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

KONSTRUKČNÍ NÁVRH STABILIZÁTORU ZADNÍ NÁPRAVY VOZIDLA FORMULE STUDENT
FORMULA STUDENT ANTI ROLL BAR SYSTEM DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE — Marek Urban
AUTHOR

VEDOUCÍ PRÁCE — Ing. Pavel Ramík
SUPERVISOR

BRNO 2018

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

Zadání bakalářské práce

Ústav:	Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student:	**Marek Urban**
Studijní program:	Strojírenství
Studijní obor:	Základy strojního 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 bakalářské práce:

Konstrukční návrh stabilizátoru zadní nápravy vozidla Formule Student

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Naplní práce je vytvoření konstrukčního návrhu stabilizátoru zadní nápravy vozidla Formule Student.

Cíle bakalářské práce:

Provést rešerši konstrukčního provedení stabilizátoru náprav vozidel se zaměřením na formulové vozy. Sestavit konstrukční návrh stabilizátoru zadní nápravy daného vozidla Formule Student s využitím třetího tlumiče.
Sestavit výpočtový model pro simulační analýzu vybraných dílů navržené konstrukce.
Provést simulační analýzu při vybraných zátěžných stavech.
Na základě výsledků analýz navrhnout případnou konstrukční úpravu a provést simulační analýzu upravené varianty. Tento postup podle potřeby opakovat.
Začlenit navrženou konstrukci stabilizátoru do sestavy odpružení vozidla.
Vyslovit se k dosaženým výsledkům a k vhodnosti navržené konstrukce pro použití na vozidle.

Seznam doporučené literatury:

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

JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

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 bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2017/18.

V Brně, dne 27. 10. 2017

L.S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

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

ABSTRAKT

Tato práce se soustředí na konstrukční návrh stabilizátoru zadní nápravy vozu Formule student. Jedná se o koncept se zkrutnou tyčí a třetím tlumičem, používaný například ve vozech Formule 1. Návrh částečně vychází z topologické optimalizace. Důraz je kladen na optimalizaci pomocí metody konečných prvků, s cílem dosažení požadované tuhosti při nízké hmotnosti. Optimalizace je prováděna řadou iterací při zatěžování jednotlivých částí i celé sestavy stabilizátoru v několika jízdních stavech. Dále je navržena sestava předního stabilizátoru typu U s vyměnitelnými břity a přední vahadlo třetího tlumiče a jeho uložení.

KLÍČOVÁ SLOVA

Stabilizátor, konstrukce, Formule student, metoda konečných prvků, optimalizace, podvozek, závodní vůz

ABSTRACT

This bachelor's thesis is focused on design of rear anti roll bar system of single-seated Formula student car. It is a concept with torsional bar and third damper used for example in Formula 1. Design is partially inspired by topology optimization. The emphasis is on optimization using finite element method to achieve desired stiffness at low weight. Optimization is done in series of static analysis iterations of individual parts and of the whole system in several driving states. Design of front anti roll bar system with adjustable blades is made along with front third rocker system.

KEYWORDS

Anti roll bar, sway bar, design, Formule student, finite element method, optimization, suspension, race car

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

URBAN, M. *Konstrukční návrh stabilizátoru zadní nápravy vozidla Formule Student*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2018. 75 s. Vedoucí bakalářské 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. května 2018 ……..……..……..

Marek Urban

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych chtěl poděkovat celému týmu TU Brno Racing za předané zkušenosti, spolupráci a cenné rady, jmenovitě chci poděkovat Bc. Martinu Hlaváčovi a Jiřímu Míšovi. Chci poděkovat škole a všem sponzorům, kteří umožnili výrobu komponent mého návrhu a realizaci celého projektu.

Chtěl bych poděkovat panu Ing. Pavlu Ramíkovi za vedení této bakalářské práce a pomoc při její tvorbě.

V neposlední řadě chci poděkovat své rodině za obrovskou podporu v průběhu celého studia.

OBSAH

Úvod 10
1 Projekt Formule student 11
2 Stabilizátor 12
2.1 Princip a vliv na jízdní vlastnosti 12
2.1.1 Princip 12
2.1.2 Souvislosti s boční silou působící na pneumatiku 12
2.1.3 Nedotáčivost a přetáčivost 14
2.2 Druhy stabilizátorů 16
2.2.1 Stabilizátor tvaru „U“ 16
2.2.2 Stabilizátory v provedení s třetím tlumičem 20
2.3 Stabilizátory ve formuli student 22
3 Využití metody konečných prvků při návrhu 23
4 Konstrukční řešení 24
4.1 Koncept zadního odpružení vozu Dragon 8 24
4.1.1 Kinematické vazby 25
4.2 Návrh třetího vahadla zadní nápravy 26
4.2.1 První návrhy 26
4.2.2 Topologická optimalizace 28
4.2.3 Řešení šroubového spoje vahadla s torzní tyčí 30
4.2.4 Konstrukční úprava vahadla s ohledem k symetrickému namáhání 33
4.2.5 Finální návrh 42
4.3 Návrh zbylých součástí stabilizátoru zadní nápravy 47
4.3.1 Návrh zkrutné vyměnitelné trubky 47
4.3.2 Návrh ukotvení zkrutné tyče 48
4.4 Zatěžování sestavy stabilizátoru 50
4.4.1 Výsledné tuhostní iterace 53
4.4.2 Maximální hodnoty redukovaných napětí částí stabilizátoru 56
4.4.3 Shrnutí výsledných deformací a napětí pro různá nastavení stabilizátoru 59
4.5 Výsledná sestava zadního stabilizátoru 60
4.5.1 Začlenění stabilizátoru do sestavy vozu a systému odpružení 61
4.5.2 Montáž a reálná sestava stabilizátoru 62
4.5.3 Návrh přípravku pro validaci 62
4.6 Přední sestava stabilizátoru a mechanismus třetího vahadla 63
4.6.1 Přední stabilizátor 64
4.6.2 Přední sestava třetího vahadla 69

Závěr 71
Seznam použitých zkratek a symbolů 75

ÚVOD

Stabilizátor je součást podvozku vozidla, která slouží k vyrovnávání nápravy, při náklonu, zejména v zatáčce, ale i při přejezdu nerovností. Je to mechanismus, který odpružení obou kol nápravy propojí tak, že v zatáčce síla z vnějšího - stlačovaného kola je přenášena na kolo vnitřní. Míra přenosu síly je dána tuhostí stabilizátoru. U osobních automobilů hrají stabilizátory zejména bezpečnostní a komfortní funkci. U závodních vozů je nastavení podvozku jedna z nejdůležitějších částí přípravy vozu pro dosažení jeho maximálních výkonnostních schopností. Používají se nastavitelné stabilizátory, které přidávají možnosti (proměnné) do celkového nastavení podvozku. Tím umožňují lépe ovlivňovat některé jevy jízdní dynamiky vozu jednotlivě a zvyšují jízdní výkonnostní vlastnosti. [1]

S ohledem na vlivy stabilizátoru na jízdní dynamiku se práce zabývá zejména konstrukčním návrhem stabilizátoru pro monopost „Dragon 8“ studentského týmu „TU Brno Racing“ v rámci výukového projektu Formule student. Mým cílem je navrhnout konstrukci stabilizátoru na novém konceptu kinematiky podvozku, který využívá třetí tlumič. Budu provádět optimalizaci komponent na základě metody konečných prvků. Zřetel bude dbán na nízkou hmotnost při zachování požadovaného rozsahu tuhosti u pružných součástí a maximální tuhosti u ostatních součástí s ohledem na vyrobitelnost a spolehlivost.

1 PROJEKT FORMULE STUDENT

Projekt Formule Student je výukový projekt, ve kterém studenti technických univerzit po celém světě navrhují a vyrábějí závodní vozy formulového typu, dle několika daných parametrů. S tímto vozem se pak účastní závodů, kde měří síly s týmy z jiných škol v několika disciplínách. Vedle dynamických disciplín, které testují schopnosti vozu a řidiče, jsou zde statické disciplíny, kde tým prezentuje a obhajuje návrh vozu, představuje marketingový plán pro fiktivní prodej a zprávu o nákladech, která popisuje výrobní procesy a náklady všech součástek na vozidle. Vůz musí také projít technickou přejímkou, kde se kontroluje naplnění mnohých technických a bezpečnostních parametrů, než je týmu umožněna účast v dynamických disciplínách. Nejde tedy pouze o to, který vůz je nejrychlejší, jako tomu je v motorsportu, ale hodnotí se celkové kvality týmu napříč zmiňovanými disciplínami. [2]

Celý projekt vznikl roku 1981 v Americe pod společností Society of Automotive Engineers (SAE), která začala pořádat závody a vytvořila pravidla soutěže, v průběhu dalších let vznikaly soutěže po celém světě, které se všechny drží stejných pravidel až na pár rozdílů. Dnes se soutěží na různých místech světa, ve Spojených státech, Japonsku, Číně, Indii, či v Rusku, Anglii, Německu, Itálii, také u nás v České Republice a v mnoha dalších státech. V současné době se soutěži účastní více než 550 týmů celosvětově. [2] [3]

Obr. 1 Závod Formule Student Germany 2017 [4]

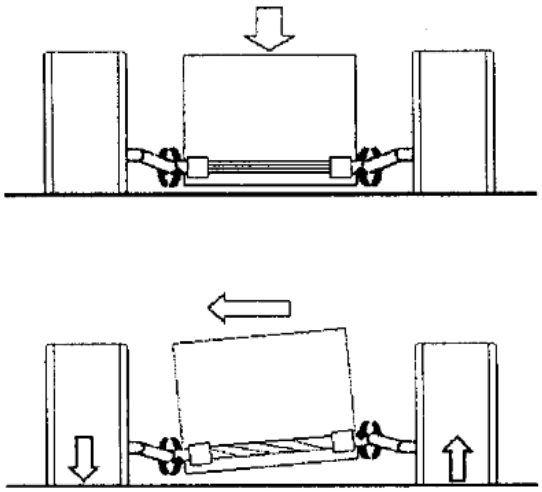
2 STABILIZÁTOR

2.1 PRINCIP A VLIV NA JÍZDNÍ VLASTNOSTI

2.1.1 PRINCIP

Stabilizátor je prvek podvozku vozidla, který zmírňuje příčné naklápění karoserie vozu. Příčně propojuje kola tak, že při nerovnoměrném stlačování tlumičů kol stabilizátor přenáší z více stlačovaného kola sílu na kolo méně stlačované (v zatáčce na kolo vnitřní). Jsou-li stlačovány obě kola stejně, stabilizátor není teoreticky zatěžován vůbec, pouze se pootočí v ložiskovém uložení. [1]

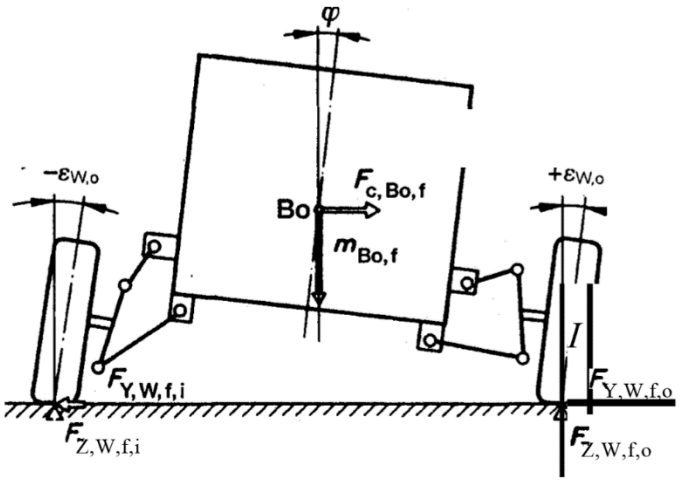
Stabilizátor si lze představit jako příčnou pružinu, která svou tuhostí, tedy tuhostí celé sestavy komponent stabilizátoru, ovlivňuje rozdíl mezi jednotlivými koly na nápravě. Jeli tuhost stabilizátoru vyšší, je stabilizace karoserie vyšší - rozdíl zdvihu tlumičů obou kol je menší, tedy menší náklon karoserie a naopak. Uvažujme stabilizátor s nekonečnou tuhostí, pak jsou jízdní tlumiče a pružiny zcela paralelně spojeny. [1]



Obr. 2 Princip příčného stabilizátoru [5]

2.1.2 SOUVISLOSTI S BOČNÍ SILOU PŮSOBÍCÍ NA PNEUMATIKU

Použitím stabilizátoru - tedy zmenšením náklonu karoserie - snižujeme naklonění kola při průjezdu zatáčkou – odklon. Tento jev je závislý na kinematice vozu, zejména na systému zavěšení kol. Vnitřní kolo se naklápí do pozitivního a vnější do negativního odklonu (viz obr. 3). Toto naklonění vede ke snížení stykové plochy pneumatiky s vozovkou a tedy snížení schopnosti pneumatiky vytvořit boční dostředivou sílu, díky které auto zatáčí. [5] [7]



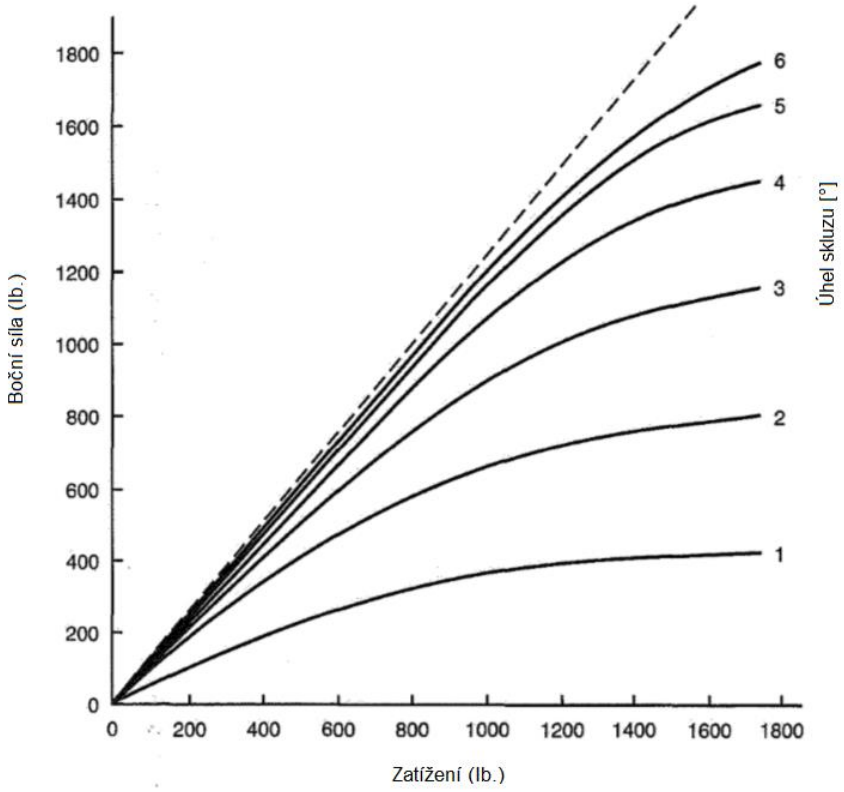
Obr. 3 Naklápění karoserie a kol v zatáčce [6]

U závodních vozů se s tímto jevem počítá a nastavují se negativní odklony, aby v zatáčce při náklonu kola, bylo vnější kolo ideálně kolmo k vozovce, pro maximalizaci stykové plochy. Nastavené odklony ovšem snižují stykovou plochu pneumatiky při jízdě po přímé trati. Proto je výhodné snížení náklonu kola v zatáčce použitím stabilizátoru, respektive tvrdším nastavením stabilizátoru. Toto platí teoreticky, záleží však také na typu pneumatiky. Například závodní pneumatiky jsou konstruovány pro nejvyšší účinnost při určitém negativním odklonu, nikoli při nulovém odklonu (kolmým postavením vůči vozovce). [7]

Dále můžeme zvolit měkčí pružiny, které mohou přidávat jízdní komfort a zvyšovat mechanický styk pneumatiky s vozovkou. Stabilizátor spojuje jízdní pružiny paralelně, takže jednotlivé kolo klade vůči zdvihu větší odpor. Bez stabilizátoru musí být jízdní pružiny schopny vyrovnávat naklápění do zatáčky zvlášť. Proto musí být tvrdší, aby zabránily náklonu vozu. [5] [6]

Při příliš vysoké tuhosti stabilizátoru je vnitřní kolo nadlehčováno, což snižuje boční sílu, kterou může přenést. Vnější kolo je zatěžováno více, což vede k zvýšení boční síly, které dané kolo přenese. Ovšem vnitřní odlehčované kolo ztratí více boční síly, než vnější nabyde. Tedy celková boční síla, kterou může náprava přenést je snižována při ztužování nastavení stabilizátoru. Je to z důvodu nelineárního chování pneumatiky (viz obr. 4). [1] [7]

Závodní vozy, například okruhové, závislé na přítlaku, obecně používají tvrdší nastavení podvozku oproti osobním vozům z důvodu nízké světlé výšky, která je výsledkem snižování těžiště vozidla a souvislostí s aerodynamikou, která je konstruována pro určitou světlou výšku pro optimální účinnost.



Obr. 4 Graf závislosti zatížení na boční síle pneumatiky pro různé úhly skluzu (slip angle) [7]

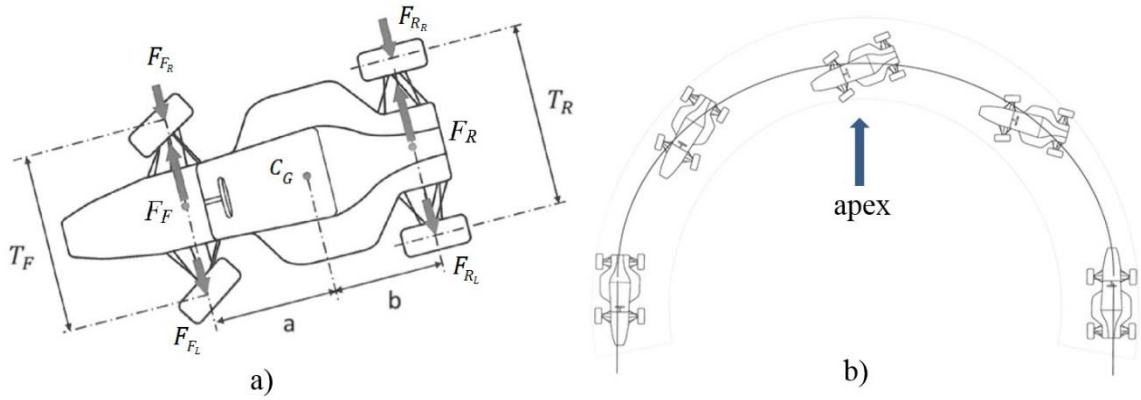
2.1.3 NEDOTÁČIVOST A PŘETÁČIVOST

Dá se tedy říci, že tužší nastavení stabilizátoru zmenšuje celkovou boční sílu, kterou je schopna náprava přenést. Toto je důležité hlavně při nastavování tuhostí stabilizátoru obou náprav vůči sobě. Tento poměr ovlivňuje řízení vozu ve smyslu nedotáčivosti, či přetáčivosti v zatáčce. Nejvíce v ustáleném stavu vozidla v zatáčce, kdy podélná silová výslednice je nulová. K tomuto ustálenému stavu dochází teoreticky ve vrcholu zatáčky - v „apexu“. Při nájezdu a výjezdu ze zatáčky ovlivňují přetáčivost a nedotáčivost také jízdní tlumiče. Při jízdě na ideální kruhové dráze je ustálený stav teoreticky v každém bodě tratě. [5] [6] [7]

V ustáleném stavu platí: [7]

- Nedotáčivost – výslednice sil na zadní nápravě převyšuje výslednici na přední nápravě, a má směr dostředivý. Výsledný zatáčecí moment bude tedy způsobovat menší zatáčení vozidla vůči zatáčce. Jinými slovy vozidlo nezatáčí dostatečně „ostře“.
- Přetáčivost – převyšuje dostředivá výslednice sil přední nápravy. Vozidlo zatáčí vůči zakřivení zatáčky více.

Pozn.: V přechodných stavech budou navíc působit podélné síly, které budou vytvářet další momenty vzhledem k těžišti.



Obr. 5 [8]
a) Vůz neutrální ve smyslu přetáčivost/nedotáčivosti b) Modelový průjezd 180° zatáčkou

T_F - rozchod předních kol; T_R - rozchod zadních kol; a – vzdálenost přední nápravy od těžiště; b – vzdálenost zadní nápravy od těžiště; C_G – Těžiště; F_F, F_R – odstředivé síly na jednotlivých nápravách; F_{FR}, F_{FL}, F_{RR}, F_{RL} – boční síly působící na jednotlivých pneumatikách

Na obr. 5-a je model vozu v ustáleném stavu, kdy podélné síly a tedy i zrychlení jsou nulové, proto uvažujeme pouze boční dostředivé a odstředivé síly. Vůz označujeme jako neutrální, neboť výsledný zatáčecí moment vzhledem k těžišti C_G je nulový. [7]

Pro neutrální vůz tedy platí [7]:

$$M_{C_G} = (F_{FR} + F_{FL}) \cdot a - (F_{RR} + F_{RL}) \cdot b = 0 \quad (1)$$

M_{CG} – moment stáčení („yaw moment“)

Jak bylo popsáno, větší tuhost stabilizátoru bude mít za výsledek snížení celkové boční dostředivé síly na nápravě. Při změně nastavení tuhostí stabilizátorů, budeme-li vždy vycházet z neutrálního vozu popsaného výše, bude platit:

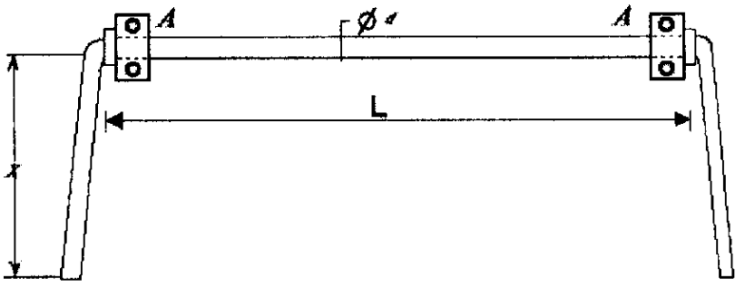
- Relativně tužší přední stabilizátor vůči zadnímu bude mít za důsledek vytvoření nedotáčivosti
- Relativně tužší zadní stabilizátor vůči přednímu bude mít za důsledek vytvoření přetáčivosti
- Relativně měkčí přední stabilizátor vůči zadnímu bude mít za důsledek vytvoření přetáčivosti
- Relativně měkčí zadní stabilizátor vůči přednímu bude mít za důsledek vytvoření nedotáčivosti

Nastavování tuhosti stabilizátoru se u závodních vozů řeší nejčastěji právě v souvislosti s přetáčivostí a nedotáčivostí. Je to individuální záležitost každého řidiče, nelze říci které nastavení je to správné, je to předmětem testování. Jednotlivé jevy a jejich příčiny se různě překrývají a změnou jednoho nastavení se ovlivňuje více aspektů dynamiky vozidla. Proto je nastavování podvozku vždy hledání správného kompromisu. [5] [7] [8]

2.2 DRUHY STABILIZÁTORŮ

2.2.1 STABILIZÁTOR TVARU „U“

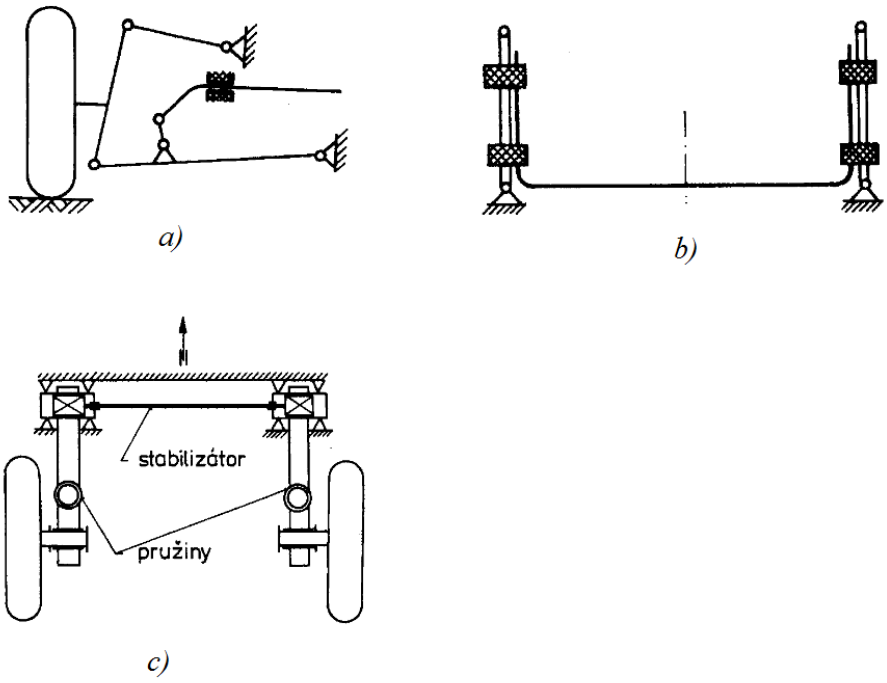
Nejpoužívanější je stabilizátor tvaru „U“, což je ohýbaná kruhová tyč připojena na obou koncích k odpružení kol jedné nápravy. Při rozdílu stlačování tlumičů je tyč kroucena a při stejném zdvihu kol se pouze pootočí v ložiskovém uložení. Používá se jak u osobních automobilů, tak u nákladních vozů. Důležité rozměry, které ovlivňují tuhost stabilizátoru, jsou ⌀*d* – průměr a L – délka zkrutné tyče. Délka *x* – rameno, díky kterému je vytvářen krut - čím je delší, tím je lineárnější průběh tuhosti při kroucení, ale také větší deformace této části vlivem ohybu. [1] [5]



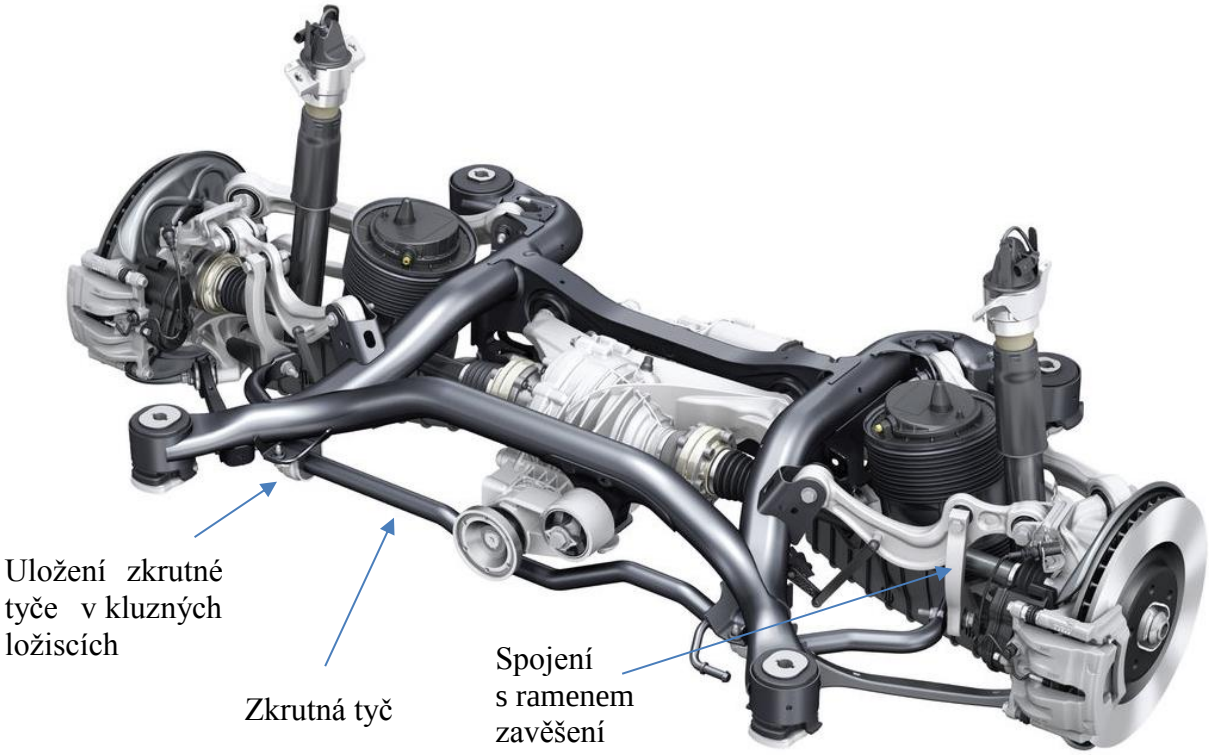
Obr. 6 Stabilizátor tvaru "U" [5]

Dle uložení můžeme tento druh stabilizátoru rozdělit do 3 skupin: [5]

1. Uložení zkrutné tyče v pryžových pouzdrech a spojení s ramenem kola pomocí táhla uloženého ve sférických ložiscích (obr. 7-a)
2. Spojení pryžovými ložisky stabilizátoru s podélnými rameny (obr. 7-b)
3. Torzní tyč spojující ramena v jejich ložiskovém uložení u klikové nápravy (obr. 7-c)



Obr. 7 Typy uložení „U“ stabilizátoru [5]



Obr. 8 Příklad použití „U“ stabilizátoru na nápravě Audi Q7 [9]

Zhodnocení:

Tento typ stabilizátoru považuji za jednoduché a levné řešení, ideální pro osobní vozy sériové výroby. Tuhosti stabilizátorů jsou pevně dány z výroby. Postrádají možnost nastavení tuhosti, která je vyžadována u závodních vozů.

