	2	2	5	5		
0							0	-3.50
0.5							1	-3.36
1							1	-3.21
1.5							1	-3.07
2							1	-2.93
2.5							1	-2.79
3							2	-2.64
3.5							1	-2.50
4							2	-2.36
4.5							3	-2.22
5							1	-2.07
5.5							2	-1.93
6							2	-1.79
6.5							1	-1.64
7							2	-1.50
7.5							1	-1.36
8							3	-1.22
8.5							4	-1.07
9							3	-0.93
9.5							4	-0.79
10							2	-0.65
10.5							3	-0.50
11							3	-0.36
11.5							4	-0.22
12							3	-0.08
12.5							4	0.07
13							4	0.21
13.5							5	0.35
14							4	0.50
14.5							5	0.64

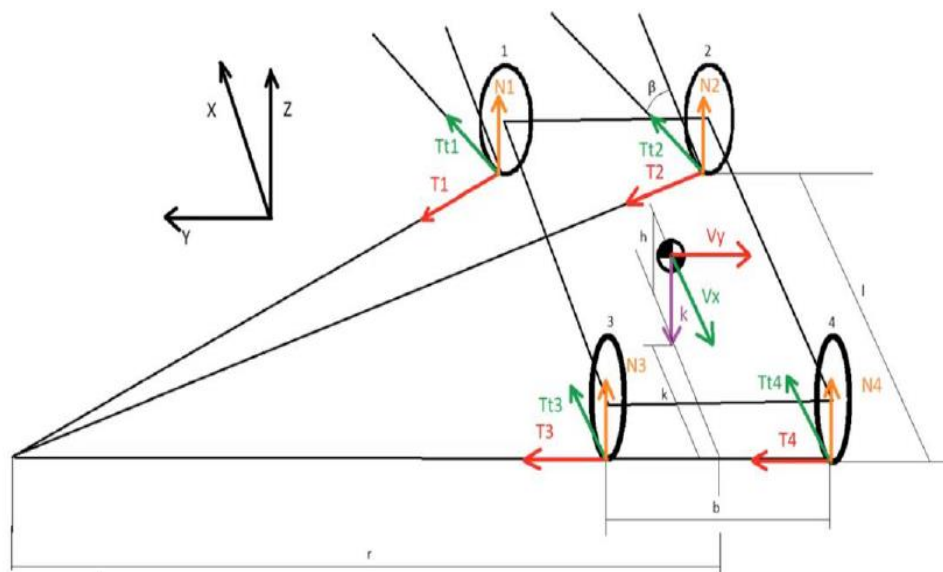


## 6 Výpočet podvozku

Pro popis pohybu vozidla uvažujeme vozidlo jako homogenní objekt. Dotýká se vozovky ve čtyřech bodech. V každém bodě vznikají tři síly. Normálová (N), trakční (Tt) a boční (laterální) (T). Vozidlo se čtyřmi body dotyku není staticky určité, proto jsou pro zjednodušení výpočtu zanedbávány určité síly, čímž vznikne řešitelná soustava rovnic.

V každém stavu vozidla můžeme zanedbat jiné síly, proto byly sestaveny čtyři výpočtové modely. Dva modely uvažují vozidlo jako 3D objekt a počítají s kombinací akcelerace a zatáčení. Další dva modely uvažují vozidlo jako 2D objekt (tedy přední náprava, respektive zadní jako jedno působíště sil). Tyto modely slouží k výpočtu zrychlení a brždění. Ve výpočtu se zanedbávají vlivy některých dějů, jiné jsou zjednodušeny. Zjednodušení nebo opomenutí nemá zásadní vliv na správnost výpočtu. Výpočet je jen přibližný, a to i z důvodu absence jakýkoliv naměřených dat, s výjimkou výsledku soutěží. Daná data byla následně použita. Ve výpočtech je zanedbán valivý odpor pneumatik. Toto zanedbání bylo zvoleno ze dvou důvodů. Prvním je absence veškerých informací o jeho velikosti, protože formule nepoužívá standartní pneumatiky, nýbrž závodní, není tedy možné použít hodnoty běžných pneumatik. Odporová síla vzduchu a síla přitlaku křídel byla určena za pomoci simulací v několika rychlostech. Následně byly tyto rychlosti zaneseny do tabulky v programu Excel a byla vyjádřena velikost síly jako funkce na rychlosti. Tyto síly byly uvažovány, že působí v těžišti vozidla. Dále byl započítán vliv setrvačnosti jednotlivých kol, kde bylo vypočteno jejich zrychlení a to individuálně. Následně bylo vypočteno silové působení na vozidlo. Je uvažován i vliv natočení předních kol.

Výpočet slouží také k návrhu dalších součástí vozidla (odpružení, zavěšení atd.). Pro další výpočty byly použity maximální hodnoty zatížení, jež byly dosahovány v maximální rychlosti. Ta byla uvažována 38 m/s. Tato maximální rychlost je nejvyšší dosažitelnou rychlostí na 6. rychlostní stupeň. V této rychlosti motor běží na maximální otáčky a další zrychlování není možné. Popisované působící síly pro jednotlivé výpočtové modely jsou znázorněny na obrázku 13.



Obrázek 13 Zobrazení působících sil na vozidlo (vlastní zpracování)

## 6.1 Model 1 - zrychlení a zatáčení

Model popisuje chování vozidla při akceleraci průjezdu zatáčkou. Nejméně zatížené kolo je kolo číslo 1 (přední vnitřní). Proto na tomto kole byla zanedbána síla  $T_1$ . Dále jsou síly  $T_{t1}$  a  $T_{t2}$  nulové, protože valivý odpor je zanedbán. Síly  $T_{t3}$  a  $T_{t4}$  jsou síly, které pohání vozidlo. Obě kola jsou poháněna přes společný diferenciál, který je dále naháněn z motoru. Z toho je jasné, že moment působící na kola je stejný pro obě kola. Síly  $T_{t3}$  a  $T_{t4}$  jsou stejně velké. Model lze použít i pro zatáčení při konstantní rychlosti (rovnoměrný pohyb po kružnici). Tento pohyb lze též vypočítat z modelu 2. V něm se však neuvažuje pohon zadních kol, který je nutný pro překonání odporu vzduchu. Proto model 1 poskytuje přesnější výsledky. Z tohoto důvodu je výpočet použit pro stanovení koeficientu adheze.

## 6.2 Model 2 - brždění a zatáčení

Model popisuje chování vozidla při zatáčení a brždění. Nejméně zatížené kolo je kolo číslo 3 (vnitřní zadní). Síla  $T_3$  je uvažována jako nulová. Formule je vybavena dvěma hydraulickými okruhy pro brždění, přičemž první brzdí předními koly, druhý zadními koly. Bylo předpokládáno, že brzdný účinek bude rovnoměrně rozdělen mezi přední a zadní kola. Z toho vyplývá, že síly  $T_{t1}$  a  $T_{t2}$  jsou stejně velké a stejně tak i  $T_{t3}$  a  $T_{t4}$  se rovnají.

Poměr mezi přední a zadní nápravou není pevně stanoven a pilot ho může nastavit i během jízdy. Proto nejsou dány velikosti poměrů  $Tt1/Tt2$  a  $Tt3/Tt4$ , ve výpočtech se tento poměr označuje jako *bb* (Brake balanc).

### 6.3 Model 3 - akcelerace

Model výpočtu popisuje zrychlení vozidla na přímé trajektorii. Protože se vozidlo pohybuje pouze přímočaře, nepůsobí na něj žádné síly ve směru *Y*. Z toho vyplývá, že síly působící na kola jedné nápravy jsou stejné. Model lze tedy zjednodušit na 2D objekt (používáme boční pohled na vozidlo). Stejný výpočet by bylo možné provést pomocí modelu 1. Nicméně byly zahrnuty i další skutečnosti, které model 1 opomíjí – zejména výkon motoru a řazení jednotlivých rychlostních stupňů, jež můžeme souhrnně nazvat kroutícím momentem motoru. Ten je přepočítán pomocí známých převodových poměrů (v závislosti na zařazené rychlosti) a je stanovena maximální síla, kterou motor dokáže působit na vozidlo ( $Tt3$  a  $Tt4$ ). Tato síla je porovnávána vždy s maximální adhezní silou a je použita vždy ta síla, která má nižší hodnotu. Do určité rychlosti je omezující adhezní síla pneumatik. Následně od určité rychlosti se stává omezující silou točivý moment motoru. Tato kritická rychlost byla tímto výpočtem stanovena na 16 m/s (rychlost řazení druhého rychlostního stupně). Nad touto rychlostí není možné pouze přidáním plynu způsobit smyk.

### 6.4 Model 4 - decelerace

Tento výpočet je víceméně variací na model 3 s drobnými úpravami. Model popisuje brzdění vozidla na přímé trajektorii. Síly působící na kola na nápravě jsou stejné, a proto je možné použít výpočet pouze v 2D. Jedná se o kontrolu krajního případu modelu 2. Byl použit jako rychlejší metoda výpočtu a kontrola výpočtu modelu 2.

