



# VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

## FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

## ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

# ANALÝZA NAPJATOSTI ULOŽENÍ PŘEDNÍHO KOLA VOZIDLA

VEHICLE FRONT WHEEL CARRIER BEHAVIOUR ANALYSIS

### DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

### AUTOR PRÁCE

AUTHOR

**Bc. Roman Baxant**

### VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

**Ing. Pavel Ramík**

**BRNO 2018**

## Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Roman Baxant**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Pavel Ramík**  
Akademický rok: 2017/18

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

### **Analýza napjatosti uložení předního kola vozidla**

#### **Stručná charakteristika problematiky úkolu:**

Náplní práce je provedení analýzy napjatosti nosiče náboje předního kola vozidla s využitím výpočtových simulací.

#### **Cíle diplomové práce:**

Provést rešerši současného stavu konstrukčního provedení uložení předního kola vozidel se zaměřením na formulová vozidla.

Sestavit výpočtový model pro analýzu napjatosti nosiče předního kola (těhlice) při zadaných jízdních stavech.

Provést simulaci chování nosiče předního kola s využitím topologické optimalizace.

Na základě získaných výsledků upravit CAD návrh součásti a provést analýzu upravené konstrukce. Uvedený postup v případě potřeby opakovat.

Vyslovit se k dosaženým výsledkům a k vhodnosti použití topologické optimalizace pro konstrukční návrh nosiče předního kola.

#### **Seznam doporučené literatury:**

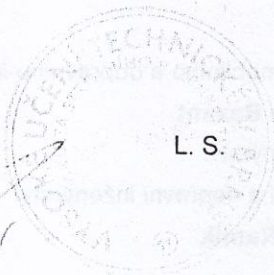
GILLESPIE, Thomas. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 519 s. ISBN 1-56091-199-9.

MILLIKEN, William a MILLIKEN, Douglas. Race Car Vehicle Dynamics. 1st edition. Warrendale: SAE, 1995. 857 s. ISBN 1-56091-526-9.

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017



---

  
prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.  
ředitel ústavu

---

  
doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá konstrukcí předních těhlic vozu Dragon 8 pro studentský tým TU Brno Racing, soutěžící v kategorii Formula Student. Jde o navázání na moji bakalářskou práci s názvem „Návrh uložení předního kola závodního vozidla“. V práci je rozebrána konstrukce těhlic posledních ročníků a jejich součástí. Následně je vytvořen model s pomocí topologické optimalizace a výsledný produkt zatížen pomocí MKP analýzy. Závěrem je srovnána těhlice s minulými návrhy a její frézovanou náhradou.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Těhlice, topologická optimalizace, TU Brno Racing, Dragon 8, Formula Student, MKP analýza

## ABSTRACT

Master's thesis is focused on a design of front uprights for Dragon 8 racing car of TU Brno Racing Formula Student team. This thesis follows up the bachelor's thesis called "Race Car Front Wheel Carrier Design". Discussion about team's recent upright and component designs is followed by a model creation with use of topology optimization. Final geometry is simulated in FEA software. Design of the upright is then compared to the previous designs and also to its substitute produced with milling machining process.

## KEYWORDS

Upright, TU Brno Racing, Dragon 8, Formula Student, FEA, topology optimization

## **BIBLIOGRAFICKÁ CITACE**

BAXANT, R. *Analýza napjatosti uložení předního kola vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 64 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Pavla Ramíka a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. 5. 2018

.....

Bc. Roman Baxant

## PODĚKOVÁNÍ

Za dobu mého studia jsem poznal velké množství talentovaných lidí. Drtivá většina těchto lidí je nebo byla úzce spjata s týmem TU Brno Racing. Díky tomuto týmu jsem načerpal velké množství zkušeností nejen v oboru strojního inženýrství, ale i v marketingu nebo managementu. Proto mé velké díky patří členům týmu napříč všemi ročníky historie Formule Student v Brně. Bezpochyby velké díky patří celé mé rodině a přítelkyni. Kdo je a kdo není rodina, poznáte především v časech špatných a já mám velké štěstí, že jsem se narodil přesně do této rodiny. V neposlední řadě patří poděkování také panu Ramíkovi za vlídnost a podporu nejen při vedení mé práce, ale i během celého mého studia.

## OBSAH

Úvod .....	10
1 Soutěž Formula Student .....	11
1.1 Historie.....	11
1.2 Tým TU Brno Racing .....	12
1.3 Pravidla soutěže .....	12
1.4 Statické disciplíny .....	13
1.5 Technická přejímka.....	15
1.6 Dynamické disciplíny .....	15
2 Uložení předního kola Dragon 7 – 8 .....	18
2.1 Mezigenerační změny .....	18
2.2 Zachované komponenty .....	21
3 Výpočet sil působící na těhlici.....	23
3.1 Průjezd zatáčkou .....	23
3.2 Prudké zpomalení .....	23
3.3 Přejezd přes nerovnost .....	24
3.4 Prudké zpomalení v opačném směru .....	24
3.5 Únavové namáhání .....	24
4 Topologická optimalizace a 3D tisk .....	25
4.1 Historie a metody.....	25
4.2 Aditivní výroba .....	25
4.3 3D tisk ve světě.....	26
5 Optimalizace těhlice .....	27
5.1 Základní předpoklady .....	27
5.2 Model pro optimalizaci.....	27
5.3 Nastavení výpočtu a okrajových podmínek .....	29
5.4 Výsledek optimalizace .....	32
6 MKP analýza optimalizované těhlice .....	35
6.1 Model pro MKP analýzu.....	35
6.2 Nastavení výpočtu a okrajových podmínek .....	36
6.3 Výsledky analýzy.....	40
7 MKP analýza obráběné těhlice .....	44
7.1 Nastavení výpočtu obráběné těhlice .....	44
7.2 Maximální deformace .....	44
7.3 Redukované napětí.....	45
8 Výroba a 3D sken .....	48

---

8.1	Výroba .....	48
8.2	3D sken .....	48
9	Zhodnocení a porovnání výsledků.....	50
	Závěr.....	52
	Seznam použitých zkratk a symbolů .....	55
	Seznam příloh.....	57

## ÚVOD

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem předních těhlic s podporou topologické optimalizace pro závodní monopost s označením Dragon 8. Na začátku práce je zmíněna soutěž Formula Student a její pravidla týkající se podvozkové soustavy. Jelikož tato práce je pokračováním mé bakalářské práce s názvem „Návrh uložení předního kola závodního vozidla“, nebudou zde rozebrány návrhy prvních generací závodního monopostu ani rozdílné způsoby výroby, které byly zmíněny právě v předešlé práci.

Vzhledem k zaměření práce je zde shrnuta i podstata topologické optimalizace a 3D tisku pomocí kovových prášků.

V další části bude popsán krok po kroku základní návrh modelu pro topologickou optimalizaci a samotný výpočet. Následně bude ukázána tvorba modelu pro MKP analýzu, která byla podpořena právě topologickou optimalizací. Poté bude ukázána samotná MKP analýza se všemi náležitostmi.

Dále také budou prezentovány výpočty pro obráběnou variantu těhlic pro monopost Dragon 8 a následně dojde ke srovnání tištěné varianty s obráběnou a také s modelem z monopostu Dragona 5, který byl řešen v bakalářské práci.



Obr. 1 Dragon 7

# 1 SOUTĚŽ FORMULA STUDENT

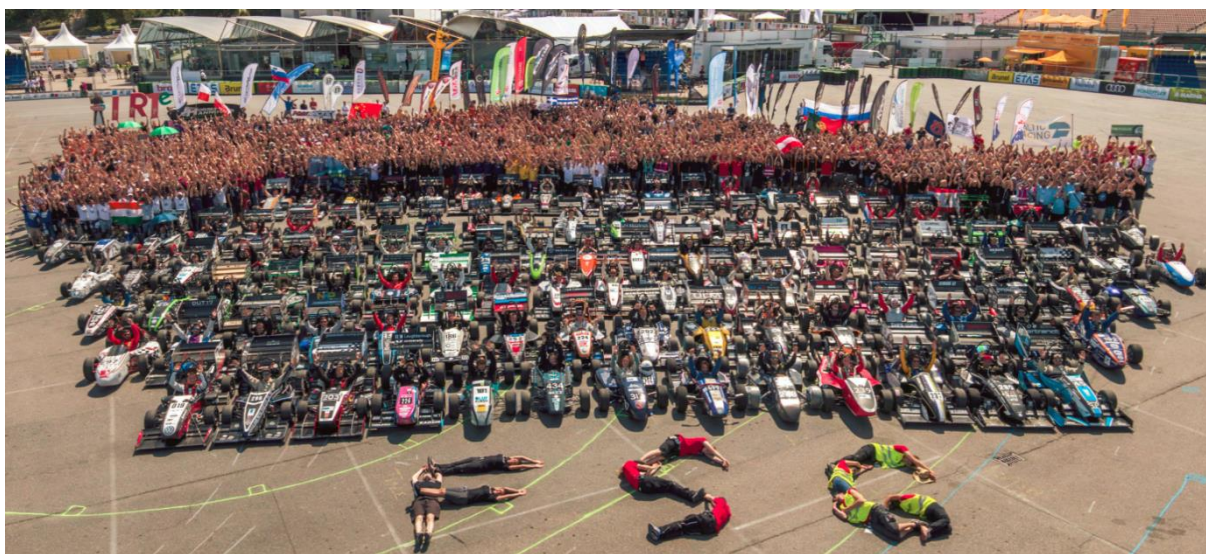
Základní myšlenkou je navrhnout a postavit jednomístné vozidlo pro víkendového neprofesionálního jezdce autokrosu nebo sprintu s předpokládanou výrobou 1000 kusů za rok. Takto zní základní a hlavní formulace této závodní kategorie. Nicméně jde hlavně a především o přípravu budoucích inženýrů do jejich zaměstnání. Hlavním cílem je dát studentům požadovanou praxi, která je v této době tak žádaná již po řádném zakončení vysokoškolského vzdělání.

Univerzitní týmy se mohou zúčastnit 17 závodů z celého světa, ať už v Evropě, USA, nebo také v Japonsku, Číně či Brazílii. Rozhodnutí na jaké závody pojedou stojí pouze na nich samotných, s ohledem na registraci a finance potřebné k dopravě týmu a vozidla na závod.

## 1.1 HISTORIE

Začátky soutěže Formula Student sahají až do roku 1981 do USA, kde se konal první závod pod záštitou Sdružení automobilových inženýrů (SAE). V roce 1998 se soutěž konala poprvé na evropském kontinentě. První závod se konal ve Velké Británii na testovacím okruhu MIRA. Později se tento závod přesunul na okruh Silverstone. [1] Jeden z dalších nejvýznamnějších závodů je na německém Hockenheimringu, kde každoročně poměří síly 110 závodních týmů s účastí více než 3000 studentů. Ne nadarmo se tomuto závodu říká mistrovství světa. V roce 2013 se konal poprvé závod v České Republice a to v Hradci Králové. V roce 2015 se závod přesunul na testovací polygon v Mostě.

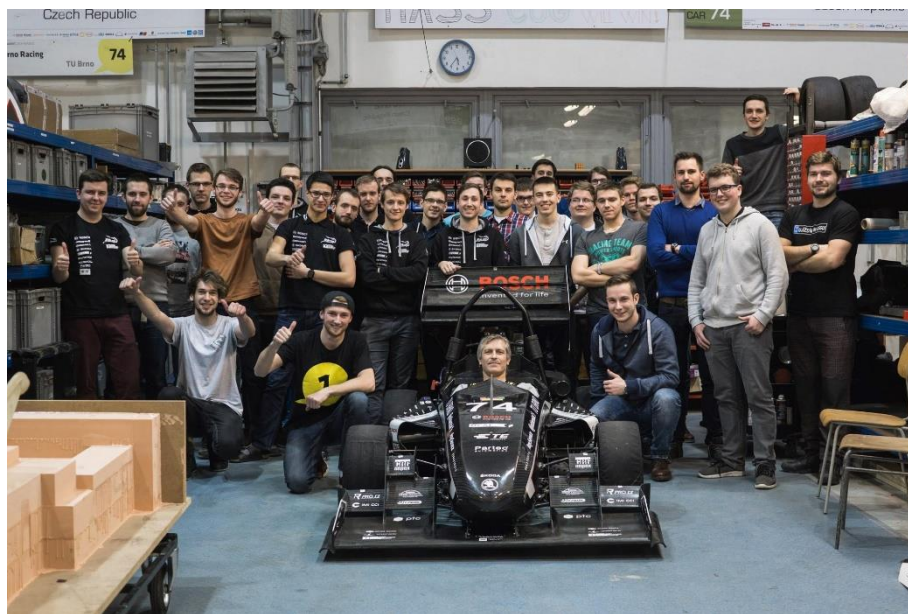
V začátcích soutěže bylo umožněno univerzitním týmům závodit s monoposty poháněnými spalovacími motory. Kategorie dostala název FSC, kde C znamená combustion. V roce 2010 bylo poprvé umožněno týmům závodit s monoposty poháněnými elektrickými motory. Kategorie dostala název FSE, kde E znamená electric. Vzhledem k vývoji doby vznikla loni nová, třetí kategorie s označením FSD, kde D znamená driveless, tedy bez řidiče. Momentálně je na světě 556 týmů v kategorii FSC, 139 v kategorii FSE a 27 v kategorii FSD.



Obr. 2 Panoramatické foto Formula Student Germany [2]

## 1.2 TÝM TU BRNO RACING

Tým TU Brno Racing vznikl v roce 2010 pod záštitou Vysokého učení technického v Brně na Fakultě strojního inženýrství. Během osmi let působení týmu v soutěžích se podařilo vyhrát nespočet trofejí a momentálně se tým nachází na 5. místě ve světovém žebříčku. V týmu je každoročně okolo 40 členů napříč celou univerzitou. Největší zastoupení je však z řad Fakulty strojní. Vzhledem k pravidlům soutěže a délce studia každým rokem tým opustí několik členů, nicméně několik nadaných nováčků jej také doplní. [3]



Obr. 3 Tým TU Brno Racing pro sezónu 2017/2018

## 1.3 PRAVIDLA SOUTĚŽE

Každá soutěž má svá pravidla a Formula Student není výjimkou. Na všech závodech je potřeba se domluvit jednotným jazykem. Jako hlavní jazyk všech soutěží je zvolena angličtina, některé závody jsou však specifické – je povoleno používat dva jazyky, příkladem je Japonsko a Itálie.

Pravidla jsou tedy psaná v angličtině a každým rokem procházejí obměnou. Poslední dva roky však existují dva druhy pravidel. První typ pravidel je psán v USA, druhý typ v Německu. Záleží na organizátorech závodů, která pravidla budou respektovat. Nicméně obě verze jsou si velmi podobné s nepatrnými odlišnostmi, avšak aby v tom byl ještě trochu větší zmatek, tak každý závod může mít ještě svá specifická doplňující pravidla.

Hlavním prvkem pravidel je bezpečnost studentů, od omezujícího výkonu motoru, přes maximální rozměry křídla a celého vozu, až po bezpečnostní prvky rámu a jeho součástí. To vše je podrobně sepsáno a limitováno.

Dále zde můžeme najít přesný popis disciplín a jejich bodového ohodnocení nebo průběh závodu a technické přejímky. Maximálně tým může dosáhnout 1000 bodů za závod. Různým počtem bodů jsou ohodnoceny jednotlivé disciplíny, viz Tab. 1.

Tab. 1 Bodové hodnocení jednotlivých disciplín

Statické disciplíny	body
Business plan presentation	75
Cost and Manufacturing	100
Engineering design	150
Dynamické disciplíny	
Skidpad	75
Acceleration	75
Autocross	100
Endurance	325
Efficiency	100
<b>Celkem</b>	<b>1000</b>

### 1.3.1 PRAVIDLA KONSTRUKCE TĚHLIC A PŘÍPOJNÝCH SOUČÁSTÍ

Konstrukci těhlic přímo omezují dvě pravidla. Žádný z přípojných bodů zavěšení nesmí být uložený letmo. Vždy musí být tělo těhlice z obou stran kloubu. Druhým pravidlem je zajištění všech kritických spojů proti samovolnému uvolnění. Další pravidla se vztahují na ostatní prvky sestavy, tj. náboj, brzdy atd. Je nutno podotknout, že i v případě dodržení základních pravidel vozidlo nemusí projít technickou přejímkou, a to z důvodů neaplikování základních inženýrských znalostí. V podstatě to znamená, že když jakákoliv část vozu nebude odpovídat selskému rozumu, nemůže se vůz účastnit dynamických disciplín.

## 1.4 STATICKÉ DISCIPLÍNY

Jak již bylo zmíněno, soutěž Formula Student je o přípravě budoucích inženýrů do zaměstnání, proto jsou v soutěži zahrnuty statické disciplíny.

### 1.4.1 BUSINESS PLAN PRESENTATION

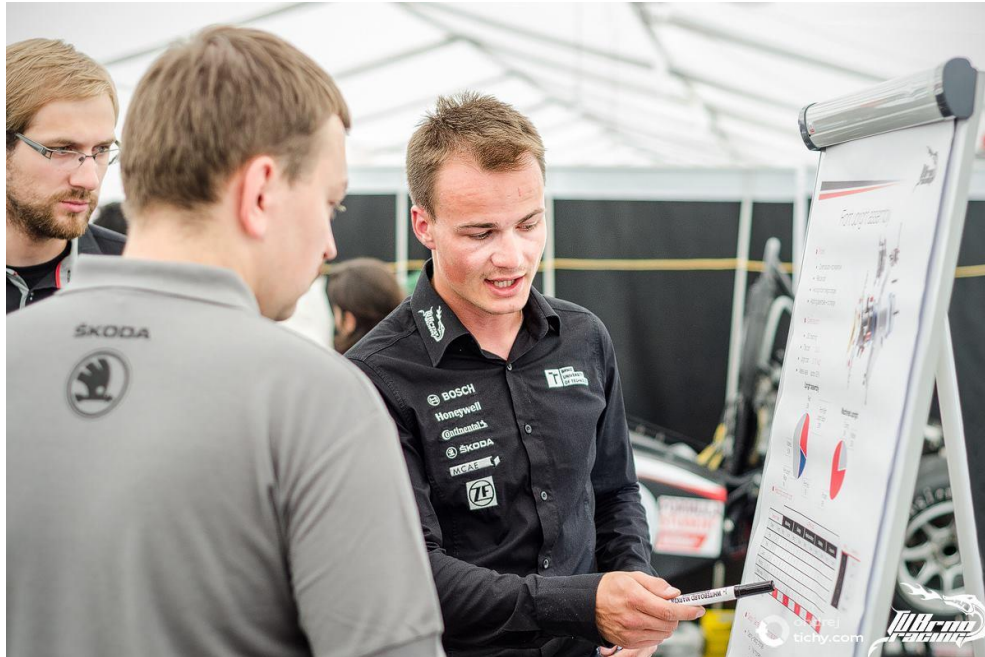
V této disciplíně se prezentovaný tým chová jako fiktivní firma. Jde o prezentaci podnikatelského záměru pro výrobu a prodej vozů v horizontu několika let.



Obr. 4 Business plan presentation – Formula Student Czech Republic

### 1.4.2 COST AND MANUFACTURING

Statická disciplína Cost and Manufacturing spočívá v důsledném vyčíslení všech součástí na voze. Tak jako v reálné firmě, je potřeba znát cenu všech procesů a nákladů na výrobu produktu. Na závody se vypracovávají několika set stránkové dokumenty s přesným vyčíslením každého procesu. Posléze jde o obhajobu jednotlivých procesů s uvážením správné volby materiálu a výroby součástí.



*Obr. 5 Cost and Manufacturing – Formula Student Czech Republic*

### 1.4.3 ENGINEERING DESIGN

Engineering design je hlavní statická disciplína, ve které se obhájí technická stránka vozu. Jde o přímou rozpravu v úzkém kolektivu těch nejzkušenějších. V podstatě hlavním kritériem je správné odůvodnění konstrukčního řešení. Na některých závodech se jde i do hlubších inženýrských znalostí jednotlivců.



*Obr. 6 Formula Student Germany – statická disciplína Engineering design*

## 1.5 TECHNICKÁ PŘEJÍMKA

Každé vozidlo, které bude závodit, musí projít technickou přejímkou. Jde o kontrolu toho, zda je vůz postaven podle pravidel a zda je bezpečné. Po kontrole všech technických náležitostí musí vozidlo splnit také náklonový test, test hluku a test brzd.



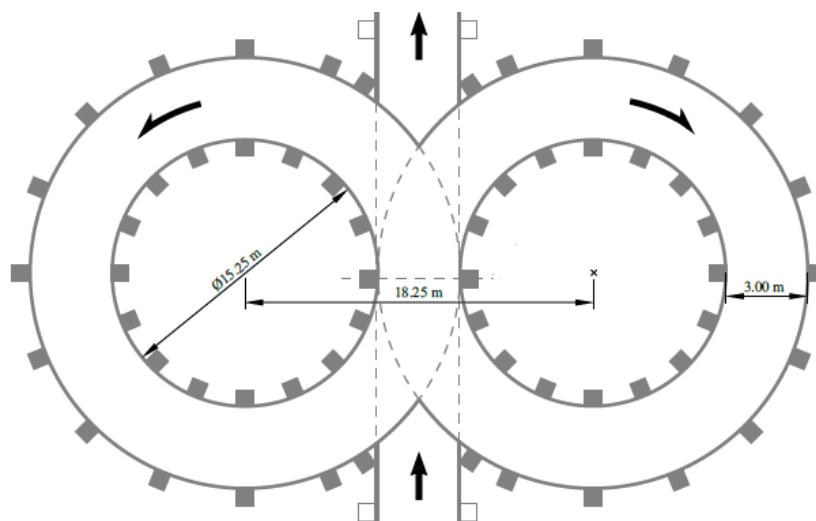
Obr. 7 Formula Student Czech Republic – náklonový test

## 1.6 DYNAMICKÉ DISCIPLÍNY

Dynamické disciplíny jsou zaměřeny na rychlost a ovladatelnost vozu. Tým, který má nejrychlejší vůz a nejlepšího řidiče, tak vyhrává. Jednotlivé disciplíny mají svoji trať, každá trať je lemována kuželkami. Za každou kuželku se přičítá čas k výslednému.

### 1.6.1 SKIDPAD

První dynamickou disciplínou je skidpad. Jedná se o tzv. kruhový test, kde není důležitý výkon motoru, nýbrž správné nastavení podvozku. Na německém Hockenheimringu se tato disciplína jezdí na mokré trati.



Obr. 8 Skidpad

### 1.6.2 ACCELERATION

Druhou disciplínou, obvykle pořádanou ve stejný den jako skidpad, je akcelerace na 75 m. Na rozdíl od předešlé disciplíny, zde je už potřeba co nejvyšší výkon motoru. Naopak není třeba extrémně zkušeného řidiče. Některé týmy včetně TU Brno Racing často na akceleraci za volant posadí ženu, právě kvůli její lichotivé hmotnosti.



*Obr. 9 Acceleration – Formula Student Czech Republic*

### 1.6.3 AUTOCROSS

Autocross, neboli kvalifikace na finální závod Endurance. Maximální délka tratě je 1500 m a jde většinou o jedno kolo z posledního závodu vytrvalosti. V této disciplíně už záleží na každém prvku vozidla. Je to ovšem i hlavní zkouška pro řidiče. Před jízdou si mohou projít pouze trať pěšky, poté už následuje ostrý závod. Dle výsledného času se určuje pořadí startu do Endurance.



*Obr. 10 Autocross – Formula Student Czech Republic*

### 1.6.4 ENDURANCE

Hlavní a poslední disciplína. Závod se jede na 22 km s tím, že v polovině se střídají řidiči. Při výměně řidičů se musí vypnout motor a probíhá i malá technická kontrola vozu. Jde především o kontrolu uvolněných částí nebo úniku kapalin. Jestliže není s vozidlem bezpečné závodit, znamená to „DNF“ (diskvalifikace). Pro celkové hodnocení je endurance kritický a důležitý závod. V případě nedojetí to znamená, že váš tým nemůže myslet na jakékoliv dobré umístění v celkovém hodnocení.

