



**FAKULTA  
STROJNÍ  
ČVUT V PRAZE**

Ústav automobilů, spalovacích motorů  
a kolejových vozidel

Optimalizace zadní těhlice pro vůz kategorie  
Formula Student

Optimization of rear upright for Formula  
Student car

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE  
2022

Filip CIHELKA

Studijní program: B2342 TEORETICKÝ ZÁKLAD STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ



Studijní obor: 2301R000 Studijní program je bezoborový

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň



# BACHELOR'S THESIS ASSIGNMENT

## I. Personal and study details

Student's name: **Cihelka Filip** Personal ID number: **491507**  
Faculty / Institute: **Faculty of Mechanical Engineering**  
Department / Institute: **Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering**  
Study program: **Theoretical Fundamentals of Mechanical Engineering**  
Branch of study: **No Special Fields of Study**

## II. Bachelor's thesis details

Bachelor's thesis title in English:

**Optimization of rear upright for Formula Student car**

Bachelor's thesis title in Czech:

**Optimalizace zadní těhlice pro vůz kategorie Formula student**

Guidelines:

Bibliography / sources:

MILLIKEN, Douglas L. Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-0768011272.  
SMITH, Carroll. Tune to Win: The art and science of race car development and tuning. Fallbrook: Aero Publishers, 1978. ISBN 0-87938-071-3.  
STANIFORTH, Allan. Competition Car Suspension. 3. vyd. Yeovil: Haynes Publishing, 1999. ISBN 1-85960-644-X.  
SEWARD, Derek. Race Car Design. Londýn: Palgrave, 2014. ISBN 978-1-137-03014-6.

Name and workplace of bachelor's thesis supervisor:

**Ing. Lukáš Pacoň Department of Automotive, Combustion Engine and Railway Engineering FME**

Name and workplace of second bachelor's thesis supervisor or consultant:

Date of bachelor's thesis assignment: **20.04.2022** Deadline for bachelor thesis submission: **13.07.2022**

Assignment valid until:

  
Ing. Lukáš Pacoň  
Supervisor's signature


  
doc. Ing. Oldřich Vítek, Ph.D.  
Head of department's signature

  
doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.  
Dean's signature

## III. Assignment receipt

The student acknowledges that the bachelor's thesis is an individual work. The student must produce his thesis without the assistance of others, with the exception of provided consultations. Within the bachelor's thesis, the author must state the names of consultants and include a list of references.

\_\_\_\_\_  
Date of assignment receipt

  
\_\_\_\_\_  
Student's signature



## Anotační záznam

Jméno autora: Filip Cihelka

Název práce: Optimalizace zadní těhlice pro vůz kategorie Formula Student

Anglický název: Optimization of rear upright for Formula Student car

Rozsah práce:

- 51 stran
- 34 obrázků
- 10 tabulek
- 0 grafů

Akademický rok: 2021/2022

Ústav: 12 120 Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel

Studijní program: Teoretický základ strojního inženýrství

Vedoucí práce: Ing. Lukáš Pacoň

Klíčová slova: Těhlice, topologická optimalizace, formule student, MKP

Keywords: Upright, topology optimization, Formula Student, FEM



## Abstrakt

Tato práce se zabývá návrhem nové zadní těhlice formulového vozu FS.14 týmu CTU Cartech. Popisuje řešení zátěžných stavů vznikajících při jízdě automobilu, konstrukční proces dílu z výchozích podmínek a požadavků za pomoci topologické optimalizace a následné ověření napětí a tuhosti pomocí výpočtů metodou konečných prvků. Obsahuje základní vysvětlení pojmů „Formula Student“, „těhlice“, „topologická optimalizace“ a krátce zmiňuje technologické možnosti výroby těhlic.

## Abstract

This work deals with a design of a new rear upright for the FS.14 formula car of the CTU Cartech team. It describes the solution of load cases arising from driving the car, the construction process of the part from the initial conditions and requirements using topology optimization and the subsequent verification of stress and stiffness by calculations using the finite element method. It contains a basic explanation of the terms "Formula Student", "upright", "topology optimization" and briefly mentions technological possibilities of the production of uprights.



## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma: “Optimalizace zadní těhlice pro vůz kategorie Formula Student” vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených v seznamu zdrojů, jenž tvoří poslední kapitolu této práce.

V Praze dne: 6. 6. 2022

.....

(podpis autora)



## Poděkování (nepovinné)

Rád bych poděkoval vedoucímu mé bakalářské práce Ing. Lukáši Pacoňovi za ochotnou pomoc a přínosné rady. Dále bych chtěl poděkovat týmu CTU CarTech za možnost podílet se na úžasném projektu studentské formule. V neposlední řadě patří mé díky mojí rodině za podporu během celého studia.



## Obsah

1	Formula Student .....	10
<b>1.1</b>	CTU CarTech.....	10
2	Těhlice a možnosti její výroby .....	11
<b>2.1</b>	Obráběné těhlice .....	13
<b>2.2</b>	3D tištěné těhlice.....	13
<b>2.3</b>	Svařované těhlice.....	14
<b>2.4</b>	Odlévané těhlice .....	15
<b>2.5</b>	Kompozitové těhlice .....	16
3	Topologická optimalizace .....	16
4	Těhlice vozu FS.13.....	18
<b>4.1</b>	Důvody změny těhlice pro vůz FS.14 .....	19
<b>4.2</b>	Vstupní hodnoty .....	19
5	Výpočet zátěžných sil.....	20
<b>5.1</b>	Síly při akceleraci .....	23
<b>5.2</b>	Síly při brzdění.....	24
<b>5.3</b>	Síly při zatáčení na mezi adheze .....	25
6	Rozhodnutí o celkové koncepci .....	28
7	Topologická optimalizace .....	29
<b>7.1</b>	Příprava vstupní geometrie .....	29
<b>7.2</b>	Zadání výpočtu.....	29
<b>7.3</b>	Výsledky topologické optimalizace.....	31
8	Tvorba modelu.....	32
<b>8.1</b>	Úprava zátěžných sil .....	32
<b>8.2</b>	Úpravy některých konstrukčních prvků.....	33
9	Pevnostní analýza .....	38
<b>9.1</b>	Výpočet úchyty brzdového třmenu.....	40
<b>9.2</b>	Výpočet úchyty pátého prvku .....	41
<b>9.3</b>	Deformace .....	43
10	Výroba a povrchové úpravy.....	44
11	Závěr .....	45
12	Zdroje.....	46





Seznam obrázků.....	49
Seznam tabulek .....	51
Přílohy.....	51



# 1 Formula Student

Formula Student je mezinárodní soutěž studentských závodních vozů, které se každoročně účastní stovky univerzitních týmů z celého světa. Jde o inženýrskou soutěž, jejíž původ je ve Spojených státech pod názvem Formula SAE. Zúčastněné týmy staví každý rok nový soutěžní „monopost“<sup>1</sup>, aby vyhověl měnícím se pravidlům a vyrovnal se neustále se zlepšující konkurenci, se kterou se následně utkají na prestižních závodních okruzích, jako je německý Hockenheimring, britský Silverstone nebo maďarský Hungaroring, které jsou místy konání i velkých cen formule 1. [1]

Pro většinu týmů začíná sezóna v září koncepční fází, kdy dochází k rozhodování o celkové koncepci auta a případných velkých vývojových změnách. Následuje návrhová fáze, během níž probíhá návrh konkrétních dílů a sestav, ověřování pevnostními a jinými výpočty a tvorba uceleného modelu formule. Tato fáze končí většinou během prosince. Po ní následuje výrobní část sezóny, při které tým tvoří výkresy navrhnutých dílů, výroba a sestavení monopostu. Finále sezóny je testování hotové formule a účast na závodech.

Závody se skládají ze statické a dynamické části. Ve statické části tým prokazuje technické znalosti a obhajuje návrh vozu, prezentuje business plán pro fiktivní sériovou výrobu své formule a odevzdává správu o finančních nákladech. [1] [16]

Mezi statickou a dynamickou částí musí vůz projít technickými zkouškami, které ověří, jestli je bezpečný a splňuje pravidla. Zkoušky sestávají z inspekce, testu stability při náklonu, testu brzd a měření intenzity zvuku. [16]

Dynamické disciplíny se skládají z testu akcelerace se statickým startem, testu maximálního bočního zrychlení na osmičkové dráze, časovaného kola na závodní trati a testu vytrvalosti na téže trati, kdy musí vůz ujet 22 km s výměnou řidičů, přičemž se měří i spotřeba paliva. [1] [16]

## 1.1 CTU CarTech

CTU CarTech je soutěžní tým Formula Student. Jeho členové jsou převážně studenty Fakulty Strojní ČVUT a jde o jeden z nejúspěšnějších týmů v České republice. Svou první formuli postavil v roce 2009 a v letošní sezóně navrhuje a vyrábí čtrnáctou generaci závodního vozu. Má za sebou účast na prestižních závodech po celé Evropě a mnohá umístění na stupních vítězů. [17]

Sezóna 2020/2021 s vozem FS.13 byla nejúspěšnější v historii týmu s vítězstvím na Formula Student Czech Republic, třetím místem na Formula Student East v Maďarsku, pátým místem na Formula Student Alpe Adria v Chorvatsku a šestým místem na Formula ATA Italy. [2]

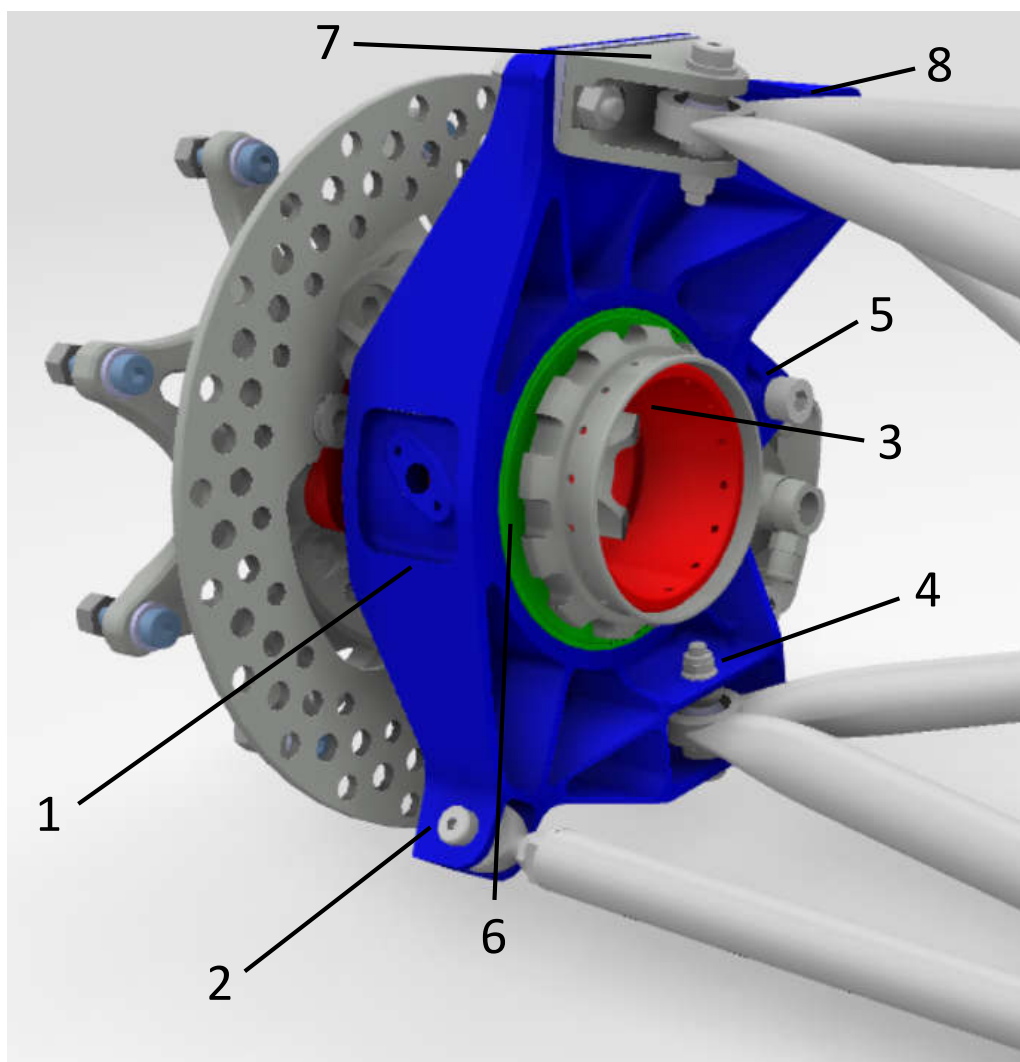
<sup>1</sup>jednomístný závodní automobil



Obrázek 1 Závodní vůz FS.13 týmu CTU CarTech [2]

## 2 Těhlice a možnosti její výroby

Těhlice je součástí kolové skupiny vozu, která spojuje náboje s rameny. Jde tedy o článek propojující za pomoci ložisek rotující část náprav spojenou s koly a nerotující část spojenou s šasi. To znamená, že se jedná o neodpruženou hmotnost, která má na chování automobilu výrazně větší vliv, než hmotnost odpružená. Je proto potřeba, aby byla co nejlehčí. Zároveň se ale jedná o díl, který přenáší veškeré silové účinky z pneumatik do zavěšení a následně celého automobilu. Je proto zatížená kombinací velkého množství silových účinků způsobujících ohybové a krutové namáhání dílu. Přední těhlice musí vydržet ohybové namáhání od osových a normálových sil především při zatáčení a brzdění. Největší krutové namáhání je způsobeno silovými účinky brzdíče při brzdění. Na zadní těhlici je navíc dalším významným zátěžným stavem i akcelerace. [14] [15]



Obrázek 2 Zadní kolová skupina vozu FS.13

1 – těhlice, 2 – ložisko, 3 – náboj kola, 4 – úchyt spodního ramene, 5 – úchyt brzdového třmenu, 6 – úchyt pátého prvku (tierodu), 7 – úchyt horního ramene, 8 – úchyt tažné tyče (pullrodu)

Z obrázku 1 je patrné, že těhlice vozu FS.13 obsahuje vnitřní válcové plochy pro nalisování ložisek, pevný úchyt spodního ramene, úchyty brzdě a úchyt pátého prvku (tierodu), který na přední nápravě zajišťuje zatáčení kol a na zadní nápravě naopak zabraňuje samovolnému natáčení kola při jízdě. Úchyt horního ramene je u vozu FS.13, stejně jako u formulí většiny ostatních týmů, oddělený od těhlice a umožňuje tak nastavit odklon kola jednoduše za pomoci podložek.

Dalším významným prvkem je úchyt tažné tyče (pullrodu). Ten je možné umístit na těhlici, jak je tomu i na zadní nápravě vozu FS.13, nebo i na horní rameno, jak tomu bylo například na přední nápravě vozu FS.12. Generace FS.14 přechází na systém s tlačnou tyčí (pushrod) na přední i zadní nápravě s úchyty na ramenech (horní rameno na přední nápravě a spodní rameno na zadní nápravě).



Při návrhu těhlice je nutné určit technologii, kterou se bude díl vyrábět. To zásadně ovlivní jak postup při návrhu, tak i výsledný tvar.

