



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZADNÍ TĚHLICE VOZIDLA FORMULE STUDENT

FORMULA STUDENT REAR WHEEL CARRIER

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

Bc. PAVEL NOVÁK

AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE

Ing. PAVEL RAMÍK

SUPERVISOR

BRNO 2011

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2010/11

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Pavel Novák

který/která studuje v **magisterském studijním programu**

obor: **Automobilní a dopravní inženýrství (2301T038)**

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:

Zadní těhlice vozidla Formule Student

v anglickém jazyce:

Formula Student Rear Wheel Carrier

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte zadní těhlici vozidla Formule Student s ohledem na dané požadavky. Navrhněte sestavu zadního kola a začleňte ji do celkové konstrukce vozidla.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši konstrukčního provedení těhlic současných vozidel se zaměřením na vozidla Formule Student.
2. Navrhněte zadní těhlici v systému CAD v návaznosti na dané zavěšení kola a vyberte materiál pro její výrobu. Navrhněte uspořádání sestavy zadního kola.
3. Vytvořte výpočtový model těhlice pro analýzu její napjatosti a proveďte simulaci napjatosti v zadaných zátěžných stavech. V případě potřeby tvar těhlice upravte a postup opakujte.
4. Začleňte sestavu zadního kola do celkové sestavy vozidla.
5. Zhodnoťte navrženou konstrukci těhlice a vyslovte se k vhodnosti navrženého uspořádání konstrukční skupiny zadního kola.

Seznam odborné literatury:

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [2] Formula Student web page [online], 2010, poslední revize 3.10.2010. Dostupné z:
<<http://www.formulastudent.com/>>
- [3] Formula SAE web page [online], 2010, poslední revize 7.10.2010. Dostupné z:
<<http://students.sae.org/competitions/formulaseries>>
- [4] Pro/Engineer WildFire 4.0 Resource Center [online], Parametric Technology Corporation, 2010, poslední revize 7.10.2010. Dostupné z:
<http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>
- [5] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Canonsburg, USA 2010

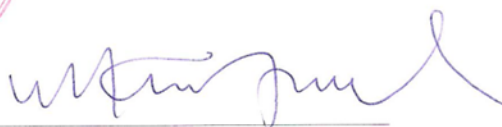
Vedoucí diplomové práce: Ing. Pavel Ramík

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2010/11.

V Brně, dne 19.11.2010



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan



ABSTRAKT

Cílem této diplomové práce je vytvořit konstrukční řešení zadní těhlice závodního vozu kategorie Formula Student. Dále je nutno navrhnout konstrukční řešení sestavy skupiny zadního kola s touto těhlicí se všemi požadavky s tím spojenými. Například řešení nastavení odklonu kola. Vše je vymodelováno pomocí CAD systému. Je vytvořen výpočtový model, který je podroben v zátěžných stavech deformační a napětové analýze pomocí metody konečných prvků. Je navržen vhodný materiál pro výrobu zadní těhlice. Dále je provedena optimalizace těhlice. Závěr práce se věnuje začleněním navrženého uspořádání do celkové sestavy vozu a je zde vysloveno hodnocení a vhodnost celého navrženého řešení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Formule Student, zadní těhlice, zadní náboj kola, uložení kola, zavěšení kola, ložisko, třmen

ABSTRACT

The aim of this thesis is to create a design rear upright for a racing Formula Student category car. It is necessary to propose a design group of the rear wheel assembly with the upright with all requirements related thereto, for example solutions camber settings. Everything is modeled using the CAD system. There is developed computational model which is placed in ballast states of strain and stress analysis by finite element method. There is also designed a suitable material for the production of the rear upright which is optimized. The conclusion deals with the inclusion of the proposed arrangement in the overall vehicle assembly and is concluded with evaluation and suitability of the proposed solution.

KEYWORDS

Formula Student, rear upright, rear wheel hub, wheel assessment, wheel suspension, bearing, caliper



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

NOVÁK, P. *Zadní těhlice vozidla Formula Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2011. 61 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 27. května 2011

.....

Bc.Pavel Novák



PODĚKOVÁNÍ

Děkuji hlavně svému vedoucímu diplomové Ing. Pavlu Ramíkovi za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas v průběhu psaní diplomové práce. V neposlední řadě bych chtěl poděkovat také všem, kteří mi pomohli, třeba jen drobnou radou.



OBSAH

Úvod.....	10
1 Formula Student.....	12
1.1 Hodnocení soutěže Formula Student	13
2 Zavěšení kol	14
2.1 Typy zavěšení.....	14
3 Těhlice	16
3.1 Soudobé trendy řešení těhlic	16
3.1.1 Těhlice sportovních vozidel.....	17
3.1.2 Těhlice vozidel Formula Student	22
4 Návrh zadní těhlice	25
4.1 Vstupní parametry z výpočtu geometrie.....	25
4.1.1 Zjištění sil působících na těhlici	26
4.2 Brzdná skupina.....	28
4.2.1 Brydový třmen.....	28
4.2.2 Brzdové destičky	29
4.2.3 Brzdový kotouč	30
4.3 Volba materiálu zadní těhlice.....	31
4.4 Modelování zadní těhlice v CAD systému.....	32
4.5 První návrh	33
4.5.1 První návrh zadní těhlice	33
4.5.2 Ložiska pro první návrh zadní těhlice.....	34
4.5.3 První návrh náboje kola	36
4.5.4 První návrh uspořádání konstrukční skupiny zadního kola	38
4.6 Druhý návrh.....	40
4.6.1 Změny oproti prvnímu návrhu.....	40
4.6.2 Druhý návrh zadní těhlice.....	43
4.6.3 Druhý návrh náboje kola.....	44
4.6.4 Druhý návrh uspořádání konstrukční skupiny zadního kola	46
4.7 Vymezovací podložky mezi těhlicí a vahadlem	46
4.8 Příprava pro Importaci sestavy těhlice z CAD systému do systému MKP	48
5 Kontrolní výpočet a analýza výsledků v MKP	49
5.1.1 Metoda konečných prvků.....	49
5.1.2 Výpočet	49
6 Optimalizace těhlice	54
6.1 pokus o druhou optimalizaci	55

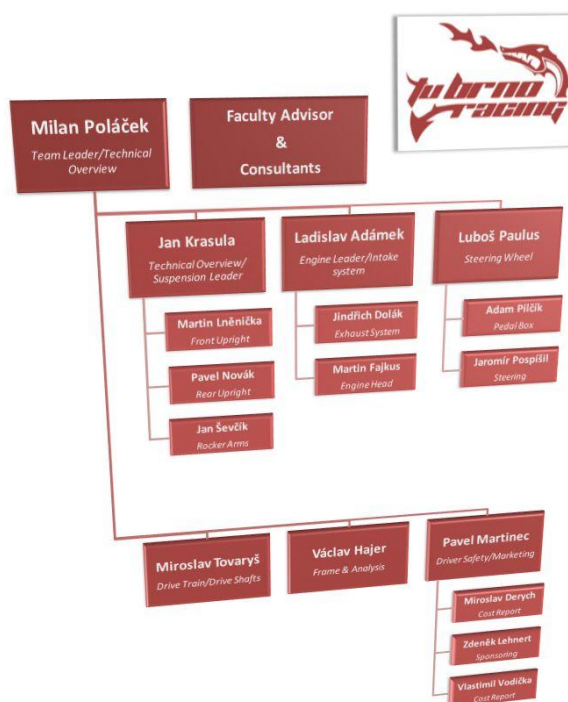


7	Začlenění sestavy kola do celkové sestavy vozidla	56
	Závěr	57
	Seznam použitých zkratk a symbolů	62
	Seznam příloh	63



ÚVOD

Téma této diplomové práce vzniklo z iniciativy Ústavu automobilního a dopravního inženýrství, který již v předchozích letech zaujala prestižní mezinárodní studentská soutěž Formula Student. S chutí zapojit se do takto prestižního projektu vznikl na Ústavu automobilního a dopravního inženýrství na fakultě FSI VUT v Brně 8. listopadu 2010 velice ambiciózní studentský závodní tým TU Brno Racing. Jenž se skládá nejen ze studentů z již zmíněného ústavu, ale i z jiných fakult VUT v Brně. Na *obr. 1* je tým rozdělen do několika skupin. Každý má na starosti určitou skupinu na vyvíjeném závodním vozidle na *obr. 2* nebo činnosti spojené s chodem závodního týmu.



Obr. 1 Struktura TU Brno racing [8]

Společným cílem je navrhnout a vyrobit konkurenceschopné vozidlo pro Formuli Student v závodní sezóně pro rok 2011 a vztyčit tak základní pilíř pro další ročníky. Má práce je zaměřena na návrh zadní těhlice a konstrukčního řešení skupiny zadního kola vozidla s ohledem na dané požadavky. V první řadě je třeba se zorientovat v problematice. Tomu jsou věnovány první tři kapitoly. Ve kterých jsou představeny hlavně soudobé trendy v řešení konstrukce těhlic a skupiny zavěšení kol. Celá práce je inspirována těmito trendy nejen ze soutěží Formule Student, ale i současnými osobními vozidly a v neposlední řadě i monoposty Formule 1.

Následuje stěžejní část diplomové práce věnovaná návrhu řešení konstrukce zadní těhlice a skupiny zavěšení kol, jenž vycházejí z poznatků z předchozích kapitol a již připravených konstrukčních parametrů mých kolegů z předchozích let. Jedná se zejména o řešení brzdového systému, ramen náprav a ložisek. Při práci jsou využity inženýrské přístupy multibody dynamics prostřednictvím programu MSC Adams a MKP prostřednictvím programu ANSYS. Po vyhodnocení výsledků, je položena otázka možné optimalizace řešených konstrukcí.



V závěru práce je představeno zoptimalizované finální řešení konstrukce začleněné v zadní skupině kola vozidla.



1 FORMULA STUDENT



Obr. 2 Formule Student TU Brno racing[7]

Soutěž vznikla v roce 1981 na University of Texas v USA. V následujících letech se rozšířila po celém USA pod názvem Formula SAE, která roku 1998 expandovala do Evropy pod názvem Formula Student. Postupně se začaly soutěže studentských formulí konat po celém světě. Proto je velmi prestižní pro univerzitu, když se projektu Formula Student účastní.[4]

Závody pořádané v Evropě:

- Hockenheimring (DE)  Obr.3 Formula Student Germany[9]

- Silverstone (UK)  Obr.4 Formula Student UK[10]

- Ricardo Palletti (I)  Obr.5 Formula Student Italy[11]

- Győr (H)  Obr.6 Formula Student Hungary[12]

- Red bull ring (A)  Obr.7 Formula Student Austria[13]

- Circuit de Catalunya (E)  Obr.8 Formula Student Spain[14]



1.1 HODNOCENÍ SOUTĚŽE FORMULA STUDENT

Umístění jednotlivých týmů je podle počtu nasbíraných bodů po absolvování statických a dynamických disciplín. Maximální možný počet získaných bodů v třídě dokončených vozů je 1 000 bodů. V *tab.1* je uvedeno rozložení bodového hodnocení disciplín.

Tab.1 Hodnocení soutěže [10]

Disciplína	Maximální počet bodů	Popis disciplíny
STATICÁ ČÁST		
Design	150	Hodnotí se celkový vzhled vozu, funkčnost tvaru a použité materiály.
Prezentace	75	Jedná se o hodnocení formy představení formule potencionálním zákazníků či výrobců s vyzdvižením konstrukčního řešení a jeho obhajoby.
Náklady	100	Hodnotí dosažený se poměr mezi pořizovací cenou formule a dosaženými vlastnostmi.
DYNAMICKÁ ČÁST		
Akcelerační	75	Hodnotí se dosažený čas při pevném startu na vzdálenosti 75m.
Trať tvaru 8	50	Jezdec musí co nejrychleji projet trať ve tvaru číslice 8, kdy je prověřována stabilita vozu a maximální boční přilnavost v pravotočivé a levotočivé zatáčky daných poloměrů.
Sprint	150	Hodnotí se dosažený čas i s penalizacemi za sražené kužely ohraničující závodní trať. Prověřuje se akcelerační, brzdění, ovladatelnost.
Vytrvalostní závod	300	Závod na čas o délce 22km. Dva jezdci, kdy každý jede 11km. Prověřuje se funkčnost a spolehlivost vozu.
Spotřeba paliva	100	Je hodnocena spotřeba paliva při vytrvalostním závodě
CELKOVÝ POČET BODŮ	1 000	



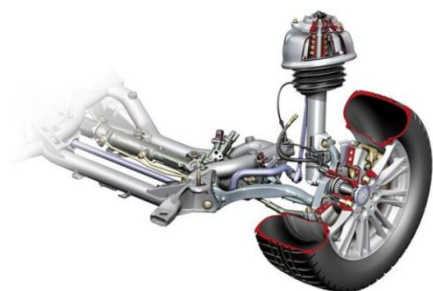
2 ZAVĚŠENÍ KOL

Jízdní vlastnosti vozidla se z velké části odvíjejí od kvality konstrukčního řešení podvozku. Jelikož pro správnou funkci musí být schopen zaručit maximální přilnavost pneumatiky a tlumit přenášení rázů od nerovností do rámu vozu. Dalším požadavkem kladeným na tuto konstrukční skupinu je dosažení minimálního klonění vozidla vlivem odstředivých sil při průjezdu zatáčkou. To vše ovlivňuje geometrie ramen nápravy, charakteristiky tlumičů a zkrutného stabilizátoru, vlastnosti pneumatiky, hmotnost neodpružených hmot a konstrukce těhlice.

2.1 TYPY ZAVĚŠENÍ

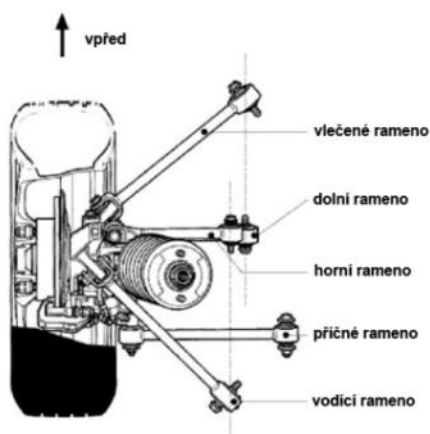
Mezi současně nejvíce používané zavěšení kol patří:

-McPherson



Obr.9 zavěšení McPherson[19]

-Víceprvkové



Obr.10 víceprvkové zavěšení[19]



-Lichoběžníkové



Obr.11 lichoběžníkové zavěšení[20]

Lichoběžníkové zavěšení bylo vybráno pro konstrukci zadního i předního zavěšení Formule Student. Díky dobrým jízdním vlastnostem, možnosti měnit snadno geometrii, nízké stavby nápravy a nízké hmotnosti. Při vhodném nastavení geometrie dochází k minimální změně odklonu a rozchodu. Nevýhodou je však velké namáhání spodního ramene.



3 TĚHLICE

Těhlice je konstrukční prvek nápravy, který přenáší všechny síly vyvolané na vozidlo od vozovky přes pneumatiky a ramena nápravy na rám vozidla a také naopak. Konstrukce těhlice by měl být dostatečně tuhá, aby nedocházelo k nežádoucím změnám geometrie nápravy. Důležitým kritériem je také co nejmenší hmotnost, jelikož se podílí na celkové hmotnosti neodpružených hmot, jenž má velký vliv na schopnost rychle reagovat na nerovnost. Podle typu použité nápravy se liší tvary těhlic. U řízené nápravy je na těhlici navíc úchytný bod pro rameno řízení.

3.1 SOUDOBE TRENDY ŘEŠENÍ TĚHLIC

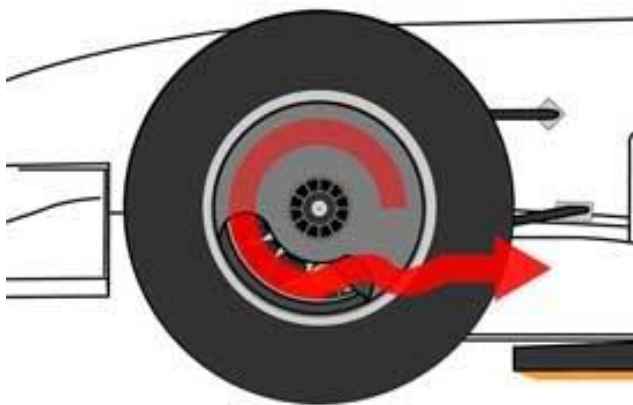
V současné době se v sériové výrobě nejvíce používají těhlice vyrobené odléváním. Které má své opodstatnění v dosažení co nejnižší výrobní ceny výrobku. Postupně se přechází od šedé litiny k hliníku a jeho slitinám, jenž vede k úsporám hmotnosti neodpružených hmot.



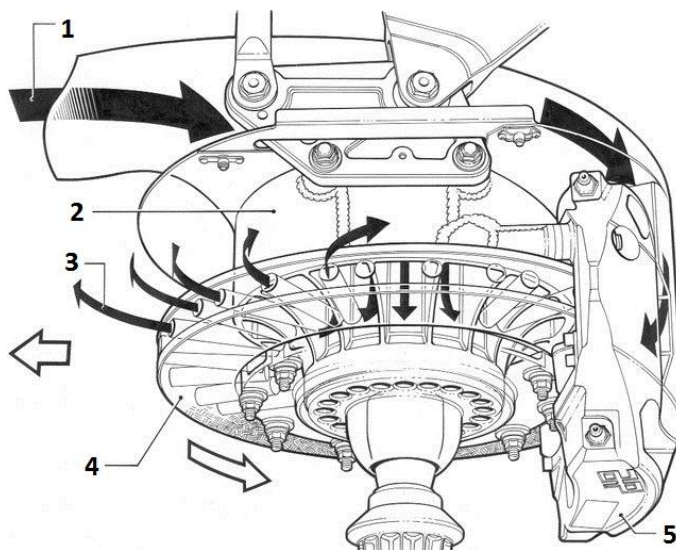
Obr.12 Odlévaná těhlice – Škoda Octavia I RS [17]

3.1.1 TĚHLICE SPORTOVNÍCH VOZIDEL

U sportovních vozidel se setkáváme s těhlicemi, které se od těhlice sériových vozidel liší hlavně svým tvarem a ve většině případů i materiálem. Tvar vychází z maximálního využití vlastností zvoleného materiálu, ale také je nutné tvar přizpůsobit především zástavbě všech komponentů osazených na těhlicích závodních speciálů a efektivnímu chlazení brzd. Proto jsou těhlice tvořeny často žebrované v oblasti mezi vnějším průměrem a body uchycení ramen. U formulových vozů a dalších jsou další podpůrné komponenty jako např. přívody vzduchu na *obr.14*, odvody horkého vzduchu na *obr. 14* a částečné zakrytování disků na *obr.13*. Na následujících obrázcích jsou názorně ukázány různé podpůrné způsoby chlazení.[38],[15]



Obr.13 Princip cirkulace vzduchu pomoci zakrytování [28]



Obr. 14 Princip průchodu ochlazujícího vzduchu pomocí náběrových kanálů [28]

- LEGENDA:**
- 1 - vstupující vzduch do náběrového kanálu
 - 2 - těhlice vozu
 - 3 - horký vzduch vystupující z radiálních kanálů uvnitř brzdového kotuče



4 - brzdový kotouč

5 – vícepístkový brzdový třmen



Obr. 15 Chlazení předních brzd na voze McLaren F1 2008[26]



Obr. 16 McLaren F1 2010 [5]

Při pohledu na níže vyobrazená řešení těhlic vozů F1 nelzáme společné znaky. Jde především o snahu použít co největších průměrů ložisek. Tím se docílí lepšího vedení kola a lepšího rozložení tlaků působících na ložisko jak u ložiskových pánví tak i při použití valivých ložisek. Valivá ložiska s větším průměrem mají větší počet valivých těles, která snižují valivé tření. Velikost průměrů ložisek je však závislá jak omezeným prostorem pro zástavbu všech komponentů uvnitř kola tak i na potřebě dostatečně velkých průřezů kanálů ovádějící horký vzduch od brzdových kotoučů.



Zvětšením průměrů ložisek vede ke zkrácení vzdáleností na kterých jsou síly působící od ramen zavěšení na těhlice. V důsledku menších ohybových momentů dochází k menším deformacím.



Obr. 17 Těhlice F1 Renault [24]



Obr. 18 Těhlice Formule ORECA Le Mans [30]



Obr. 19 Těhlice F1 blíže nespecifikovaného týmu [31]



Obr. 20 Těhlice F1 blíže nespecifikovaného týmu [32]

Výroba těhlic pro závodní speciály bývá kusová, proto se využívají především technologie CNC obrábění. Nejsou výjimkou také odlévané těhlice. Obrábějí se nejčastěji slitiny hliníku, ale nejsou výjimkou například titanová těhlice na obr. 22 pro vozy Formule 1. Používají se frézy s dlouhými břity, které jsou schopny obrábět tak velmi špatně obrobitelné materiály jako je například Ti-5553. S velkou pravděpodobností je tento materiál použit i na výrobu těhlic pro vozy F1, jelikož patří mezi absolutní špičku, jenž má velké uplatnění například v konstrukci nového letadla Boeing 787 Dreamliner. Pro zachycení velmi vysokých axiálních sil musel být vyvinut nový jehlanovitý systém uchycení VBD iLock. [23]

U těhlic z takovýchto materiálů se využívá jejich velmi nízké hmotnosti při dostatečné tuhosti a u titanu i vysoké odolnosti vůči vysokým teplotám vznikajícím při maření energie brzděním.



Obr. 21 Titanová těhlice vozu týmu F1 TOYOTA z roku 2002 [18]



Obr. 22 Sandvik Coromant CoroMill® [23]

Stejně je tomu i u uhlíkových vláken, která se v posledních letech velmi osvědčila u jednoduchých tvarů díky své ještě nižší hmotnosti než hliník a jeho slitiny. Na *obr. 24* jsou prototypy těhlic s použitím uhlíkových vláken, které byly vyvíjených v letech 2002÷2003 týmem BAR-Honda.[29]



Obr. 23 Příklad vyvíjené těhlice z uhlíkových vláken pro F1 [29]



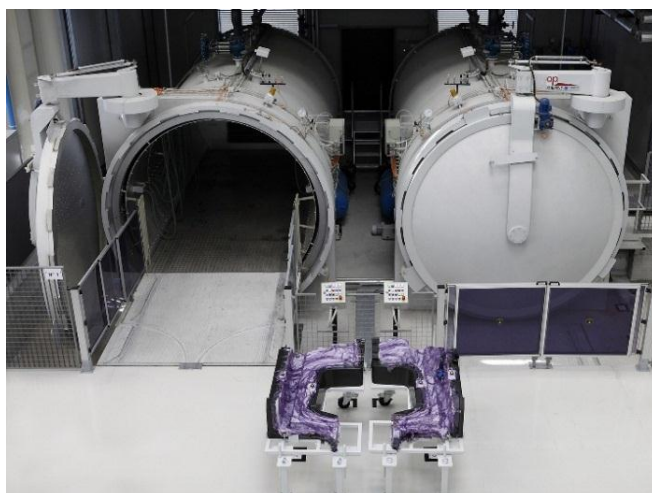
Obr.24 Příklad vyvíjené těhlice z uhlíkových vláken pro F1 [29]



Princip výroby je založen na tkanině z uhlíkových vláken o průměru $5\div 8\mu\text{m}$, která se ve formě zaleje speciální pryskyřicí. Po ztuhnutí se vzniklý plát potáhne fólií a slisuje. Následuje operace vrstvení v potřebných směrech pro zachycení napětí a ořezávání přebytečného materiálu. Potom se pomocí karbonových forem dosahuje konečného tvaru dílu. U větších téměř rovných ploch se využívá technologie **PREPREG**, která využívá speciální pryskyřice vytvrdnoucí při stanoveném tlaku a teplotě 135°C po dobu $5\div 6\text{h}$ v autoklávu.[16]



Obr. 25 Příprava a vrstvení tkaniny z uhlíkových vláken [16]



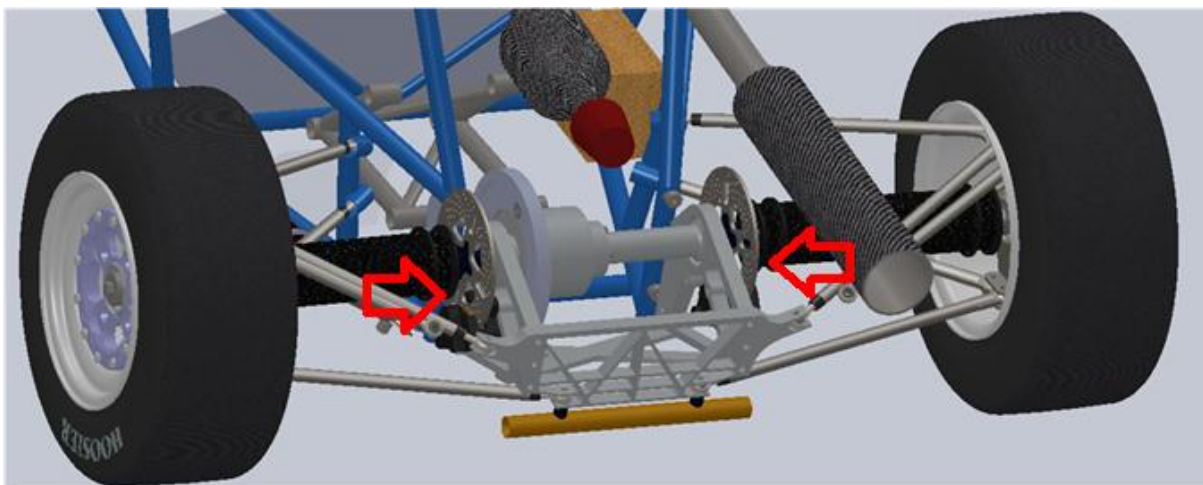
Obr. 26 Autokláv [16]

3.1.2 TĚHLICE VOZIDEL FORMULA STUDENT

U vozidel Formule Student konstruovanými studenty se můžeme setkat s různými koncepcemi struktury zadních náprav. Některé týmy volí řešení s umístěním kotoučové brzdy přímo k diferenciálu u výstup z diferenciálu. To má výhodu ve snížení neodpružených hmot což vede k rychlým reakcím na nerovnosti. Nevýhodou je nutnost masivnějšího dimenzování



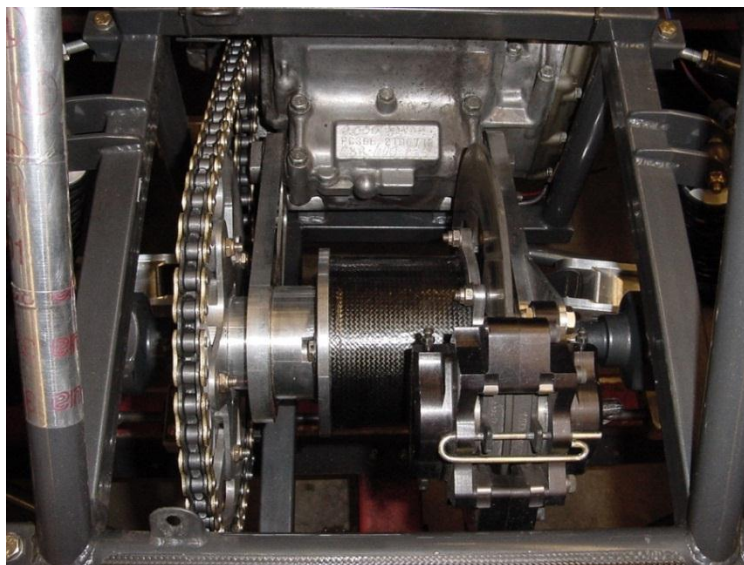
poloos, které jsou namáhány velkým krutem při brzdění. Zkoučení poloos vede k nepatrnému zpoždění při reakci mezi sešlápnutím brzdového pedálu a počátkem plného brzdného účinku na pneumatice pod kolem.