### 1.6.5 EFFICIENCY

Efficiency, neboli spotřeba. V rámci posledního vytrvalostního závodu se měří také spotřeba vozidla. Nejde pouze o jednoduché odečtení spotřebovaného paliva, ale započítává se i výsledný čas vozidla. [4]



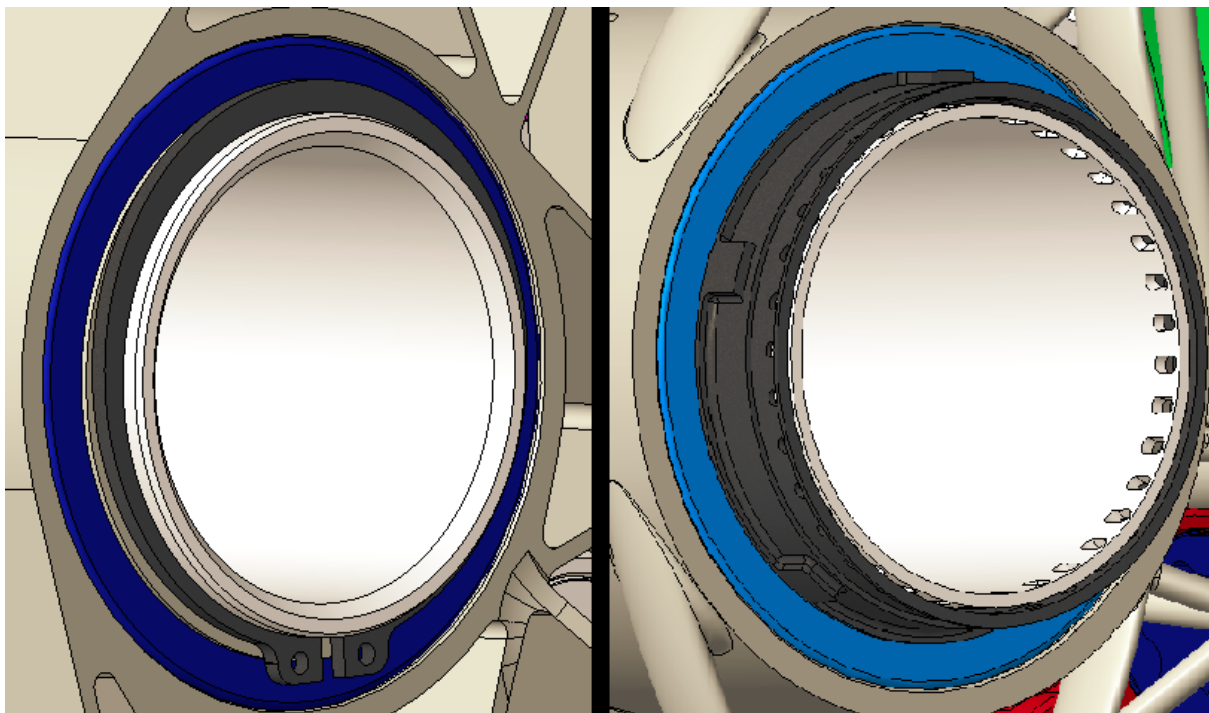
*Obr. 11 Formula Student Czech – disciplína endurance*

## 2 ULOŽENÍ PŘEDNÍHO KOLA DRAGON 7 – 8

### 2.1 MEZIGENERAČNÍ ZMĚNY

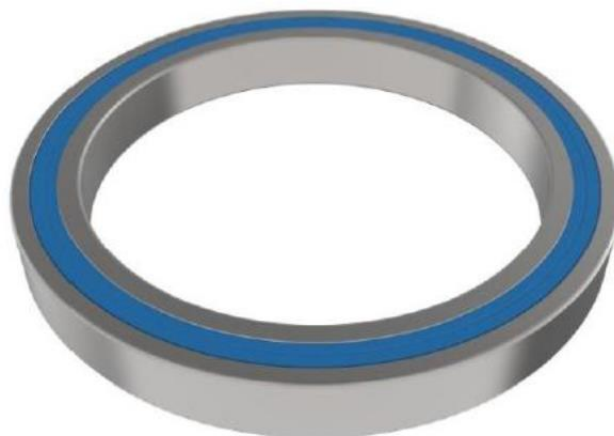
Před začátkem samotné fáze návrhu těhlice bylo potřeba stanovit veškeré další součásti týkající se této sestavy. Nejdříve bylo potřeba zhodnotit minulou závodní sezónu a říct si klady a zápory součástí. Co se týče konstrukce těhlic, tak v průběhu posledních let nevznikly žádné problémy týkající se tuhosti nebo životnosti. Proto můžeme předpokládat, že stanovené výpočty byly správně stanoveny a tím i jejich MKP analýzy.

V loňském roce ovšem nastaly potíže v „krokování“ ložisek v poslední fázi závodů. Problém byl v uložení náboje a jeho zajištění v ložisku. Na dřívějších monopostech byl náboj zajištěn ségrovkou, která byla vypodložkována a tím zajištěna přesná poloha. Nicméně v důsledku naježděných kilometrů se ukázalo, že toto zajištění není úplně vhodné. Proto došlo ke změně, a to i díky novým pravidlům pro nadcházející ročníky, která toto uložení zakazují. Náboj je nyní zajištěný maticí, která je osazena dírami pro zadrátkování. Tímto je zajištěno správné dosednutí a nepovolení spoje.



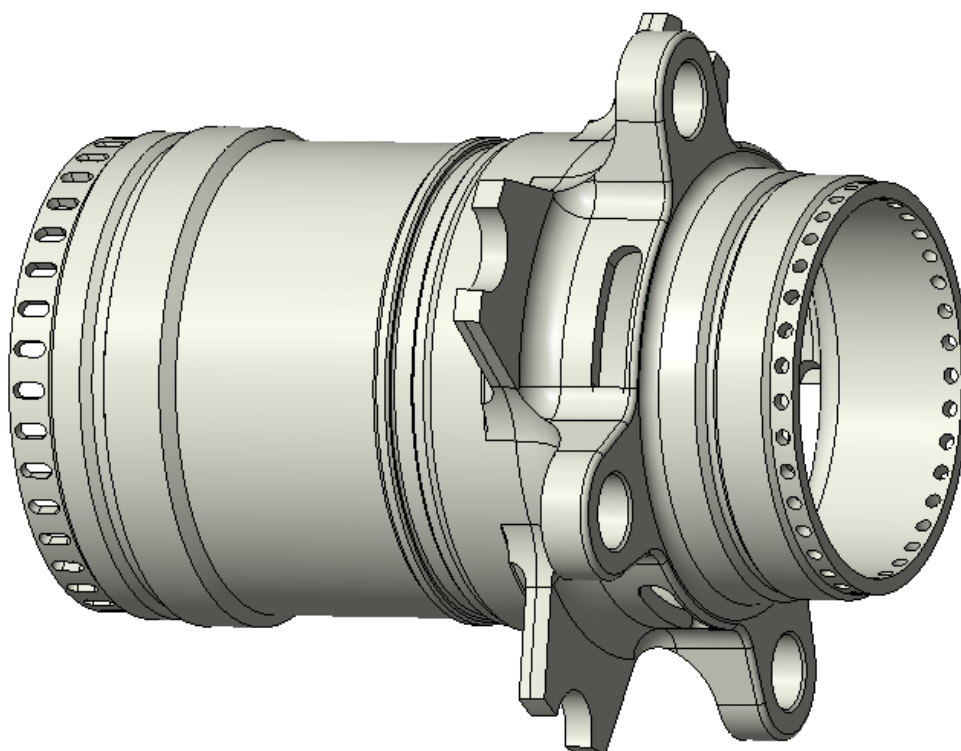
Obr. 12 Zajištění náboje Dragon 7 (vlevo) a Dragon 8 (vpravo)

S vidinou dosažení větší tuhosti těhlic s dosažením nižší hmotnosti bylo rozhodnuto o změně ložisek. Především ložiska od společnosti SKF s označením 61814-2RZ o vnitřním průměru 70 mm byla nahrazena ložiskami 61816-2RS1 o vnitřním průměru 80 mm.



*Obr. 13 SKF ložisko – Dragon 7*

Se změnou zajištění náboje a velikosti ložisek je úzce spojena změna samotného náboje. Náboj kola byl upraven dle požadavků a jeho všechny změny a validaci si můžete přečíst v diplomové práci Daniela Mohyly.



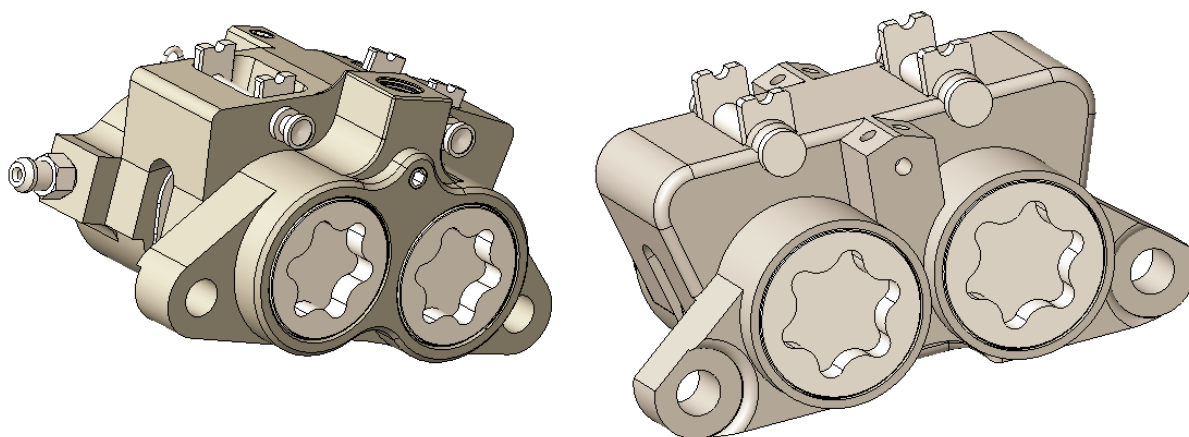
*Obr. 14 Náboj Dragon 8*

Od monopostu Dragon 5 prošla sestava změnami, na které bylo třeba reagovat. Každým rokem se měnila kinematika vozu a tím i samotná konstrukce těhlic. V Tab. 2 můžeme vidět mezigenerační změnu. Osa x patří podélné ose vozu, osa y je příčná souřadnice a osa z je vertikální souřadnice. Souřadnicový systém je uložen do podélného směru osy rotace kola, do středu vozu a do místa dotyku kola s vozovkou. Souřadnice jsou brány pro stav maximálního odklonu kola.

Tab. 2 Souřadnice kinematických bodů

Dragon 7	Souřadnice		
	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Horní bod	36,743	533,3	325,149
Spodní bod	7,001	566,203	108,029
Bod řízení	79,8	548	162
Střed kola	0	604,902	229
Střed kola osa	0	552,24	226,329
Dragon 8			
Horní bod	30,93	520	328
Spodní bod	7,4	552,5	114,9
Bod řízení	71,8	531,1	200,6
Střed kola	0	600	229
Střed kola osa	0	550,093	225,948

Další změnou prošly brzdové třmeny. Dříve bývalo zvykem použít brzdové třmeny, které byly použity na dřívějších vozech. Pro zachování pojízdnosti vozů z předchozího roku se vždy použily brzdy ob jedné generaci. V praxi to znamenalo využití brzd z monopostu Dragon 2 na Dragon 4 nebo z monopostu Dragon 3 na Dragon 5. Poslední ročníky již toto nepsané pravidlo nerespektovaly z důvodu opotřebování brzdících. Toto rozhodnutí dalo také větší volnost konstruktérům. Momentálně je na konstruktérovi, zda chce využít brzdy uložené radiálně nebo axiálně. Pro Dragona 7 i 8 byly zvoleny čtyřpístkové brzdové třmeny od společnosti ISR s axiálním uchycením. Jelikož zkušenosti a znalosti se v týmu každý rok posouvají dopředu, bylo rozhodnuto o využití brzdících vlastní konstrukce za podmínky nahraditelnosti v případě poruchy. Brzdící navrhl člen týmu a vedoucí podvozku Miroslav Pecina, který je dopodrobna popisuje ve své diplomové práci.



Obr. 15 Brzdové třmeny Dragon 8 – ISR (vlevo), návrh týmu (vpravo)[5]

Další komponenta, která prošla změnou, je pneumatika. Samozřejmě tyto změny nemá na svědomí tým TU Brno Racing, nýbrž společnost Continental. V průběhu roku tato společnost odkoupila firmu Hoosier. Pneumatiky prošly změnami, které popisuje

Martin Hlaváč ve své diplomové práci. Došlo ke změně charakteristik pneumatiky, rozměry však zůstaly stejné. Pořád se jedná o nízko profilové pneumatiky o průměru 13''.

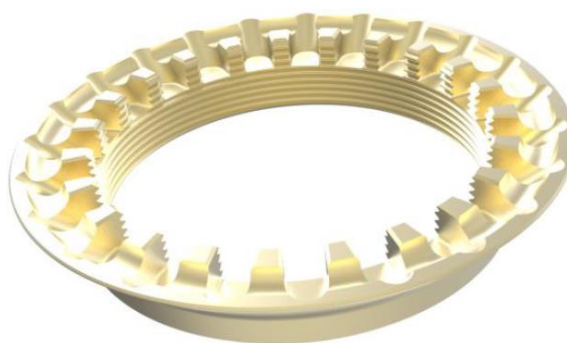
## 2.2 ZACHOVANÉ KOMPONENTY

Každým rokem je provedena řada změn, které jsou většinou ku prospěchu vozu, ovšem není vždy nutné měnit to, co funguje. Typickým příkladem jsou například ráfky od společnosti OZ. Třináctipalcová kola o šířce 7'' mají na zakázku dělané středy a používají se již od monopostu s označením Dragon 4.



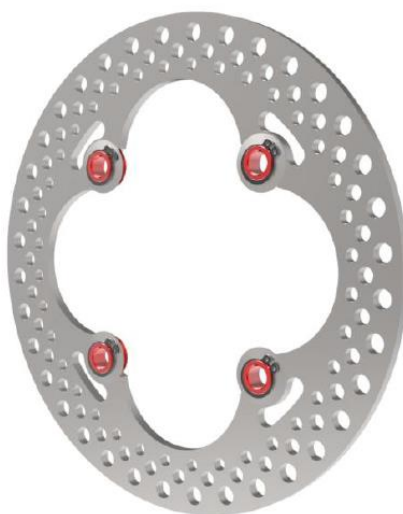
Obr. 16 Kolo od společnosti OZ

Kolo je dotaženo centrální maticí vyrobenou z titanu a unášeno hliníkovými kolíky. Tato konfigurace se využívá již od Dragona 4, resp. Dragona 5. Samotné matice neprochází změnou zejména díky ceně výroby.



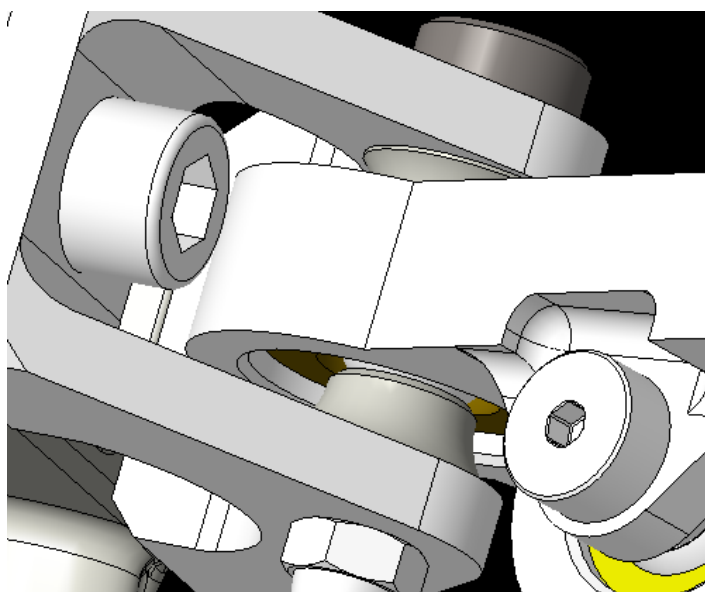
Obr. 17 Centrální matice Dragon 4 – 8

Brzdové kotouče jsou jako v minulém roce vyrobeny na zakázku. Jedná se o plovoucí kotouč s vnějším průměrem 210 mm a šířkou 4,6 mm.



*Obr. 18 Brzdový kotouč s čepy*

Uchycení těhlice k ramenům podvozku je vyřešeno pomocí licovaných šroubů a kluzných ložisek zvaných unibaly. Ložiska jsou zalisována do příruby ramene a přes podložky a licované šrouby jsou uchyceny k těhlici.



*Obr. 19 Uchycení ramene k přírubě těhlice*

### 3 VÝPOČET SIL PŮSOBÍCÍ NA TĚHLICI

Pro správný tvar nejen těhlic, ale i jakékoli konstrukce, je potřeba znát správné zatížení součástí. V minulých letech pro podobné výpočty byla použita metoda „load transfer“. Vznikly obecné dohady o tom, zda je metoda správná a korektní. Nejsprávnější určení sil, které působí na těhlici, by bylo pomocí tenzometrického měření. Měření v minulých letech proběhlo, ale ne úplně s jasným výsledkem. Navíc pro přesné hodnoty by se musela měření každý rok opakovat s testovací verzí těhlic a komponentů. Každým rokem se totiž mění kinematika a hmotnost vozidla. Metoda „load transfer“ není nejkorektnější a nejpřesnější, ale momentálně je to nejvhodnější metoda. Za tímto tvrzením stojí také již několikaleté využívání, které mělo přímý vliv na to, že nedošlo k poruše validovaných součástí. Těhlice, která byla na voze Dragon 2, a u které došlo k poruše, nebyla počítána touto metodou. Navíc ve výpočtech přímo vystupuje hodnota bočního a podélného zpomalení, které jsou v průběhu let měřeny přímo na voze.

V minulých čtyřech letech se výpočet předních těhlic vztahoval pouze na dva jízdní stavy, prudké zpomalení a průjezd zatáčkou. Stav akcelerace není na přední nápravě potřeba simulovat vzhledem k tomu, že při akceleraci vozu se přední těhlice odlehčuje. Další stav, který byl v minulosti vynechaný, je přejezd přes nerovnost. Toto tvrzení bylo podpíráno o fakt, že závody se konají na rovných plochách a žádné nerovnosti zde nejsou. Nicméně v průběhu několika let jsem byl sám svědkem při přejezdu velké nerovnosti na závodech v Německu. Proto tento stav bude zahrnut v analýze. Dalším stavem, který zde bude zahrnut, je prudké zpomalení v opačném směru. V automobilovém průmyslu je tento stav zahrnut do výpočtů a pro korektnost návrhu bude s tímto stavem také počítáno, i když předpoklad je takový, že mnohem větší vliv by tento výpočet měl na zadní těhlice.

Pro výpočet všech jízdních stavů potřebujeme znát rozvážení vozu, výšku těžiště a další parametry. Díky pečlivému CAD modelu celého vozu můžeme brát tyto hodnoty právě z dostupného modelu. Velikosti všech zrychlení se berou z posledních tří sezón. Počítá se s maximální naměřenou hodnotou z těchto let. Koeficienty tření se berou rovny maximálnímu přetížení daného stavu.

Všechny výpočty jsou podrobně rozepsány v příloze č. 1.

#### 3.1 PRŮJEZD ZATÁČKOU

Při průjezdu zatáčkou si síly můžeme rozdělit do dvou. První je vertikální a vzniká od hmotnosti vozu. Předpoklad je takový, že vozidlo projíždí zatáčkou na hraně přilnavosti, kdy vnitřní kola nepřenášejí žádné zatížení. Takto můžeme přepočítat vertikální zatížení na přední a zadní kolo. Druhou silou je síla příčná, která působí v dotyku pneumatiky s vozovkou. Je vypočítána právě z vertikálního zatížení a bočního přetížení. Maximální boční přetížení bylo naměřeno minulý rok a má hodnotu 3,1 G.

#### 3.2 PRUDKÉ ZPOMALENÍ

U prudkého zpomalení jsou potřeba dvě síly a jeden moment. První vertikální sílu spočítáme ze vzorce pro přesun hmot a přičteme statické zatížení. Druhou silou je síla podélná. Podélnou sílu vypočítám z vertikální síly, díky znalosti maximálního zpomalení vozidla, které bylo naměřeno s velikostí 2,2 G. Brzdový moment je spočítán ze znalosti dynamického poloměru kola a efektivního poloměru brzdového kotouče, viz příloha č. 1.

### 3.3 PŘEJEZD PŘES NEROVNOST

Na přejezd přes nerovnost je zapotřebí pouze vertikální síla, která je vypočítána na základě hmotnosti vozu a vertikálního zrychlení při průjezdu přes nerovnost. Zrychlení bylo odečteno z datalogeru přesně v nejhorším místě německého okruhu. Hodnota se blížila 2 G.

### 3.4 PRUDKÉ ZPOMALENÍ V OPAČNÉM SMĚRU

Jak již bylo výše zmíněno, tento stav byl zahrnut z důvodu přiblížení se realitě. Představa maximálního zatížení u tohoto stavu je, že monopost dostane smyk a otočí se o 180° a řidič sešlápne brzdy. Síly se počítají velice podobně jako u prudkého zpomalení. Výpočet se řeší stejně jako pro zadní nápravu se zaměřením na směry sil. Velký rozdíl oproti klasickému brzdění přední nápravy je ten, že nápravu odlehčujeme namísto přitěžujeme. Proto ve vzorci pro vertikální sílu se přesun hmot odečítá od statického zatížení. Další změnou je, že díky odlehčování zadní nápravy nemůžeme tvrdit, že maximální zpomalení dosahujeme při 2,2 G. Při vyšším zpomalení nadlehčování nápravy roste. Maximální zpomalení bylo stanoveno na 1,3 G a její podrobný popis je v diplomové práci o brzdách od Miroslava Peciny. [6] [7]



Obr. 20 Dragon 5 – Závody v Itálii

### 3.5 ÚNAVOVÉ NAMÁHÁNÍ

Všechny zátěžové stavy uvedené výše a jejich výpočty slouží pouze pro statické zatížení. Cyklické namáhání v této práci řešeno není, a to z několika důvodů. Hlavním důvodem je málo informací o materiálu, ze kterého jsou těhlice vytištěny. Začátkem akademického roku dostal tým nabídku na tisk součástí od společnosti APWORKS. Jako materiál byl nabídnut speciální hliník používaný v letectví. Vidinou možného odlehčení neodpružených hmot byla nabídka přijata i na základě málo informací o tomto materiálu. Základní materiálové vlastnosti jsou známé, nicméně pro řešení únavové životnosti nedostatečné.

Při dostatečné dokumentaci by se únava součástí řešit dala. Je potřeba si ale uvědomit, že síly, které jsou vypočítány pro statické zatížení, jsou opravdu maximální hodnoty, ke kterým dochází maximálně 20x za závodní sezónu. Vyplývá to z dat naměřených v průběhu roku.