## 2.1 Obráběné těhlice

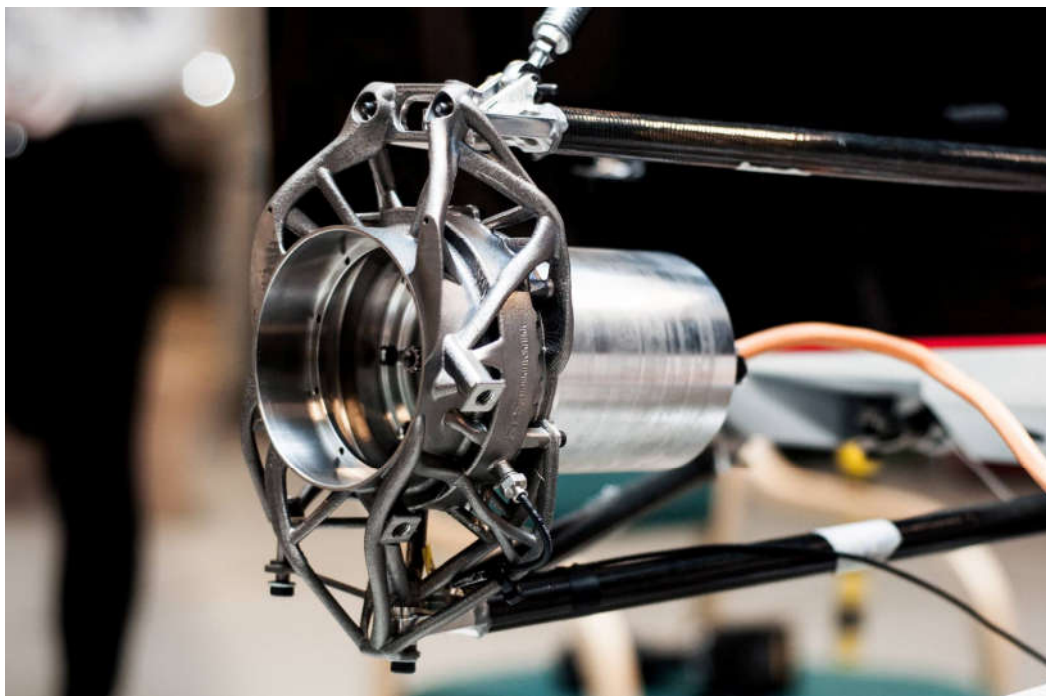
Obráběné těhlice jsou nejčastější volbou většiny týmů. Umožňují dosáhnout nízkých hmotností a relativně složitých tvarů a vysokých přesností. Jde o ověřenou technologii s možností použití široké škály materiálů, z nichž nejčastější bývají slitiny hliníku. Zdaleka nejvyužívanější technologií při obrábění těhlic je frézování, i když v některých případech je možné například přesné válcové plochy pro uložení ložisek vyrobit soustružením. Technologická náročnost závisí na komplikovanosti dílu. Pro složité tvary je třeba využít pětiosé frézování, zatímco na jednodušší těhlice postačí i čtyřosé, případně tříosé frézky s vyšším počtem přeupnutí obrobku.



Obrázek 3 Obráběné těhlice týmu UVic Formula Racing [4]

## 2.2 3D tištěné těhlice

Poměrně novou metodou výroby dílů je tzv. sintrování neboli spékání kovového prášku. Jde o aditivní metodu, takže je s jejím využitím možné dosáhnout teoreticky libovolného tvaru. To znamená možnost dosažení nejnížší hmotnosti optimalizací tvaru. Nevýhodou je zejména nízká odolnost materiálu proti dynamickému namáhání. Princip sintrování spočívá ve spékání vrstev kovového prášku. Po pracovní ploše tiskárny je rozprostřena tenká vrstva kovového prášku, která je na požadovaných místech roztavena laserem. Takto jsou vrstvy postupně spojeny ve výsledný díl. Tato metoda se nazývá selektivní spékání laserem (SLS – Selective Laser Sintering). [9]



Obrázek 4 3D tištěná těhlice týmu Revolve NTNU [5]

### 2.3 Svařované těhlice

Těhlice vyrobené přivařením úchytů z ocelového plechu k obráběnému domku pro kolová ložiska jsou jednoduché na návrh a výrobu a velmi levné. Zároveň jde dosáhnout relativně nízké hmotnosti. Nevýhodou je možná nekonzistentnost svarů a teplotní ovlivnění dílu, mající za následek zbytková napětí. [3]



Obrázek 5 Svařované těhlice týmu Formula U Racing [7]



*Obrázek 6 Svařovaná těhlice týmu Formula U Racing [7]*

#### **2.4 Odlévané těhlice**

Technologie odlévání je velmi náročná a je využívána hlavně pro velkosériovou výrobu v automobilovém průmyslu. V prototypové výrobě na vozech Formula Student se objevuje jen zřídka, a to hlavně u týmů s dlouholetými zkušenostmi s odlévanými díly. [3] [11]



*Obrázek 7 Odlévané těhlice týmu Racetech Freiberg [6]*



## 2.5 Kompozitové těhlice

Těhlice vyrobené z uhlíkového kompozitu jsou na studentských vozech naprostou raritou. Jde o návrhově poměrně složitou technologii kvůli anizotropii materiálu, ale umožňuje dosáhnout velmi nízké hmotnosti při zachování dobrých mechanických vlastností. V roce 2016 nasadil tým TU Graz kompozitovou těhlici na svůj monopost, nicméně v roce 2017 přešel na těhlice obrobené z hliníkové slitiny. [3] [11] [8]



Obrázek 8 Kompozitová těhlice týmu TU Graz [8]

## 3 Topologická optimalizace

Topologická optimalizace je pokročilá metoda konstruování, která umožňuje získat optimální tvar díky vhodnému rozložení materiálu vzhledem k zadanému zatížení, požadovaným vlastnostem a vazbám. Představuje účinný nástroj pro dosažení minimální hmotnosti navrhovaných struktur a dílů při zachování optimální tuhosti a pevnosti především u složitě namáhaných součástí. Díky tomu se velmi rozmáhá jako způsob návrhu v nejrůznějších odvětvích požadujících lehké a odolné díly, jako například letecký a automobilový průmysl, ale i třeba v architektuře. [12]

Základy topologické optimalizace byly položeny v osmdesátých letech dvacátého století a od té doby se tato metoda rychle rozvíjí jakožto praktický nástroj výrazně zefektivňující návrh součástí. Bylo vyvinuto mnoho metod lišících se v přístupu k řešení problému a tím i v náročnosti na výpočetní sílu a v tedy i v rychlosti výpočtů. Dnes je





jednou z nejrozšířenějších metod metoda SIMP (solid isotropic material with penalization – pevný izotropní materiál s penalizací), kterou využívá mnoho konstrukčních a výpočetních počítačových programů, mimo jiné i řešič Optistruct v programu Altair Inspire, který jsem k topologické optimalizaci využil. [12] [13]

Metoda SIMP, také nazývaná metoda hustoty, pracuje s materiálovými vlastnostmi závislými na virtuální hustotě elementu. Vstupní součást je nejdříve rozdělena na elementy jako při výpočtu metodou konečných prvků a každému elementu je přiřazena virtuální hustota. Hodnota hustoty se pohybuje mezi 0 a 1 a slouží jako koeficient upravující vlastnost materiálu v daném místě (elementu). Budeme-li například popisovat Youngův modul pružnosti materiálu v rámci součásti, bude jeho hodnota pro daný element vyjádřena jako:

$$E_i = \rho_i(x)E_s \quad (1)$$

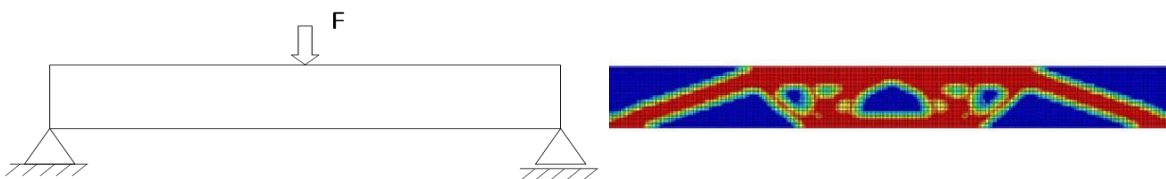
Kde  $i$  je index daného elementu součásti,  $E_i$  je Youngův modul daného elementu,  $\rho_i$  je virtuální hustota tohoto elementu,  $x$  je souřadnice elementu v návrhovém prostoru a  $E_s$  je Youngův modul použitého materiálu. [13]

Tento způsob popisu součásti však vytváří problém při aplikaci na reálný díl. Hustoty s hodnotou mezi 0 a 1 neodpovídají materiálu součásti a nejsou v praxi realizovatelné. Proto je třeba zavést způsob, jak tyto střední hustoty penalizovat, aby výsledek topologické optimalizace obsahoval pouze prvky s hustotou 0 nebo 1. Tím pádem se bude výsledná struktura skládat pouze z plného materiálu a prázdných míst. Základní princip metody SIMP lze tedy vyjádřit rovnicí:

$$E_i = \rho_i(x)^p E_s \quad (2)$$

ve které oproti rovnici (1) přibyl parametr  $p \geq 3$  sloužící jako penalizace středních hustot. [13]

Samotná optimalizace poté probíhá iteračně, kdy program metodou konečných prvků vyhodnotí zatížení součásti a tato analýza slouží jako vstup do následující iterace, během které dojde ke změně hustot některých elementů a následuje další výpočet metodou konečných prvků. Tímto způsobem postupně spěje k ideálnímu rozložení virtuálních hustot vzhledem ke zvoleným zátěžným podmínkám a požadovaným vlastnostem.



Obrázek 9 Příklad topologické optimalizace na staticky určitém nosníku [12]



Na obrázku 9 je vidět zadání a výsledek jednoduché topologické optimalizace nosníku. Původní pracovní prostor je vyplněn elementy o různých barvách značících různé hustoty. Modrá barva odpovídá hustotě  $\rho = 0$  a červená hustotě  $\rho = 1$ . Zelená a žlutá představují střední hustoty, které jsou sice díky penalizaci méně početné, ale přes to se ve výsledku vyskytují. Ty jsou nakonec zaokrouhleny na hodnotu 1 nebo 0 podle nastavení programu (například  $\rho \geq 0,505$  je zaokrouhlena na 1 a  $\rho < 0,505$  je zaokrouhlena na 0). [13]

## 4 Těhlice vozu FS.13

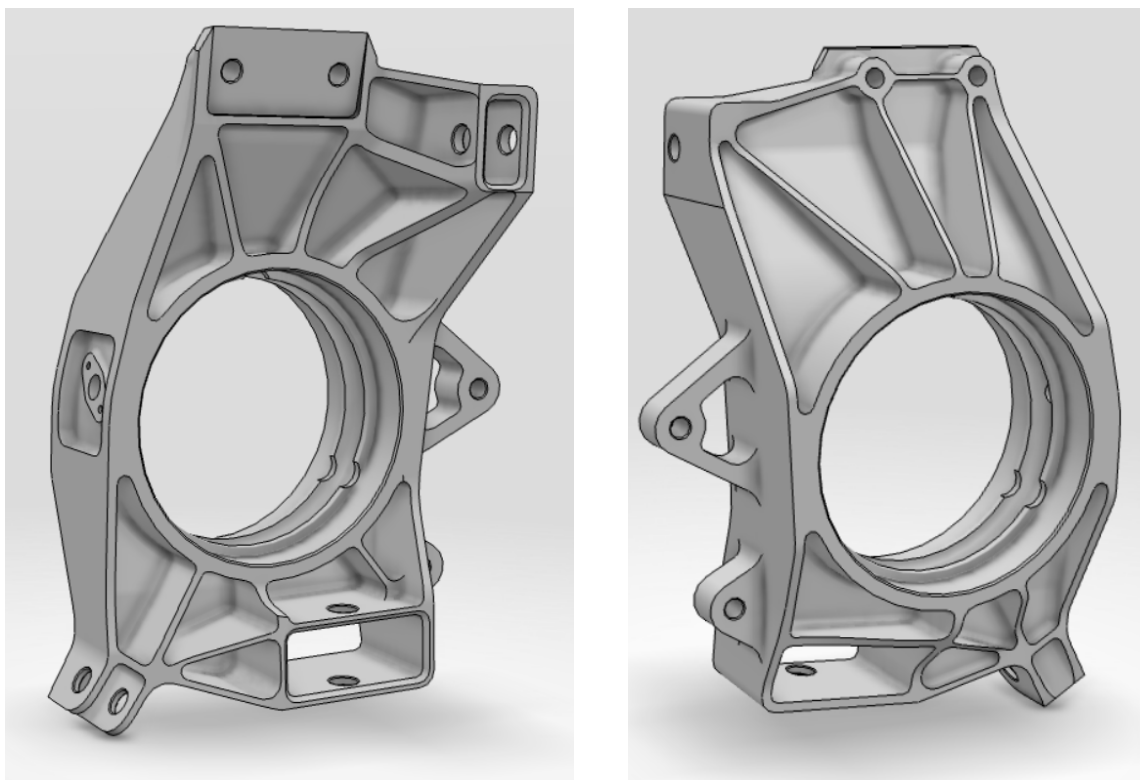
Vůz FS.13 měl zadní nápravu stejně, jako několik předchozích generací už od FS.09. Šlo o lichoběžníkové zavěšení s tažnou tyčí (typu pullrod). Oproti předchozím generacím se sice změnil průměr pneumatik z 18 palců na 16 palců (které byly otestovány už na voze FS.12), ale to nemělo výraznější vliv na konstrukční řešení dílů zadního zavěšení.

Těhlice byla tvořena domkem pro ložiska, ze kterého vedla žebra podpírající ložiska tak, aby byla dodržena triangulace. Zároveň celou těhlicí vedla tenká stěna kolmá či přibližně kolmá na osu ložisek, která zvyšovala tuhost v krutu. Díl dále obsahoval pevný úchyt spodního ramene, úchyt pátého prvku (tierodu), úchyty brzdíče, plochu pro přimontování odděleného úchyty ramene pomocí dvou šroubů M6. Tažná tyč vedla v případě zadní nápravy také z úchyty na těhlici. Těhlice byla vyrobena frézováním ze slitiny hliníku EN AW 7075 T.651 vzhledem k vysoké mezi pevnosti tohoto materiálu při zachování nízké hustoty typické pro slitiny hliníku. V boční stěně domku pro ložiska byl otvor pro snímač otáček kola z distančního kroužku mezi ložisky na náboji. Okolo otvoru byla kapsa i s dírami pro šrouby k připevnění zmíněného senzoru. Brzdíč byl uchycen pomocí dvou šroubů M8 se závitem v samotném brzdovém třmenu, uchycení spodního ramene, tažné tyče a pátého prvku bylo provedeno lícovanými šrouby spojujícími ocelové vložky (inserty) nalisované do těhlice s kulovými klouby na koncích přidělaných prvků nápravy. Použitá ložiska byla SKF S71913 ACD/HCP4A, vysoce přesná kuličková ložiska s kosoúhlým stykem o vnějším průměru 90 mm a tloušťce 13 mm s keramickými valivými elementy lisovaná do těhlice za tepla. Jejich výhodou je nižší součinitel tření a nižší hmotnost oproti klasickým ocelovým ložiskům. [3]

Většina těhlic použitých na závodních vozech v historii týmu byla obráběná. Pouze na formuli FS.02 byly těhlice odlévány ze slitiny hořčíku. Na voze FS.07 měla být zadní těhlice odlévána ze slitiny EN AW 7075 T.651, ale vzhledem k časové náročnosti výroby odléváním byla na poslední chvíli koncepce změněna na těhlici sintrovanou z AlSi10Mg. Jiné technologie než obrábění se týmu neosvědčily kvůli složité a zdlouhavé výrobě,



finanční náročnosti, a nevhodným mechanickým vlastnostem materiálu, majícím za následek plastické deformace dílů při montáži náprav. [10]



Obrázek 10 Těhlice vozu FS.13

#### 4.1 Důvody změny těhlice pro vůz FS.14

Těhlice používaná v uplynulých letech se osvědčila ve všech ohledech a vydržela i opakované nasazení po dobu několika sezón. Umožňovala jednoduché nastavení geometrie náprav a díky nízké hmotnosti nebyl důvod ji během několika generací vozu upravovat.