Z těchto uvedených modelových variant byla vytvořena tabulka pro zjištění maximální normálové ( $N1 - N4$ ) a laterální síly ( $T1 - T4$ ) působící na kola. Hodnoty těchto sil byly použity dále pro výpočet velikostí ložisek, která jsou uložena v těhlicích.

Byla vypracována tabulka hodnot v programu Excel, která vychází z výpočtových rovnic zpracovaných v programu Mathcad. Jednotlivé hodnoty uvedené v tabulce byly zjištěny ručním dosazováním rychlosti ( $v$ ), dopředného zrychlení ( $A_x$ ), bočního zrychlení ( $A_y$ ) a poloměru zatáčky ( $r$ ).

## 6.5 Určení koeficientu adheze

Zjištění koeficientu adheze bylo provedeno podle nejrychleji zjetého času v disciplíně zvané „Skid – pad“, kde je přesně daná vzdálenost dráhy. Vozidlo se pohybuje na hraně smyku. Pohybuje se tedy na hraně přilnavosti pneumatik, a koeficient adheze je tedy maximální. Trajektorie pohybu je kružnice a rychlost je konstantní. Jedná se tedy o pohyb rovnoměrný po kružnici. Je znám nejlepší čas, kterého kdy naše formule dosáhla. Proto bylo vypočteno, jakou rychlostí a s jakým normálovým zrychlením se vůz pohybuje. Tyto hodnoty jsou zadány do modelu 1 a pomocí něj vypočteny koeficienty adheze pro jednotlivá kola. Námí hledaný koeficient je ten s nejvyšší hodnotou. Takto zjištěný koeficient adheze můžeme použít pro odhad, kdy dojde ke smyku vozidla. V dalších výpočtech bude posuzováno, zda vozidlo je či není ve smyku podle toho, zda všechna kola mají stejný nebo nižší požadovaný koeficient adheze. Všechny výpočtové modely se porovnávají s nejlépe zjetým časem v disciplíně Skid-pad. Uvažujeme maximální koeficient adheze stejný pro zatížení ve všech směrech. Pneumatika dokáže přenést vždy sílu „koeficient adheze“ x „normálová síla“. Při větším zatížení by nastal smyk.

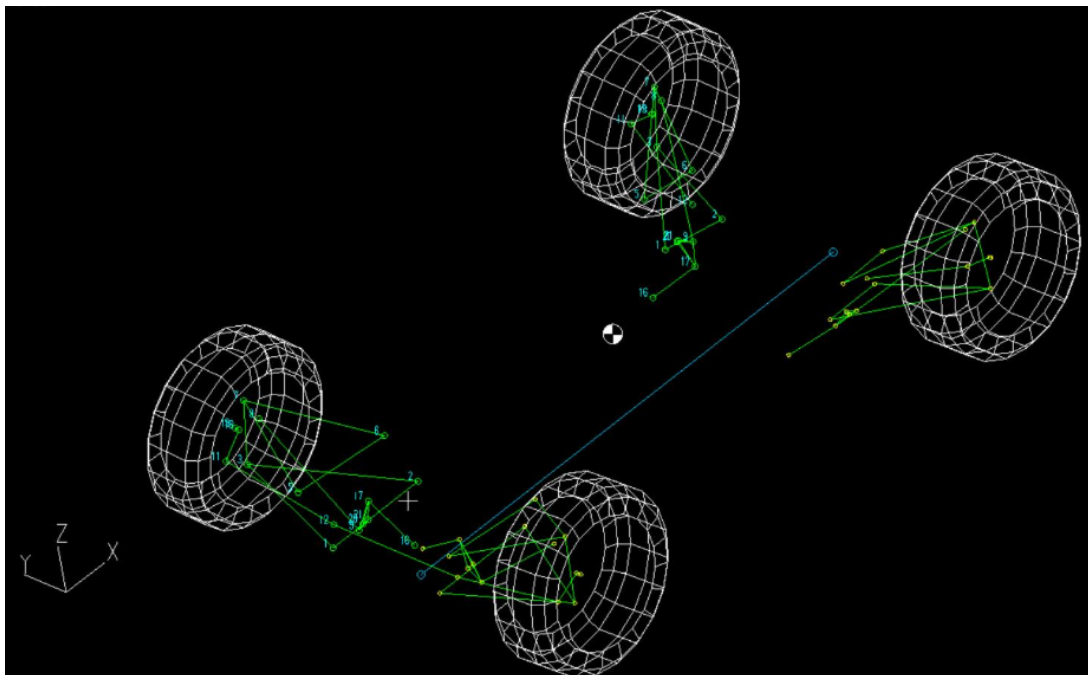
Z modelových výpočtů byly zjištěny působící síly na jednotlivá kola. Tyto síly byly dále použity pro návrh ložisek a návrh předních a zadních těhlic. Výpočty pro určení koeficientu adheze a všech modelových výpočtů jsou uvedeny v příloze 1. Tabulka hodnot z modelových výpočtů je uvedena v příloze 2.

## 6.6 Geometrie podvozku

Předchozí generace formule měla zásadní nedostatky na zadní nápravě vozidla. Zde byly identifikovány dva zásadní problémy. Prvním problémem byl střed klopení vozidla, který se pohyboval během zatáčení v širokém rozmezí, a to způsobovalo nedotáčivost a nestabilitu vozidla při zatáčení. Druhým problémem bylo, že se během propružení kol změnila sbíhavost zadních pneumatik, což způsobovalo nadměrné tepelné opotřebení zadních pneumatik, a to mělo vliv na nestabilitu a nevypočitatelnost přetáčivosti vozidla.

Pro nový monopost byla přepracována geometrie zavěšení podvozku v programu Lotus Suspension. Na obrázku 14 je síťový model náprav formule, který je tvořen body zavěšení, uchycením tlumičů, řízením a body pro nastavení sbíhavosti zadních kol. Každý bod je definovaný v prostoru souřadnicemi X, Y a Z.

Dále jsou definovány parametry vozidla, kterými jsou rozměry pneumatik, rozvor a rozchod kol, uložení tlumičů a střed těžiště vozidla. Po nadefinování bodů a parametrů podvozku byla spuštěna kinematická analýza náprav. Změnou bodů je možné sledovat předpokládané vlastnosti podvozku. Ve spolupráci s mými týmovým kolegy byl vytvořen model, který odstranil nedostatky v přechozím návrhu podvozku.



Obrázek 14 Geometrie bodů náprav v programu Lotus Suspension

## 7 Komponenty zástavbového prostoru

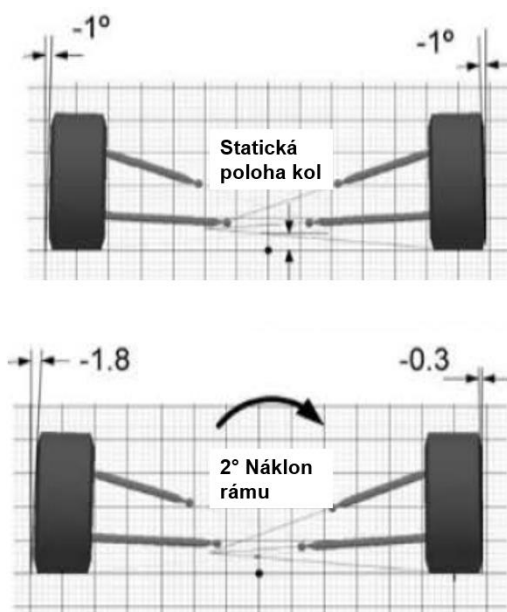
Jedná se o komponenty, které jsou umístěny ve vnitřním prostoru disku kol. Vozidla typu formule student využívají nejčastěji deseti nebo třinácti palcová kola, a proto je zastavitelný prostor velmi malý. Snahou je navrhnout komponenty tak, aby jejich hmotnost byla co nejmenší, protože tvoří neodpruženou hmotu vozidla. Jelikož se jedná o díly, které se při jízdě pohybují jak vůči vozovce, tak vůči rámu, nesmí docházet ke kolizím z bezpečnostního a funkčního hlediska. Byla zvolena třinácti palcová kola od firmy OZ Racing z lehké hořčíkové slitiny, která umožňují bezproblémovou zástavbu komponent ze vnitřku disku s ohledem na nízké jízdni odpory a provozní spolehlivost během závodů.

### 7.1 Zavěšení ramen podvozku

Závodní tratě typu formule student jsou úzké technické okruhy, které vyžadují vozidla s vynikající ovladatelností a kontrolou jízdy. Proto i vzhledem k charakteru trati se volí vozidla s malými rozchody a rozvory kol vepředu a vzadu. V kombinaci s pravidly, které vyžadují

relativně široké tělo rámu to znamená, že ramena zavěšení jsou poměrně krátká. Častým konstrukčním řešením je přijetí tvaru lichoběžníkových ramen s nestejnou délkou horního a spodního ramene, které vytvářejí krátkou délku kyvného ramene.