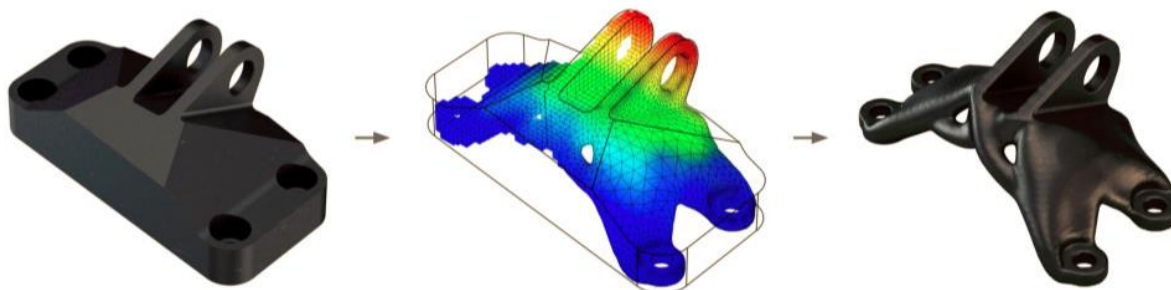
## 4 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE A 3D TISK

### 4.1 HISTORIE A METODY

Počátky topologické optimalizace sahají až do roku 1904. Australský vynálezce Michell publikoval článek, který se zabýval stanovením podmínek pro optimální rozložení nosníku, aby byl co nejlehčí. Od té doby prošly optimalizační metody vývojem, jejichž výsledek je dnes znám.

V podstatě je topologická optimalizace proces, při kterém je pomocí numerických metod hledáno optimální rozložení dané proměnné při dodržení zadaných podmínek. Veličin, které mohou být optimalizovány, je mnoho. Patří mezi ně hmotnost součásti, tuhost konstrukce, optimální proudění (aeropaket formule) a další.

Zhruba od 70. let minulého století bylo vyvíjeno velké množství metod. Většina z nich však zůstala pouze na papíře díky neefektivitě výpočtu. Dnes za zmínku stojí dvě metody, které jsou používány: ESO (Evolutionary Structural Optimazation), jejímž principem je v každé iteraci řešení, výpočet požadovaného kritéria. Tato metoda je náhodná, což doslova znamená, že optimální řešení hledá v množině velkého počtu vygenerovaných řešení. Navíc zde není zaručeno dosažení alespoň lokálního minima. Druhou metodou je metoda SIMP (Soild Isotropic Microstructure with Penalization) což je gradientní numerická metoda. Tato metoda pomocí numerických výpočtů dokáže zjistit lokální extrémy součásti a její průběh vede rychle a efektivně k požadovanému výsledku. Proto je dnes využita u většiny softwarů, které se zabývají topologickou optimalizací. [8]



Obr. 21 Příklad využití topologické optimalizace [9]

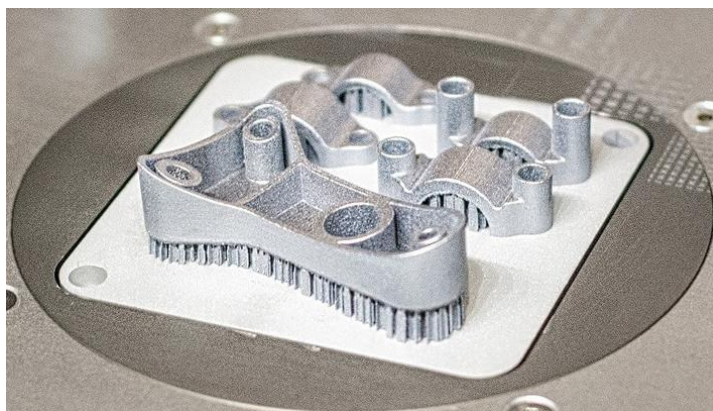
### 4.2 ADITIVNÍ VÝROBA

Optimalizované díly mají často velice složitý tvar, který je známými metodami (mimo 3D tisk) složité vyrábět. U svařovaných dílů musí být brán ohled na dostupnost svařované oblasti. U obráběných dílů je potřeba se zaměřit na pohyb nástroje a jeho velikost. U odlévaných dílů zase musíme dbát na možnosti vytažitelnosti dílu z formy a s tím spojené jeho úkosy a samotný tvar.

Při užití aditivních technologií veškeré výše jmenované problémy odpadají. Samozřejmě musíme brát ohled na připojené součásti, které mají tolerované plochy. Proto se v těchto místech přidává materiál navíc, aby součást mohla být posléze obrobena.

Další zajímavostí je také to, že u tištěných součástí neplatí pravidlo jako u obroběných součástí. U obrobku platí, že čím složitější součást, tím dražší cena. U 3D tisku je cena rovna

gramu spotřebovaného prášku. Samozřejmě se musejí brát v potaz i podpory dílu pro výrobu. [8]



*Obr. 22 Tištěné díly použité na vůz Dragon 6*

### 4.3 3D TISK VE SVĚTĚ

V počátcích 3D tisku, ať už plastových nebo kovových dílů, se jednalo spíše o výrobu dílů, které byly určeny pro specifickou sestavu. Tudíž se neřešila velkovýroba. Momentální trendy ale směřují k masové výrobě právě tištěných dílů, které prošly určitou optimalizací. Jako jednu z prvních vlastovek můžeme brát automobilovou značku Bugatti, která ve svém posledním voze Chiron zabudovala například tištěné brzdové třmeny.

Za zmínku stojí také společnost General Motors, která teprve nedávno oznámila cíl v podobě výroby tištěných dílů montovaných do sériových aut, a to do 5 let. Není pochyb o tom, že právě toto je hudba budoucnosti.



*Obr. 23 Tištěné brzdové třmeny vozu Bugatti Chiron [10]*

## 5 OPTIMALIZACE TĚHLICE

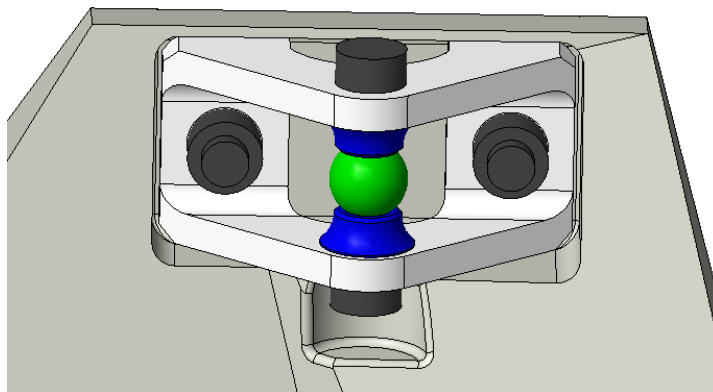
### 5.1 ZÁKLADNÍ PŘEDPOKLADY

Princip topologické optimalizace byl vysvětlen výše. Začátkem projektu muselo padnout rozhodnutí, který z programů se využije na topologickou optimalizaci těhlic. Vzhledem k možnosti pracovat na fakultních počítačích, kde je přístup k licencím programu ANSYS Workbench, nebylo rozhodování dlouhé. Díky fakultním licencím mají studenti přístup k poslední verzi s označením 18.1, ve které je možnost řešit topologickou optimalizaci. Další výhodou je možnost spolupráce týmu se společností SVS FEM, kde nám byly nabídnuty a posléze i využity konzultace.

Právě díky konzultacím bylo možné velice brzo přijít na necnosti programu. Verze 18.1 je první verze, která nabízí topologickou optimalizaci. Proto ne úplně všechny funkce fungují, jak mají. U jednodušší součásti o žádných kontaktech nebo s malým množstvím prvků je tato verze vyhovující. Složitější je to u velkých sestav o hodně prvcích a kontaktech. Po nastavení celého modelu můžete u složitých součástí nastavovat pouze pár parametrů, jako je odebrání objemu nebo hmotnosti v procentech, pořadí jednotlivých zátěžných stavů atd. Pro složité sestavy už nefunguje například funkce minimálního průřezu a další. Díky konzultacím ve společnosti SVS FEM došlo k velké úspoře času, kdy tyto informace byly hned na začátku sděleny a tak se s tím již od začátku počítalo.

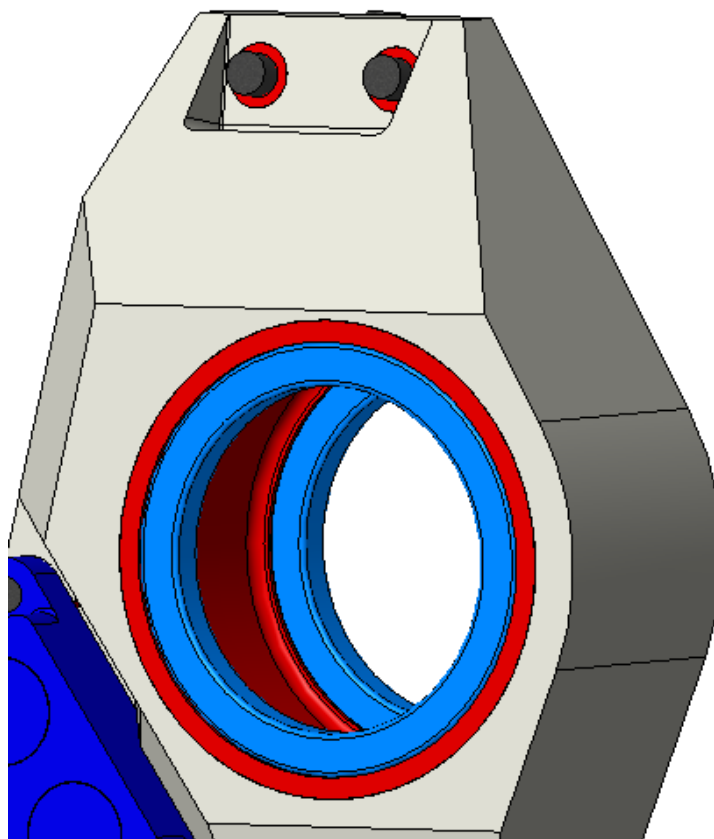
### 5.2 MODEL PRO OPTIMALIZACI

Model pro optimalizaci byl vytvořen v programu Creo 3.0 od společnosti PTC, tak jako všechny ostatní modely zmíněné v této práci. Návrh modelu byl limitován tvarem přípojných součástí jako je brzdový třmen, šrouby pro unibaly a další.



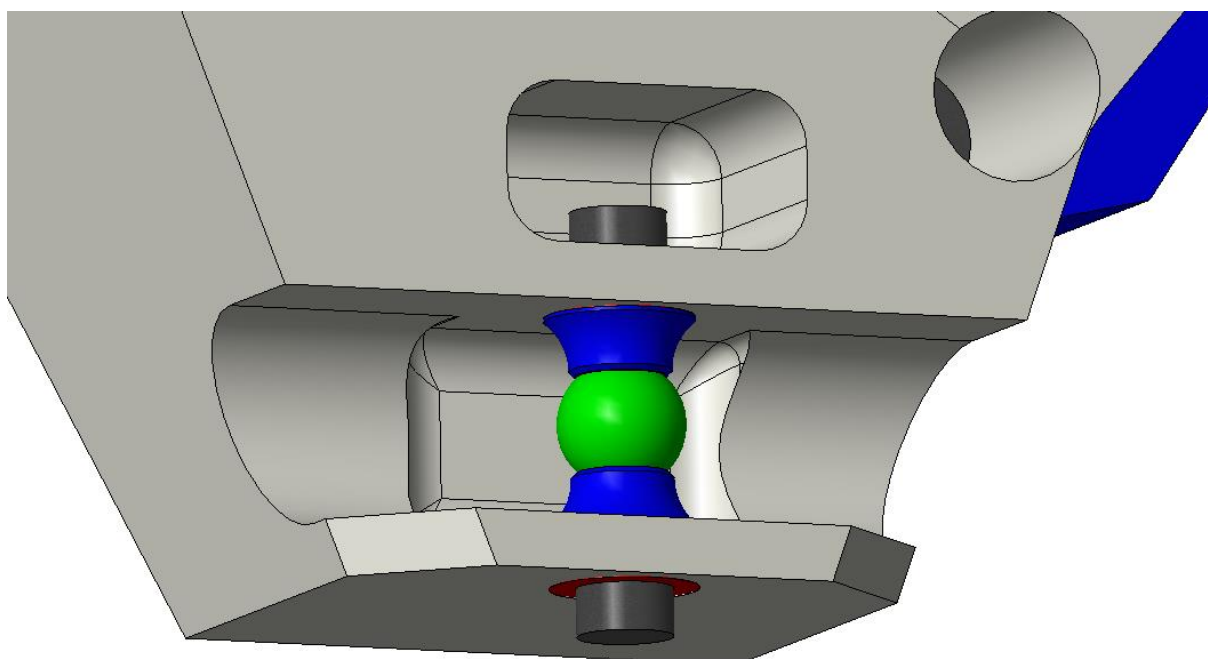
Obr. 24 Vybrání pro horní přírubu a šroub

Při tvorbě modelu muselo být základní tělo těhlice rozděleno na několik částí. Důvodem je přesné určení odebíraného materiálu. Proto v místech uložení ložisek a šroubů byly vloženy inzerty, které sice jsou součástí těhlice, nicméně v dalším nastavení má program tyto prvky zakázáno optimalizovat viz Obr. 25.



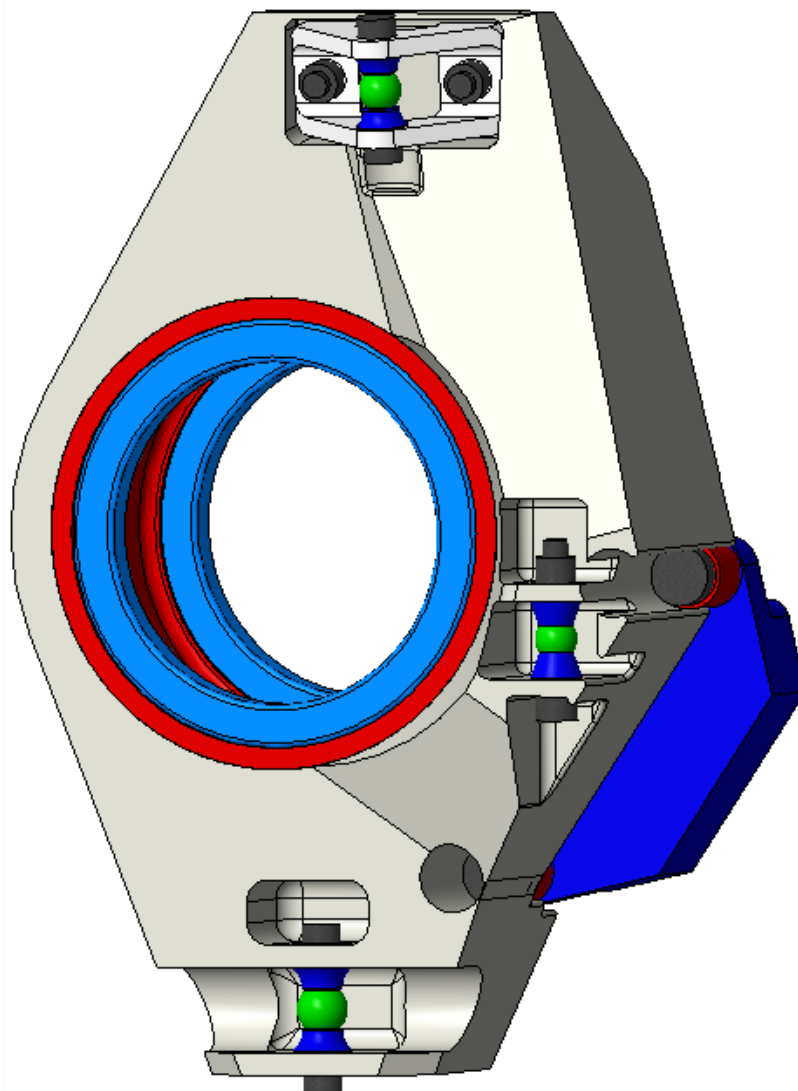
*Obr. 25 Červeně zvýrazněné inzerty*

Dalším ohraničením byla velikost těhlice. Sestava prošla prokýváním v modelu, tím se stanovil základní ořez v místech těhlice, kde nemůže být žádný materiál kvůli kolizím.



*Obr. 26 Výřez pro spodní rameno*

Další rozhodnutí padlo v případě maximální velikosti modelu. Čím více nodů, tím delší čas výpočtu. I přes poměrně razantní ohraničení těhlice některé výpočty trvaly déle jak 24 hodin. Po zahrnutí všech výše zmíněných kritérií byl vytvořen model pro optimalizaci viz Obr. 27.



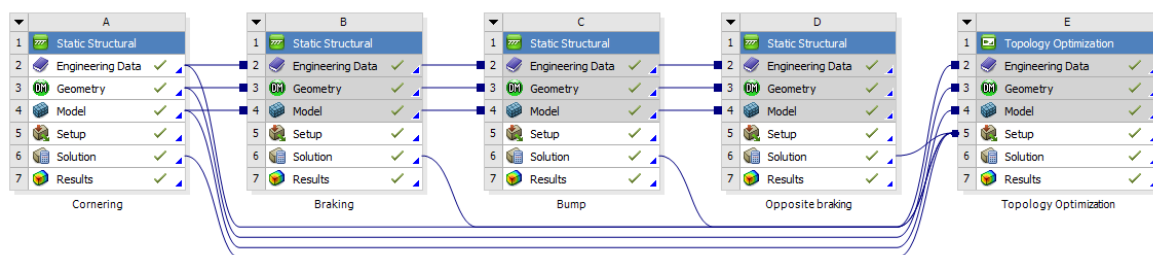
*Obr. 27 Model těhlice před topologickou optimalizací*

Po přiřazení koordinačního systému do středu kola byl model poté vyexportován ve formátu STEP a nahrán do programu ANSYS Workbench.

### **5.3 NASTAVENÍ VÝPOČTU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK**

Po nahrání sestavy do MKP systému byly přiřazeny materiálové vlastnosti jednotlivým součástem dle dostupných materiálů. Hliník byl přiřazen těhlici a jejím inzertům, horní přírubě a náhradě brzdového třmenu. Ocel pak šroubovým spojům a ložiskům.

Před dalšími úpravami bylo nastaveno základní prostředí. Začátkem práce byly definovány 4 stavy, které bylo potřeba aplikovat, stejně tak operaci topologické optimalizace viz Obr. 28.

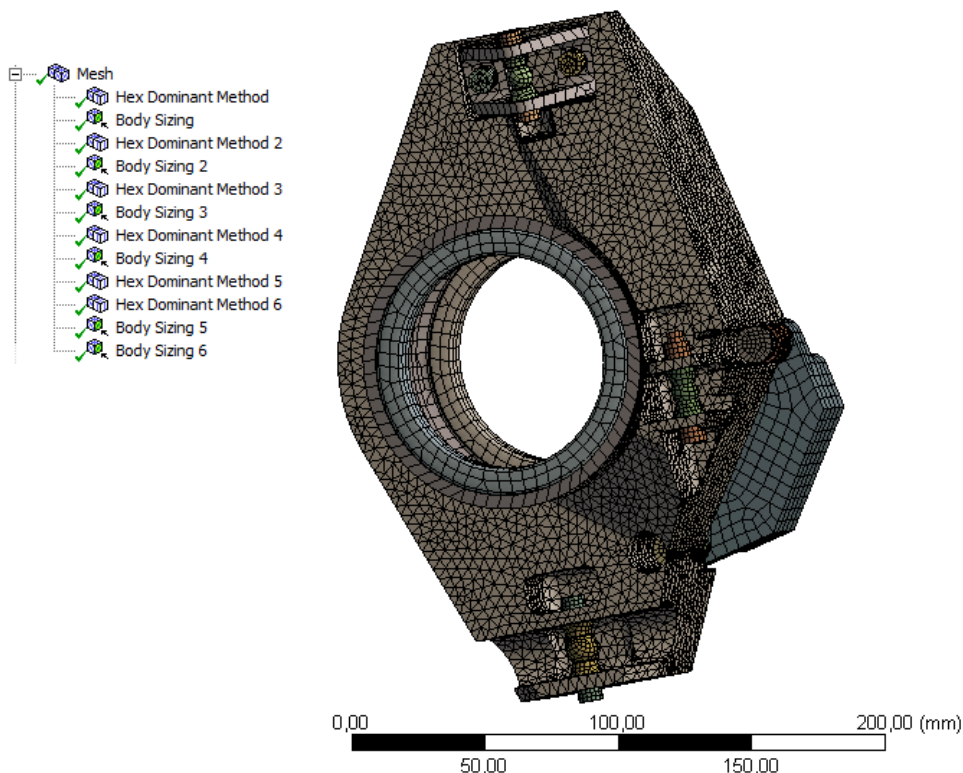


Obr. 28 Hlavní okno v prostředí ANSYS Workbench

Po nastavení materiálových vlastností byl přiřazen správný koordinační systém přesně do středu kola. Tato operace již byla provedena před exportováním modelu, nicméně občas se stane, že exportovaná sestava má prohozené směry os. Osy byly přenastaveny tak, aby osa z směřovala vertikálně vzhůru, osa y ležela na ose kola a směřovala dovnitř vozu a osa x směřovala ve směru jízdy vozu.

V dalším kroku proběhlo nastavení a kontrola kontaktů. Kontakty byly automaticky vygenerovány a ručně upraveny. Topologická optimalizace v programu ANSYS Workbench funguje pouze s kontakty Bonded (slepeno), tudíž jim byl tento stav ponechán. Po vygenerování sítě byly zkontrolovány kontakty funkcí Contact Tool – Initial information.

Vzhledem k tomu, že kontakty úzce souvisí s nastavenou sítí, tak operace nastavení sítě probíhala simultánně s nastavením a kontrolou kontaktů. Postupně byla rotačním součástí předepsána síť Hex Dominant. Na šroubové spoje byla síť stanovena na velikost elementu 2 mm. Horní přírubě, ložiskům a brzdovému těmnu prvky o velikosti 5 mm a nakonec těhlici elementy o velikosti 4 mm. Tím vznikla síť o 272729 uzlech a 157724 elementech.

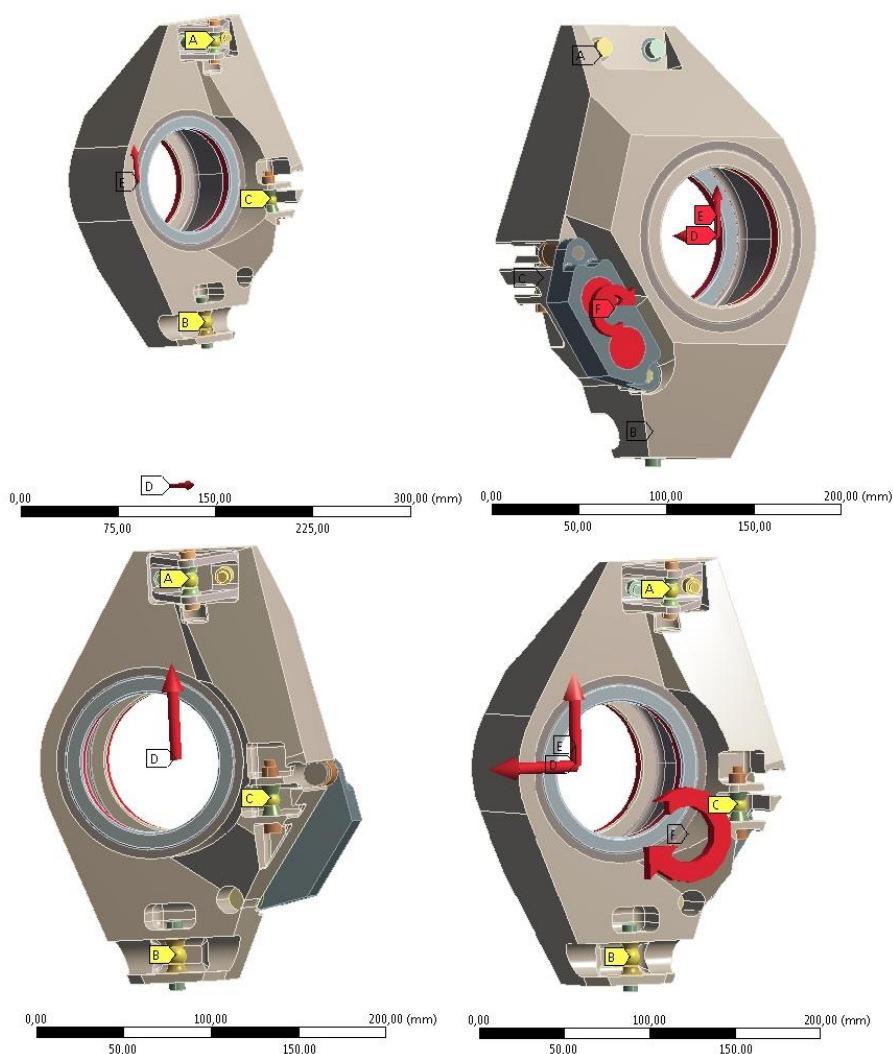


Obr. 29 Síť sestavy těhlice před topologickou optimalizací

V dalším kroku byly zvoleny působíště sil a místa upevnění sestavy. Výpočet sil je počítán jako reakce sil působením od vozovky. Tím pádem síly působí v místech, kde je spoj náboje s ložisky.