Vůz FS.14 však přechází na nový systém zavěšení, který umožňuje nezávislé nastavení pružin a tlumičů pro současný zdvih obou kol a pro naklápění vozu (decoupled roll-heave). To s sebou nese přechod na zavěšení s tlačnou tyčí (typu pushrod), přičemž úchyt tlačné tyče se přesune na spodní rameno. Zároveň je upravena celá kinematika zadní nápravy, díky čemuž se mění pozice úchytů ramen a pátého prvku. Je tedy potřeba navrhnout novou těhlici, která bude vyhovovat těmto novým požadavkům.

#### 4.2 Vstupní hodnoty

Návrh nové těhlice vychází z požadavků na kompatibilitu s okolními součástmi a na její funkčnost. Vycházel jsem z bodů určujících středy kulových kloubů spojujících těhlici s horním a spodním ramenem a pátým prvkem. Tyto body jsou určeny nově navrženou geometrií a liší se bodů na voze FS.13. Další návrhovou podmínkou byla poloha a sklon



osy kola, aby byl dodržen návrhový příklon kola. Ten se oproti příklonu, na který byla navržena stará těhlice také změnil.

Dalším zástavbovým požadavkem byl prostor uvnitř ráfku, do kterého se těhlice musí vejít. S návrhem nových ráfků se mírně zmenšil jejich vnitřní průměr a hrozila jejich kolize s brzdíčem. To jsem chtěl vyřešit zkrácením úchytů a tím přisunutím brzdného třmenu blíže k ose kola, ale nakonec jsem se rozhodl polohu brzdíče neměnit, protože mezera mezi třmenem ráfkem zůstala dostatečná i v původní poloze, zatímco přisunutím by se brzdíč dostal nepříjemně blízko ke středu kola a riziko kolize mezi těmito díly bylo příliš vysoké.

Posledním požadavkem na vztah dílu k okolním prvkům zavěšení bylo zachování stejné ho vnitřního otvoru s plochami pro ložiska, jako u minulých těhlic. Na ten byla navržena nová kolová sestava, kterou nepřipadalo v úvahu předělávat, takže typ ložisek a jejich vzdálenost musely zůstat stejné, jako na staré těhlici. To nepředstavovalo problém, protože se toto uspořádání ložisek v minulých letech osvědčilo a nebylo potřeba hledat alternativní řešení. Zároveň bylo třeba brát v úvahu prostor pro klíč pro utažení matic kolové skupiny.

## 5 Výpočet zátěžných sil

Vzhledem k pozitivním zkušenostem s minulým návrhem těhlic, které vydržely tři sezóny bez známek poškození, jsem se rozhodl vycházet ze stejných návrhových jízdních podmínek, jaké byly použity při návrhu těhlic pro vůz FS.09. Změnil jsem pouze návrhovou hmotnost formule a aerodynamický přítlak, který se během posledních generací výrazně zvýšil.

*Tabulka 1 Návrhové hodnoty vozu FS.14*

Hmotnost vozu	$m_v$	210	[kg]
Hmotnost řidiče	$m_d$	78	[kg]
Výška těžiště	$h_t$	0,252	[m]
Zadní rozchod	$T_r$	1,1	[m]
Rozvor	$L$	1,53	[m]
Dynamický poloměr pneumatiky	$r_d$	0,2	[m]
Podíl hmotnosti na přední nápravě	$M_f$	49	[%]
Gravitační zrychlení	$g$	9,81	[m/s <sup>2</sup> ]
Součinitel adheze pneumatiky	$f$	1,8	[-]



Z hodnot v tabulce 1 se dají dopočítat ostatní návrhové hodnoty potřebné ke zjištění velikosti sil působících na kolovou soustavu vozu v různých jízdních stavech:

Celková hmotnost vozu s řidičem:

$$m_c = m_v + m_d = 210 + 78 = 288 \text{ kg} \quad (3)$$

Celková tíha vozu s řidičem:

$$G_c = m_c * g = 288 * 9,81 = 2825,28 \text{ N} \quad (4)$$

Vzdálenost těžiště od zadní nápravy:

$$L_r = L * \frac{M_f}{100} = 1,53 * 0,49 = 0,7497 \text{ m} \quad (5)$$

Vzdálenost těžiště od přední nápravy:

$$L_f = L - L_r = 1,53 - 0,7497 = 0,7803 \text{ m} \quad (6)$$

Hmotnost na přední nápravě:

$$m_f = m_c * \frac{M_f}{100} = 288 * 0,49 = 141,12 \text{ kg} \quad (7)$$

Hmotnost na zadní nápravě:

$$m_r = m_c - m_f = 288 - 141,12 = 146,88 \text{ kg} \quad (8)$$

Tíha na přední nápravě:

$$G_f = m_f * g = 141,12 * 9,81 = 1384,387 \text{ N} \quad (9)$$

Tíha na zadní nápravě:

$$G_r = m_r * g = 146,88 * 9,81 = 1440,893 \text{ N} \quad (10)$$

Dalšími vstupními daty pro výpočet silových účinků na nápravu je vliv aerodynamických prvků vozu.

Tabulka 2 Návrhové hodnoty pro aerodynamické účinky na vůz FS.14

Koeficient přitlaku na zadní nápravu	$C_{zr}$	2,144	[m <sup>2</sup> ]
Hustota vzduchu	$\rho_{vzd}$	1,25	[kg/m <sup>3</sup> ]
Rychlost při akceleraci	$v_a$	70	[km/h]
Rychlost při brzdění	$v_b$	110	[km/h]
Rychlost v zatáčce	$v_c$	70	[km/h]

Koeficient přitlaku byl  $C_{zr}$  zjištěn simulací obtékání vozu (CFD – Computational Fluid Dynamics) a je v něm zahrnuta čelní plocha vozu a rozložení přitlaku. Vliv odporu vzduchu je ve srovnání s přitlakem mnohem menší a rozhodl jsem se ho zanedbat.



Sílu na zadní nápravu potom můžeme vypočítat pomocí rovnice:

$$F_{ar} = \frac{1}{2} \rho_{vzd} C S f_r v^2 \quad (11)$$

Kde  $S$  je čelní plocha a  $f_r$  je podíl přítlaku na zadní nápravě. V tomto případě jsou tyto hodnoty obsaženy v součiniteli  $C_{zr}$ , takže výsledná rovnice bude:

$$F_{ar} = \frac{1}{2} \rho_{vzd} C_{zr} v_a^2 \quad (12)$$

*Tabulka 3 Aerodynamický přítlaku vozu FS.14 při výpočtových jízdách*

Síla při akceleraci	$F_{ar}$	506,6	[N]
Síla při brzdění	$F_{br}$	1254,1	[N]
Síla v zatáčce	$F_{cr}$	506,6	[N]

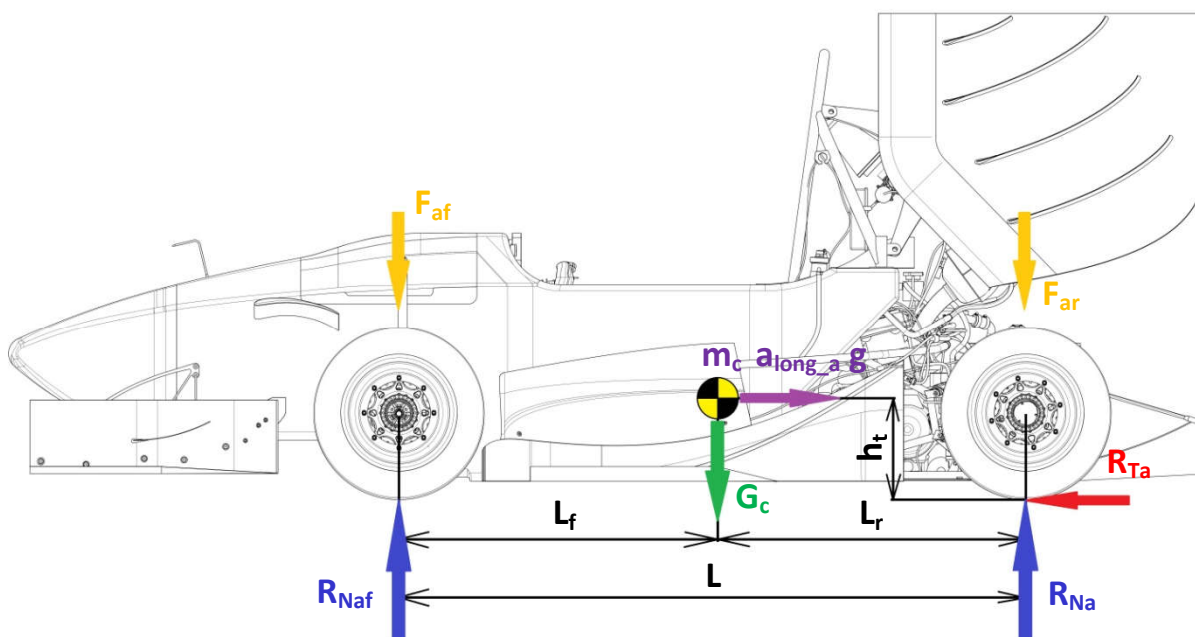
Nakonec jsou pro finální výpočet potřeba ještě údaje o návrhovém přetížení působícím na auto v počítaných jízdách. Jde o návrhové hodnoty pro jízdu na mezi adheze.

*Tabulka 4 Návrhová přetížení působící na vůz FS.14 při výpočtových jízdách*

Podélné přetížení při akceleraci	$a_{long\_a}$	1,1	[g]
Podélné přetížení při brzdění	$a_{long\_b}$	1,5	[g]
Příčné přetížení v zatáčce	$a_{lat}$	2,8	[g]



## 5.1 Síly při akceleraci



Obrázek 11 Působení sil na vůz při akceleraci

Normálová síla na nápravu

$$R_{Na} \cdot L - G_c \cdot L_f - m_c \cdot a_{long\_a} \cdot g \cdot h_t - F_{ar} \cdot L = 0 \quad (13)$$

$$R_{Na} = \frac{G_c \cdot L_f + m_c \cdot a_{long\_a} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot L}{L} \quad (14)$$

$$R_{Na} = \frac{2825,28 \cdot 0,7803 + 288 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,252 + 506,6 \cdot 1,53}{1,53} = 2459,4 \text{ N} \quad (15)$$

Normálová síla na kolo

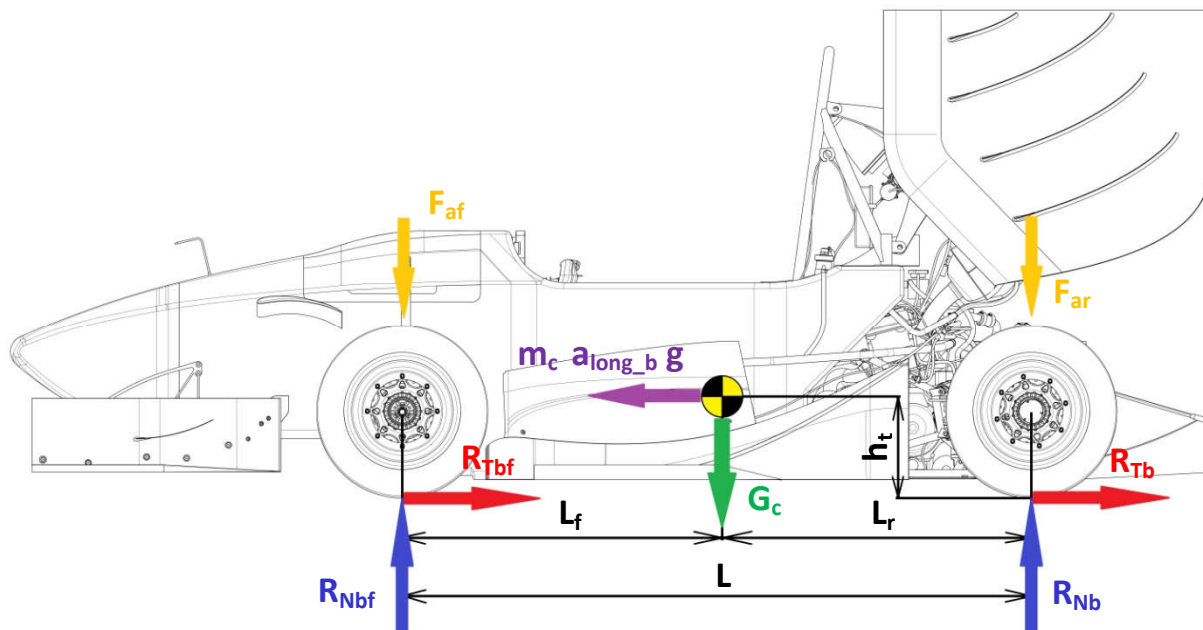
$$R_{Naw} = \frac{R_{Na}}{2} = \frac{2459,4}{2} = 1229,7 \text{ N} \quad (16)$$

Tečná síla na kolo

$$R_{Taw} = R_{Naw} \cdot f = 1229,7 \cdot 1,8 = 2213,5 \text{ N} \quad (17)$$



## 5.2 Síly při brzdění



Obrázek 12 Působení sil na vůz při brzdění

Normálová síla na nápravu

$$R_{Nb} \cdot L - G_c \cdot L_f + m_c \cdot a_{long\_b} \cdot g \cdot h_t - F_{ar} \cdot L = 0 \quad (18)$$

$$R_{Nb} = \frac{G_c \cdot L_f - m_c \cdot a_{long\_b} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot L}{L} \quad (19)$$

$$R_{Nb} = \frac{2825,28 \cdot 0,7803 - 288 \cdot 1,1 \cdot 9,81 \cdot 0,252 + 506,6 \cdot 1,53}{1,53} = 1994 \text{ N} \quad (20)$$

Normálová síla na kolo

$$R_{Nbw} = \frac{R_{Nb}}{2} = \frac{1994}{2} = 997 \text{ N} \quad (21)$$

Tečná síla na kolo

$$R_{Tbw} = R_{Nbw} \cdot f = 997 \cdot 1,8 = 1794,6 \text{ N} \quad (22)$$





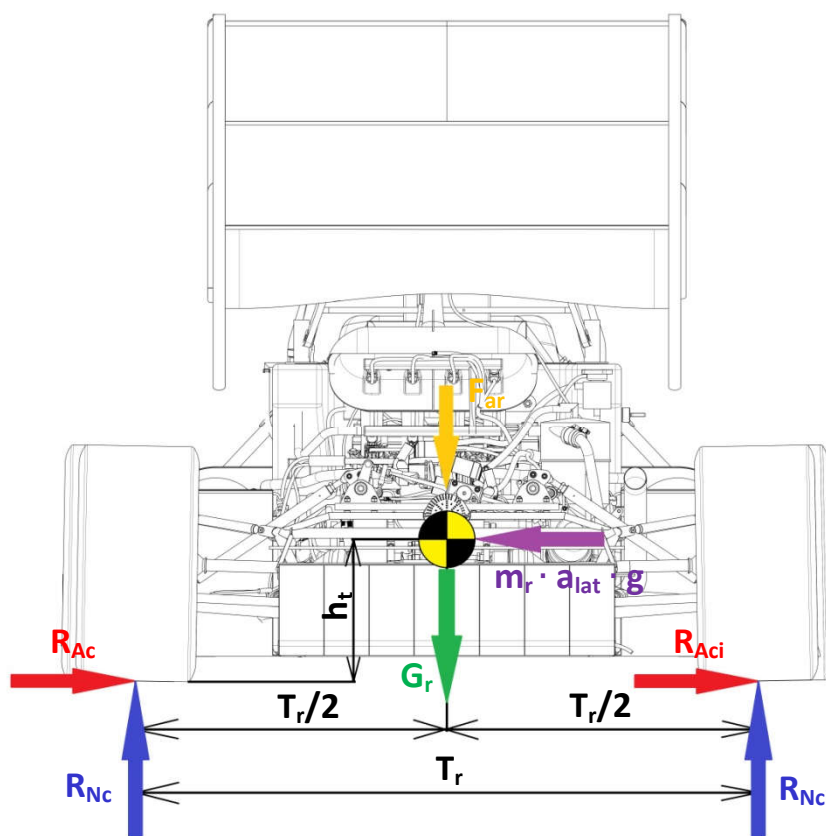
Síla na brzdě

$$F_b \cdot r_b = R_{Tbw} \cdot r_d \quad (23)$$

$$F_b = \frac{R_{Tbw} \cdot r_d}{r_b} = \frac{1794,6 \cdot 0,2}{0,09} = 2499 \text{ N} \quad (24)$$

Kde  $r_b$  je vzdálenost efektivního bodu brzdě od osy rotace kola.