Na obrázku 15. je vidět, že to má za následek výrazné navrácení odklonu. Při průjezdu zatáčkou se náklon vozidla změní o  $2^\circ$ , ale vytvoří to jen  $+0,7^\circ$  odklonu na zatížené kolo. Proto je statické nastavení odklonu kola určeno na  $-1^\circ$ , které je dostatečné k udržení záporného odklonu. Zobrazené uspořádání má nízký střed otáčení, který přispívá ke stabilitě vozidla. [2]



Obrázek 15 Podvozek pro formuli student [2]

Pro novou formuli byla zvolena lichoběžníková náprava s nestejně dlouhými horními a dolními rameny. Horní rameno je výrazně kratší a ramena se sbíhají (uchycení na rámu jsou blíže než na těhlici). Toto řešení poskytuje v malých zástavbových rozměrech, které jsou zejména na zadní nápravě problém, velkou změnu odklonu během propružení kola. Proto během zatáčení roste úhel odklonu na vnějším kole rychleji oproti náklonu rámu vozidla. Díky tomu, že se zvyšuje odklon kola, má pneumatika vyšší tuhost a přenesou vyšší sílu. U vnitřního kola dochází k tomu, že se odklon při vyvážení kola zmenšuje do té míry, že dochází až k nulovému odklonu. Tak je možné přenést maximální boční sílu (síla je malá, a tedy není třeba vysoká boční tuhost pneumatiky ale vyšší plocha). Zároveň ale při jízdě v rovném směru je odklon minimální, což udržuje co největší styčnou plochu pneumatiky s vozovkou. Toto je důležité při brzdění a zrychlování v přímém směru. Dále pak dochází k rovnoměrnému zahřívání pneumatiky, která se opotřebovává rovnoměrně. Přední úchyt ramene je u všech ramen uchycen výše než zadní. Toto má za účel na přední nápravě zamezit přílišnému

propružení přední nápravy při brždění tzv. anti-dive. U zadní nápravy má toto řešení za úkol zamezit propružení při zrychlování tzv. anti-squat. Pomocí této geometrie by měl rám vozidla zůstat co nejvíce stabilní a umožňovat projíždět zatáčky co nejvyšší rychlostí.

### 7.1.1 Uložení ramen podvozku

Uložení ramen mezi rámem a těhlicí je realizováno kloubovým ocelovým ložiskem, které je umístěno ve vysoustruženém pouzdře a je zajištěno pojistnými kroužky. Pouzdra jsou svařena s tyčemi ramen. Po konzultaci s mými kolegy bylo zvoleno kloubové ložisko s označením GLXS 10. Varianta provedení kloubové hlavice s kombinací kluzných povrchů ocel/bronz má kalený a chromovaný vnitřní kroužek a bronzový vnější kroužek. Z toho důvodu je zajištěna optimální výkonnost v podmínkách nedostatečného mazání. [17]

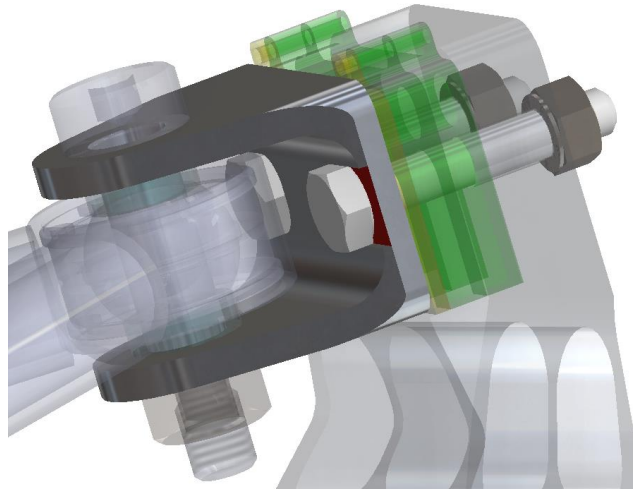
Rozměry kloubového ložiska a jeho uložení určují velikost horních úchytů mezi těhlicí a rameny viz tabulka 3.

Tabulka 3 Rozměry uložení a kloubového ložiska [17]

Popis	Označení	Kloubové ložisko GLXS 10	Uložení ložiska	Jednotky
Vnitřní průměr	d	10	26	mm
Vnější průměr	D	26	28	mm
Šířka	B	14	16	mm

### 7.1.2 Horní úchyt ramen

Jedná se o samostatnou komponentu, která zajišťuje spojení mezi horním ramenem podvozku a tělem těhlice. Návrh dílu musí být dostatečně tuhý tak, aby odolal maximálními silám působícími na kolo a zároveň zachoval nastavení geometrie kol. Vnitřní prostor horního elementu musí dovolovat bezkolizní pohyb ramene podvozku, který nastává při přejetí nerovností na vozovce. Sférické ložisko je spojeno lícovaným šroubem s horním úchytem ramene a zajištěno maticí s pojistným kroužkem. Uchycení k těhlici je realizováno pomocí dvou šroubů s šestihrannou hlavou, které zajišťují pevné, spolehlivé spojení mezi těhlicí, distančními podložkami a horním úchytem. Pro snadnou výměnu podložek za účelem změny geometrie kol je horní úchyt opatřen drážkou viz obrázek 16, která zachycuje šestihrannou hlavu šroubu, díky které se šroub při povolení neotáčí a umožňuje tak pouhým povolením matice uvolnit spojení. Tímto způsobem lze dosáhnout rychlé a spolehlivé výměny podložek.



Obrázek 16 Model horního úchytu ramen (vlastní návrh v programu Solidworks)

### 7.1.3 Brzdové třmeny

Volba brzdných třmenů byla realizována mými týmovými kolegy na základě výpočtů síly potřebné k zastavení vozidla. Pro přední kola byl zvolen čtyřpístkový třmen od firmy ISR s označením 22-048. Na zadních kolech není potřeba tak velká brzdná síla, a proto byl zvolen dvoupístkový třmen od stejného výrobce s označením 22-049.

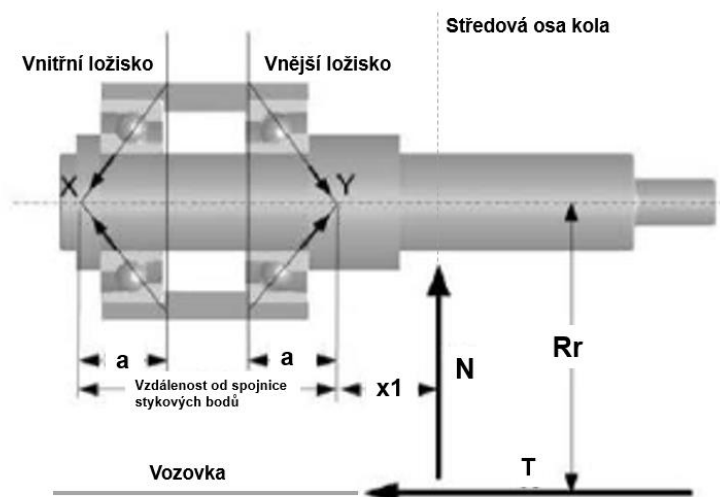
Umístění brzdových třmenů na přední i zadní nápravě bylo optimalizováno za účelem snížení celkového těžiště vozu, jeho hmotnosti a pokud možno zlepšení ovladatelnosti díky nižšímu momentu setrvačnosti vůči svislé ose otáčení vozidla.

## 7.2 Volba ložisek

Ložiska předních a zadních kol musí odolávat kombinovaným radiálním a axiálním zatížením a obecně se používá dvojice kuželíkových ložisek nebo kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Kuželíkové ložisko má tendenci mít vyšší nosnost a být o něco levnější, ale je těžší než jeho ekvivalent kuličkové ložisko s kosoúhlým stykem, jenž také generuje méně tření. Postup návrhu je velmi podobný pro oba typy. Ložiska musí být patřičně uložena v náboji. V obou variantách musí být zajištěno malé předpětí pomocí pojistné matice. Obrázek 17 znázorňuje pár kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem, jenž je uspořádán zády k sobě (do “O”). Toto uspořádání zvětšuje vzdálenost od spojnice stykových bodů a je vhodné pro zachycení velkých momentových zatížení a zajišťuje relativně tuhé uložení ložisek, proto je možné snížit vzdálenost mezi ložisky a tím zmenšit jejich zástavbový prostor.



Při návrhu se řeší dva hlavní případy – statické a dynamické zatížení. Z předchozích výpočtů známe síly působící na pneumatiku v místě styku s vozovkou. Tyto síly se dále přenáší přes disk a náboj do ložisek. Z těchto působících sil je možné pro zjednodušení zanedbat axiální sílu, protože je výrazně menší než radiální síla [2]. Tímto postupem se výrazně zjednoduší výpočet zatížení ložiska, protože uvažujeme že je zatíženo pouze radiální silou. [2]



Obrázek 17 Schéma uspořádání ložisek [2]

Pro nový monopost formule byla zvolena dvojice jednořadých, kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem z řady vysoce přesných ložisek 718 od firmy SKF, jelikož splňují klíčová kritéria jako je vysoká únosnost a nízká hmotnost a jejich požití se osvědčilo v předchozích sezonách. Ložiska s keramickými valivými tělisky se méně deformují a mají nižší valivý odpor. Nevýhodou by mohla být vysoká pořizovací cena, ale ložiska byla dodána jako sponzorský dar, proto se při návrhu nemusela uvažovat levnější variantou. Parametry ložisek jsou uvedeny v následující tabulce 4.