Obr. 27 Koncepce zadní nápravy Formula SAE University of Ontario Institute of Technology[33]

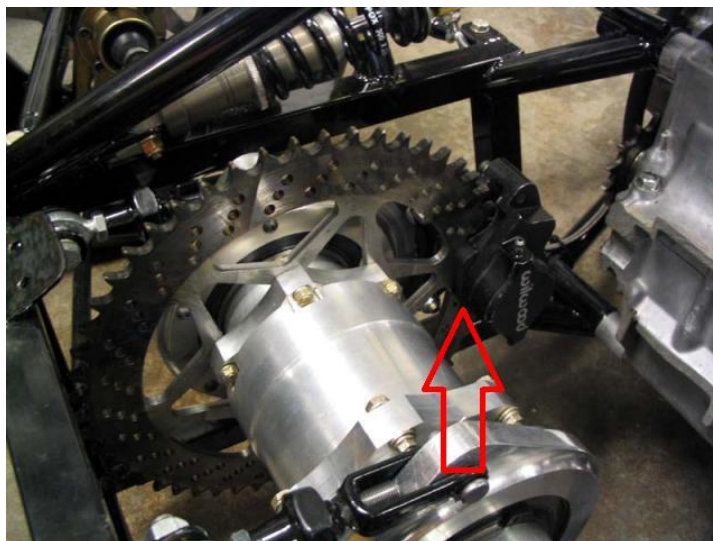
Těhlice je v tomto případě lehčí, protože je bez upevňovacích ok pro brzdový třmen.

Podobným řešením je na obr. 28 umístění pouze jedné kotoučové brzdy s příslušně větším průměrem kotouče, která je připevněna přímo na diferenciál. Tato varianta má však shodnou nevýhodu jako předchozí a navíc má větší zástavbu.

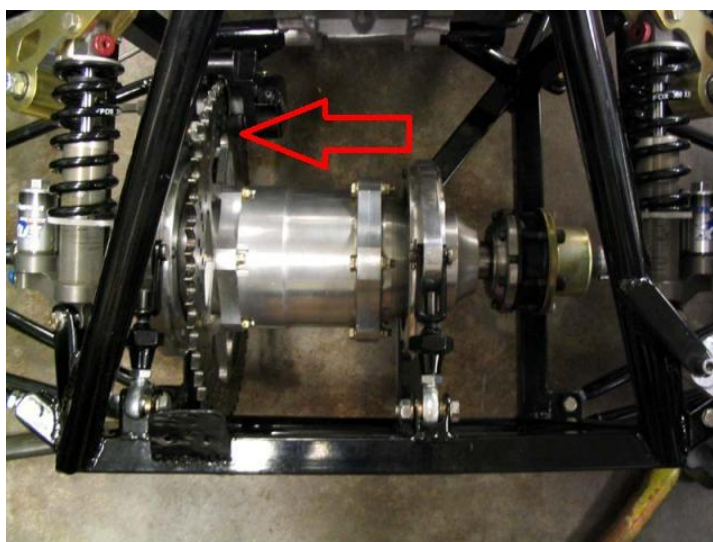


Obr. 28 Řešení týmu University of Washington 2002 [21]

Zřejmě nejhorší variantou je využití řetězové rozety sekundárního převodu zároveň jako brzdového kotouče na obr. 29 a obr.30. Při brzdění dochází k nadměrnému tepelnému namáhání jak rozety tak i řetězu. Toto řešení není výhodné z hlediska spolehlivosti a bezpečnosti.



Obr. 29 Rozeta využitá jako brzdový kotouč [22]



Obr.30 Rozeta využitá jako brzdový kotouč [22]

Týmem TU Brno racing byla vybrána koncepce s umístění brzdového kotouče a třmene přímo do kola. Kdy je brzdový kotouč pomocí několika šroubových spojů připevněn přímo k náboji kola mezi těhlíci a disk kola. Brzdový třmen je upevněn do ok na těhlíci také pomocí šroubového spoje. Omezen je zde maximální průměr kotouče, který společně s třmenem musí být menší než vnitřní průměr disku kola. Nevýhodou je nárůst neodpružené hmoty, ale za cenu méně nadimenzovaných poloos a hlavně při brzdění přesnější reakce na brzdový pedál. Tato koncepce bývá nejčastěji používána v rámci závodů Formula SAE a Formula Student.



4 NÁVRH ZADNÍ TĚHLICE

Při návrhu zadní těhlice vozu se vycházelo z výše zvolené koncepce. Hlavním úkolem je bylo navrhnout konstrukci plnohodnotně splňující požadovanou funkci a s nejmenší hmotností. Bylo nutno si uvědomit, které všechny parametry ovlivňují práci konstruktéra tohoto dílu. Některé vstupní parametry byly navrženy již dříve mými kolegy. Například se jednalo o volbu brzdových komponentů, ložisek či výrobce disků a pneumatik. Výroba pravé a levé těhlice byla předem navrhována CNC obráběním. Výchozím materiálem byla předpokládaná některá ze slitin hliníku.

4.1 VSTUPNÍ PARAMETRY Z VÝPOČTU GEOMETRIE

Základem návrhu byly poklady z výpočtu optimální geometrie. Ty vycházejí z celkové koncepce vozu a jiných parametrů jako jsou např. charakteristiky zvolených pneumatiky a tlumičů. Výsledné podklady s podrobným popisem polohy jednotlivých bodů ovlivňujících geometrii celého zavěšení při různých modifikacích mi byly předány od kolegy se zkušenostmi v této problematice. Jelikož všechny výpočty se mohou díky některým malým nepřesnostem při sestavování vozu, ale hlavně při nějaké dodatečné změně změnit. Bylo proto rozhodnuto, že celý systém zavěšení musí umožňovat změnu nastavení geometrie.

Na rám vozu se museli navařit nastavitelné držáky pro uchycení ramen a u těhlice muselo být umožněno nastavení odklonu kola. Tato problematika bude uvedena dále. Polohy třech úchytných bodů na sestavě těhlice v daných modifikacích jsou vypsány v *tab. 3*. V *tab. 2* jsou uvedeny základní parametry geometrie vozu. Všechny parametry pro modifikace včetně popisu souřadných systémů se nacházejí v příloze.

Tab. 2 Hlavní rozměry zadní nápravy [7]

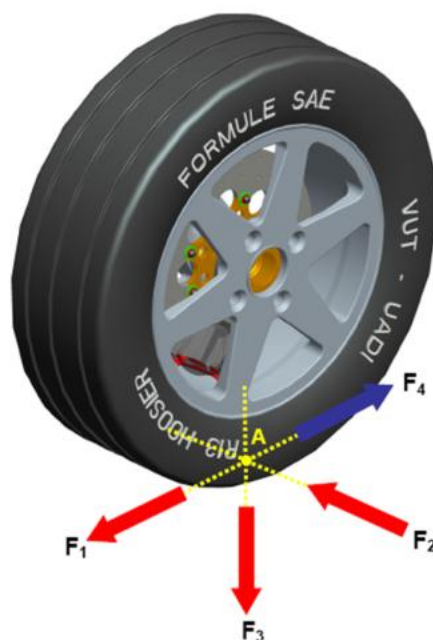
Modifikace	Zdvih	Odklon	Rozchod kol	Poloměr kola	Zális disku
	[mm]	[deg]	[mm]	[mm]	[mm]
rSAE01	30	-2	1188,99	254	45
rSAE02	30	-2	1190,08	254	45
rSAE03	30	-2	1189,97	254	45
rSAE04	30	0	1179,89	254	45
rSAE05	30	-4	1198,7	254	45

Tab. 3 Souřadnice polohy úchytných bodů v souřadném systému RRWC[7]

Modif.	Cx RRWC	Cy RRWC	Cz RRWC	Fx RRWC	Fy RRWC	Fz RRWC	Gx RRWC	Gy RRWC	Gz RRWC
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
rSAE01	0	90	-125	70	92,01	110	-70	90	110
rSAE02	0	90	-125	70	90,05	110	-70	90	110
rSAE03	0	90	-125	70	88,12	110	-70	90	110
rSAE04	0	90	-125	70	100,66	110	-70	90	110
rSAE05	0	90	-125	70	79,48	110	-70	90	110

4.1.1 ZJIŠTĚNÍ SIL PŮSOBÍCÍCH NA TĚHLICI

Aby bylo možné provést pevnostní a napjatostní výpočty, bylo nutné získat velikost sil působících na těhlici při různých jízdních stavech.



Obr. 31 Znázornění sil působících na kolo vozu [7]

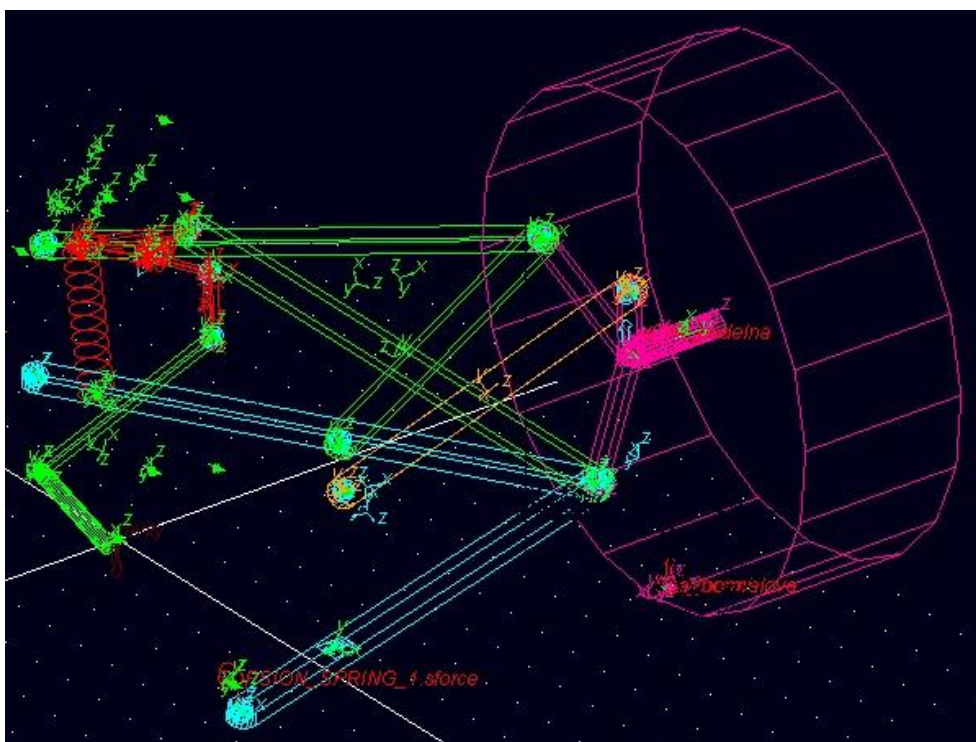
Legenda: F1 – brzdná síla F3 – tíhová síla

F2 – boční síla F4 – hnací síla

Výpočty sil působících na těhlici byly provedeny v těchto stavech:

- Přímá jízda
- Přejezd nerovnosti
- Prudké zrychlení
- Prudké zpomalení
- Vozovka s výmoly (směr boční síly je kolmo od roviny souměrnosti vozu)
- Vozovka s výmoly (směr boční síly je kolmo do roviny souměrnosti vozu)
- Průjezd pravotočivou zatáčkou – pravé kolo
- Průjezd pravotočivou zatáčkou – levé kolo

Pro provedení výpočtu výše uvedených sil bylo nutné použít některý ze softwarů schopných řešení problematiky Multibody dynamics. Byl zvolen software MD Adams jehož součástí je program Adams – View. Zde byl podle souřadnic bodů vymodelován prostorový model pravé strany zadní nápravy.



Obr. 32 Model pravé strany zadní nápravy vozu v prostředí ADAMS-View

Při modelování byly použity následující prvky:

- | | |
|----------------------------|------------------|
| - Rigid Body LINK | - ramena nápravy |
| - Rigid Body CYLINDER | - kolo vozu |
| - Connector SPRING DAMPER | - tlumič |
| - Connector TORSION SPRING | - stabilizátor |



K vymodelovaným tělesům byly přiděleny příslušné vazby a vlastnosti. Dále bylo provedeno zatížení podle již výše uvedených jízdních stavů. Výsledné síly byly vykresleny do grafů umístěných v příloze. Síly odečtené z grafů jsou uvedeny v tabulkách na v příloze.

4.2 BRZDNÁ SKUPINA

4.2.1 BRYDOVÝ TŘMEN

Z prací mých kolegů z předchozích let byly již doporučeny brzdové třmeny o firmy Wilwood. Jedná se o dvoupístkové třmeny s označením Dynapro Single, které jsou použity i na přední nápravě. [36]

Přesné označení použitého třmenu:

WILWOOD Dynapro Single 120-9688

Průměr pístku $d = 35.1 \text{ mm}$ (1.38“)

Tloušťka brzdového kotouče $t = 9.65 \text{ mm}$ (0.38“)

Hmotnost: $m = 1,043 \text{ kg}$



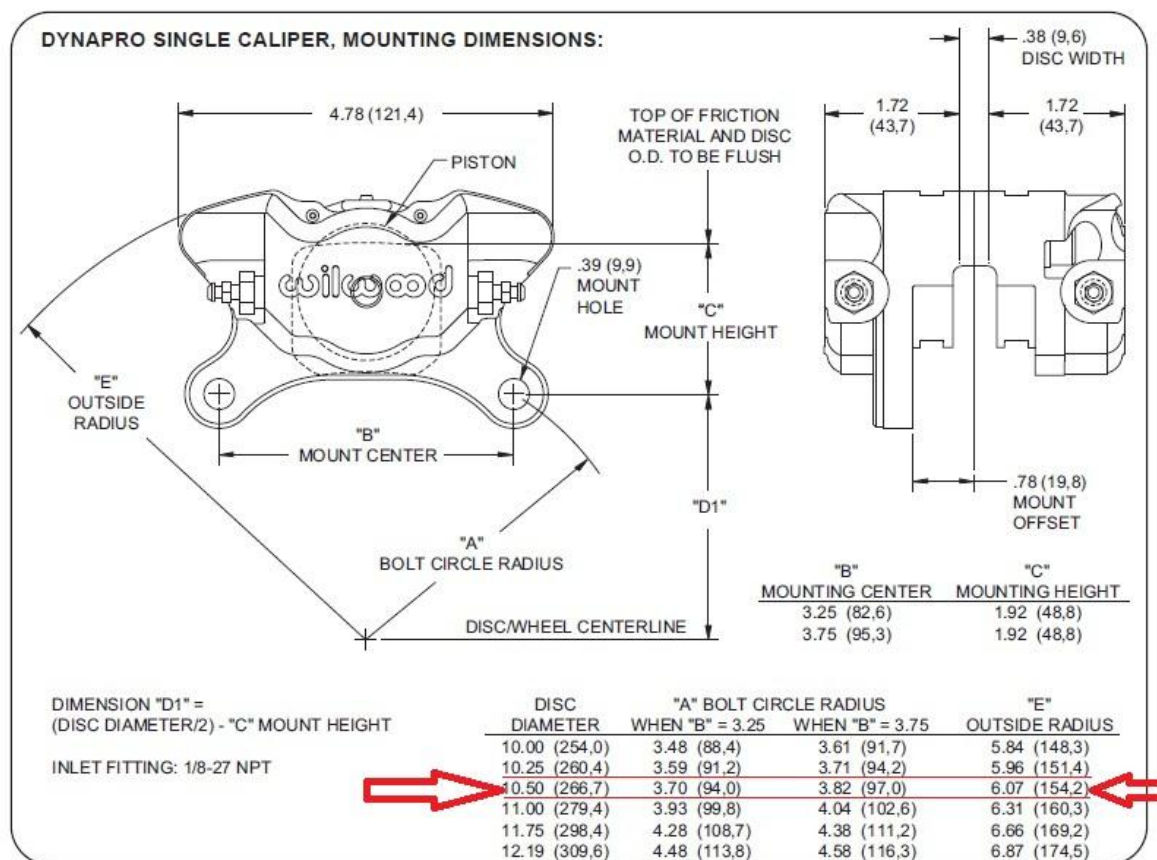
Obr. 33 Třmen Wilwood Dynapro Single [36]



Obr. 34 Model brzdového třmenu



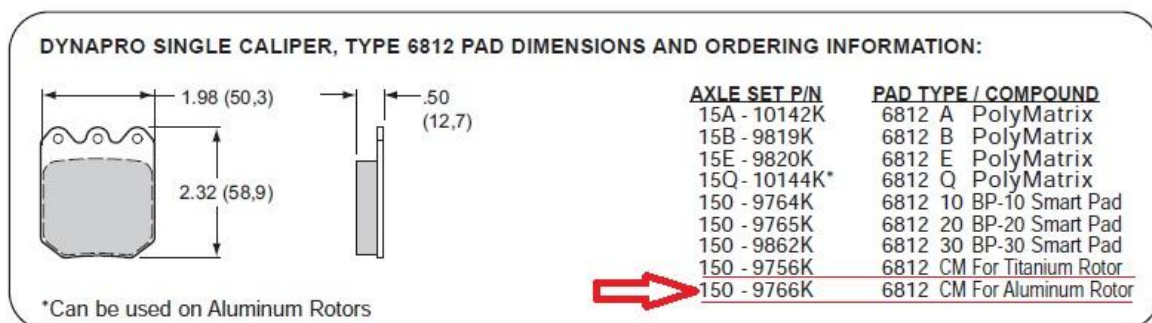
Tab. 4 Hlavní rozměry třmenu[36]

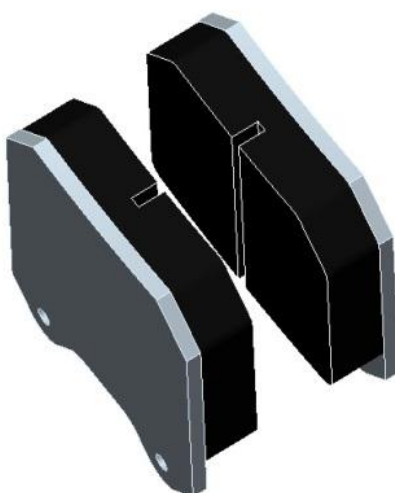


4.2.2 BRZDOVÉ DESTIČKY

Brzdové destičky jsou určeny zvoleným brzdovým třmenem, jehož balením jsou součástí. Tím je dána jejich velikost, ale liší se pouze zvoleným materiálem, který se volí podle materiálu brzdového kotouče. V našem případě se jsou použity velmi lehké kotouče ze slitiny hliníku. Přesný typ brzdových destiček je uveden v tab. 5.[36]

Tab. 5 Volba brzdové destičky[36]

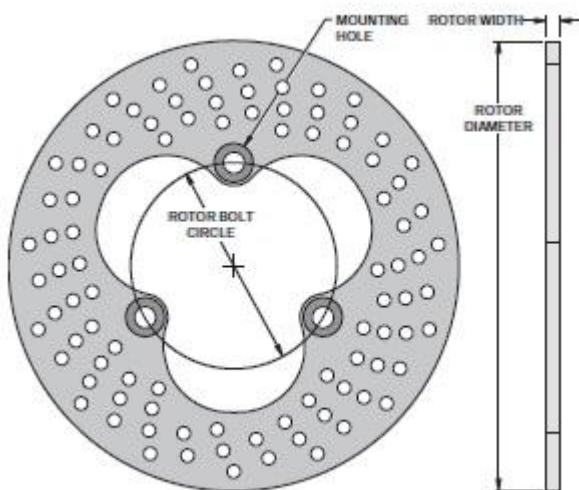




Obr. 35 Brzdové destičky

4.2.3 BRZDOVÝ KOTOUČ

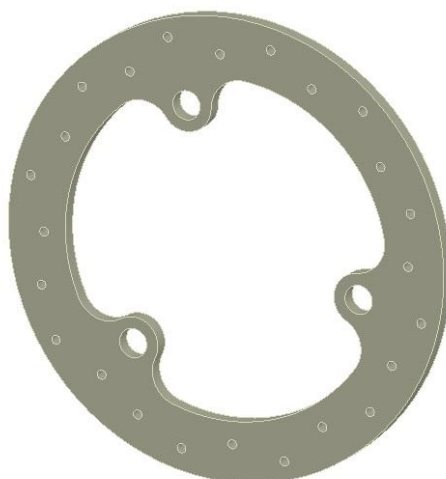
Jak již bylo výše uvedeno, z důvodu požadavku dosáhnout nejnižší hmotnosti, byl zvolen brzdový kotouč ze slitiny hliníku. Brzdový kotouč je upevněn k náboji kola několika šrouby. Většinou se jedná o tři nebo pět šroubů. Byla dána přednost variantě se třemi šrouby, protože musí být možno vyměnit brzdový kotouč přes přírubu pro upevnění disku kola. Tento problém je zřejmý ze znázornění náboje kola na obr. 52 a celkové sestavy celé skupiny kola na obr. 53. Níže je uvedena přesná specifikace brzdového kotouče.



Obr. 36 Hlavní rozměry brzdového kotouče [36]

Tab. 6 Volba brzdového kotouče [36]

DIAMETER	WIDTH	BOLT CIRCLE	HOLE TYPE	WEIGHT LBS	ROTOR TYPE	PART NUMBER
10.95" (278,1)	.31" (7,9)	3 x 5.00" (127,0)	.516"	1.8	DRILLED	160-3327
➔ 10.20" (259,1)	.31" (7,9)	3 x 5.00" (127,0)	.516"	1.6	DRILLED	160-3411 ➔



Obr. 37 Model brzdového kotouče

4.3 VOLBA MATERIÁLU ZADNÍ TĚHLICE

Na materiál jsou kladeny velké nároky jako je velká pevnost při minimální hmotnosti a dobrá obrobitelnost. Další vhodnou vlastností se požadovala alespoň rozumná svařitelnost. Ta by se uplatnila při nějakém případném poškození nebo nutnosti provést nějaké rychlé nepředvídatelné úpravy při závodu v závodním depu. Bylo tedy zcela zřejmé, že ocel je pro tyto požadavky nevyhovující. Proto se hledalo mezi lehkými slitinami.



Obr. 38 Polotovary z duralu [35]

Byl vybrán vysokopevnostní dural s označením **EN AW 7022**, znám také pod obchodním názvem **CERTAL**. [40] Ten je velmi dobře obrobitelný a je svařitelný v ochranné atmosféře. U materiálu lze zvyšovat tvrdost a pevnost tepelným zpracováním, jež vede k tak vysokým hodnotám meze kluzu, meze pevnosti a tvrdosti uvedených na obr. 39. Dalším důvodem bylo také doporučení kolegů z Ústavu strojírenské technologie, ale i doporučení od firem zabývajících se výrobou pro letecký průmysl a motorsport. Jako polotovary byly zvoleny válcované desky zobrazené na obr. 38.



CERTAL®

Znaky slitiny	
Slitina	EN AW 7022 [AlZn5Mg3Cu], speciální typ
Typ slitiny	vytvrditelná
Povrch	T651, uvolněný
Stav materiálu	válcovaný povrh

Mechanické vlastnosti		typické hodnoty
Mez kluzu	[MPa]	490 - 495
Pevnost v tahu	[MPa]	545 - 555
Tažnost A ₅₀	[%]	7 - 9
Tvrdość HBW	[2,5/62,5]	165 - 170

Fyzikální vlastnosti		typické hodnoty
Objemová hmotnost	[g/cm ³]	2,76
Modul pružnosti	[GPa]	~72
Elektrická vodivost	[m / 0 mm ²]	18 -22
Koeficient tepelné roztažnosti	[K ⁻¹ · 10 ⁻⁶]	23,6
Tepelná vodivost	[W/m · K]	120 - 150
Specifická tepelná kapacita	[J/kg · K]	862

Technologické vlastnosti ²⁾	
Tvarová stálost/Vnitřní pnutí	3 - 4
Obrobitelnost	1
Vhodnost k erozivnímu obrábění	1
Svařitelnost (plyn/WIG/MIG/Odporové/EB)	6/6/6/2/4
Odolnost proti korozi (mořská voda / povětrí / SpRK)	5/5/4
Tvářitelnost	6
Eloxování (technické/dekorativní/tvrde-) ²⁾	3/6/2
Leštitelnost	1
Vhodnost k leptání struktur	2
Kontakt s potravinami (podle DIN EN 602)	ne

Tolerance			
Při tloušťce [mm]	Rovinnost [mm] ⁴⁾	Tloušťka [mm]	Délka & šířka [mm]
bis 140	gem. DIN EN 485-3	gem. DIN EN 485-3	DIN ISO 2768-1m

Dodávané formáty			
Formáty	1520 × 3020 mm	u tlouštěk od 8 - 100 mm	
Formáty	1400 × 3020 mm	u tlouštěk od 110 mm	
Formáty	1200 × 3020 mm	u tlouštěk od 120, 130 mm	
Formáty	950 × 3020 mm	u tlouštěk od 140 mm	
Tloušťky na skladě	8 - 140 mm		
Tloušťky na skladě	8 - 12 mm	po 2 mm	
Tloušťky na skladě	15 - 45 mm	po 5 mm	
Tloušťky na skladě	50 - 140 mm	po 10 mm	

Datum: 16.02.2011

1) typické hodnoty při pokojové teplotě

2) relativní hodnoty hliníkových materiálů od 1 (velmi dobrý) do 6 (nevhodný)

3) Výlučně technická anodizace. Neposkytujeme žádnou záruku na barevný vzhled/řešení.

4) Tolerance rovinnosti se měří výlučně na měřících stolech a s použitím ocelového pravítka.

CERTAL® je registrovaná obchodní značka firmy ALCAN Valais

Obr. 39 EN AW 7022 CERTAL – materiálový list [40]

4.4 MODELOVÁNÍ ZADNÍ TĚHLICE V CAD SYSTÉMU

Pro modelování jsem si vybral software ProEngineer 5.0, protože ho používá celý závodní tým a je potřeba svoji podsestavu zadního zavěšení vložit do celkové sestavy vozidla. Je nežádoucí převod z jiného CAD systému z důvodu ztráty kořenové struktury konstruování



jednotlivých dílů. To pak neumožňuje provádět malé změny přímo v celkové sestavě. A navíc to nekomplikuje rychlou komunikaci mezi jednotlivými členy týmu.

4.5 PRVNÍ NÁVRH

4.5.1 PRVNÍ NÁVRH ZADNÍ TĚHLICE

První návrh byl koncipován s použitím dvou kuličkových ložisek s označením 7208 s vnitřním průměrem $d = 40\text{mm}$ a $D = 80\text{mm}$. Tvar těhlice byl přizpůsoben do zástavbového prostoru. Vyztužení bylo provedeno v horní části jedním úhlopříčným žebrem a v dolní části dvěma žebry protínajícími se do tvaru písmene X. Brzdový třmen byly umístěny na celkem masivní úchyt, protože docházelo k velkým deformacím při brzdění z důvodu velkého ramene, na kterém působila brzdná síla. Všechny rádiusy jsou voleny co největší. Pozdější optimalizací měly být pokud by to bylo možné zmenšovány za účelem minimalizování hmotnosti těhlice.