### 5.3 Síly při zatáčení na mezi adheze



Obrázek 13 Působení sil na vůz při zatáčení



Normálová síla na vnější kolo

$$-R_{Nc} \cdot T_r + G_r \cdot \frac{T_r}{2} + m_r \cdot a_{lat} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot \frac{T_r}{2} = 0 \quad (25)$$

$$R_{Nc} = \frac{G_r \cdot \frac{T_r}{2} + m_r \cdot a_{lat} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot \frac{T_r}{2}}{T_r} = \quad (26)$$

$$= \frac{1440,89 \cdot \frac{1,1}{2} + 146,88 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 0,252 + 506,6 \cdot \frac{1,1}{2}}{1,1} = 1898 \text{ N} \quad (27)$$

Axiální síla na vnější kolo

$$R_{Ac} = R_{Nc} \cdot f = 1898 \cdot 1,8 = 3416,5 \text{ N} \quad (28)$$

Normálová síla na vnitřní kolo

$$-R_{Nci} \cdot T_r + G_r \cdot \frac{T_r}{2} - m_r \cdot a_{lat} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot \frac{T_r}{2} = 0 \quad (29)$$

$$R_{Nci} = \frac{G_r \cdot \frac{T_r}{2} - m_r \cdot a_{lat} \cdot g \cdot h_t + F_{ar} \cdot \frac{T_r}{2}}{T_r} = \quad (30)$$

$$= \frac{1440,89 \cdot \frac{1,1}{2} - 146,88 \cdot 2,8 \cdot 9,81 \cdot 0,252 + 506,6 \cdot \frac{1,1}{2}}{1,1} = 49,5 \text{ N} \quad (31)$$

Axiální síla na vnitřní kolo

$$R_{Aci} = R_{Nci} \cdot f = 49,5 \cdot 1,8 = 89,1 \text{ N} \quad (32)$$

Tabulka 5 Silové účinky na zadní kolo vozu FS.14 při výpočtových jízdních stavech

Akcelerace - normálová síla na kolo	$R_{Na}$	1229,7	[N]
Akcelerace - tečná síla na kolo	$R_{Ta}$	2213,5	[N]
Brzdění - normálová síla na kolo	$R_{Nb}$	997	[N]
Brzdění - tečná síla na kolo	$R_{Tb}$	1794,6	[N]
Brzdění - síla na brzdíč	$F_b$	3987,9	[N]
Zatáčka - normálová síla na vnější kolo	$R_{Nc}$	1898	[N]
Zatáčka - axiální síla na vnější kolo	$R_{Ac}$	3416,5	[N]
Zatáčka - normálová síla na vnitřní kolo	$R_{Nci}$	49,5	[N]
Zatáčka - axiální síla na vnitřní kolo	$R_{Aci}$	89,1	[N]

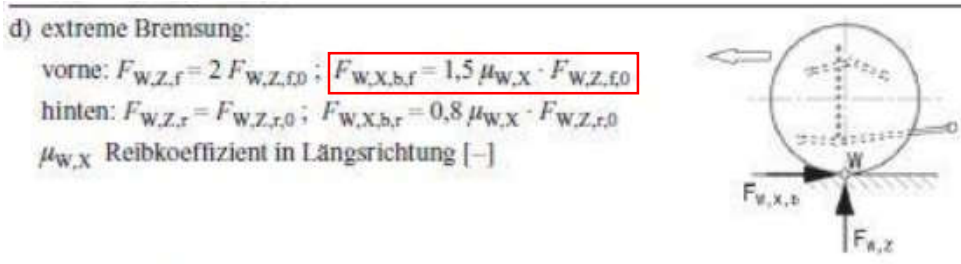


V tabulce 5 jsou hodnoty zátěžných sil získaných statickými výpočty v diskretních jízdních stavech. Protože jde o statické výpočty a uvažujeme ideální jízdní stavy se zanedbáním například přejezdu nerovností na trati, je pro potřeby návrhu dílu nutné tyto síly vynásobit dynamickými bezpečnostními koeficienty. Tyto koeficienty se podle různých zdrojů liší. Pro návrh těhlice jsem využil koeficienty ověřené a doporučené předchozími členy týmu CarTech, které byly využité i pro návrh minulé těhlice. Tyto koeficienty jsou odlišné pro různé směry sil a jsou uvedené v tabulce.

Tabulka 6 Dynamické bezpečnostní koeficienty

$k_x$	2
$k_y$	2
$k_z$	3

Pro potřeby výpočtu úchyty brzdového třmenu jsem nakonec zvolil koeficient 1,5 pro sílu na brzdič. Tuto hodnotu jsem převzal z knihy Rennwagentchnik. Více se tomuto rozhodnutí věnuji v kapitolách 8.2 a 9.1.



Obrázek 14 Bezpečnostní koeficienty dle knihy Rennwagentchnik [18]

Konečné hodnoty sil použité pro pevnostní výpočty těhlice jsou tedy po vynásobení koeficienty:

Tabulka 7 Výpočtové síly na zadní kolo

Akcelerace - normálová síla na kolo	$R_{Na}$	3689,1	[N]
Akcelerace - tečná síla na kolo	$R_{Ta}$	4426,9	[N]
Brzdění - normálová síla na kolo	$R_{Nb}$	2990,9	[N]
Brzdění - tečná síla na kolo	$R_{Tb}$	3589,1	[N]
Brzdění - síla na brzdič	$F_b$	5981,9	[N]
Normálová síla na vnější kolo	$R_{Nc}$	5694,1	[N]
Axiální síla na vnější kolo	$R_{Ac}$	6832,9	[N]
Normálová síla na vnitřní kolo	$R_{Nci}$	148,5	[N]
Axiální síla na vnitřní kolo	$R_{Ac}$	178,2	[N]



## 6 Rozhodnutí o celkové koncepci

V úvahu přicházely různé koncepce a technologie výroby, které jsem zmínil v kapitole Těhlice a možnosti její výroby.

Kompozitové těhlice jsou prakticky nepoužívané a před jejich nasazením při závodech by vyžadovaly rozsáhlé testování s nejistým výsledkem. Byly by tedy nepoužitelné jakožto kritický díl pro letošní sezónu.

Svařované těhlice jsou jednoduché na návrh a výrobu a některé týmy je používají. Nicméně mají příliš vysokou hmotnost a vývojově by šlo o krok zpět oproti předchozím těhlicím týmu CarTech.

Odlévané těhlice by přicházely v úvahu a v minulosti byly použité na voze FS.02. Jde ale o výrobně složitou technologii, se kterou v současnosti nemá tým CarTech dostatečné zkušenosti. Proto jsem ji pro letošní sezónu, během které došlo k rozsáhlým změnám koncepce náprav a dlouhému vývoji, zavrhnul. Na voze FS.07 došlo z obdobných důvodů na poslední chvíli ke změně koncepce z odlévaných těhlic na sintrované. Do budoucna by ale mohlo jít pro CarTech o použitelnou technologii.

Ve výsledku jsem se tedy rozhodoval mezi těhlicemi sintrovanými a obráběnými. Technologií sintrování je možné dosáhnout složitějších tvarů a potenciálně nižších hmotností. Navíc jsem plánoval návrh dílu pomocí topologické optimalizace a kovovým 3D tiskem by bylo možné dosáhnout přímo optimalizovaného tvaru. Problém této technologie je však v materiálu. Sintrované díly nemají příliš dobré únavové vlastnosti a je proto třeba díly ze slitiny AlSi10Mg používané týmem CarTech pro kovový 3D tisk je potřeba navrhovat na maximální redukované napětí 100 MPa. To vede u intenzivně namáhaných dílů, kterým těhlice je, ke zdoluhavým a náročným návrhům, jejichž výsledek ani nemusí být hmotnostně výhodný oproti ekvivalentnímu obráběnému dílu.

Nakonec jsem tedy zvolil technologii obrábění. Frézováním lze dosáhnout relativně komplexních tvarů a přiblížit se tak výsledku topologické optimalizace. Jakožto materiál pro výrobu jsem zvolil slitinu hliníku EN AW 7075, která je se svou nízkou hustotou a mezi kluzu srovnatelnou s uhlíkovou ocelí často využívaným materiálem v leteckém průmyslu a v závodních vozech. Topologickou optimalizaci jsem se rozhodnul použít jako vstupní informaci o ideálním tvaru, který jsem se poté snažil co nejpřesněji napodobit při tvorbě dílu vhodného k obrábění.

*Tabulka 8 Vlastnosti použitého materiálu dle normy EN 485-2 [19]*

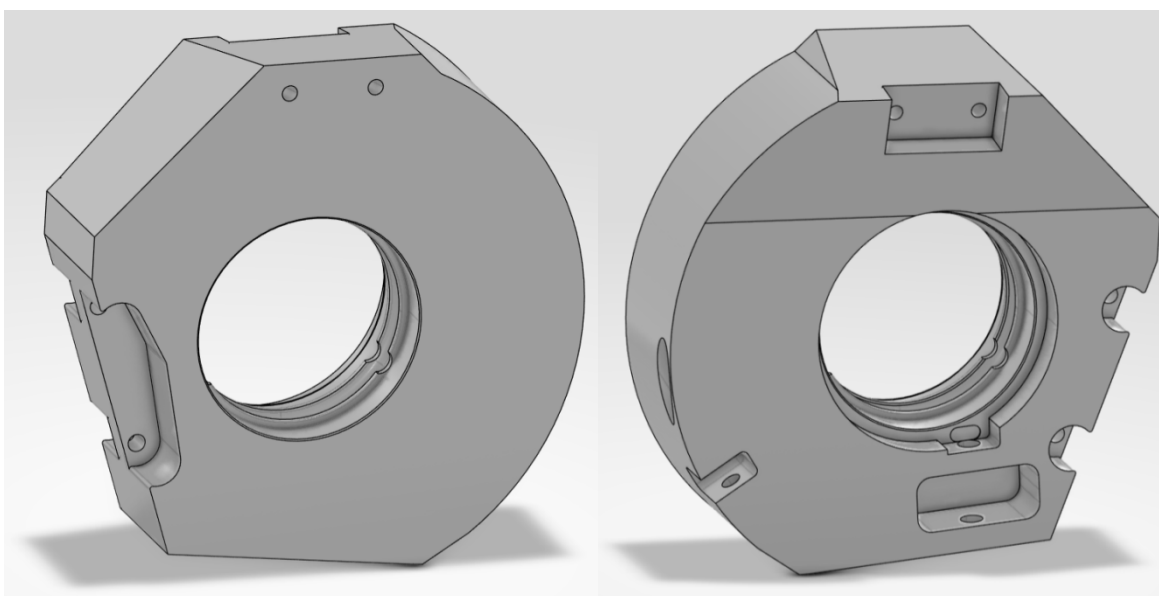
Materiál	Smluvní mez kluzu [N/mm <sup>2</sup> ]	Mez pevnosti [N/mm <sup>2</sup> ]	Youngův modul [kN/mm <sup>2</sup> ]	Hustota [kg/m <sup>3</sup> ]
EN AW 7075 T6	460	530	72	2810



## 7 Topologická optimalizace

### 7.1 Příprava vstupní geometrie

První fází návrhu je řešení zástavbových požadavků a spojení s ostatními díly sestavy. Této problematice jsem se věnoval v kapitole 4.2: Vstupní hodnoty. Po splnění těchto požadavků je třeba poskytnout topologické optimalizaci co největší návrhový prostor pro výpočet tvorbu tvaru výsledného dílu. Proto jsem se snažil vyplnit veškeré dostupné místo uvnitř ráfku.



Obrázek 15 Vstup do topologické optimalizace

### 7.2 Zadání výpočtu

Topologickou optimalizaci jsem prováděl v programu Altair Inspire. Okrajovými podmínkami jsem se snažil napodobit reálné uchycení dílu v sestavě nápravy. Ze středů pomyslných kulových kloubů jsem zavedl vzdálené vazby k válcovým plochám a jejich okolí, u kterých jsem zachoval volné rotace okolo všech os. Úchytu spodního ramene jsem odebral posuvy podél všech os (posuv podél X a Y je odebrán samotným ramenem a posuv podél Z je odebrán tlačnou tyčí - pushrodem uchyceným k ramenu). Úchyt horního ramene je připojen vzdálenou vazbou k rovinné ploše, o kterou se bude opírat a jsou mu odebrány posuvy v osách X a Y. Úchytu páteho prvku (tierodu) je odebrán posuv v ose Y. V součtu je tedy dílu v prostoru odebráno šest stupňů volnosti, což zajišťuje staticky určité uchycení. Všechny vazby jsou tuhé a simulují tak tuhost šroubů a kulových kloubů.

Z efektivního bodu brzdíče jsem zavedl virtuální tuhé vazby k úchytům šroubů brzdového třmenu, které přenášejí sílu při brzdění a simulují tuhost třmenu.



Síly jsem zavedl do návrhového bodu styku pneumatiky s vozovkou. Ten jsem propojil s plochami pro nalisování ložisek pomocí poddajných virtuálních vazeb. Pouze sílu působící na brzdový třmen jsem zavedl do efektivního bodu brzdíče tečně na kružnici se středem v ose ložisek. Síly na pneumatiku jsem zaváděl rovnoběžně s osami souřadnicového systému (normálová síla podél osy Z, tečná podél osy X a axiální podél osy Y).

Kromě sil jsem zavedl návrhový tlak 14 MPa na vnitřní válcové plochy pro ložiska reprezentující tlak od nalisování.

Velikost sil, které jsem zaváděl do topologické optimalizace, se lišila od sil vypočtených v kapitole 5: Výpočet zátěžných sil. Protože jsem tento výpočet prováděl na začátku vývojové fáze vozu FS.14, vycházel jsem při něm z počátečních odhadů přetížení působících na automobil v počítaných jízdních stavech, které se odlišovaly od výsledných hodnot, na kterých jsme se v pozdější fázi návrhu shodli s ostatními členy týmu a ze kterých jsem počítal v kapitole 5.

*Tabulka 9 Návrhová přetížení pro topologickou optimalizaci*

Podélné přetížení při akceleraci	$a_{\text{long\_a}}$	2	[g]
Podélné přetížení při brzdění	$a_{\text{long\_b}}$	2,5	[g]
Příčné přetížení v zatáčce	$a_{\text{lat}}$	2,5	[g]

*Tabulka 10 Zátěžné síly pro topologickou optimalizaci*

Akcelerace - normálová síla na kolo	$R_{Na}$	4497,4	[N]
Akcelerace - tečná síla na kolo	$R_{Ta}$	5396,9	[N]
Brzdění - normálová síla na kolo	$R_{Nb}$	2737,6	[N]
Brzdění - tečná síla na kolo	$R_{Tb}$	3285,1	[N]
Brzdění - síla na brzdíč	$F_b$	10656,5	[N]
Zatáčka - normálová síla na vnější kolo	$R_{Nc}$	5577,1	[N]
Zatáčka - axiální síla na vnější kolo	$R_{Ac}$	6692,5	[N]
Zatáčka - normálová síla na vnitřní kolo	$R_{Nci}$	625,64	[N]
Zatáčka - axiální síla na vnitřní kolo	$R_{Ac}$	750,8	[N]

Síla působící na brzdíč je výrazně vyšší kvůli vyššímu bezpečnostnímu koeficientu, který se v tomto případě blíží 3. Více se rozhodnutí pro změnu velikosti koeficientu věnuji v kapitole Konstrukce těhlice.