Tabulka 4 Parametry ložisek SKF řady 718 [18]

Popis	Označení	Přední ložisko (SKF 71813)	Zadní ložisko (SKF 71814)	Jednotky
Vnitřní průměr	d	65	70	mm
Vnější průměr	D	85	90	mm
Šířka	B	10	10	mm
Dynamická únosnost	$C_r$	12700	13000	N
Statická únosnost	$C_0$	14000	15000	N
Vzdálenost stykových bodů	a	22.5	23.7	mm
Hmotnost	m	0.11	0.13	kg

### 7.2.1 Kontrola statické bezpečnosti

Zabývá se tím, zda absolutní předpokládané maximální zatížení na ložisko nezpůsobí trvalé deformace valivých těles a oběžných drah. Pro vypočtení ekvivalentu statického zatížení ložiska musí být známy maximální normálové a boční síly působící na vozidlo. Z těchto sil se určí radiální zatížení pro vnitřní a vnější ložisko.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0}$$

Statická bezpečnost je definovaná jako:

Kde:  $C_0$  = statická únosnost ložiska určená z katalogu prodejce ložisek [N]

$P_0$  = Ekvivalent statického zatížení ložiska [N]

Pro kuličková ložiska s kosoúhlým stykem je statický bezpečnost  $S_0 \geq 1.0$  a zaručuje tichý a plynulý chod. [2]

### 7.2.2 Kontrola dynamické bezpečnosti

Jedná se o kontrolu, která zjistí, zda je životnost ložiska je dostatečná. Není založena na působení maximálních zatížení ložiska, ale na průměrném ekvivalentním dynamickém zatížení odvozeném od typického spektra zatížení po celou dobu životnosti ložiska. Postup začíná určením radiálních zatížení pro ložisko během jízdních stavů vozidla jako je zrychlení, brzdění a zatáčení. Dále se určí podíl času stráveného na každé operaci. Z těchto zjištěných sil a časů je určen průměrný ekvivalent dynamického zatížení. [2]

Průměrný ekvivalent je definován jako:

$$P_m = \sqrt[3]{(P_1 \times T_1 + P_2 \times T_2 \dots)} \quad [\text{N}]$$

Kde:  $P_m$  = průměrný ekvivalent dynamického zatížení [N]

$P_1$  = radiální zatížení působící na ložiska [N]

$T_1$  = čas pro konkrétní operaci [s]

Základní trvanlivost ložiska určíme z hodnoty  $P_m$ , která se porovná se základní dynamickou únosností  $C_r$ , jenž je určena výrobcem. Základní trvanlivost se předpokládá na jeden milion otáček před únavovou poruchou a musí být větší než předpokládaný počet otáček kola ujetých za celou sezónu. Proto je potřeba určit časový profil a zatížení na ložiska jednotlivých jízdní režimů. Předpokládáme, že zatáčení tvoří 50 %, zrychlení 25 % a brzdění 25 %, celkového jízdního času.

Základní trvanlivost je definována jako:

$$L_{10} = \left( \frac{C_r}{P_m} \right) \times 10^6$$

Kde:  $L_{10}$  = základní trvanlivost [min-1]

$P_m$  = průměrný ekvivalent dynamického zatížení [N]

$C_r$  = dynamická únosnost ložiska určená z katalogu prodejce ložisek [N]

Zvolená ložiska pro přední a zadní kolo splňují podmínku statické a dynamické bezpečnosti. Přehled výsledků je uveden v tabulce 5. Kompletní výpočet pro volbu ložisek je realizován v příloze 3.

Tabulka 5 Výsledky výpočtu pro volbu ložisek

Popis	Podmínka	Přední ložisko	Zadní ložisko	Jednotky
Kontrola statické bezpečnosti	$S_0 \geq 1.0$			
Statická bezpečnost	$S_0$	1.395	1.536	
Kontrola základní trvanlivosti	$L_{10} > n$			
Základní trvanlivost	$L_{10}$	$2.787 \cdot 10^7$	$3.341 \cdot 10^7$	[min-1]
Předpokládané otáčky kola	$n$	$6.193 \cdot 10^5$	$6.193 \cdot 10^5$	[min-1]

## 8 Vlastní návrh těhlice

Z předchozích kapitol jsou známy parametry všech připojených prvků k samotné těhlici. Hlavní tvar těhlic vychází z bodů náprav podvozku pro horní a dolní rameno, polohy brzdového třmenu a rozměrů úložného prostoru zvolených ložisek. Snahou návrhu je snížit hmotnost oproti předchozí verzi těhlic použitých na minulé generaci formule a umožnit jednoduché nastavení odklonu kola pomocí distančních podložek. Návrh byl následně ověřen pomocí pevnostní simulace. Z důvodu snadné vyrobiteľnosti v podmínkách týmu CULS Prague

Formula Racing se zvolila metoda obrábění kovů. Konstrukce těhlice byla optimalizována tak, aby se dala vyrobit na pěti-osém obráběcím CNC stroji.

## 8.1 Volba konstrukčního programu

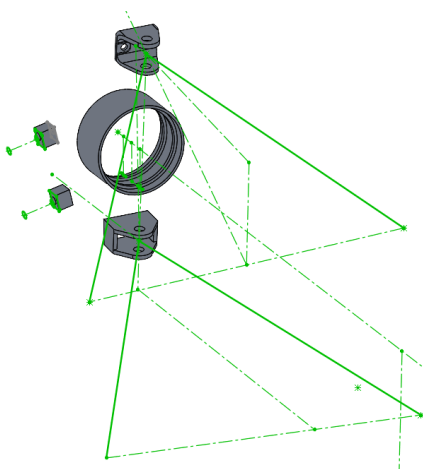
Tým CULS Prague Formula Racing využívá pro konstruování nových dílů již řadu let program Solidworks Premium a jeho licenci získal sponzorským darem. Software disponuje pokročilými prvky pro modelování a tvorbu sestav, které byly využity při vytvoření modelu těhlic. Pro ověření pevnostního návrhu byla využita nadstavba Solidworks Simulation, kde je výhodou, že lze měnit rozměry modelu, přičemž se nastavené uchycení i zatížení modelu automaticky přizpůsobí upravené geometrii a tím zajistí správnost nové simulace [19].

## 8.2 Tvorba modelu

Postup při modelování byl rozdělen do tří fází, kde byly definovány vstupní podmínky, poté byl vytvořen 3D model, u kterého bylo ověřeno, jestli neobsahuje kolize. Proces modelování byl časově náročný, protože jednotlivé prvky a skici byly provázány tak, aby byl model schopný reagovat na změnu vstupních dat a bezchybně se aktualizoval. Zvolená metoda se však vyplatila, protože body podvozku se v průběhu návrhu několikrát změnily.

### 8.2.1 Fáze určení geometrických a limitujících podmínek.

Nejdříve bylo nutné převést body nové geometrie podvozku do prostředí modelu. Souřadnice jednotlivých bodů byly získány z programu Lotus Suspension. Pomocí funkce 3D skica byly jednotlivým bodům nadefinovány vzdálenosti v prostoru od počátku souřadného systému modelu. Pro lepší vizualizaci v prostoru se tyto body propojily pomocí přímek a konstrukčních os.

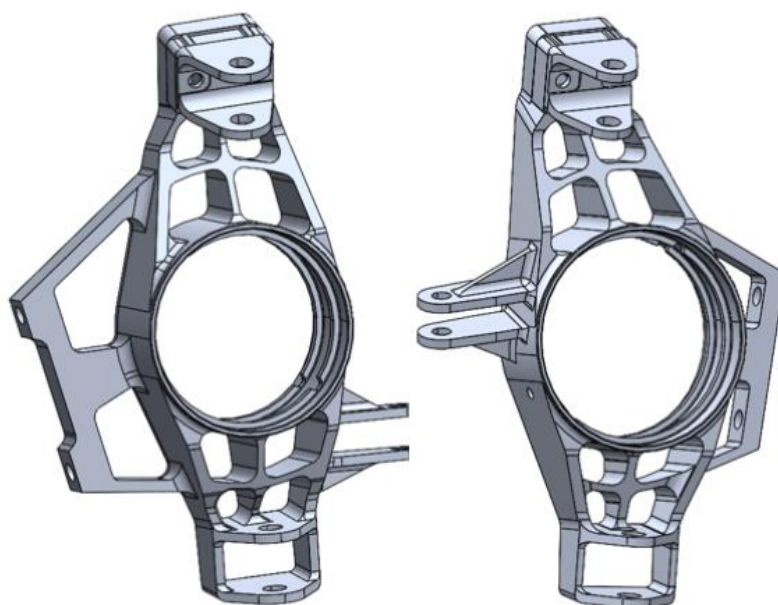


Obrázek 18 Počáteční fáze modelování těhlic (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

Spojením tří bodů se vytvořila referenční rovina horního a dolního ramene podvozku. Úchyty konců ramen musí být rovnoběžné na tuto rovinou a střed děr musí procházet spojnicí koncových bodů ramen, aby bylo umožněno otáčení kola. Rozměry úchytů ramen vycházejí ze zvoleného kloubového ložiska a jeho pouzdra. Uložení ložisek je vytvořeno přidáním rotací kolem osy otáčení kola. Zde se nachází dorazy ložisek a vnitřní vybrání pro odlehčení dílu. Úchyty brzdového třmenu se odvíjejí od rozteče a průměru děr šroubů pro uchycení, od velikosti brzdového kotouče a jeho pozice v sestavě uložení kola.