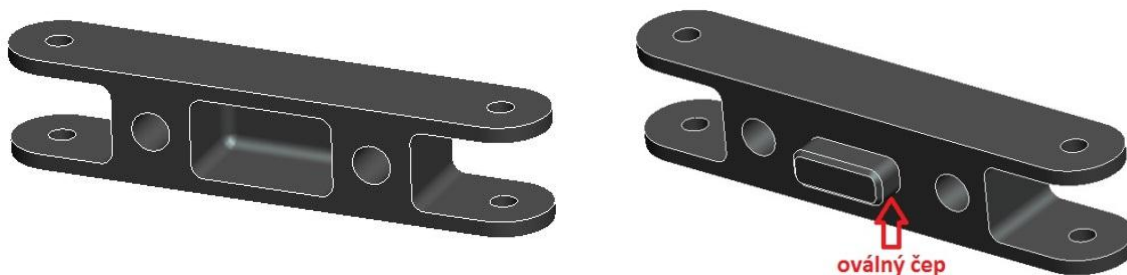


Obr. 40 První návrh zadní těhlice

Horní konzola na *obr. 41* byla navržena tak, aby byla dostatečně tuhá při zatížení silami od ramen zavěšení. Dostatečná tuhost zaručuje zamezení změny geometrie vedoucí k zhoršení jízdních vlastností vozu. Konzola měla být spojena pomocí dvou šroubových spojení typu šroub – matice. Šrouby měly být montovány s předpětím, proto je v okolí otvorů pro šrouby více materiálu a naopak mezi otvory je vybrání. Protože byly použity pro připojení ramen k těhlici kloubové hlavice – uniball velikosti 8, bylo zapotřebí vytvořit dostatečný prostor



pro natáčení v kloubech, aby nedošlo ke kolizi mezi hlavicí a konzolí. Materiál konzole měl být totožný s materiálem těhlice.

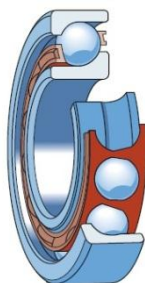


Obr. 41 Konzola

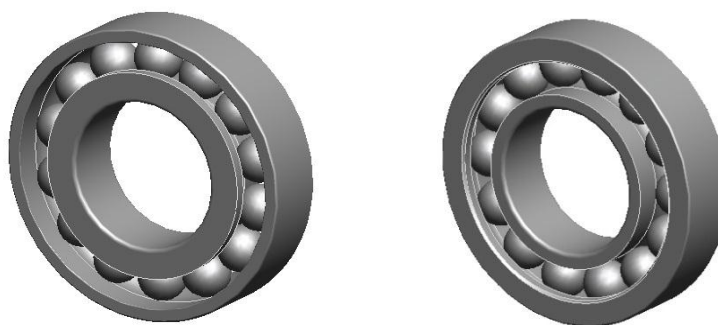
Nastavení odklonu kola mělo být realizováno pomocí vkládání různého počtu vymezovacích podložek mezi konzolu a těhlici. Pro zvýšení tuhosti měly být podložky vedeny oválným čepem na konzole, který měl s minimální vůlí být zasunut do oválného otvoru na těhlici.

4.5.2 LOŽISKA PRO PRVNÍ NÁVRH ZADNÍ TĚHLICE

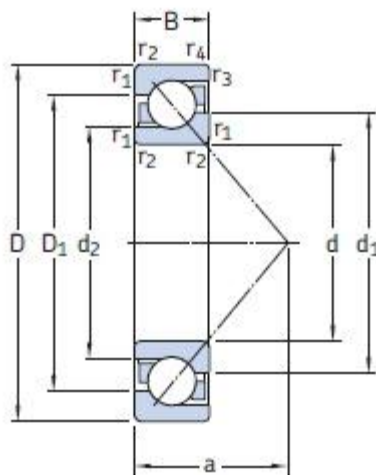
Ložiska musí být schopna přenášet radiální a axiální síly působící při jízdě. Pro první návrh byla proto vybrána kuličková ložiska jednořadá s kosoúhlým stykem s označením SKF 7208 C ČSN 02 4645 [34], která jsou umístěna vždy v páru zrcadlově proti sobě v každé zadní těhlici.



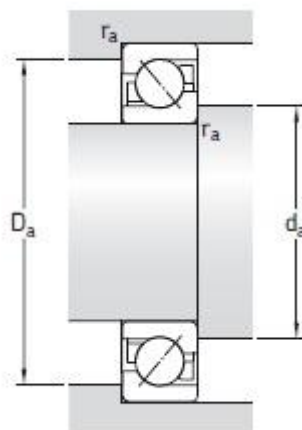
Obr. 42 Zobrazení konstrukce [34]



Obr. 43 Model ložiska SKF 7208



Obr. 44 Kótování důležitých rozměrů [34]



Obr. 45 Doporučené rozměry opěrných ploch [34]

Tab. 7 Rozměry ložiska [34]

d_1	D_1	$r_{1,2} \text{ min}$	$r_{3,4} \text{ min}$	a	$d_a \text{ min}$	$D_a \text{ max}$	$D_b \text{ max}$	$r_a \text{ max}$	$r_b \text{ max}$
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
56,3	65,6	1,1	0,6	34	47	73	75,8	1	0,6

Tab. 8 Základní parametry [34]

d	D	B	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C_0	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[kg]
40	80	18	30	23,3	0,370



4.5.3 PRVNÍ NÁVRH NÁBOJE KOLA

Abychom mohli začít konstruovat náboj kola, bylo nutné zjistit rozměry a polohu děr na disku kola a na poloose.

Disk kola

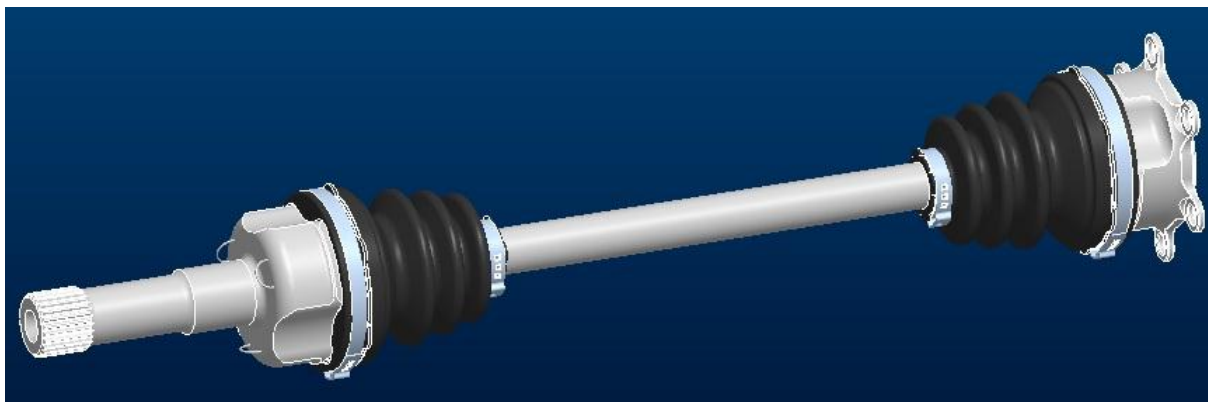
Disky byly zvoleny od firmy Keizer ze série *KOSMO* z hořčíkových slitin velikosti 13" a šířky 7". Výrobce při objednávce požaduje vyplnění požadovaných rozměrů. Jedná se především o počet děr a průměr roztečné kružnice.



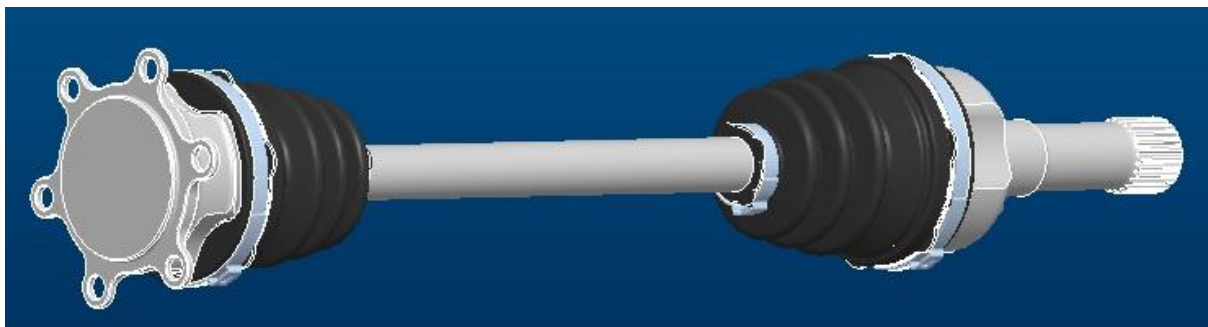
Obr. 46 Model disku kola KEIZER KOSMO

Poloosa

Poloosy byly vybrány u firmy Drexler, která dodává do sportovních vozů diferenciály, poloosy a jiné komponenty. Zvolený model je dimenzován přímo pro vozy kategorie Formula Student. Přenos krouticího momentu je z hřídele poloosy přenášen přes tripod na přírubu, která má šest otvorů pro šrouby. Ty přenáší krouticí moment přes přírubu na náboj kola. Kontrukční provedení poloosy je na *obr. 47* a *obr. 48*. [41]



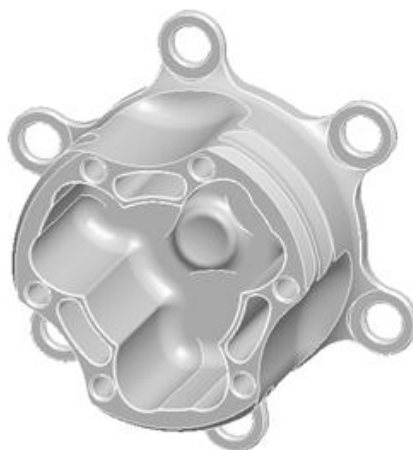
Obr. 47 Poloosa Drexler pro kategorii Formule Student –levá část patří do diferenciálu



Obr. 48 Poloosa Drexler pro kategorii Formule Student – levá část patří k přírubě náboje kola



Obr. 49 Detail zakončení poloosy – strana náboje kola



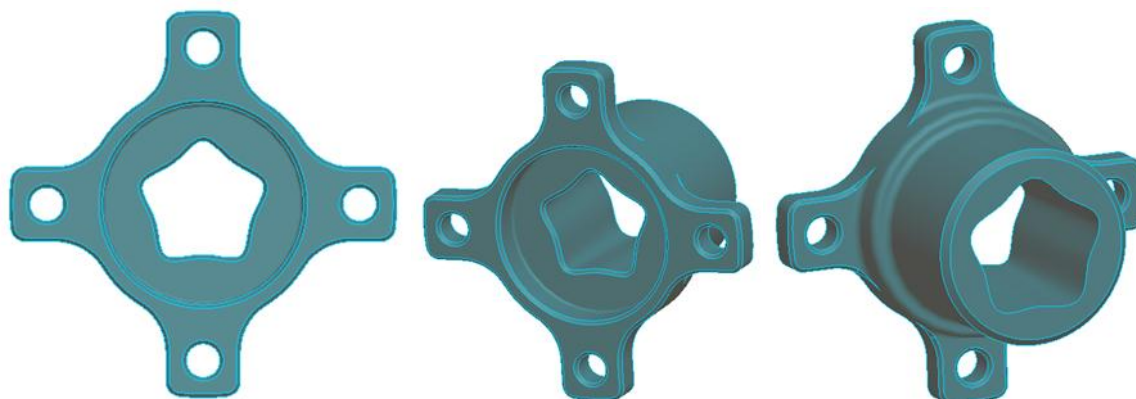
Obr. 50 Příruba poloosy a drahami pro tripod

Příruba náboje kola

Jak již bylo v předchozím odstavci řečeno, bylo potřeba navrhnout přírubu, která by přenášela kroutící moment z poloosy na náboj kola. Jelikož pro tak malý průměr náboje kola a tak velký kroutící moment nebylo možné uvažovat s těsnými pery, bylo nutné

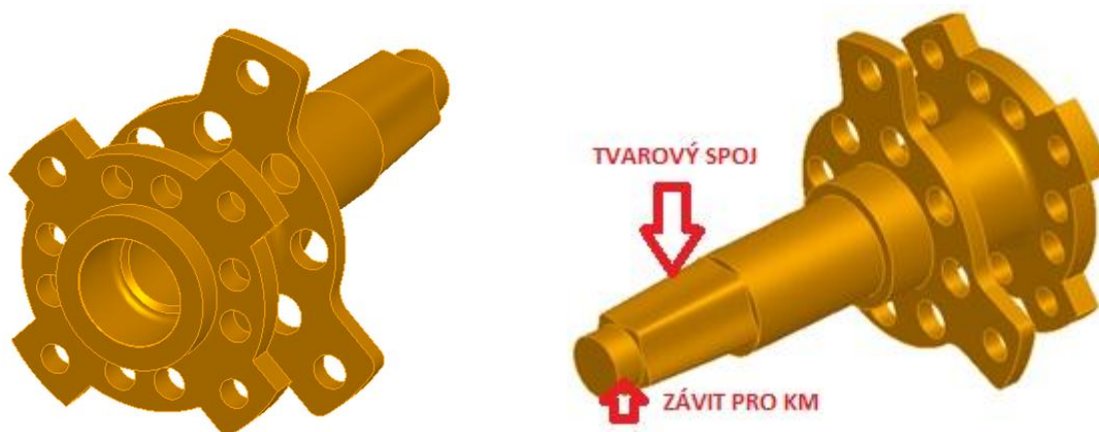


vymyslet jiné řešení. To se našlo v použití svěrného tvarového spoje, který v takové míře nezmenšoval průřez náboje kola a neměl tak velké vruby.



Obr. 51 Příruba

Jedná se o spojení, kdy hřídel (náboj kola) má téměř na svém konci odfrézovaný profil zaoblené pěticípé hvězdy, která se směrem od tohoto místa stále zvětšuje dokud nedosáhne průměru hřídele. Názorně je to ukázáno u navrhnutého náboje kola na obr. 52. Negativem takto vzniklého tvaru je pak tvar, který se nachází na konstruované přírubě na obr. 51. Aby byly obě plochy v dobrém vzájemném kontaktu a došlo k rovnoměrnému rozložení tlaku, jsou tyto plochy k sobě staženy pomocí korunové matice s pojistnou podložkou. Hřídel je proto na svém konci opatřen závitem. Materiál pro přírubu a náboj kola byl vybrán také EN AW 7022 CERTAL. Odlehčení náboje je řešeno vnitřním odvrtáním a odsoustružením materiálu náboje ze strany disku kola až po úroveň příruby pro brzdový kotouč. Dále je pak odvrtán materiál u příruby pro brzdový kotouč a příruby pro disk kola.



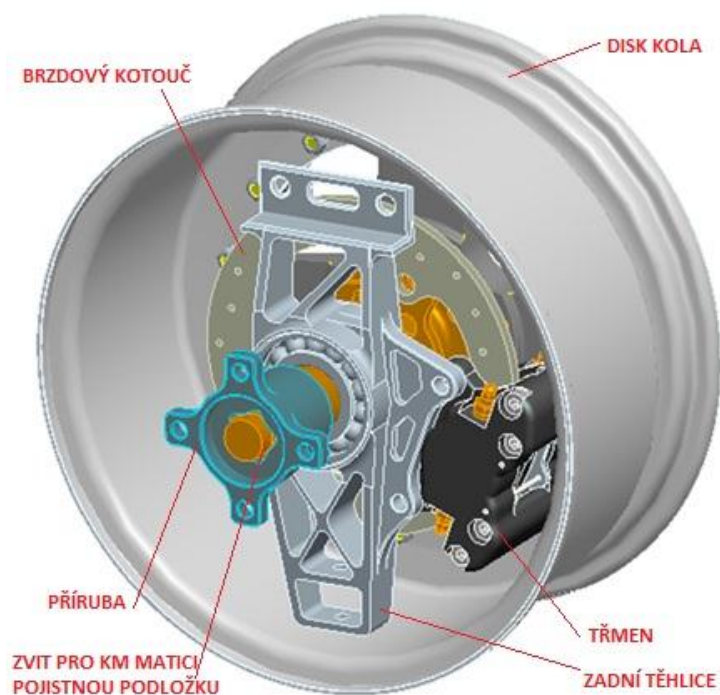
Obr. 52 Navržený náboj kola

4.5.4 PRVNÍ NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ KONSTRUKČNÍ SKUPINY ZADNÍHO KOLA

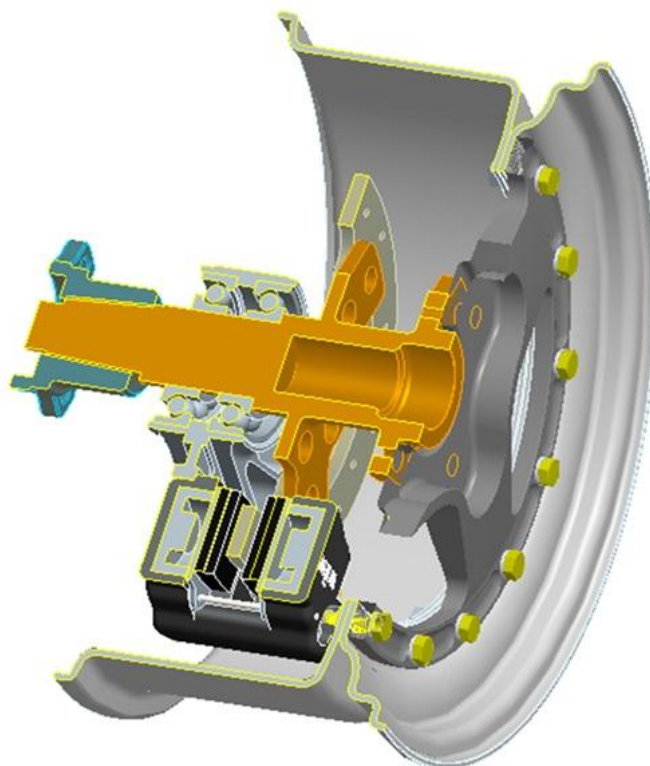
Na obr. 53 je vyobrazeno první možné řešení skupiny zadního kola. Toto uspořádání má nevýhodu v příliš velké hmotnosti a také velkým namáháním těhlice kvůli dlouhým



ramenům působících sil. Další nevýhodou je vznik větších ztrát v ložiscích a horší vedení kola.



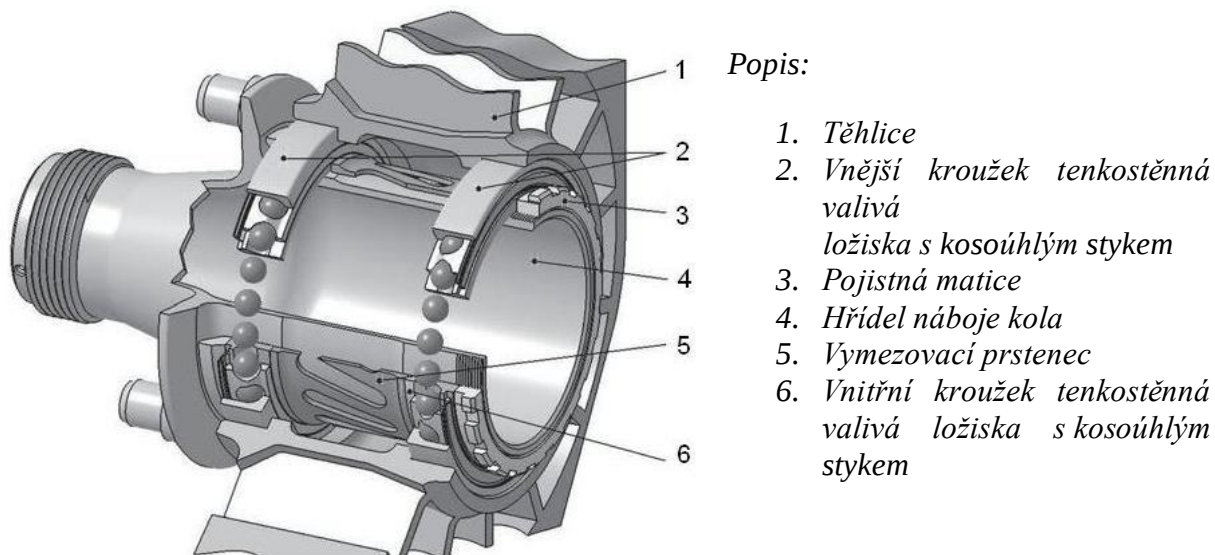
Obr. 53 Konstrukční skupina zadního kola – první návrh



Obr. 54 Řez konstrukční skupinou zadního kola – první návrh

4.6 DRUHÝ NÁVRH

Druhý návrh byl inspirován řešením, které se používá u soudobých formulí F1, jenž je patrný na obr. 55.



Obr. 55 Uložení kola u vozu F1 [38]

4.6.1 ZMĚNY OPROTI PRVNÍMU NÁVRHU

Z již výše uvedených důvodů bylo rozhodnuto vytvořit jiné lepší řešení. To se podařilo pomocí volby konstrukce s párem kuličkových ložisek jednořadých s kosoúhlým stykem od firmy SKF. Ložiska mají vysokou přesnost a malý zástavbový průřez. Ten nám dovoluje využít myšlenku dutého lehkého náboje kola s velkým průměrem, místo těžšího plného náboje. Při hledání co nejlehčí konstrukce se nakonec dospělo k takovému řešení, které by s ložiskem s klasickým poměrem mezi průměry a průřezem nešlo realizovat.

V druhém návrhu zůstalo stejné: materiál, brzdová skupina, disk kola, poloosa

V druhém návrhu se muselo zkonstruovat: zadní těhlice, náboj kola

Vybrané ložisko je ze série 718 (SAE), která vznikla původně pro vyřešení uložení otočných stolů vrtných soustav a jiných výrobních strojů díky své vysoké axiální únosnosti s možností práce i při vysokých otáčkách. Mezi další přednosti, pro něž byla ložiska zvolena, je vysoká tuhost konstrukce a vyšší životnost.



Obr. 56 Ložiska SKF série 718[34]

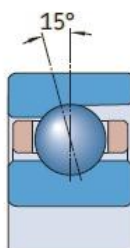


Obr. 57 Konstrukce ložiska SKF série 718 [34]

Míra velikosti zachycované axiální síly se odvíjí od velikosti kontaktního úhlu α . Jsou vyráběny varianty s kontaktním úhlem 15° a 25° . Pro naši zadní nápravu je postačující $\alpha = 15^\circ$.

Dále je nutno vybrat z jakého materiálu mají být použita valivá tělesa. Na výběr jsou kuličky keramické a ocelové. Byly vybrány keramické kuličky (nitrid křemíku), které mají menší hmotnost. Tím vznikají i menší odstředivé síly a v důsledku toho nevznikají vysoké tepelné energie. Ztráty třením jsou tedy minimální.

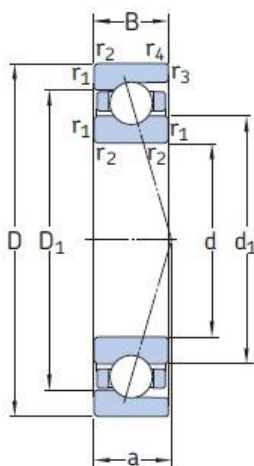
Ložiska budou vnější válcovou plochou nalisována do těhlice a vnitřní válcovou plochou nalisovány také na náboj kola. Doporučená toleranční pole pro dané skupiny ložisek jsou s malým předpětím. Ložiska budou zajištěna tvarově osazením a korunovou maticí s pojistnou podložkou[. Rozteč mezi ložisky bude vymezena vložením rozpěrného prstence.



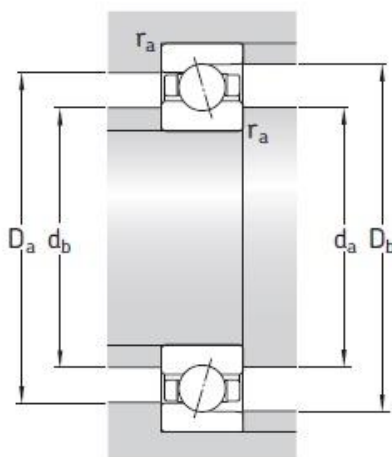
Obr. 58 Kontaktní úhel [34]

Při volbě velikosti ložiska jsme byli limitováni průměrem roztečné kružnice na níž musí být umístěny otvory pro upevnění brzdových třmenů. Kdyby tato podmínka nebyla dodržena, vedlo by to k špatné funkci brzd. Z nabídky výrobce bylo vybráno ložisko 71822 CD/HCP4A vnějším průměrem $D = 140\text{mm}$ a vnitřním průměrem $d = 110\text{mm}$.

Rozměry a parametry ložiska SKF 71822 CD/HCP4A



Obr.59 Kótování důležitých rozměrů [34]



Obr. 60 Doporučené rozměry opěrných ploch [34]



Tab. 9 Rozměry ložiska [34]

d ₁	D ₁	r _{1,2} min	r _{3,4} min	a	d _a min d _b min	D _a max	D _b max	r _a max	r _b max
[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
119,8	130,6	1	0,3	24,8	114,6	135,4	138	1	0,3

Tab. 10 Základní parametry [34]

d	D	B	Dynamická únosnost C	Statická únosnost C ₀	Hmotnost
[mm]	[mm]	[mm]	[kN]	[kN]	[kg]
110	140	16	31,9	40,5	0,453



Obr. 69 Model ložiska SKF 71822 CD/HCP4A

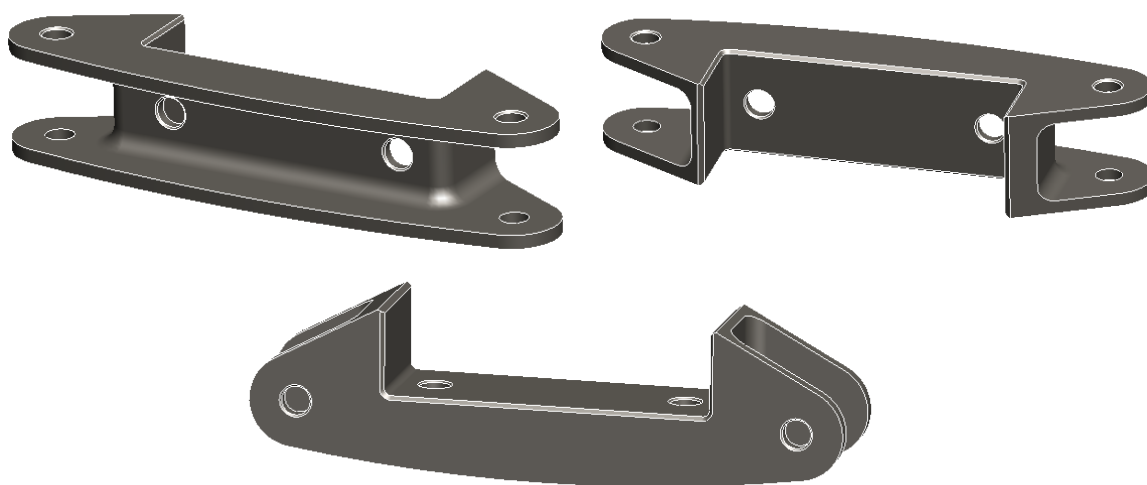
4.6.2 DRUHÝ NÁVRH ZADNÍ TĚHLICE

U druhého návrhu zadní těhlice došlo k zvětšení otvorů pro ložiska s větším průměrem. Nová ložiska mají menší tloušťku, proto došlo i k snížení tloušťky těhlice. Zmenšila se ramena sil působících od ramen zavěšení a brzdového třmene. U dolního oka C došlo k zvětšení prostoru pro spodní rameno s cílem zabránit jakémukoli kontaktu mezi kloubovou hlavicí a těhlicí. V druhém návrhu se objevuje hustější žebrování s tenčími žebry a různé nové odlehčující úkosy.