Pro výpočet je třeba vstupní geometrii rozdělit na návrhový prostor, kde je možné ubírat materiál a místa, kde je nutné materiál zachovat a optimalizace se jim musí vyhnout. Okolí ploch pro úchyty ramen, páteho prvku, brzdíče a pro nalisování ložisek



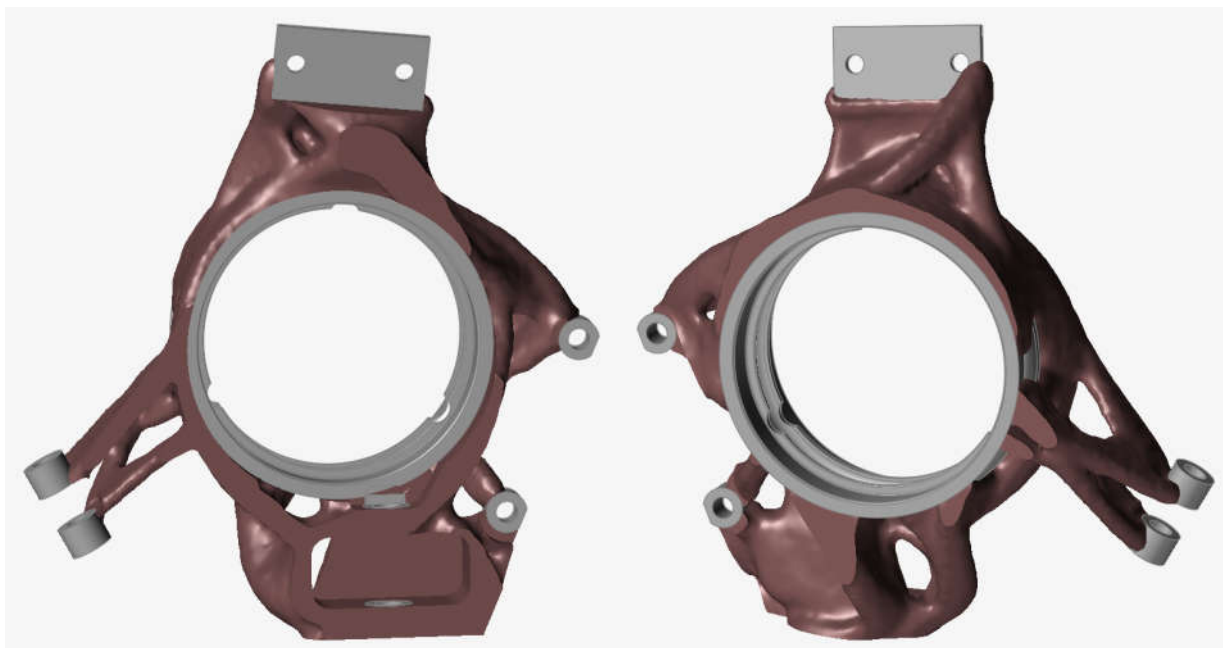
jsem označil jako místa s nutností zachování materiálu a zbytek dílu jako návrhový prostor. Na závěr jsem definoval podmínku tažení rovnoběžně s osou ložisek. Tato podmínka zajišťuje, že optimalizace probíhá v tomto směru a výsledná geometrie obsahuje otvory a stěny s tímto směrem rovnoběžné. Původní účel této funkce je zajištění geometrie vhodné pro odlévání, kdy je třeba určit směr vytažení odlitku z formy. V mém případě jsem ji využil k zajištění obrobitelnosti větší dílu z čel obrobku.

### 7.3 Výsledky topologické optimalizace

Výpočet jsem provedl ve dvou různých režimech. První byla minimalizace hmotnosti při zadaném bezpečnostním koeficientu vůči mezi kluzu materiálu, jako druhou variantu jsem zvolil maximalizaci tuhosti při požadovaném poměru hmotnosti výsledku ku hmotnosti vstupní geometrie. Z těchto metod jsem získal dva různé výsledky.



Obrázek 16 Výsledek maximalizace tuhosti



Obrázek 17 Výsledek minimalizace hmotnosti

I přes to, že jsou výsledky dvou simulací odlišné, neliší se výrazně a téměř všechny klíčové tvarové prvky se prakticky shodují. Proto jsem se rozhodnul řídit se při tvorbě dílu vhodného k obrábění pouze jednou z těchto geometrií. Jako předlohu jsem zvolil výsledný tvar z výpočtu maximalizace tuhosti, protože tuhost je zásadní požadavek při návrhu těhlice. Navíc je tato geometrie díky větším méně členitým plochám vhodnější k obrábění než výsledek minimalizace hmotnosti.

## 8 Tvorba modelu

### 8.1 Úprava zátěžných sil

V této fázi návrhu jsme se s ostatními členy týmu shodli na upravených velikostech zátěžných sil pro návrh dílů náprav zejména v oblasti kolové skupiny. Velikosti sil tedy od tohoto okamžiku odpovídaly hodnotám vypočteným v kapitole 5: Výpočet zátěžných sil. Protože nové síly byly menší, než ty, se kterými jsem počítal topologickou optimalizací, a výsledek optimalizace byl výrazně těžší než předchozí těhlice, snažil jsem se při konstrukci modelu díl dále odlehčit a zjemnit některé prvky.

Model jsem tvořil odebráním materiálu ze vstupní geometrie pro topologickou optimalizaci. Snažil jsem se držet tvaru určeného topologickou optimalizací při zajištění obrobitelnosti na čtyřosé frézce a zároveň díl odlehčit ztenčením některých stěn a zvětšením vybrání. To v některých místech vyžadovalo využití plošného modelování a



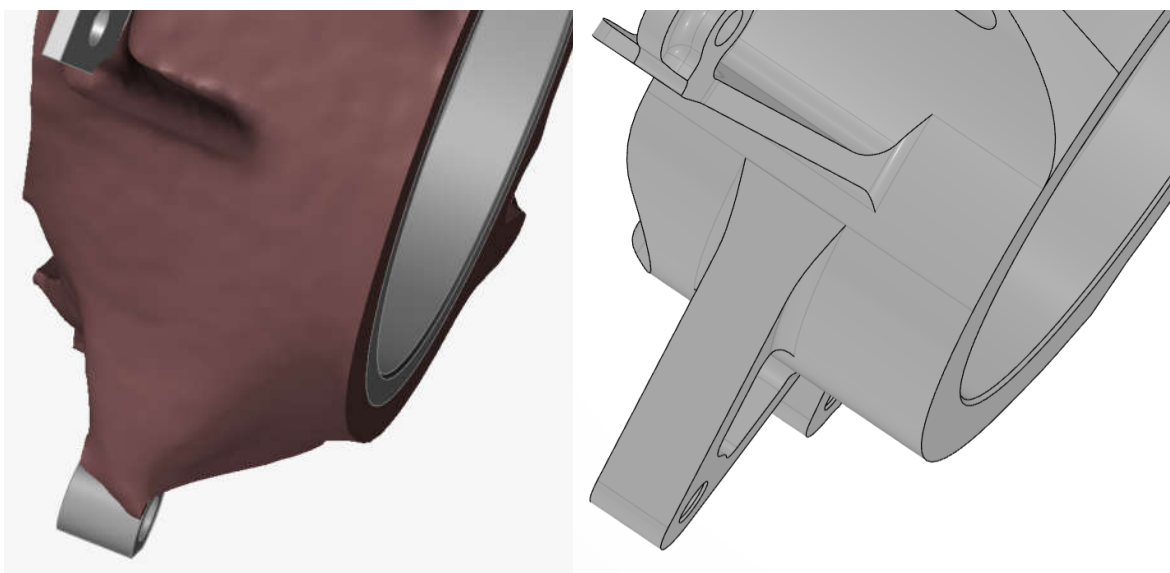


v několika případech byla nejjednodušší volbou tvorba obecné plochy pomocí sítě bodů. Snažil jsem se však držet jednoduchých operací a obecné plochy jsem používal jen jako limity pro funkce vysunutí. Hmotnost výsledného dílu je 624 gramů.

## 8.2 Úpravy některých konstrukčních prvků

Vedle ztenčení stěn a přizpůsobení modelu obrábění na frézce jsem byl nucen provést několik výraznějších konstrukčních změn geometrie, které byly vyžadovány původně zanedbaným namáháním dílu, změnou zástavbových požadavků nebo možností výrazného odlehčení díky úpravě zátěžných sil.

První z těchto úprav bylo výrazné odlehčení horního úchytu brzdového třmenu. Zde se zátěžná síla zmenšila díky změně bezpečnostního koeficientu. Protože jde o sílu ve směru tečny se složkami ve všech třech souřadnicích, byl výsledný koeficient poměrným součtem koeficientů podél jednotlivých složek uvedených v kapitole 5: Výpočet zátěžných sil. Protože převažuje složka ve směru Z, blížil se výsledný koeficient hodnotě 3. Když jsem ale zpětně provedl pevnostní analýzu předchozí těhlice pro tento způsob tvorby bezpečnostního koeficientu a napětí na úchytu brzdice vyšlo výrazně nad mezí kluzu materiálu. Proto jsem se rozhodnul změnit hodnotu koeficientu na 1,5 podle knihy Rennwagentechnik, pro který vyšlo napětí na staré těhlici bezpečně pod mezí kluzu. Tato změna umožnila výrazně ztenčit úchyt brzdice. Díky tomu se mi podařilo ušetřit 25 g a odstranit jednu z obecných ploch, která by prodloužila a zkomplikovala obrábění.

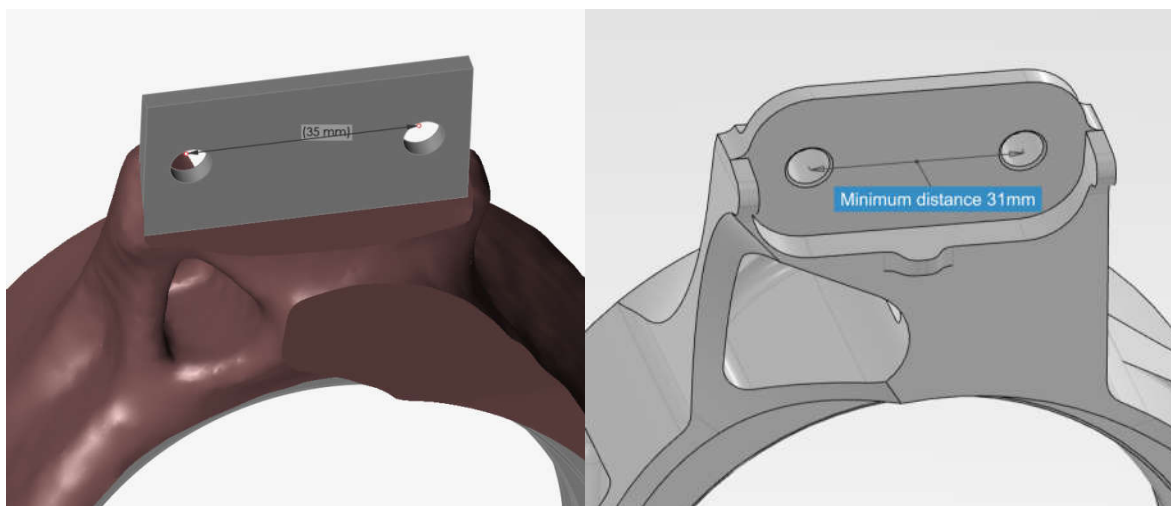


Obrázek 18 Úprava úchytu brzdice

Další změnou byla úprava úchytu horního ramene. Pro vůz FS.14 se změnil tvar úchytu horního ramene a s tím bylo třeba změnit i jeho uchycení k těhlici. Nový úchyt je



menší, má zaoblené rohy a zmenšila se vzdálenost mezi šrouby upevňující úchyt k těhlici. Zároveň jsem přidal výstupky okolo úchyty ramene, které jednoznačně určují jeho pozici i při nastavení příklonu kola velkým množstvím podložek mezi úchytem a těhlicí. Na předchozí těhlici byla poloha úchyty při větším množství podložek určena pouze šrouby, které měly v dírách vůli několik desetin milimetru.

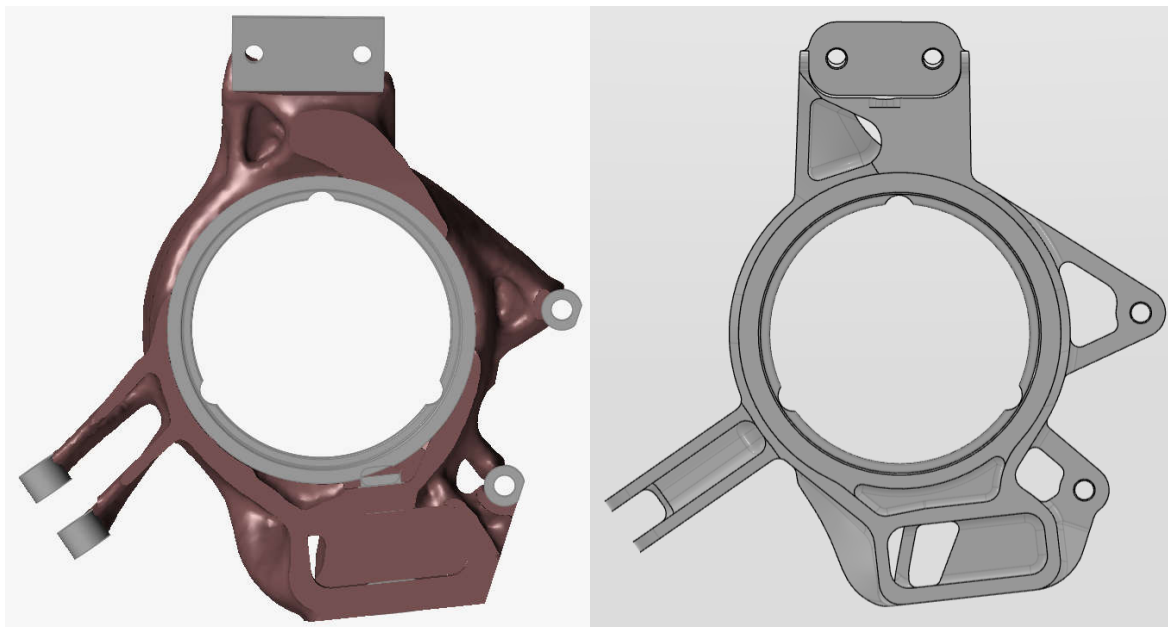


Obrázek 19 Úprava úchyty horního ramene

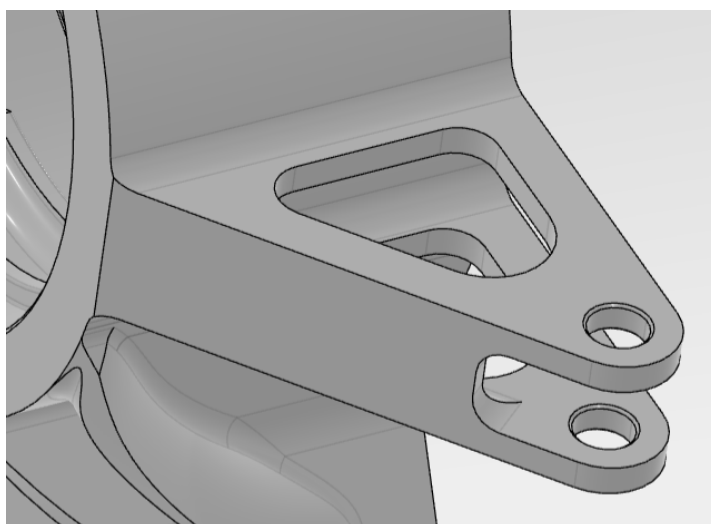
Pravděpodobně nejvýraznější změnou oproti výsledku topologické optimalizace byla úprava směru úchyty pátého prvku (tierodu). Při nastavování výpočtu jsem uvažoval působení sil v bodě statického kontaktu pneumatiky s vozovkou. To znamená, že rameno síly vůči rejdové ose (spojnice úchyty horního a spodního ramene, okolo které má těhlice tendenci se otáčet) a velikost reakce v úchyty pátého prvku brání otáčení je nízká. Ve skutečnosti se však pneumatika deformuje a efektivní bod kontaktu se posune dozadu (anglicky se tento jev nazývá *pneumatic trail*, česky by se dal nazvat jako zaostávání pneumatiky). Tímto posunutím se zvětší rameno síly k rejdové ose a tím i reakce v pátém prvku. V případě krátkého úchyty, jaký měla minulé těhlice, toto zanedbání příliš neovlivní napětí v patě úchyty, ale v případě nové těhlice je bod napojení pátého prvku daleko od trubky pro nalisování ložisek a je k těhlici připojen pouze tenkými rovnoběžnými destičkami. Kvůli tomu při zanedbání posuvu kontaktního bodu vyšel úchyt směřující vysoko nad osu ložisek, k čemuž by reálně neměl být důvod. Následnou pevnostní analýzou (které se budu věnovat v kapitole 9) uvažující posunutí kontaktu jsem ověřil, že při takovémto natočení vzniká v patě úchyty ohybové napětí a bylo třeba změnit jeho úhel. Natočení jsem změnil tak, aby střednice mezi rovnoběžnými plochami úchyty směřovala do osy ložisek. Napětí v patě úchyty se tak výrazně snížilo. Stále bylo třeba vzít v úvahu vertikální posuv těhlice v průběhu zdvihu zavěšení a tím relativnímu natočení



pátého prvku vůči úchytu. S tím se natáčí i reakce, která, protože jde o nezatížený binární člen, směřuje vždy v ose. Natočení reakční síly působí jako další zdroj ohybového namáhání úchytu. Proto jsem mezi rovnoběžné plochy vložil kolmou příčku zachycující ohybový moment, čímž došlo ke snížení ohybového napětí a zvýšení tuhosti. [20] [21]