U závodních vozů jako jsou vozy rallye, GT, cestovní závodní vozy (WTCC), apod. se nejčastěji používají různé obměny tohoto typu stabilizátoru typu U. Ty mají nastavitelnou tuhost, čehož se dosahuje různými způsoby:

- Různé body uchycení táhla na stabilizátoru
- Výměna zkrutných tyčí o různých tuhostech
- Břitové stabilizátory

VÍCE BODŮ UCHYCENÍ

Nejjednodušší varianta tohoto provedení, která umožňuje úpravu tuhosti, je na obr. 9. Na konci ohnuté tyče je více možností bodů uchycení. Tím se mění rameno síly, která kroutí zkrutnou tyčí. Tato varianta je používaná v řadě motorportových kategorií s osobními vozy a je oblíbená například u motorsportových nadšenců. Vyrábějí se na míru jednotlivých modelů aut, aby byla možná jednoduchá záměna původního stabilizátoru za tento upravený. [10]

Obr. 9 Stabilizátor tvaru „U“ s více body uchycení [10]

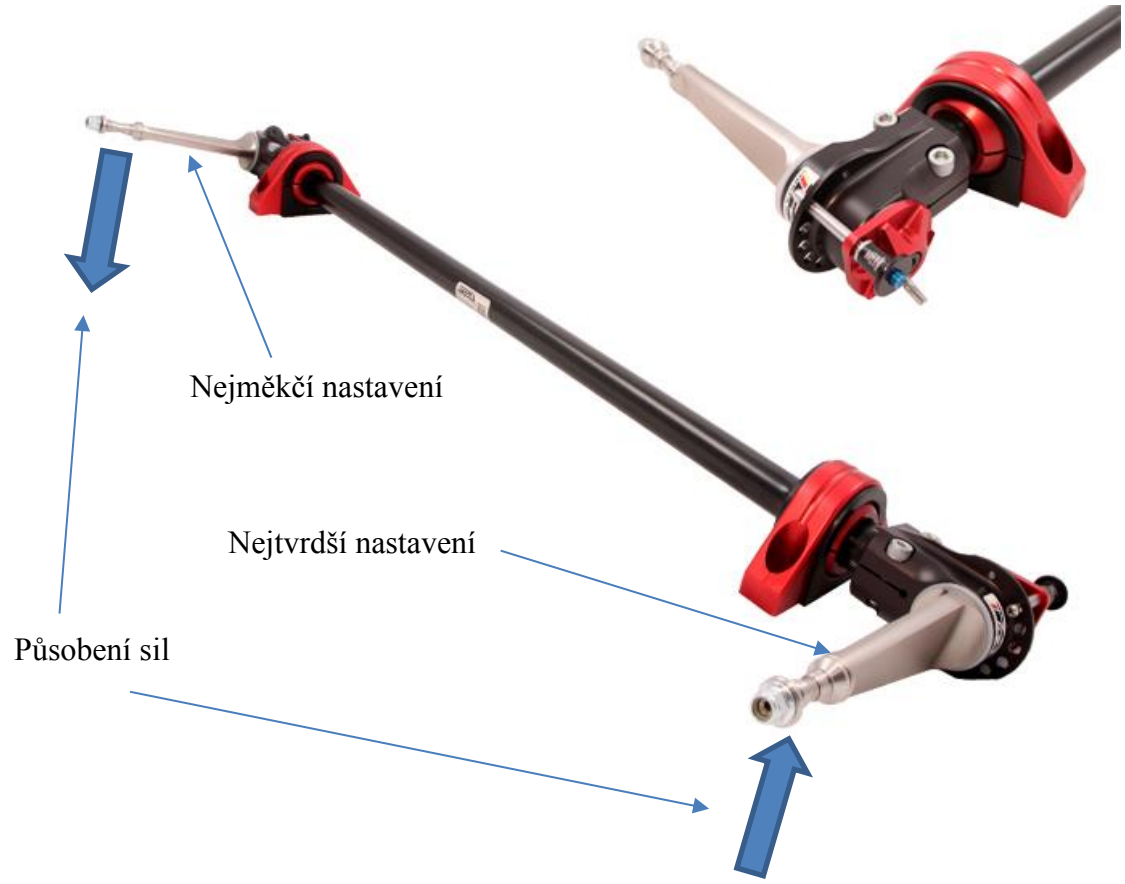
VYMĚNITELNÉ ZKRUTNÉ TYČE

Například u vozů rallye se používá stabilizátor s vyměnitelnou zkrutnou tyčí. Takový stabilizátor se skládá ze 3 částí - zkrutné tyče s drážkováním na konci a dvou ramen s vnitřním drážkováním a stahovací objímkou, konstruované pro maximální tuhost v ohybu pro dobrý přenost sil na zkrutnou tyč. Toto provedení se objevuje i v kombinaci s předešlou variantou.

Obr. 10 Tří dílný stabilizátor s vyměnitelnou zkrutnou tyčí; nalevo typický stabilizátor vozů Nascar [11][12]

BŘITOVÝ STABILIZÁTOR

Posledním typem U-stabilizátoru je břitový stabilizátor. Jako stabilizátor se zkrutnou tyčí se skládá ze 3 částí. Rozdílem je, že pružný element - nadimenzovaný na požadovanou tuhost, není tyč, ale břity, které jsou namáhány na ohyb. Jsou uloženy tak, že je možné jednoduše měnit natočení břitu kolem jejich osy a tím měnit jejich tuhost vůči ohybu. Tyč tedy plní funkci spíše rozpěrnou, než zkrutnou. Tento typ stabilizátoru je v soutěži Formule student nejpoužívanější, také je rozšířený například ve Formuli 1.



Obr. 11 Stabilizátor se stavitelnými břity [13]

Zhodnocení:

Oproti stavitelným stabilizátorům s vyměnitelnou torzní tyčí, či s měnitelnými body uchycení je tento typ jednodušší a rychlejší pro nastavování, nabízí také větší variabilitu nastavení bez nutnosti výměny celé součástky. Vlivem změny bodu uchycení stabilizátoru k odpružení se navíc mění průběh síly působící na stabilizátor, což může působit nepříznivě na linearitu celkové tuhosti.

2.2.2 STABILIZÁTORY V PROVEDENÍ S TŘETÍM TLUMIČEM

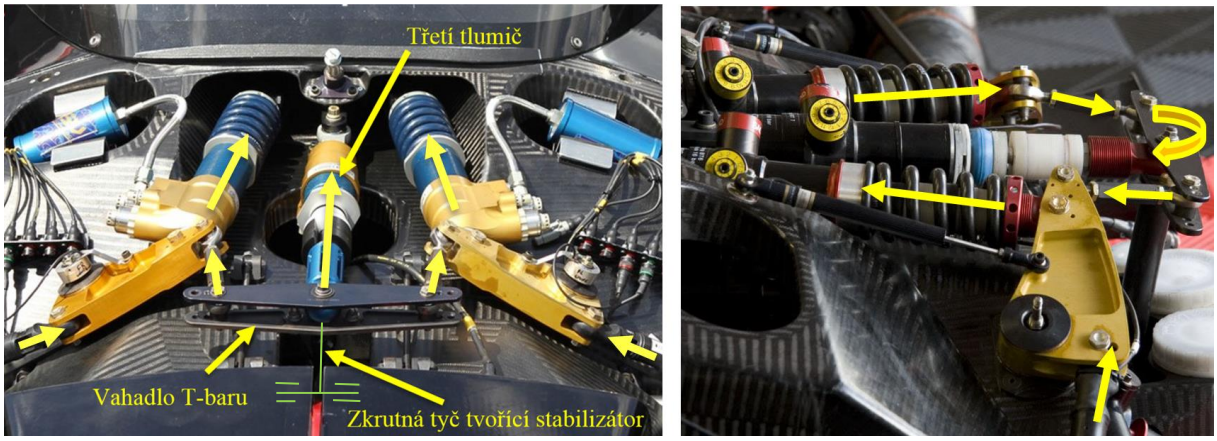
Ve vozech Formule 1, či vozech Le Mans se kromě užití břitových stabilizátorů popsaných výše používají takzvané „T-bary“, které kombinují napojení na třetí tlumič.

TŘETÍ TLUMIČ

Třetí tlumič se používá pro zvýšení tuhosti vozidla při naklápění v podélném směru, kolem příčné osy - tedy při brždění a akceleraci. Toto opět způsobuje rozdělení tlumících účinků odpružení vozidla mezi více prvků podvozku. Tím se zvýší schopnost jednotlivé jevy jízdní dynamiky ovlivňovat zvlášť. Zmenšování náklonu vozidla v před a vzad má smysl hlavně u závodních vozidel, kde dochází k velkému podélnému přetížení vlivem brždění, nebo akcelerace. Tlumení podélného náklonu souvisí s aerodynamikou vozu, která má nejvyšší účinnost při určitém úhlu podélného naklonění a je důležité tento úhel udržovat ideálně konstantní. Závodní vozy Formule 1, LMP nebo i vozy Formule student mají nízkou světlou výšku vozidla, přílišný náklon karoserie může vést k dotyku prvků aerodynamiky, či podvozku s vozovkou. Zejména při brždění hrozí kolize předního křídla s vozovkou.

T-BAR PROVEDENÍ

Na třetí tlumič nepůsobí žádné síly v ustáleném stavu v zatáčce (na vozidlo působí pouze boční síly), tedy v momentě, kdy je stabilizátor maximálně zatížen. Naopak když dochází ke stejnému zdvihu obou kol nápravy, nedochází k namáhání stabilizátoru, ale je zatížen třetí tlumič. Dá se tedy tvrdit, že z matematického hlediska je třetí tlumič jakýmsi doplňkem stabilizátoru a naopak. V přechodných stavech, tedy v nájezdu a výjezdu ze zatáčky však dochází k současnému zatěžování jak stabilizátoru, tak třetího tlumiče (každý prvek však ovlivňuje daný náklon nezávisle). Konstrukce připomíná písmeno T, neboť vahadlo podélného tvaru je k třetímu tlumiči i ke zkrutné tyči připojeno kolmo a uprostřed viz obr. 12, proto název T-bar. Zkrutná tyč stabilizátoru je upevněna k rámu vozidla tak, aby se mohla naklánět ve směru stlačování třetího tlumiče, a zároveň, aby se nemohla otáčet kolem své osy. Vytváří tedy odpor proti kroucení a tím stabilizaci vozu.

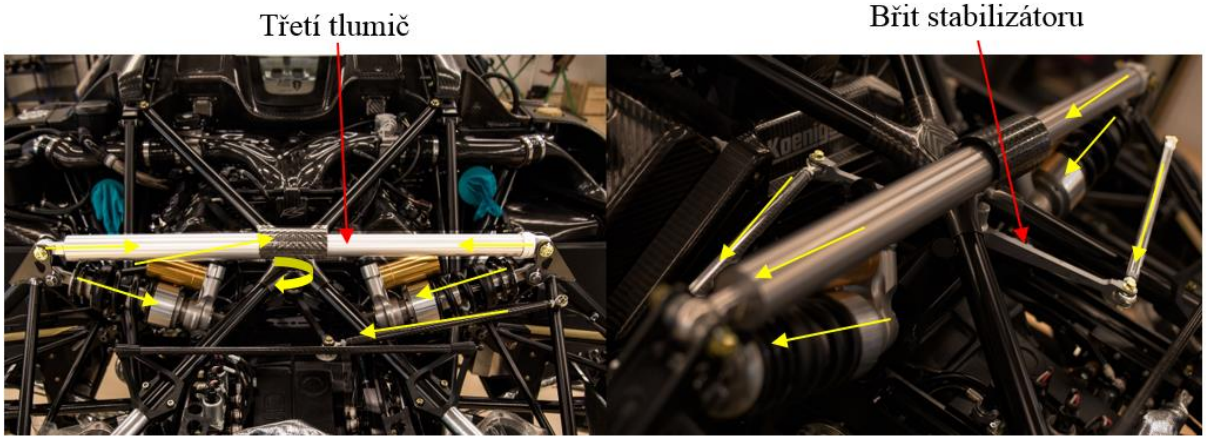


Obr. 12 Podvozky vozů Le Mans s použitím třetího tlumiče, spojení T-barem. Vlevo naznačen pohyb při zatížení třetího tlumiče. Vpravo při zatížení stabilizátoru. [14] [15]

PROVEDENÍ TVARU Z S BŘITY A TŘETÍM TLUMIČEM V PŘÍČNÉM ULOŽENÍ

Toto provedení využívá jednoho symetrického břitu, který je k rámu vozidla uložen v ložisku tak, aby stabilizátor fungoval kdy má (tedy při rozdílu zdvihu kol). V ten moment je břit ohýbán kolem svého středu. Při naklánění auta v podélném směru se břit pouze pootočí v ložiskovém uložení. Tato varianta stabilizátoru je také rozšířená u vozů Formule student. [16]

Třetí tlumič působí proti pružení obou kol současně, ale na rozdíl od T provedení, má vliv i na stabilizaci vozu. Při ustáleném stavu v zatáčce není třetí tlumič zatěžován, neboť pístnice i plášť tlumiče jsou ustáleny ve vychýlené pozici. Při najetí jednoho kola na nerovnost však tento tlumič bude působit proti pohybu a tím bude zmírňovat náhlé/rázové zatížení stabilizátoru. Tato varianta může být obecně hmotnostně lehčí, záleží však individuálně na konstrukci a volbě materiálu. [16]



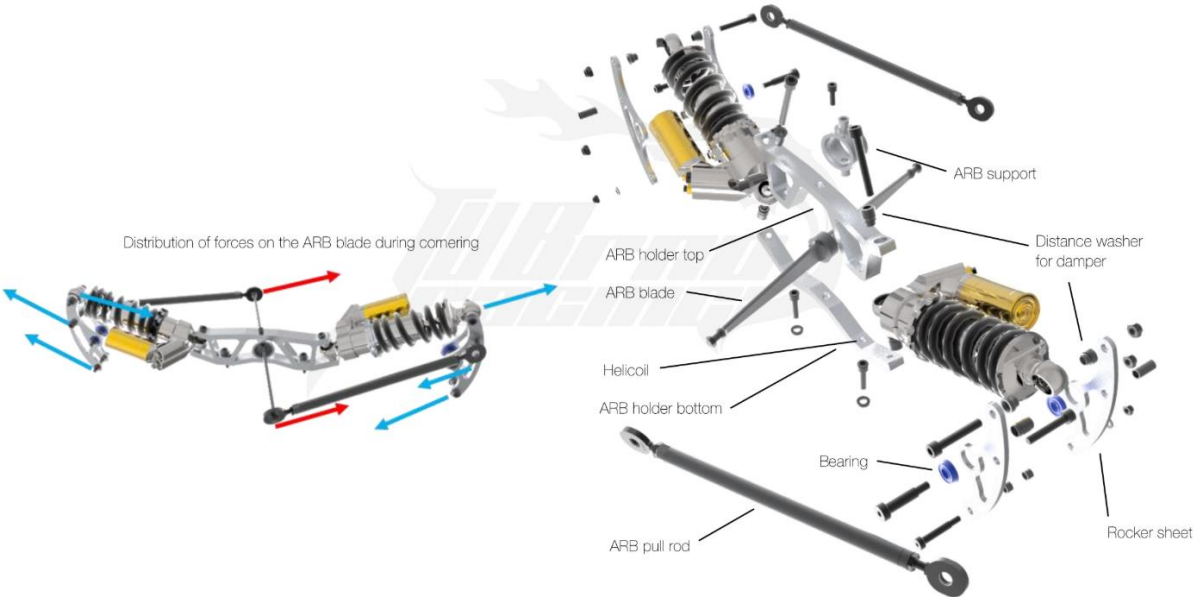
Obr. 13 Zadní náprava vozu Koenigsegg Agera RS [16]

Na obr. 13 jsou žlutě vyznačeny směry sil působení na jednotlivé části podvozku při 2 jízdních stavech. Vlevo při stejném zdvihu obou kol (akcelerace). Při tomto stavu nebude namáhán stabilizátor, který se pouze pootočí, jak je naznačeno. Vpravo je naznačen průjezd zatáčkou a vnější působící síly. Lze si představit reakční síly působící proti tomuto pohybu vlivem ohýbání břitu.

2.3 STABILIZÁTORY VE FORMULI STUDENT

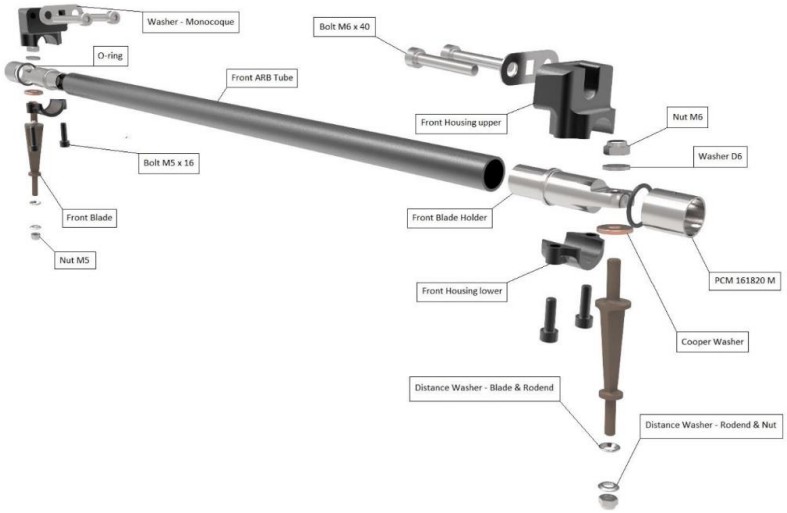
V historii našeho týmu se používaly dva typy stabilizátorů. Oba využívali stavitelných břitů.

Jedním konceptem byl stabilizátor tvaru Z s jedním symetrickým břitem uprostřed. Tento mechanismus byl použit na studentské formuli Dragon 5 v sezóně 2014/15. Mechanismus je popsán výše na vozu Agera RS. Od tohoto konceptu se po tomto roce ustoupilo z důvodu lámání břitů stabilizátoru. Je pravděpodobné, že tento jev byl způsoben nevhodnou volbou materiálu – nástrojová ocel, která je křehká a pro dynamické namáhání nevhodná.



Obr. 14 Odpružení přední nápravy vozu Dragon 5, se stabilizátorem typu Z, s nastavitelným břitem [17]

Druhým typem je stabilizátor typu U, s nastavitelnými břity. Na obr. 15 vidíte sestavu předního stabilizátoru vozu Dragon 7 ze sezóny 2016/17. Tento koncept byl aplikován také na vozu Dragon 6. Zvolena byla pružinová ocel ČSN 14 260. Použitím vhodnějšího materiálu nedocházelo k lámání břitů. Dle řidičů však nebyl znát citelný rozdíl mezi měkkým a tuhým nastavením a vliv na nedotáčivost/přetáčivost. Toto bylo pravděpodobně způsobeno nedostatečnou tuhostí celé sestavy, zejména rozpěrné trubky.



Obr. 15 Sestava stabilizátoru přední nápravy vozu Dragon 7 [18]

3 VYUŽITÍ METODY KONEČNÝCH PRVKŮ PŘI NÁVRHU

Zátěžové analýzy všech komponentů této práce provádím v programu Ansys Workbench, v modulu „Static structural“, tedy statickou strukturální analýzou metodou konečných prvků. Je zřejmé, že komponenty závodního vozu nebudou reálně namáhány statickým zatížením. Vzhledem k dynamickému zatěžování dané součásti hrozí porušení součásti únavou materiálu. Únavovou analýzou se v této práci nezabývám. Bezpečnost součásti vůči meznímu stav únavy uvažuji smluvní, zvýšenou mezí bezpečnosti při statické analýze za maximálního možného zatížení. Toto zatížení odpovídá zatížení při dynamickém rázu daného jízdního stavu, které vychází z naměřených dat. Toto maximální zatížení se vyskytuje ojediněle, dá se předpokládat, že amplituda cyklu běžného namáhání součásti bude značně nižší. Dále je nutné podotknout, že reálné spoje podvozku a celého vozu budou podléhat vůlím. To způsobí nedokonalý přenos sil. Dá se tedy očekávat, že reálné síly působící na komponenty budou nižší.

Kombinací zvýšeného koeficientu bezpečnosti a uvažovaným extrémním zatížením komponent, činím předpoklad, že statická analýza bude zaručovat dostatečnou bezpečnost návrhu i vůči dynamickému zatěžování.

Snahou je co nejvíce se přiblížit reálnému stavu namáhání a to zatěžováním sestavy složené z několika součástek, jež jsou spolu spojeny kontakty. Šroubové spoje nahrazuji válečky, které simulují spojený šroub s maticí. Předpokládám dostatečnou pevnost šroubového spoje. Hodnoty předpětí šroubového spoje volím experimentálně, s ohledem na maximální dovolené předpětí daného šroubu. Realizace předpětí může být provedena momentovým klíčem. Moment pro utažení spočítám ze vztahu [19]:

$$M = K \cdot F_i \cdot d \tag{3}$$

Kde M je utahovací moment, K je součinitel utahovacího momentu, F_i je síla předpětí ve šroubu a d je jmenovitý průměr šroubu.

Geometrii pro všechny analýzy importuji z programu Creo Parametric, ve kterém realizuji návrh geometrie. V daném programu také pracuje zbytek kolegů našeho týmu a zde skládáme jednotlivé součástky dohromady. Směry působení sil získávám z modelu, kde odměřuji úhly naklonění kinematických členů od základních rovin koordinačního systému. Tento koordinační systém se následně spolu s geometrií přenese do prostředí Ansys Workbench. Pomocí goniometrických funkcí vyjádřím vektor síly ve složkách koordinačního systému.

Před importem geometrie do programu ansys kontroluji, zda jsou všechny kontakty bez vůle a přesahu. Toto je důležité pro správné fungování kontaktů a konvergenci výpočtu. Také v Ansysu lze před výpočtem zkontrolovat jednotlivé kontakty.

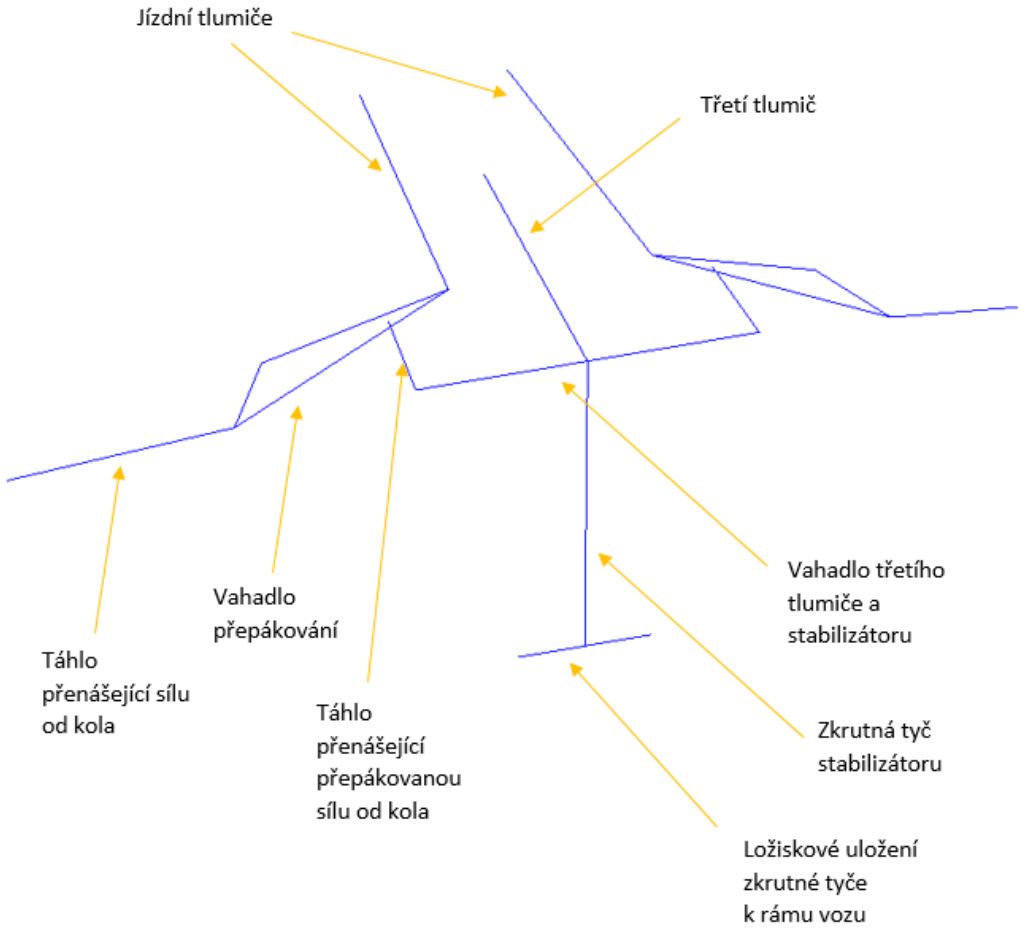
Dalším předpokladem, který užívám ve své analýze je zjednodušení tlumiče a pružiny na obecnou podporu ve směru stlačování, či natahování tlumiče. Předpokládám tlumič jako maximálně tuhý v okamžiku zatížení.