Obr. 70 Těhlice druhého návrhu

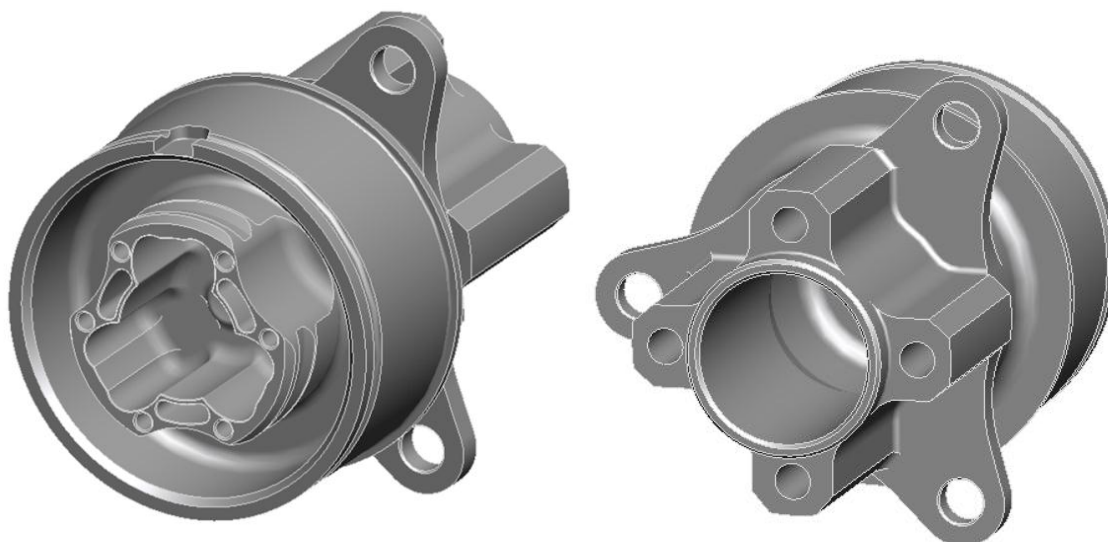
Horní konzola doznala take velkých změn, kdy bylo upuštěno od oválného kolíku. A za účelem většího snížení hmotnosti a zvýšení tuhosti bylo navrženo vedení konzole pomocí horizontální dosedací plochy a vnějších stěn horních výstupků na těhlici. Materiál konzoly je stejný.



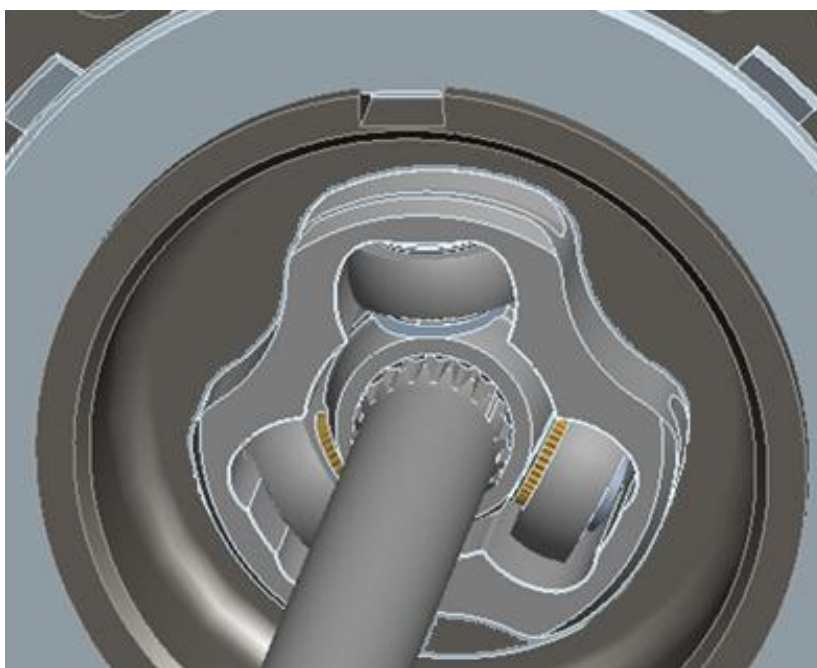
Obr. 71 Konzola pro druhý návrh

4.6.3 DRUHÝ NÁVRH NÁBOJE KOLA

U náboje kola byla použita již zmíněná myšlenka použití dutého náboje. To bylo umožněno již představenými ložisky s vnitřním průměrem $d = 110\text{mm}$. Což umožňovalo vytvořit dráhy pro tripod poloosy od firmy Drexler přímo v navrhovaném náboji. Na náboji je vytvořen závit, který má za úkol, zajišťovat ložiska pomocí upravené korunové matice a pojistné podložky.



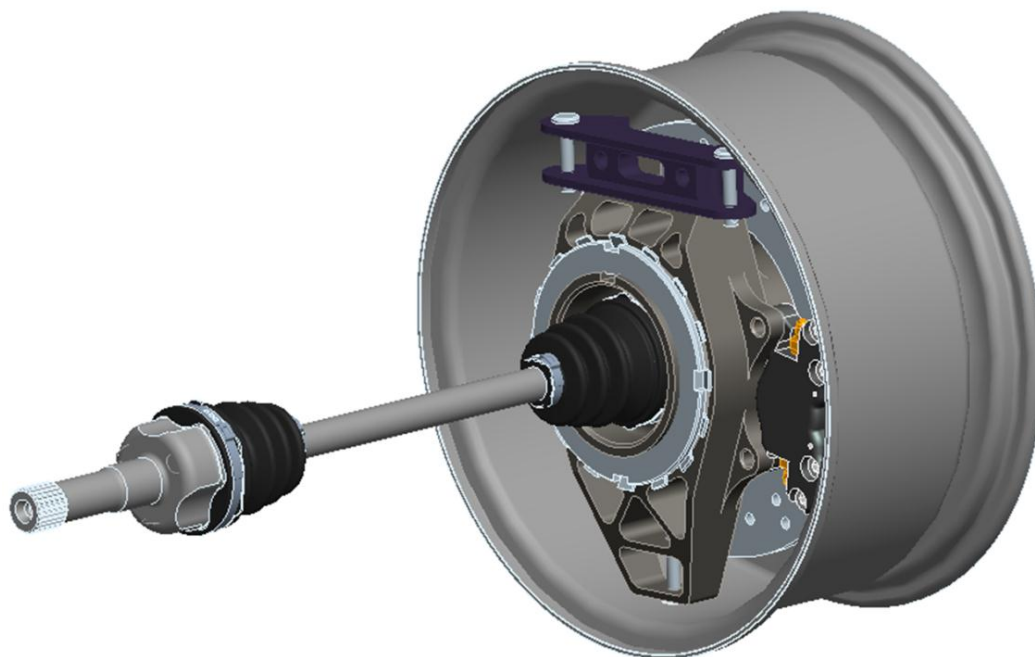
Obr. 72 Náboj kola pro druhý návrh



Obr. 73 Realizace drah pro tripod v náboji kola



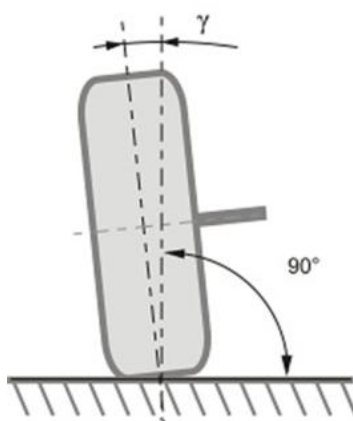
4.6.4 DRUHÝ NÁVRH USPOŘÁDÁNÍ KONSTRUKČNÍ SKUPINY ZADNÍHO KOLA



Obr. 74 Konstrukční skupina kola s poloosou

Výsledná konstrukce konstrukce je lehčí a podstatně tužší než první návrh. V dalších kapitolách bude řešena optimalizace této varianty za účelem dalšího snížení hmotnosti.

4.7 VYMEZOVACÍ PODLOŽKY MEZI TĚHLICÍ A VAHADLEM

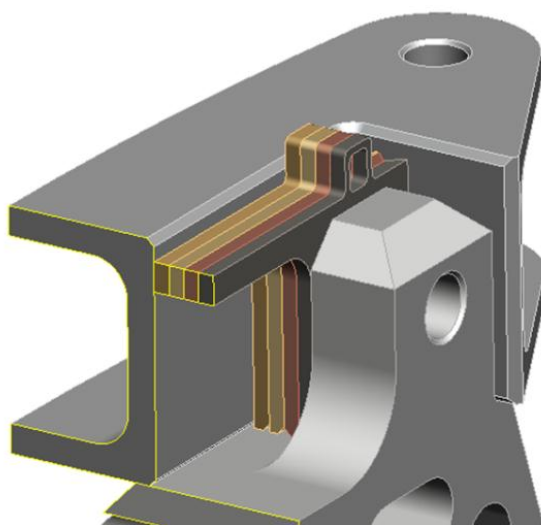


Obr. 75 Odklon kola [19]

Pro libovolné nastavování odklonu kola znázorněný na obr. 75 bylo nutné navrhnout vhodné řešení. Nejčastěji bývají používány vymezovací podložky, které byly v tomto projektu



také zvoleny. Jejich hlavní výhodou je rychlá změna nastavení odklonu vkládáním podložek mezi těhlici a konzolu.



Obr. 76 Vymezování oklonu kola



Obr. 77 Vymezovací podložka

Byly navrhnuty podložky s přesně stanovenou tloušťkou, která byla zjištěna z výpočtu. Podložky umožňují nastavení odklonu kola v rozsahu úhlu $0^\circ \div -4^\circ$. Tvar podložek má na horní straně dvě oka umožňující například drátku nebo úzkých kleští rychlou manipulaci s podložkami. Podložky budou vypáleny laserem ze slitiny hliníku. Poté budou sraženy hrany kvůli rádiusům na konzoli, u níž je důležité úplné dosednutí na čelní plochu vymezovací podložky.



Obr. 78 Vnitřní radius na konzoli



4.8 PŘÍPRAVA PRO IMPORTACI SESTAVY TĚHLICE Z CAD SYSTÉMU DO SYSTÉMU MKP

Bylo nutné soubory vytvořené v CAD systému Pro/Engineer 5.0 převést do vhodného formátu pro software ANSYS Workbench. Postup spočíval v provedení malých zjednodušení tvaru těhlice za účelem provedení rychlého výpočtu v MKP. Pak následovalo uložení modelů do formátu *.STP (stepdata).



5 KONTROLNÍ VÝPOČET A ANALÝZA VÝSLEDKŮ V MKP

5.1.1 METODA KONEČNÝCH PRVKŮ

Jedná se o vhodnou matematickou metodu hledající řešení pomocí integrálních a diferenciálních rovnic. Od svého počátku v 50. letech se postupným vývojem mohla začít využívat pomocí moderní výpočetní techniky i na řešení velmi náročných výpočtů.

Princip je v rozdělení řešené oblasti na konečný počet prvků, kdy se řeší každý prvek samostatně. Sestavením rovnic při řešení parciálních diferenciálních rovnic nedochází k velkým chybám, a proto se tato metoda použitím správných okrajových podmínek velice blíží realitě.

Základní prostorové rovnice pružnosti a pevnosti:

- Posuv – u, v, w
- Přetvoření – $\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$
- Napětí – $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$

Pomocí MKP lze řešit například:

- Deformační napěťová analýza při statickém, cyklickém i dynamickém zatěžování včetně nelineárních problémů
- Vlastní kmitání těles a soustav
- Modelování tlumících vlastností
- Kontaktní úlohy pružnosti
- Vedení tepla a určení teplotní napjatosti (včetně zbytkové napjatosti, případně i s fázovými přeměnami při kalení)

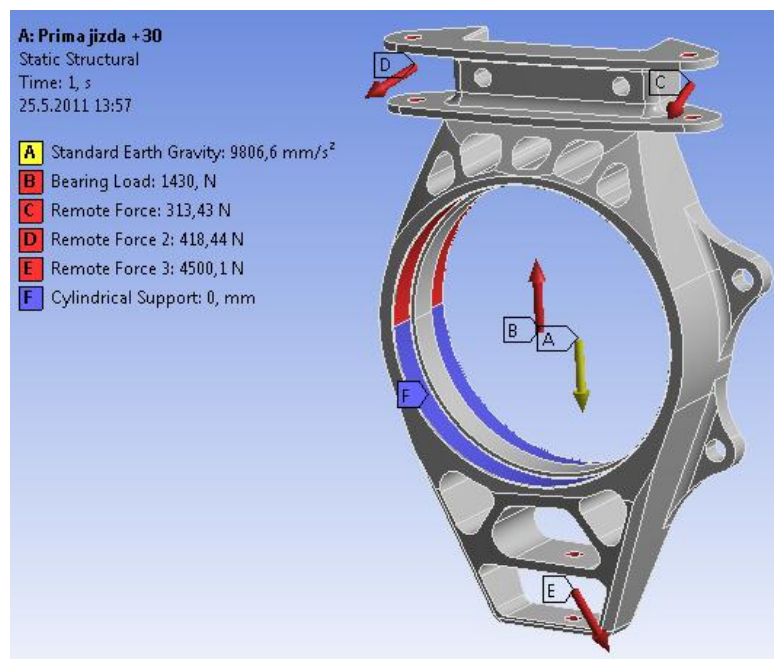
5.1.2 VÝPOČET

Pro výpočet deformační a napěťové analýzy byl vybrán software ANSYS Workbench, pro svou přehlednost a možnou rychlou změnu vstupních parametrů. Všechny výpočty jsou provdny podle metody **von Mises stress** vycházející ze závislosti změny potenciální energie na změně tvaru.

Byl vytvořen nový projekt, ve kterém byly nejdříve zadány všechny použité materiály se svým mechanickými vlastnostmi. Následovalo načtení modelu ve formátu *.STP. Potom byla vytvořena velmi jemná prostorová síť s minimální velikostí prvku velikosti 1,5mm a maximální velikostí prvku 3mm. Vznikla tak síť se zhruba 150-ti tisíci elementy a 230-ti tisíci body. Poté byly modelu přiděleny okrajové podmínky a zatížení odpovídající jednotlivým jízdním stavům.



Obr. 78 Vysíťování modelu



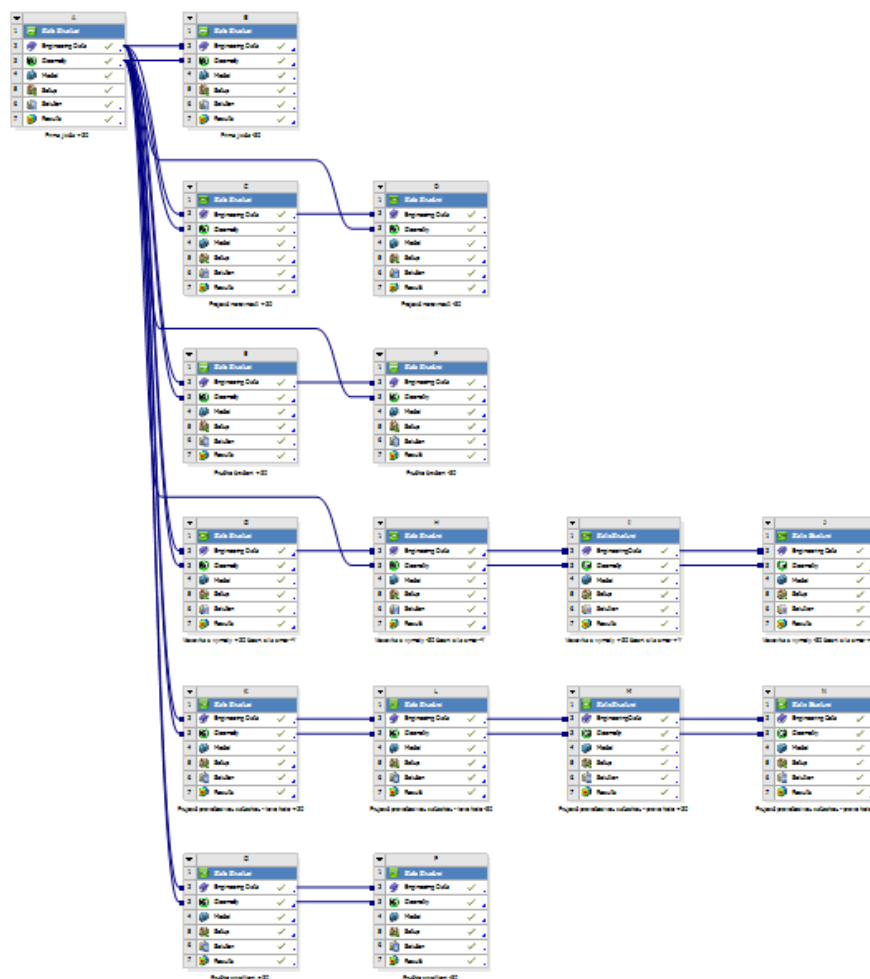
Obr. 79 Definování okrajových podmínek a zatížení těhlice

Celková hmotnost těhlice s konzolí: 1,19kg

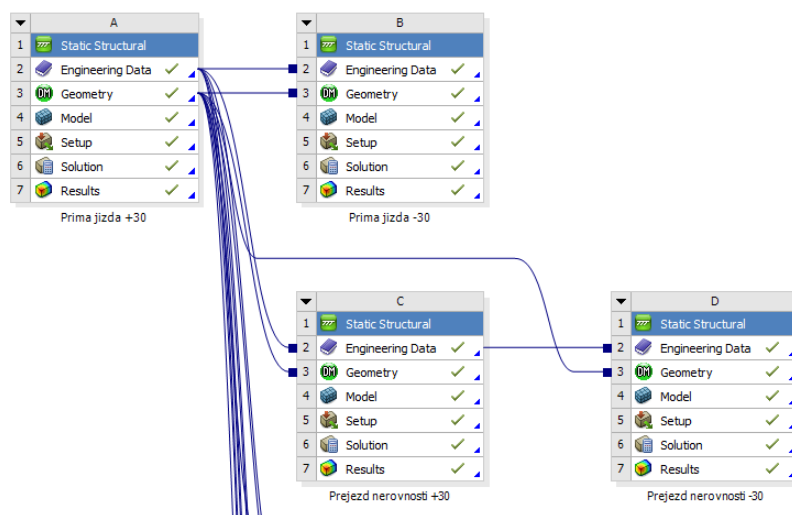
Bylo vytvořeno strukturované schéma výpočtu pro všechny zadané jízdní stavy zobrazené na obr. 80. Postupným provedením výpočtu celého schématu bylo možno provést vykreslení všech výsledků.



U zobrazených výsledků níže jsou vyznačena místa s minimální a maximální hodnotou. Všechny výsledky jsou ve vhodných měřících, aby bylo zřetelně vidět jak se zatížená těhlice deformuje.



Obr. 80 Celkové schéma všech výpočtů deformační a napětové analýzy

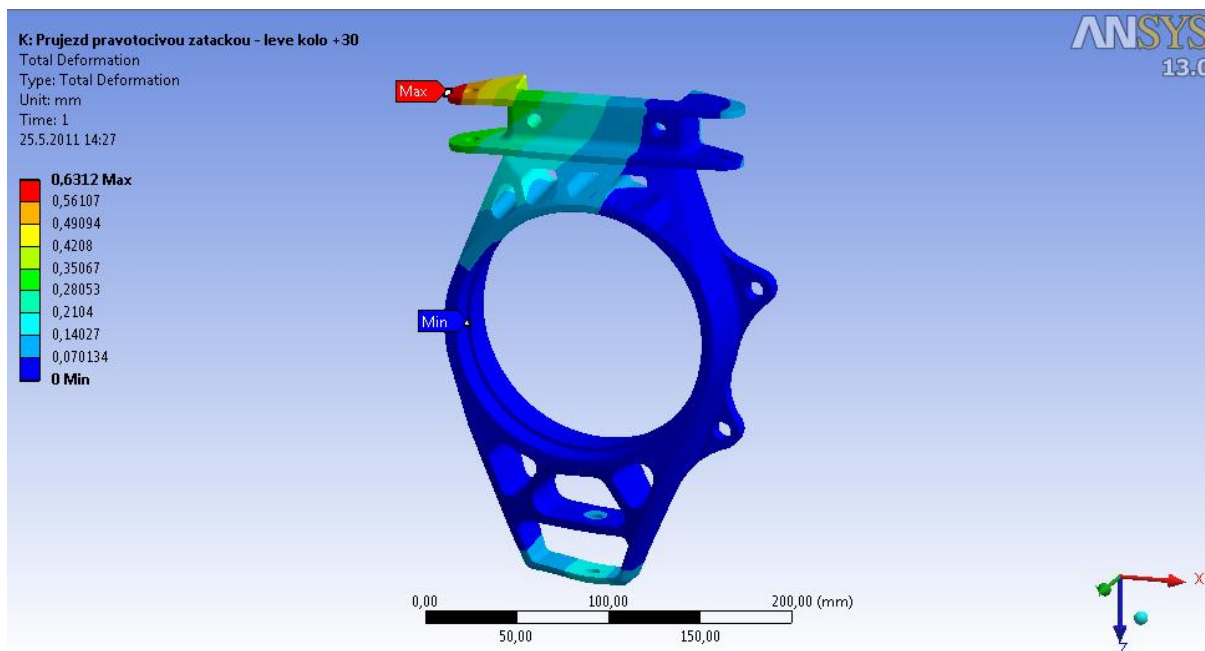


Obr. 81 Detail schémata výpočtů

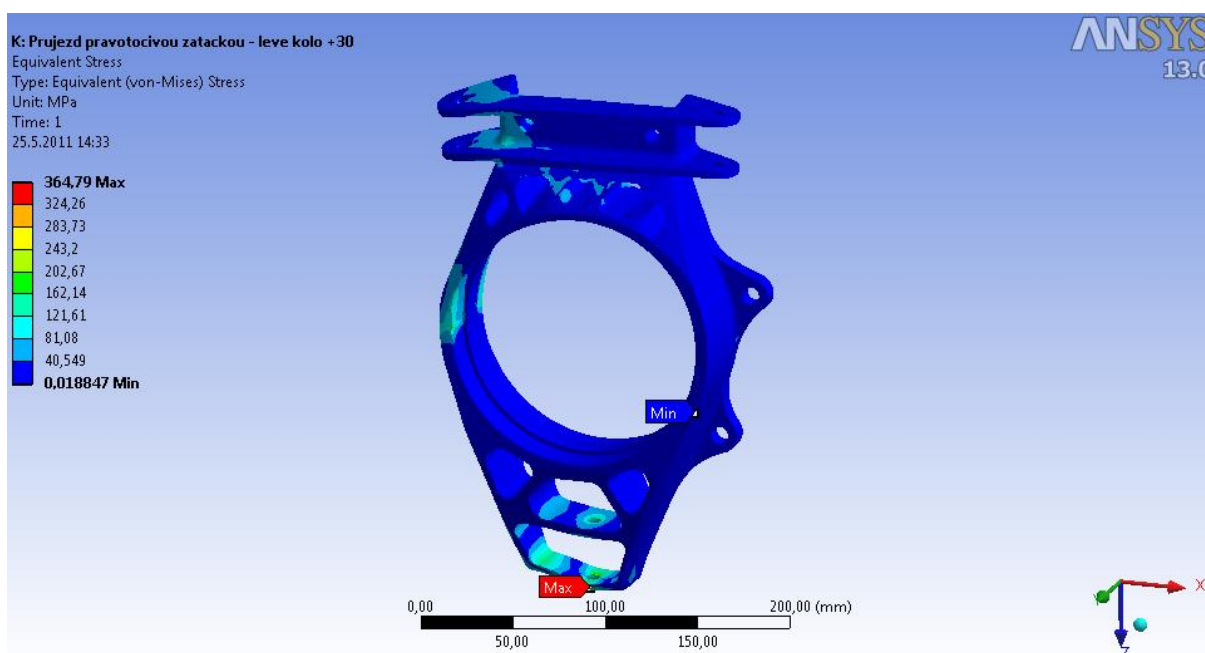


Všechny výsledky výpočtů jsou umístěny v příloze. Na *obr. 82* a *obr. 83* jsou zobrazeny pouze stavy při kterých dochází k největším namáháním.

Očekávané největší deformace a napětí byly na vnější kole při průjezdu zatáčkou. Tento předpoklad se potvrdil a je zobrazen na *obr. 82* a *obr. 83*. Bylo dosaženo maximální deformace **0,63mm** na konzoli va straně úchytného bodu F a maximálního napětí **364,7Mpa** v oblasti s uchycení spodního ramene v bodě C.



Obr. 82 Maximální deformace na levém kole při průjezdu zatáčkou



Obr. 83 Maximální napětí na levém kole při průjezdu zatáčkou

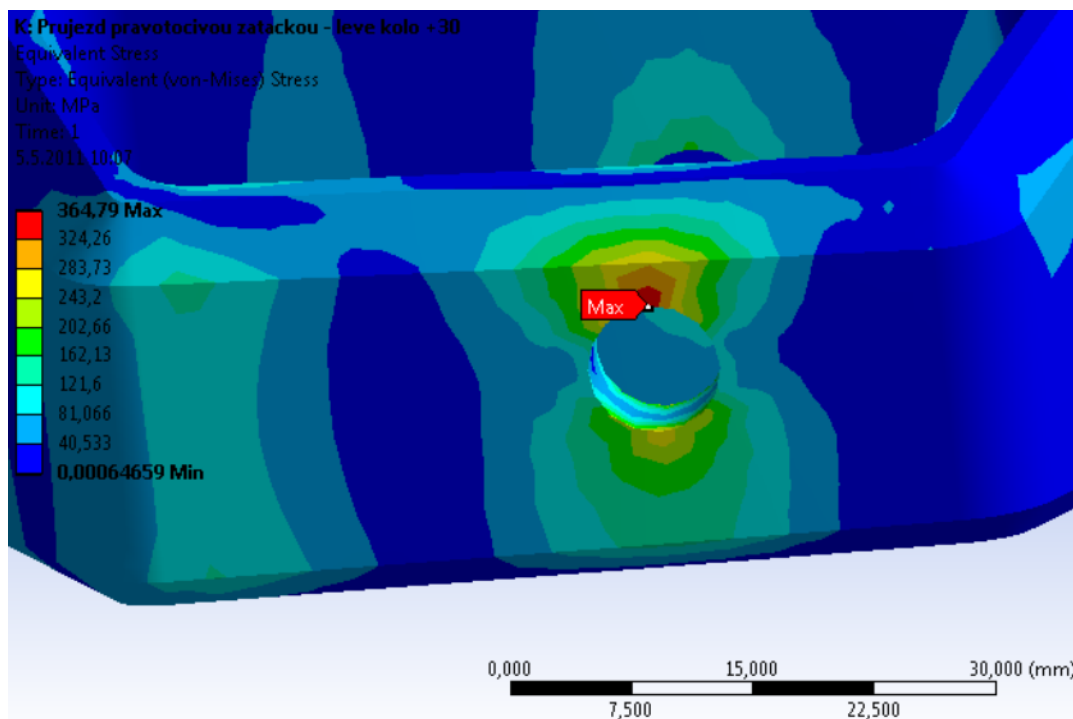


Posouzení bezpečnosti v tomto nejhorším jízdním stavu

Bezpečnost se vypočítá z maximálního dosaženého napětí σ_k poděleného redukovaným napětím pro daný materiál σ_{redMAX} .