### 8.2.2 Fáze objemového modelování

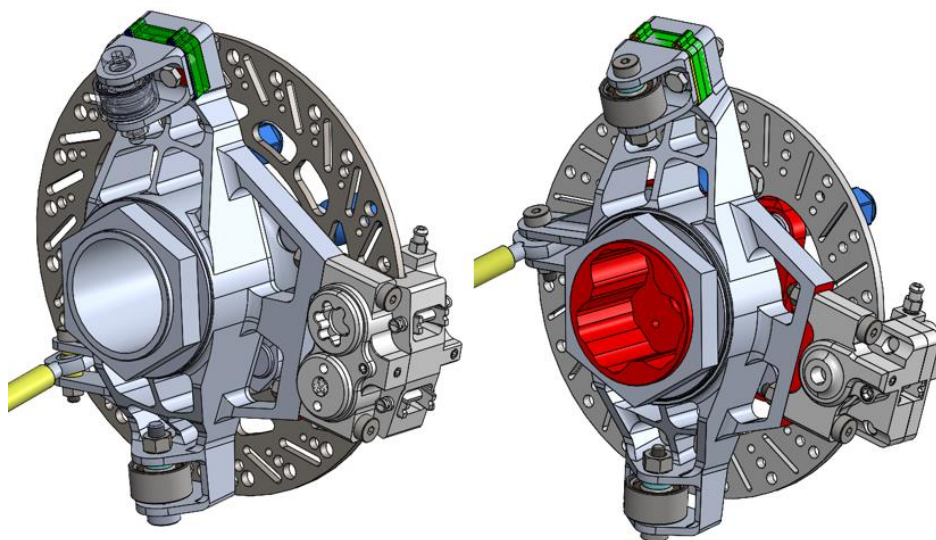
V další fázi byly vytvořeny dosedací plochy pro vymezovací podložky sloužící k nastavení odklonu kola. Vzdálenost mezi horním úchytem a čelem těhlice byla zvolena tak, aby požadovaný rozsah odklonu kola byl  $3.5^\circ$ . Z této vzdálenosti vyplývá volba tloušťky podložek, která je popsána v předchozí kapitole 5.2.1. Dalším postupem bylo propojení úchytů ramen s uložením ložisek. Na nově vzniklé stěny byly připojeny podpory uchycení brzdového třmenu. Na přední těhlici byl vytvořen úchyt pro bod řízení. Ten vychází z polohy převodky řízení a polohy řídicích tyčí a na jejich koncích je kloubová hlavice, která je spojena s úchytem pomocí lícovaného šroubu. Zadní těhlice má konstrukčně podobný úchyt, který slouží pro uchycení tyče sbíhavosti kol a jeho poloha je dána geometrií podvozku. Na konec byly přidány žebra, výztuže a rádiusy. Vizualizace modelu je znázorněna na obrázku 19.



Obrázek 19 3D model přední a zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

### 8.2.3 Fáze ověření kolizí v prostředí sestavy

Objemový díl byl následně vložen do sestavy a byly k němu zavazbeny modely již zmíněných komponentů zástavbového prostoru. Dále byl vložen spojovací materiál a proběhla kontrola, zda nedochází ke kolizím mezi jednotlivými součástmi. Poté byl sledován pohyb celé sestavy a zda při něm nedochází ke kolizím. V uchycení kloubových ložisek na koncích ramen byla nastavena sférická vazba, aby umožnila simulovat pohyb při nadzvednutí kola. K sestavě předního kola byla za pomoci řídicích tyčí připojena sestava řízení sloužící k ověření, zda návrh umožňuje bezkolizní pohyb pro zvolený minimální poloměr zatáčení vozidla. Na obrázku 20 jsou znázorněny celkové sestavy přední a zadní těhlice.



Obrázek 20 Celková sestava přední a zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

### 8.3 Pevnostní analýza těhlic

Za účelem optimalizace hmotnosti návrhu byla vytvořena pevnostní simulace pomocí metody konečných prvků, kterou disponuje simulační nadstavba v programu Solidworks. Tato numerická metoda je vhodná pro analýzu strojírenských návrhů. Analýza byla provedena pro sestavu přední a zadní těhlice, ve které se nachází hlavní tělo těhlice, horní úchyt ramene a distanční podložka pro nastavení odklonu. Návrh se zabýval posouzením zatížení při jízdě zatáčkou a brzdění vozidla pro zjištění velikosti redukovaného napětí a koeficientu bezpečnosti.

### 8.3.1 Volba materiálu

Materiál pro těhlice musí splňovat nároky na vysoké mechanické vlastnosti při zachování nízké hustoty. Dále je nutno vzít v potaz danou výrobní technologii, kterou bylo zvoleno CNC obrábění. Díky dobrým zkušenostem z předchozích těhlic použitých na minulých monopostech, byla zvolena hliníková slitina EN AW- 7075 T6. Tento materiál je používán tam, kde je důležitá kombinace vysoké pevnosti a nízké hmotnosti, proto se často využívá v automobilovém a leteckém průmyslu. Nevýhodou materiálu je snížená odolnost proti atmosférické korozi a náchylnost proti vrubům, které při jejich existenci mohou vést k prasklinám. [20] Pro odstranění těchto závad jsou těhlice po obrábění následně eloxovány.

V tabulce 7 jsou zobrazeny mechanické vlastnosti vyčtené z knihovny materiálů v programu Solidworks.

Tabulka 6 Mechanické vlastnosti materiálu 7075 T6 [20]

Mechanické vlastnosti	Hodnoty	Jednotky
Mez kluzu	505	MPa
Pevnost v tahu	570	MPa
Modul pružnosti	72	GPa

### 8.3.2 Zatížení působící na těhlice

Pro pevnostní analýzu byl vytvořen výpočet maximálního zatížení při zatáčení a brzdění, které působí na úchytoých bodech těhlice. V obou případech je posuzován vliv působících sil mezi vozovkou a pneumatikou.

Při zatáčení se přenáší zatížení od kola do náboje a dále do uložení ložisek. Síla působící na vnější a vnitřní ložisko je vypočítána pomocí momentové rovnice ke středu kola. V případě maximálního zatížení při brzdění jsou působící síly od vozovky aplikovány v kontaktních plochách ložisek a úchyty brzdového třmenu. Síla na uchycení brzdy byla spočítána pomocí momentové rovnice. Moment, který vytváří podélná síla ke středu otáčení kola musí být rovna momentu, který vytváří síla působící na brzdový třmen ve vzdálenosti středu brzdové destičky a středu kola. Síla působící na brzdový třmen je následně distribuována do jeho úchyty. Konkrétní výpočty jsou uvedeny v příloze 4. a velikosti jednotlivých zatížení jsou uvedeny v následující tabulce 7.

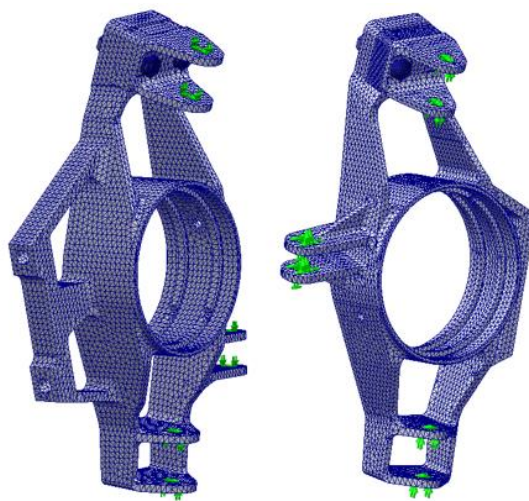


Tabulka 7 Hodnoty zatížení pro pevnostní analýzu (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

Popis	Působící síla na plochu uložení	Označení	Výsledky zatížení: přední těhlice	Výsledky zatížení: zadní těhlice	Jednotky
Maximální zatížení při zatačení	Vnitřního ložiska	$F_i$	19400	22000	N
	Vnějšího ložiska	$F_o$	17470	23960	N
Maximální zatížení při brzdění	Vnějšího ložiska: vertikální složka	$V_o$	2777	2051	N
	Vnějšího ložiska: horizontální složka	$H_o$	4129	588.44	N
	Vnitřního ložiska: vertikální složka	$V_i$	852	85.193	N
	Vnitřního ložiska: horizontální složka	$H_i$	1267	24.44	N
	Uchycení třmenu: vertikální složka	$V_b$	3678	1243	N
	Uchycení třmenu: horizontální složka	$H_b$	1252	603.52	N

### 8.3.3 Nastavení okrajových podmínek

Pro určení výpočtu jsou nastaveny typy uchycení tak, aby odpovídaly možnosti pohybu, který vychází reálné situace. To je založeno na nahrazení reálných vazeb a volbě ploch uchycení. Jelikož se jedná o pevnostní simulaci celé sestavy, kontaktní součásti jsou spojeny konektorem šroubu a matice. Ve válcových plochách pro šrouby, které se nachází v úchytech horních a dolních ramen a také v úchyty tyče řízení a sbíhavosti, dochází k rotaci kolem své osy. Proto je zde nastaveno uchycení pomocí fixního čepu. Při nastavení objemové sítě se použilo standartní nastavení s vysokou kvalitou zjemnění sítě, jak je vidět na obrázku 21.