Pro posouzení napětí používám redukované napětí dle podmínky HMH.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

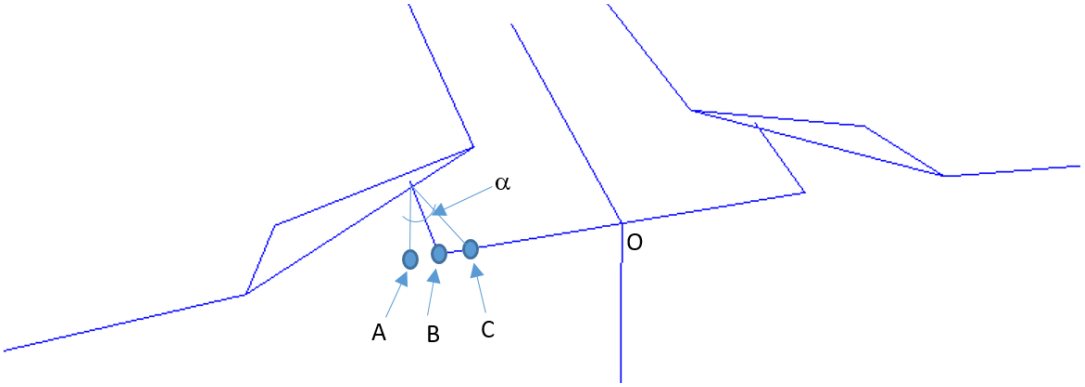
4.1 KONCEPT ZADNÍHO ODPRUŽENÍ VOZU DRAGON 8

Návrh kinematiky podvozku nového vozu Formule student Dragona 8 prošel velkou koncepční změnou a to přidáním třetího tlumiče. Funkci třetího tlumiče popisuji výše. Bylo zvoleno provedení T-baru, kde boční stabilizaci vozu zajišťuje zkrutná tyč. Z důvodu potřeby nastavování tuhosti stabilizátoru byla zvolena (v tomto provedení nevšední) varianta vyměňování zkrutných trubek stabilizátoru o různých průměrech a tloušťkách stěn.



Obr. 16 Kinematické schéma odpružení zadní nápravy vozu Dragon 8

Tato varianta je výhodná z pohledu hmotnosti, neboť uchycení třetího tlumiče do pružící soustavy je zároveň stabilizátor, jedna sestava součástek tak splňuje 2 funkce zároveň. Nevýhodou však může být absence nastavitelných břitů, které mají velký rozsah nastavení tuhostí bez výměny součástky. Nastavitelnost tohoto stabilizátoru je omezena na množství zkrutných tyčí, které je nutné pro změnu tuhosti měnit. Navíc oproti břitu je tato změna skoková, nikoli plynulá jak je tomu u břitu. Další možností změny tuhosti takto provedeného stabilizátoru je změna uchycení táhla na vahadlu třetího tlumiče.



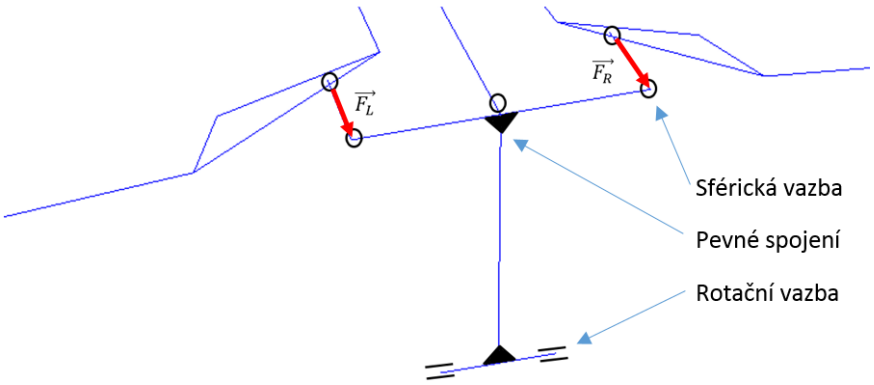
Obr. 17 Znázornění různých bodů uchycení táhla k vahadlu třetího tlumiče

Tato varianta je pro změnu nastavení časově méně náročná, než výměna zkrutné trubky, ovšem jak je patrné z diagramu, síla v táhlu změní svůj úhel působení o α, tím dojde k rozložení síly na dvě složky: $F_1 = F \cdot \cos(\alpha)$ ve směru původního směru táhla a $F_2 = F \cdot \sin(\alpha)$ ve směru kolmém k původnímu směru táhla. Uvažujme původní směr táhla kolmý k třetímu vahadlu, pak platí, že síla F_2 působí v ose třetího vahadla a nepůsobí na třetí tlumič, ani nekroutí stabilizátor (vyvolává pouze nežádoucí ohyb zkrutné trubky). Je patrné, že náklonem táhla se mění velikost síly F_1, což ovlivňuje charakteristiky třetího tlumiče a zároveň stabilizátoru. Na míru stabilizace má zejména vliv změna ramene působící síly vůči ose O, tedy vzdálenosti AO, BO a CO.

Fakt, že tato změna nastavení ovlivňuje více jevů zároveň, pro nás je nežádoucí, proto byly zvoleny dva body uchycení táhla, které mají primárně funkci nastavení třetího tlumiče. Vliv této změny na stabilizaci bude muset být vyvážen změnou nastavení stabilizátoru samotného, čehož bude dosaženo již zmíněnou výměnou zkrutné tyče. Tato změna pak nebude mít vliv na charakteristiky třetího tlumiče. Touto kombinací jsme schopni zvýšit možnosti nastavení podvozku. To je vlastnost, kterou vzhledem k nulovým zkušenostem s tímto konceptem, považujeme za klíčovou.

4.1.1 KINEMATICKÉ VAZBY

Na obr. 18 vidíme kinematické vazby mezi jednotlivými členy sestavy stabilizátoru. Sférické vazby jsou sférická ložiska, pevné spojení jsou šroubové spoje a rotační vazba je zajištěna kluznými ložisky uloženými v držácích k rámu vozu.



Obr. 18 Diagram sestavy se znázorněním kinematických vazeb a vnějšího zatížení

4.2 NÁVRH TŘETÍHO VAHADLA ZADNÍ NÁPRAVY

4.2.1 PRVNÍ NÁVRHY

Jako první jsem začal s návrhem samotného vahadla. Spojení se zkrutnou tyčí a uložením je v této fázi pouze orientační. Podobný typ vahadla jsem viděl například na závodech, u konkurenčních týmu se stejným konceptem odpružení s třetím tlumičem. Proto jsem tímto tvarem začal s cílem překonat tento návrh vlastními optimalizačními kroky.

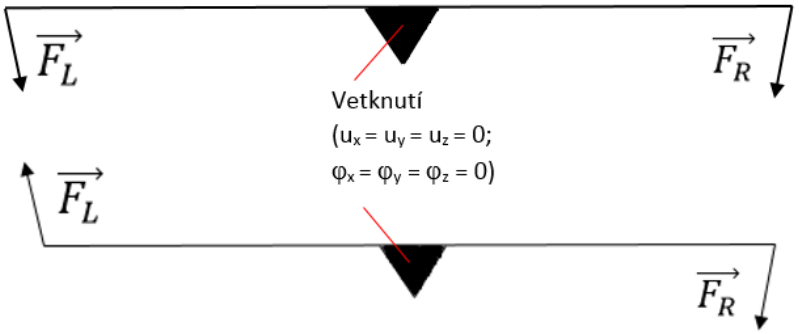
V době prvních návrhů nebyly zcela známy zatěžující síly pro tento nový koncept, proto jsem počítal s hodnotami zatěžování z minulého roku a dbal zejména na tuhostní vlastnosti sestavy.

Obr. 19 Jeden z prvních návrhů sestavy stabilizátoru, zapojení s táhly a tlumičem

Předpokládaný materiál tohoto komponentu bude slitina duralu EN AW 7075/T6, který je v týmu Tu Brno Racing běžný pro namáhané hliníkové obrobky.

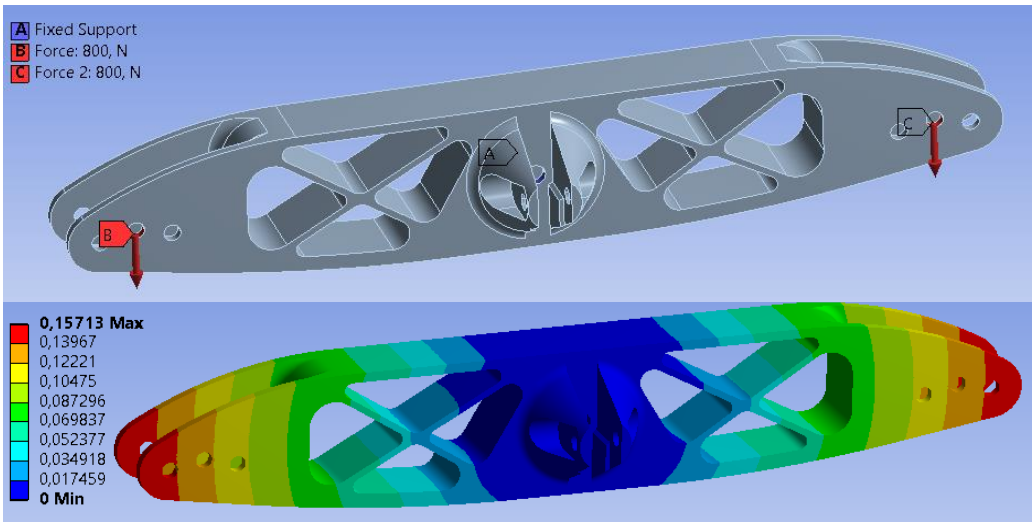
ZPŮSOB ZATĚŽOVÁNÍ

Zkrutná trubka je spojená šroubovými spoji s vahadlem a na druhém konci s koncem T-baru, který je uložen ve dvou kluzných ložiscích. Toto uložení tedy odebírá 5 stupňů volnosti uprostřed vahadla, zbývá posuv v ose tlumiče, který uvažujeme také nulový (viz výše).



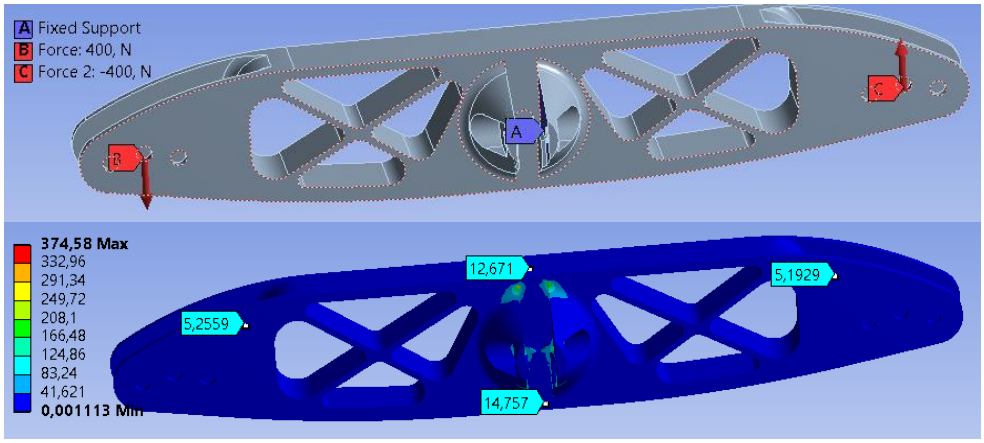
Obr. 20 Nahoře stlačování třetího tlumiče, dole kroucení stabilizátoru

Pro zátěžné síly byly použity předběžné hodnoty 800 N při stlačování tlumičů obou kol. V této fázi používám pouze orientační lineární analýzu bez kontaktů. Síly zatěžování jsou pod úhlem, který odpovídá úhlu táhla z kinematického modelu. Tato poloha odpovídá střední poloze stlačení tlumičů, tedy při statickém zatížení váhou vozu a řidiče.



Obr. 21 Analýza prvního návrhu vahadla, nahoře okrajové podmínky, dole celková deformace. Jízdní stav symetrického pružení.

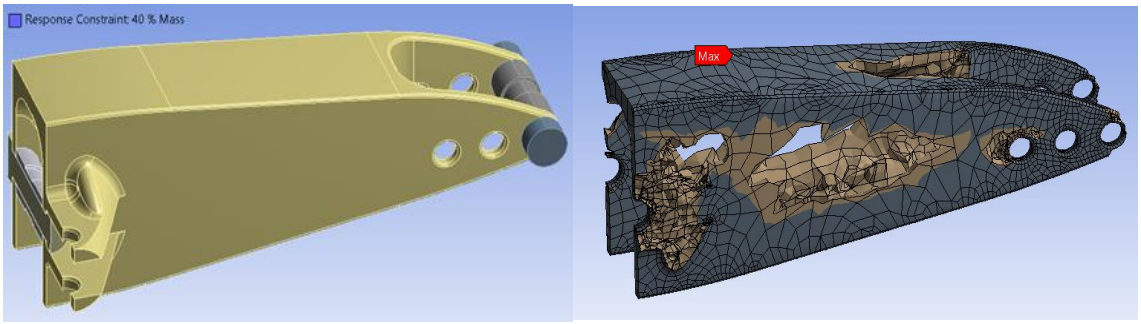
Na obr. 22 lze vidět zatížení vahadla při namáhání stabilizátoru. Napětí při krutu se objevuje zvýšené pouze lokálně v oblasti šroubového spoje se zkrutnou tyčí. Způsob provedení tohoto spoje se ukázalo být klíčovým vzhledem k tuhosti stabilizátoru. Pro řešení tuhosti a konstrukčního provedení samotného vahadla je zásadní analýza při stlačování třetího tlumiče. Neboť deformace samotného vahadla, znamená zhoršení přenosu síly na třetí tlumič a tím snížení jeho funkčnosti.



Obr. 22 Zatížení při symetrickém náklonu – okrajové podmínky a napětí.

4.2.2 TOPOLOGICKÁ OPTIMALIZACE

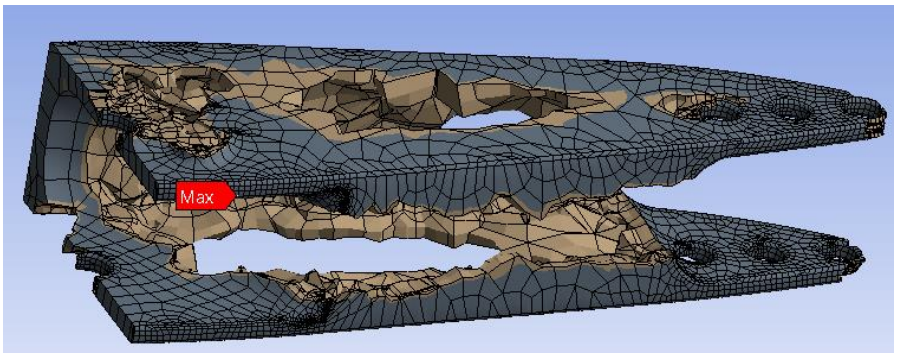
Pro lepší představu šíření napětí materiálem jsem provedl topologickou optimalizaci vahadla. V topologické optimalizace v prostředí Ansys Workbench nelze používat nelineárních kontaktů, (lze tedy použít pouze kontakty „Bonded“ a „No separation“). Z toho důvodu je potřeba brát topologickou optimalizaci pouze jako určitou inspiraci pro samotnou konstrukci. Konstrukce poté musí projít novou analýzou, kde jsou použity kontakty více odpovídající realitě (zejména nelineární kontakt „Frictional“). Geometrie vzešlá z topologické optimalizace by vedla pouze na výrobu aditivní metodou 3D tisknutí ze speciální slitiny hliníku, taková metoda je ale velmi nákladná. Mým cílem je zkonstruovat vahadlo na základě topologické optimalizace a následných analýz tak, aby byla možná výroba třískovým obráběním na frézce.



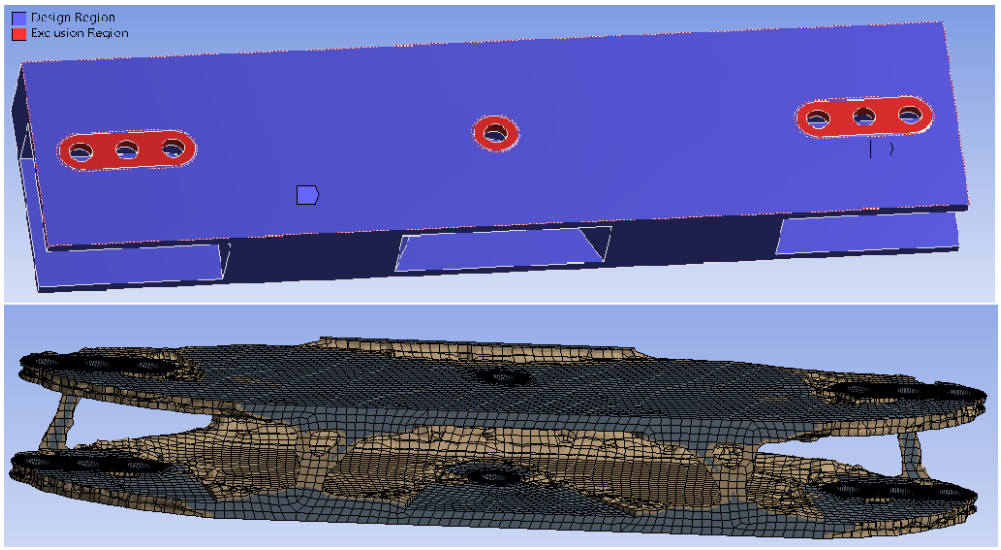
Obr. 23 Topologická optimalizace vahadla

Pro topologickou optimalizaci používám jako cíl („objective“) minimální deformace, při určitém ponechání původní hmotnosti. Výjimku („exclusion“) jsem v tomto případě použil pouze na body uchycení táhel a třetího tlumiče.

Lze vidět, že napětí se šíří zejména po vnějších okrajích polotovaru, zatímco vnitřní objem je zcela nevyužit. Z důvodu konstrukce musí být střední část vahadla dutá tak, aby se do něj mohl tlumič zapojit spolu s podložkami svěrným spojem. Je zřejmé, že materiál ve spodní části vahadla nebude využit. Lze vidět, že napětí se chová spojitě, zatímco materiál byl na spodní straně vahadla v prvních návrzích rozložen poněkud nerovnoměrně (nespojitě). Tyto poznatky byly hlavním předmětem mého dalšího navrhování.



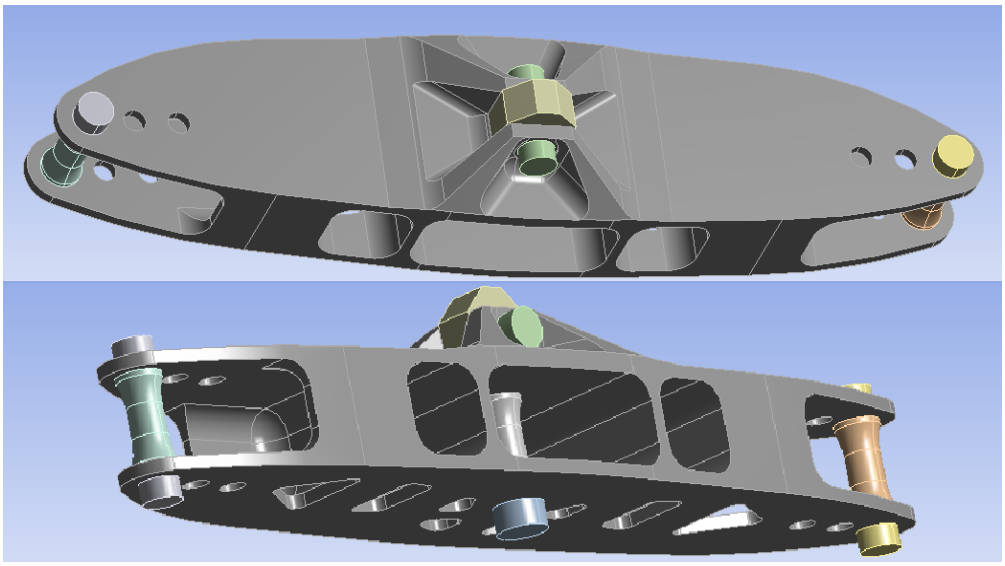
Obr. 24 Topologická optimalizace vahadla, pohled zespodu



Obr. 25 Další topologická optimalizace

Lze vidět podobný tvar výsledný tvar jako v minulé optimalizaci.

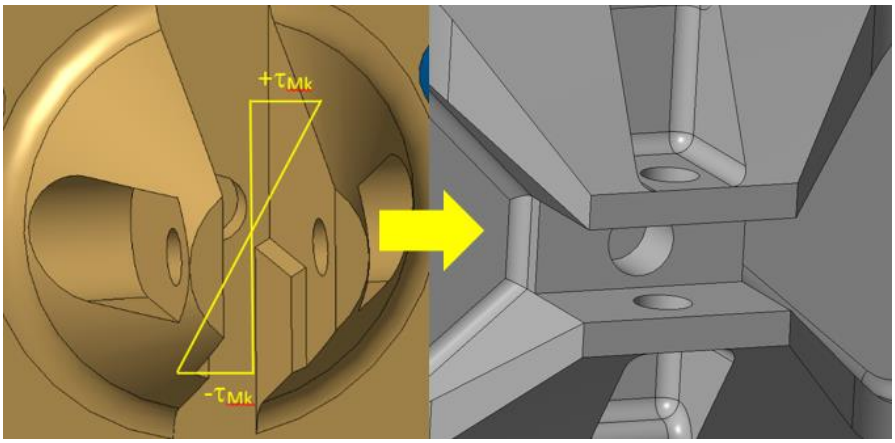
Z topologické optimalizace jasně vyplývá, že je potřeba odebrat materiál uvnitř a ponechat „skořápku“. To je však problematické z pohledu výroby. Následující návrh by musel být vyráběn na velké množství upnutí, z důvodu odebírání materiálu ze všech stran. Tento návrh je však další experimentální krok při hledání optimálního tvaru.



Obr. 26 Návrh vahadla částečně dle topologické optimalizace

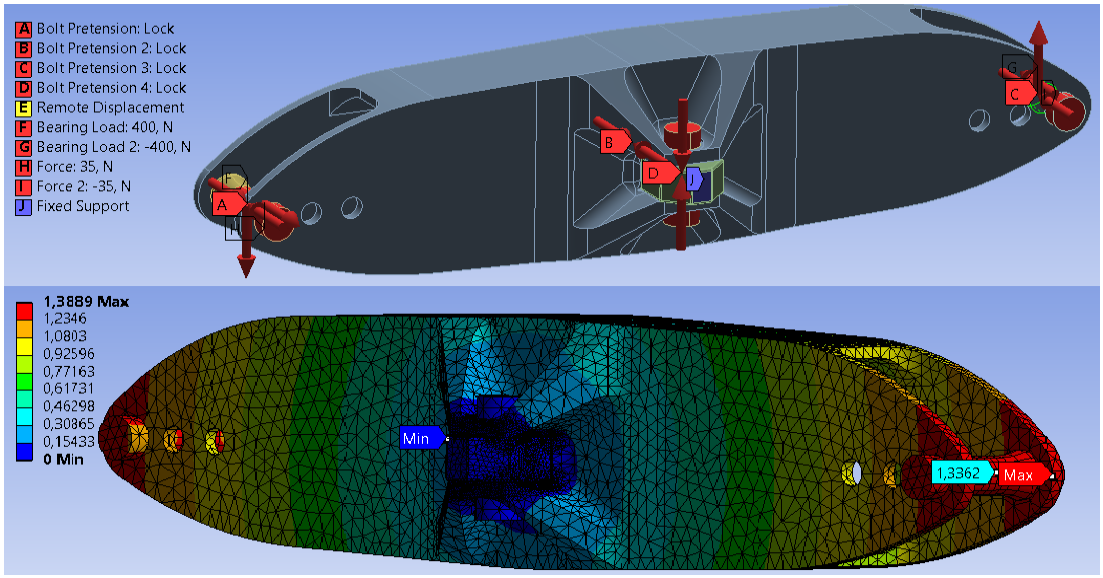
4.2.3 ŘEŠENÍ ŠROUBOVÉHO SPOJE VAHADLA S TORZNÍ TYČÍ

V této fázi jsem se začal hlouběji zabývat zatěžováním nesymetricky, tedy při krutu torzní tyče. K optimalizaci celého vahadla budu pokračovat po analýze tohoto problému.



Obr. 27 Změna uchycení torzní tyče

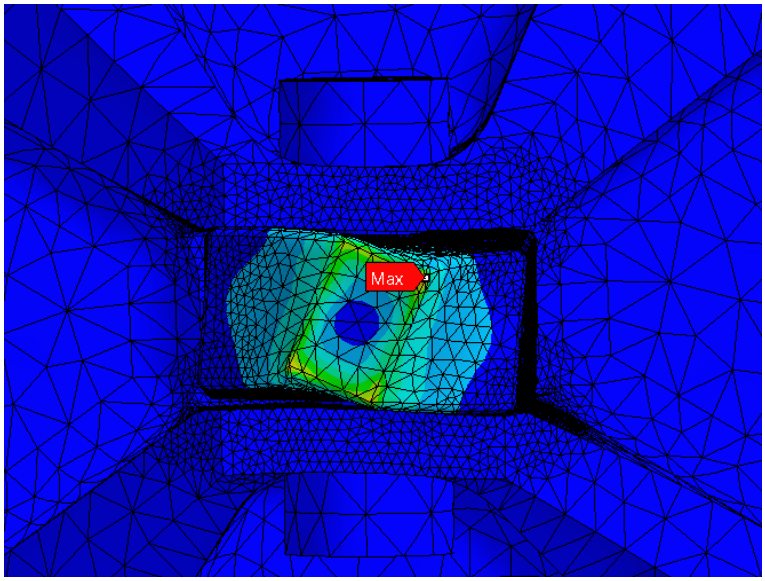
Po jednoduché úvaze jsem změnil geometrii uchycení torzní tyče, viz obr. 27. Je zřejmé, že napětí v krutu v průřezu je nejvyšší na kraji tohoto průřezu, neboť moment, který způsobuje toto napětí, působí na rameni. V ose má nulové rameno, tedy i napětí je zde nulové. Z toho vyplývá nevhodnost kuželového tvaru, který má nejvíce materiálu ve středu, kde se napětí blíží k nule a naopak směrem od středu materiál ubývá, zatímco se napětí zvětšuje. Ve změněném návrhu materiál lépe kopíruje rozložení napětí.