*Obrázek 20 Úprava úchytu pátého prvku*

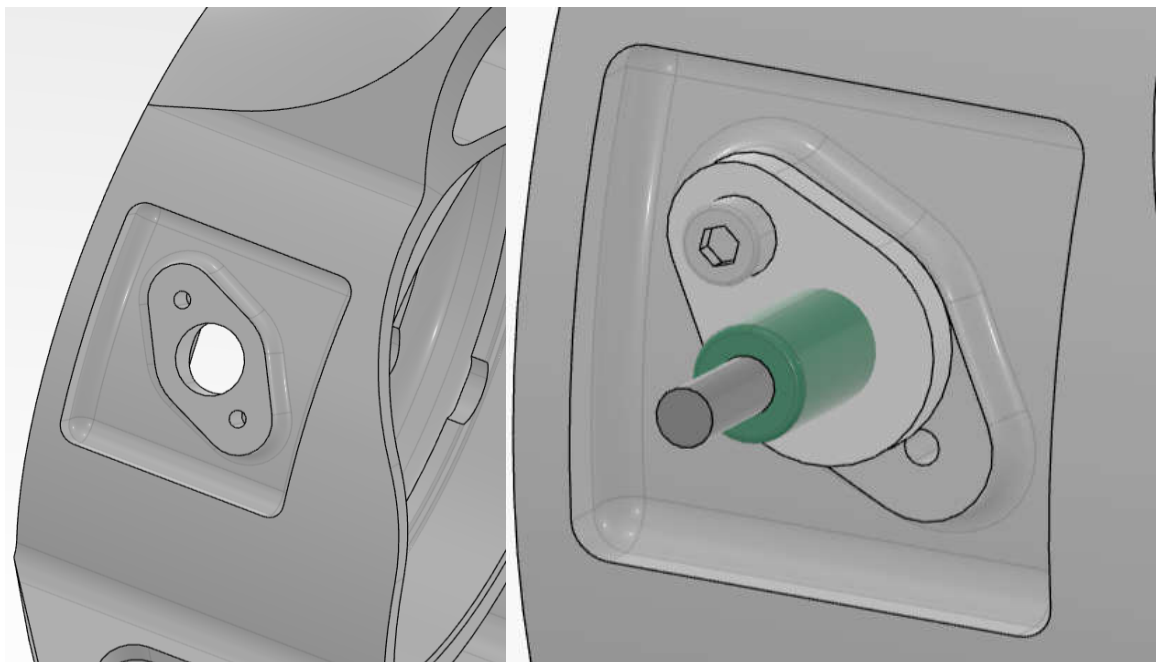


*Obrázek 21 Detail úchytu pátého prvku*

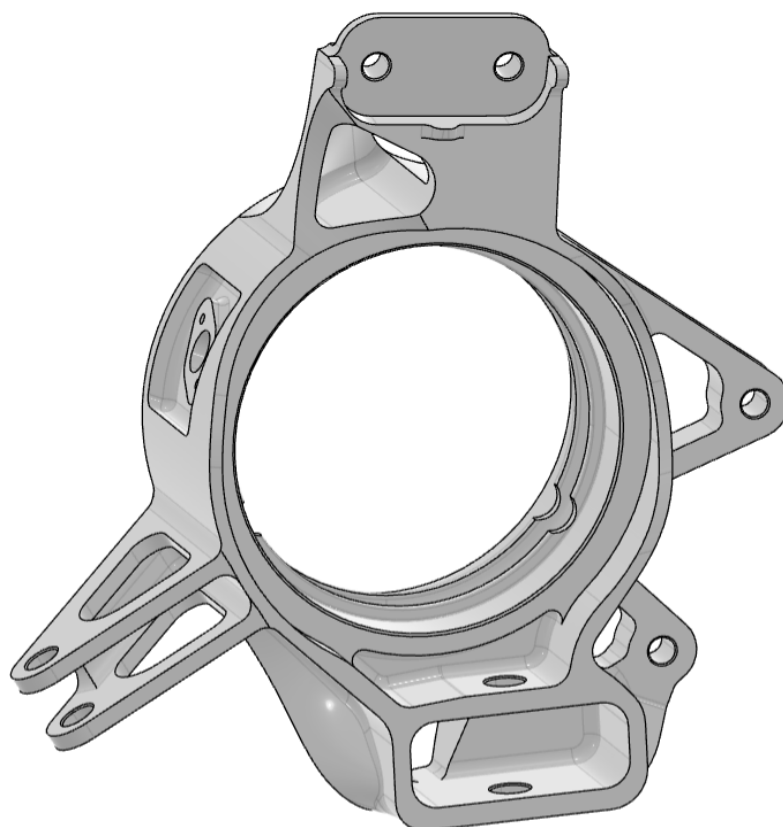
Poslední výraznější konstrukční změnou bylo přidání úchytu snímače otáček kola. Otáčky kola jsou snímány z rozpěracího kroužku mezi ložisky na náboji válcovým snímačem s vnějším závitem po celé své délce. Způsob uchycení jsem se rozhodl zachovat



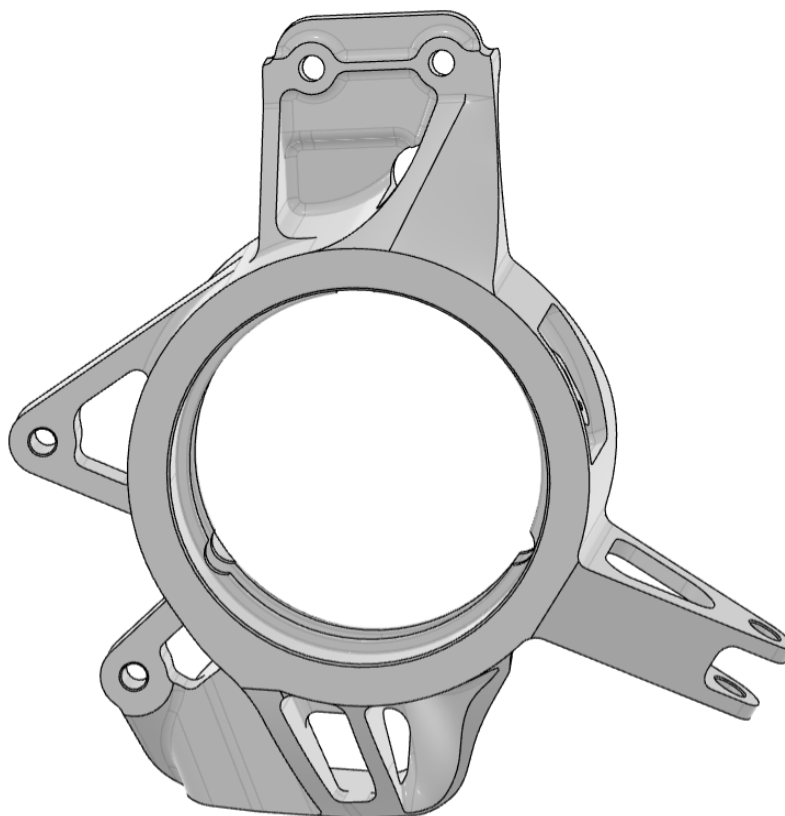
stejný, jaký byl na minulé těhlici. Snímač je zašroubován do polyamidového úchytu, který je zasunutý do otvoru ve stěně těhlice a přichycen šroubem. Na voze FS.14 se oproti minulé sezóně změnil průměr snímače ze závitu m5 na m8, což vyžadovalo zvětšení otvoru v těhlici.



*Obrázek 22 Úchyt snímače otáček kola*



Obrázek 23 Finální návrh těhlice



Obrázek 24 Finální návrh těhlice



## 9 Pevnostní analýza

Pevnostní výpočty bylo kvůli komplikované geometrii a komplexnímu zatížení bylo nutné řešit metodou konečných prvků (MKP). Výpočty jsem prováděl v programu Ansys, který poskytuje přesnější a spolehlivější výsledky než řešič zahrnutý v CAD programu, ve kterém jsem těhlici navrhoval. Navíc poskytuje možnost rychlé aktualizace geometrie při změně modelu pouze znovunačtením uloženého souboru. Během tvorby modelu jsem prováděl průběžné výpočty pro ověření konstrukčních změn.

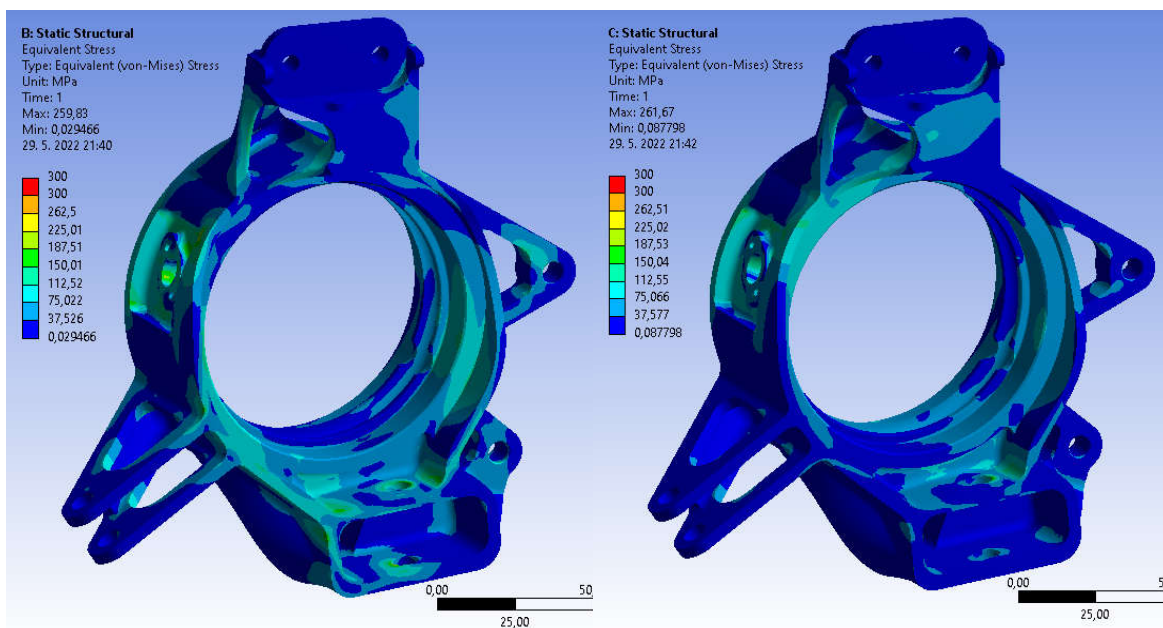
Zavedení výpočtu bylo shodné s nastavením topologické optimalizace (kapitola 7.2: Zadání výpočtu). Ve středech sférických ložisek jsem zachoval volné rotace okolo všech os a odebral jsem posuvy: úchyty spodního ramene jsem odebral posuvy podél všech os, úchyty horního ramene jsou odebrány posuvy v osách X a Y a úchyty pátého prvku (tierodu) je odebrán posuv v ose Y. Jde tedy opět o staticky určité uchycení. I zde jsem všechny vazby zavedl jako tuhé, abych nahradil tuhost sférických ložisek a spojovacího materiálu.

Tuhost brzdového třmenu je simulována vzdáleným bodem v místě efektivního bodu brzdíče spojeného tuhými vazbami s úchyty třmenu na těhlici.

Síly na pneumatiku jsou zavedeny do návrhového bodu styku pneumatiky s vozovkou propojeného s plochami pro nalisování ložisek poddajnou vazbou. Síla na brzdový třmen je zavedena do efektivního bodu brzdíče tečně na kružnici se středem v ose ložisek. Síly na pneumatiku jsem zaváděl rovnoběžně s osami souřadnicového systému (normálová síla podél osy Z, tečná podél osy X a axiální podél osy Y). Na plochy pro nalisování ložisek jsem opět zavedl tlak 14 MPa.

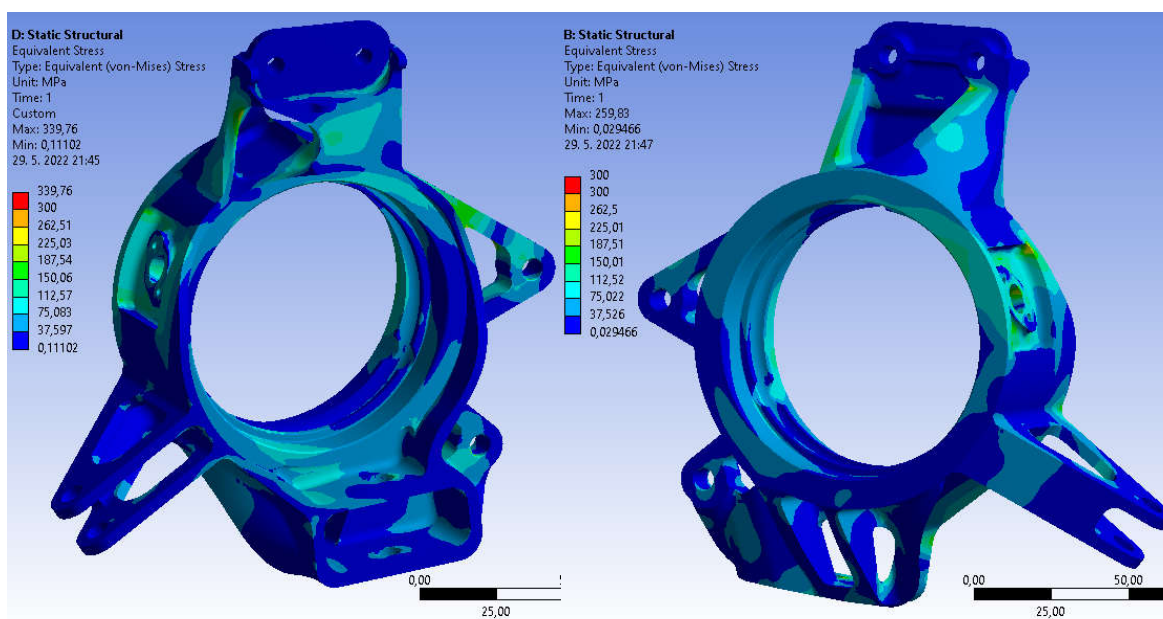
Hodnoty sil se liší od topologické optimalizace a odpovídají sílám vypočteným v kapitole 5: Výpočet zátěžných sil.