Obrázek 21 Nastavení okrajových podmínek (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

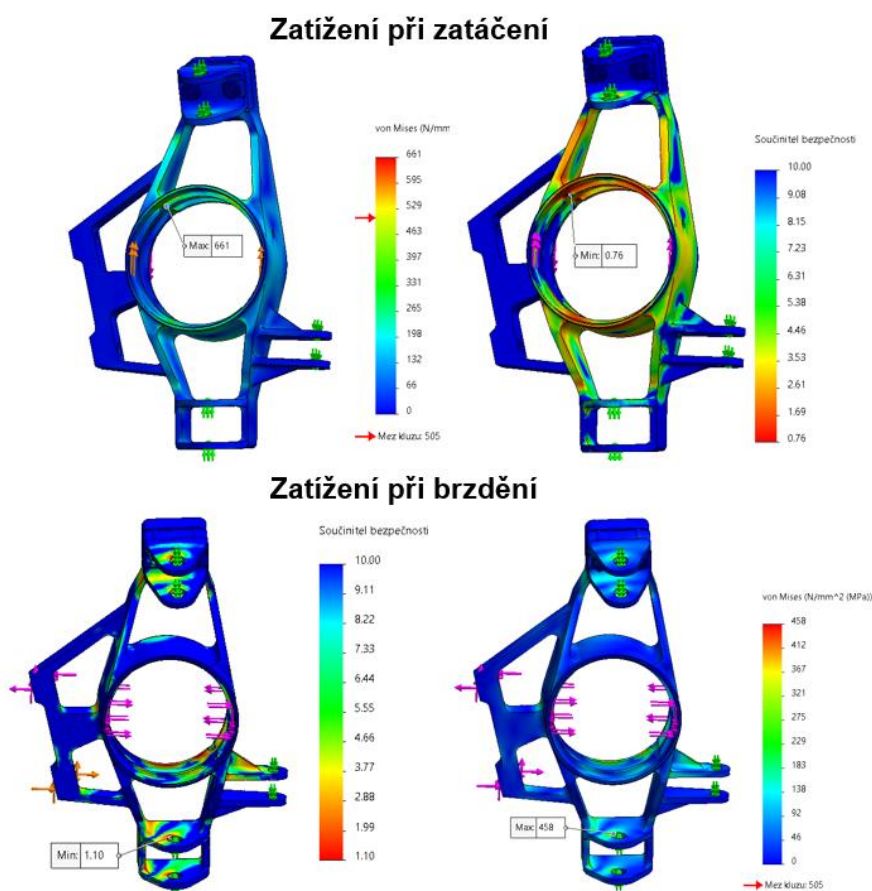


### 8.3.4 Výsledky pevnostní simulace

#### První návrh – sestava přední těhlice

V prvním návrhu bylo řešeno, zda je nutné vytvoření vnitřních žeber mezi bočními stěnami těhlice, aby bylo dosaženo minimální hmotnosti u finálního výrobku. Z fyzikálních vlastností v CAD modelu byla zjištěna hmotnost sestavy přední těhlice 500,14g. Byla vytvořena pevnostní simulace zatížení pro jízdní situaci zatáčení a brzdění vozidla, která je znázorněna u finálního výrobku na obrázku 22.

Zde je zřejmé, že nejvyšší redukované napětí von Mises nastane při zatížení, které působí při zatáčení vozidla. V oblasti vnitřního ložiska je hodnota bezpečnosti pod dovolenou mezí kluzu materiálu. Lze tedy předpokládat, že by nastala trvalá deformace materiálu. Při brzdění sice není překročeno dovolené napětí pro mez kluzu materiálu, ale hodnota koeficientu bezpečnosti v oblastech rádiusů horní a dolní části těhlice a vnějšího dorazu ložiska je poměrně malá. Zhodnocení prvního návrhu: Jelikož by při zatáčení došlo k deformaci těhlice, je nutné přistoupit k úpravě modelu přední těhlice.



Obrázek 22 Zobrazení výsledků prvního návrhu sestavy přední těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

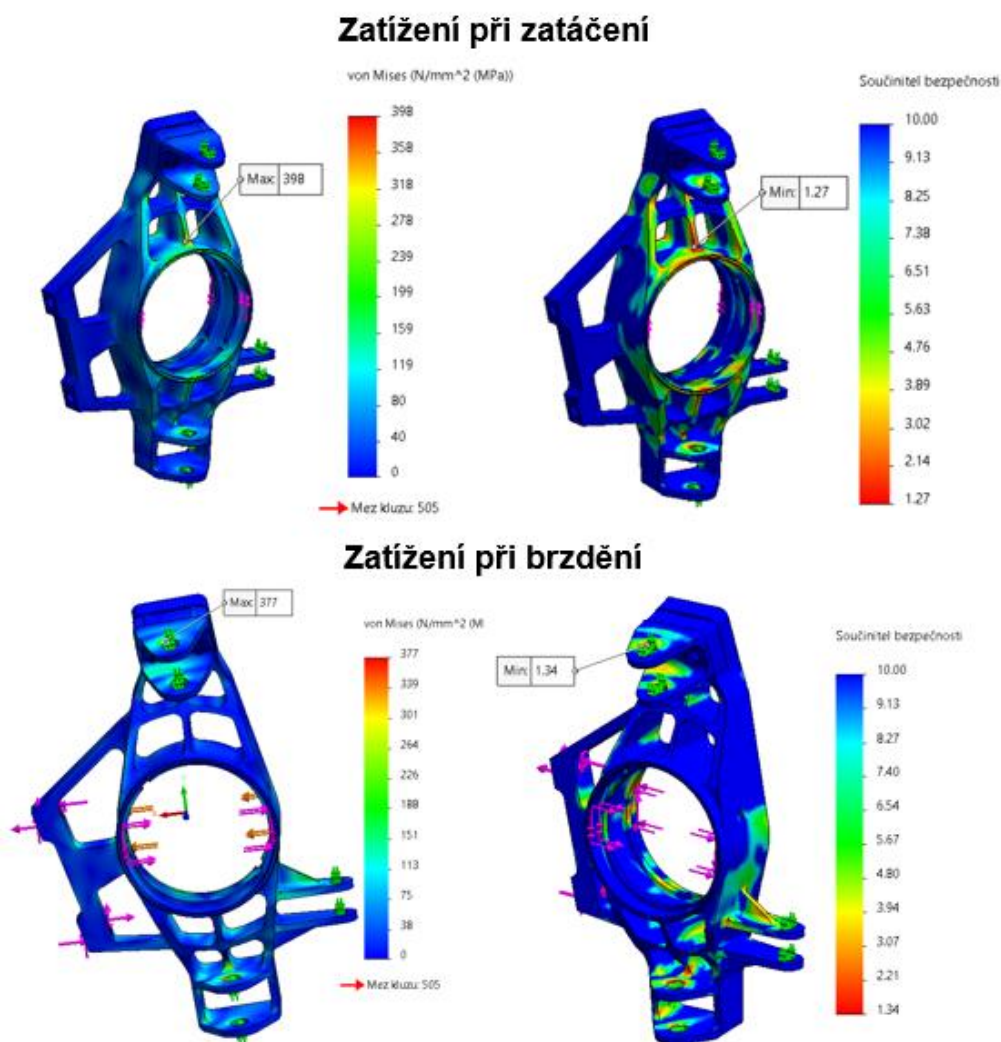
## Druhý návrh – sestava přední těhlice

K sekundárnímu návrhu byly přidány svislá a horizontální žebra a všechny vnitřní rádiusy, které byly zvětšeny na poloměr 5 mm a tloušťka stěn byla zachována.

Změny jsou viditelné na obrázku 23.