Obr. 28 Zatížení v zatáčce

Hmotnost tohoto vahadla je 166g, deformaci 1,34 mm měřím v místě sférického ložiska ve směru osy táhla při zatížení 400N a -400 N. Vetknutí „fixed support“ nahrazuje torzní trubku a „remote displacement“ odebírá posuv ve směru třetího tlumiče v místě sférického ložiska. Používám lineární kontakty pevného spojení „bonded“ všude kromě kontaktu hlavice torzní

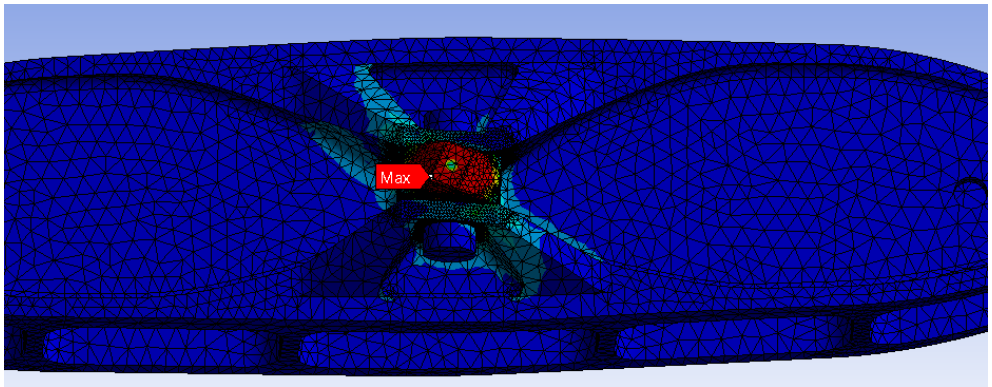
tyče, tam používám nelineární třecí kontakt „frictional“. Při kontaktu bonded by se plochy od sebe neoddělily, což by neodpovídalo reálné situaci.



Obr. 29 Čtyřicetinásobek reálné deformace

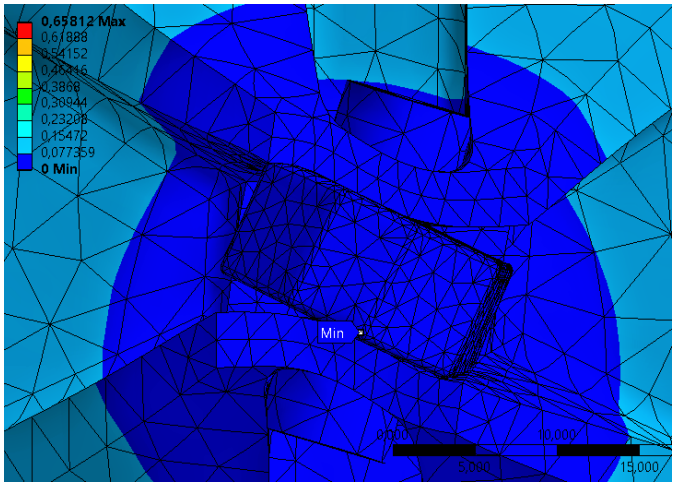
Z obr. 29 je patrné, že svěrný spoj není příliš efektivní, je potřeba zvýšit předpětí, nebo koncepci.

Další iterací se snažím vyztužit uchycení torzní tyčky dál od spoje, ovšem je patrné, že problém je pouze lokální. K deformaci dochází ve spoji a výztuhy nemají žádný vliv na tuhost vahadla při daném zatěžování.



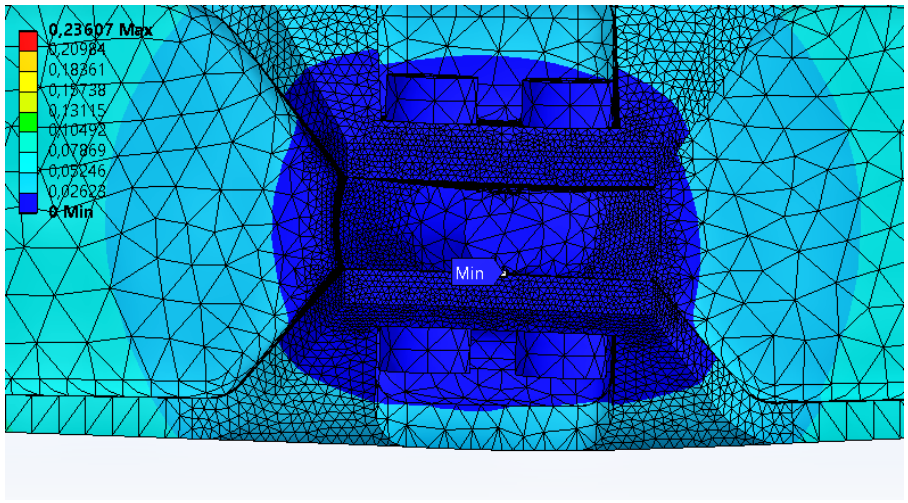
Obr. 30 Vyztužení

Další variantou je zvýšení síly předpětí na 5 kN z původního 1 kN. Výsledná deformace se však změnila pouze nepatrně. Maximální deformace v tomto výpočtu byla 0,658 mm.



Obr. 31 Zvýšení síly předpětí na 5kN

Na základě předešlých iterací jsem se rozhodl změnit spojení s torzní tyčí na dva šrouby. To sice přidá montážní čas při výměně tyče stabilizátoru na závodech, ovšem - jak lze vidět na obr. 32, spoj se dvěma šrouby, každý o předpětí 1kN dokáže redukovat celkovou deformaci vahadla vůči zkrutné tyči téměř na **třetinu**. Celková deformace v zapojení ve variantě se dvěma šrouby dosahuje pouhých **0,236 mm**. Touto iterací považuji koncepční návrh spoje za finální.



Obr. 32 Spoj vahadla s torzní tyčí se dvěma šrouby

Tab. 1 Zhodnocení vývoje šroubového spoje vahadla s torzní tyčí

Provedení	1 šroub		2 šrouby
Iterace	První	Poslední	První
Deformace [mm]	**1,389**	0,658	**0,236**
Hmotnost [g]	166	180	183*
Obrázek	28.	31.	32.

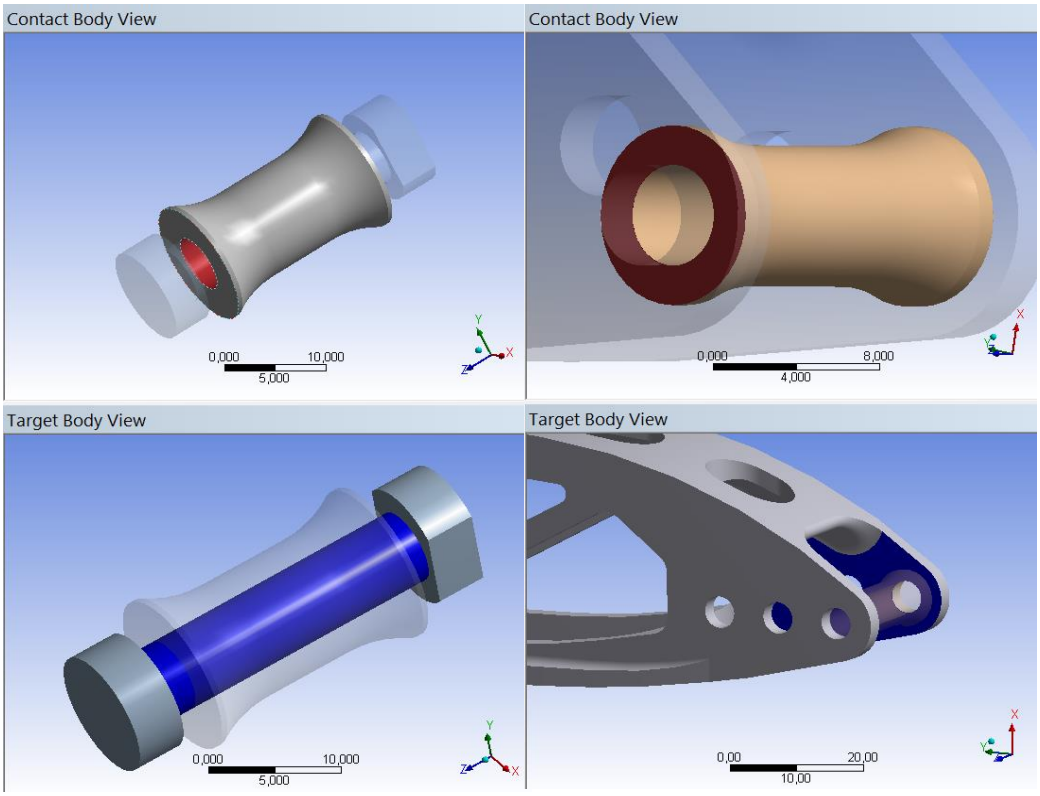
*+váha šroubu a matice

4.2.4 KONSTRUKČNÍ ÚPRAVA VAHADLA S OHLEDEM K SYMETRICKÉMU NAMÁHÁNÍ

V této fázi jsem provedl úvahu o požadované tuhosti vahadla. Jak jsem výše psal, deformace vahadla při stlačování třetího tlumiče je zcela nežádoucí. V následujících iteracích jsem se zaměřil na tento stav zatěžování vahadla z důvodu jeho vyšší priority a také vyššímu zatížení. Mohu prohlásit, že určitá deformace vahadla při krutu torzní tyče, je-li napočítaná na potřebné hodnoty tuhosti sestava jako celek, může být přijatelná. Má vliv pouze na rozsah nastavení stabilizátoru – tedy čím větší bude deformace vahadla při krutu trubky, tím menší bude rozsah nastavitelnosti stabilizátoru a nižší maximální dosažitelná tuhost. Model kinematiky vozu Dragon 8 vyžaduje relativně vysoké úhly náklonu třetího vahadla při průjezdu zatáčkou, což znamená relativně nízká tuhost celé sestavy stabilizátoru. Toto je další argument, proč není třeba zabývat se optimalizačními kroky konstrukce vahadla na základě dvou zátěžných stavů zároveň, nýbrž pouze toho kritičtějšího. Tento fakt navíc velice usnadní proces návrhu snížením náročnosti výpočtu.

Ačkoliv v minulé kapitole jsem jasně zdůvodnil benefit dvou šroubového spoje, v procesu optimalizačních kroků vzhledem k symetrickému namáhání se ještě stále objevuje jeden šroub. Definitivní přechod ke dvěma šroubům proběhne až v pozdější fázi, kdy se budu zabývat zatěžování celého stabilizátoru včetně zkrutné tyče. Šroubový spoj nemá vliv na optimalizaci vzhledem k symetrickému namáhání.

Na obr. 33 lze vidět dva typy použitých kontaktů v této fázi optimalizace. Na levé straně je kontakt „Frictionless“, na pravé straně kontakt „Frictional“ s koeficientem tření 0,2. Frictionless kontakt používám pro dříky lícovaných šroubů s podložkami, neboť jejich vzájemné podélné tření nemá význam uvažovat, jelikož je tento vzájemný pohyb zamezen předpětím šroubu. Frictional kontakt používám na čelních plochách podložek a šroubů, kde je důležité uvažovat tření.



Obr. 33 Příklad použitých dvou typů kontaktů

Kolega Martin Hlaváč, který stojí za návrhem kinematiky nového monopostu Dragona 8, dodal hodnoty zátěžných sil, které získal z dynamické počítačové simulace. Vstupní hodnoty této simulace byly naměřené hodnoty z potenciometrů na tlumičích ze závodů v Německu.

Tab. 2 Vnější zatížení pro tuto optimalizaci

Jízdní stav	Táhlo třetího vahadla levé $\overrightarrow{F_L}$	Táhlo třetího vahadla pravé $\overrightarrow{F_R}$
Přejezd nerovnosti obě kola	1000 N	1000 N

Toto zatížení jsem zadal funkcí „bearing load“ v místě sférických ložisek táhel. Úhel působení jsem určil z modelu.

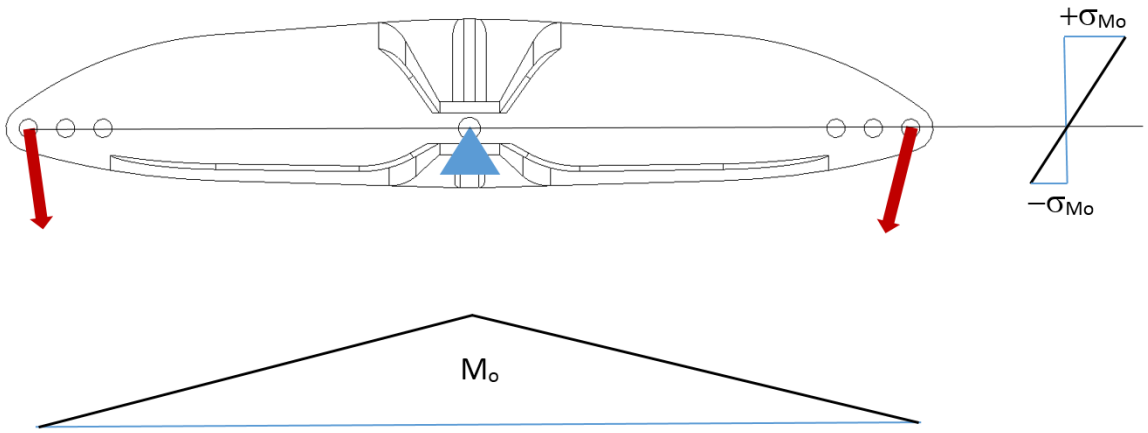
Cílem je nalézt tvar, který dosahuje maximální možné tuhosti a minimální možné hmotnosti. Abych byl schopen porovnávat mezi sebou jednotlivé iterace, ve kterých se budou různě měnit hmotnosti a deformace, vytvořil jsem koeficient *x*, který vyjadřuji jako poměr tuhosti vůči hmotnosti vahadla. Platí následující vztahy [20].

$$x = \frac{k}{m} \tag{4}$$

$$k = \frac{F}{u} \tag{5}$$

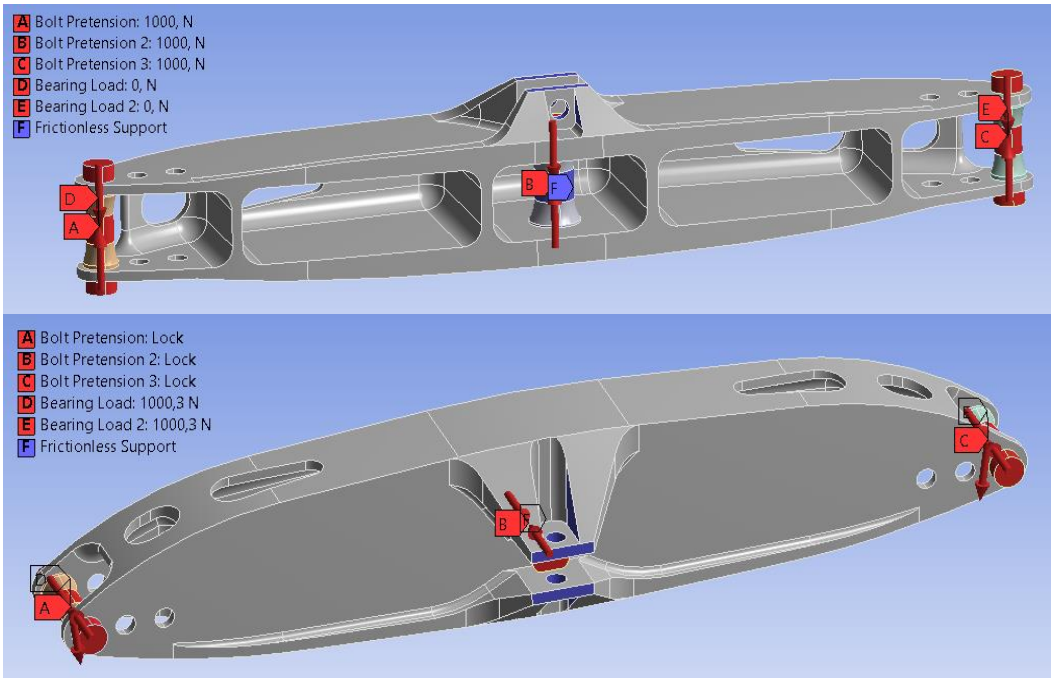
Kde *k* je tuhost vahadla, *F* je velikost zatížení, *u* je deformace v místě zatížení a *m* je hmotnost vahadla. Vahadlo s nejefektivněji rozmístěným materiálem bude mít nejvyšší koeficient *x*.

Z topologické optimalizace vím, že materiál uvnitř vahadla není využit, stejně tak jeho spodní strana. Z toho důvodu jsem zvolil odebrání vnitřního objemu ze spodní strany. Dále přidávám výztuhy na spodní straně vahadla, pro zachování rovnoměrného rozmístění materiálu mezi vrchní a spodní stranou vahadla, které jsou namáhány tahem a tlakem, jak znázorňuji na obr. 35.



Obr. 34 Znázornění ohybového momentu a napětí, pro prutovou náhradu

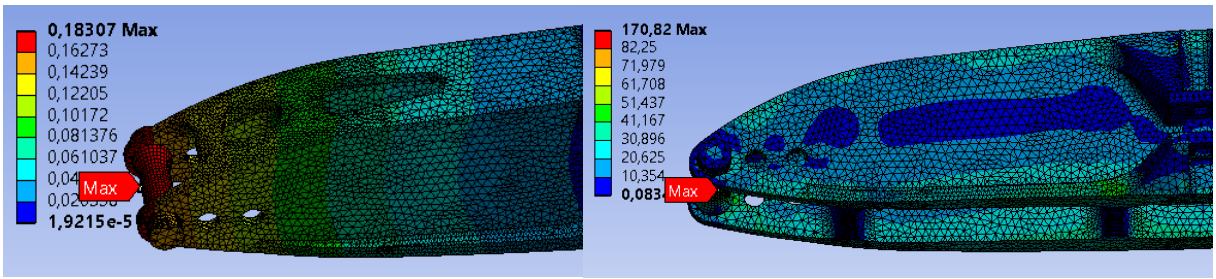
Okrajové podmínky jsou pro všechny následné iterace stejné. Zatížení rozděluji do dvou kroků, první proběhne předpětí šroubů, následně až zatížení silami od táhel. Ve druhém kroku pak zůstávají šrouby předepjaté – „lock“.



Obr. 35 Okrajové podmínky - první a druhý zatěžovací krok

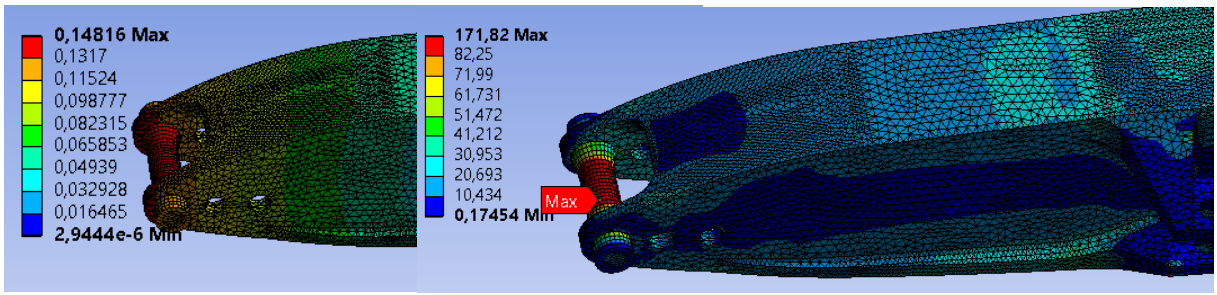
Jako první návrh volím geometrii bez žeber, s výztuhami na spodní straně vahadla a odebráním materiálu ze spodní strany. Podobný tvar jsem získal z topologické optimalizace, očekávám tedy relativně vysoký koeficient *k*.

Toto vahadlo váží 200g, s deformací 0,183mm má koeficient $x_1 = 27{,}32$. Lze si všimnout prostoru pro odebrání materiálu v oblastech nízkého napětí z čelní strany vahadla.



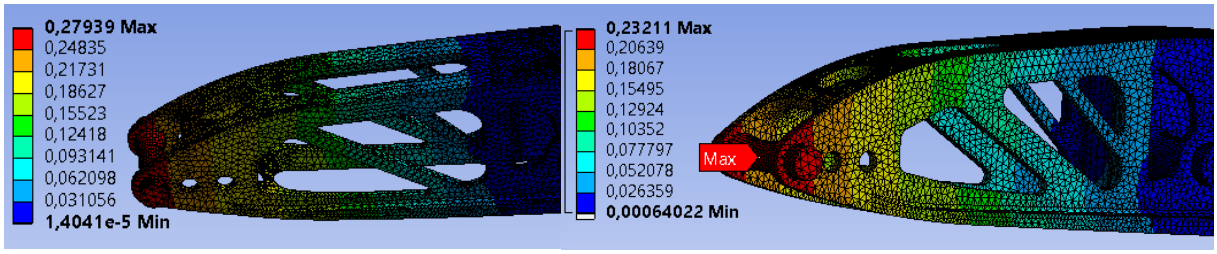
Obr. 36 Iterace č. 1. Vlevo deformace, vpravo napětí.

Pro ověření topologické optimalizace jsem zaplnil otvory z vrchní strany.



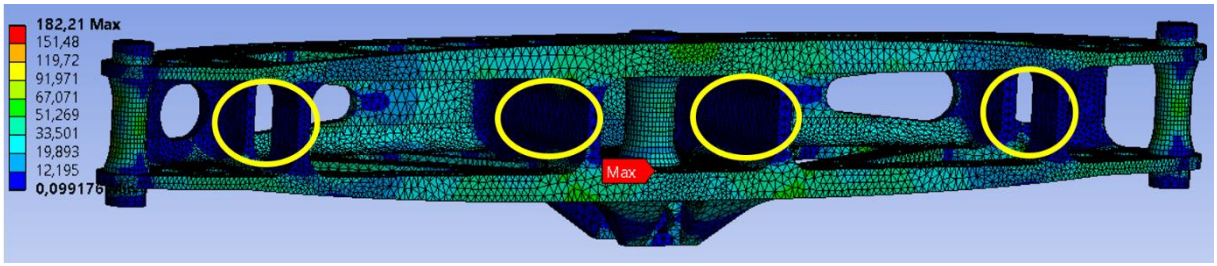
Obr. 37 Iterace č. 2 – ověření vrchních otvorů.

Iterace č.2 při hmotnosti 257g, deformaci 0,148mm dosahuje koeficientu $x_2 = 26,29$. Koeficient klesl, takže považuji vrchní otvory za jednoznačně správně odebraný materiál.



Obr. 38 Iterace č. 3 vlevo a č. 4 vpravo – odebírání většího množství materiálu z vrchní a čelní strany

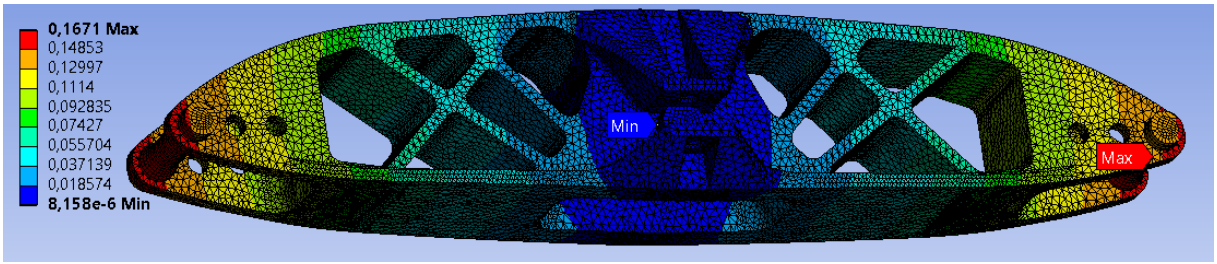
V návrzích na obr 38 zkouším odebírání většího množství materiálu z horní a čelní strany vahadla. Iterace č. 3 má hmotnost 156g, koeficient $x_3=22,98$. Iterace č.4 má hmotnost 170g, koeficient $x_4=25,35$. Tyto kroky se ukazují jako záporné.



Obr. 39 Napětí iterace č. 4 se zvýrazněným nevyužitým materiálem

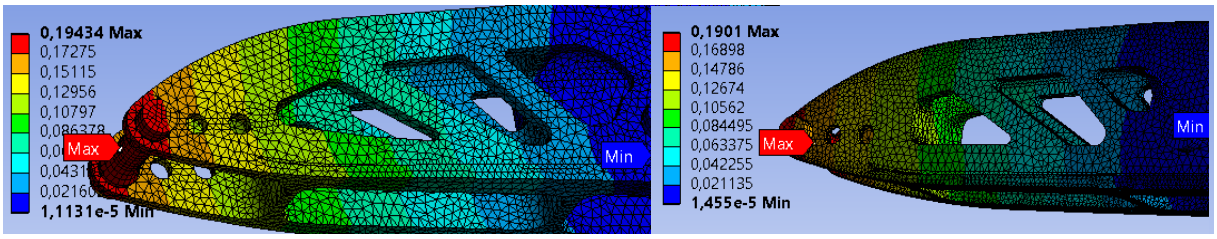
Na obr. 39 si lze všimnout, že příčky mezi podélnými stěnami nejsou namáhány. Příčky však mají důležitou roli pro bezpečnost vůči vzpěru spodní části vahadla, která je namáhána tlakem.

Dále chci ověřit odebrání materiálu ze spodní strany tak jak navrhuje topologická optimalizace. Tato iterace připomíná první koncept vahadla (obr. 19), tedy koncept viděn u konkurenčních týmů.



Obr. 40 Iterace č. 5 – původní návrh

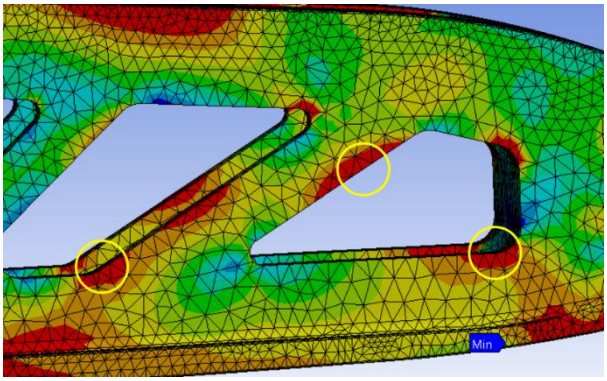
Tato varianta váží 263g a dosahuje koeficientu $x_5=22,77$. Lze prohlásit, že úvodní cíl překonání konkurence byl splněn. Tento koncept je nevhodný. Z pružnosti a pevnosti vím, že nejdůležitější rozměr nosníku namáhaného na ohyb vzhledem k napětí a deformaci, je rozměr ve směru zatěžující síly. Příčky v iteraci č.5 jsou však položeny kolmo k rovině zatěžování.