Pro uchycení byla použita funkce Remote Displacement na všechny body těhlíce. Jedná se o horní bod ramene, spodní bod ramene a bod tyče řízení. Pro všechna místa uložení byla povolena rotace ve všech osách. Hornímu bodu byl zamezen posuv ve všech osách. Dragon 8 používá systém pull-rod, ze kterého nastavení vyplývá. Spodnímu bodu byly zamezeny posuvy v ose x a y. V místě uchycení tyče řízení byl zamezen posuv v ose y.

Pro jednotlivé stavy byly přiřazeny vypočítané síly, viz příloha. Jak bylo zmíněno, všechny síly jsou reakcemi a působí v místě dotyku ložisek s nábojem. Síly jsou přiřazeny funkcí Remote Force, která nám umožňuje posun jejího působíště a tím usnadňuje práci v podobě nezahrnutí dalších sil a momentů. Všechny síly jsou posunuty do středu kola. Při stavu průjezd zatáčkou je příčná síla posunuta v ose z do místa dotyku pneumatiky s vozovkou. Brzdné momenty pro stavy zpomalení působí v místě brzdových destiček.



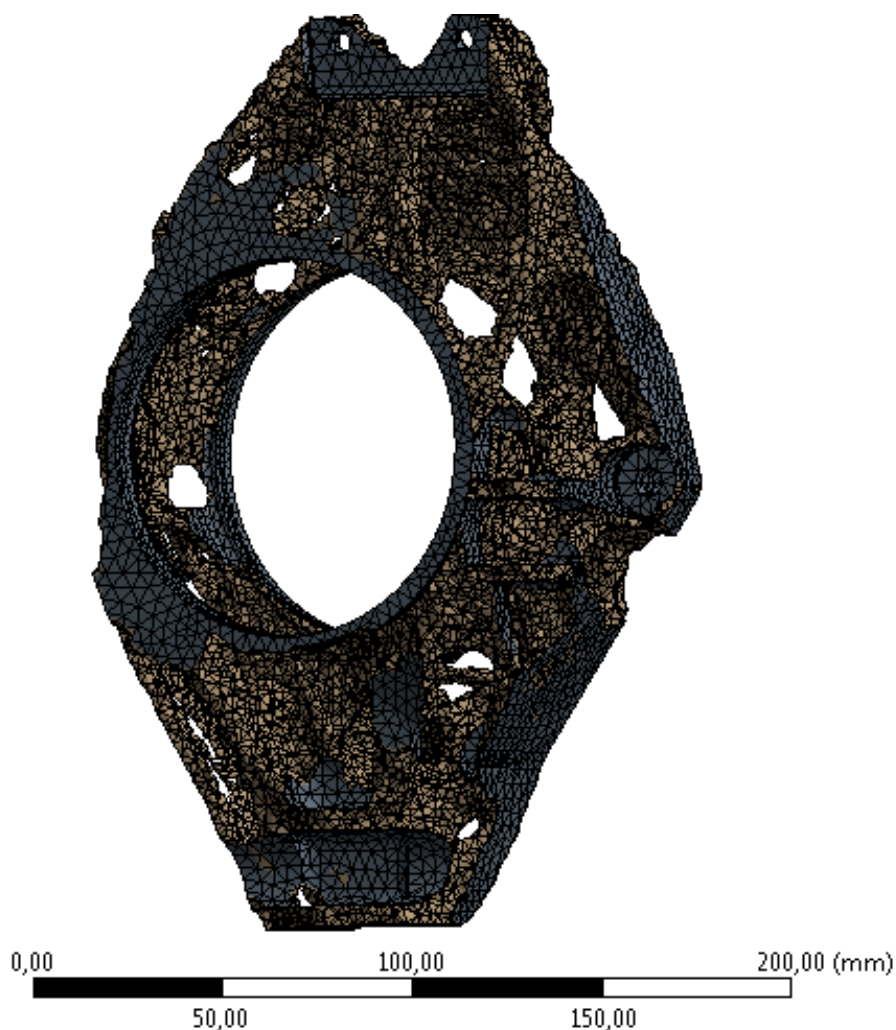
Obr. 30 Zobrazení sil jízdních stavů – průjezd zatáčkou, prudké zpomalení, přejezd přes nerovnost, prudké zpomalení v opačném směru

U klasické MKP analýzy by byl výpočet rozdělen na dva kroky. V prvním kroku by proběhlo předepnutí šroubů s pomocí funkce Bolt Pretension. V druhém kroku by proběhlo zatížení od jízdnic stavů. Nicméně funkce Bolt Pretension není podporována v prostředí topologické optimalizace, proto zde není zahrnuta.

V dalším kroku byl nastaven výpočet topologické optimalizace. Program nejdříve vypočítá zatížení a následně optimalizuje. Pro optimalizaci bylo určeno odebrání hmotnosti tak, aby zůstalo 20 % z původní součásti. Tato hodnota byla nastavena ze dvou důvodů. Za prvé, při velkém odběru materiálu program nedopočítá, například při 15 % již nedošlo k dopočítání výsledku. Za druhé, 20 % je vypočítáno pro výslednou požadovanou hmotnost těhlice.

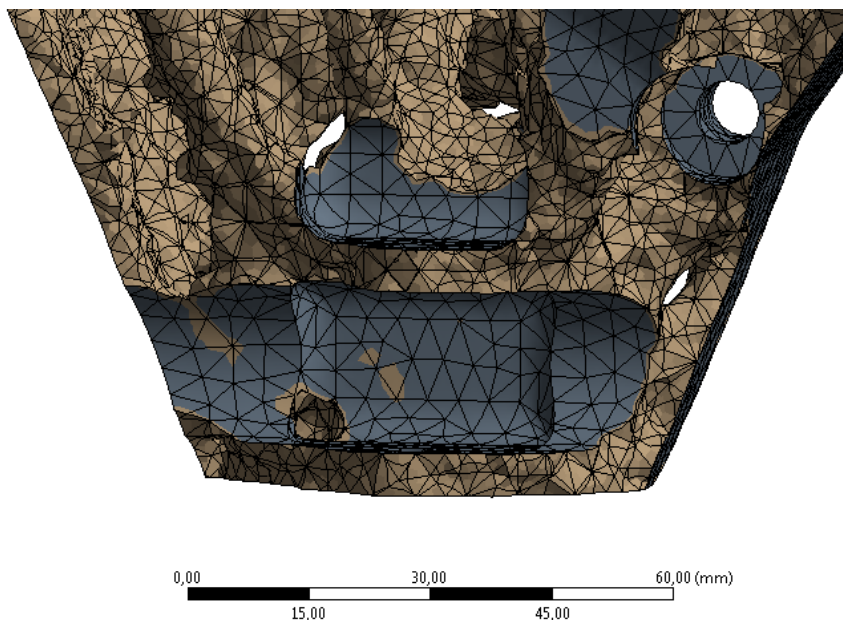
#### 5.4 VÝSLEDEK OPTIMALIZACE

Začátkem této práce byly zmíněny nedostatky výpočtového programu, ke kterým patří zejména nefunkčnost určitých operací u složité sestavy. Proto výsledky nejsou naprosto dokonalé, nicméně splnily svůj účel v ukázce hlavních vláken napětí a přibližného ideálního tvaru těhlice.



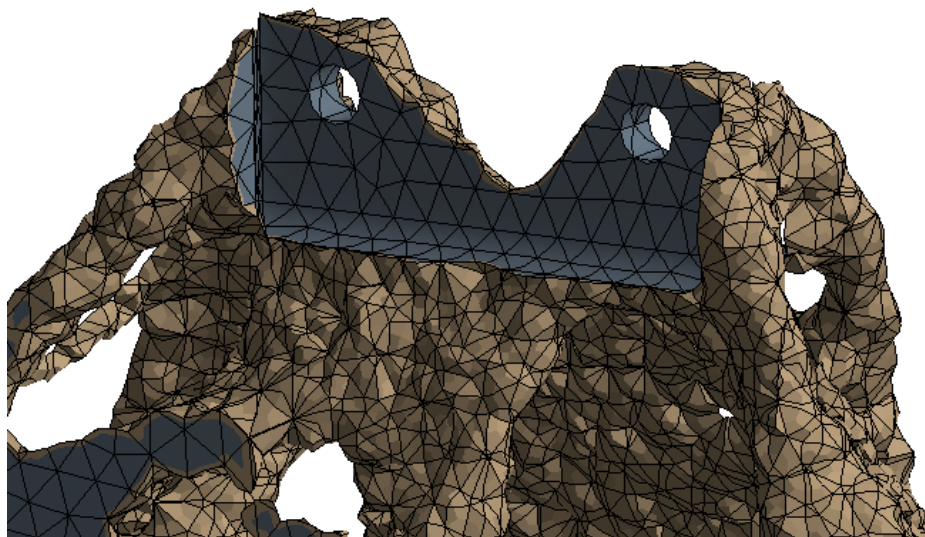
Obr. 31 Výsledek topologické optimalizace

Nicméně již od začátku byla optimalizace brána jako podpora pro model a ne jako pevně daná věc, které je potřeba se striktně držet. Na Obr. 31 si můžeme všimnout modrých částí. Tyto části jsou hranice modelu. Na Obr. 32 vidíme například hranice pro uložení spodního bodu a místa pro rameno zavěšení. Dále je vidět hranice pro šroub držící brzdový třmen.



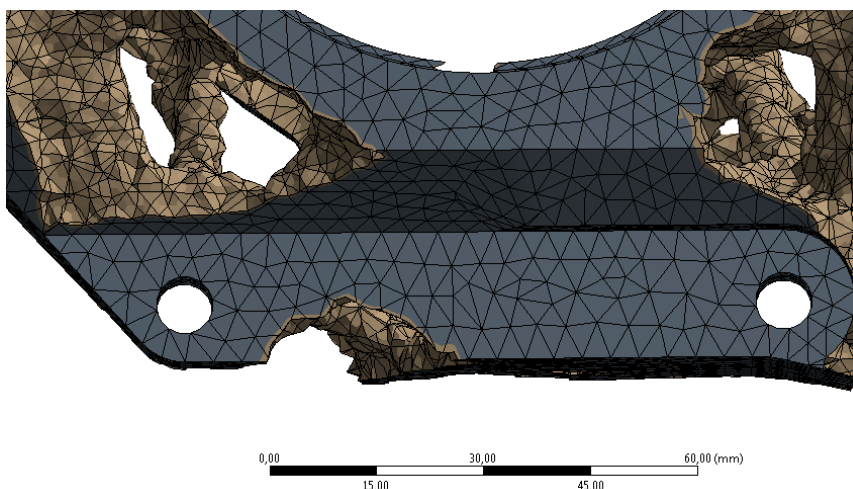
*Obr. 32 Přibližný spodní bod těhlice*

V horní části modelu zase vidíme hranici pro přírubu, viz Obr. 33.



*Obr. 33 Přibližný horní bod těhlice*

Další místo, na které mělo velký vliv uchycení součástí, je pozice brzdového třmene, kde si můžeme všimnout velké hraniční plochy, viz Obr. 34.



*Obr. 34 Přiblížení úchytu brzdového třmene*

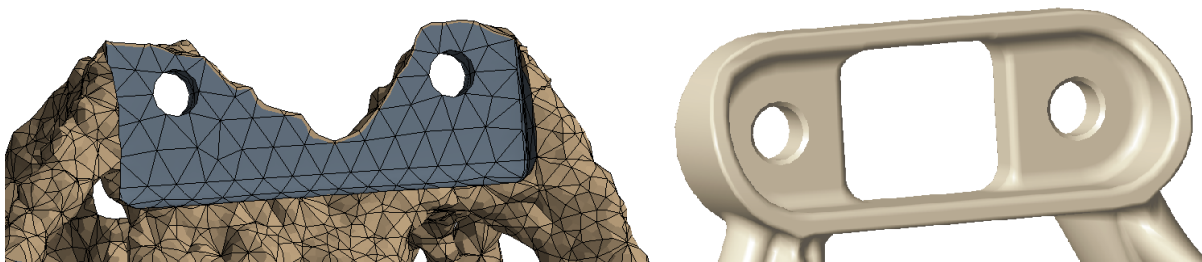
## 6 MKP ANALÝZA OPTIMALIZOVANÉ TĚHLICE

### 6.1 MODEL PRO MKP ANALÝZU

Optimalizovaný model byl vyexportován a vložen do programu Creo 3.0 jako neaktivní geometrie. Po správném zavazbení na body těhlice započalo samotné modelování. Jak již bylo zmíněno, optimalizovaný model byl brán spíše jako pomoc při návrhu, nikoliv přesný finální tvar. Jako pomoc s tvorbou modelu sloužily také fotografie jiných těhlic konkurenčních týmů napříč Formulou Student. Základní parametry, jako jsou dosedací plochy pro šrouby, uložení příruby, nebo uložení ložisek, jsou dány velikostí těchto součástí a kinematiky vozu. Po zahrnutí základních přípojných oblastí začala operace spojování jednotlivých míst pomocí žebrování povětšinou oválného tvaru, které se většinou snažily kopírovat cestu žebrování z topologické optimalizace.

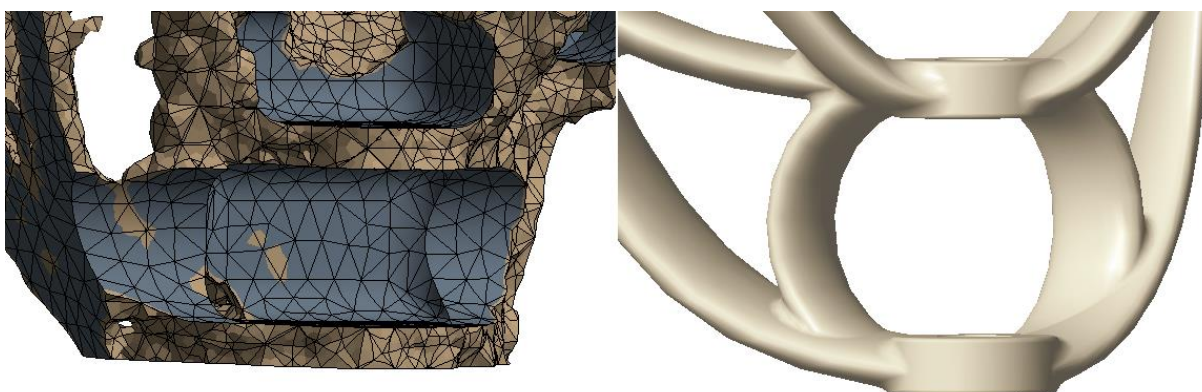
Během návrhu model prošel čtyřikrát iterací změn, kdy po každé iteraci byla sestava zatížena. V následujících odstavcích bude ukázán pouze poslední a finální návrh.

V horním uložení příruby topologická optimalizace naznačila tvar výsledného modelu. Tento tvar byl modifikován. Místo výřezu mezi šrouby uchycení příruby byla navržena odlehčovací díra za vidinou vyšší tuhosti.



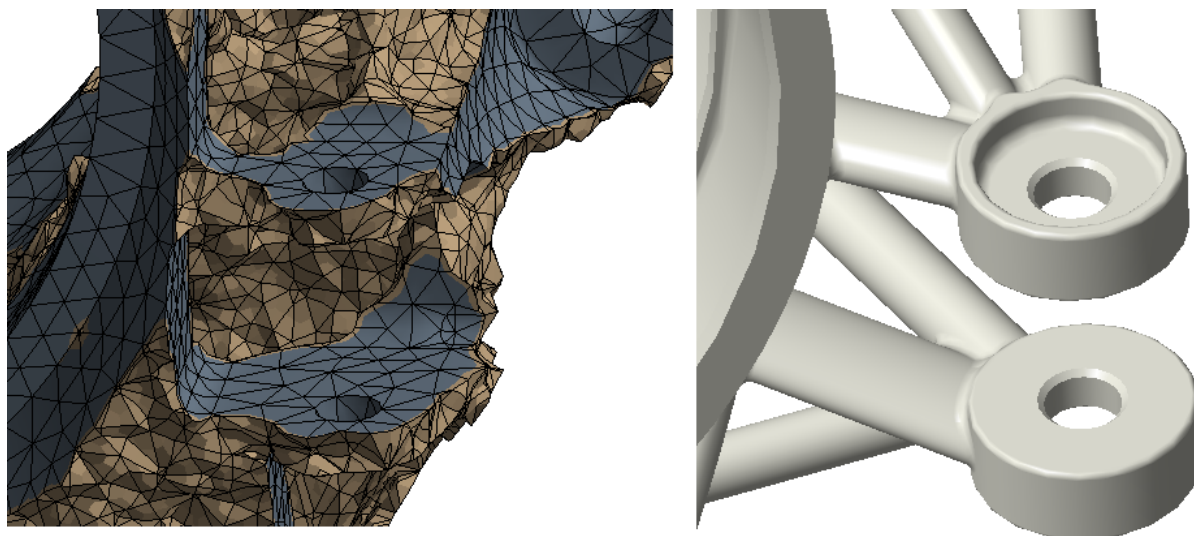
Obr. 35 Přiblížení místa uložení horní příruby modelu topologické optimalizace a finálního modelu

U spodního bodu byl velkým limitujícím faktorem rameno zavěšení, sahající až do těhlice. Úzké celistvé žebro spojující horní a spodní dosedací plochy pro šrouby bylo nahrazeno dvěma subtilnějšími žebry, viz Obr. 36.



Obr. 36 Přiblížení spodního bodu těhlice modelu topologické optimalizace a finálního modelu

V případě uchycení řízení žebra podobně kopírovala tvar optimalizovaného modelu.



Obr. 37 Přiblížení bodu řízení – vlevo model z optimalizace, vpravo finální model

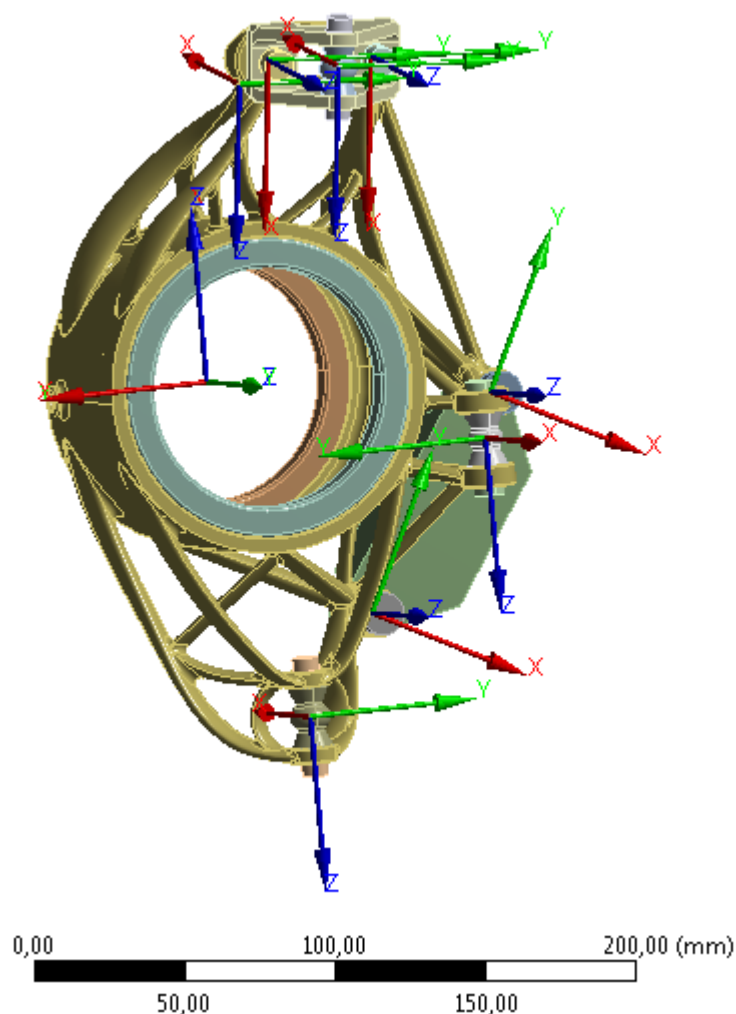
Takovýmto postupem bylo pokračováno dále. Některé tažení žebor odpovídalo více optimalizovanému modelu, například vzpěra brzdíče k hornímu bodu nebo zadní spodní žebra pro uchycení spodního bodu. Některé části jsou jiné, například středy těhlice. Optimalizace ukázala, že materiál mezi ložisky není potřeba. Ve finální verzi materiál mezi ložisky je, ale kvůli možnému vniknutí nečistot mezi ložiska a náboj. Toto by se dalo řešit plastovými krytkami. Nicméně tato varianta byla zamítnuta z důvodu zbytečné komplikace bez vidiny většího snížení hmotnosti.

Pro simulaci musela být vytvořena speciální sestava podobná sestavě pro topologickou optimalizaci. Opět byly přidány náhrady šroubů, ložisek a brzdového třmenu. Model byl vyexportován ve formátu STEP a nahrán k výpočtu.

## 6.2 NASTAVENÍ VÝPOČTU A OKRAJOVÝCH PODMÍNEK

Po nahrání sestavy do MKP systému byl přiřazen materiál každé součásti. Hliník těhlici, horní přírubě a brzdovému třmenu. Zbývajícím součástem byla přiřazena ocel dle vlastností daných součástí.

Ve druhém kroku byl zkontrolován hlavní souřadný systém a nastaveny nové souřadné systémy do každého šroubu v sestavě. Tyto souřadné systémy slouží k funkci Bolt Pretension. Pro správnou funkci musela být osa z ve stejném směru jako osa šroubu.



Obr. 38 Sestava těhlíce a její souřadné systémy

Ve třetím kroku proběhlo nastavení kontaktů. Kontakty byly automaticky vygenerovány a poté ručně úpravy. Některé kontakty chyběly, nebo měly špatně nastavená místa dotyku. Kontakty ložisek byly nastaveny na Bonded (slepeno). Všechny ostatní kontakty byly nastaveny jako Frictional (se třením) s příslušným koeficientem tření dle materiálu viz Tab. 3.