Díl jsem počítal pro akceleraci, brzdění a zatáčení na mezi adheze. Protože při zatáčení je těhlice na vnitřní straně vozu namáhána řádově méně, než ve všech zátěžných stavech, uvažoval jsem při výpočtu zatáčení pouze síly na vnější kolo.



Obrázek 25 Redukované napětí při zatáčení

Obrázek 26 Redukované napětí při akceleraci



Obrázek 27 Redukované napětí při brzdění

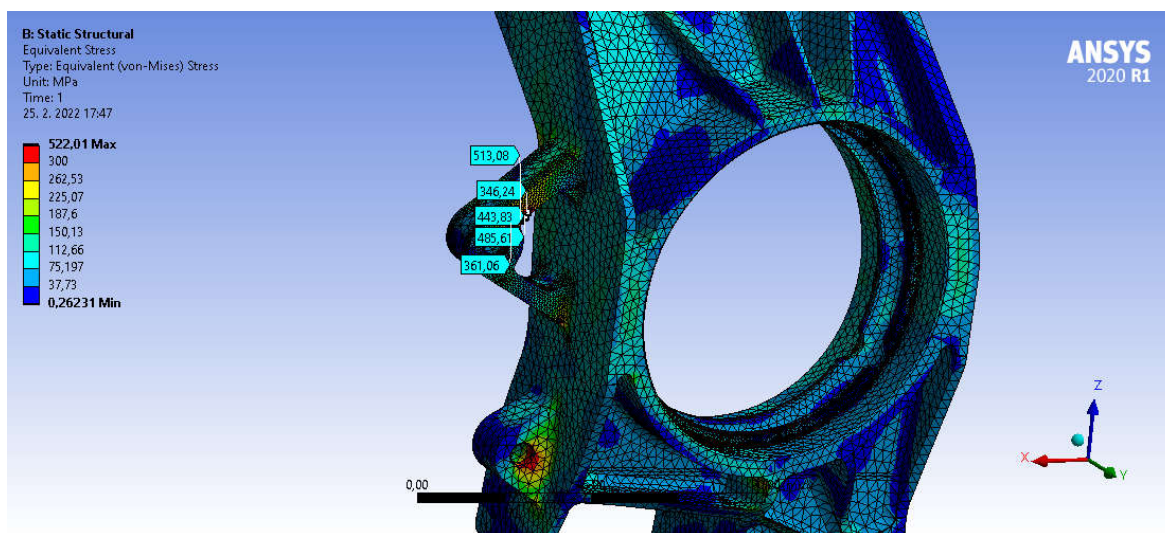
Obrázek 28 Redukované napětí při zatáčení

Z obrázků 25, 26, 27 a 28 je vidět, že redukované napětí je ve všech případech bezpečně pod mezí kluzu a tětlice tedy splňuje podmínku pevnosti.

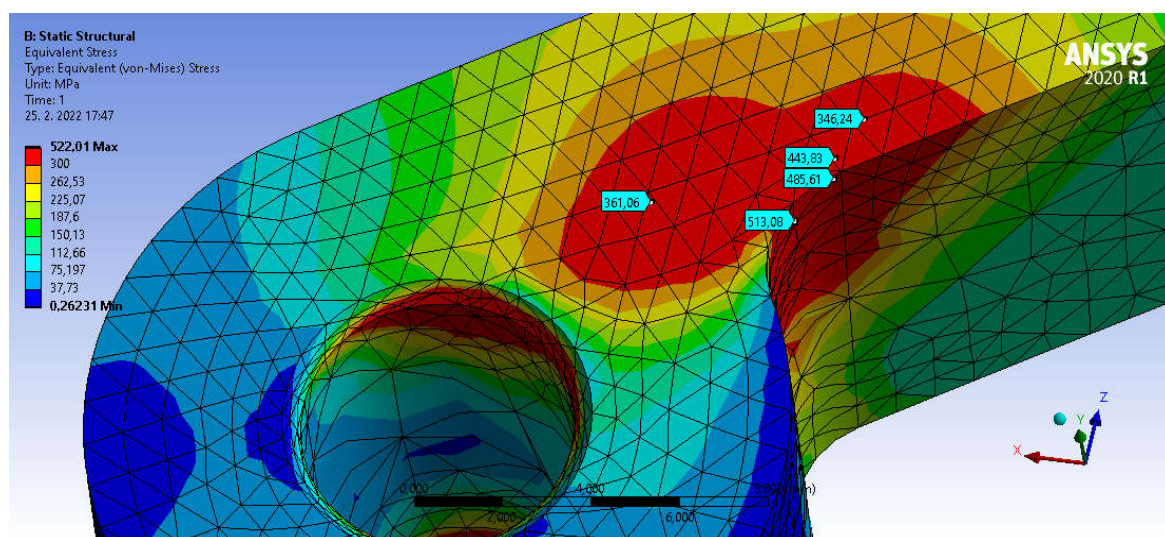


## 9.1 Výpočet úchyty brzdového třmenu

Na výpočet úchyty brzdíče jsem se zaměřil kvůli vysokým napětím, které vycházejí při výpočtu celé těhlice. Nejprve jsem zjednodušeným výpočtem staré těhlice ověřil, že při stejných okrajových podmínkách a odpovídající zátěžné síle je výsledné napětí na úchyty nad mezí kluzu materiálu. Zátěžnou sílu jsem dopočítal stejným způsobem jako sílu na novou těhlici, přičemž jsem vycházel z návrhových hodnot použitých pro starou těhlici. [3]



Obrázek 29 Redukované napětí na úchytech brzdíče staré těhlice



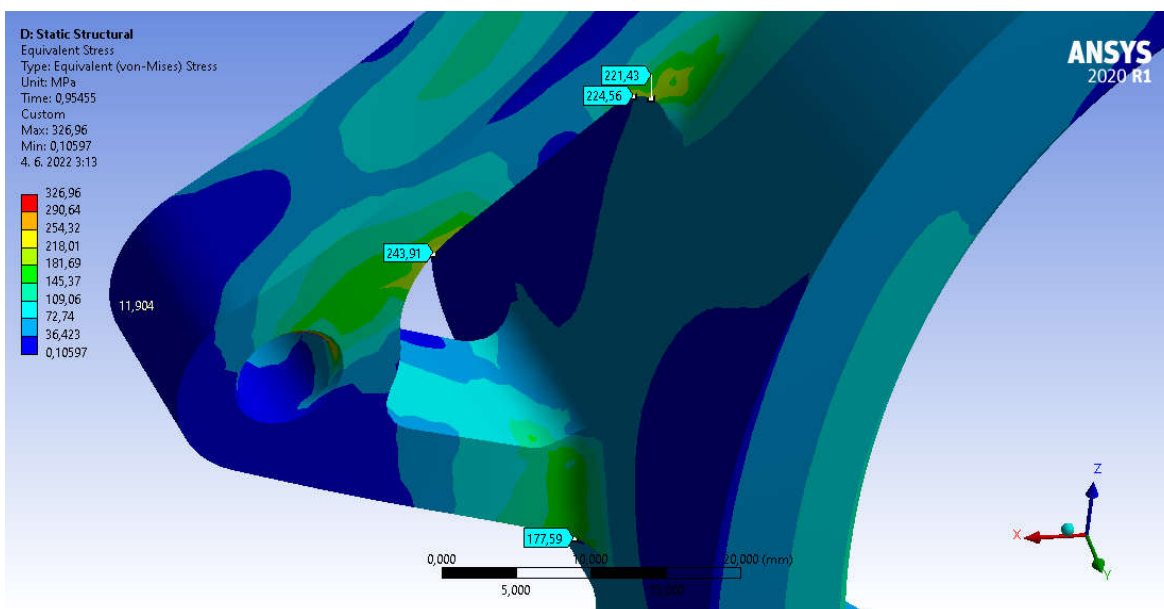
Obrázek 30 Detail výpočtu úchyty brzdíče staré těhlice

Z obrázků 29 a 30 je patrné, že maximální redukované napětí zasahuje nad 500 MPa, což znamená, že by stará těhlice měla při brzdění selhat. Protože však vydržela tři sezóny bez známek poškození, je zjevné, že zvolené bezpečnostní koeficienty jsou příliš pesimistické. Jak jsem již zmiňoval v kapitolách 5 a 8.2, zvolil jsem následně koeficient 1,5.





S tímto novým koeficientem jsem provedl detailnější analýzu nového úchyty. Zavazbení dílu bylo stejné, jako při obecném výpočtu, ale zatížení jsem provedl pouze silou v efektivním bodu brzdíče. Místo zjednodušení výpočtu tuhou vazbou jsem k těhlici zavazbil model brzdového třmenu pomocí zjednodušených modelů šroubů. Sílu jsem zavedl na samotný brzdový třmen. Kontakty mezi těhlicí a šrouby a těhlicí a třmenem jsou kontakty se součinitelem tření 0,2, šrouby s brzdíčem jsou spojené pevným kontaktem.



Obrázek 31 Redukované napětí na úchyty brzdíče po úpravě koeficientu

## 9.2 Výpočet úchyty pátého prvku

Tento výpočet jsem zmiňoval již v kapitole 8.2. Kvůli nelogickému výsledku topologické optimalizace v podobě natočení úchyty pátého prvku jsem se v MKP výpočtech zaměřil na tuto část těhlice. Filosofie výpočtu se liší od základního výpočtu celého dílu. Pro zvýšení přesnosti jsem zavazbil k těhlici zjednodušený model ložisek pomocí třecího kontaktu s maximálním návrhovým přesahem. Vnitřní kroužky ložisek jsem propojil tuhou vazbou simulující tuhost náboje. Vazby úchyty horního a spodního ramene jsem zachoval, ale rotaci kolem rejdové osy jsem omezil přes vnitřní kroužky ložisek. Sílu jsem zavedl v ose pátého prvku do jeho úchyty. Velikost síly jsem spočítal pomocí rovnováhy momentů mezi starou a novou těhlicí:

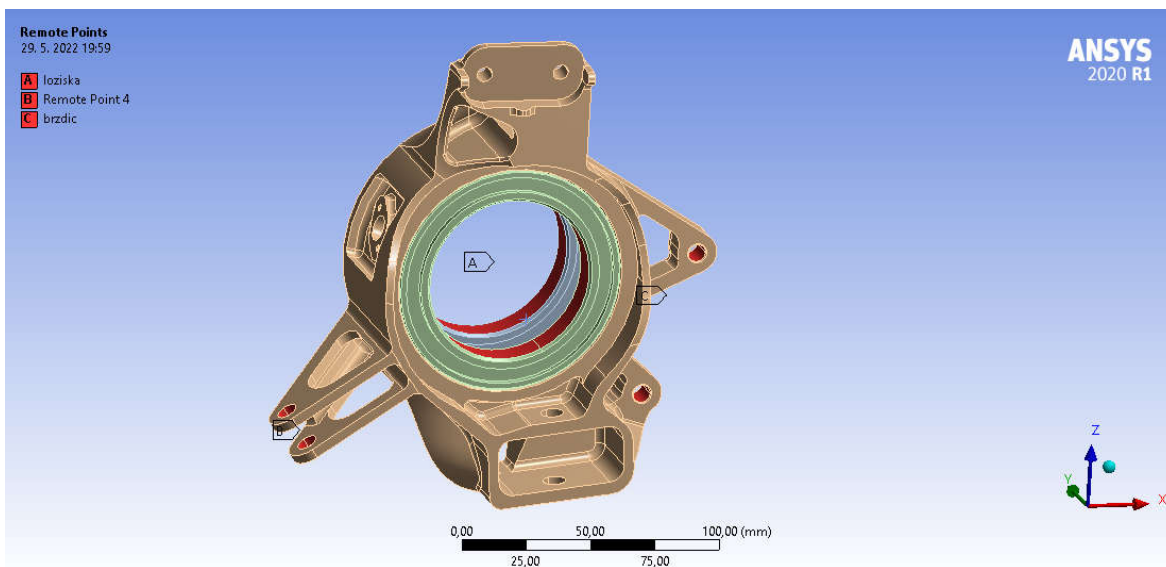
$$F_1 \cdot r_1 = F_2 \cdot r_2 \quad (33)$$

Kde  $F_1$  je síla v pátém prvku experimentálně naměřená na voze FS.13,  $r_1$  je vzdálenost středu kulového kloubu pátého prvku od rejdové osy na staré těhlici a  $F_2$  a  $r_2$  jsou stejné veličiny pro novou těhlici. Jednoduchou úpravou získáme:

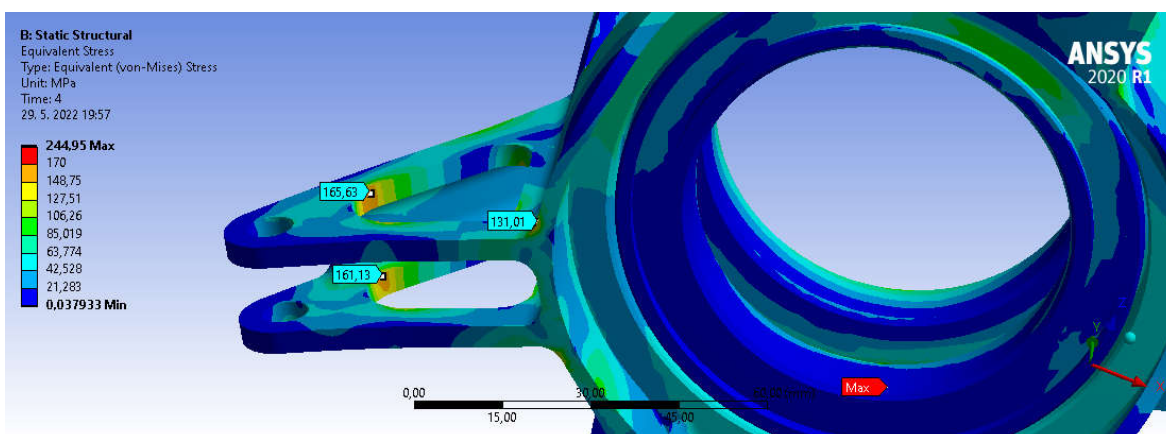
$$F_2 = \frac{F_1 \cdot r_1}{r_2} = \frac{4500 \cdot 77,65}{101,235} = 3451,6 \text{ N} \quad (34)$$



Provedl jsem výpočet se třemi různými úhly síly: v horní, spodní a statické poloze těhlice.