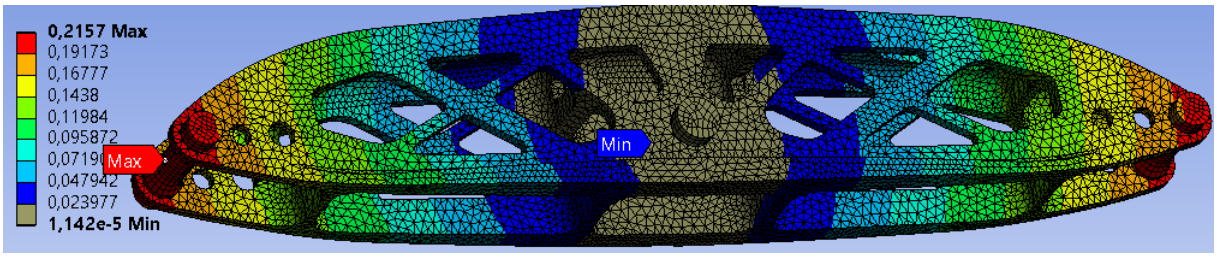
Obr. 41 Nalevo iterace č.6, napravo iterace č.7 – odebírání materiálu z vnitřních příček

Snaha dalších iterací spočívala v odebrání materiálu z vnitřních příček takovým způsobem, aby stále plnily svou funkci proti vzpěru. Iterace č.6 váží 194g, koeficient $x_6=26,53$. Iterace č.7 váží 200g a má koeficient $x_7=26,3$.

V této fázi analyzuji průběh redukovaného napětí dle podmínky HMH jednotlivými žebry a měním jejich sklon dle vyskytujícího se zvýšeného napětí, jak je vyznačeno na obrázku.

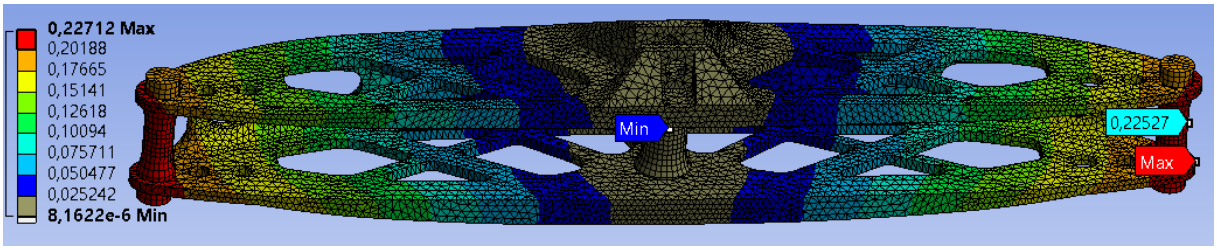


Obr. 42 Analýza redukovaného napětí v žebrech



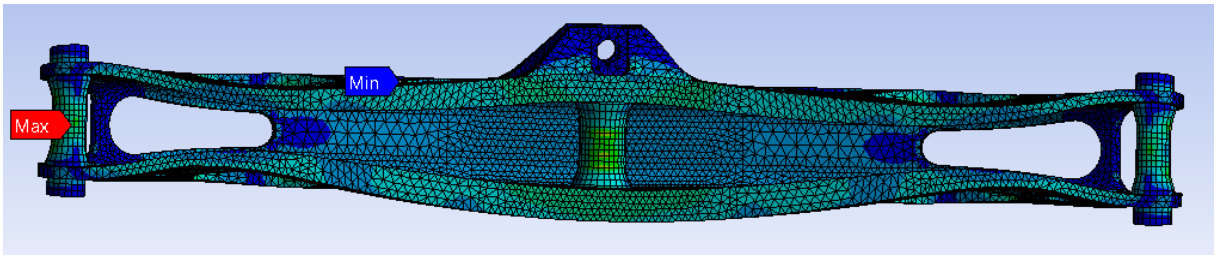
Obr. 43 Iterace č. 8 – finální čelní žebrování

Iterace č. 8 váží 170g, koeficient $x_8=27,23$. Tato iterace je soustředěna na tvar čelního žebrování považuji jej tímto krokem za dostatečně optimalizované, koeficient však nepřesahuje iteraci č. 1. Problém vidím ve vnitřních příčkách. Pro lepší porozumění jejich funkci je v další iteraci zcela odeberu.



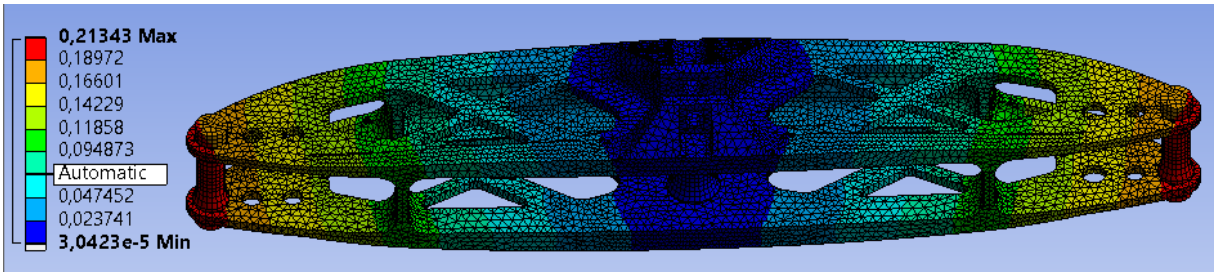
Obr. 44 Iterace č. 9 – odebrání vnitřních příček

Mohu prohlásit, že tato geometrie nejvěrněji opisuje geometrii z topologické optimalizace (obr. 24 a 25). Při hmotnosti 145 g, deformaci 0,225 mm dosahuje koeficientu $x_9 = 30,651$. Tato geometrie má ze všech iterací nejefektivněji rozmístěný materiálem vzhledem k danému zatěžování. Je však potřeba brát zřetel na odchylku této statické analýzy vůči reálným dynamickým stavům zatížení. Vlivem vzájemného pohybu jednotlivých součástí a možným nepřesnostem uložení podvozkových součástí na vozidle může docházet k nepředpokládaným stavům zatížení součásti. Vlivem kinematické progresivity přepákování bude docházet k vychylování síly mimo osu. Tato geometrie by byla vhodná pouze pro daný simulovaný stav namáhání v jedné rovině. Pro reálnou funkčnost součásti musí být zajištěna její dostatečná tuhost i v dalších směrech.



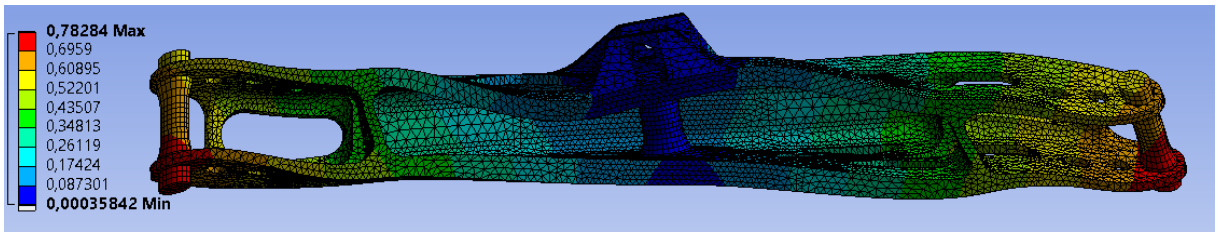
Obr. 45 Zobrazení napětí iterace č. 9, při 110 násobku reálného stavu

Způsob deformace bez vnitřních příček jasně ukazuje jejich rozpěrnou funkci. Mají vliv na stabilitu konstrukce.



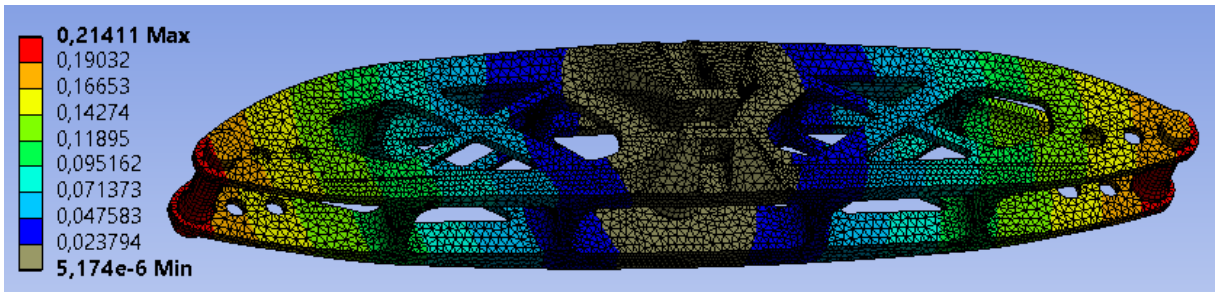
Obr. 46 Iterace č. 10

Iterace č. 10 váží 163g, dosahuje tedy koeficientu x_{10} = ***28,802***. V této iteraci jsem umístil příčky do místa největší viditelné deformace. Při zatížení vahadla na krut však lze vidět deformace v místě dříve přítomných příček blíže středu vahadla. Z toho důvodu jsem příčky umístil znovu i zde.



Obr. 47 Iterace č. 10 zatížena na krut se zvýrazněnou deformací 89x

Finální podoba vahadla má umístěné vnitřní příčky v nejširších místech čelních otvorů. Tím je docíleno dutého tvaru i z profilu jak lze vidět na obr. 50, tedy minimalizace nepotřebného materiálu uvnitř, bez nutnosti obrábění z profilu.



Obr. 48 Iterace č. 11

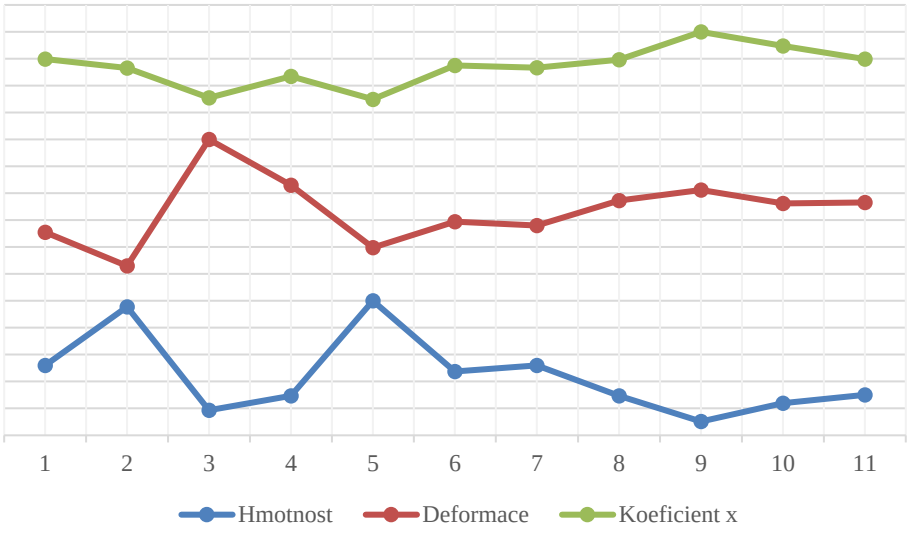
Na obr. 48 lze vidět poslední iterace vývoje optimalizace vahadla vůči symetrickému zatěžování. Při váze 171 g a deformaci 0,214 mm dosahuje koeficientu x_f = ***27,327.***

VYHODNOCENÍ

Pro znázornění průběhu vývoje tohoto dílu zobrazuji data do tabulky a grafu. Všechny iterace jsou zatěžovány zcela totožně silou 1000 N na každém konci a změna geometrie se jednala pouze oblastí, které neměnily hlavní parametry geometrie, či okrajové podmínky.

Tab. 3 Tabulka porovnání iterací vahadla při souměrném zatěžování

Iterace č.	Hmotnost [g]	Deformace [mm]	Tuhost [N/mm]	koeficient *x [-]*	obr.
1	200	0,183	5464,48	**27,322**	36
2	257	0,148	6756,76	**26,291**	37
3	156	0,2794	3579,1	**22,943**	38
4	170	0,232	4310,34	**25,355**	38
5	263	0,167	5988,02	**22,768**	40
6	194	0,194	5154,64	**26,57**	41
7	200	0,19	5263,16	**26,316**	41
8	170	0,216	4629,63	**27,233**	43
9	145	0,227	4405,29	**30,381**	44
10	163	0,213	4694,84	**28,803**	46
11	171	0,214	4672,9	**27,327**	48



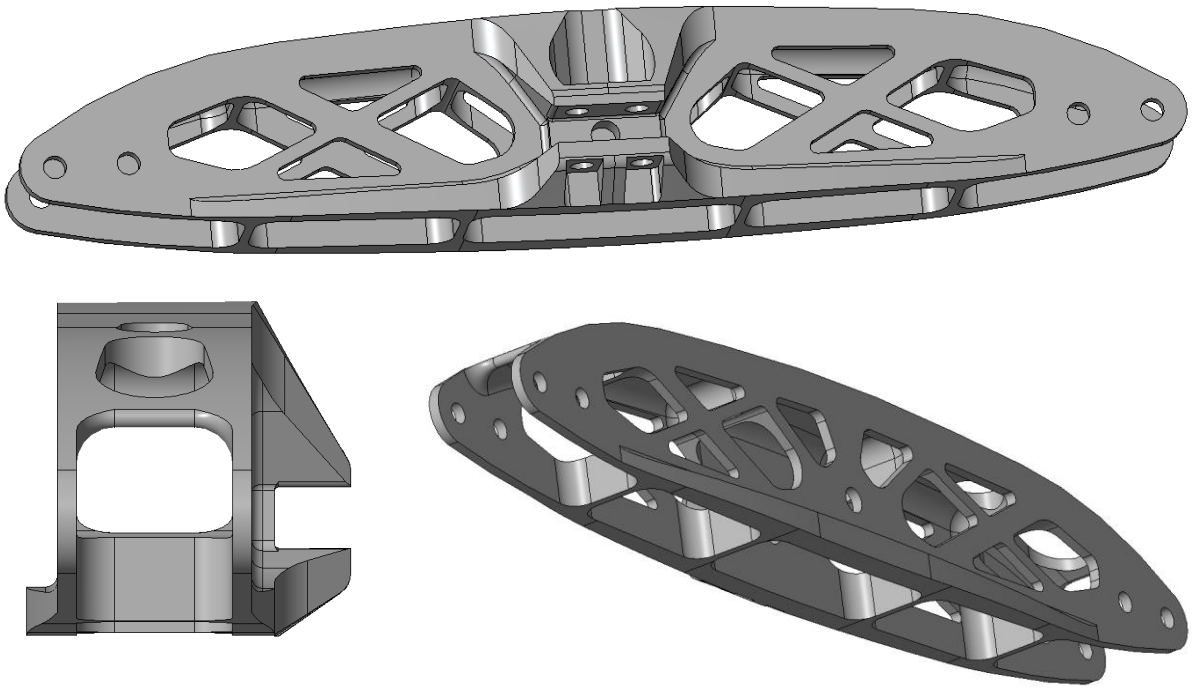
Obr. 49 Hmotnost, deformace a koeficientu x v průběhu iterací

První iterace v tab. 3 již vycházela z topologické optimalizace a řady návrhů. Mohu říci, že je návrhem, který výborně využívá daný materiál a dosahuje vysoké tuhosti, při poměrně nízké hmotnosti. Z toho důvodu považuji za úspěšné, že finální verze dosahuje stejného poměrového koeficientu. Došlo tedy ke snížení hmotnosti o 30 g, při navýšení deformace o 0,03 mm. Předpokládám, že další odebírání materiálu by již nedokázalo udržet konstantní koeficient x a přírůstek deformace by byl poměrně větší než úbytek hmotnosti.

Pro hodnocení celkové optimalizace součásti uvažuji porovnávat iteraci č. 5, která představuje zcela první návrh, s finálním návrhem, kde lze vidět snížení hmotnosti o 92 g, tedy o 35%, při navýšení deformace o 0,047 mm, tedy o 28%. Poměrový koeficient x byl navýšen o 20%. Rozdíl deformací 0,047 mm na rameni 119 mm považuji za nepatrné, zatímco redukci hmotnosti za výraznou. Celkový vývoj vahadla proto považuji za úspěšný.

4.2.5 FINÁLNÍ NÁVRH

Zcela finální podoba vahadla je pak doplněna o dvou šroubový spoj se zkrutnou trubkou. Rozteč vnější díry je z důvodu změny kinematiky zvětšena o 1 mm a tři přípojné body jsou redukovány na dva. Z důvodu těchto změn - zejména rozteče, nelze závazně porovnávat analýzu zcela finálního vahadla s žádnou z předešlých iterací. Vahadlo váží **169,6 g.** Bude vyrobeno z duralu **EN AW 7075/T6**, který dosahuje minimální smluvní meze kluzu **430 MPa.**

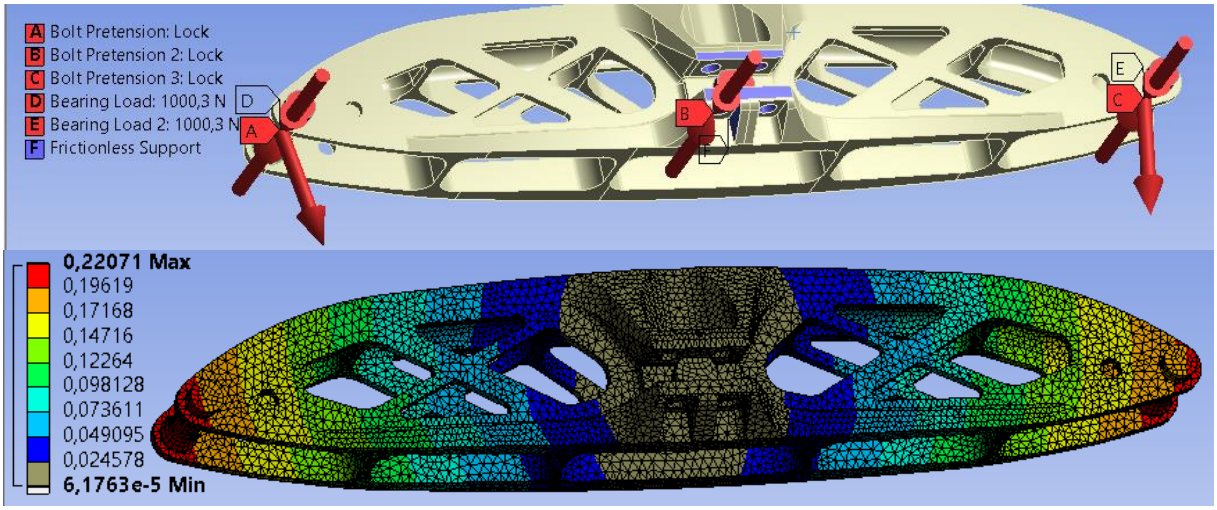


Obr. 50 Finální podoba vahadla

Je zřejmé, že výroba tohoto dílu bude složitá a bude vyžadovat několik upnutí. Snažil jsem se dbát alespoň na zachování stejných, relativně velkých poloměrů vnitřních zaobleních, aby hrubování a finální operace mohly být provedeny stejnou kulovou frézou. Ostré vnitřní hrany

jsou pouze v oblasti spoje se zkrutnou tyčí, kde si to geometrie vyžaduje. Šroub připojující třetí tlumič bude šroubovaný do závitové vložky „helicoil“, kterou používáme při šroubovém spojení ocelových šroubů s hliníkem, pro plošnější rozložení zatížení v hliníkové součásti. Drážky pro matice spoje s torzní tyčí jsou navrženy tak, aby se v ní matice nemohla protáčet, slouží tedy k dotažení.

ZATÍŽENÍ FINÁLNÍHO NÁVRHU



Obr. 51 Symetrické zatížení vahadla – okrajové podmínky a deformace

Při stejném zatížení jako v předchozích iteracích dochází k maximální deformaci 0,2207 mm. Koeficient *x* zde nemá význam.

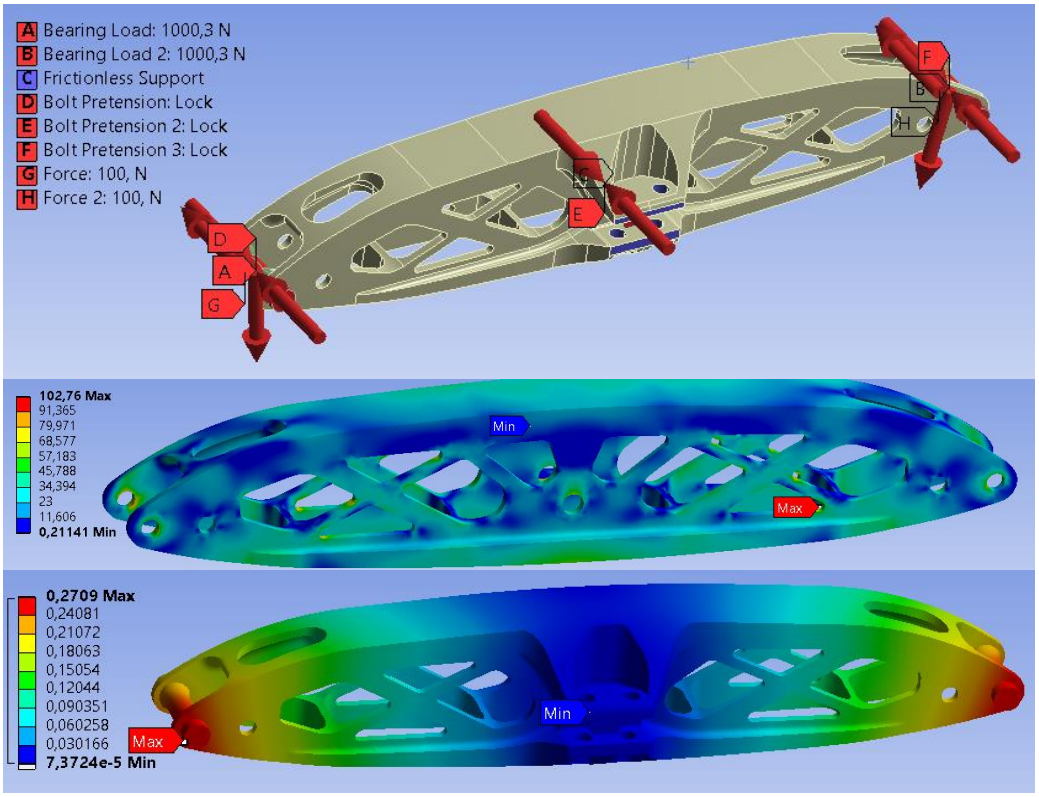
Tab. 4 Hodnoty zatížení vahadla při různých jízdních stavech

Jízdní stav	Táhlo třetího vahadla levé $\overrightarrow{F_L}$	Táhlo třetího vahadla pravé $\overrightarrow{F_R}$
Akcelerace	288 N	288 N
Zatáčka 1	363 N	142 N
Zatáčka ustálený stav – nejtužší stabilizátor	280 N	-280 N
Nerovnost - 2 kola	1000 N	1000 N
Nerovnost - 1 kolo*	1000 N	0 N

*teoretická hodnota

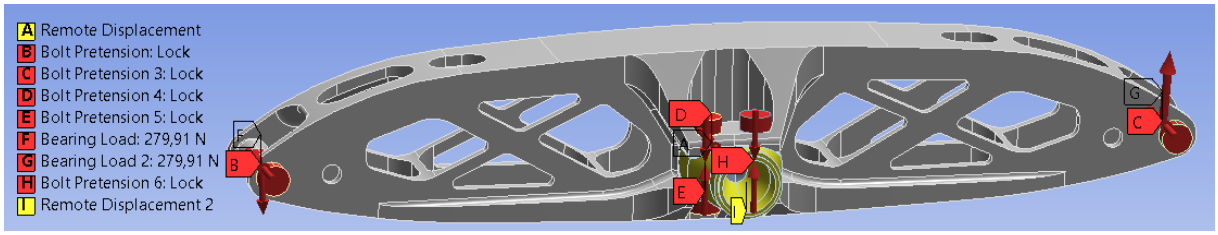
Finální vahadlo zatěžuji navíc silami v ose šroubů pro simulaci vyosení táhel při propružení. Tvar považuji za finální, neboť jak bude dále ukázáno, síly při krutu jsou několika násobně menší, než síly při tomto stavu, který je navíc stav extrémní. Jak bylo výše zmíněno, jedná se o přejezd nerovnosti, je to náraz způsobený nerovným tvarem vozovky. Nejedná se o zátěžný stav plynoucí z jízdní dynamiky vozidla na vozovce rovné, po které - ve zcela většinové části tratě - vozidlo jede. Z pohledu tuhosti, která má zásadní vliv na fungování odpružení vozidla, je důležitý maximální zatěžující stav vyvolaný dynamikou vozidla samotného. Tímto stavem je akcelerace, při které vnější zatížení vahadla je symetricky méně než 300 N, tedy méně než třetina zatížení při stavu extrémním. Při stavu extrémním je důležité posuzovat napětí, aby nedošlo k poškození součásti. Na obr. 53 lze vidět maximální napětí **103 MPa**, což znamená koeficient bezpečnosti **4,17**.

Jízdní stav akcelerace je simulován stejným způsobem jako přejezd nerovnosti dvěma koly, pouze změnou velikosti zátěžných sil. Tyto hodnoty dodali kolegové z dynamické analýzy, jak zmiňuji výše. Stav zatáčky pak simuluji přidáním přípojné hlavice, které zamezím vazbou „remote displacement“ 5 stupňů volnosti. Poslední stupeň volnosti je zamezen v místě připojení třetího tlumiče a to posuv v ose tlumiče.



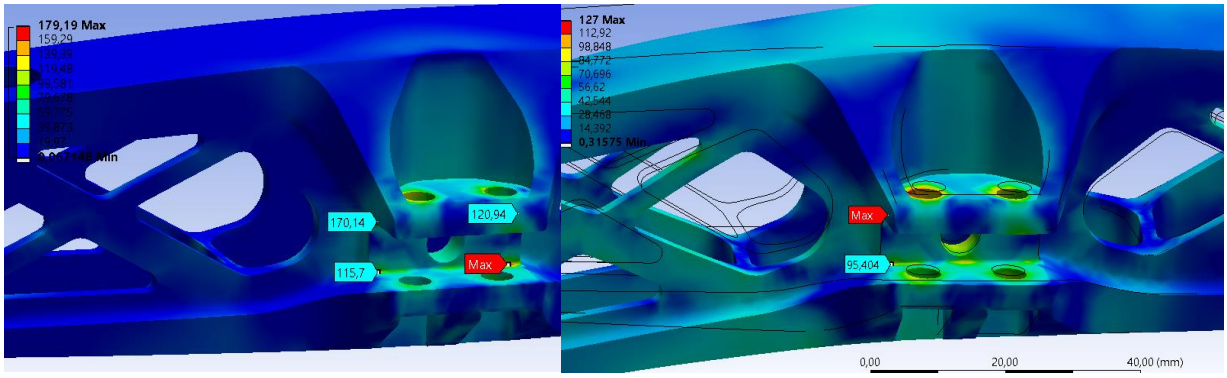
Obr. 52 Zatížení s přidanými čelními silami – okrajové podmínky, redukované napětí a celková deformace.
Jízdní stav přejezdu nerovnosti oběma koly.