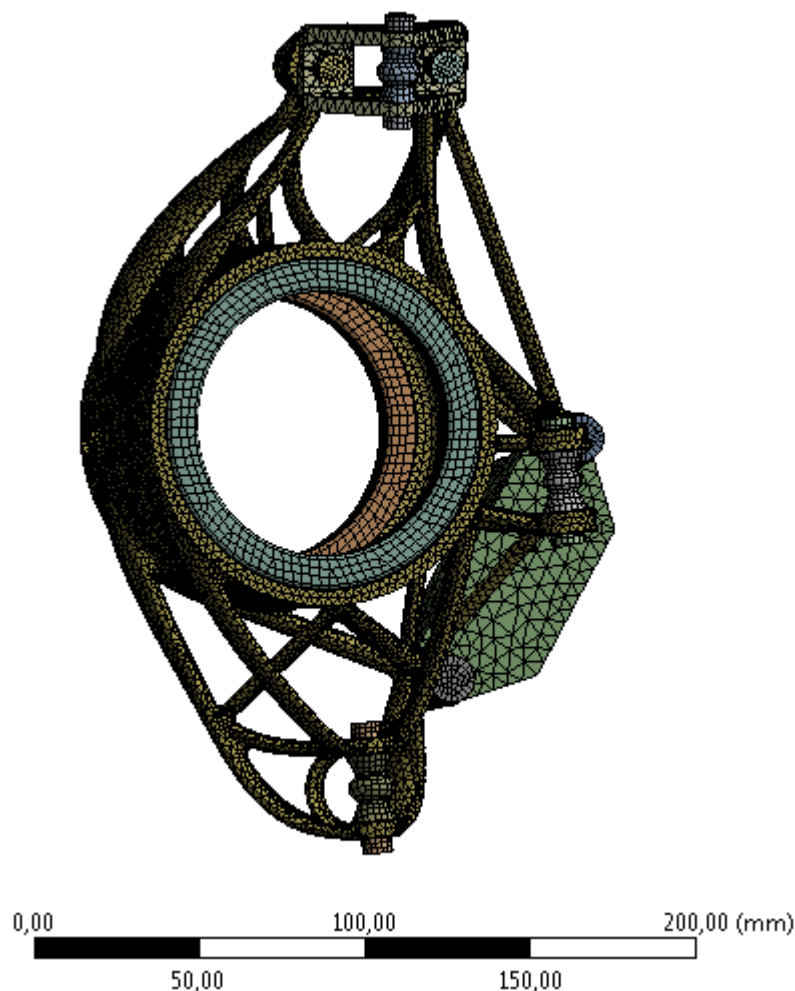
Tab. 3 Koeficienty tření [11]

Materiál 1	Materiál 2	Koeficient tření
Hliník	Hliník	1,35
Hliník	Ocel	0,61
Ocel	Ocel	0,78

Pomocí funkce Contact Tool a následně Initial information byly všechny kontakty a jejich případné přesahy zkontrolovány.

Ve čtvrtém kroku byla nastavena síť. Rotačním součástí byla předepsána síť Hex Dominant. Na šroubové spoje byla síť stanovena na velikost elementu 2 mm. Horní přírubě, ložiskům a brzdovému třmenu prvky o velikosti 5 mm. Těhlíci byly nastaveny prvky

o velikosti 3 mm. Po prvním zatížení byla odhalena kritická místa, kterým se síť místně zjemnila až na velikost prvku 0,5 mm. Tato úprava byla provedena za dosažením přesnějších výsledků v kritických místech. Tímto vznikla síť o 202309 uzlech a 98245 elementech.

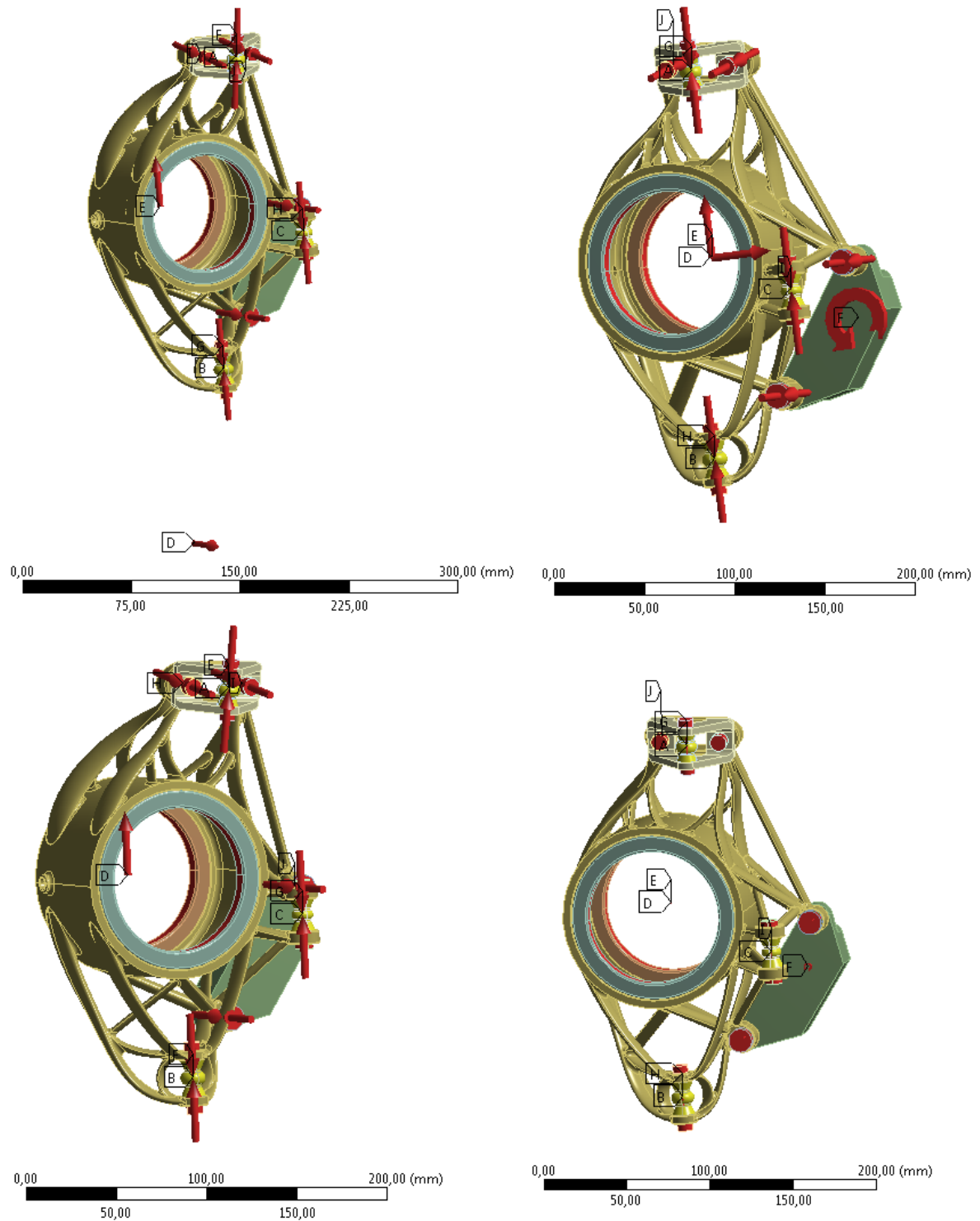


Obr. 39 Síť sestavy těhlice

V dalším kroku proběhlo nastavení okrajových podmínek v podobě upevnění sestavy. Sestava byla upevněna pomocí funkce Remote Displacement ve třech bodech. Horní bod uložení ramene, spodní bod uložení ramene a bod uložení řízení. U všech třech bodů byla povolena rotace všemi směry. U horního bodu uložení ramene byl zamezen posuv ve všech osách. Ve spodním bodu uložení ramene byl zamezen posuv v ose podélné a příčné (osa x a y). V bodu řízení byl zamezen posuv ose y.

Posléze proběhlo nastavení působících sil, jejichž výpočet je v příloze. Působíště sil se nachází v místě dotyku ložisek s nábojem. Síly jsou přiřazeny funkcí Remote Force, která nám umožňuje posun jejího působíště. Všechny síly jsou posunuty do středu kola. Při stavu průjezd zatáčkou je příčná síla posunuta v ose z do místa dotyku pneumatiky s vozovkou. Brzdné momenty pro stavy zpomalení, působí v místě brzdových destiček.

Působíště a směry sil jsou tedy totožné jako pro výpočet s topologickou optimalizací.



*Obr. 40 Zobrazení sil jízdních stavů sestavy těhlice – průjezd zatáčkou, prudké zpomalení, přejezd přes nerovnost, prudké zpomalení v opačném směru*

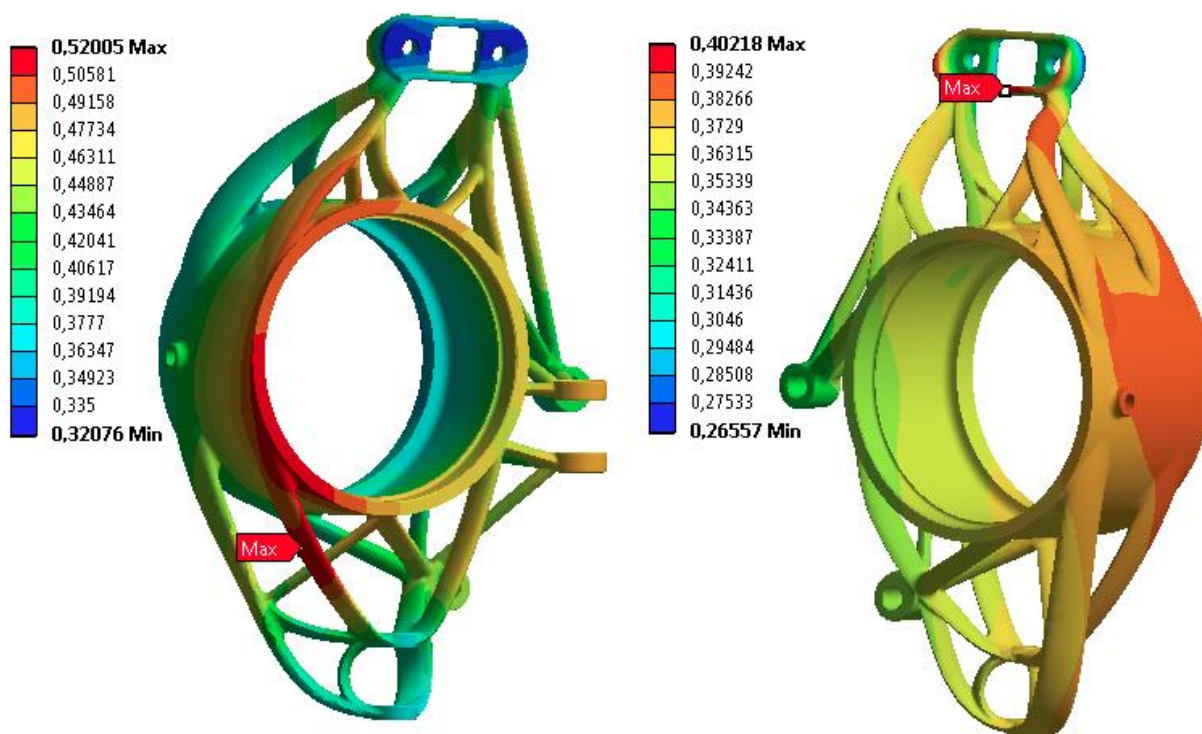
### 6.3 VÝSLEDKY ANALÝZY

V celé práci je brána bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti a redukované napětí dle hypotézy HMH. Materiálová data byla zaslána firmou APWORKS, kdy mez kluzu hliníku je stanovena na 450 MPa, toto je zároveň minimální hodnota, která je vždy zaručena.

#### 6.3.1 MAXIMÁLNÍ DEFORMACE

Začátkem vývoje byl stanoven cíl pro maximální deformaci na 0,7 mm. Toto je obecná hodnota, u které se těleso jeví jako tuhé. Tvrzení je podloženo pouze množstvím analýz, které byly dělány v minulých letech. Na předešlých vozech deformace byla vždy pod hodnotou 0,7 mm. Výjimka nastala na monopostu s označením Dragon 5, kdy zadní těhlíce dosahovaly hodnot 1,2 mm. Byla to cena za jejich nízkou hmotnost. Jak zpětná vazba od řidičů, tak fotografie pořízené během jízdy ukázaly na fakt, že hodnota 1,2 mm deformace na těhlici je příliš vysoká.

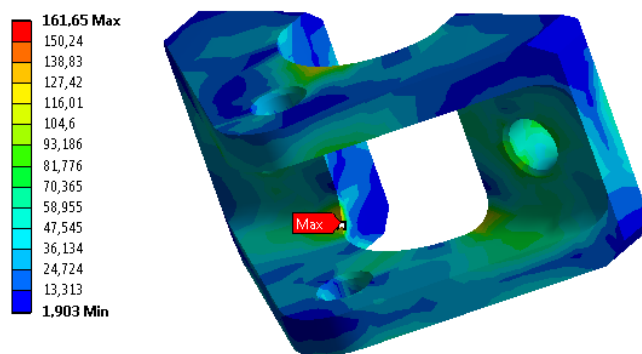
Nejvyšší deformace byla dosažena při stavu prudkého zpomalení s hodnotou 0,56 mm. Tuto hodnotu považujeme za dostačující. Co nás ovšem zajímá, tak deformace při stavu průjezd zatáčkou. Zde je maximální deformace 0,52 mm. Cíl v tuhosti sestavy byl splněn. U stavu přejezd přes nerovnost je maximální hodnota 0,40 mm. V posledním stavu, prudké zpomalení v opačném směru, hodnota dosáhla pouhých 0,11 mm. (Hodnoty uvedené na Obr. 41 jsou v milimetrech.)



Obr. 41 Deformace těhlíce při stavu průjezd zatáčkou (vlevo) a přejezd přes nerovnost (vpravo)

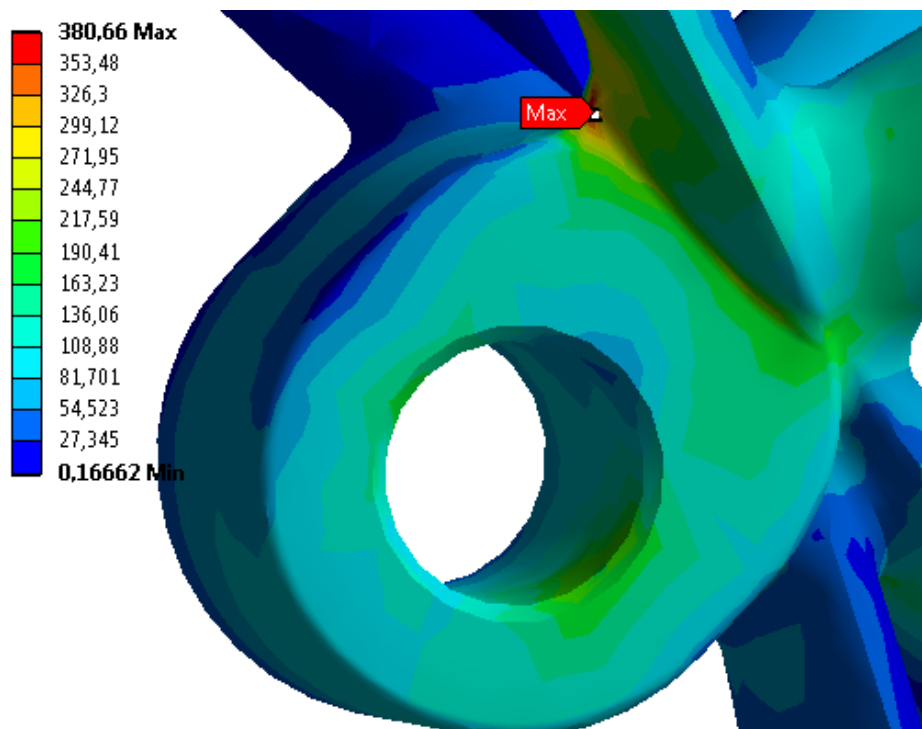
#### 6.3.2 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Maximální redukované napětí na horní přírubě vzniklo při zátěžovém stavu průjezd zatáčkou. Hodnota maximálního napětí dosahuje 162 MPa. Místo maximálního napětí je v hraně příruby, proto tyto výsledky musíme brát s určitou rezervou. I tak nám to dává statickou bezpečnost 2,8. Tuto hodnotu bereme za více než dostačující. Viz Obr. 42.



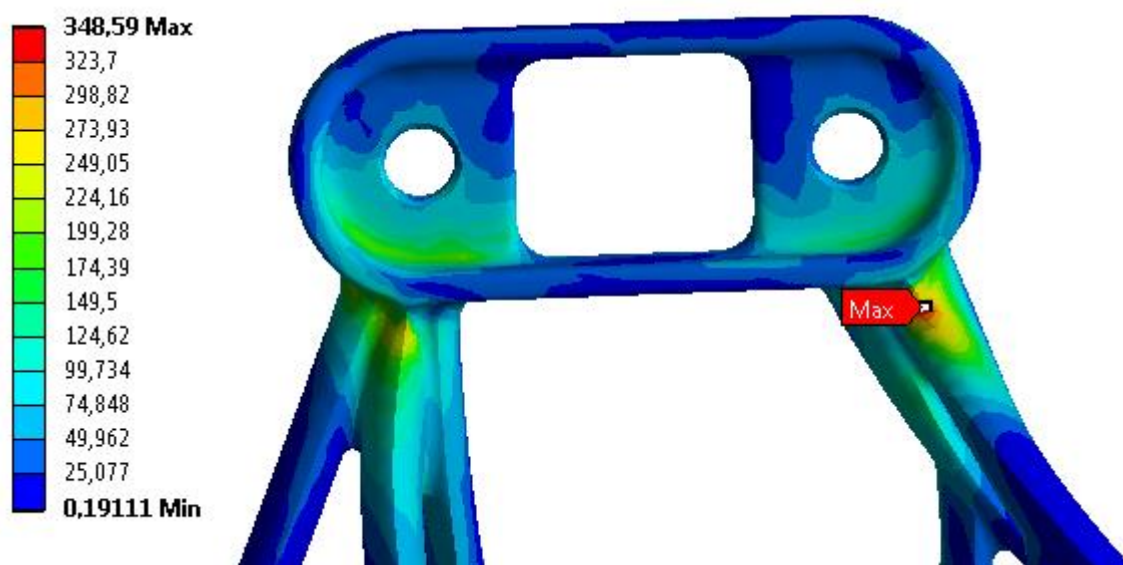
Obr. 42 Maximální redukované napětí – průjezd zatáčkou

Maximální redukované napětí na těhlici vzniklo při stavu prudkého zpomalení. Hodnota napětí dosáhla 380 MPa, což dává statickou bezpečnost 1,2. V tomto místě proběhlo zjemnění sítě a je to hodnota konečná. V prvních iteracích zde dosahovalo redukované napětí hodnoty 540 MPa, po konstrukčních úpravách se jej podařilo snížit. Toto napětí je důsledkem uložení brzdového třmene a nejde více snížit, pokud chceme zachovat princip původní geometrie. Jak již bylo zmíněno, tyto stavy jsou maximální možné a během životnosti vozidla se opakují velice zřídka. Hodnotu považujeme za dostačující.



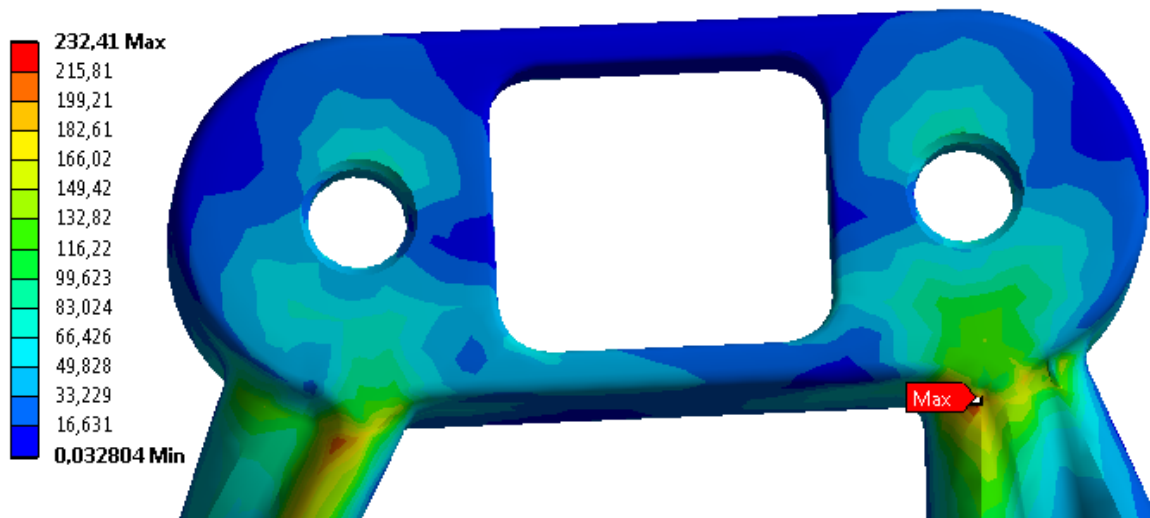
Obr. 43 Celkové maximální redukované napětí

U stavu průjezd zatáčkou vzniklo maximální redukované napětí v místě přechodu žebra do části, kde je uchycena horní příruba. I zde proběhla úprava a zjemňování sítě. Po poslední iteraci byla maximální hodnota redukovaného napětí 348 MPa, což nám dává statickou bezpečnost 1,3. I tuto hodnotu můžeme považovat za dostatečnou vzhledem k důvodům vyjmenovaným výše.



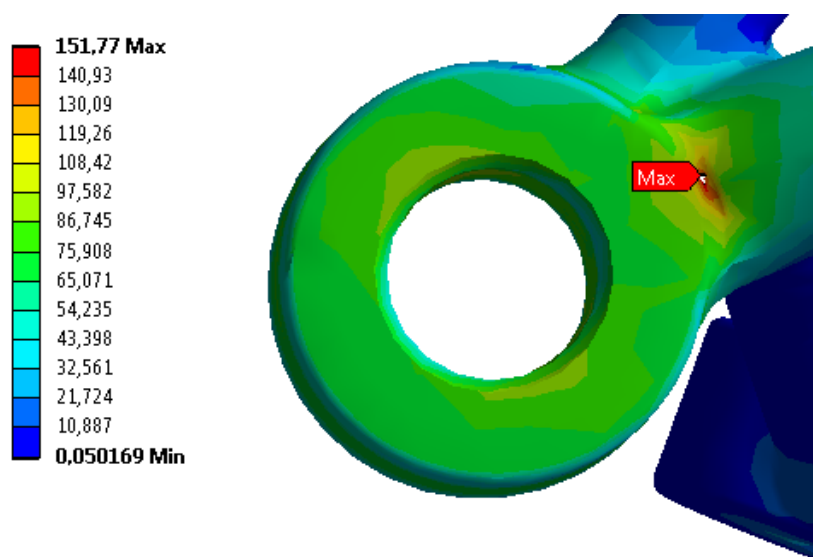
Obr. 44 Maximální redukované napětí – průjezd zatáčkou

Dalším analyzovaným stavem byl průjezd přes nerovnost. Zde maximální napětí je rovno hodnotě 232 MPa. Statická bezpečnost je pak 1,9. Tento stav je přímou napodobeninou průjezdu nerovností na německém okruhu. Horší průjezd přes nerovnost na různých závodistiších není. Analýzou jsme vyvrátili, že by tento stav patřil k těm stěžejním pro správné posouzení těhlic.