Vzorec pro výpočet bezpečnosti podle podmínky **von Mises stress**

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{redMAX}}$$



Obr. 84 Oblast největšího napětí

Pro AW EN 7022 CERTAL

$$\sigma_k = 495 \text{ MPa}$$

Maximální redukované napětí: $\sigma_{redMAX} = 364,79 \text{ MPa}$

$$\text{vypočtená bezpečnost je } k_k = \frac{495}{364,79} = \underline{\underline{1,35}}$$

Další kroky:

- vhodné ubrání materiálu
- provedení opětovného výpočtu

6 OPTIMALIZACE TĚHLICE

Z předchozího výpočtu bylo zjištěna oblast s největším redukovaným napětím v úchytném bodě C. V okolí tohoto bodu jsou při optimalizaci větší poloměry zaoblení a větší tloušťka stěny. Při optimalizaci jsem se zaměřili na další možné odebrání materiálu. Jedná se hlavně o oblasti horního žebrování, přechod mezi spodní částí těhlice a prstencovou část s ložisky, horního uchycení konzole a úchytných ok pro třmen. V této oblasti bylo možno zmenšit tloušťku stěny, ale byla nutná změna velikosti a začátků rádiusů. Další velkou změnou bylo zmenšení tloušťky stěny těhlice v oblasti okolo ložisek. Konzola byla také odlehčena malými úpravami tvaru a zeštíhlením svislých stěn.

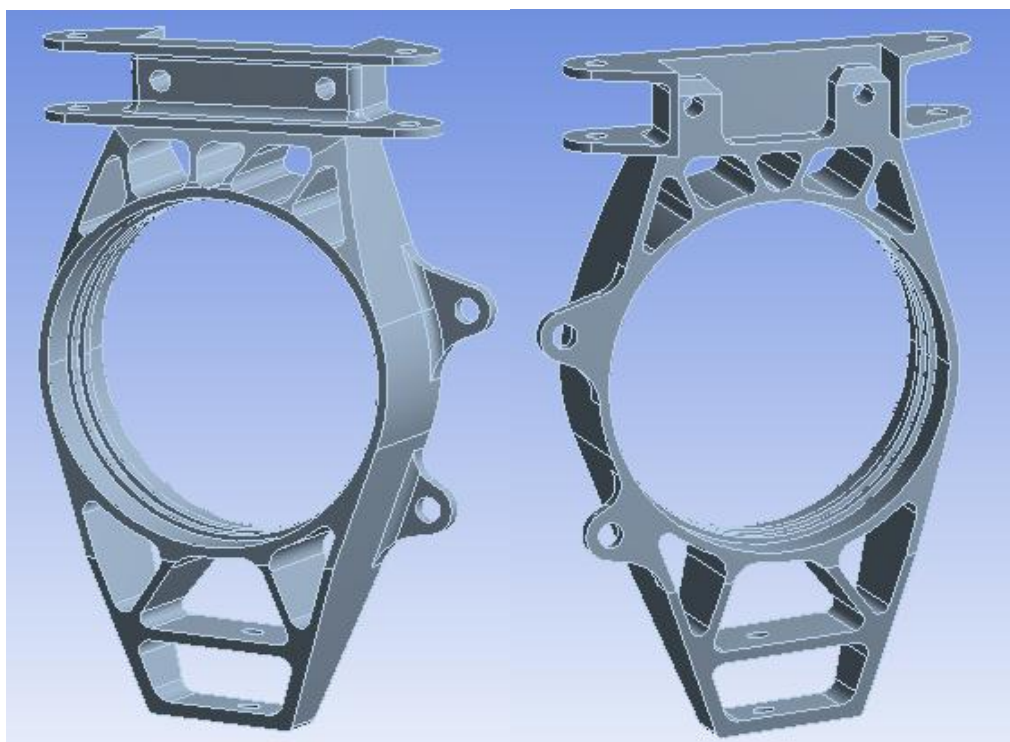
Maximální redukované napětí: $\sigma_{redMAX} = 364,79\text{MPa}$

vypočtená bezpečnost je $k_k = \frac{495}{364,79} = \underline{\underline{1,35}}$

Hmotnost těhlice: **0,701kg**

Hmotnost konzole: **0,121kg**

Celková hmotnost: 0,822kg



Obr. 85 První optimalizovaná zadní těhlice



6.1 POKUS O DRUHOU OPTIMALIZACI

Při pokusu o provedení druhé optimalizace pomocí nahrazení dvou horních žeber pouze jedním, úpravami ok pro třmen, zvětšením zápichu mezi opěrnými stěnami pro ložiska. Byl pokus trochu snížit hmotnost v dolní části těhlice v oblasti úchyty C. U konzoli došlo k odebrání materiálu na svislé stěně mezi otvory pro šrouby.

Už při prvním výpočtu při přímé jízdě bylo $\sigma_{red_{MAX}} = 438,80\text{MPa}$ a tím bylo zřejmé, že se jedná o variantu, která je poddimenzovaná. Proto nebylo dále pokračováno v dalších výpočtech, které by podle předchozích zkušeností vycházeli nejhůře při jízdě zatáčkou.

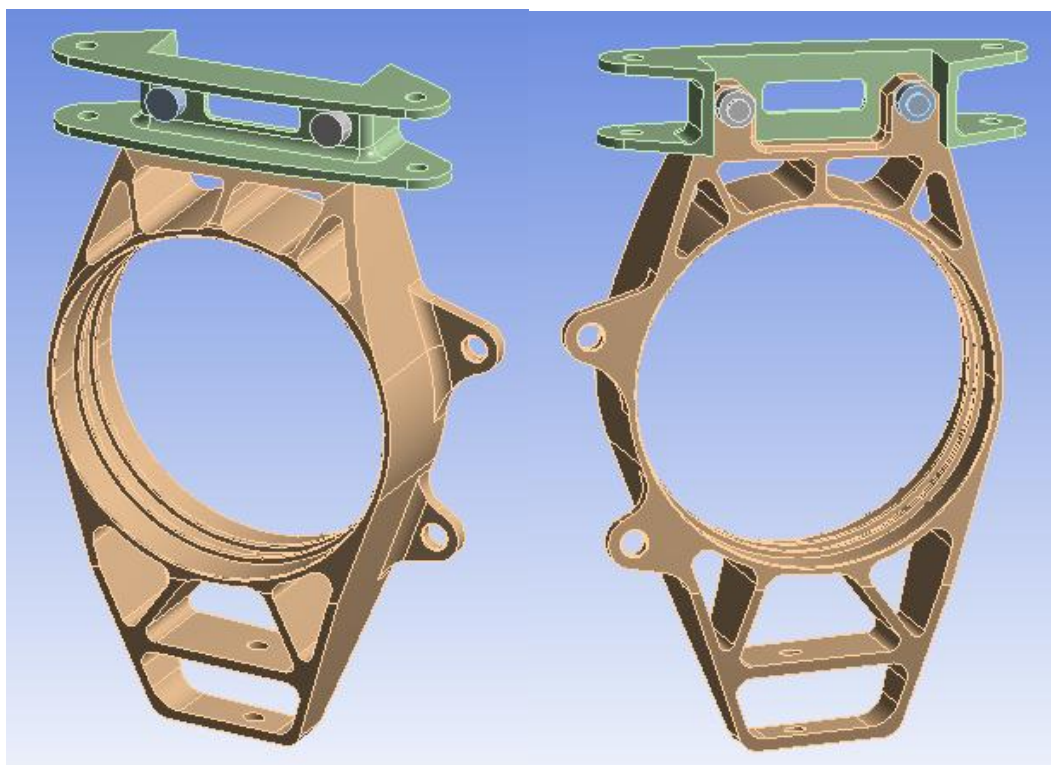
Maximální redukované napětí: $\sigma_{red_{MAX}} = 438,80\text{MPa}$

vypočtená bezpečnost už při přímé jízdě je $k_k = \frac{495}{438,8} = \underline{\underline{1,13}}$

Hmotnost těhlice: **0,605kg**

Hmotnost konzole: **0,121kg**

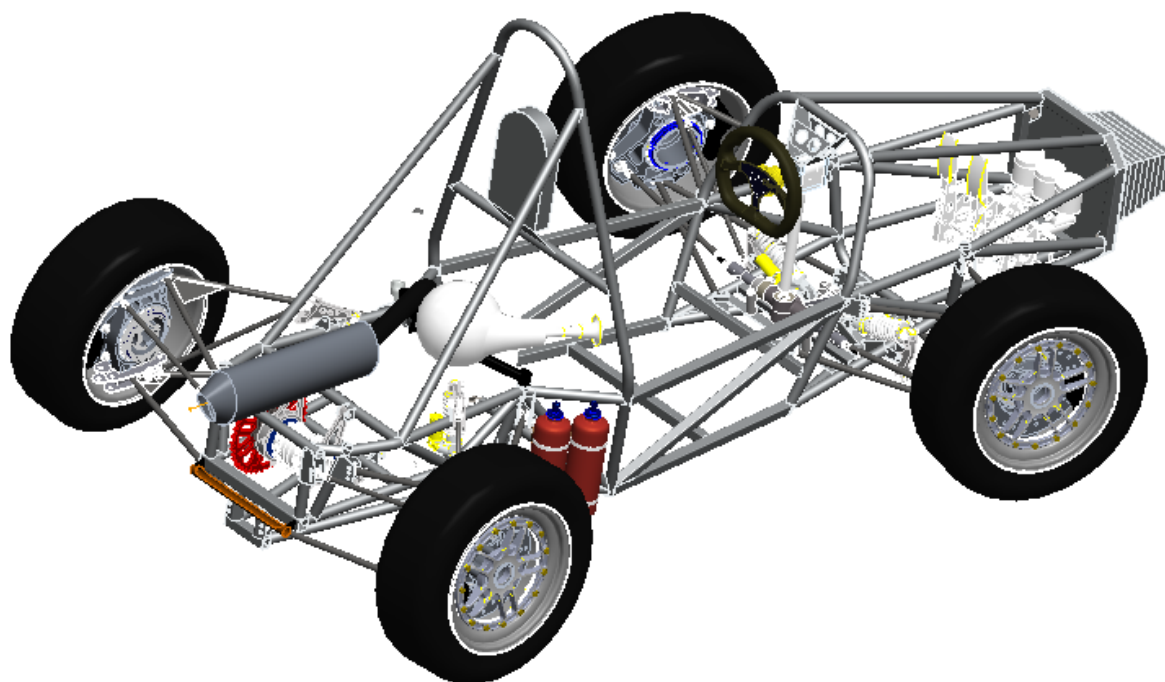
Celková hmotnost: 0,726kg



Obr. 86 Zadní těhlice podrobená pokusu o druhou optimalizaci



7 ZAČLENĚNÍ SESTAVY KOLA DO CELKOVÉ SESTAVY VOZIDLA



Obr. 87 Celková sestava vozidla[7]



ZÁVĚR

Cílem této diplomové práce bylo navrhnout vhodné řešení konstrukční skupiny zadního kola a začlenit ho do celkové sestavy vozidla. Při řešení bylo velmi důležité získat co nejvíce informací z této problematiky. To jak jsem se přesvědčil je velmi obtížné. Nejvíce informací bylo možno zjistit z www zdrojů věnovaným Formulí 1, Formulí SAE a Formulí Student.

Na začátku práce bylo nutno stanovit si společně s dalšími členy požadavky kladené na tuto řešenou skupinu. Jelikož celý vůz byl řešen v rámci týmu. Při návrhování konstrukce docházelo k mnoha změnám, ovlivněným postupným vývojem vozu, v tomto případě se velmi osvědčil software Pro/Engineer, který byl používán celým týmem. Proto mohu tento software doporučit kolegům při řešení týmového projektu. U mého řešení je kladen velký důraz splnění všech vstupních požadavků při co nejmenší hmotnosti.

První návrh se projevil jako nevýhodný z důvodu velké hmotnosti a nízké tuhosti.

Druhý návrh odpovídá posledním trendům v této oblasti, kdy se používají z důvodu snížení hmotnosti používají duté hřídele, lehká ložiska a nejnovější materiály. Při návrhu těhlice se osvědčil materiál AW EN 7022 CERTAL, který mohu doporučit díky svým vlastnostem pro výrobu těhlice a podobných dílů. Při výpočtech se potvrdil předpoklad, který je u zde použité lichoběžníkové nápravy, že nejvíce je zatíženo spodní rameno. V této práci se jedná o boc C, kde opravdu téměř v každém jízdním stavu bylo maximální redukované napětí. Dosahovalo při nejhorším jízdním stavu při průjezdu zatáčkou při jízdní disciplíně jízdy do osmičky hodnotu na vnějším kole $\sigma_{red_{MAX}} = 364,79 \text{ MPa}$. Jednalo se velmi malou oblast na hraně spodního otvoru úchyty C, v blízkém okolí tohoto bodu však napětí velmi rychle klesá. Bezpečnost dosahovala hodnoty $k_k = 1,35$. Proto bych chtěl všem dalším řešitelům těhlice zadní nápravy doporučit, aby při návrhu vycházeli z tohoto předpokladu. Celková hmotnost těhlice s konzolí byla 1,19kg.

Dalším úkolem bylo provést optimalizaci tohoto návrhu, při které se podařilo snížit hmotnost těhlice s konzolí vhodnými konstrukčními úpravami na 0,822kg. Kdy bylo opět $\sigma_{red_{MAX}} = 364,79 \text{ MPa}$. Byl proveden i další pokus o optimalizaci, při kterém bylo brzy zjištěno že tento návrh by nevyhověl kvůli velkému $\sigma_{red_{MAX}}$ v oblasti již dříve zmiňované hrany otvoru u bodu C. Dále byla provedena zástavba optimalizované skupiny kola do celkové sestavy vozu. Výsledkem práce je velmi lehká varianta zadní těhlice vozu Formula Student pro závodní tým TU BRNO racing, která váží 0,822kg při dostatečné bezpečnosti 1,35.

Pro další řešitele při návrhu této skupiny zaměřit se hlavně na navrhnutí optimalizované verze hřídele náboje kola, protože právě zde jsou velké rezervy. Tento díl byl pouze navrhnut, ale nebyl podroben deformační a napěťové analýze. Dále pak aby si uvědomili jaký je pravý smysl týmové práce, protože pouze ta vede k efektivnímu řešení velkého projektu.

Výsledkem práce je velmi lehká varianta zadní těhlice vozu Formula Student pro závodní tým TU BRNO racing, která váží 0,822kg při dostatečné bezpečnosti 1,35.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] JANÍČEK, P., ONDRÁČEK, E., VRBKA, J. *Pružnost pevnost I, VUT BRNO 1992*
- [2] DADKHAH, FEREYDOON *ANSYS Workbench software tutorial with multimedia CD :release 11*, SDC Publications 2007
- [3] ŘASA, J. *Strojnické tabulky :pro školu a praxi.1, Jednotky, matematika, mechanika, technické kreslení, strojní součásti*, Praha :Scientia, 2004
- [4] Formula SAE web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://students.sae.org/> >
- [5] Pro/Engineer WildFire 5.0 Resource Center [online] Parametric Technology Corporation , 2011, poslední revize 12.10.2010. Dostupné z: < http://www.ptc.com/comunity/resource_center/proengineer/index.htm/ >
- [6] Release 12.1 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., Cannonsburg, USA 2010
- [7] TU BRNO Racing, týmový FTP server SERVER TU BRNO RACING, 2011, poslední revize 3.4.2011, interní zdroj
- [8] TU BRNO Racing web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.tubnracing.cz/> >
- [9] Formula Student Germany web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.formulastudent.de/> >
- [10] Formula Student UK web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.formulastudent.com/> >
- [11] Formula Student Italy web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.ata.it/> >
- [12] Formula Student Hungary web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: < <http://fshungary.hu/> >
- [13] Formula Student Austria web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.fsaustria.at/> >
- [14] Formula Student Spain web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://fst.ist.utl.pt/> >
- [15] Constructors F1 web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.constructorsf1.com/> >



- [16] Auto.idnes.cz web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< http://auto.idnes.cz/superlambo-z-hadru-na-karbon-potrebuje-nuzky-pec-a-trpelivost-p86-/automoto.aspx?c=A110415_152311_automoto_fdv/>
- [17] Forum Skoda Home web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://forum.skodahome.cz/topic/> >
- [18] Ebay web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
<<http://cgi.ebay.co.uk/FORMULA-1-TITANIUM-RH-REAR-UPRIGHT-2002-TOYOTA-F1-PART-/280626514816/>>
- [19] Autolexicon.net web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://cs.autolexicon.net/articles/> >
- [20] Auta5p.eu web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< http://auta5p.eu/informace/podvozek/podvoz_04.gif >
- [21] University of Washington web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: < <http://www.uwashingtonfsae.com/gallery/>>
- [22] Motorgeek.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< http://www.motorgeek.com/v/pro_mtn_biker/album21/brocket.jpg.html >
- [23] Mmspektrum.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.mmspektrum.com/clanek/nova-technologie-britu-pro-obrabeni-titanu/>>
- [24] Advancedmanufacturing.co.uk web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: < <http://www.advancedmanufacturing.co.uk/news/> >
- [25] Formula1techandart.files.wordpress.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: < <http://formula1techandart.files.wordpress.com/2011/02/>>
- [26] F1today.nl web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://www.f1today.nl/fotos/kjv6au6s1.jpgt=30/>>
- [27] I196.photobucket.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://i196.photobucket.com/albums/aa124/f1fanatics/1201089424.jpg> >
- [28] Img18.imageshack.us web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
< <http://img18.imageshack.us/img18/2231/saebrakedrg.jpg> >



- [29] Scarbsf1.files.wordpress.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <http://scarbsf1.files.wordpress.com/2010/05/btdqd5wmkkgrhqiokigevmufc6bfb18eie5iq_12.jpg />
- [30] Ycom.it web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.ycom.it/hidden/projects/projects.htm> />
- [31] Homepage.ntlworld.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://homepage.ntlworld.com/simon.ellison3/rear-upright.jpg> />
- [32] Flickr.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.flickr.com/photos/31228487@N07/3194986024/sizes/l/in/photostream/>>
- [33] University of Ontario Institute of Technology web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.engineering.uoit.ca/sites/default/files>>
- [34] SKF web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.skf.com/> >
- [35] Hlinik.cz web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <http://www.hlinik.cz/upload_galleries/982.jpg >
- [36] Wilwood web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.wilwood.com> >
- [37] F1TECHNICAL web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?f=6&t=8861&start=105>>
- [38] F1TECHNICAL web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.f1technical.net/forum/viewtopic.php?f=6&t=8861&start=105>>
- [39] Formula1.com web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://www.formula1.com/>>
- [40] Drexler motorsport web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z: <<http://drexler-drivetrain.com/article-47-home.html>>



- [41] Gleich.de web page [online], 2011, poslední revize 3.5.2011. Dostupné z:
<<http://www.gleich.de/cz/desky-na-v%fdrobu-forem/certal%ae-spc-details/?generatepdf>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

FSI	[-]	Fakulta strojního inženýrství
MKP	[-]	Metoda konečných prvků
$\sigma_{red_{MAX}}$	[MPa]	Maximální redukované napětí v materiálu
σ_k	[MPa]	Mez kluzu materiálu
m	[kg]	hmotnost
VUT	[-]	Vysoké učení technické
RRWC	[-]	souřadný systém
PREPREG	[-]	Výrobní technologie – předimpregnování
VBD iLock	[-]	Upínací technologie
S.S.	[-]	Souřadný systém



SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1: Schéma označování kinematických bodů na nápravě. Popis bodů je stejný jako u přední nápravy, pouze chybí tyč řízení.

Příloha 2: Grafy výsledných sil v jednotlivých jízdních stavech získaných ze software Adams

Příloha 3: Odečtené síly z předchozích grafů a jejich transformace do software ANSYS

Příloha 4: Výsledky výpočtu napět'ové a deformační analýzy prvního návrhu

Příloha 5: Výsledky výpočtu napět'ové a deformační analýzy první optimalizace těhlice

Příloha 6: Druhá optimalizace zadní těhlice



Příloha 1: Schéma označování kinematických bodů na nápravě. Popis bodů je stejný jako u přední nápravy, pouze chybí tyč řízení.

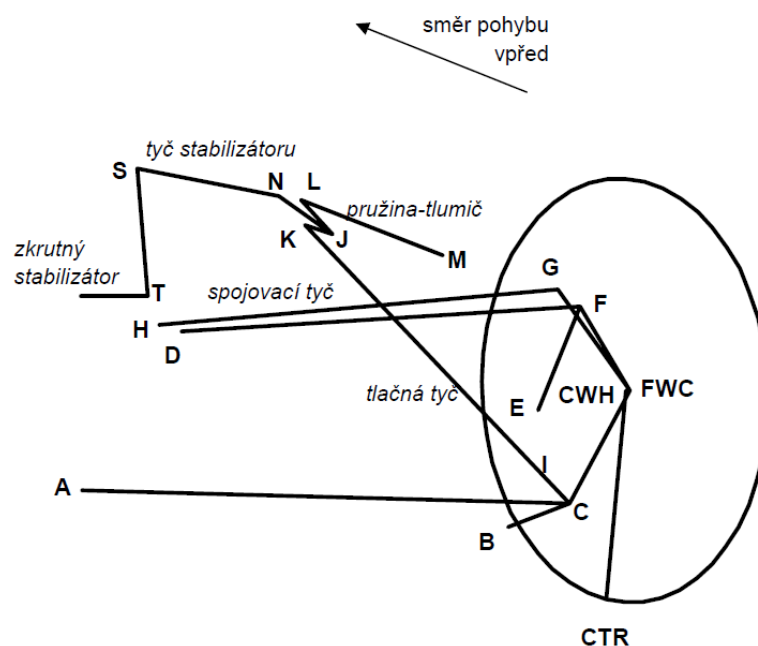


Schéma nápravy – kinematické body

Tab. 1 Označení kinematických bodů přední nápravy

Notation in this report		Označení v této zprávě
A	Front joint of lower arm	Přední kloub spodního ramene
B	Rear joint of lower arm	Zadní kloub spodního ramene
C	Joint connecting lower arm with wheel carrier (with upright)	Kloub spojující spodní rameno s těhlicí
D	Front joint of upper arm	Přední kloub horního ramene
E	Rear joint of upper arm	Zadní kloub horního ramene
F	Joint connecting upper arm with wheel carrier (with upright)	Kloub spojující horní rameno s těhlicí



G	Outside joint of toe rod	Kloub spojující spojovací tyč s těhlicí
H	Inside joint of toe rod	Kloub spojující spojovací tyč s rámem
I	Joint connecting lower arm with push-rod	Kloub spojující tlačnou tyč (push-rod) se spodním ramenem
J	Joint connecting rocker with body	Kloub spojující vahadlo s rámem
K	Joint connecting push rod with rocker	Kloub spojující tlačnou tyč (push-rod) s vahadlem
L	Joint connecting rocker with damper	Kloub spojující tlumič s vahadlem
M	Joint connecting damper with body	Kloub spojující tlumič s rámem
N	Joint connecting rocker with anti-roll rod	Kloub spojující vahadlo se spojovací tyčí stabilizátoru
P	Point for measurement of body position (height)	Bod pro měření výšky vozu
S	Joint connecting anti-roll rod with torsion anti-roll bar	Kloub spojující spojovací tyč stabilizátoru se stabilizátorem (ramenem stabilizátoru)
T	Axis of anti-roll bar	Osa stabilizátoru
CWH	Centre of wheel	Střed kola
CTR	Centre of tyre contact	Střed kontaktu kola s vozovkou

2 Systém označení bodů a těles

Ve zprávě je použito dvojí značení bodů nápravy, podle toho zda symetrické body na levé a pravé straně nápravy leží na jednom společném tělese (např. rámu) nebo zda leží na dvou různých symetrických tělesech (např. na levé a pravé těhlici).

AFR_BOBY označení různých bodů na jednom společném tělese (v jednom souřadném systému)

A ... bod

F ... F=Front (přední), R=Rear (zadní)

R ... R=Right (pravé zavěšení), L=Left (levé zavěšení)

BODY ... souřadný systém

A_FRLA označení jedinečného bodu v souřadném systému, označení strany zavěšení je součástí označení tělesa (souřadného systému)

A ... bod

FRLA ... souřadný systém

F ... F=Front (přední), R=Rear (zadní)

R ... R=Right (pravé zavěšení), L=Left (levé zavěšení)

LA ... zkratka názvu tělesa (Low, Arm, spodní rameno)

Pokud v příloze 1 je uvedeno pouze označení bodu bez označení souřadného systému, pak je tento bod vyjádřen v souřadném systému BODY (rámu).