Vazbě „remote displacement“ na hlavici zkrutné tyče jsem nastavil „rigid behavior“, tedy absolutní tuhost, neboť mě zajímá pouze deformace samotného vahadla.



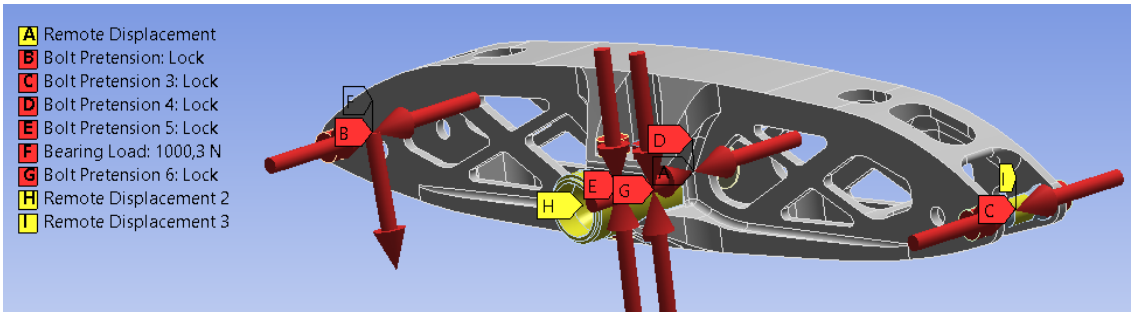
Obr. 53 Okrajové podmínky asymetrického zatěžování

Maximální redukované napětí 179 MPa vychází v ostrém rohu kontaktu hlavice s vahadlem, kde dochází ke kontaktnímu tlaku. Napětí je koncentrované na velmi malé ploše a v bezprostřední blízkosti značně klesá, toto napětí nepovažuji za objektivní. Napětí v místě, kde se od sebe součásti oddělují, je napětí asi 121 MPa, toto napětí považuji za reálné. Druhý zátěžný stav v zatáčce analyzuji stejným způsobem, pouze se změněnými silami.



Obr. 54 Oblast maximálních napětí při ustáleném stavu v zatáčce – vlevo, při přejezdu nerovností pouze jedním kolem - vpravo

Posledním – teoreticky uvažovaným – stavem je přejezd nerovnosti pouze jedním kolem. Opět uvažuji tlumič v okamžiku nárazu jako maximálně tuhý, proto na straně bez nerovnosti dávám vazbu remote displacement, kterou odebírám posuv v ose jízdního tlumiče. Druhou stranu zatěžuji silou 1000N. Na obr. 55 lze vidět okrajové podmínky a na obr. 54 vpravo maximální napětí v tohoto zatížení.



Obr. 55 Okrajové podmínky pro stav přejezdu nerovnosti jedním kolem

VYHODNOCENÍ

Tab. 5 Tabulka výsledných napětí, deformací a koeficientů bezpečnosti při daných jízdních stavech pro vahadlo

Jízdní stav	Napětí [MPa]	Deformace [mm]	Koeficient bezpečnosti [-]
Akcelerace	61,3	0,082	7,0
Zatáčka 1	91	0,18	4,73
Zatáčka ustálený stav - nejtužší stabilizátor	120	0,34	**3,58**
Nerovnost - 2 kola, zatížení ve střední rovině vahadla	96	0,22	4,47
Nerovnost - 2 kola, vyosené zatížení	103	0,27	4,17
Nerovnost - 1 kolo*	95	0,29	4,5

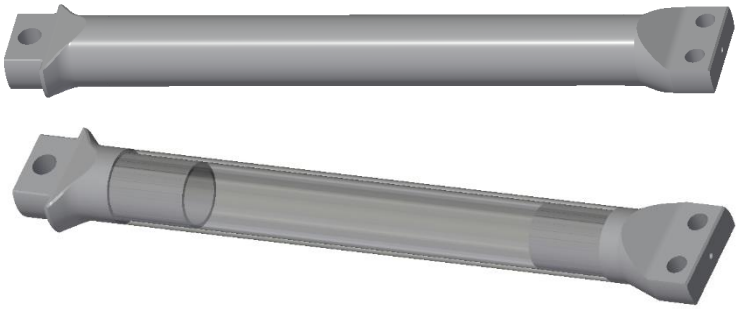
*teoretický stav

V tab. 5 lze vidět minimální koeficient bezpečnosti vahadla 3,58, který se vztahuje k oblasti spoje se zkrutnou tyčí. Tento stav bude předmětem dalších analýz v rámci zatěžování celé sestavy.

4.3 NÁVRH ZBYLÝCH SOUČÁSTÍ STABILIZÁTORU ZADNÍ NÁPRAVY

4.3.1 NÁVRH ZKRUTNÉ VYMĚNITELNÉ TRUBKY

Jako deformační element jsem zvolil trubku, ke které budou z každé strany navařeny hlavice spojující součást se zbytkem sestavy.

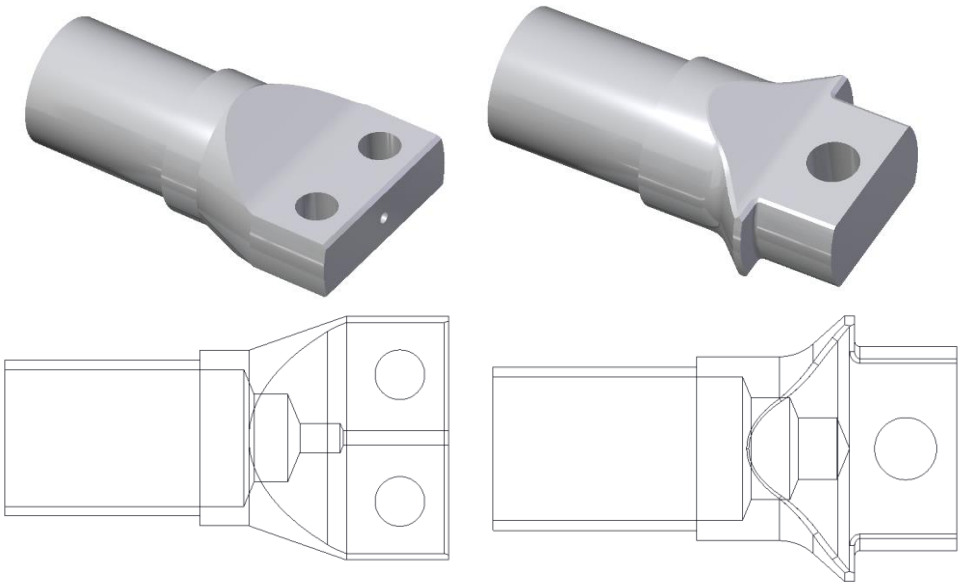


Obr. 56 Zkrutná trubka s hlavicemi

V týmu TU Brno Racing se pro namáhané svařované ocelové díly běžně používá chrom-molybdenová ocel 25CrMo4. Polotovar kulaté tyče pro hlavice dodávaný ve stavu zušlechtěném dosahuje meze kluzu **565 MPa**. Bezešvé trubky dosahují různých pevnostních charakteristik, dle dodavatele, které jsem našel. Hodnoty meze kluzu jsem obdržel v atestu, které dodavatel poskytnul.

Tab. 6 Dostupné rozměry a meze kluzu bezešvých trubek z ocele 25CrMo4

Rozměr – vnější průměr x tloušťka stěny [mm]	Minimální smluvní mez kluzu [MPa]
20x1	810
18x1,5	810
18x1	810
15x1,5	810
16x1	430
14x1	553

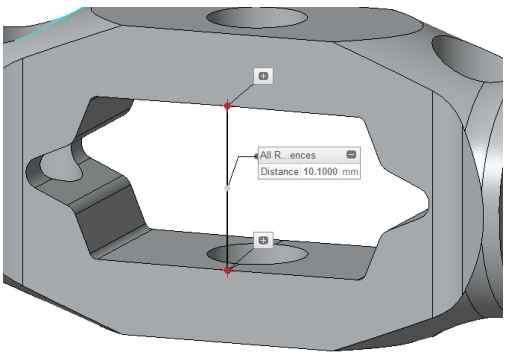


Obr. 57 Návrh hlavic zkrutné trubky

Vnitřní neprůchozí díry jsou navrženy tak, aby byly vyrobitelné standartními vrtáky. Hlavice bude nasazována na trubku se zapuštěním 2 cm pro zachování souososti. Hlavice se dvěma dírami je opatřena malým otvorem, který slouží k odvodu horkého vzduchu při svařování pro zajištění dobré kvality svaru. Čelní příruba na hlavici s jedním šroubem slouží jako podpora při namáhání torzní tyče na ohyb.

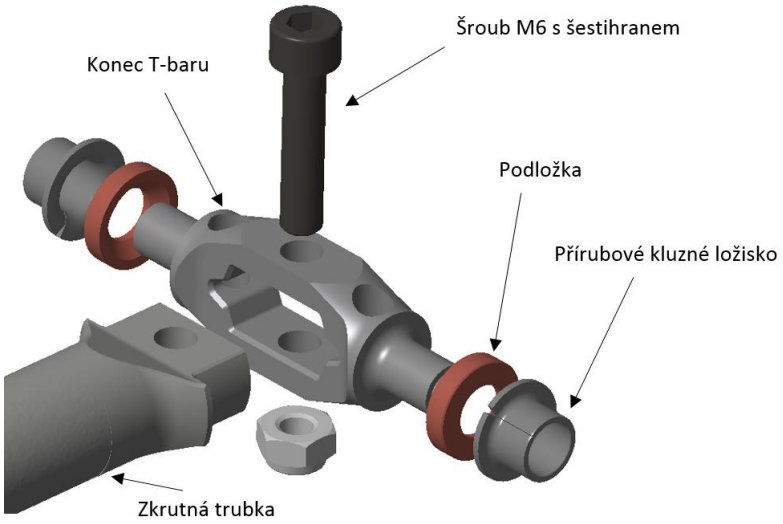
4.3.2 NÁVRH UKOTVENÍ ZKRUTNÉ TYČE

Uchycení zkrutné tyče navrhuji šroubovým a tvarovým spojem. Hlavice zkrutné trubky se vloží do otvoru v protikusu označeném jako „konec T-baru“ ten kopíruje tvar hlavice zejména v rozích, kde bude probíhat kontakt. Hlavní dosedací plocha protikusu je opatřena úkosem, který vytváří mezeru mezi hlavicí trubky a koncem t-baru tak, aby při utažení šroubu docházelo první ke kontaktu v rozích, které jsou důležité pro přenos krutu a také pro upevnění celé sestavy proti ohybu do strany.



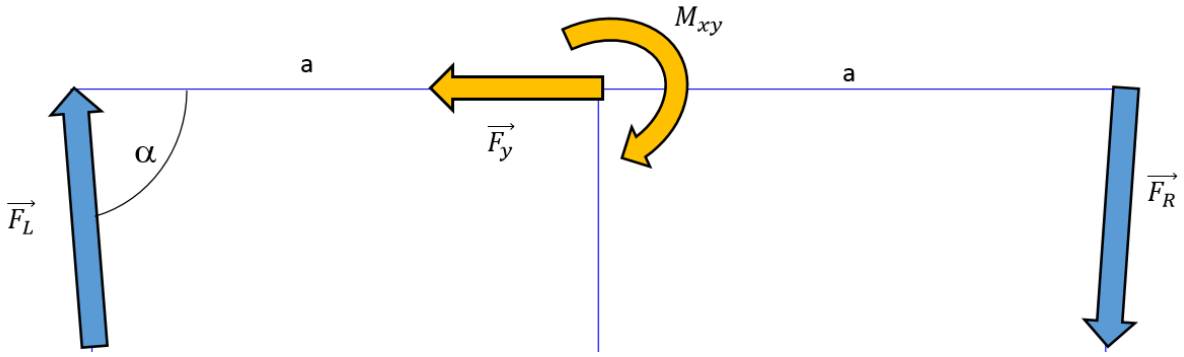
Obr. 58 Zobrazení úkosu v otvoru. Ve střední části měři 10,1 mm, v rozích 10,0 mm.

Výřezy do strany v otvoru vytvářejí prostor pro deformaci, aby bylo dosaženo dostatečného sevření obou součástí k sobě a tedy správného fungování spoje. Zbylé dva otvory z horní strany slouží pouze k odlehčení.



Obr. 59 Zapojení zkrutné tyče u rámu vozu

VÝPOČET REAKČNÍCH SIL V LOŽISKÁCH A DRŽÁCÍCH



Obr. 60 Silové působení, reakční síla a moment v rovině vahadla

Kritické zatížení ložisek nastává při jízdním stavu ustálené zatáčky, kde táhla působí na třetí vahadlo každé silou 288 N opačných směrů. Tím vytvářejí krut a ohyb zkrutné tyče. Síly působí na rameni $a = 119\ mm$, to je vzdálenost uchycení vahadla od středu vahadla. Z modelu byla naměřena hodnota $\alpha = 85{,}37°$.

$$F_L = F_R = 331\ N \tag{6}$$

$$M_{xy} = 2 \cdot F_L \cdot \cos(90° - \alpha) \cdot a = 78{,}52\ Nm \tag{7}$$

$$F_y = 2 \cdot F_L \cdot \sin(90° - \alpha) = 53{,}4\ N \tag{8}$$

Vzdálenost mezi vahadlem a uchycením torzní tyče je $b = 196{,}8\ mm$. Ohybový moment působící na konci torzní tyče označím jako M_{yz} a spočítám jej ze vztahu:

$$M_{yz} = F_y \cdot b = 10{,}5\ Nm \tag{9}$$

Vzdálenost střední osy ložiska od osy torzní tyče je $c = 26{,}4\ mm$. Reakční síly v ložiscích pak musí vytvářet vzhledem ke středu uložení reakční momenty v daných dvou rovinách na sebe kolmých. Pro radiální síly v ložiscích tedy platí v osách X a Z působí:

$$F_{kluz_X} = \frac{M_{xy}}{c \cdot 2} = 1487{,}12\ N \tag{10}$$

$$F_{kluz_Z} = \frac{M_{yz}}{c \cdot 2} = 198{,}86\ N \tag{11}$$

Pythagorovou větou získám výslednou radiální sílu působící na ložisko.

$$F_{kluz_radial} = \sqrt{(F_{kluz_y})^2 + (F_{kluz_z})^2} = 1500{,}4\ N \tag{12}$$

Axiální sílu přenese každé ložisko pouze v jednom směru, proto axiální síla působící na ložisko je:

$$F_{kluz_axial} = F_y = 53{,}4\ N \tag{13}$$

VOLBA LOŽISEK

Volím přírubové ložiska značky SKF označení PCMF 0801007.5 E, které jsou z kompozitního materiálu PTFE. Jsou to lehká, kompaktní, bezúdržbová ložiska, vhodná pro oscilační rotační pohyby nízkých rychlostí. Tyto ložiska mají statickou únosnost pro radiální zatěžování 11 kN. Z důvodu časté výměny ložisek z důvodu znečištění v zadní části vozidla od pohonného ústrojí a pouze nízkého natáčení v ložiscích nemá význam počítat životnost ložisek.

Síly v ložiscích jsem dodal kolegovi, který na základě mých požadavků zkonstruoval držáky, které upevňují stabilizátor k rámu vozidla.

4.4 ZATĚŽOVÁNÍ SESTAVY STABILIZÁTORU

Od kolegů zabývajícími se dynamikou vozidla jsem obdržel hodnoty potřebných celkových tuhostí sestavy stabilizátoru. Mým cílem bylo iteračními kroky se k těmto cílům co nejvíce přiblížit. Jak bylo řečeno, nastavitelnost zadního stabilizátoru monopostu Dragon 8 spočívá ve výměně torzních trubek o různých rozměrech. Zadány byly tři tuhosti stabilizátoru při ustáleném stavu v zatáčce, tedy při rovnoměrném asymetrickém zatěžování krutem, dle tab. 7

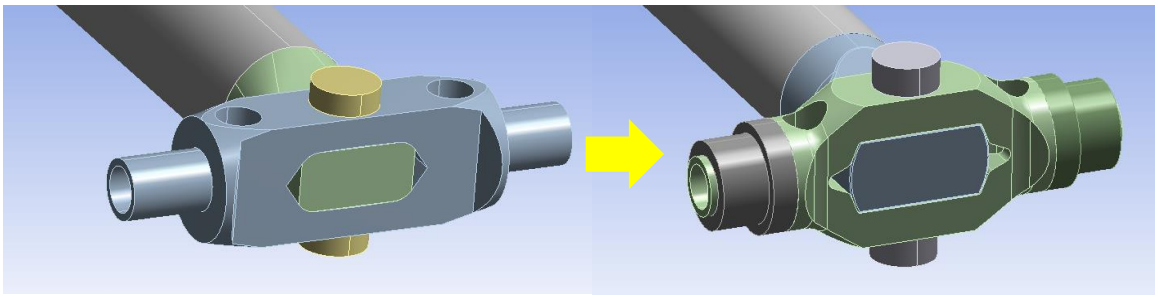
Tab. 7 Požadované tuhosti stabilizátoru

Nastavení	Tuhost [N/mm]	Síla v táhle [N]
Měkké	30	141
Střední	45	210
Tvrdé	60	280

Tuhost stabilizátoru je závislá na síle v táhle a deformaci měřenou v místě uchycení táhla k vahadlu v ose tohoto táhla, odpovídá rov. (5).

Analýza byla zkomplikovaná faktem, že zátěžná síla přímo úměrně souvisí s tuhostí stabilizátoru. Sestavu jsem prvně zatížil určitou odhadovanou silou, z této analýzy jsem spočítal tuhost dané iterace. Lze vidět přímou úměru mezi tuhostí a silou. Hodnoty jsou totiž určeny vždy za stejného úhlu natočení vahadla – tedy při stejné deformaci. Z tuhosti jsem pak zpětně dopočítal reálnou působící sílu na sestavu o dané tuhosti, kterou jsem použil jako zátěžnou sílu pro další analýzu. Až v tomto kroku jsem mohl závazně kontrolovat přítomné napětí. Díky lineárnímu chování modelu materiálu zůstává tuhost stejná při různých zatěžovacích silách. Tento předpoklad jsem pro jistotu zkontroloval jednou analýzou, kde jsem rozdělil zatížení do několika kroků, měřil jsem deformace v každém kroku a určoval tuhost. Ta zůstávala konstantní.

Provedl jsem více než 30 iterací při hledání požadovaných tuhostí celé sestavy stabilizátoru. Zaměřoval jsem se zejména na konstrukční provedení spojení torzní tyče s koncem T-baru. Klíčové bylo zajistit pevnost šroubového spoje, aby nedocházelo k pohybu ve směru působícího ohybového a kroutícího momentu.

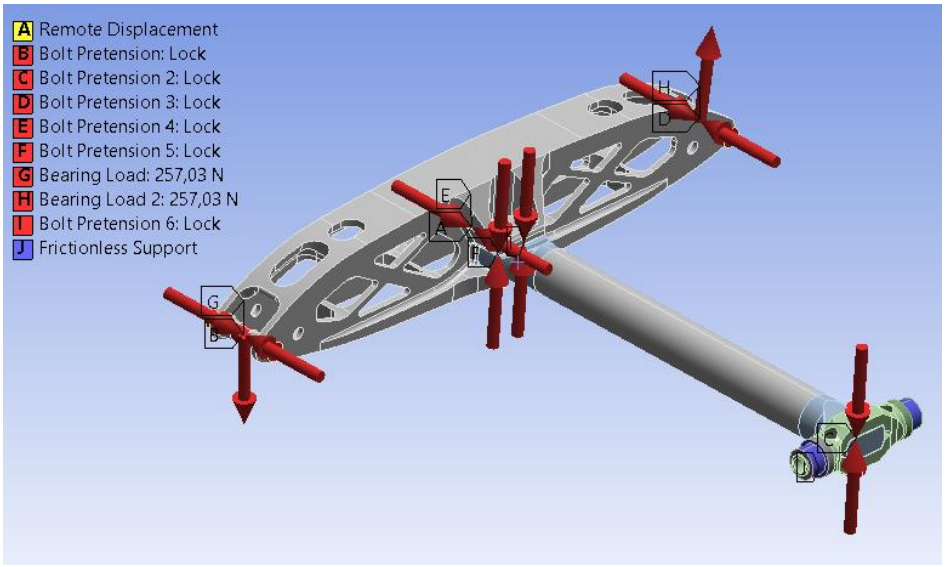


Obr. 61 Vývoj ukotvení torzní tyče

Vývoj tohoto spoje jsem ukončil ve fázi, kdy rozdíl mezi celkovou deformací sestavy při bonded (tedy zcela pevně spojeném) kontaktu v tomto spoji a frictional (třecím) kontaktu bylo méně než 4%.

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Zvolil jsem vazbu Frictionless support v místě uložení v držácích, pro simulaci kluzného uložení, vazba remote displacement odebírá stupeň volnosti ve směru stlačování třetího tlumiče stejně jako při analýze vahadla.



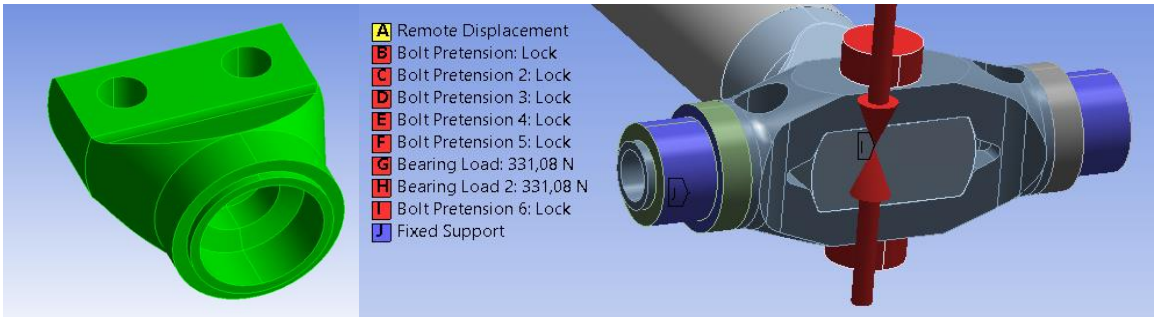
Obr. 62 Okrajové podmínky zatěžování sestavy stabilizátoru

Kontakty frictionless a frictional používám stejnou metodikou, jako jsem ilustroval při zatěžování vahadla samotného. Objevuje se zde kontakt bonded a to ve spojení šroubu třetího tlumiče s vahadlem v místě závitové vložky a ve spojení ložisek s koncem t-baru. Výsledky s touto okrajovou podmínkou jsou stejné jako s vazbou fixed support na vnějších plochách ložisek a kontaktem frictionless mezi ložiskem a koncem t-baru, viz obr. 63. Používal jsem obě varianty.

Výpočet obsahuje 20 kontaktů, 14 součástí, kde torzní tyč je složená ze 3 těles. Je to výpočetně velmi náročná analýza, kterou mohu počítat pouze s relativně hrubou sítí, při relativně krátkém výpočetním čase. Velikost elementu je 2mm a celkový počet nodů se pohybuje kolem 120 tisíc. Na začátku iterací jsem provedl analýzu s jemnou sítí, na výsledky tato změna neměla vliv, z toho usuzuji vhodnost této sítě pro výpočet celkové tuhosti sestavy.

Pro zjištění kritické bezpečnosti na jednotlivých dílech vyberu tu analýzu, ve které dosahují hodnoty redukovaných napětí nejvyšších hodnot. Pro objektivní posouzení výsledných napětí provedu zatížení dané součásti s dostatečně jemnou sítí zvlášť.

ÚPRAVA GEOMETRIE



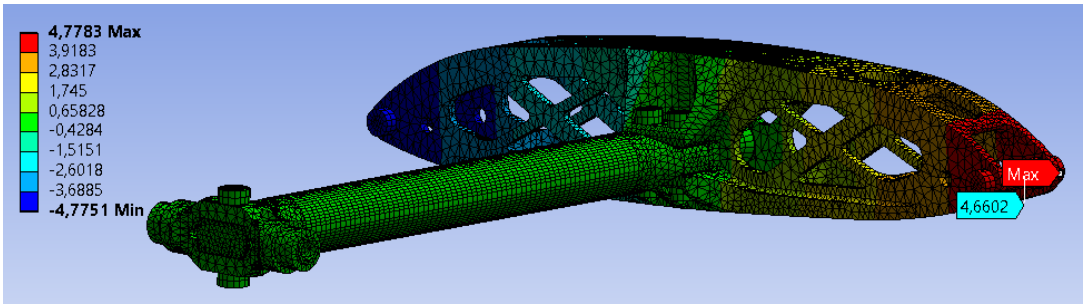
Obr. 63 Úprava geometrie

Hlavice jsem upravil tak, aby části, které budou vsunuty do trubky a nebudou s ní po svaření spojeny, neovlivňovaly analýzu. Dále jsem nahradil ložiska a podložky jedním tělesem pro zjednodušení geometrie

4.4.1 VÝSLEDNÉ TUHOSTNÍ ITERACE

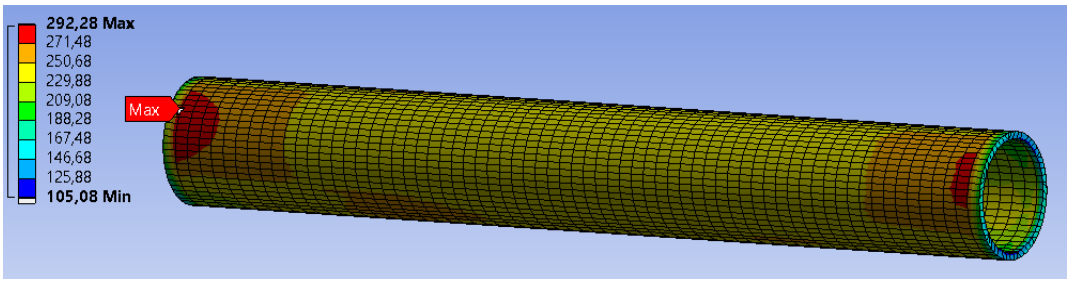
Nespočet iteračních kroků vedl k nalezení přibližného požadovaného rozpětí tuhostí, při různých použitých rozměrech torzní trubky. Uvedu zde pouze výsledné iterace, které dosahují požadovaných tuhostí. Není důležité dosáhnout přesných hodnot jednotlivých tuhostí, nýbrž obsáhnout dané rozpětí. Z důvodu zcela jistých nepřesností a deviací těchto statických analýz od reálného stavu si stanovuji za cíl nalézt 4 varianty tuhostí, které jsou od sebe přibližně rovnoměrně vzdáleny, přičemž nejměkčí a nejtužší varianty sahají za hranice požadovaného rozpětí tuhostí. Tímto způsobem jsem schopen pokrýt možný posun reálných tuhostí vůči spočítaným tuhostem stabilizátoru v obou směrech. Tedy, bude-li reálně stabilizátor měkčí, než jak bylo předpokládáno z analýzy, budou se používat 3 nejtužší varianty torzních tyčí. Případně naopak. Ze zkušenosti z minulých let očekávám celkovou tuhost stabilizátoru menší z důvodu vůlí v celé sestavě a v uložení. U jednotlivých variant uvedu vždy měřenou tuhost celé sestavy stabilizátoru, maximální napětí naměřené na zkrutné trubce, jelikož její materiálové vlastnosti se liší pro různé rozměry a její síť považuji za dostatečnou.