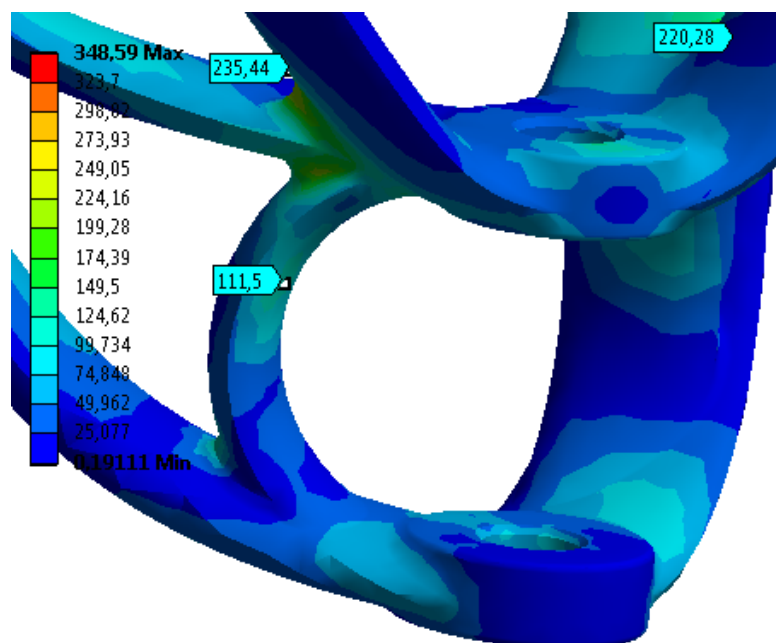
Obr. 45 Maximální redukované napětí – průjezd přes nerovnost

Posledním řešeným stavem byl stav prudké zpomalení v opačném směru. Již od začátku bylo jasné, že tento stav je zde opravdu jen pro porovnání, právě vzhledem k velikostem sil. Jak bylo zmíněno, tento stav by měl velký vliv na návrh zadních těhlic. Maximální redukované napětí při prudkém zpomalení v opačném směru dosáhlo 152 MPa, což dává statickou bezpečnost 3. Bezpečnost můžeme označit jako dostačující. Na Obr. 46 si můžeme všimnout napěťového zabarvení kolem díry, která slouží pro šroub třmenu. Z toho můžeme odhadovat, že maximální napětí v rádiusu je hodně ovlivněno od předpětí šroubů.



Obr. 46 Maximální redukované napětí – prudké zpomalení v opačném směru

Spodní bod těhlíce má nejvyšší hodnoty redukovaného napětí při stavu průjezd zatáčkou. Napětí zde dosahuje 235 MPa, což dává statickou bezpečnost 1,9. Napětí je naměřeno v místě přechodu žeber. O této bezpečnosti lze hovořit jako o dostačující.



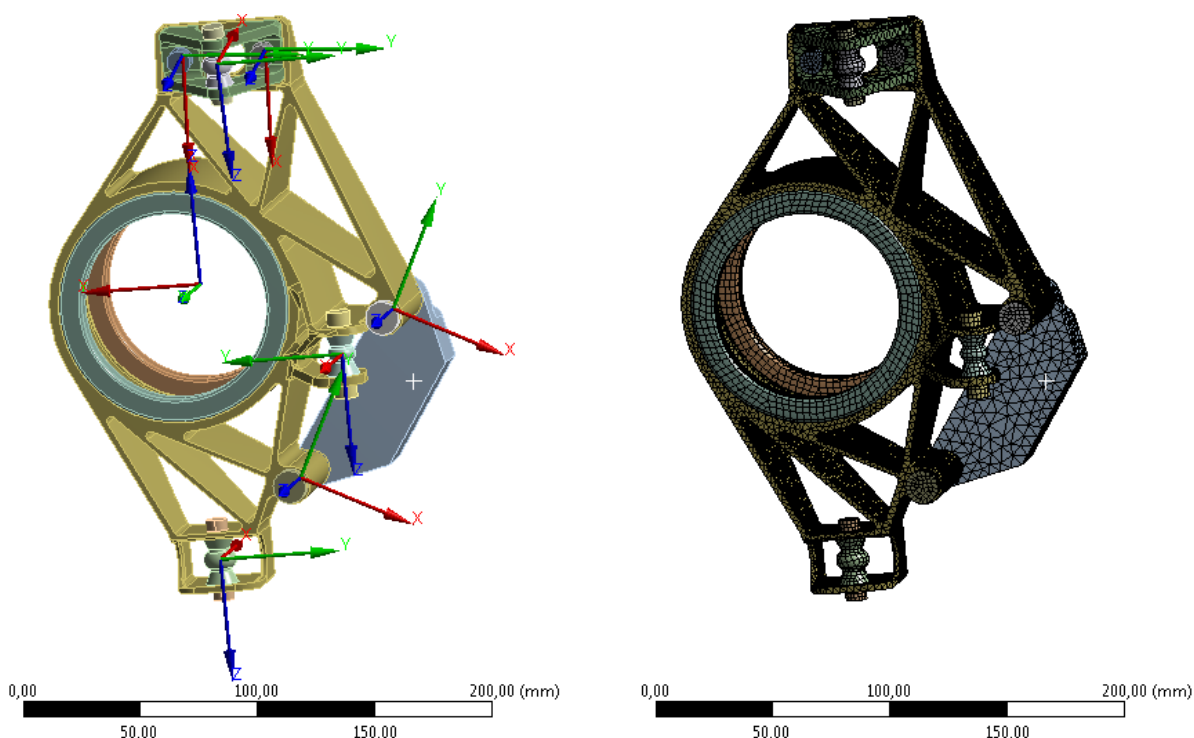
Obr. 47 Redukované napětí spodního bodu těhlíce

## 7 MKP ANALÝZA OBRÁBĚNÉ TĚHLICE

Topologická optimalizace s kombinací 3D tisku je pro tým a jeho členy obecně neprozkoumaná oblast. Dragon 8 byl postaven s hlavním cílem dojíždět závody. S tímto předpokladem bylo rozhodnuto, že v případě problému se vytištěné těhlice vymění za těhlice obráběné, se kterými je větší zkušenost. Nejprve byly těhlice navrženy dle zkušeností z minulých let a po základním návrhu proběhla MKP analýza.

### 7.1 NASTAVENÍ VÝPOČTU OBRÁBĚNÉ TĚHLICE

Nastavení okrajových podmínek a zatížení je totožné jako u předešlých případů. Nastavení síťování je také stejné s výjimkou finálních počtů prvků. Pro obráběný model byla vytvořena síť o 205537 uzlech a 96634 elementech.



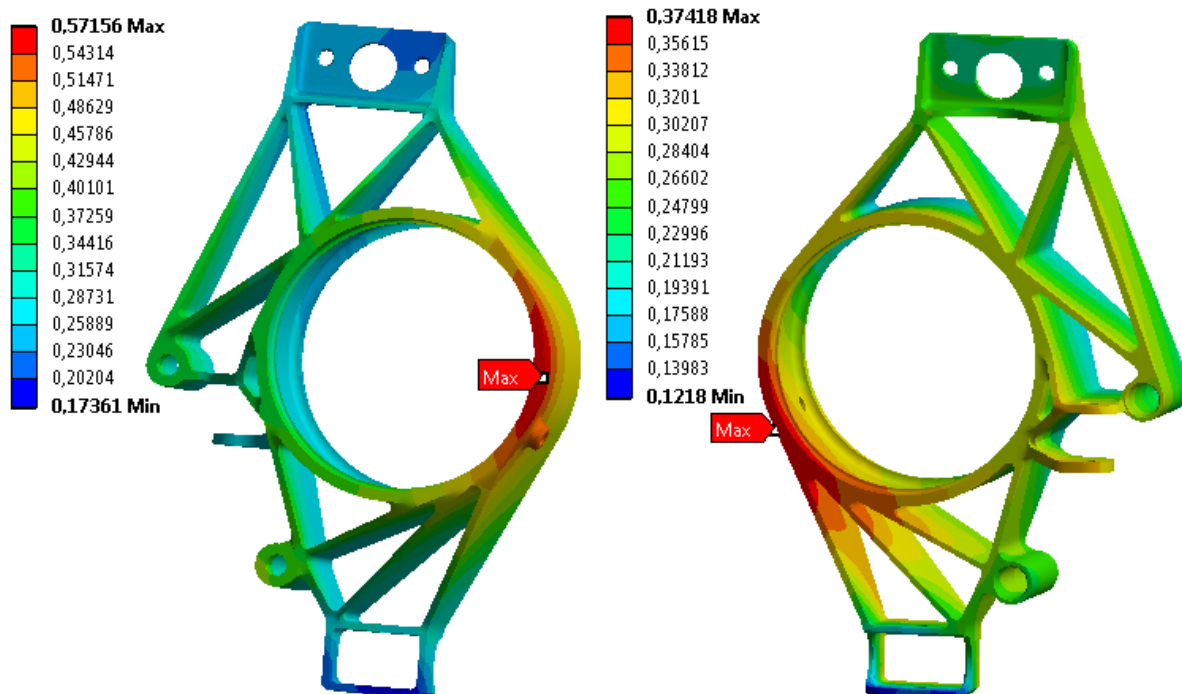
Obr. 48 Modely obráběné těhlice a její souřadné systémy a síť

Po nastavení výpočtu proběhla analýza, tak jako u tištěné verze těhlice. I u tohoto modelu byla síť zjemňována v místech nejvyšších redukovaných napětí. Během několika iterací došlo i k úpravám modelu. Nicméně zásahy do tvaru konstrukce nebyly tak značné jako u tištěné verze. Hlavním důvodem minimálních změn byla zkušenost s modely z předchozích let a jistá dávka intuice v době návrhu.

### 7.2 MAXIMÁLNÍ DEFORMACE

Tak jako u tištěné verze těhlice, tak i u obráběné jsou nejvyšší deformace při stavech prudké zpomalení a průjezd zatáčkou. Maximální deformace s hodnotou 0,57 mm byla dosažena u stavu prudkého zpomalení. Vzhledem ke stanovenému kritériu maximální únosné deformace 0,7 mm tuto hodnotu považujeme za dostačující. Při průjezdu zatáčkou vyšla hodnota lepší jako u tištěné verze. Maximální deformace při stavu průjezd zatáčkou nese

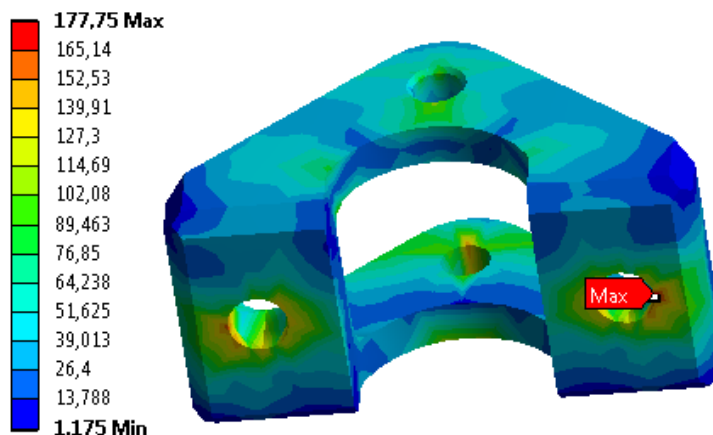
hodnotu 0,37 mm. U stavu přejezd přes nerovnost je maximální hodnota 0,23 mm. U posledního stavu prudké zpomalení v opačném směru, maximální hodnota deformace dosáhla 0,1 mm. Celkově tuhost obráběné verze vychází lépe jak u verze tištěné.



Obr. 49 Deformace těhlice při stavu prudké zpomalení (vlevo) a průjezd zatáčkou (vpravo)

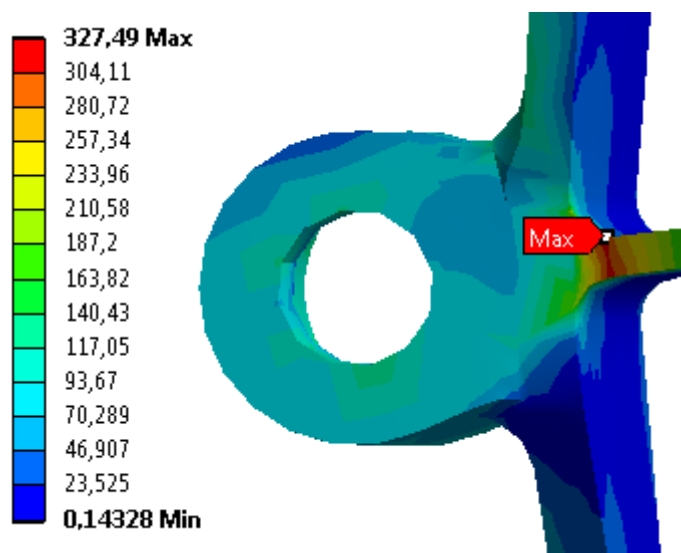
### 7.3 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ

Přesto, že kontrola maximálního redukovaného napětí horní přírub již proběhla, je zapotřebí kontrolu provést znovu. Konstrukce těhlice je odlišná, tím pádem je zaručeno, že výsledky na horní přírubě budou také jiné. Maximální redukované napětí vzniklo při zátěžovém stavu průjezd zatáčkou a dosahuje hodnoty 178 MPa. Maximální napětí je vyšší než u analýzy s tištěnou verzí těhlice. Nepochybně vyšší tuhost v daném stavu ovlivnila toto napětí. I tak dosažená statická bezpečnost je 2,5. Hodnotu bereme za více než dostačující.



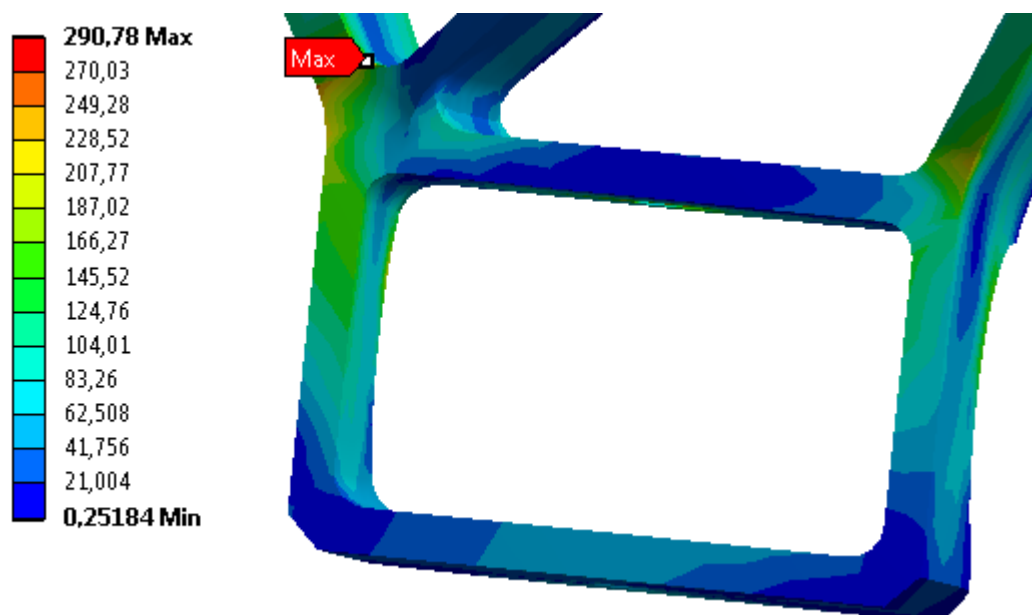
Obr. 50 Maximální redukované napětí – průjezd zatáčkou (s obráběnou verzí těhlice)

Maximální redukované napětí na obráběné verzi těhlice vzniklo při stavu prudkého zpomalení. Hodnota napětí dosáhla 327 MPa, což dává statickou bezpečnost 1,4. V tomto místě proběhlo zjemnění sítě a je to hodnota konečná. Změna geometrie v tomto místě nebyla možná z důvodu, že se žebro vyhýbá brzdovému třmenu. Bezpochyby nejhorší možná síla resp. moment vzniká od brzdového třmene.



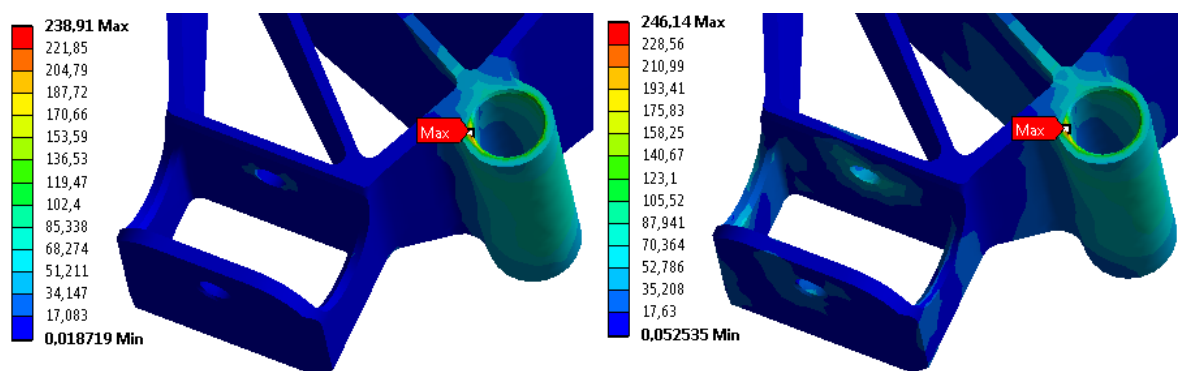
Obr. 51 Celkové maximální redukované napětí – stav prudké zpomalení

U stavu průjezd zatáčkou vzniklo maximální redukované napětí v místě spodního bodu uchycení ramene. I zde proběhla úprava a zjemňování sítě. Po poslední iteraci byla maximální hodnota redukovaného napětí 291 MPa, což nám dává statickou bezpečnost 1,5. Hodnota je považována za dostatečnou. Maximální napětí je v hraně navazujícího rádiusu. Proto je výsledek brán s určitým nadhledem.



Obr. 52 Maximální redukované napětí spodního bodu obráběné těhlice – stav průjezd zatáčkou

Při stavech přejezdu přes nerovnost a prudkém zpomalení v opačném směru vyšlo maximální redukované napětí ve stejném místě a to v hraně, kde je uchycena podložka se šroubem pro brzdový třmen. Napětí vzniklo vlivem předepnutí šroubů. Hodnoty se však mohou od reality lišit. V analýze je předepsána síla ve šroubu na 10500 N, což vychází pro utahovací moment 17 Nm. Ve skutečnosti se brzdové třmeny nedotahují momentovým klíčem, ale pouze klasickým klíčem. Přesného momentu tedy není docíleno. Nicméně pro správnou analýzu muselo být předpětí šroubů zakomponováno do výpočtu. Jejich velikosti se však budou s určitou odchylkou lišit od skutečnosti. Maximální redukované napětí pro přejezd přes nerovnost dosahuje hodnoty 239 MPa., což dává statickou bezpečnost 1,9. U prudkého zpomalení v opačném směru vychází maximální redukované napětí na 246 MPa se statickou bezpečností 1,8. Hodnoty považujeme za dostačující.

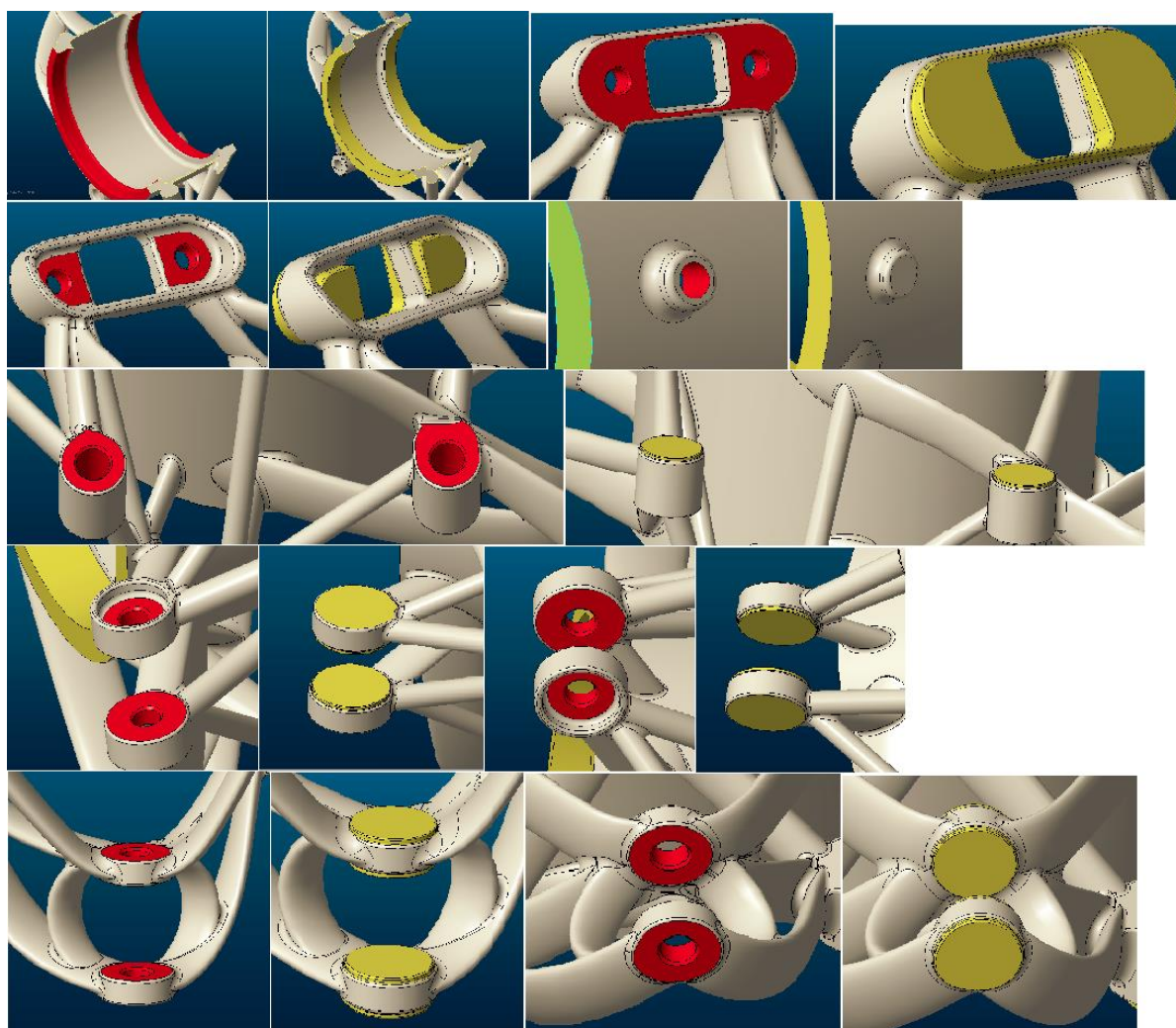


Obr. 53 Maximální redukované napětí stavů přejezd přes nerovnost (vlevo) a prudké zpomalení v opačném směru (vpravo)

## 8 VÝROBA A 3D SKEN

### 8.1 VÝROBA

Po dokončení všech potřebných analýz byl model téměř hotov k výrobě. Jak již bylo zmíněno, tisk těhlic proběhl u německé společnosti APWORKS. Jak je zřejmé, tak 3D tisk není přesný tak, jako obrábění. Proto byl na tolerované plochy přidán materiál k následnému obrobení. Dokončovací práce si vzala na starost česká společnost a dlouholetý partner týmu, firma R-PRO. Jedním z požadavků bylo zaslat obrázky z CAD modelu součásti před a po obrobení, viz Obr. 54.