Při zatížení od jízdy v zatáčce se maximální hodnota napětí nachází v rádiu horní svislé výztuhy. Při brzdění v plochách pro lícovaný šroub a rádiu dolní výztuhy. Jelikož se jedná o hodnoty dosažené při maximálních rychlostech, kterých vozidlo běžně při závodě nedosahuje, lze tento návrh požadovat za dostatečný.

Zhodnocení druhého návrhu: Kvůli přidání výztuhy žebra došlo ke zvýšení hmotnosti o 55,6 g oproti první verzi. Dále výrazně stoupla tuhost sestavy přední těhlice.



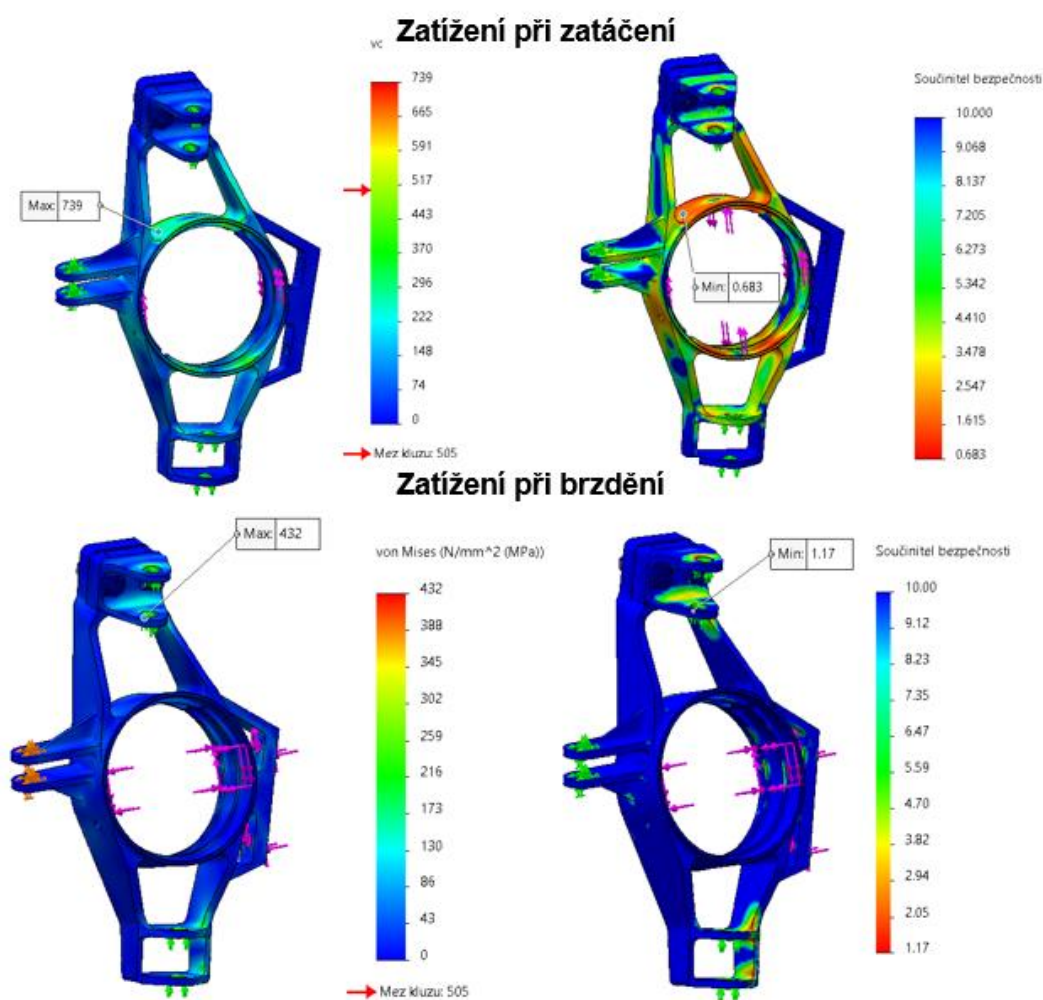
Obrázek 23 Zobrazení výsledků druhého návrhu sestavy přední těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

Pro sestavu zadní těhlice byla pevnostní simulace realizována stejným způsobem jako u přední.

### První návrh – sestava zadní těhlice

Hmotnost zadní těhlice, odměřené z 3D modelu, je 418.48 g. Na obrázku 24 jsou zobrazeny hodnoty maximálního napětí a oblasti minimálního koeficientu bezpečnosti. Při zatáčení je překročena mez kluzu materiálu zejména v oblastech uložení ložisek, kde je bezpečnost menší než 1 a nastala by zde deformace materiálu. Jelikož na zadní kolo působí menší brzdná síla než na přední kola, je tento návrh při tomto zatížení dostatečný.

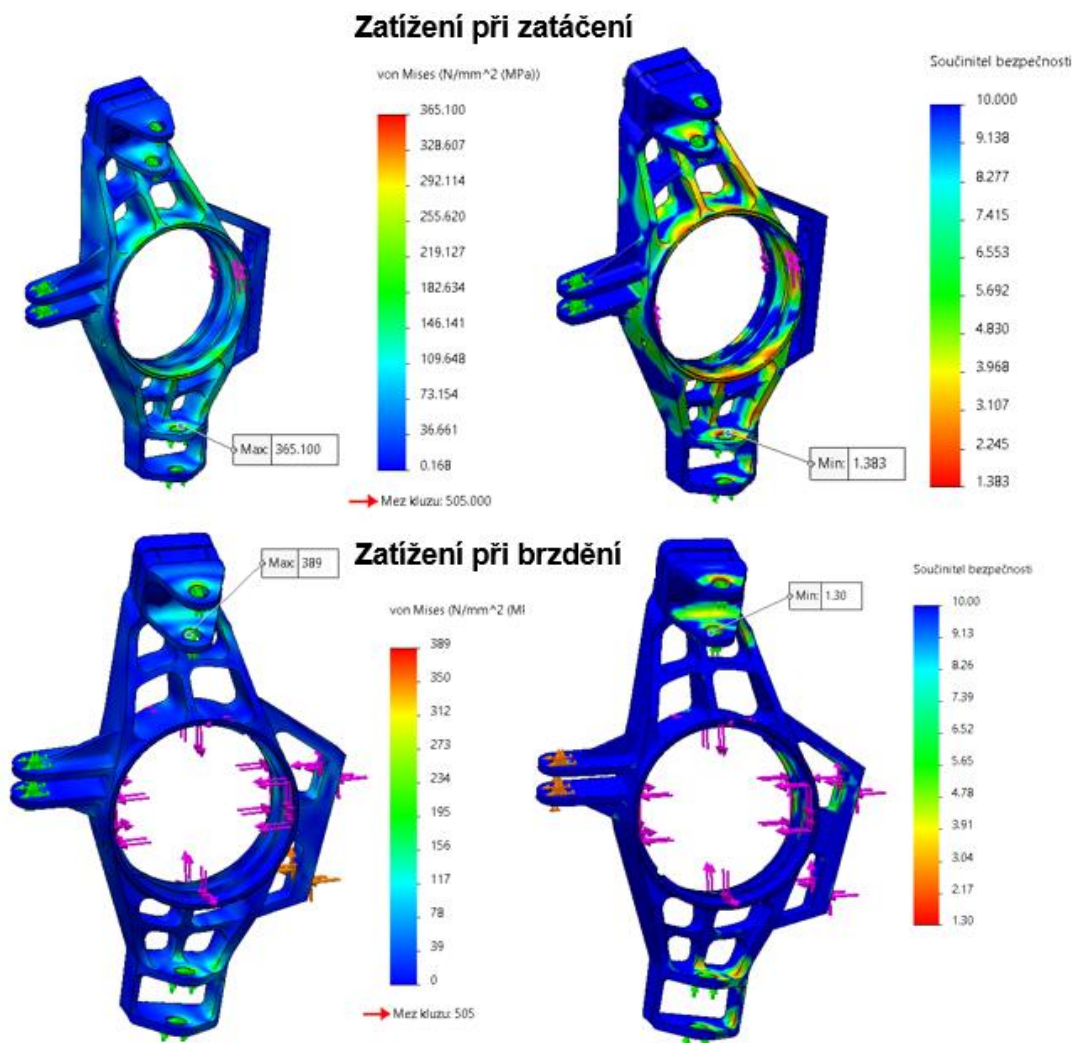
Zhodnocení prvního návrhu pro sestavu zadní těhlice: Protože by při zatížení při průjezdu zatáčkou nastala deformace materiálu, je potřeba přidat do modelu vnitřní žebra. Výsledky prvního návrhu zadní těhlice jsou zobrazen na obrázku 24.



Obrázek 24 Zobrazení výsledků prvního návrhu sestavy zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

## Druhý návrh – zadní těhlice

Zhodnocení druhého návrhu sestavy zadní těhlice: Po přidání výztužných žebek mezi vnější stěny zadních těhlic se snížila při zatížení od zatačení hodnota napětí von Mises a minimální hodnota bezpečnosti je nad úrovní dovolené meze kluzu materiálu. Změřená hmotnost 3D modelu sestavy se zvýšila o 50,61 g. Na obrázku 25 jsou zobrazeny výsledky pevnostní simulace.