3 Souřadné systémy

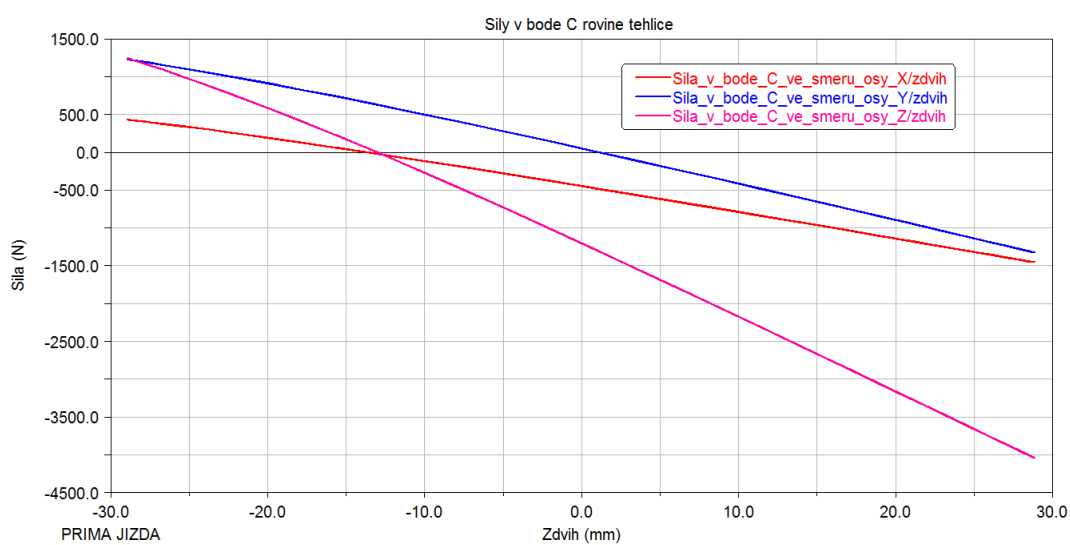
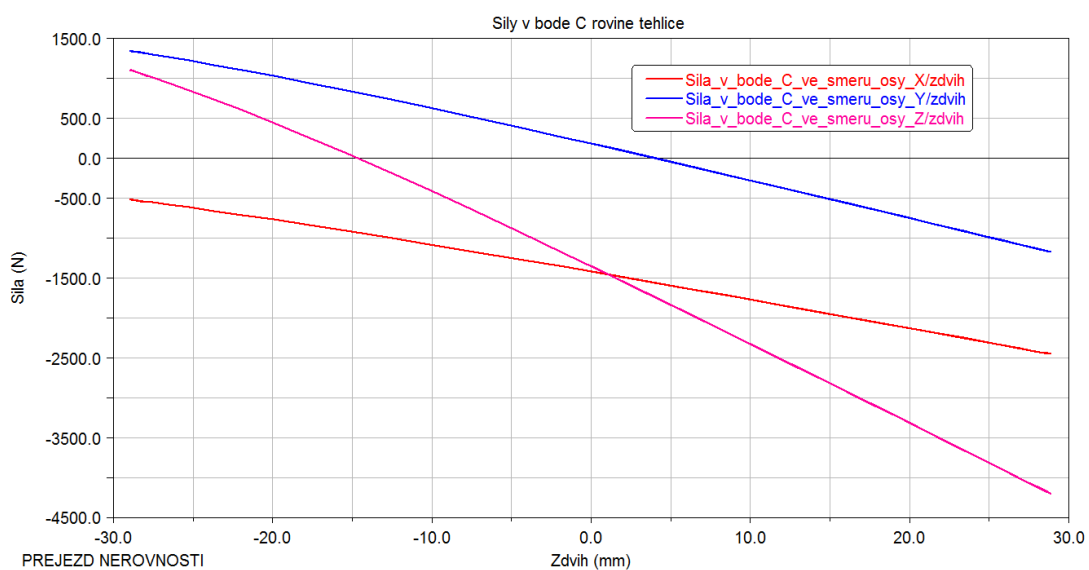
BODY	Body of vehicle - rám vozidla
FRWC	Front Right Wheel Carrier - přední pravá těhlice
FRWH	Front Right Wheel – přední pravé kolo
FROCK	Front Rock – přední vahadlo
RIM	Rim – disk kola

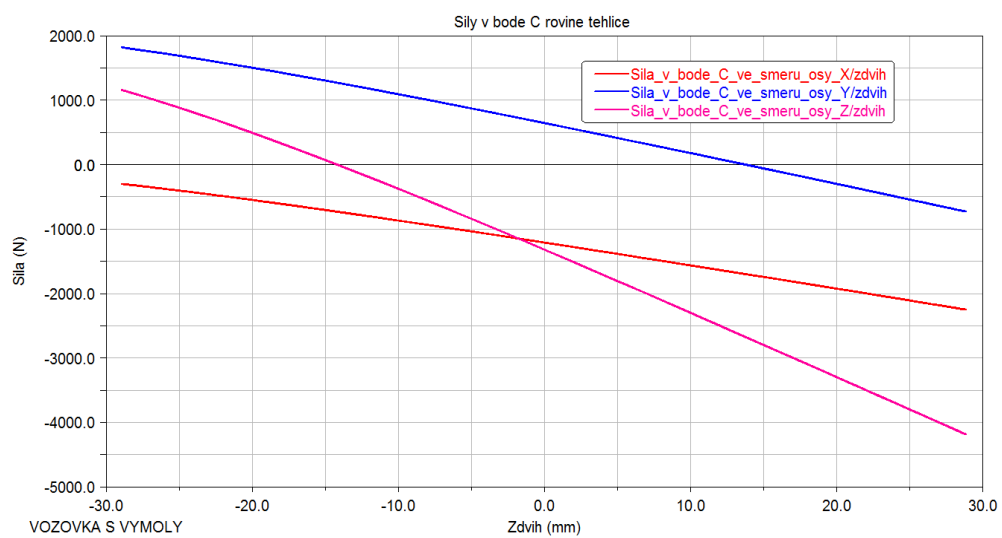
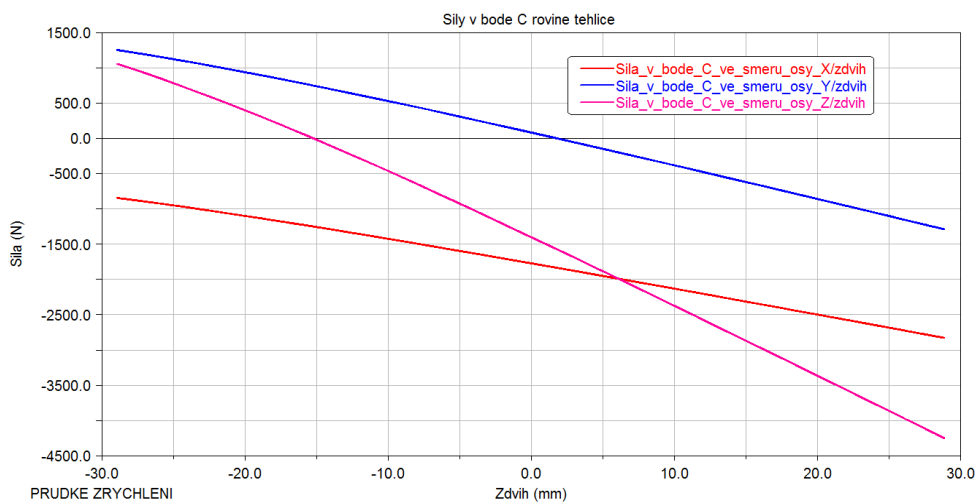
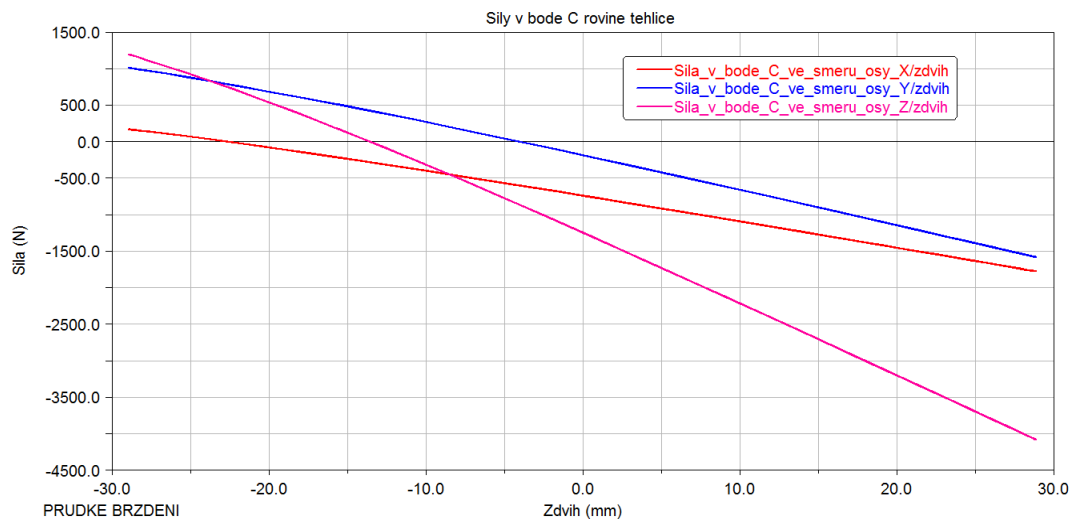
BODY pravoúhlý souřadný systém pevně spojený s rámem vozidla. Počátek souřadného systému je umístěn na spodní straně rámu v podélné svislé rovině symetrie a v příčné svislé rovině procházející středem kol. Osa x je vodorovná a směřuje dopředu, osa y je vodorovná a směřuje z pohledu řidiče doleva a osa z směřuje svisle nahoru.

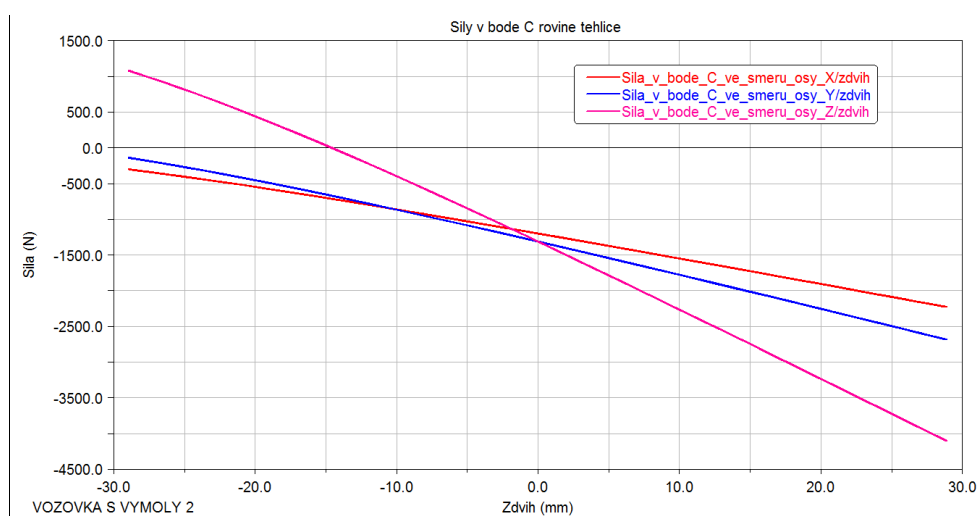
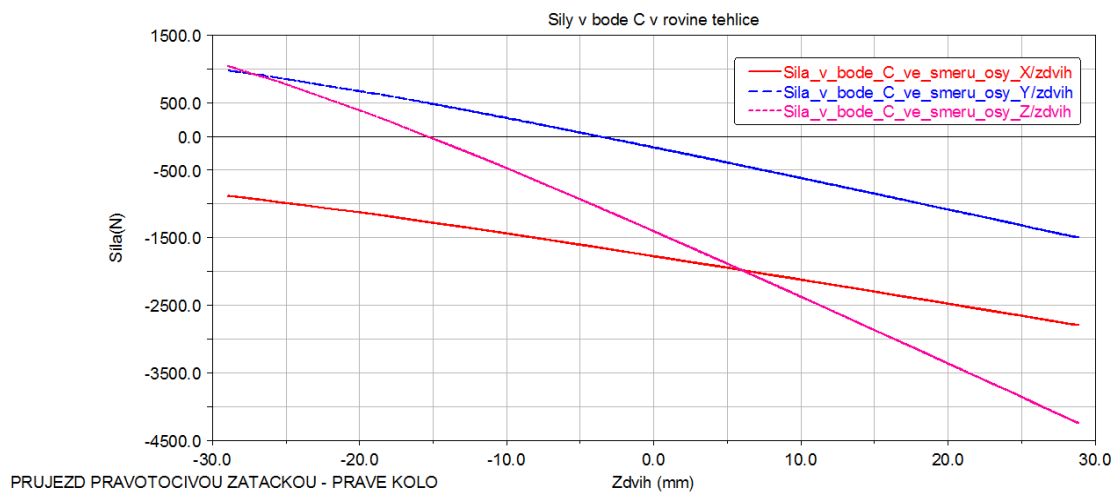
FRWC / FLWC / RRWC / RLWC pravoúhlý souřadný systém pevně spojený s Front/Rear Right/Left Wheel Carrier (přední/zadní pravá/levá těhlice). Kladná osa y směřuje ve směru řidičovy levice (má směr rotace dopředu rotujícího kola). Osa z směřuje nahoru a bod C leží v rovině yz . Osa x směřuje dopředu. Počátek souřadného systému je v průsečíku osy kola a dosedací plochy disku kola.

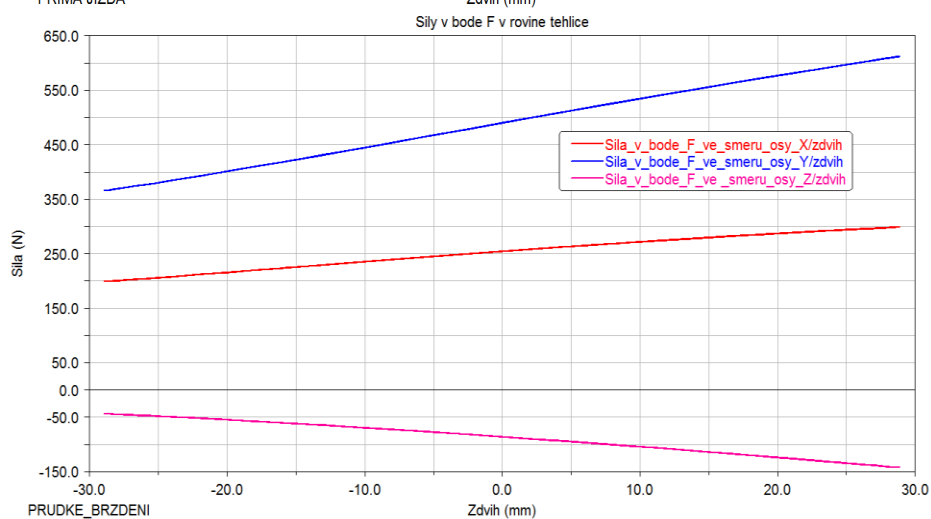
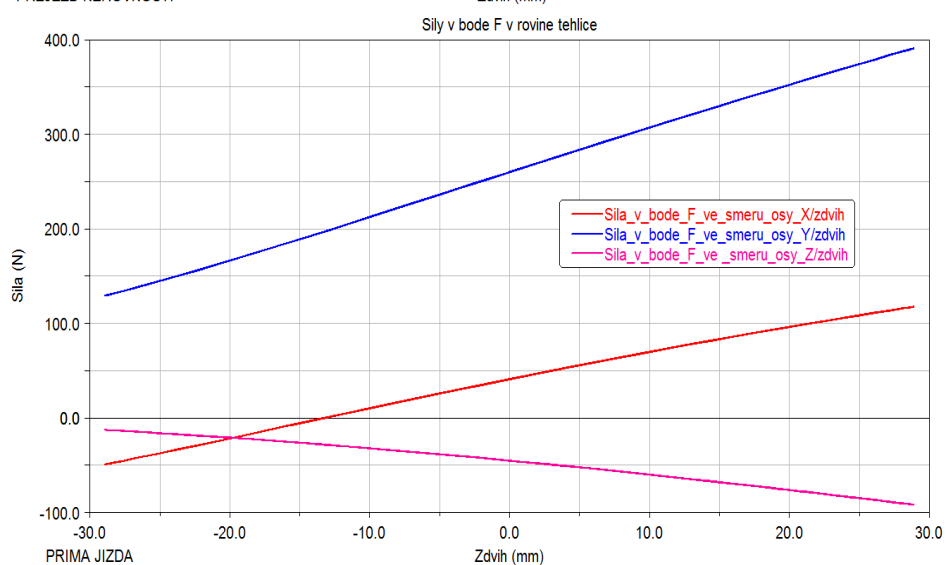
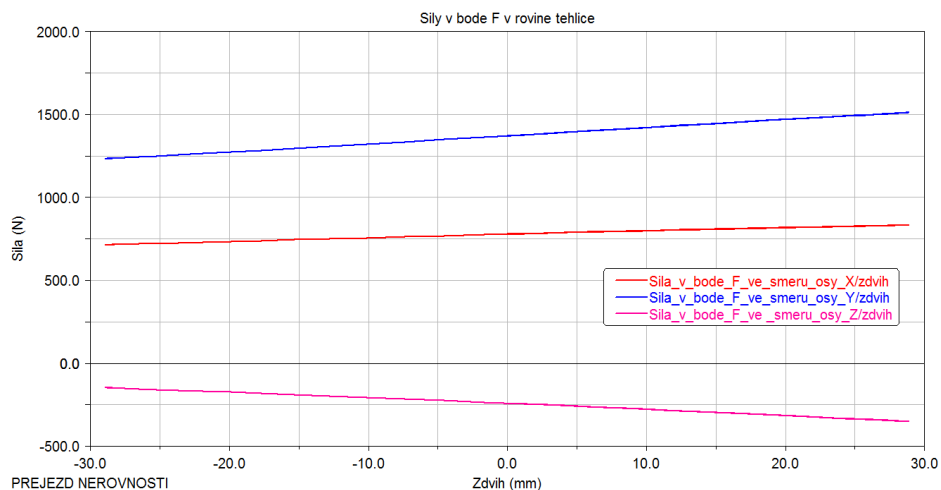
FRROCK / FLROCK / RRROCK / RLROCK pravoúhlý souřadný systém pevně spojený s Front/Rear Right/Left Rocker (přední/zadní pravé/levé vahadlo). Body J,K,L,N leží v rovině xy . Osa z splývá s osou rotace vahadla a směřuje nahoru. Bod K leží na ose x . Osa x směřuje dopředu, kladná osa y směřuje ve směru řidičovy levice.

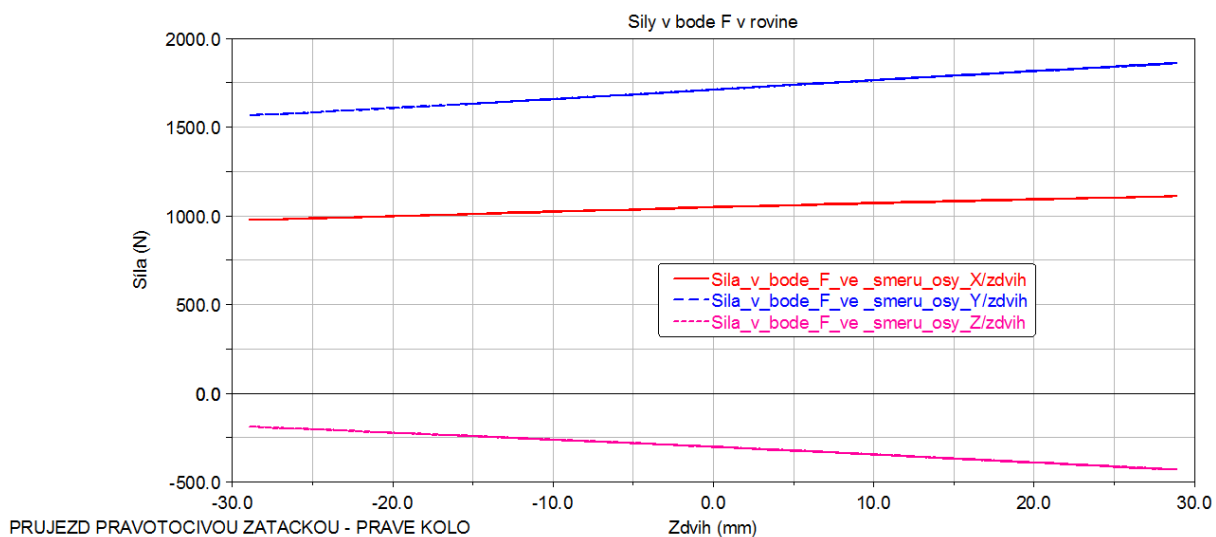
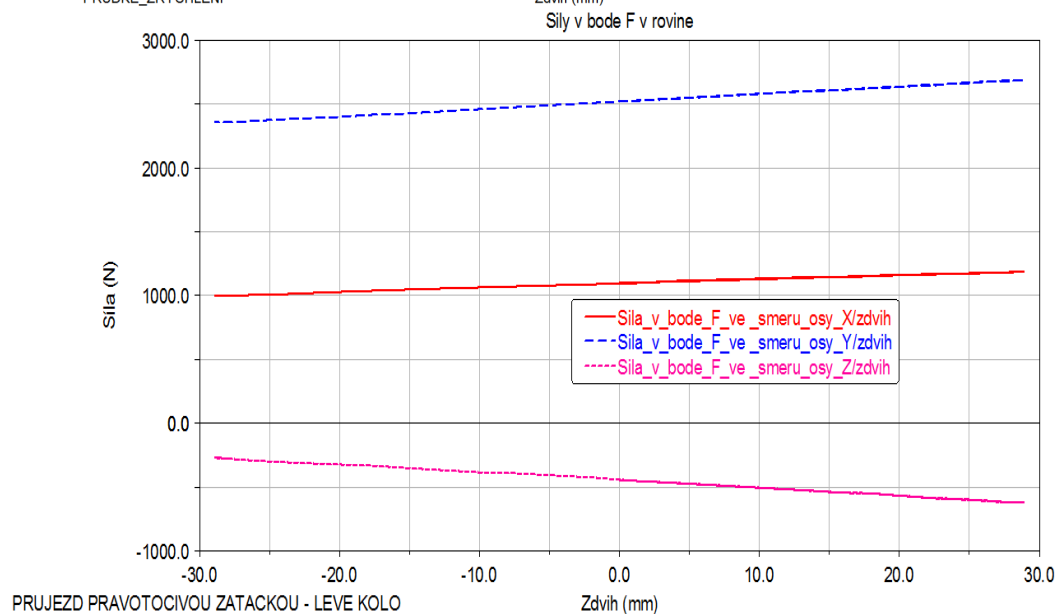
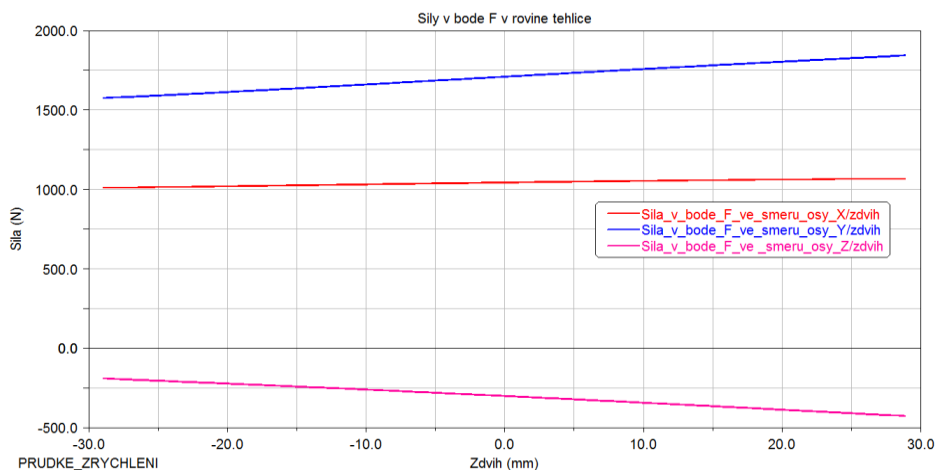
RIM pravoúhlý souřadný systém s počátkem ve středu kola. Kladná osa y splývá s osou rotace kola a směřuje ve směru řidičovy levice (má směr rotace dopředu rotujícího kola). Osa z směřuje nahoru a leží spolu s osou rotace kola ve svislé rovině yz . Souřadný systém RIM nerotuje spolu s kolem okolo osy jeho rotace, ale pouze se posouvá se středem kola a natáčí se spolu s natočením kola, rovina yz zůstává stále ve svislé poloze.

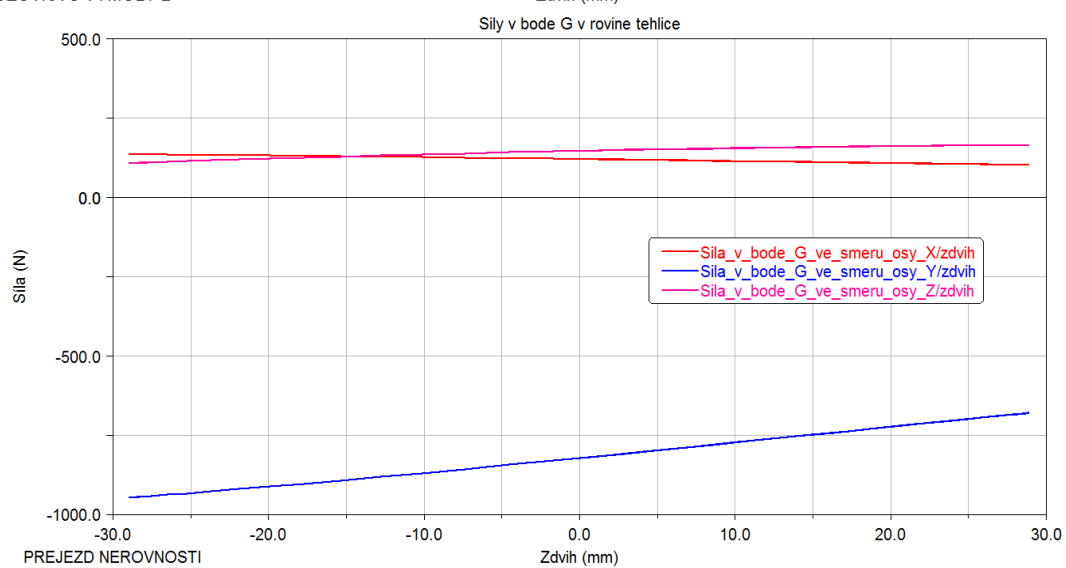
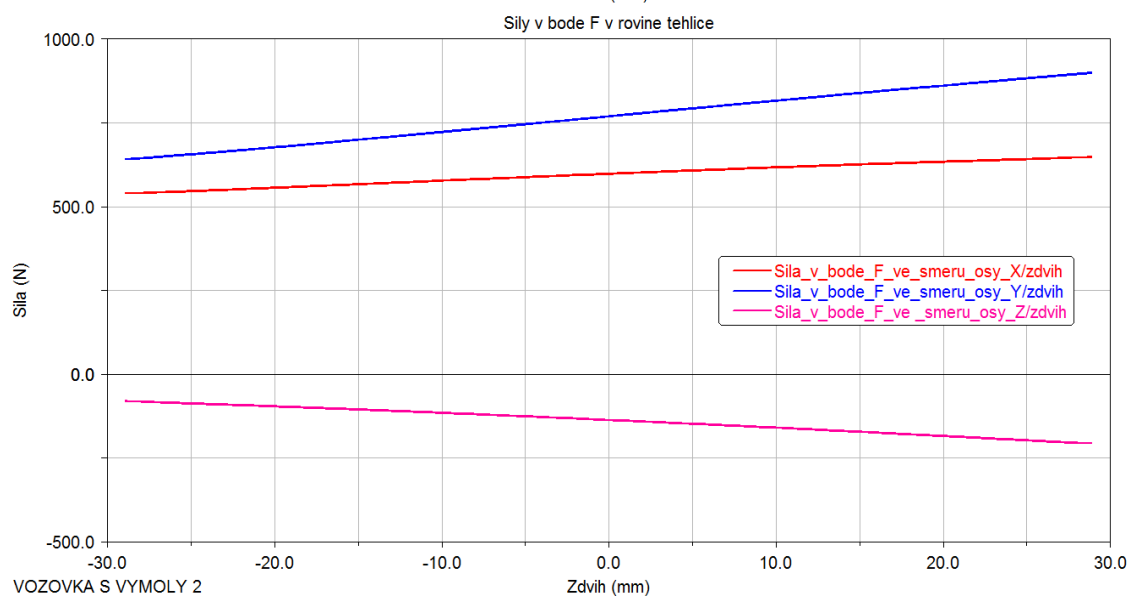
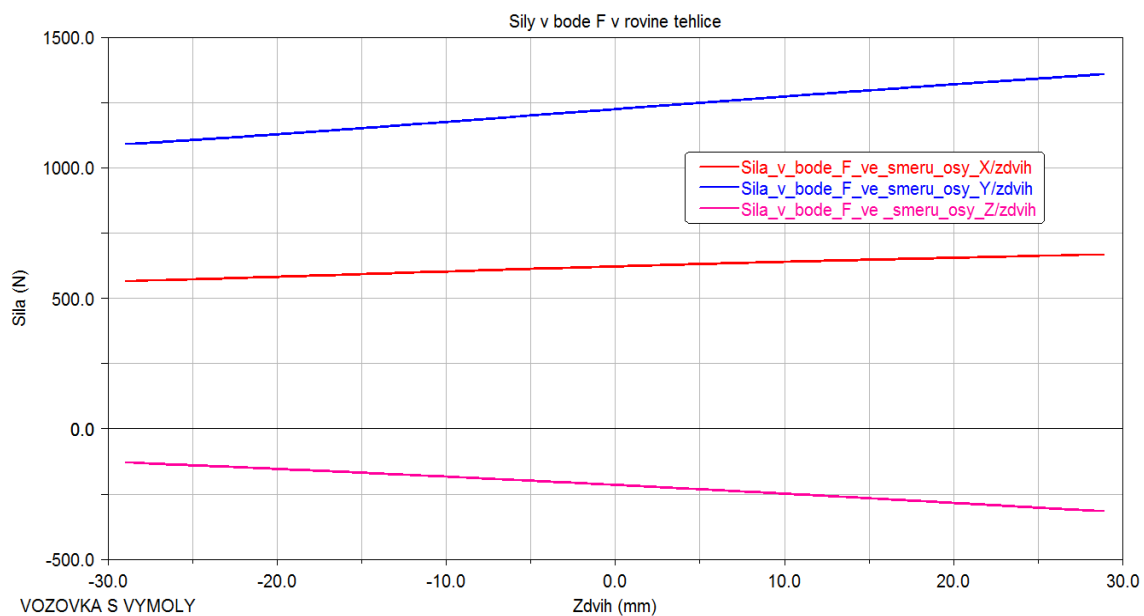
**Příloha 2:** Grafy výsledných sil v jednotlivých jízdních stavech získaných ze software Adams