Obrázek 32 Zadání výpočtu páteho prvku



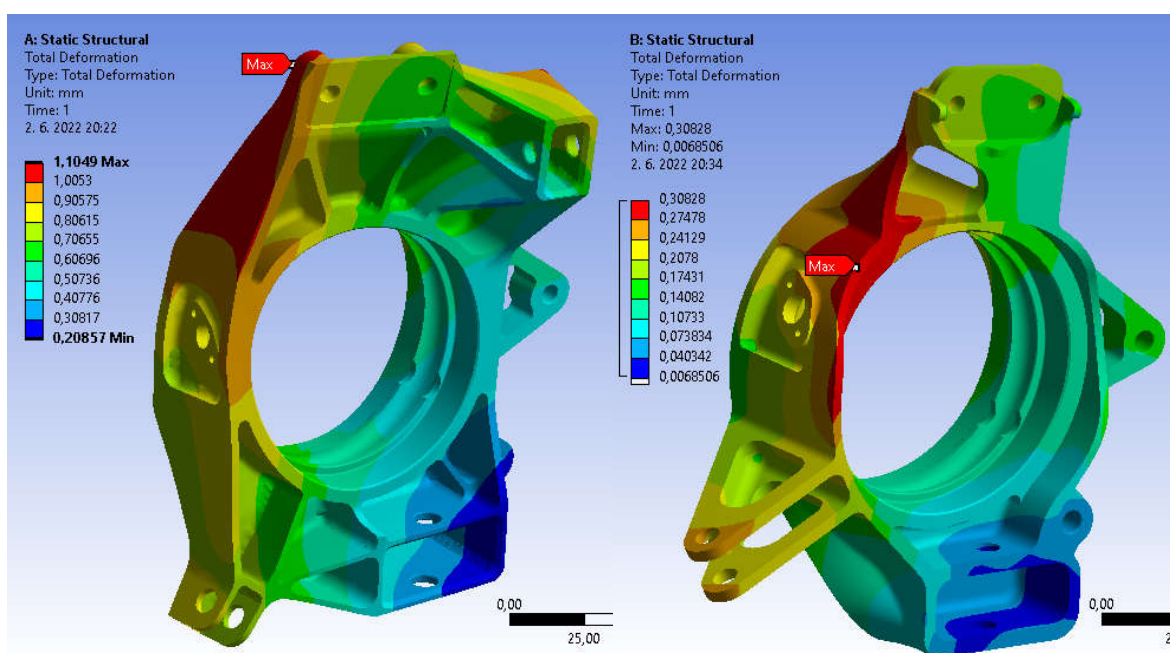
Obrázek 33 Redukované napětí v úchytu páteho prvku

Na obrázku 33 je nejhorší případ namáhání úchytu páteho prvku při těhlici v nejvyšší poloze (maximální stlačení tlumiče). Napětí na úchytu nepřekračuje 170 MPa, což je týmem CarTech používaná hodnota dovoleného napětí pro díly ze slitiny EN AW 7075, když jsou pro výpočet využity v realitě naměřené síly nevnásobené bezpečnostním koeficientem.



### 9.3 Deformace

Při návrhu těhlice je kromě pevnostní podmínky důležitá i podmínka deformační. Při vyhodnocování deformace je složitější nadefinovat mezní stavy, než při pevnostním výpočtu. Původně bylo v plánu provést MKP výpočet celé nápravy a porovnat deformace s maximální povolenou hodnotou změny příklonu kola vlivem deformace (anglicky camber gain), protože chování automobilu je na tento jev citlivé. Primárně se tento jev řeší při návrhu kinematiky zavěšení, ale deformace při zatížení může navržené chování narušit. Vzhledem ke komplexním a zdlouhavým změnám zavěšení na voze FS.14 byl návrh dílů nápravy dokončen relativně pozdě a nebyl čas provádět analýzu celé sestavy. Rozhodl jsem se proto porovnat deformace nové těhlice s deformacemi staré těhlice a v případě, že hodnoty na novém dílu budou stejné nebo menší, považovat deformační podmínku za splněnou. Protože největší namáhání působí na těhlici při zatáčení na meze adheze a zároveň se v tomto jízdním stavu projevuje změna příklonu, zaměřil jsem se právě na toto zatížení. Výpočet jsem prováděl současně s výpočtem redukovaného napětí se stejným nastavením a zatížením. [20] [21]



Obrázek 34 Srovnání deformace staré a nové těhlice při zatáčení na meze adheze

Z obrázku 34 je patrné, že deformace nové těhlice je menší než deformace staré těhlice při zatáčení na meze adheze. Nežádoucí efekt změny příklonu kola vlivem zatížení tak bude projevovat jen velmi nevýrazně.

Kromě deformace samotného dílu jsem vyhodnotil ještě maximální posun kontaktního bodu pneumatiky s vozovkou při průjezdu zatáčkou. Ten vyšel 0,37 mm (0,17



mm v ose X, 0,32 mm v ose Y a 0,11 mm v ose Z). To je opět méně než u předchozí těhlice, kde tato hodnota byla 0,97 mm. [3]

Další způsob vyhodnocení tuhost, který byl v týmu CarTech používán při návrhu těhlic ještě před vozem FS.08 bylo zatížení silou 1000 N postupně podél os X, Y a Z a výpočet posuvu bodu ve směru zatížení. V tomto případě se nová těhlice s deformacemi 0,053 mm v ose X a 0,044 mm v ose Y řadí k nejtuzším těhlicím v historii týmu. Pouze s deformací 0,039 mm podél osy Z zaostává, ale tento směr nemá z hlediska negativního vlivu na kinematiku nápravy takový význam. [10]

## 10 Výroba a povrchové úpravy

Při návrhu jsem počítal s výrobou čtyřosým frézováním a tomu jsem uzpůsobil model. Nebylo však možné model stoprocentně optimalizovat pro výrobu na čtyřosé frézce zejména kvůli úhlu úchytu horního ramene, který jsem musel přizpůsobit kinematice nápravy. Z toho důvodu by bylo nutné obrábět díl na více upnutí a zvýšily by se výrobní nepřesnosti. Proto jsem se při shánění firem pro výrobu těhlice setkal s neochotou ze strany výrobců disponujících pouze čtyřokými frézky. Nakonec jsem obrábění sjednal na pětiosé frézce, díky čemuž by mělo dojít ke zpřesnění a zrychlení procesu, i když za cenu zvýšení nákladů.

Další otázkou byla problematika povrchových úprav. Takto namáhaný díl by bylo třeba anodizovat pro zlepšení mechanických vlastností povrchu. Především plochy pro nalisování ložisek jsou při opakovaném lisování namáhány na otláčení a mohou ztrácet přesah. Anodizací se zvýší tvrdost povrchu a tím i odolnost proti otláčení. Problém je však se změnou přesahu mezi průměrem plochy pro nalisování a vnějším průměrem ložisek. Tolerance těchto průměrů je poměrně přísná (0,022 mm pro průměr plochy v těhlici) a vrstva eloxu\* průměr plochy těhlice zmenší. Předchozí těhlice nebyly z tohoto důvodu na eloxování této plochy navržena, ale díky navázání spolupráce s firmou poskytující přesnější tloušťku anodizované vrstvy byly později touto povrchovou úpravou opatřeny. Proto jsem se rozhodl pro předepsání 10 $\mu$ m vrstvy eloxu, která zlepší odolnost dílu proti otláčení a díky tomu, že 2/3 tloušťky vrstvy vznikají pod povrchem dílu a pouze 1/3 se tvoří na povrchu, bude změna průměru pouhých 6  $\mu$ m. [22]

\*Elox – elektrolytická oxidace hliníku je povrchová úprava, při které se vlivem elektrického proudu v elektrolytu tvoří na povrchu hliníkového dílu vrstva oxidu hlinitého Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>



## 11 Závěr

Cílem této práce bylo navrhnout novou těhlici pro vůz kategorie Formula Student FS.14 týmu CarTech, stanovit zátěžné stavy, ověřit splnění podmínek pevnosti a tuhosti pomocí MKP a vytvořit podklady pro výrobu.

V teoretické části jsem se věnoval rešerši těhlic vozů kategorie Formula Student a možností jejich výroby. Dále jsem se věnoval problematice topologické optimalizace a jejímu principu. V praktické části jsem stanovil zátěžné síly v jízdních stavech relevantních pro návrh těhlice pomocí momentových rovnic, díl jsem navrhnul pomocí topologické optimalizace a následně upravil pomocí 3D CADu tak, aby byl vhodný k výrobě obráběním na frézce. Na navržené těhlici jsem provedl MKP výpočty pevnosti a tuhosti, abych ověřil její funkčnost. Zaměřil jsem se také na technologii, povrchové úpravy a vytvořil jsem výrobní výkres.

Výsledná těhlice je sice těžší než předchozí generace, zároveň je ale tužší. Zatím nebyla možnost ji v realitě otestovat, protože vůz FS.14 v době, kdy píšu tuto práci ještě není sestaven. S novým hybridním pohonem však má potenciál stát se nejúspěšnějším závodním automobilem v historii týmu CarTech.

Návrh těhlic do budoucna by mohl směřovat ke snížení hmotnosti. Můj návrh je na straně tuhosti a v případě, že se ani během sezóny neprojeví problémy s tuhostí, poskytuje možnost odlehčení. Další možností je směřovat návrh k odlévané těhlici. Při vyhrazení dostatečného času pro výrobu by tato technologie poskytovala možnost tvorby komplexních tvarů a návrh by nebyl omezen mechanickými vlastnostmi materiálu jako v případě sintrovaných těhlic.



## 12 Zdroje

- [1] CTU Cartech: Formula Student. *CTU Cartech: Formula Student* [online]. [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/formula-student/>
- [2] CTU Cartech: FS.13. *CTU Cartech* [online]. [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/fs-13/>
- [3] SOMMER, Jiří. *Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Student*. Praha, 2017. Diplomová práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Ing. Michal Vašíček Ph.D.
- [4] UVic Formula Motorsport. *Twitter UVic Formula Motorsport* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://twitter.com/UVicFSAE/status/1068202974688641025/photo/1>
- [5] Revolve NTNU. *Facebook Revolve NTNU* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/RevolveNTNU/photos/a.167821457886633/1678214972199927/>
- [6] Racetech Racing Team. *Facebook Racetech Racing Team* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/Racetech.Racingteam/photos/pcb.2493919763961363/2493914850628521>
- [7] UNIVERSITY OF UTAH'S FORMULA SAE TEAM: Fuel Cell and Front Uprights [online]. 2007 [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://formulautah.blogspot.com/2007/11/fuel-cell-and-front-uprights.html>
- [8] TU Graz Racing Team. *Facebook TU Graz Racing Team* [online]. [cit. 2021-12-30]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/tugraz.racing/photos/pcb.10154370434291522/10154370433851522/>
- [9] GADAGI, Basavraj a Ramesh LEKURWALE. A review on advances in 3D metal printing. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2021, (45), 277-283 [cit. 2022-02-09]. ISSN 2214-7853. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785320380573>
- [10] MENŠÍK, Martin. *Návrh odlévané zadní těhlice*. Praha, 2015. Bakalářská práce. České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Vedoucí práce Ing. Nikita Astraverkhau.



- [11] BACH, Jakub. *Simulační analýza nosiče předního kola formulového vozidla*. Brno, 2019. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství.
- [12] ZHU, Jihong, Han ZHOU, Chuang WANG, Lu ZHOU, Shangqin YUAN a Weihong ZHANG. A review of topology optimization for additive manufacturing: Status and challenges. *Chinese Journal of Aeronautics* [online]. 2021-01, (34), 91-110 [cit. 2022-01-29]. ISSN 1000-9361. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1000936120304520>
- [13] KRISHNA, L. Siva Rama, Natrajan MAHESH a N. SATEESH. Topology optimization using solid isotropic material with penalization technique for additive manufacturing. *Materials Today: Proceedings* [online]. 2017, 2(4), 1414-1422 [cit. 2022-02-10]. ISSN 2214-7853. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785317301633>
- [14] SEWARD, Derek. *Race Car Design*. Londýn: Palgrave, 2014. ISBN 978-1-137-03014-6.
- [15] STANIFORTH, Allan. *Competition Car Suspension*. 3. vyd. Yeovil: Haynes Publishing, 1999. ISBN 1-85960-644-X.
- [16] Formula Student Rules 2022. *Formula Student Germany* [online]. 2021 [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/fileadmin/user\\_upload/all/2022/rules/FS-Rules\\_2022\\_v1.0.pdf](https://www.formulastudent.de/fileadmin/user_upload/all/2022/rules/FS-Rules_2022_v1.0.pdf)
- [17] *CTU Cartech: Vůz* [online]. 2021 [cit. 2021-12-28]. Dostupné z: <https://cartech.cvut.cz/vuz/>
- [18] TRZESNIOWSKI, Michael. *Rennwagentechnik*. 4. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014. ISBN 978-3-658-04919-5.
- [19] Alunet: EN AW-7075 T6 (AlZnMgCu1,5). *Alunet* [online]. [cit. 2022-06-03]. Dostupné z: <http://www.alunet.cz/ENAW-7075>
- [20] MILLIKEN, Douglas L. *Race car vehicle dynamics: problems, answers and experiments*. Warrendale: SAE International, c2003. ISBN 978-0768011272.
- [21] *Tune to Win: The art and science of race car development and tuning*. Fallbrook: Aero Publishers, 1978. ISBN 0-87938-071-3.



- [22] REMEŠOVÁ, Michaela. *Anodická oxidace hliníku a jeho slitin*. Brno, 2013.  
Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství,  
Ústav materiálových věd a inženýrství. Vedoucí práce Ing. Ladislav Čelko, Ph.D.





## Seznam obrázků

Obrázek 1 Závodní vůz FS.13 týmu CTU CarTech [2].....	10
Obrázek 2 Zadní kolová skupina vozu FS.13.....	11
Obrázek 3 Obráběné těhlice týmu UVic Formula Racing [4].....	12
Obrázek 4 3D tištěná těhlice týmu Revolve NTNU [5].....	13
Obrázek 5 Svařované těhlice týmu Formula U Racing [7].....	13
Obrázek 6 Svařovaná těhlice týmu Formula U Racing [7].....	14
Obrázek 7 Odlévané těhlice týmu Racetech Freiberg [6].....	14
Obrázek 8 Kompozitová těhlice týmu TU Graz [8].....	15
Obrázek 9 Příklad topologické optimalizace na staticky určeném nosníku [12].....	16
Obrázek 10 Těhlice vozu FS.13.....	18
Obrázek 11 Působení sil na vůz při akceleraci.....	23
Obrázek 12 Působení sil na vůz při brzdění.....	24
Obrázek 13 Působení sil na vůz při zatáčení.....	25
Obrázek 14 Bezpečnostní koeficienty dle knihy Rennwagentechnik [18].....	27
Obrázek 15 Vstup do topologické optimalizace.....	29
Obrázek 16 Výsledek maximalizace tuhosti.....	31
Obrázek 17 Výsledek minimalizace hmotnosti.....	32
Obrázek 18 Úprava úchytu brzdíče.....	33
Obrázek 19 Úprava úchytu horního ramene.....	34
Obrázek 20 Úprava úchytu pátého prvku.....	35
Obrázek 21 Detail úchytu pátého prvku.....	35
Obrázek 22 Úchyt snímače otáček kola.....	36
Obrázek 23 Finální návrh těhlice.....	37
Obrázek 24 Finální návrh těhlice.....	37
Obrázek 25 Redukované napětí při zatáčení.....	39
Obrázek 26 Redukované napětí při akceleraci.....	39
Obrázek 27 Redukované napětí při brzdění.....	39
Obrázek 28 Redukované napětí při zatáčení.....	39
Obrázek 29 Redukované napětí na úchytech brzdíče staré těhlice.....	40
Obrázek 30 Detail výpočtu úchytu brzdíče staré těhlice.....	40



Obrázek 31 Redukované napětí na úchytu brzdíče po úpravě koeficientu.....	41
Obrázek 32 Zadání výpočtu pátého prvku.....	42
Obrázek 33 Redukované napětí v úchytu pátého prvku .....	42
Obrázek 34 Srovnání deformace staré a nové těhlice při zatáčení na mezi adheze.....	43



## Seznam tabulek

Tabulka 1 Návrhové hodnoty vozu FS.14 .....	20
Tabulka 2 Návrhové hodnoty pro aerodynamické účinky na vůz FS.14 .....	21
Tabulka 3 Aerodynamický přítlaku vozu FS.14 při výpočtových jízdách ..... 22	22
Tabulka 4 Návrhová přetíženi působící na vůz FS.14 při výpočtových jízdách .....	22
Tabulka 5 Silové účinky na zadní kolo vozu FS.14 při výpočtových jízdách .....	26
Tabulka 6 Dynamické bezpečnostní koeficienty .....	27
Tabulka 7 Výpočtové síly na zadní kolo .....	27
Tabulka 8 Vlastnosti použitého materiálu dle normy EN 485-2 .....	28
Tabulka 9 Návrhová přetíženi pro topologickou optimalizaci.....	30
Tabulka 10 Zátěžné síly pro topologickou optimalizaci .....	30

## Přílohy

Příloha 1 - Výrobní výkres zadní těhlice, formát A0