Obrázek 25 Zobrazení výsledků druhého návrhu sestavy zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)

Varianty druhého návrhu se ukázaly jako dostatečně tuhé pro zatížení při brzdění a zatačení, což bylo vypočteno při maximální dosažitelné rychlosti vozidla. Návrh byl shledán dostatečně vhodným a bude použit na novém monopostu formule. V tabulce 8 jsou uvedeny hodnoty, které porovnávají hmotností s těhlicemi použitými na minulém monopostu.



Tabulka 8 Porovnání hmotností těhlic (vlastní zpracování)

Popis		Hmotnost	Jednotky
Sestava těhlic minulého monopostu	Přední	595.84	g
	Zadní	581.49	g
Sestava těhlic pro nový monopost	Přední	555.62	g
	Zadní	469.09	g

## Závěr

Metoda nastavení odklonu kol se na minulé generaci monopostu příliš neosvědčila, jelikož byl celkový postup příliš časově náročný a náchylný k chybám při měření úhlu odklonu, a proto bylo přistoupeno k inovaci této metody a k nahrazení metodou jinou. Nový způsob nastavení odklonu kol byl realizován tak, aby mohl být spolehlivě použit v závodních podmínkách, například rychlou změnou nastavení odklonu kol mezi dynamickými disciplínami soutěže Formula student.

Za tímto účelem musela být navržena zcela nová těhlice pro přední a zadní nápravu. Byly definovány požadavky kladené na konstrukci těhlic, mezi které patří vhodné bezkolizní rozmístění komponent a parametry ovlivňující tvar samotné těhlice. Proto byl vytvořen výpočet podvozku pro zjištění maximálních sil působících na jednotlivá kola při různých stavech. Pro zpracování dat bylo využito výpočetních programů MS Excel a Mathcad.

Zjištěné hodnoty byly použity při tvorbě 3D modelu ve zvoleném CAD programu Solidworks, který obsahuje nadstavbu pro pevnostní simulace. Vypočtené hodnoty byly použity pro pevnostní simulaci pomocí metody konečných prvků. V procesu byly zvoleny dvě varianty, z nichž výsledný návrh sestavy přední těhlice má nižší hmotnost o 40,2 g a návrh sestavy zadní těhlice váží o 112,4 g oproti minulé generaci. Celková hmotnostní úspora předních a zadních těhlic na obou nápravách činí 305 g.

Časová náročnost na přenastavení geometrie kol se výrazně zkrátila o desítky minut.

Nový návrh nastavení odklonu kola a těhlic bezesporu zlepšuje konkurenceschopnost týmu CULS Prague Formula Racing a bude použit na novém vozu formule

## Seznam použité literatury

- [1] *FS czech: Fotogalerie FS Czech* [online]. 2018 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://fsczech.smugmug.com/Photo/2018/Friday/i-HcqQxDg/A>
- [2] SEWARD, Derek. *Race car design*. London: Palgrave/Macmillan, 2014. ISBN 978-1-137--03014-6.
- [3] MILLIKEN, William F. a Douglas L. MILLIKEN. *Race car vehicle dynamics*. Warrendale: SAE International, c1995. ISBN 15-609-1526-9.
- [4] *Těhlice vozu škoda Octavia* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.maxildily.cz/Tehlice-prava-hlava-loziska-cepu-kola-1J0407256AG-CN-d12362.htm?tab=description>
- [5] *Formula student rules: FSG* [online]. 2020 [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2020/rules/FS-Rules\\_2020\\_V1.0.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2020/rules/FS-Rules_2020_V1.0.pdf)
- [6] *Forsaken motorsports* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.forsakenmotorsports.com/>
- [7] AMBROŽ, Oldřich, Bohumil KANDUS a Jaroslav KUBÍČEK. *Technologie svařování a zařízení: učební texty pro kurzy svářečských inženýrů a technologů*. Ostrava: Zeross, 2001. Svařování. ISBN 80-85771-81-0.
- [8] FISCHER, Ulrich. *Základy strojnictví*. Praha: Europa-Sobotáles, 2004. ISBN 80-867-0609-5.
- [9] GT40s [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.gt40s.com/attachments/upright1-jpg.36868/>
- [10] *3D tisk kovů* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/3d-tistena-versus-obrabena>
- [11] *Těhlice týmu Renishaw* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.renishaw.com/en/industrial-3d-printing-yields-success-on-the-formula-student-circuits--30314>
- [12] *TU Graz: Facebook TU Graz Racing Team* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/tugraz.racing/?fref=ts>.
- [13] *Výroba pohledových dílů z polymerů vyztužených uhlíkovými vlákny* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.mmspektrum.com/clanek/vyroba-pohledovych-dilu-z-polymeru-vyztuzenych-uhlikovymi-vlakny>
- [14] PROF.ING.FRANTIŠEK VLK, DrSc. *Podvozky motorových vozidel*. 2 vydání. 2003. ISBN 80-239-0026-97
- [15] VLK, František. *Automobilová technická příručka*. 2003. ISBN ISBN: 80-238-9681-4
- [16] *Suspension Secrets* [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://suspensionsecrets.co.uk/camber/>

- [17] GLXS - kloubová ložiska [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.industrial.cz/glxs-10--kloubove-lozisko-ocel-bronz-detail-36QA000101.aspx>
- [18] SKF products [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.skf.com/group/products/super-precision-bearings/angular-contact-ball-bearings>
- [19] Soliworks Simulation [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.solidvision.cz/solidworks-simulation/>
- [20] Hliníková slitina EN-AW7075-T6 [online]. [cit. 2021-5-14]. Dostupné z: <https://www.solidvision.cz/solidworks-simulation/>

## Seznam obrázků

Obrázek 1 Týmy soutěže formule student [1].....	3
Obrázek 2 Těhlice vozu Škoda Octavia [4].....	6
Obrázek 3 Těhlice obráběné [6].....	7
Obrázek 4 Odlévané těhlice [9].....	8
Obrázek 5 Těhlice vyrobené 3D tiskem [11] .....	8
Obrázek 6 Kompozitní těhlice [12].....	9
Obrázek 7 Sbíhavost (a) a rozbíhavost (b) [14].....	10
Obrázek 8 Poloměr rejdů v závislosti na příklonu rejdové osy [15] .....	11
Obrázek 9 Seřizování odklonu kola pomocí excentrů [14] .....	12
Obrázek 10 Seřizování odklonu kola posouváním spodního kulového čepu řízení [14].....	13
Obrázek 11 Změna odklonu pomocí představitelného prvku (vlastní zpracování) .....	14
Obrázek 12 Geometrie odklonu kola (vlastní zpracování v programu Solidworks) .....	15
Obrázek 13 Zobrazení působících sil na vozidlo (vlastní zpracování) .....	18
Obrázek 14 Geometrie bodů náprav v programu Lotus Suspension .....	21
Obrázek 15 Podvozek pro formuli student [2] .....	22
Obrázek 16 Model horního úchyty ramen (vlastní návrh v programu Solidworks) .....	24
Obrázek 17 Schéma uspořádání ložisek [2] .....	25
Obrázek 18 Počáteční fáze modelování těhlic (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	28
Obrázek 19 3D model přední a zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	29
Obrázek 20 Celková sestava přední a zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	30
Obrázek 21 Nastavení okrajových podmínek (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	32
Obrázek 22 Zobrazení výsledků prvního návrhu sestavy přední těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	33
Obrázek 23 Zobrazení výsledků druhého návrhu sestavy přední těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks) .....	34

<i>Obrázek 24 Zobrazení výsledků prvního návrhu sestavy zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)</i> .....	35
<i>Obrázek 25 Zobrazení výsledků druhého návrhu sestavy zadní těhlice (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)</i> .....	36

## **Seznam tabulek**

<i>Tabulka 1 Soutěžní disciplíny formule student [1]</i> .....	5
<i>Tabulka 2 Kombinace skládání podložek</i> .....	16
<i>Tabulka 3 Rozměry uložení a kloubového ložiska [17]</i> .....	23
<i>Tabulka 4 Parametry ložisek SKF řady 718 [18]</i> .....	25
<i>Tabulka 5 Výsledky výpočtu pro volbu ložisek</i> .....	27
<i>Tabulka 6 Mechanické vlastnosti materiálu 7075 T6</i> .....	31
<i>Tabulka 7 Hodnoty zatížení pro pevnostní analýzu (vlastní zpracování pomocí programu Solidworks)</i> .....	32
<i>Tabulka 8 Porovnání hmotností těhlic (vlastní zpracování)</i> .....	37

## **Seznam příloh**

Příloha č.1 – Modelové výpočty jízdních stavu a výpočet určení koeficientu adheze

Příloha č. 2 – Tabulka hodnot vypočtených z modelových výpočtu pro jízdní stavy

Příloha č. 3. – Výpočet pro volbu ložisek

Příloha č. 4 – Výpočet působících sil na těhlice