TORZNÍ TYČ O ROZMĚRECH 18X1 MM



Obr. 64 Deformace ve směru táhla pro rozměr 18x1 mm

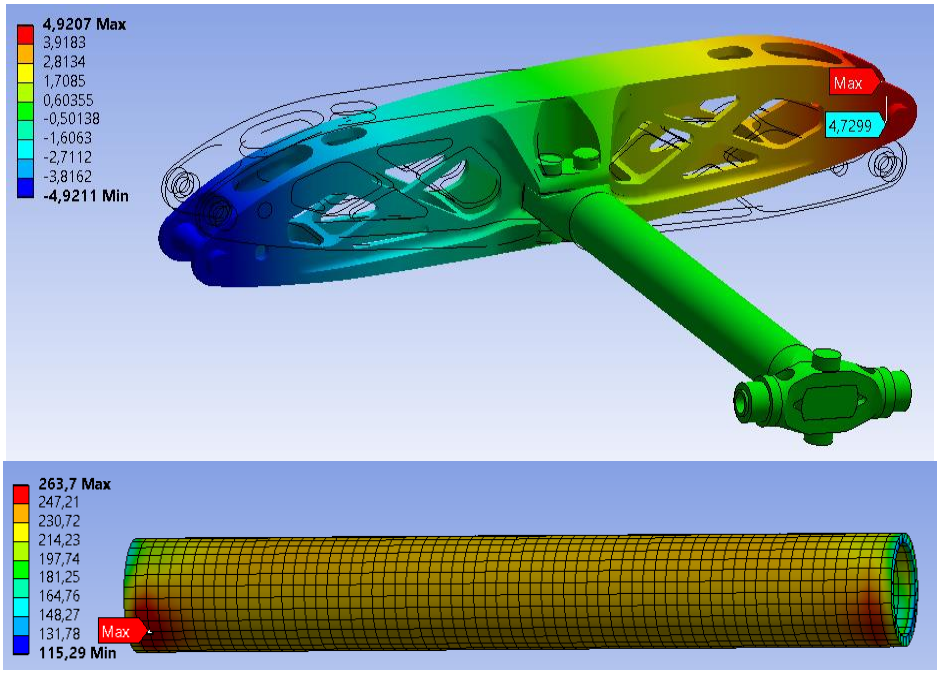
Tuhost stabilizátoru s torzní tyčí je přibližně **55 N/mm**, proto zatížení v této analýze činí 257 N. Jak píši výše, tuhost tohoto návrhu jsem spočítal předcházejícím experimentálním zatížením.



Obr. 65 Maximální redukované napětí na trubce 18x1 mm

Jak lze vidět na obr. 65 maximální redukované napětí pro trubku 18x1mm dosahuje maximální hodnoty 292 MPa.

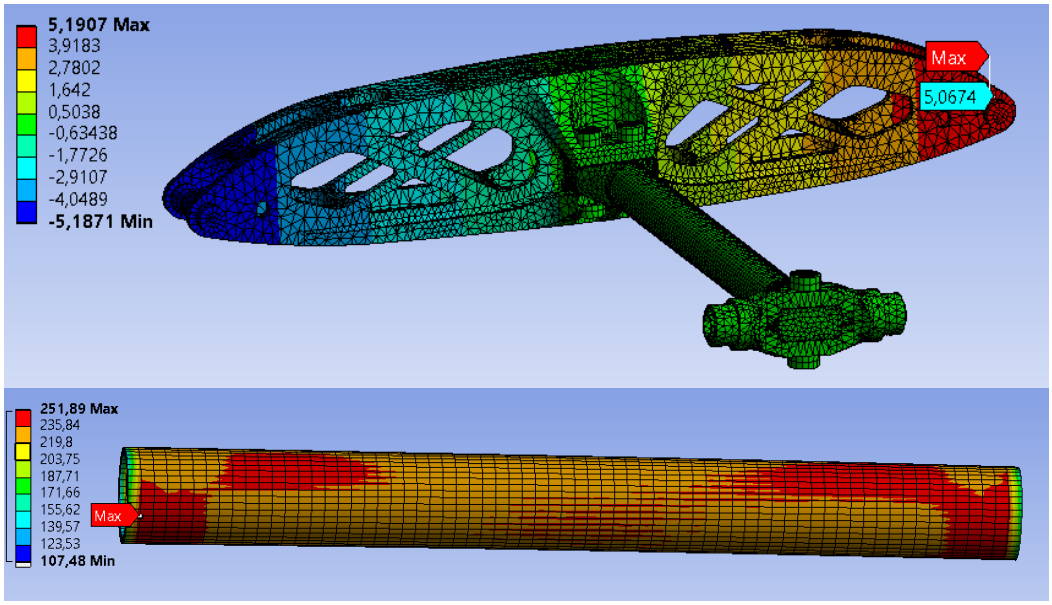
TORZNÍ TYČ O ROZMĚRECH 18X1,5 MM



Obr. 66 Celková deformace sestavy ve směru táhla a maximální redukované napětí torzní tyče pro rozměr 18x1,5

Tato varianta dosahuje tuhosti asi **70 N/mm**, byla zatížena silou 331 N. Maximální redukované napětí na torzní trubce 18x1,5mm je 263,7 MPa.

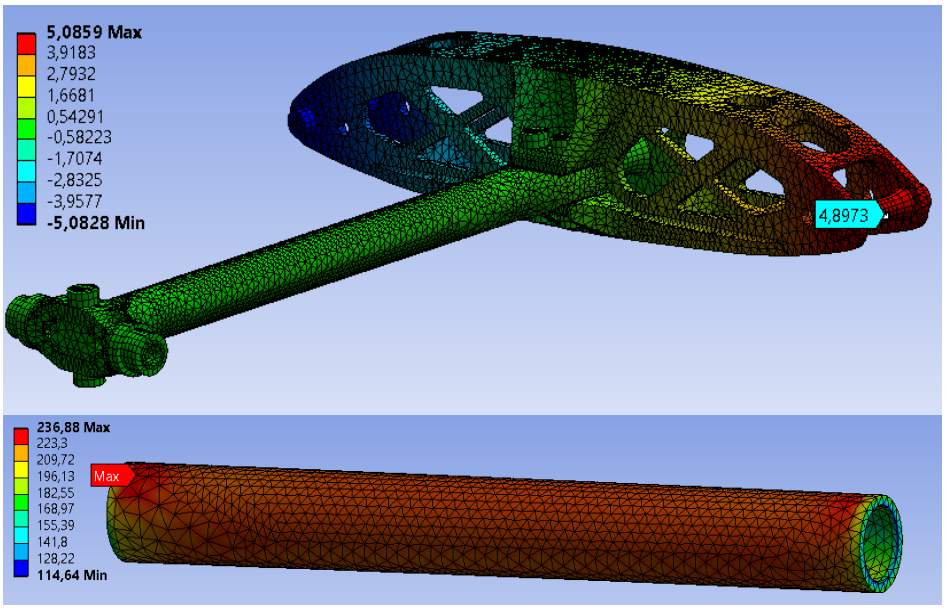
TORZNÍ TYČ O ROZMĚRECH 14X1 MM



Obr. 67 Deformace sestavy s torzní tyčí 14x1 mm a redukované napětí na samotné trubce

Jak lze vidět na obr. 69 maximální deformace ve směru táhla je 5,07 mm. Při zatížení 140,47 N dosahuje tato varianta tuhosti **27,7 N/mm**. Této tuhosti by tedy odpovídalo zatížení 130 N. Bezpečnost bude tedy o něco málo vyšší.

TORZNÍ TYČ O ROZMĚRECH 15X1,5 MM



Obr. 68 Deformace sestavy a redukované napětí na torzní trubce 15x1,5 mm

S trubkou 15x1,5 mm dosahuje tuhost stabilizátoru hodnoty **43 N/mm**. Zatížení je 210 N.

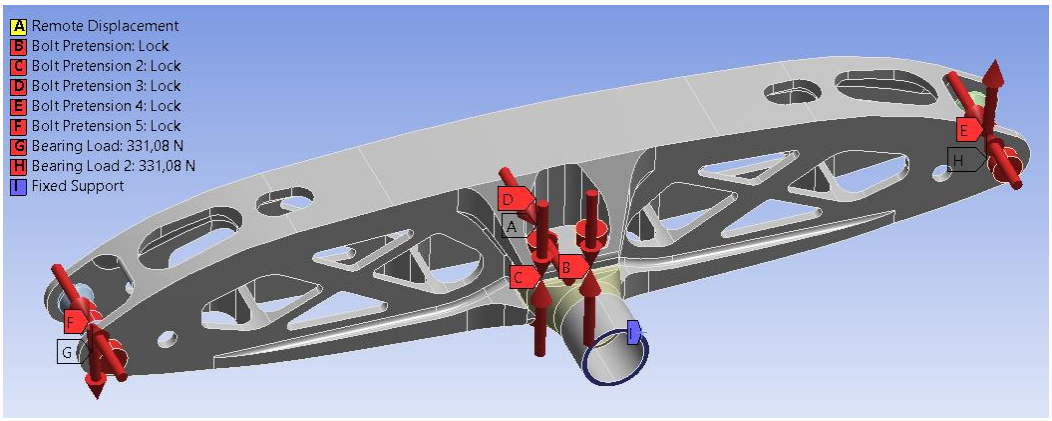
4.4.2 MAXIMÁLNÍ HODNOTY REDUKOVANÝCH NAPĚTÍ ČÁSTÍ STABILIZÁTORU

Největší hodnoty napětí byly naměřeny dle očekávání v analýze s torzní trubkou o rozměrech 18x1,5 mm. Lze si povšimnout, že vlivem vyšší výsledné tuhosti stabilizátoru, než bylo předpokládáno při zatěžování vahadla, bude kritická hodnota napětí vahadla přítomna také v tomto zátěžném stavu.

Pro zjištění hodnot maximálního redukovaného napětí na hlavicích a konci t-baru potřebuji lokálně zjemnit síť a zjednodušit výpočet. Proto rozdělím úlohu na dvě části. Zvlášť zatížím vahadlo s hlavicí a zvlášť spojení torzní trubky s uložením do ložisek.

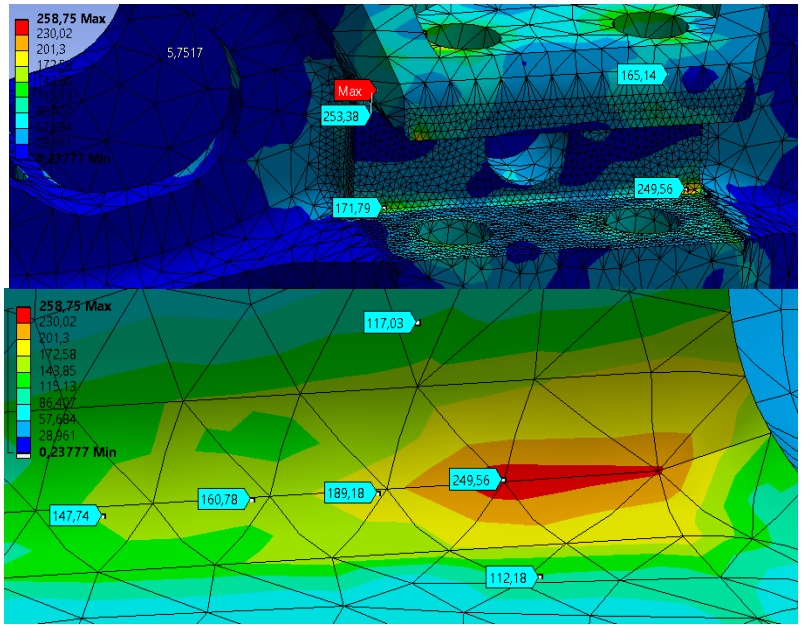
ZATÍŽENÍ VAHADLA A HLAVICE

Zátěžové podmínky zůstávají stejné, stejně tak remote displacement. Vazbu vetknutí (fixed support) použiji na trubku.



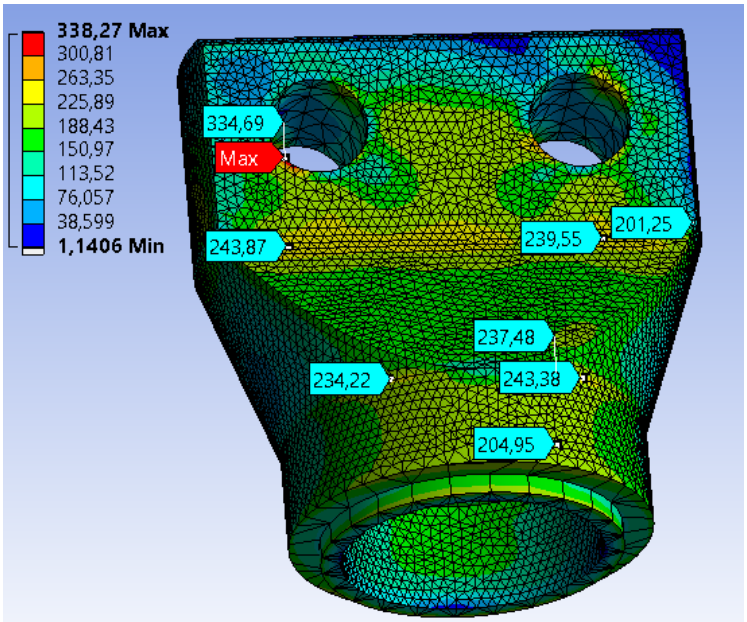
Obr. 69 Okrajové podmínky

Na vahadle na plochách výskytu vysokých napětí ve spoji hlavice a vahadla jsem síť zjemnil na velikost elementu 0,5 mm. V místech tlakového kontaktu hlavice a vahadla dochází ke kumulaci napětí na malém prostoru. I při zjemnění sítě zůstávají vrcholná napětí pouze v několika nodech, v blízkém okolí napětí prudce klesá. Z toho důvodu nepovažuji tuto hodnotu za reálnou. Objektivní maximální vyskytující se napětí považuji v místě, kde se od sebe hlavice a vahadlo vzdalují a to **172 MPa**. Viz obr. 70.



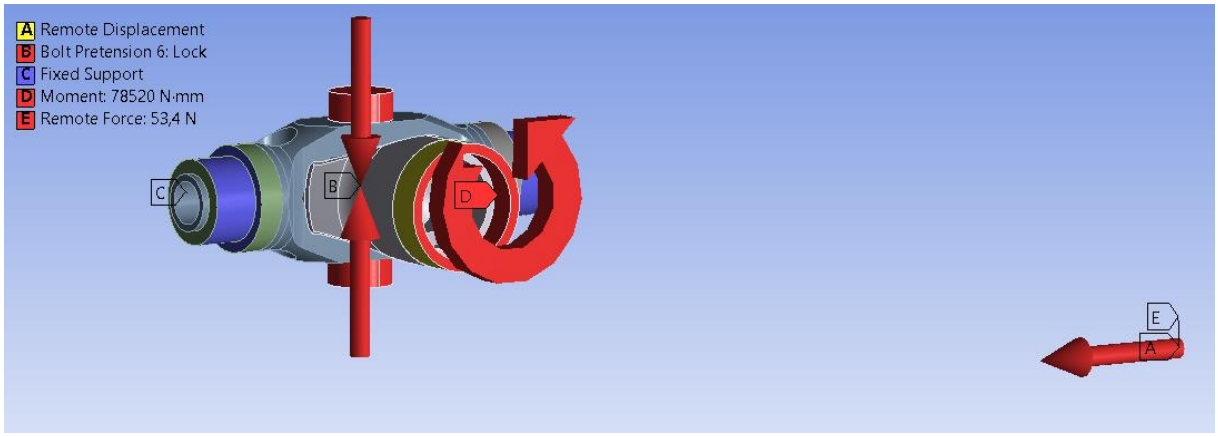
Obr. 70 Rozbor maximálního napětí na vahadle

Maximální napětí na hlavici se objevuje na hraně díry šroubu. Toto napětí nepovažuji za objektivní, neboť se vyskytuje na kontaktu dvou těles v ostré hranou a je nakumulováno v malém prostoru. Nejvyšší napětí naměřené mimo tento kontakt bylo **252 MPa**.



Obr. 71 Maximální napětí na hlavici u vahadla

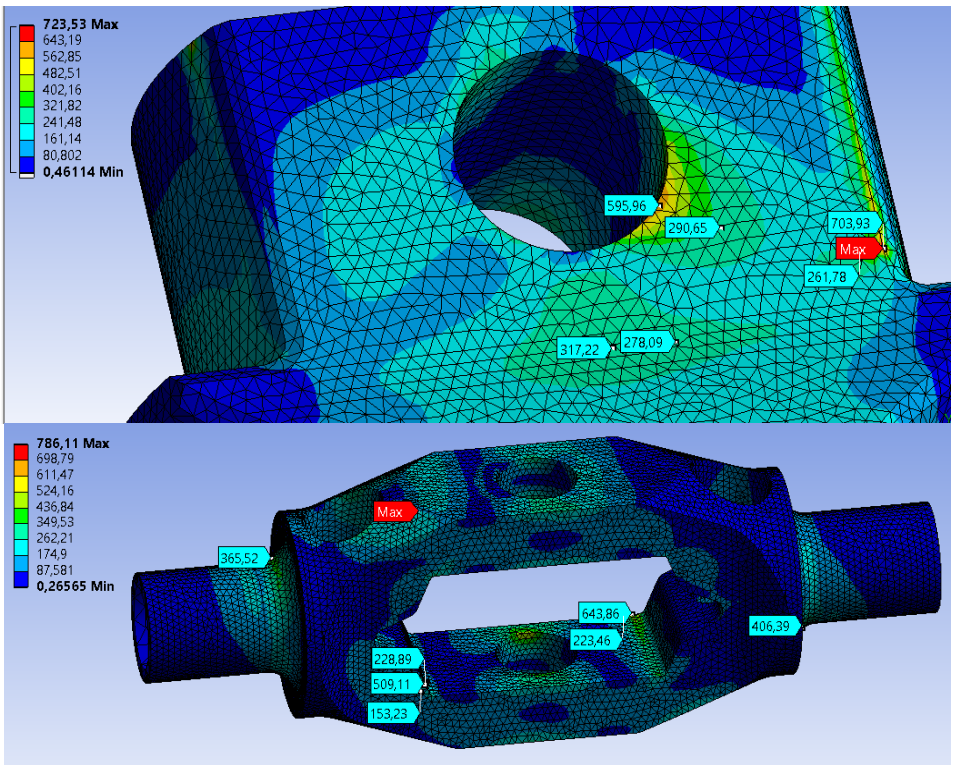
ZATÍŽENÍ KONCE STABILIZÁTORU



Obr. 72 Okrajové podmínky pro konec stabilizátoru

Zatížení je zcela ekvivalentní tomu použitému u celé sestavy. Moment aplikovaný na část zkrutné trubky vyjadřuje krut od táhel a „remote force“ ohybový moment a posuvnou sílu. „Fixed support“ na kluzných ložiskách zůstává stejný, stejně tak „frictionless“ kontakt na vnitřních plochách ložisek. Poslední stupeň volnosti pak odebírá remote displacement ve vzdálenosti umístění třetího tlumiče.

Po zjemnění sítě hodnotím redukované napětí. V místech ostrých kontaktů dvou těles, které jsou do sebe vtlačovány, vystupují lokální hodnoty vysokého napětí. Jak lze vidět na obr. 73 hodnota více než 700 MPa se objevuje v místě kontaktu, ovšem v bezprostřední blízkosti se



Obr. 73 Hodnoty redukovaného napětí dle HMH koncových částí stabilizátoru, při kritickém zatěžování

vykytují hodnoty méně než 300 MPa. Z tohoto rapidního lokálního nárustu napětí usuzuji, že se jedná o singulární místa a toto extrémní napětí vyhodnocuji jako neobjektivní.

Maximální hodnota redukovaného napětí dle HMH naměřená na koncové hlavici zkrutné tyče, která nebyla v bezprostředním okolí ostrého kontaktu a kterou považuji za objektivní je hodnota **315 MPa.** Maximální hodnota redukovaného napětí dle HMH na konci T-baru, kterou považuji za objektivní je hodnota **410 MPa** a nachází se v oblasti kluzných ložisek. Z důvodu vysokého napětí na této součásti jsem se rozhodl zvolit materiál tohoto dílu na **42CrMo4**. Tento materiál je dodáván v zušlechtěném stavu s minimální hodnotou smluvní meze kluzu **766 MPa**.

4.4.3 SHRNUTÍ VÝSLEDNÝCH DEFORMACÍ A NAPĚTÍ PRO RŮZNÁ NASTAVENÍ STABILIZÁTORU

Vzhledem k omezené dostupnosti chrom-molybdenových trubek na trhu se mi podařilo přiblížit se požadovanému zadání tak, jak je zaznamenáno v tab. 8. Zadané požadované tuhosti byly 30, 45 a 60 N/mm viz tab.7. Je přínosné mít rozsah tuhostí stabilizátorů spíše větší pro možnosti experimentálního testování.

Tab. 8 Výsledné tuhosti sestavy stabilizátoru pro různá nastavení

Rozměr trubky [mm]	Síla v táhle [N]	Tuhost sestavy stabilizátoru [N/mm]	Max. napětí na trubce [MPa]	Bezpečnost trubky [-]
14x1	141	**27,7**	252	2,19
15x1,5	210	**43**	237	3,41
18x1	257	**55**	292	2,77
18x1,5	331	**70**	264	3,07

Hodnoty bezpečností trubek uvažují příslušné meze kluzu, které jsou uvedeny v tab. 6.

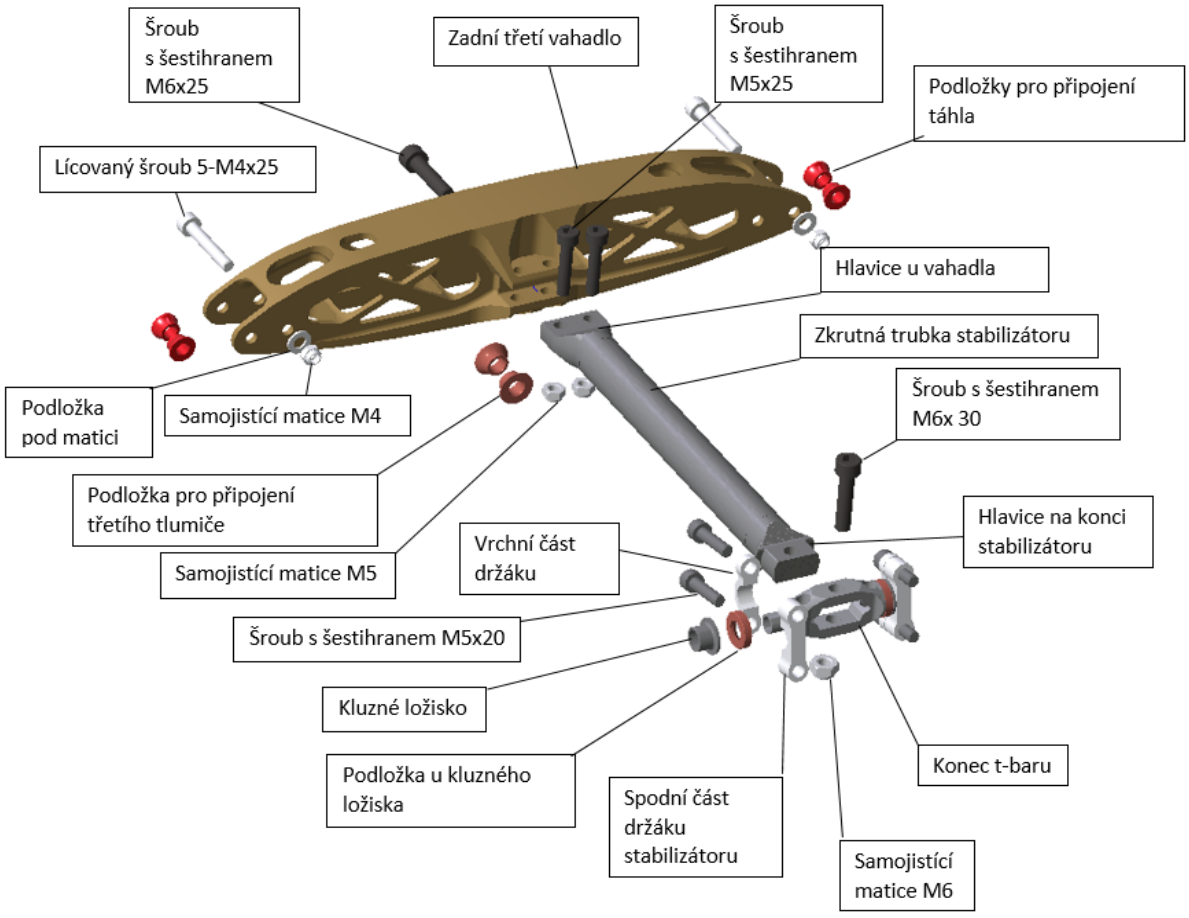
Tab. 9 Kritické hodnoty napětí pro zbylé díly stabilizátoru

Díl	Maximální napětí [MPa]	Bezpečnost
Hlavice u vahadla	252	2,24
Hlavice na konci	315	**1,79**
Konec t-baru	410	2,77
Vahadlo	172	2,5

V tab. 9 jsou uvedeny hodnoty maximálních napětí pro dané díly v nastavení, kdy se objevilo kritické napětí na těchto dílech, tedy v nejtužším nastavení s trubkou 18x1,5 mm.

Jak je vidět, nejnižší koeficient bezpečnosti se objevuje na hlavici zkrutné tyče s hodnotou 1,79. Tuto hodnotu považuji za dostatečnou, vzhledem k relativně nízkému množství najetých kilometrů, které činí maximálně přibližně 1000 km. Vlivem pravidelné výměně zkrutných tyčí se navíc toto množství ujetých kilometrů rozdělí. Ze zkušeností z minulých let se experimentálně osvědčil koeficient bezpečnosti 1,7 při statické zátěži jako dostatečný pro pokrytí únavového kritéria.