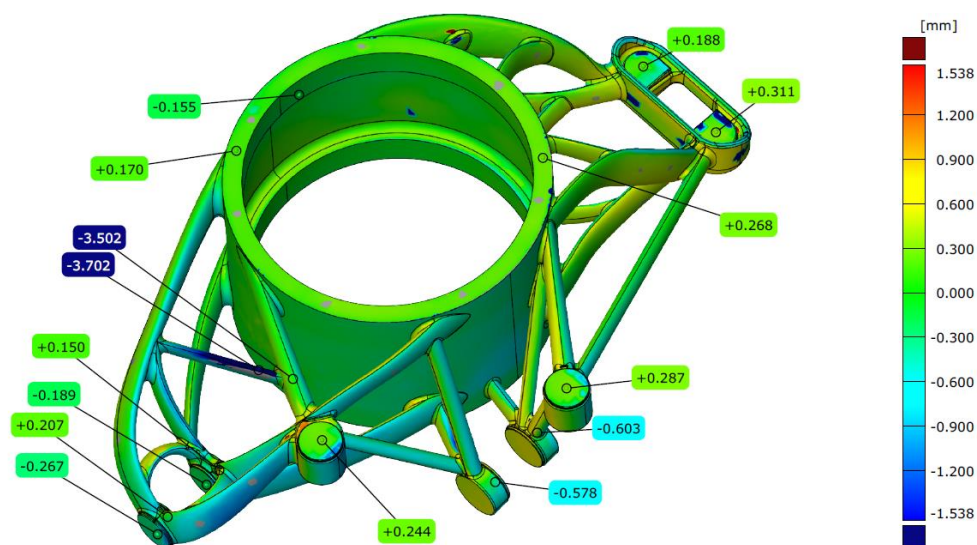
Obr. 54 Přibližná místa modelu před a po obrobení

### 8.2 3D SKEN

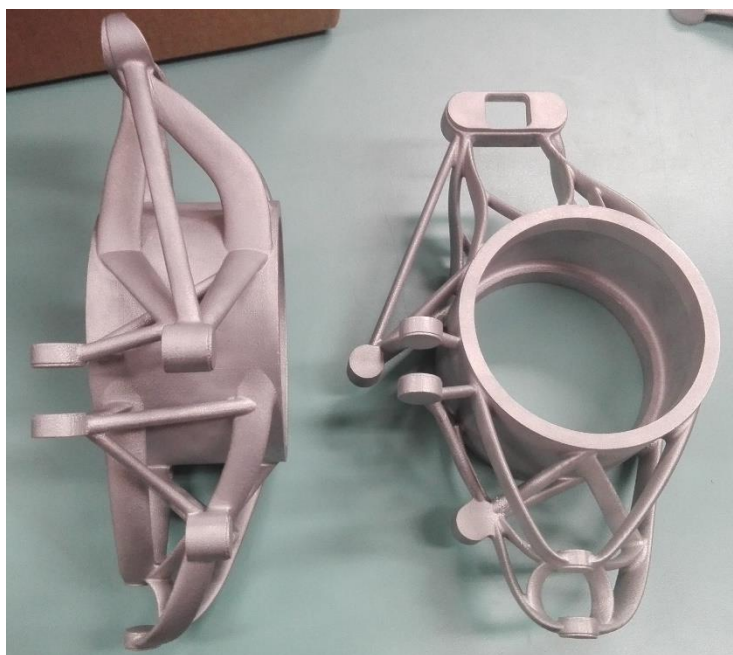
Výsledný produkt nemusí být vždy tak přesný jako model, proto bylo společností R-PRO zažádáno o 3D sken těhlic. Rozdíl mezi modelem a reálným produktem je způsoben komplikovaností součásti s následnou tepelnou úpravou materiálu, která je aplikována pro zlepšení materiálových vlastností.

Proto ve spolupráci s Centrem NETME a 3D Laboratory byly těhlice oskenovány, proloženy CAD modelem a výsledky zaslány s dalšími podklady pro obrobení.

Z 3D skenu (Obr. 55) můžeme zjistit pár nesrovnalostí vůči původnímu modelu. Nejvíc nás zajímají místa, která jsou určena k obrobení. Spodní i horní bod uložení ramen nepřesahuje hodnotu 0,3 mm, taktéž můžeme hovořit o místě uložení brzdového třmene. O trochu větší rozdíl je v místě bodu řízení, a to až 0,6 mm. O všech těchto odchylkách můžeme hovořit jako o nevýznamných. Do všech výše jmenovaných míst byl přidán materiál až o tloušťce 2 mm. Které místo ovšem stojí k zamyšlení, je spodní žebro těhlice, kde je rozdíl od původního modelu až 3,7 mm. Po důkladném prohlédnutí daného místa bylo zjištěno, že při odstraňování podpor, které proběhlo v německé společnosti, nebyl pravděpodobně kladen takový důraz na zručnost. V tomto místě je očividný výkus od nástroje. Nicméně, maximální redukované napětí na zmíněném spodním žebře nepřesáhlo v žádném místě 100 MPa, proto by minimální bezpečnost, i s daným poškozením, neměla být nijak ohrožující.



Obr. 55 3D sken těhlice před obrobením



Obr. 56 Těllice Dragon 8 před obrobením

## 9 ZHODNOCENÍ A POROVNÁNÍ VÝSLEDKŮ

Základním hodnotícím parametrem úspěšnosti konstrukce jsme již na začátku práce zvolili hmotnost těhlice. Jedná se o neodpruženou hmotu, které má přímý důsledek na ovladatelnost monopostu. Porovnat mezi sebou můžeme jak návrhy předešlých vozů, tak obě verze Dragona 8. Od monopostu Dragon 5 se hmotnost snižovala, a to nejen hmotnost sestavy těhlice, ale i samotného vozu. I když snižování hmotnosti během minulých let je zřejmé, nejlepším porovnáním však zůstávají poslední dvě verze na vůz Dragon 8. Základním důvodem je stejná kinematika daná umístěním bodů. U předešlých návrhů byla hmotnost do jisté míry ovlivňována kinematikou zavěšení monopostu. Při porovnání obráběné s tištěnou těhlicí jsou nejen kinematické body stejné, stejné jsou také všechny přípojné součásti jako je příruba, brzdový třmen a další. Hmotnost obráběné těhlice je 493 g. Hmotnost tištěné verze je 410 g (viz Tab. 4). To nám dává snížení hmotnosti o téměř 17 %, což hodnotím velice kladně.

Dalším ovlivňujícím faktorem ovladatelnosti je tuhost. Začátkem každého roku jsou stanoveny kinematické body celého podvozku. Body jsou napočítány na ideální využití pneumatiky. Je vypracována řada analýz určujících správné nastavení na jednotlivé okruhy. Je zřejmé, že žádná existující soustava nebude nekonečně tuhá. Existují ale určité limity, kterých by se konstruktér měl držet. V opačném případě je všechna práce návrhářů kinematiky tímto znehodnocována. Proto byl stanoven limit maximální deformace na 0,7 mm. Je to pouze určitý odhad na základě zkušeností z minulých let. Jak bylo zmíněno v práci, příkladem je maximální deformace zadních těhlic z monopostu Dragon 5. I z fotografií lze usuzovat na to, že těhlice měla mít vyšší tuhost. Obecně má tuhost největší vliv na průjezd zatáčkou. Proto nás nejvíc zajímá tento stav. U obráběných verzí těhlic má maximální deformace při stavu průjezdu zatáčkou hodnotu 0,37 mm. U tištěné verze to je 0,52 mm. Z tohoto vyplývá větší vhodnost obráběná verze. I tak můžeme říci, že maximální deformace 0,52 mm je dobrý výsledek, vzhledem k maximální deformaci u monopostu Dragon 7, kde dosahovala hodnotu 0,47 mm. Dragon 7, monopost minulého ročníku, byl vítězný, a ze zpětné vazby řidičů také dobře ovladatelný v zatáčkách. Na tomto faktu má svůj podíl i tuhost těhlice. Navíc opět je hodnota nižší než zadané kritérium. Proto tuhost tištěné těhlice lze hodnotit jako vyhovující.

Posledním hlavním faktorem je statická bezpečnost. Obráběná těhlice ve stavech průjezd zatáčkou a prudké zpomalení dosahovala hodnot statické bezpečnosti 1,5 a 1,4. U tištěné verze v případě průjezdu zatáčkou byla určena hodnota 1,3. U stavu prudkého zpomalení činí tato hodnota 1,2. Pokud na základě praktických zkušeností hodnotíme navrženou konstrukci nikoliv pomocí únavové životnosti ale podle dosažených hodnot statické bezpečnosti (rozebráno v závěru), můžeme statickou bezpečnost prohlásit za dostačující. Na takové prohlášení má vliv jeden zásadní fakt. Všechny těhlice zobrazeny v Tab. 4, byly zatěžovány stejným způsobem. Dragon 7 najezdil ze všech monopostů nejvíce kilometrů a hodnoty maximálních přetížení, které se dříve spíše odhadovaly, loni byly opravdu zaznamenány. Povšimněme si, že dosažená statická bezpečnost u stavů průjezd zatáčkou a prudké zpomalení je stejná pro monopost Dragon 7 a Dragon 8 (tištěná těhlice). Z této praxe ověřené teorie lze usuzovat na to, že statická bezpečnost je dostačující.

Posledním, již ne tak důležitým faktorem jako předešlé, je přesnost výroby. Dnešní 3D tisk není tak přesný jako obrábění na CNC stroji. Zda tomu bude v budoucnu jinak, už je další otázka. Již na samém začátku se počítalo s nepřesností výroby, a proto byly zakomponovány do modelu přídatky. Jak bylo zmíněno, nepřesnost 3D tisku v místech přípojných součástí

byla maximálně 0,6 mm. Tuto hodnotu považujeme za vyhovující. Co je ovšem problematické, je odchylka přesnosti tvaru ve spodním žebro, která dosahovala hodnot až 3,7 mm. Tato chyba vznikla vlivem špatného použití nástroje na odstranění podpor. I přes takto závažnou odchylku můžeme předpokládat, že na výslednou funkci to nebude mít vliv. Maximální redukované napětí v oblasti poškozeného žebra nepřesahovalo nikde hodnoty vyšší jak 100 MPa. Nicméně pro zaručené posouzení by analýza musela proběhnout znovu.

Tab. 4 Porovnání předešlých návrhů těhlic

Vůz	Jízdní stav	Max. redukované napětí [MPa]	Max. deformace [mm]	Bezpečnost [-]	Hmotnost [g]
Dragon 4	Průjezd zatáčkou	180,8	0,65	2,5	488
	Prudké zpomalení	356,6	0,42	1,3	
Dragon 5	Průjezd zatáčkou	221,2	0,43	2,2	718
	Prudké zpomalení	271,2	0,65	1,8	
Dragon 6	Průjezd zatáčkou	281,1	0,44	1,6	510
	Prudké zpomalení	331,6	0,32	1,4	
Dragon 7	Průjezd zatáčkou	340,1	0,49	1,3	485
	Prudké zpomalení	389,9	0,41	1,2	
Dragon 8 (obráběná těhlice)	Průjezd zatáčkou	290,8	0,37	1,5	493
	Prudké zpomalení	327,5	0,57	1,4	
	Přejezd přes nerovnost	238,9	0,23	1,9	
	Prudké zpomalení v opačném směru	246,1	0,11	1,8	
Dragon 8 (tištěná těhlice)	Průjezd zatáčkou	348,6	0,52	1,3	410
	Prudké zpomalení	380,6	0,56	1,2	
	Přejezd přes nerovnost	232,4	0,41	1,9	
	Prudké zpomalení v opačném směru	151,8	0,11	3	

## ZÁVĚR

Cílem této práce bylo navrhnout s využitím simulací pomocí MKP uložení předního kola závodního monopostu Dragon 8 týmu TU Brno Racing.

Hlavním cílem konstrukce byla spolehlivost, snížení hmotnosti, dosažení požadované statické bezpečnosti a tuhosti. O tom, zda je součást spolehlivá nebo ne, rozhodne průběh sezóny. Nicméně nic nenasvědčuje tomu, že by měly nastat závažné problémy. Poprvé v historii týmu je na vozidlo namontován díl, který byl topologicky optimalizován, vytisknut a přitom navržen studentem. I přes zatím první zkušenosti v porovnání se znalostí firem zabývajících se dlouhodobě touto problematikou, si dovolím usuzovat na to, že těhlice budou spolehlivé. Pro případ nepříznivého scénáře byly jako záložní varianta navrženy obráběné těhlice, u kterých je jistota větší díky mnoholetým zkušenostem.

Byl dosažen cíl snížení hmotnosti těhlice. Oproti obráběné verzi o 17%. Také se jedná o nejlepší těhlice v historii týmu.



*Obr. 57 Sestava těhlice – Dragon 8*

Vzhledem k hodnotám statické bezpečnosti si dovolím prohlásit, že vytýčeného cíle bylo dosaženo. Maximální statická bezpečnost je stejná jako v minulém roce. A to mluvíme o voze s nejlepším historickým umístěním, který natestoval nejvíce kilometrů za dobu fungování týmu. Ano, nastává otázka, zda statická bezpečnost blížící se 1, je dostatečná. Jak již bylo zmíněno, jedná se o kritické stavy vyskytující se maximálně 20x za životnost monopostu, což je podloženo daty a zkušenostmi z minulých let. V takto málo opakujících se stavech

nejde o dlouhodobé únavové namáhání. Kromě toho, bohužel, od společnosti, která nám tisk nabídla, byly k dispozici jen základní parametry materiálu, které nedostačovaly pro hodnocení únavové životnosti. Tento rok byly pro posouzení použity čtyři zátěžné stavy: Průjezd zatáčkou, prudké zpomalení, přejezd přes nerovnost a prudké zpomalení v opačném směru. Akcelerace nebyla zahrnuta z důvodů odlehčování těhlice a tím působení menších sil než při statickém stání monopostu. Přejezd přes nerovnost byl zahrnut do výpočtu na základě změřených dat z německého Hockenheimringu. Nakonec tento stav nebyl tak kritický, jak by se mohlo na první pohled zdát. Dalším novým stavem, který byl zahrnut do výpočtů, je prudké zpomalení v opačném směru. Zatížení bylo aplikováno z důvodu jeho využívání v automobilovém průmyslu, jak již bylo zmíněno v práci. Tento stav je mnohem důležitější pro zadní těhlice. Ukázalo se, že jsou dostačující dva stavy, tak jak bylo konstatováno v minulých letech, a to průjezd zatáčkou a prudké zpomalení. Zejména prudké zpomalení je u předních těhlic základním stavem, který nejvíce ovlivňuje konstrukci těhlic.

V práci byla použita metoda topologické optimalizace, která pomohla při základním návrhu a určení polohy podpurných žeber. Největší problém vznikl ve zvolení a nastavení programu pro topologickou optimalizaci. Na malé součásti program funguje dobře. Ovšem při velkých sestavách přestávají fungovat některé vstupy, které by výrazně pomohly k určení finálního tvaru. Program je intuitivní a dobře se v něm pracuje. Předpokládám, že následující verze programu budou mít všechny nedostatky vyřešené. Nicméně zvolení softwaru proběhlo na základě dostupnosti licence.

Jako významný krok hodnotím využití 3D technologií. Již dnes můžeme pozorovat využití v mnoha odvětvích výroby a zřejmě je jen otázka času, kdy se přejde k masové výrobě různých součástí. Příkladem mohou být již zmíněné společnosti Bugatti a General Motors.



Obr. 58 Monopost Dragon 8

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] Historie. *Rebels Racing: Formula Student* [online]. Rebels Racing IT services, 2012 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.rebelsracing.cz/cs/formule-student/historie>
- [2] Competition. In: *Uwformula* [online]. Seattle, WA 98195: Engineering Annex, 2017 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://uwformula.com/competition>
- [3] O nás. *TU Brno Racing* [online]. Brno, 2014 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.tubrnoracing.cz/cs/tym/o-nas/>
- [4] Formula Student Rules 2018. *Formula Student Germany* [online]. Německo, 2018, 2018 [cit. 2018-05-23], 130 s. Dostupné z: [https://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules\\_2018\\_V1.1.pdf](https://www.formulastudent.de/uploads/media/FS-Rules_2018_V1.1.pdf)
- [5] Main Catalogue ISR: Brakes for Street and Racing. *ISR Brakes* [online]. Sweden, Drottningvagen 15, 2004 [cit. 2018-05-23], 113 s. Dostupné z: <http://www.isrbrakes.se/catalogue/ISR%20Main%20Catalogue.pdf>
- [6] FEJFAR, M. *Konstrukce zavěšení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 126 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Pavel Ramík.
- [7] BAXANT, R. *Návrh uložení předního kola závodního vozidla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 62 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Pavel Ramík.
- [8] VAVERKA, O. *Optimalizace těhlice Formule Student pro výrobu SLM technologií*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 94 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Daniel Koutný, Ph.D.
- [9] Topology Optimization for 3D Printing Hits the Cloud with Generate. In: *Engineering* [online]. 2016, 30.11.2016 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://www.engineering.com/3DPrinting/3DPrintingArticles/ArticleID/13803/Topology-Optimization-for-3D-Printing-Hits-the-Cloud-with-Generate.aspx>
- [10] Bugatti má největší titanové brzdové třmeny vyrobené 3D tiskem. *Auto* [online]. Auto, 2018, 23.1.2018 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <http://www.auto.cz/bugatti-ma-nejvetsi-titanove-brzdove-trmeny-vyrobene-3d-tiskem-112860>
- [11] Součinitel tření. *E-konstrukter* [online]. 2013, 16.4.2013 [cit. 2018-05-23]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/soucinitel-treni>

## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$L_f$	[kg]	Zatížení levého předního kola
$L_r$	[kg]	Zatížení levého zadního kola
$R_f$	[kg]	Zatížení pravého předního kola
$R_r$	[kg]	Zatížení pravého zadního kola
$m_T$	[kg]	Celková hmotnost vozidla s řidičem
$m_F$	[kg]	Hmotnost na přední nápravu
$m_R$	[kg]	Hmotnost na zadní nápravu
$r_D$	[mm]	Dynamický poloměr kola
$r_{EF}$	[mm]	Efektivní poloměr brzdového disku
$L_w$	[mm]	Rozvor kol
$l_R$	[mm]	Rozchod zadních kol
$L_F$	[mm]	Rozchod předních kol
$z_{CG}$	[mm]	Výška těžiště odečtená z 3D modelu
$a$	[mm]	Vzdálenost těžiště od přední nápravy
$b$	[mm]	Vzdálenost těžiště od zadní nápravy
$F_{wb}$	[%]	Rozložení hmotnosti na přední nápravu
$R_{wb}$	[%]	Rozložení hmotnosti na zadní nápravu
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Gravitační zrychlení
$a_{Bg}$	[-]	Brzdné zpomalení
$a_{Cg}$	[-]	Boční zrychlení
$a_{BUMPg}$	[-]	Zrychlení vlivem nerovnosti
$a_{OPg}$	[-]	Zpomalení při opačném zpomalení
$G_T$	[N]	Celková váha vozu s řidičem
$G_R$	[N]	Váha na zadní nápravu
$G_F$	[N]	Váha na přední nápravu
$\mu_B$	[-]	Koeficient tření pro stav prudké zpomalení
$\mu_C$	[-]	Koeficient tření pro stav průjezd zatáčkou
$\mu_{BUMP}$	[-]	Koeficient tření pro stav prudký přejezd přes nerovnost
$\mu_{OP}$	[-]	Koeficient tření pro stav prudké zpomalení v opačném směru
$L_{TB}$	[N]	Síla od přesunu hmot u stavu prudké zpomalení
$F_{BV}$	[N]	Vertikální síla u stavu prudké zpomalení
$F_{BH}$	[N]	Podélná síla u stavu prudké zpomalení

$F_{BF}$	[N]	Brzdná síla u stavu prudké zpomalení
$M_{BF}$	[Nm]	Brzdný moment u stavu prudké zpomalení
$F_{CV}$	[N]	Vertikální síla u stavu průjezd zatáčkou
$F_{CO}$	[N]	Boční síla u stavu průjezd zatáčkou
$F_{BUMP}$	[N]	Vertikální síla u stavu přejezd přes nerovnost
$L_{TOP}$	[N]	Síla od přesunu hmot u stavu prudké zpomalení v opačném směru
$F_{OPV}$	[N]	Vertikální síla u stavu prudké zpomalení v opačném směru
$F_{OPH}$	[N]	Podélná síla u stavu prudké zpomalení v opačném směru
$F_{OPF}$	[N]	Brzdná síla u stavu prudké zpomalení v opačném směru
$M_{OPF}$	[Nm]	Brzdný moment u stavu prudké zpomalení v opačném směru

# SEZNAM PŘÍLOH

## Příloha č. 1

### Síly působící na těhlici

Rozložení hmotnosti na kola s řidičem

$L_f := 59.64\text{kg}$	$L_r := 60.36\text{kg}$	Celková hmotnost	Dynamický poloměr kola
$R_f := 59.64\text{kg}$	$R_r := 60.36\text{kg}$	$m_T := L_f + L_r + R_f + R_r$	$r_D := \frac{458}{2}\text{mm}$
		$m_T = 240\text{kg}$	$r_D = 229\text{mm}$

Efektivní poloměr brzdového disku	$r_{EF} := \frac{210 + 155}{4}\text{mm}$	$r_{EF} = 0.091\text{m}$
-----------------------------------	--	--------------------------

Rozvor kol	Rozchod kol	
$L_w := 1528\text{mm}$	Zadní	Přední
$L = (a + b)$	$l_R := 1170\text{mm}$	$l_F := 1200\text{mm}$

Vzdálenost těžiště od přední a zadní nápravy

$m_F := L_f + R_f$	$m_R := L_r + R_r$	Výška těžiště
		$z_{CG} := 0.305\text{m}$
$a := \frac{m_F \cdot L_w}{m_F + m_R}$	$b := L_w - a$	$m_F = 119.28\text{kg}$
$a = 0.759\text{m}$	$b = 0.769\text{m}$	$m_R = 120.72\text{kg}$

Rozložení hmotnosti

$$F_{wb} := \frac{m_F \cdot 100}{m_F + m_R} \quad R_{wb} := \frac{m_R \cdot 100}{m_F + m_R}$$

$$F_{wb} = 49.7 \quad R_{wb} = 50.3$$

$$F / R = 50,3 / 49,7$$

Brzdné zpomalení

$$a_{Bg} := 2.2$$

$$a_B := a_{Bg} \cdot g = 21.575 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Boční zpomalení

$$a_{Cg} := 3.1$$

$$a_C := a_{Cg} \cdot g = 30.401 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zrychlení vlivem nerovnosti

$$a_{BUMPg} := 2$$

$$a_{BUMP} := a_{BUMPg} \cdot g = 19.613 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Zpomalení při opačném zpomalení

$$a_{OPg} := 1.3$$

$$a_{OP} := a_{OPg} \cdot g = 12.749 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

Celkové zatížení

$$G_T := m_T \cdot g = 2.354 \times 10^3 \text{ N}$$

Zatížení na přední nápravě

$$G_F := m_F \cdot g = 1.17 \times 10^3 \text{ N}$$

Zatížení na zadní nápravě

$$G_R := m_R \cdot g = 1.184 \times 10^3 \text{ N}$$

Součinitele smykového tření

$$\mu_B := a_{Bg}$$

$$\mu_C := a_{Cg}$$

$$\mu_{BUMP} := a_{BUMPg}$$

$$\mu_{OP} := a_{OPg}$$

### Prudké zpomalení

Load transfer

$$L_{TB} := \frac{z_{CG} a_B m_T}{L_w}$$

$$L_{TB} = 1.034 \times 10^3 \text{ N}$$

Vertikální síla

$$F_{BV} := \frac{L_{TB} + G_F}{2}$$

$$F_{BV} = 1.102 \times 10^3 \text{ N}$$

Podélná síla

$$F_{BH} := F_{BV} \mu_B$$

$$F_{BH} = 2.424 \times 10^3 \text{ N}$$

Brzdná síla

$$F_{BF} := \frac{F_{BH} \cdot r_D}{r_{EF}} \quad F_{BF} = 6.082 \times 10^3 \text{ N}$$

Brzdný moment

$$M_{BF} := F_{BF} \cdot r_{EF} \quad M_{BF} = 555.008 \text{ N} \cdot \text{m}$$

### Průjezd zatáčkou

Vertikální síla

$$F_{CV} := G_F \quad F_{CV} = 1.17 \times 10^3 \text{ N}$$

Podélná síla

$$F_{CO} := m_F \cdot a_C \quad F_{CO} = 3.626 \times 10^3 \text{ N}$$

### Přejezd přes nerovnost

$$F_{BUMP} := m_F \cdot a_{BUMP} \quad F_{BUMP} = 2.339 \times 10^3 \text{ N}$$

### Prudké zpomalení v opačném směru

Load transfer

$$L_{TOP} := \frac{z_{CG} \cdot a_{OP} \cdot m_T}{L_w} \quad L_{TOP} = 610.734 \text{ N}$$