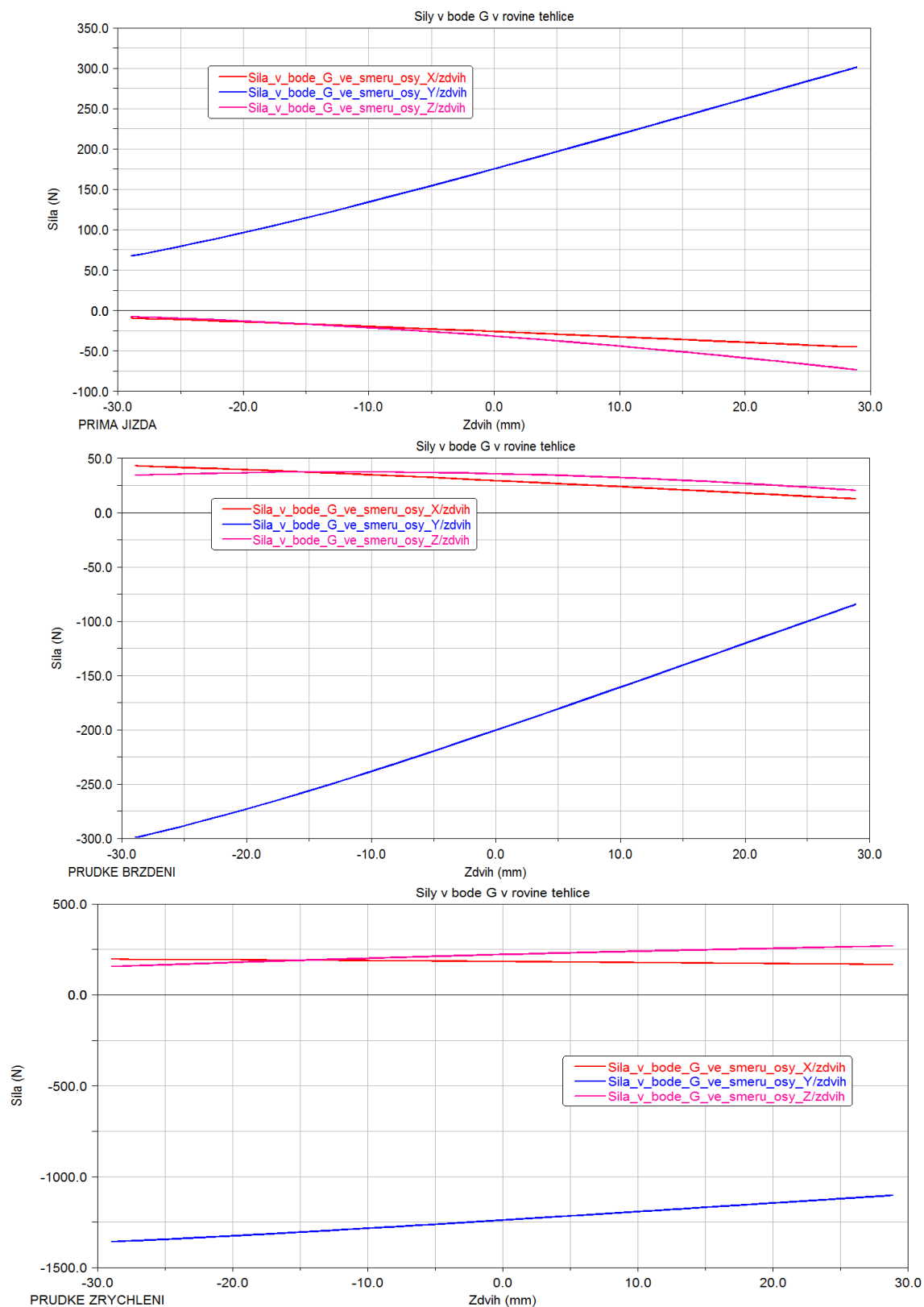


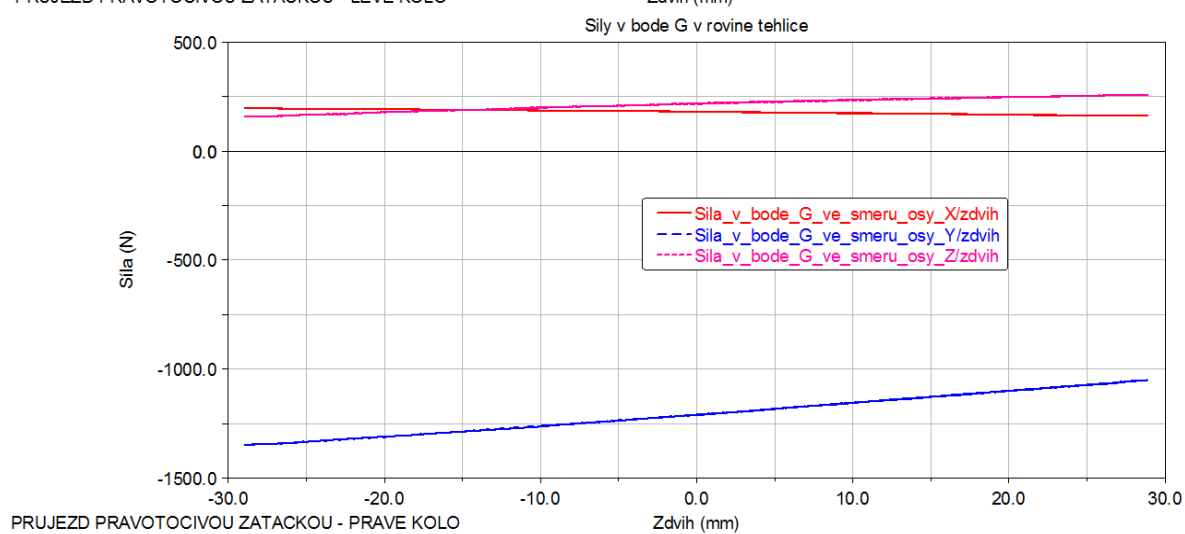
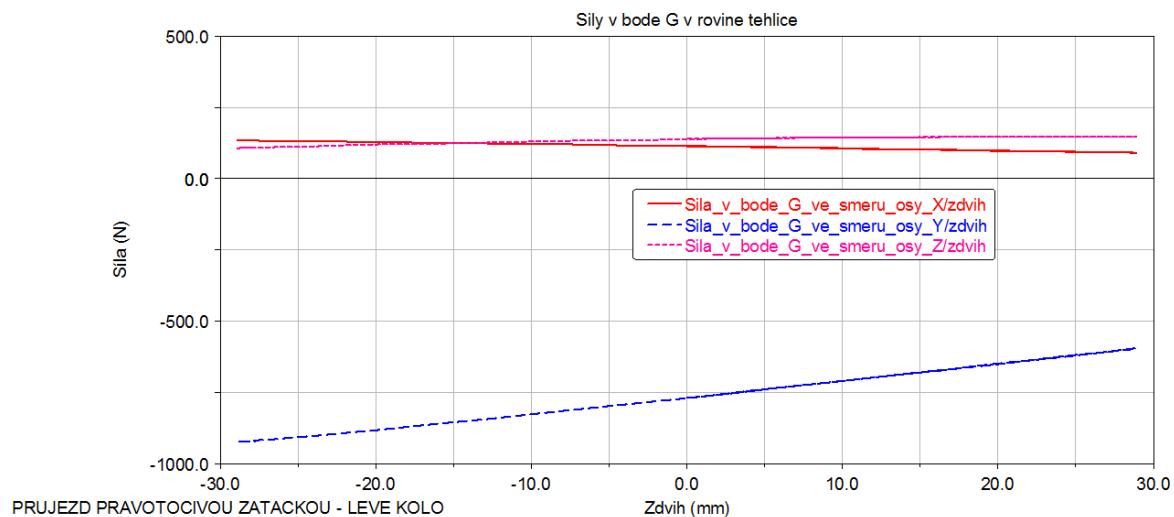


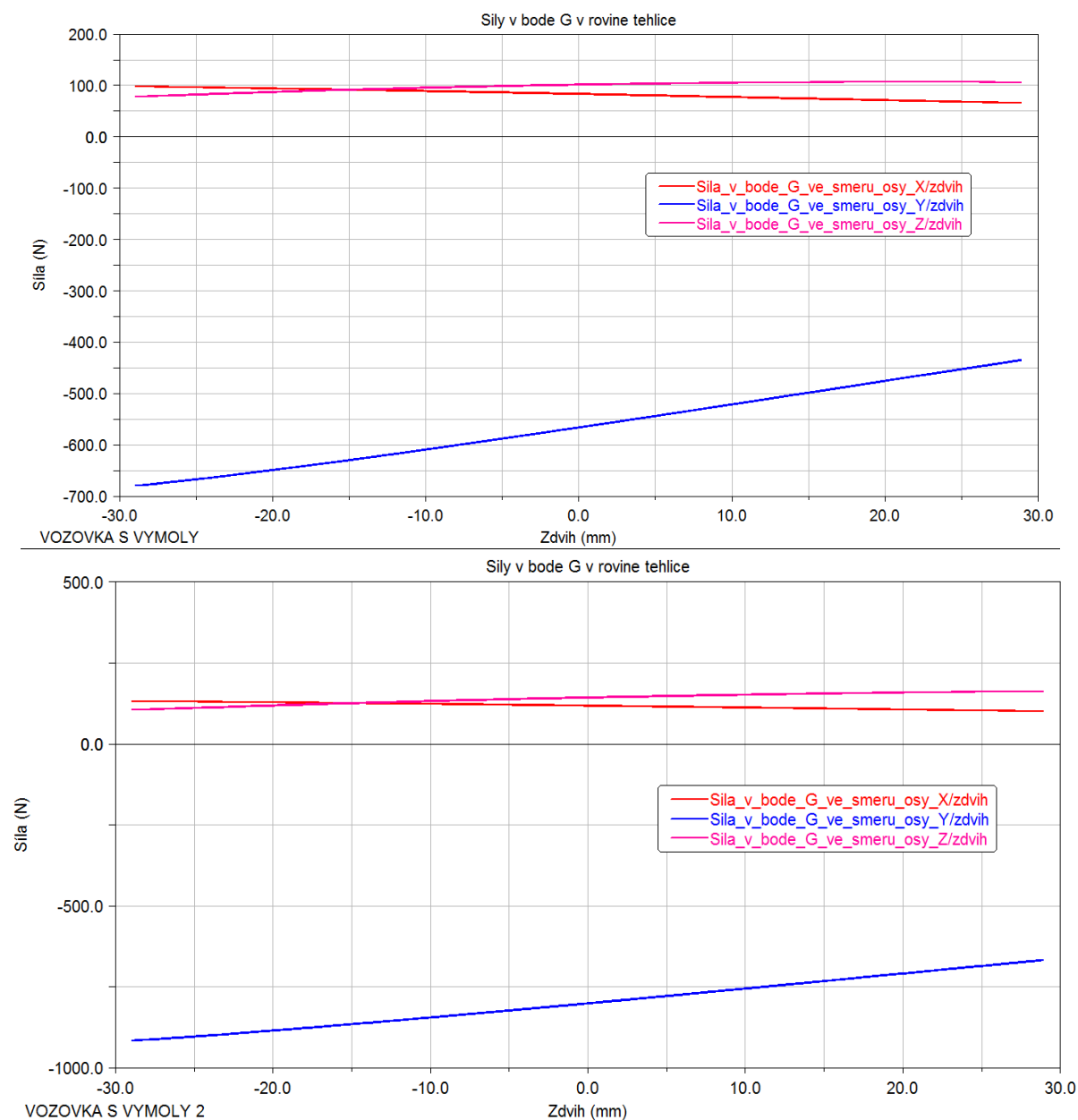













Příloha 3: Odečtené síly z předchozích grafů a jejich transformace do software ANSYS

Vozovka s výmoly (směr boční síly od osy vozu →)- Adams							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	-2251,4	-731,4	-4191,0	-298,8	1818,9	1159,7	C
F	667,1	1358,7	-315,9	565,1	1089,9	-128,7	F
G	65,6	-434,6	105,8	97,7	-679,8	77,8	G

TRANSFORMACE S.S.

Vozovka s výmoly (směr boční síly od osy vozu →) - ANSYS Workbench							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	2251,4	-731,4	4191,0	298,8	1818,9	-1159,7	C
F	-667,1	1358,7	315,9	-565,1	1089,9	128,7	F
G	-65,6	-434,6	-105,8	-97,7	-679,8	-77,8	G

Vozovka s výmoly (směr boční síly k ose vozu ←)- Adams							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	-2228,5	-2685,1	-4104,2	-300,2	-137,4	1082,2	C
F	647,8	899,7	-207,0	538,8	641,0	-80,2	F
G	100,6	-666,7	162,3	131,6	-915,9	104,8	G

TRANSFORMACE S.S.

Vozovka s výmoly (směr boční síly k ose vozu ←)- ANSYS Workbench							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	2228,5	-2685,1	4104,2	300,2	-137,4	-1082,2	C
F	-647,8	899,7	207,0	-538,8	641,0	80,2	F
G	-100,6	-666,7	-162,3	-131,6	-915,9	-104,8	G



Prudké zrychlení (maximální krouticí moment, 1. převodový stupeň) - Adams									
30					-30				
	FX	FY	FZ		FX	FY	FZ		
	[N]	[N]	[N]		[N]	[N]	[N]		
C	-2830,9	-1291,3	-4253,8		-844,6	1251,9	1056,7		C
F	1066,3	1843,7	-426,9		1009,1	1574,9	-190,2		F
G	166,3	-1102,0	268,3		195,0	-1357,7	155,4		G

TRANSFORMACE S.S.

Prudké zrychlení (maximální krouticí moment, 1. převodový stupeň) - ANSYS									
30					-30				
	FX	FY	FZ		FX	FY	FZ		
	[N]	[N]	[N]		[N]	[N]	[N]		
C	2830,9	-1291,3	4253,8		844,6	1251,9	-1056,7		C
F	-1066,3	1843,7	426,9		-1009,1	1574,9	190,2		F
G	-166,3	-1102,0	-268,3		-195,0	-1357,7	-155,4		G

Průjezd pravotočivou zatáčkou-LEVÉ KOLO - Adams									
30					-30				
	FX	FY	FZ		FX	FY	FZ		
	[N]	[N]	[N]		[N]	[N]	[N]		
C	-2803,0	1768,3	-4379,1		-910,4	4184,6	1162,8		C
F	1181,6	2685,5	-625,7		992,9	2351,5	-272,6		F
G	89,7	-594,7	144,8		132,8	-923,9	105,7		G

TRANSFORMACE S.S.

Průjezd pravotočivou zatáčkou-LEVÉ KOLO - ANSYS									
30					-30				
	FX	FY	FZ		FX	FY	FZ		
	[N]	[N]	[N]		[N]	[N]	[N]		
C	2803,0	1768,3	4379,1		910,4	4184,6	-1162,8		C
F	-1181,6	2685,5	625,7		-992,9	2351,5	272,6		F
G	-89,7	-594,7	-144,8		-132,8	-923,9	-105,7		G



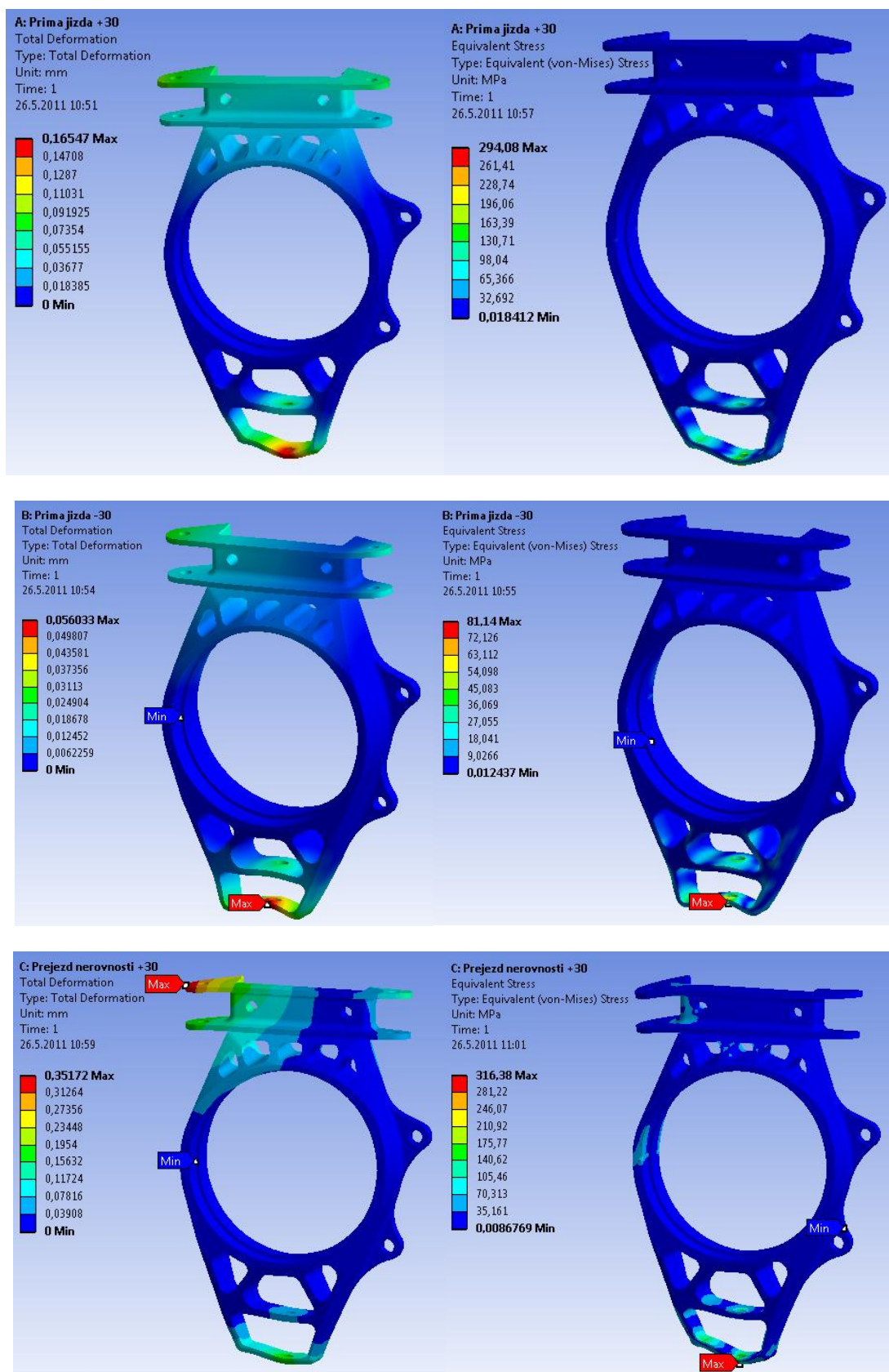
Průjezd pravotočivou zatáčkou-PRAVÉ KOLO - Adams							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	-2794,7	-1498,1	-4238,4	-880,7	975,2	1040,4	C
F	1109,3	1860,1	-430,3	975,9	1566,2	-188,5	F
G	158,5	-1050,6	255,7	193,8	-1348,7	154,3	G

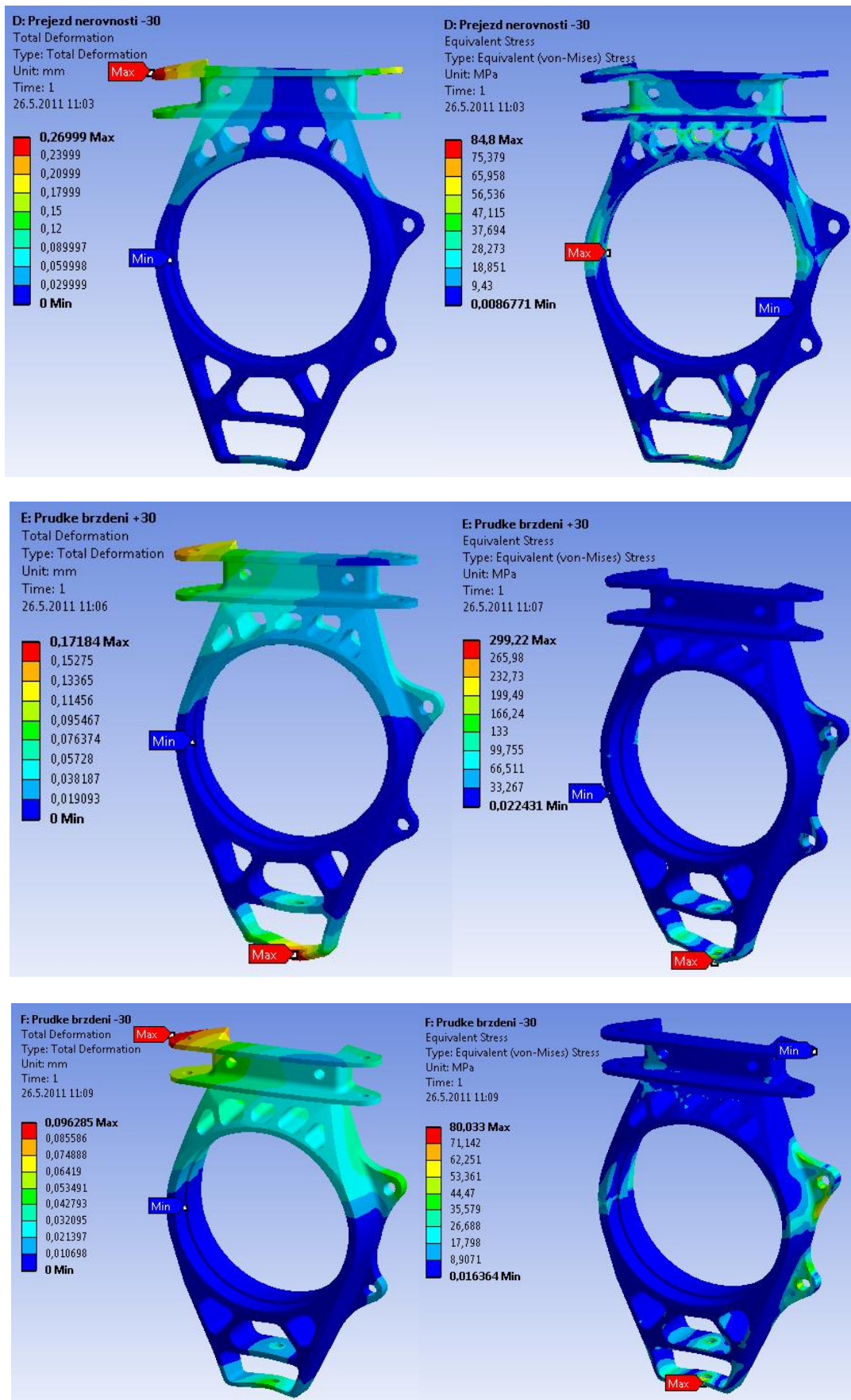
TRANSFORMACE S.S.