Vertikální síla

$$F_{OPV} := \frac{G_F - L_{TOP}}{2} \quad F_{OPV} = 279.502 \text{ N}$$

Podélná síla

$$F_{OPH} := F_{OPV} \cdot \mu_B \quad F_{OPH} = 614.904 \text{ N}$$

Brzdná síla

$$F_{OPF} := \frac{F_{OPH} \cdot r_D}{r_{EF}} \quad F_{OPF} = 1.543 \times 10^3 \text{ N}$$

Brzdný moment

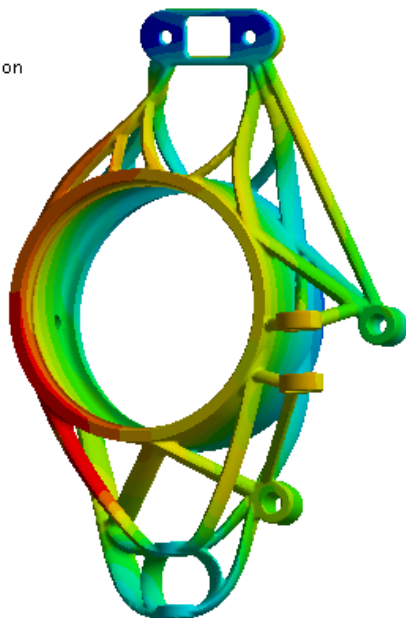
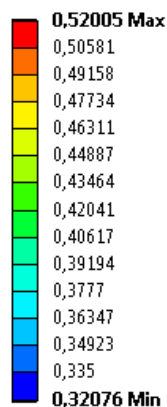
$$M_{OPF} := F_{OPF} \cdot r_{EF} \quad M_{OPF} = 140.813 \text{ N} \cdot \text{m}$$

## Příloha č. 2

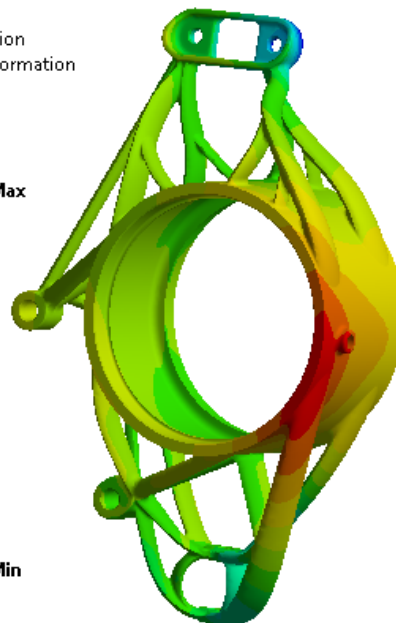
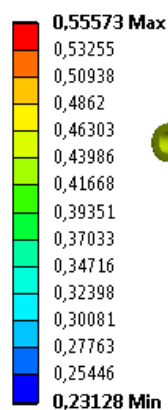
## Výsledky analýzy tištěné verze těhlice

**A: Cornering**

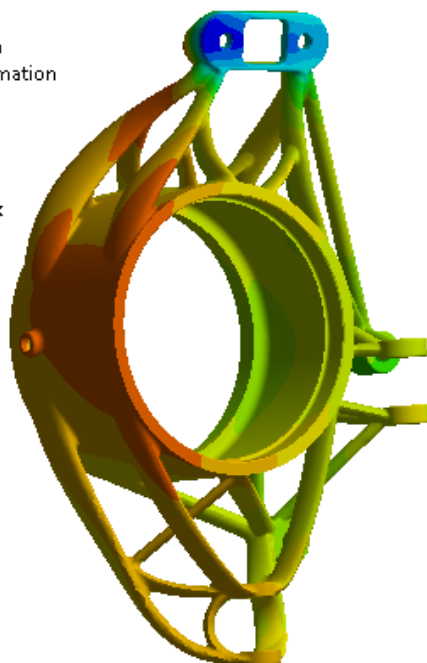
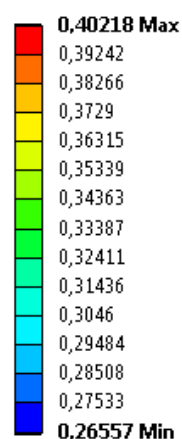
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
23.5.2018 14:44

**B: Braking**

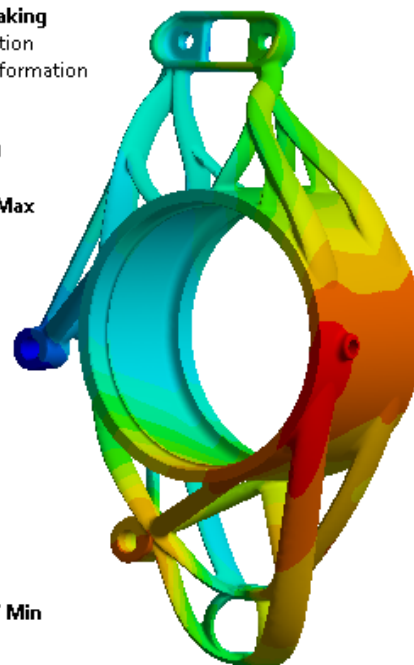
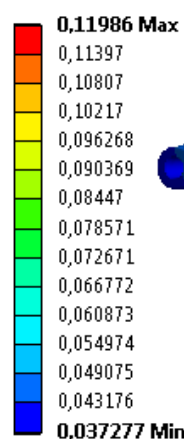
Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
23.5.2018 14:45

**C: Bump**

Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
23.5.2018 14:48

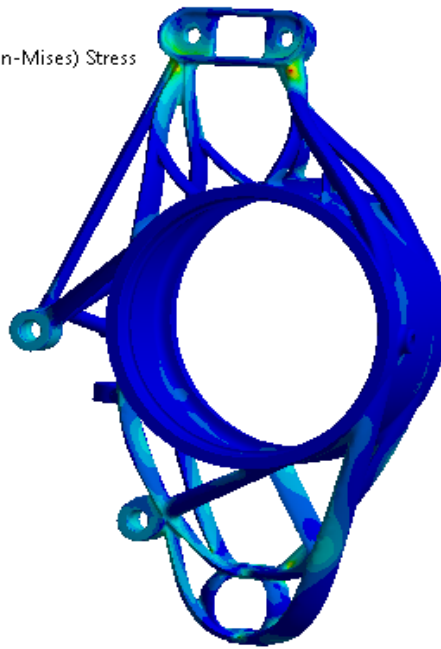
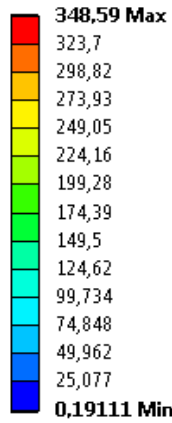
**D: Oposite\_braking**

Total Deformation  
Type: Total Deformation  
Unit: mm  
Time: 2  
23.5.2018 14:49



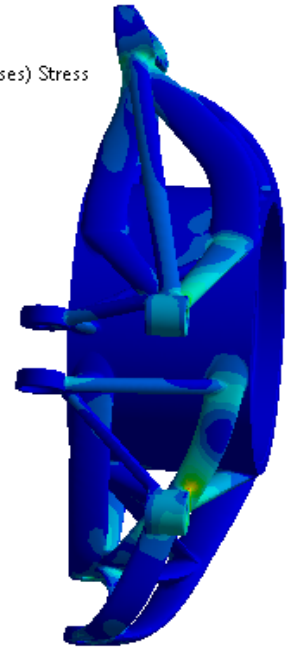
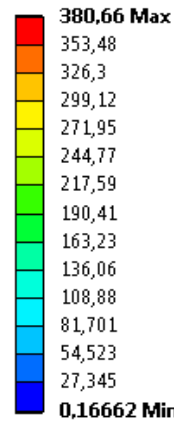
**A: Cornering**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:51



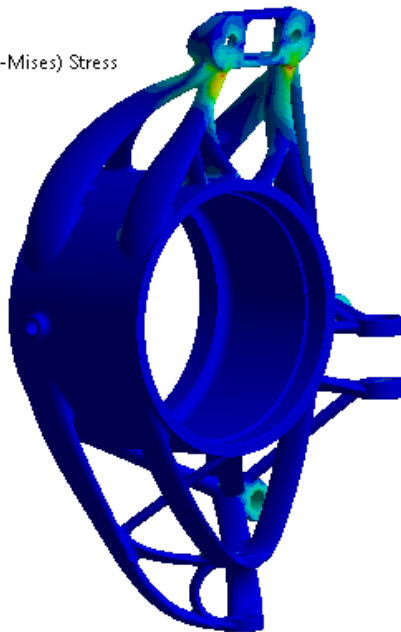
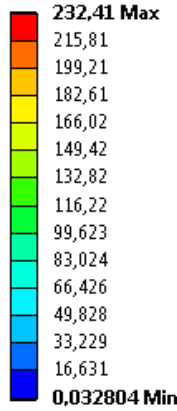
**B: Braking**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:52



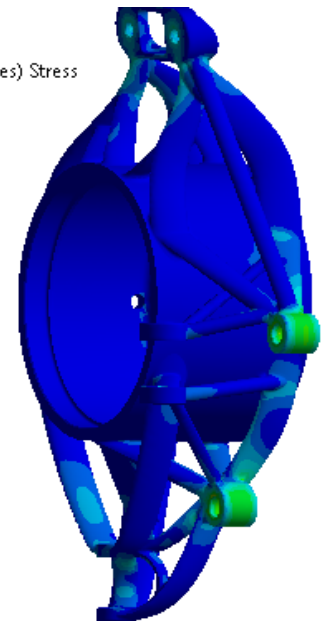
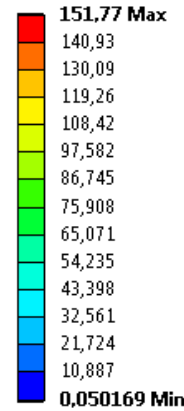
**C: Bump**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:54



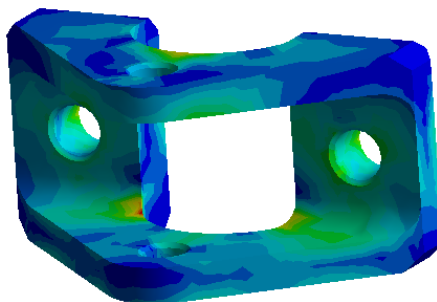
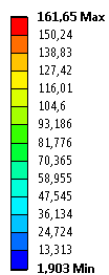
**D: Opposite\_braking**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:54



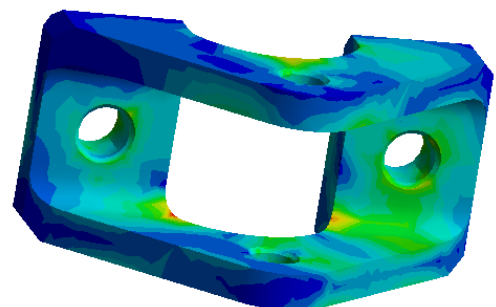
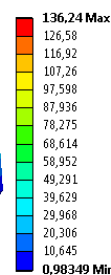
**A: Cornering**

Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:57

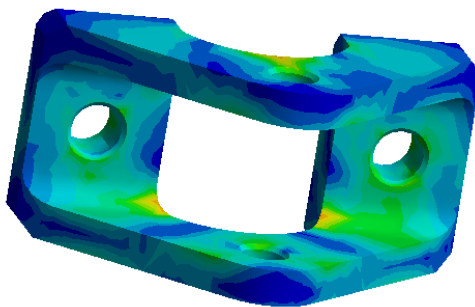
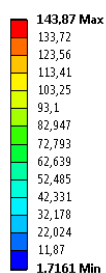


**B: Braking**

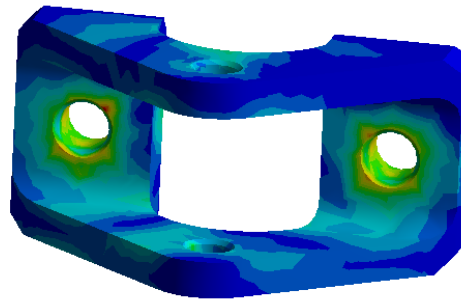
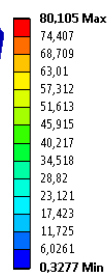
Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 14:58



**C: Bump**  
 Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:02

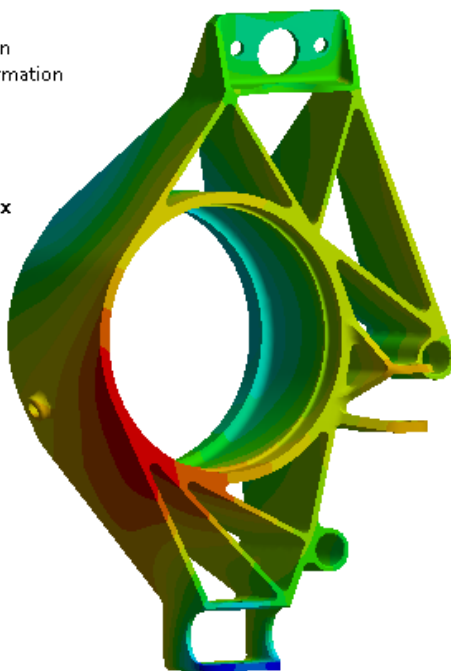
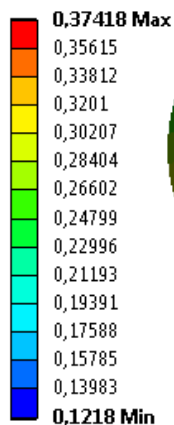


**D: Oposite\_braking**  
 Equivalent Stress 2  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:02

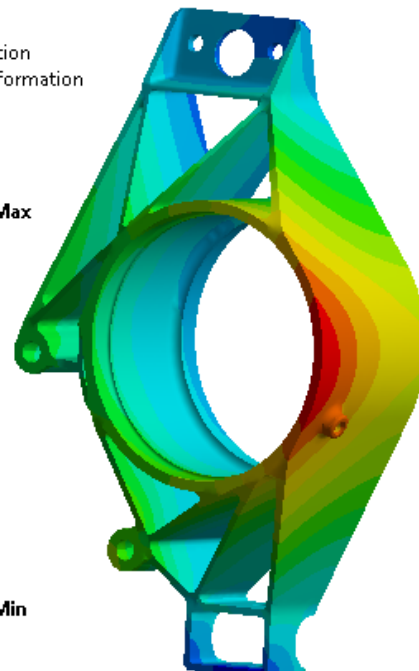
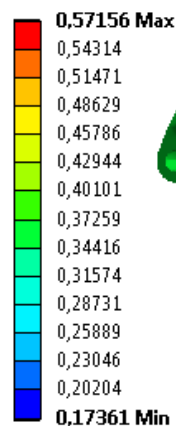


## Výsledky analýzy obráběné verze těhlice

**A: Cornering**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:09

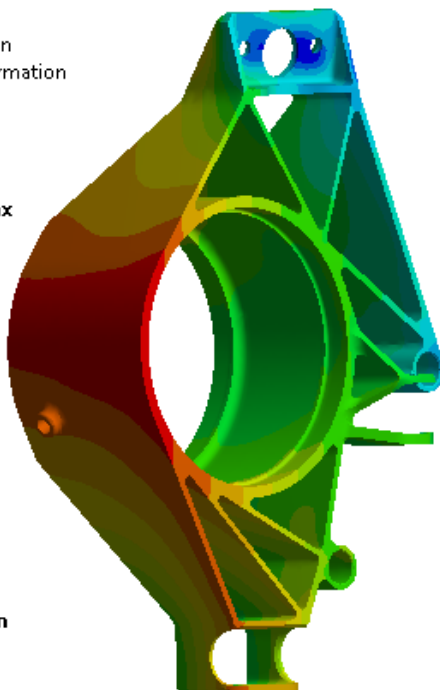
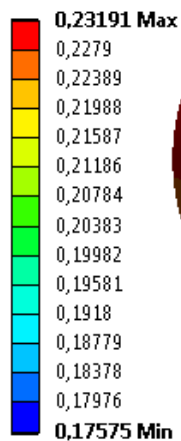


**B: Braking**  
 Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:11

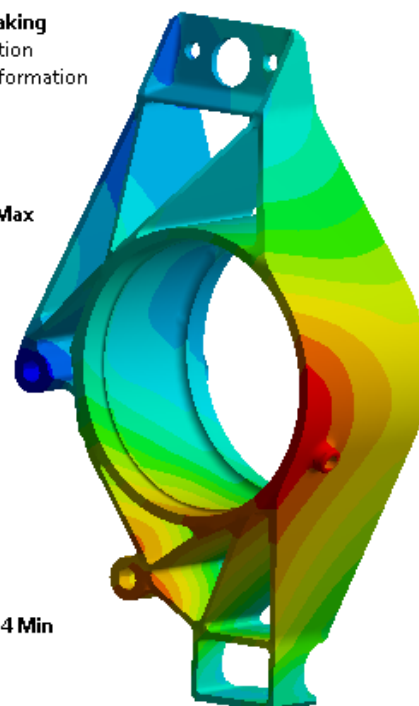
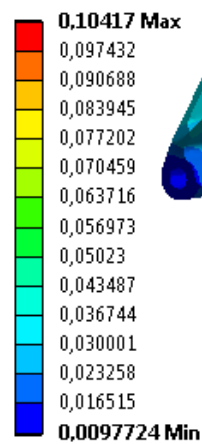


**C: Bump**

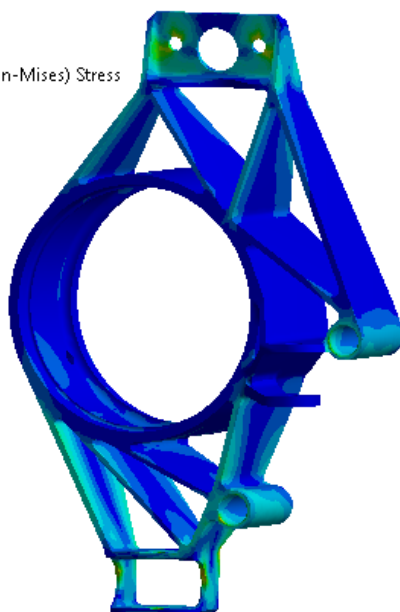
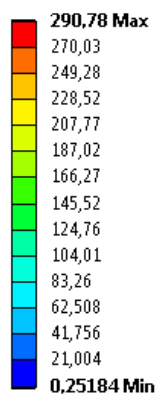
Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:12

**D: Oposite\_braking**

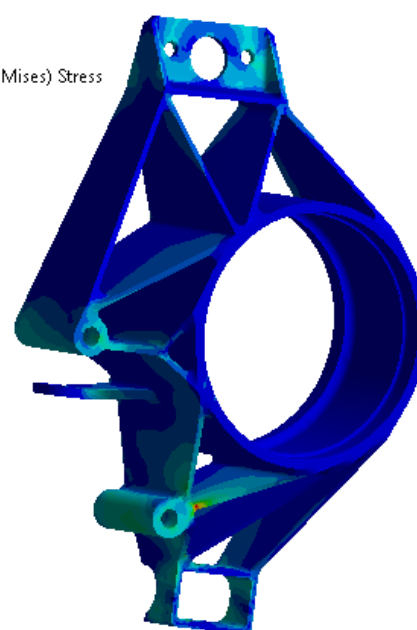
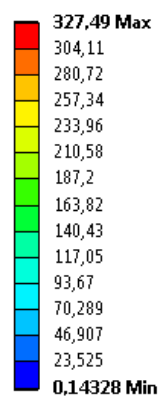
Total Deformation  
 Type: Total Deformation  
 Unit: mm  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:13

**A: Cornering**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:15

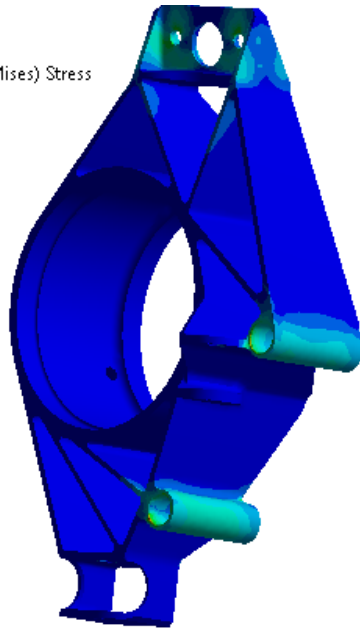
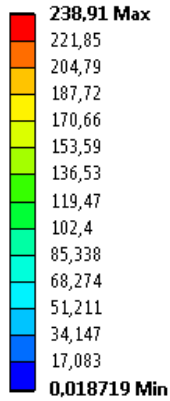
**B: Braking**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:15



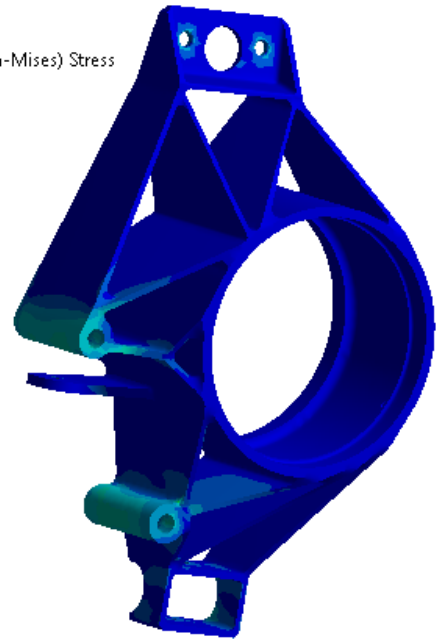
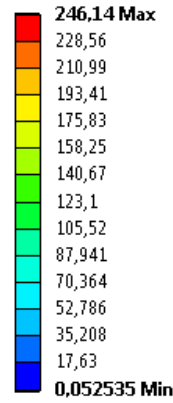
**C: Bump**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:17



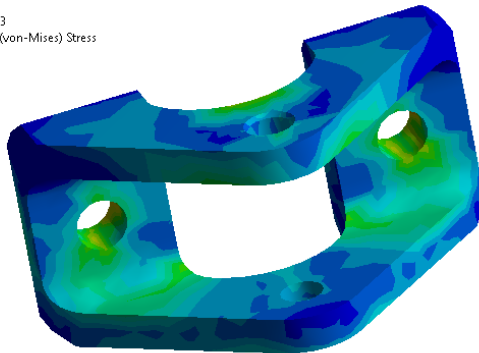
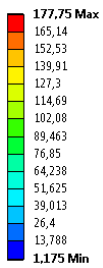
**D: Oposite\_braking**

Equivalent Stress  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:17



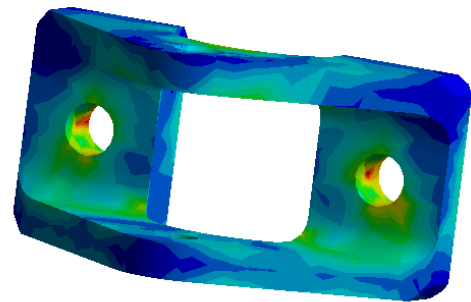
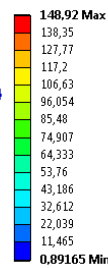
**A: Cornering**

Equivalent Stress 3  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:19



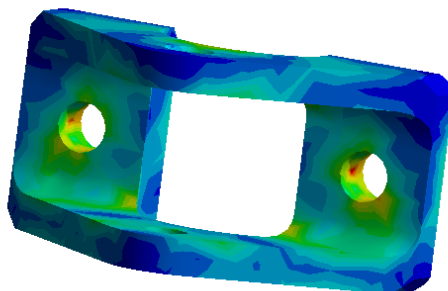
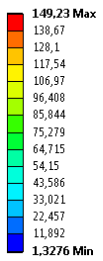
**B: Braking**

Equivalent Stress 3  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:20



**C: Bump**

Equivalent Stress 3  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:20



**D: Oposite\_braking**

Equivalent Stress 3  
 Type: Equivalent (von-Mises) Stress  
 Unit: MPa  
 Time: 2  
 23.5.2018 15:21