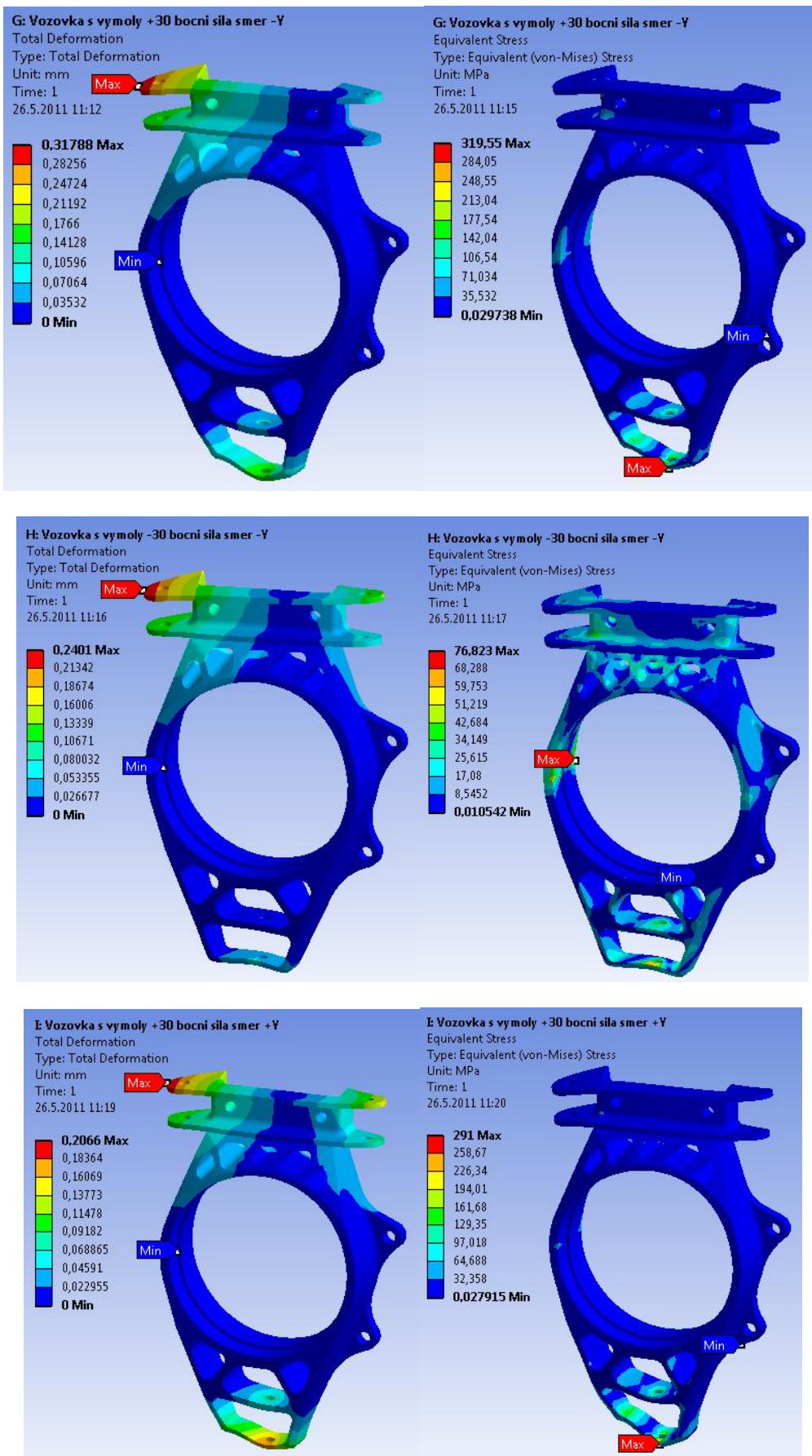
Průjezd pravotočivou zatáčkou-PRAVÉ KOLO - ANSYS							
30				-30			
	FX	FY	FZ	FX	FY	FZ	
	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	[N]	
C	2794,7	-1498,1	4238,4	880,7	975,2	-1040,4	C
F	-1109,3	1860,1	430,3	-975,9	1566,2	188,5	F
G	-158,5	-1050,6	-255,7	-193,8	-1348,7	-154,3	G

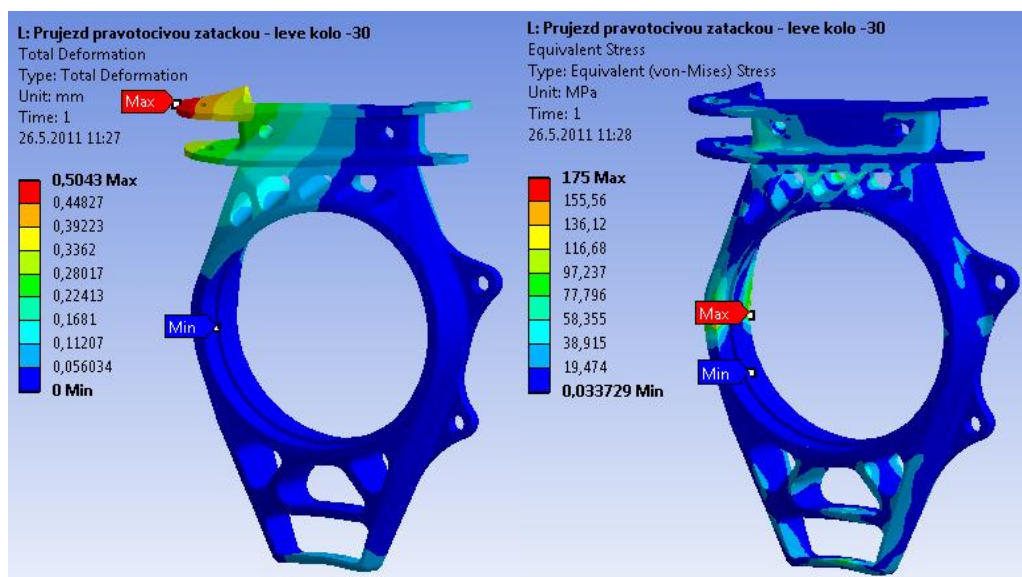
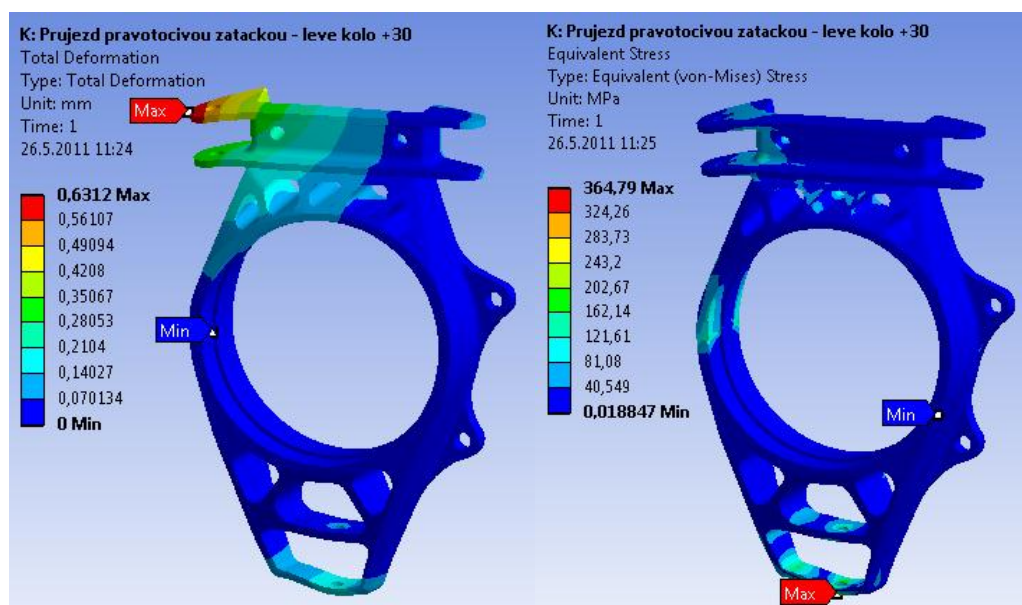
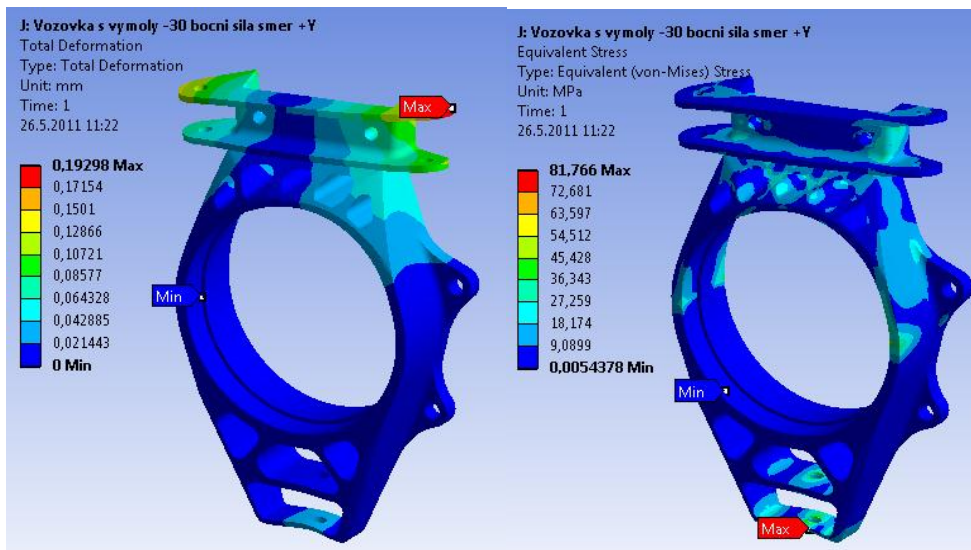


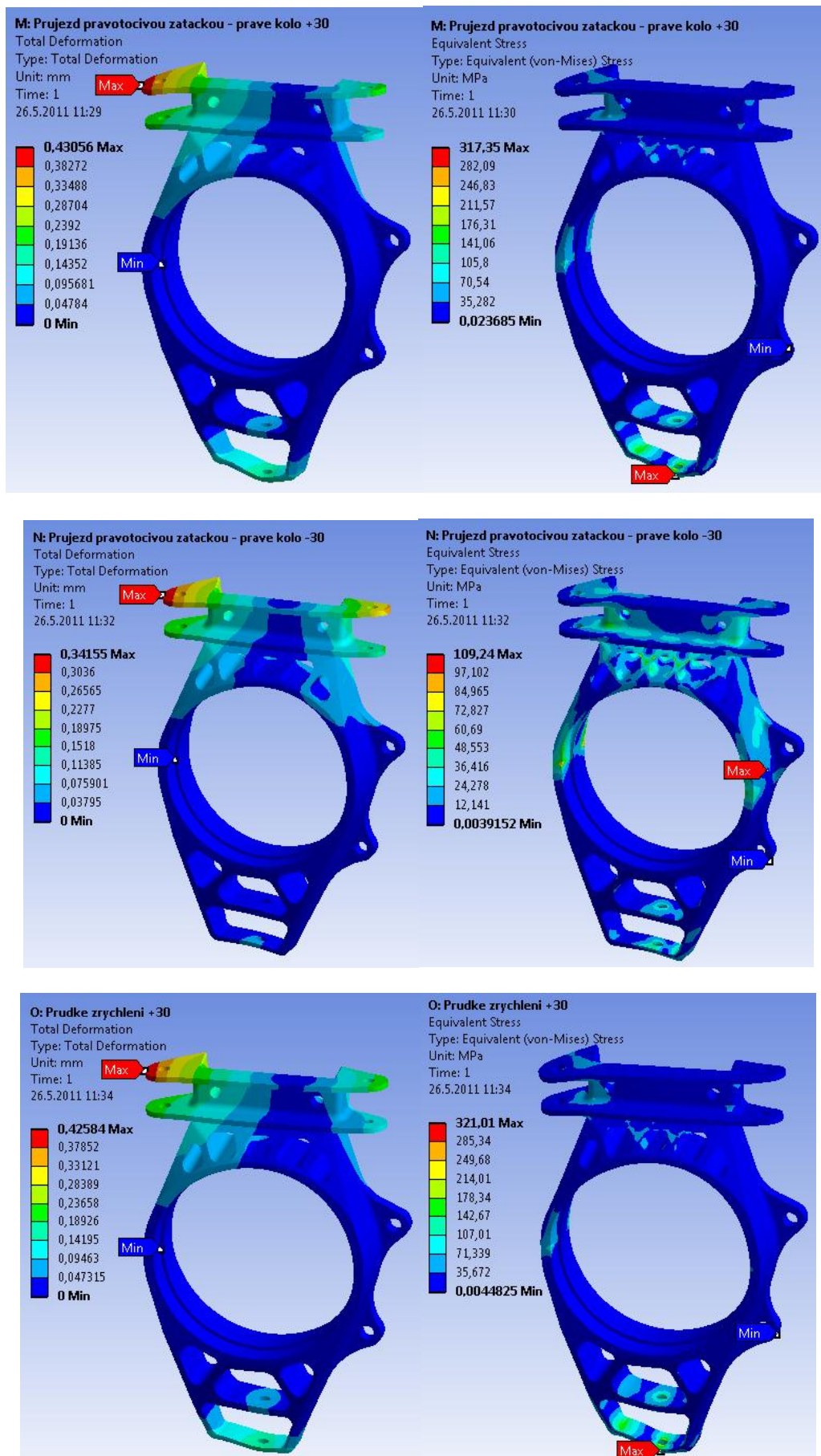
Příloha 4: Výsledky výpočtu napěťové a deformační analýzy prvního návrhu

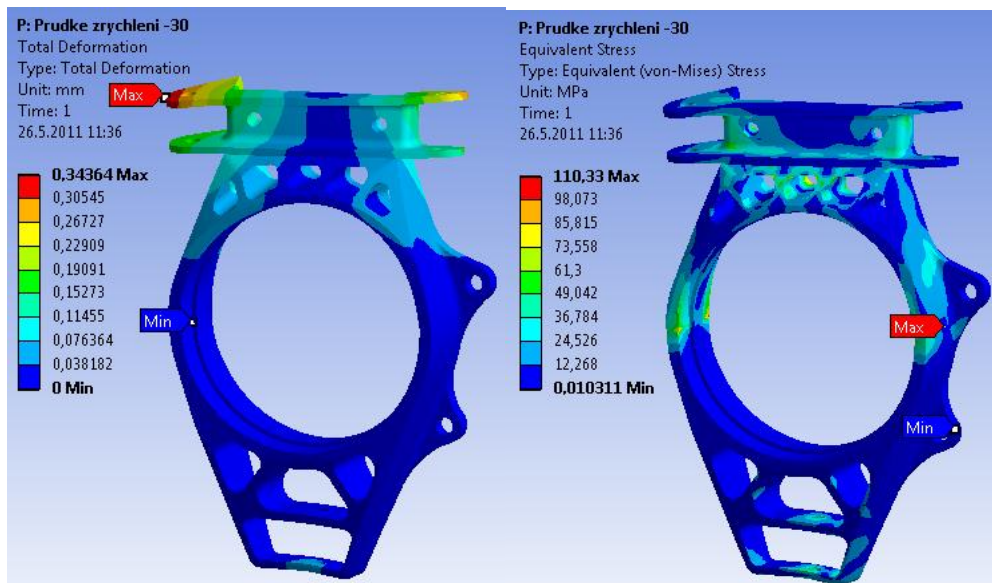






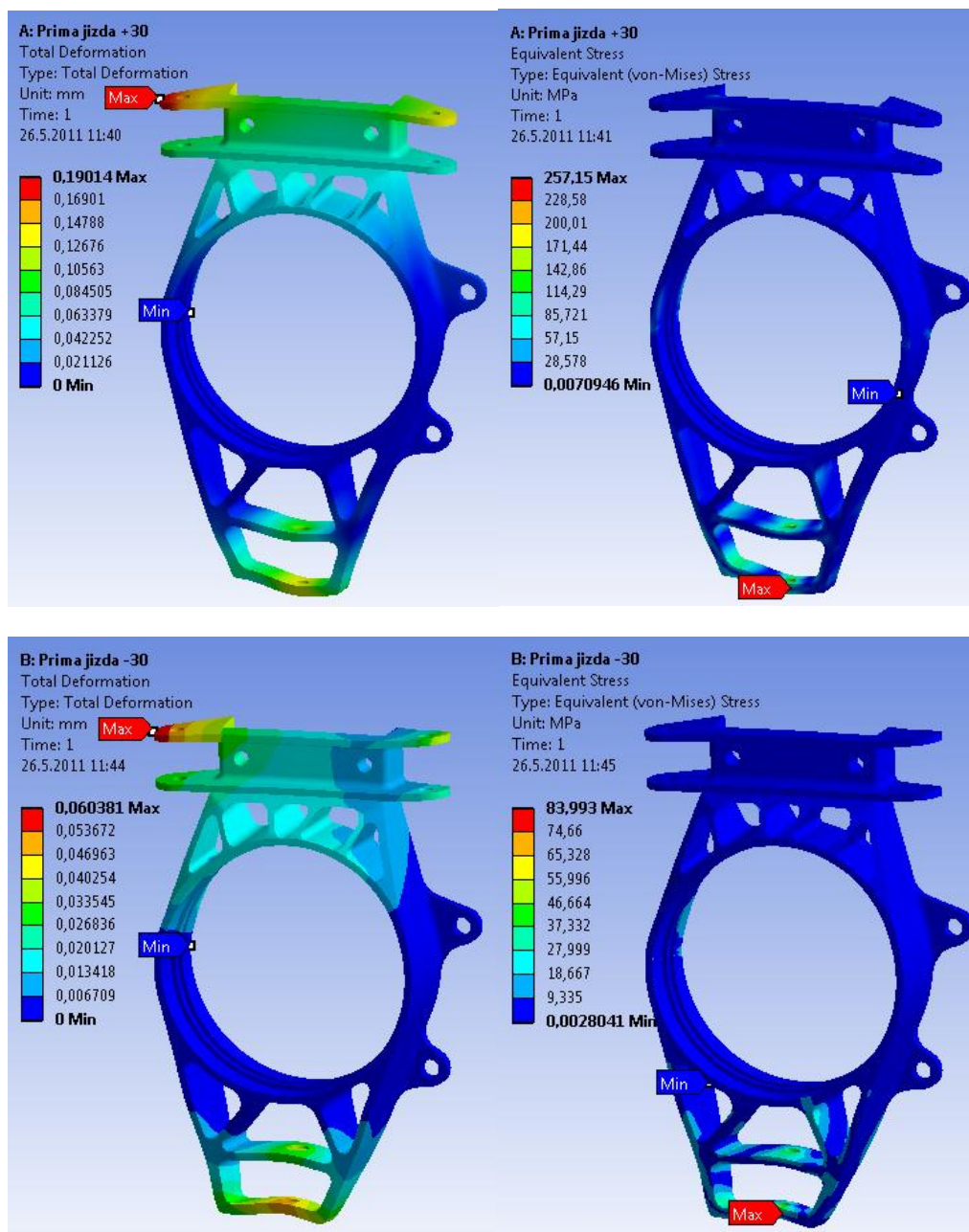


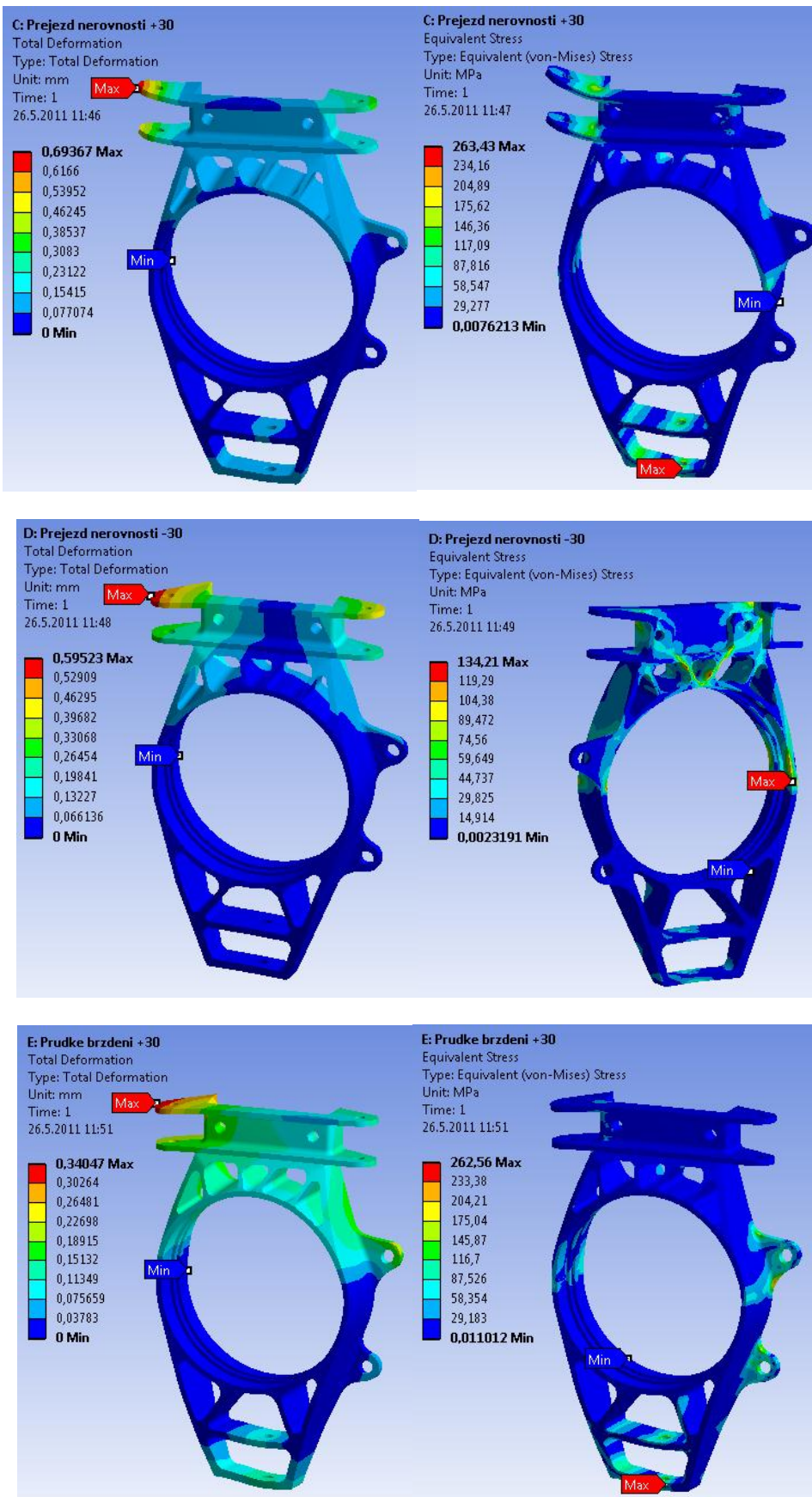


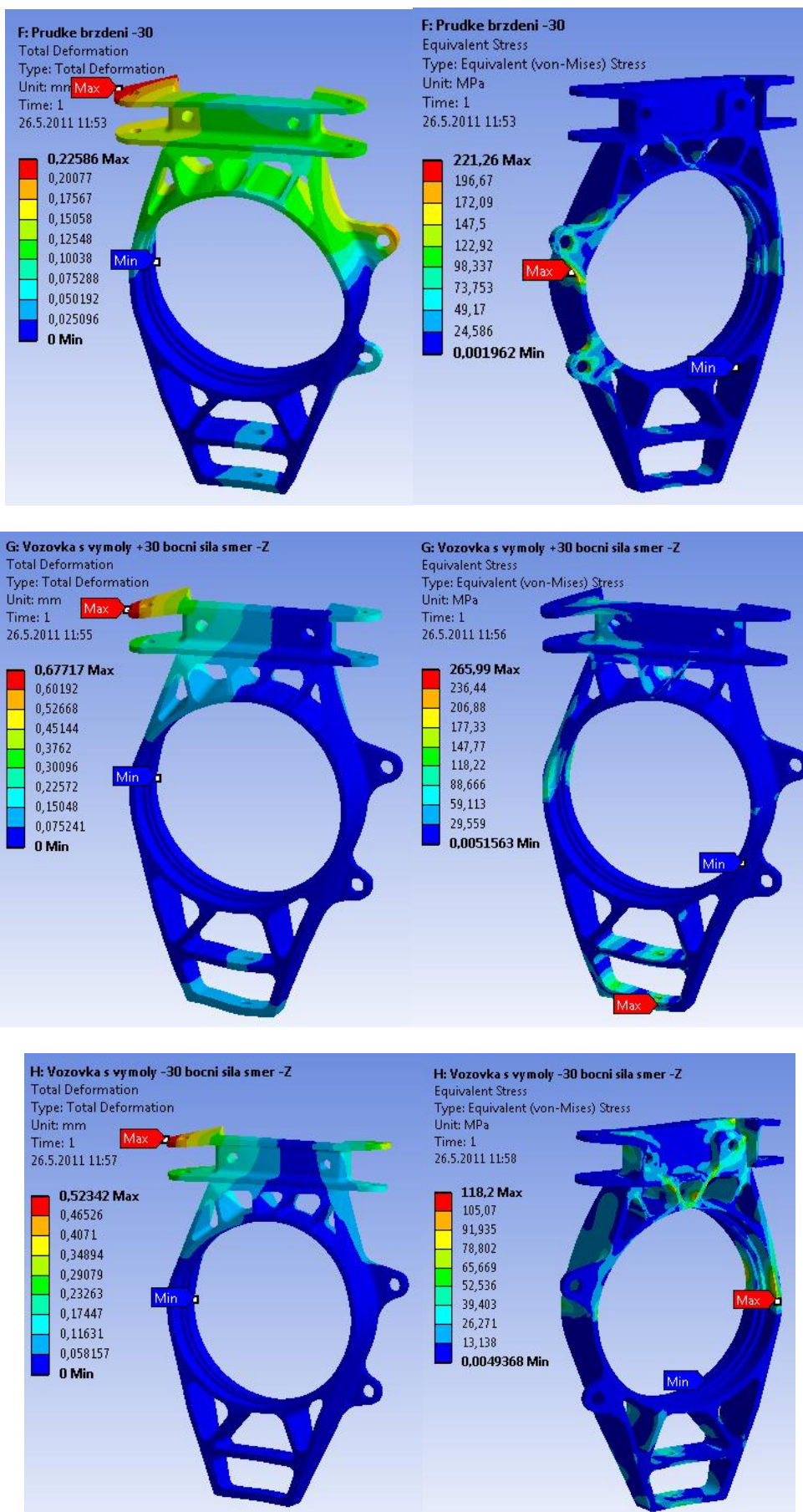


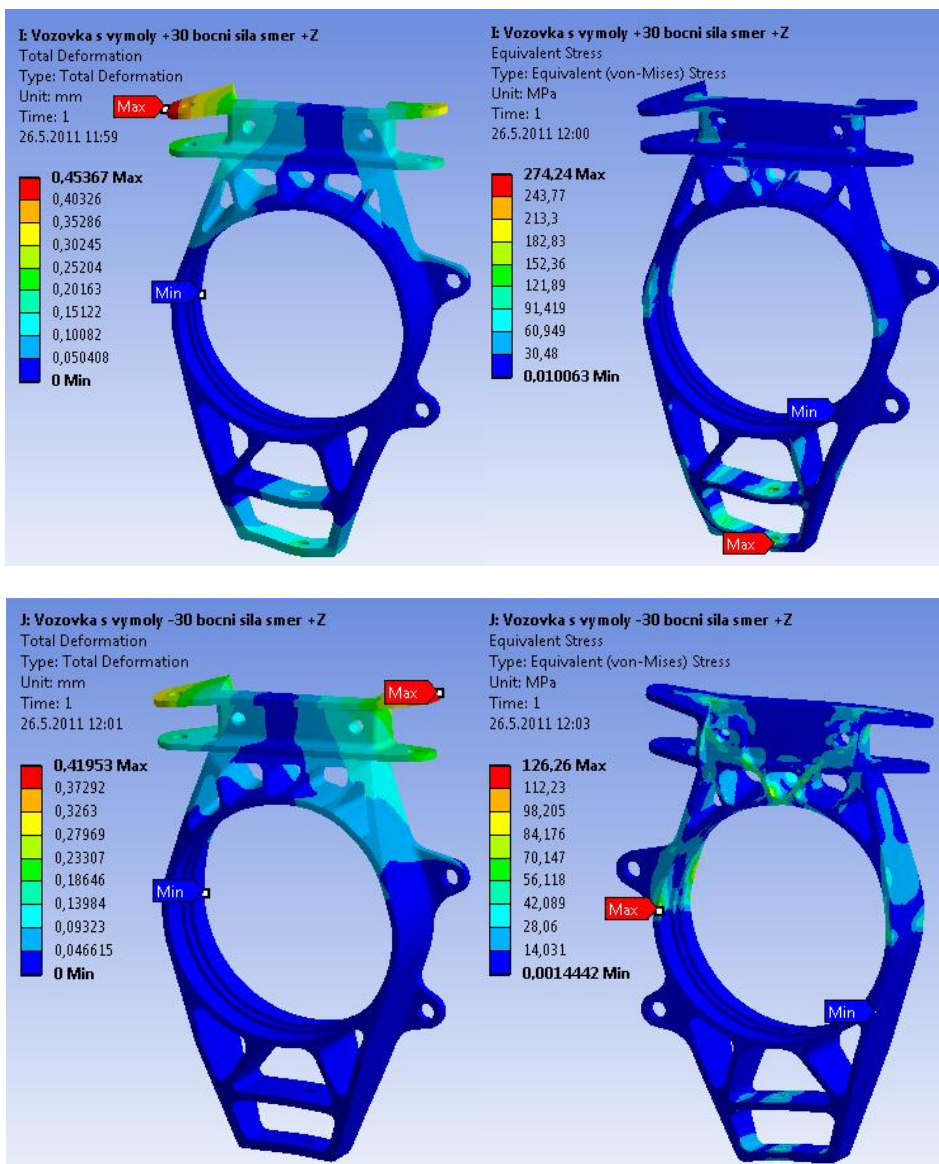


Příloha 5: Výsledky výpočtu napěťové a deformační analýzy první optimalizace těhlice.











Příloha 6: Druhá optimalizace zadní těhlice