4.5 VÝSLEDNÁ SESTAVA ZADNÍHO STABILIZÁTORU



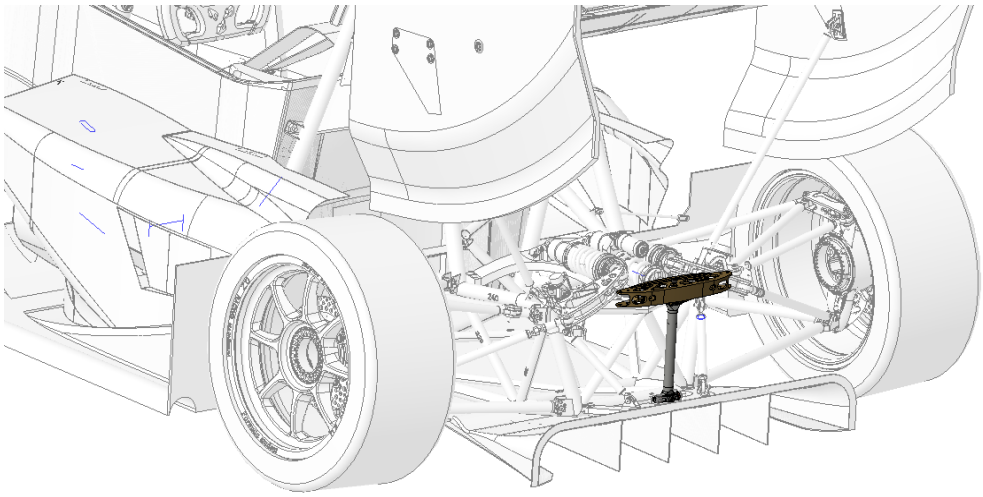
Obr. 74 Rozložený pohled zadního stabilizátoru včetně držáků

Na obr. 74 lze vidět rozložený pohled celé sestavy zadního stabilizátoru, doplněné o držáky, které stabilizátor upevňují k rámu vozu, všechny nutné spojovací materiály včetně podložek.

Celá sestava byla navržena na základě kinematické kostry podvozku. Tato kostra se v průběhu vývoje konstrukčního řešení stabilizátoru měnila. Bylo nutné každý díl parametricky

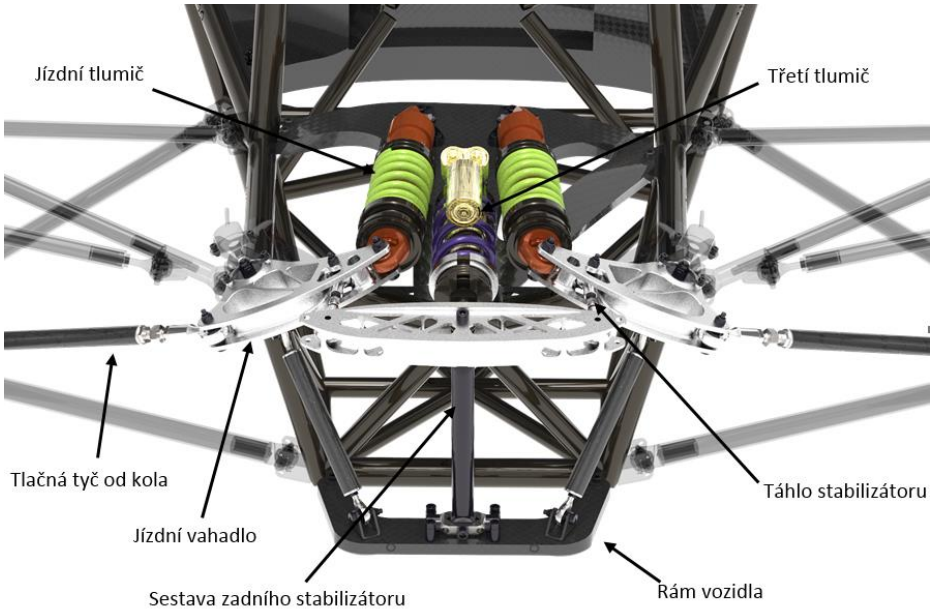
zkonstruovat tak, aby při změně jednotlivých bodů kinematické kostry došlo ideálně k automatické aktualizaci dané součástky.

4.5.1 ZAČLENĚNÍ STABILIZÁTORU DO SESTAVY VOZU A SYSTÉMU ODPRUŽENÍ



Obr. 75 Umístění stabilizátoru v sestavě vozu

Vzhledem k provázaností celé sestavy vozu bylo při návrhu stabilizátoru nutné dbát ohled na přilehlé části vozu, aby za provozu nedošlo ke kolizi. Kontrola proti kolizi a zachování dostatečné vůle v kritických místech byla provedena při simulaci chodu celého mechanismu. Zejména rozměry vahadla, nebo délka zkrutné tyče byly omezeny dalšími konstrukčními částmi vozu.



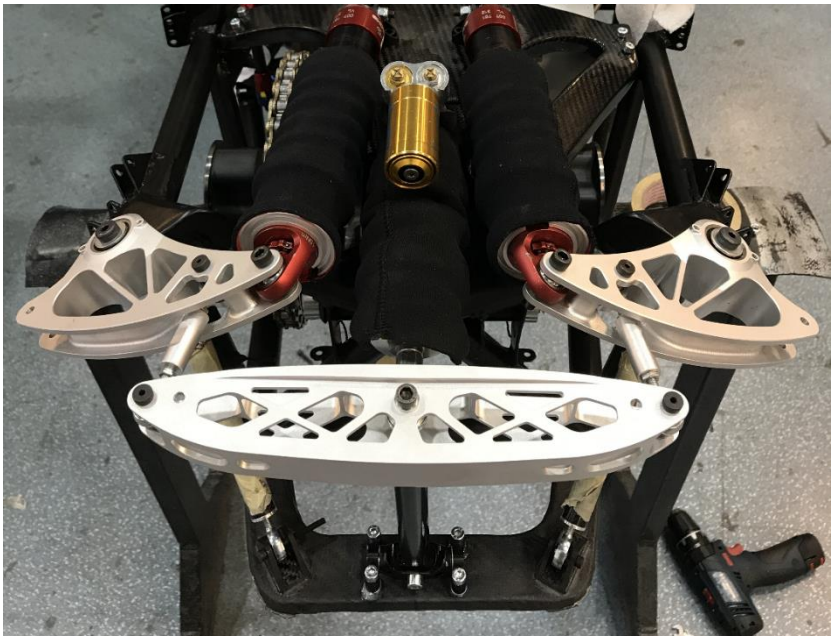
Obr. 76 Zadní náprava Dragonu 8

Na obr. 78 lze vidět detailní pohled na zadní nápravu podvozku monopostu Dragona 8 včetně rámu. Mechanismus odpružení a stabilizace je stejný, jako bylo popsáno v teoretické části pro stabilizátor s třetím tlumičem v provedení T-baru.

Sestava stabilizátoru je s dalšími prvky odpružení spojena pomocí táhel, které jsou složeny z oček se sférickými ložisky na každé straně, přenášející tah, nebo tlak. Připojení táhel je provedeno utažením lícovaného šroubu ve vahadle, sférické ložisko je vymezeno podložkami. Třetí tlumič je také zakončen sférickým ložiskem, které je k vahadlu připojeno pomocí vymezovacích podložek a šroubového spoje. Vymezovací podložky lze vidět na obr. 74.

4.5.2 MONTÁŽ A REÁLNÁ SESTAVA STABILIZÁTORU

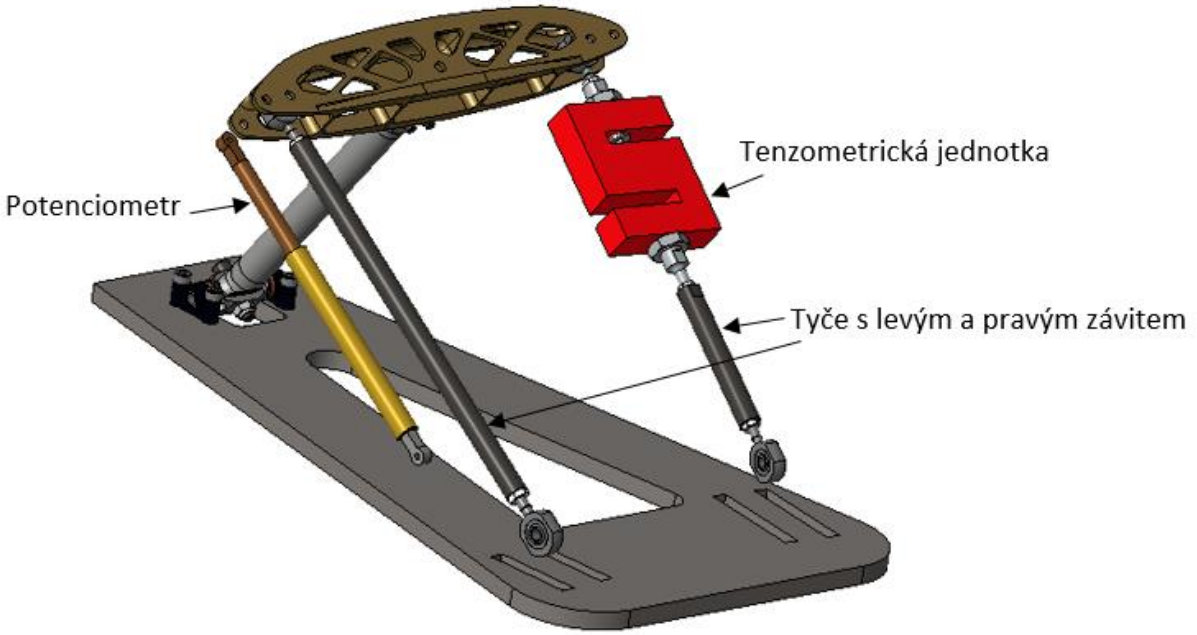
Pro fungování celého mechanismu bylo důležité zachovat správné umístění celé sestavy stabilizátoru vůči zbylým částem systému odpružení. Pozice byla hledána pomocí laseru, který promítl podvozkovou osu vozu. Tato osa byla odměřována od přilehlých bodů uchycení jízdních vahadel a od ní byly naměřeny pozice držáků stabilizátoru.



Obr. 77 Fotografie reálného zadního systému odpružení

4.5.3 NÁVRH PŘÍPRAVKU PRO VALIDACI

Vlivem řady faktorů, které způsobují odchylky reálné sestavy stabilizátoru od modelu nelze říci, že skutečná tuhost celé sestavy bude odpovídat výpočtovému předpokladu. To může být způsobeno nepřesností výroby, nebo vůlí v kontaktech, či jinými faktory, se kterými virtuální analýza nepočítala. Z toho důvodu navrhuji tenzometrické měření tuhosti celé sestavy stabilizátoru pro validaci naměřených hodnot.



Obr. 78 Předběžný návrh přípravku pro tenzometrické měření tuhosti

Zatížení bude probíhat stejnoměrným zkracováním pravé a prodlužováním levé tyče, které jsou obě na koncích spojeny pravým a levým závitem. Budu tedy otáčet zároveň pravou a levou tyč, každou v opačném směru o stejný úhel. Tenzometrická jednotka bude připojena mezi pravou šroubovací tyč a vahadlo, z naměřených hodnot zjistím hodnotu dané zátěžné síly. Na levé straně bude paralelně se šroubovací tyčí zapojen potenciometr, jedním koncem připojen k bodu uchycení na vahadle a druhým pevně spojen se základnou. Potenciometr bude měřit hodnotu posunu vahadla. Vztahem pro tuhost uvedeným dříve budu pak dopočítávat tuhost sestavy a porovnávat s hodnotami z analýzy.

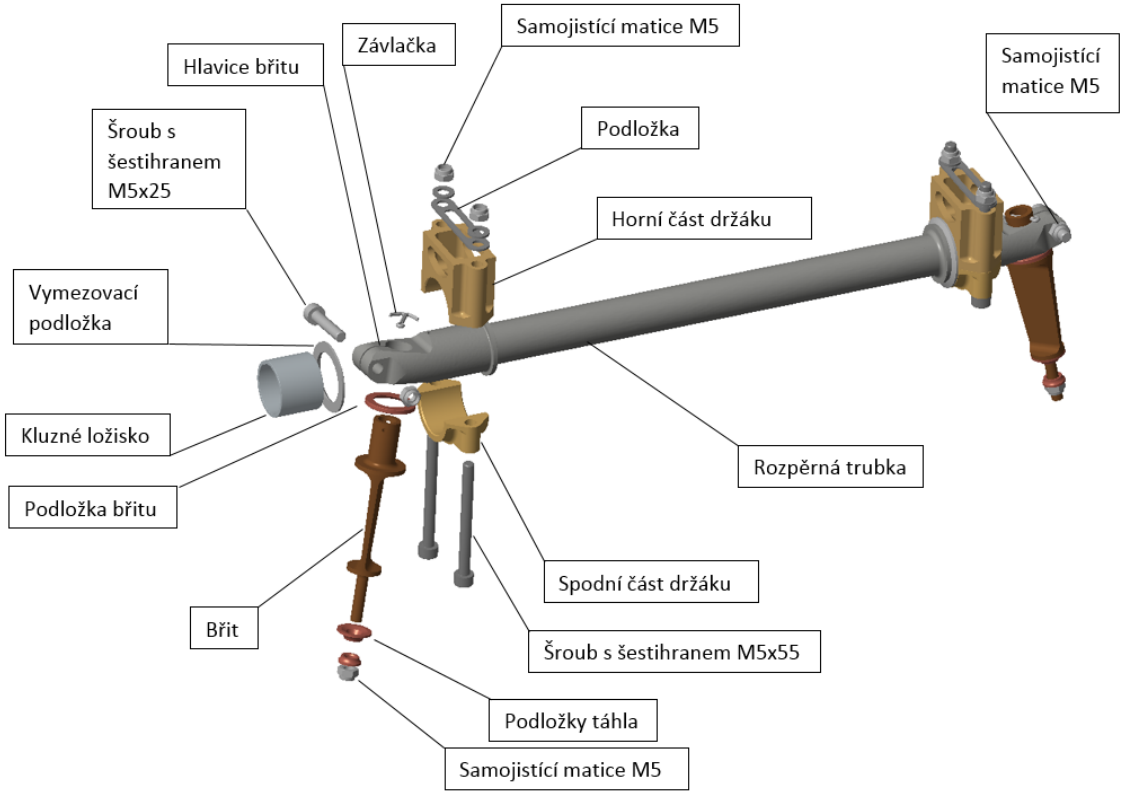
Náhrada třetího tlumiče zde nemá význam, neboť tento přípravek bude sloužit pouze k symetrickému zatěžování, síla ve středu vahadla bude ideálně nulová. Základna a uchycení částí měřícího přípravku budou vyrobeny z laserem vypálených plechů a následně svařeny. Pro tyče se závity použiji náhradní díly z minulých let, proto je celá konstrukce tolik zvednutá.

4.6 PŘEDNÍ SESTAVA STABILIZÁTORU A MECHANISMUS TŘETÍHO VAHADLA

Nad rámec zadání závěrečné práce jsem pro vůz Dragon 8 navrhnul sestavu předního stabilizátoru, přední třetí vahadlo a mechanismus jeho uložení. Oproti zadní nápravě, co se týče konceptu kinematiky podvozku, je ta přední velmi odlišná. Stabilizátor je zde samostatná sestava, je to stabilizátor typu U s nastavitelnými břity uloženými ve svěrném spoji v hlavicích, které jsou svařeny k rozpěrné trubce.

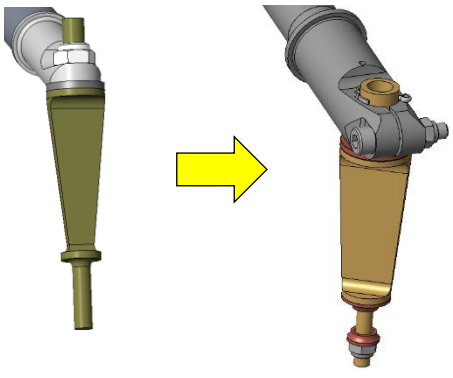
4.6.1 PŘEDNÍ STABILIZÁTOR

V minulých letech při testování bylo nejtužší nastavení stabilizátoru příliš měkké, proto bylo mým cílem zvýšit maximální dosažitelnou míru stabilizace, při zachování spodní meze při měkké charakteristice. Provedl jsem více než 100 staticko-strukturálních analýz v programu Ansys Workbench při optimalizaci sestavy předního stabilizátoru.



Obr. 79 Rozložený pohled sestavy předního stabilizátoru

Výrazně jsem změnil tvar břitu a jeho způsob spojení s rozpěrnou tyčí. V minulých letech bylo spojení provedeno svěrným spojem, kde matice šroubovaná na závit, který byl na břitu, stahovala břit a hlavici k sobě. Toto spojení však je kritickým místem mechanismu s výskytem extrémního napětí. V závitu v minulosti docházelo k lomu břitu (ten byl však vyroben z nástrojové oceli, která je křehká). Vzhledem k těmto okolnostem jsem navrhl řešení uchycení svěrným spojem.



Obr. 80 Celková změna břitu stabilizátoru vozu Dragon 7 na Dragon 8

Břit pak bylo možné v místě spojení značně rozšířit, přebytečný materiál odebrat vnitřní dírou, a odebrat koncentrátor napětí v podobě závitu. Břit je vyroben z pružinové oceli **54SiCr6**, zušlechtěn na 45 HRC, dosahuje meze kluzu minimálně 1600 MPa.

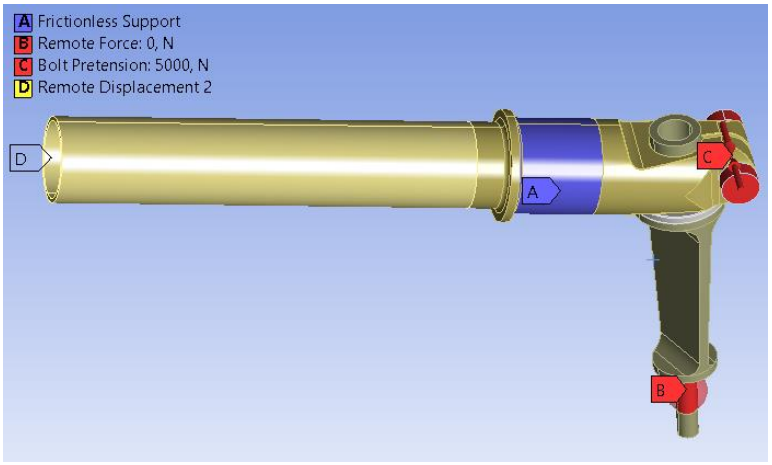
Tato koncepční změna znamenala problém s konvergencí úlohy právě v kontaktu břitu a hlavice. Z oscilace grafu konvergence síly bylo zřejmé, že tuhost kontaktu je příliš vysoká. Zvolil jsem tedy formulaci kontaktu „Augmented lagrange“ a snížil normálový tuhostní faktor kontaktu „Normal stiffness faktor“ na 0,1. Tato podmínka je silně závislá na stupni disketizace modelu zejména v daném kontaktu. Z toho důvodu jsem další iterace musel provádět s jemnější sítí v tomto kontaktu, což navýšilo výpočetní čas.

Advanced	
Formulation	Augmented Lagrange
Detection Method	Program Controlled
Penetration Tolerance	Program Controlled
Elastic Slip Tolerance	Program Controlled
Normal Stiffness	Manual
Normal Stiffness Factor	0,1
Update Stiffness	Each Iteration
Stabilization Damping Factor	0,
Pinball Region	Program Controlled
Time Step Controls	None
Geometric Modification	
Interface Treatment	Adjust to Touch

Obr. 81 Nastavení kontaktu mezi břitem a hlavicí

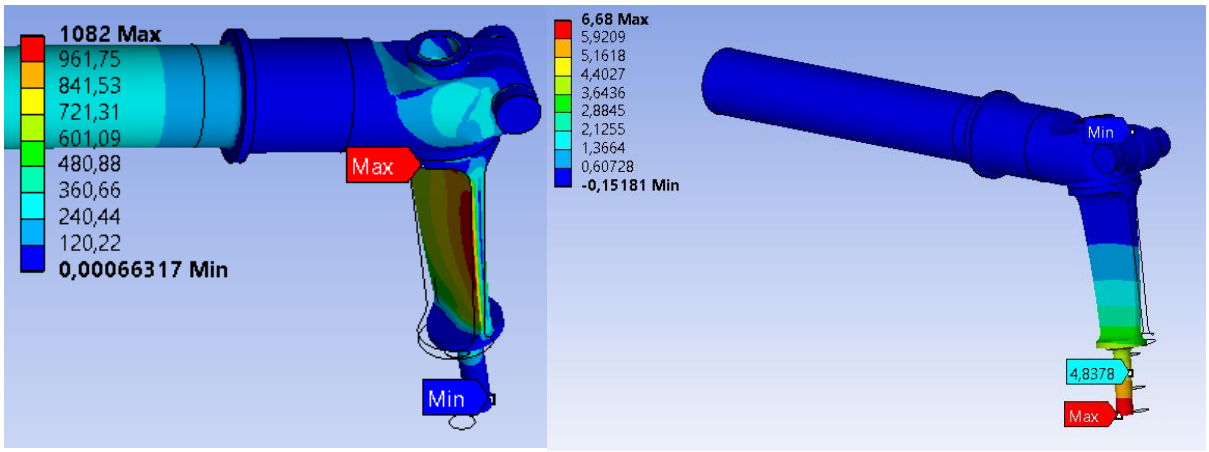
Sestavu předního stabilizátoru jsem zatěžoval s využitím roviny asymetrie pro zjednodušení výpočtového modelu. Vstupní požadované rozpětí tuhostí předního stabilizátoru bylo 75 – 300 N/mm. Zátěžné síly se v závislosti na tuhosti pohybovaly od 600 do 2300 N.

Jako okrajové podmínky jsem zvolil kluznou vazbu „frictionless support“ v místě kluzného ložiska a vazba „remote displacement“ odebírá natočení kolem všech os a posun v axiálním směru trubky. Radiální posun je povolen, aby byl možný případný průhyb trubky. Síla pak působí v ose přípojného táhla a předpětí šroubů zajišťuje stažení svěrného spoje.



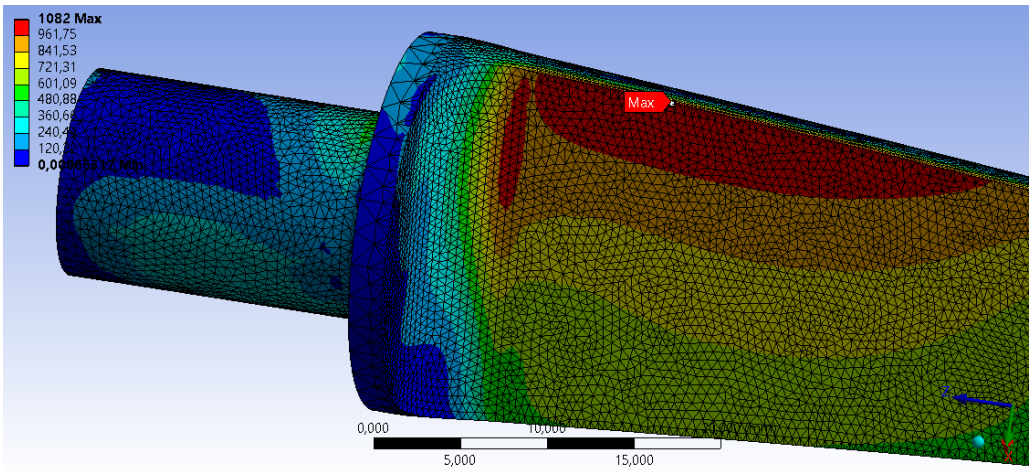
Obr. 82 Okrajové podmínky předního stabilizátoru

Podařilo se mi dosáhnout rozpětí tuhostí **62 – 295 N/mm**. Omezující bylo napětí, které jsem částečně redukoval zmenšením průřezu rozpěrné trubky, tím došlo i ke snížení celkové tuhosti. Bude provedena validace tuhosti i tohoto stabilizátoru.



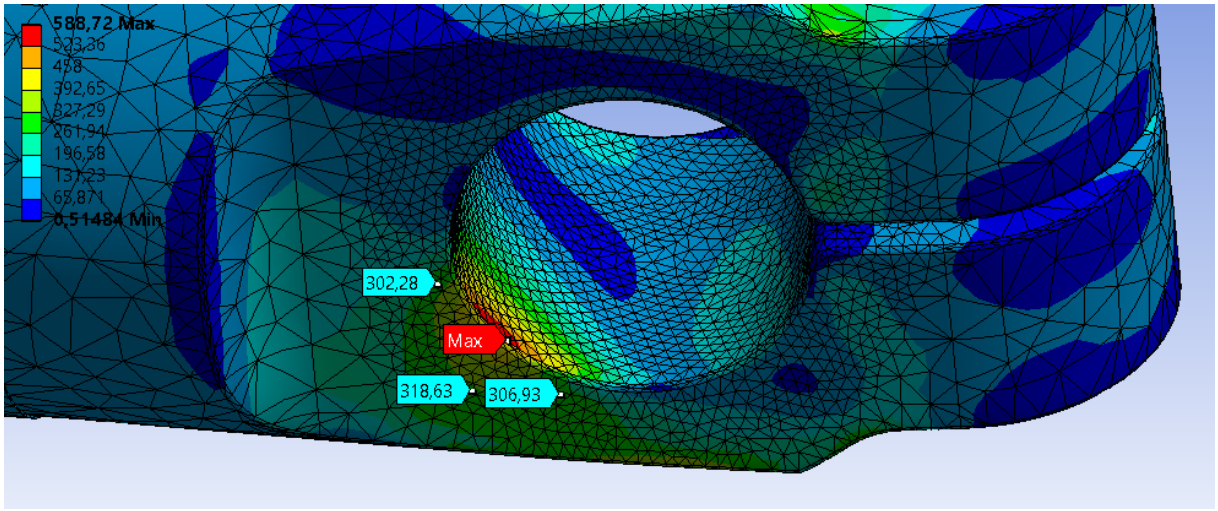
Obr. 83 Měření deformace předního stabilizátoru při natočení břitu o 30° a při zcela měkkém nastavení

Redukované napětí se ukázalo být nejvyšší při natočení břitu o 30° vůči síle působení. Napětí je zde až **1082 MPa**, to znamená bezpečnost proti meznímu stavu pružnosti **1,47**. Tato pružinová ocel byla používaná pro břity stabilizátorů již dva roky, statická analýza v minulosti ukazovala maximální napětí až 1250 MPa, při provozu však nedošlo k porušení součásti. Proto činím předpoklad, že tato statická bezpečnost bude dostačující i vzhledem k únavě materiálu vlivem dynamického zatěžování.



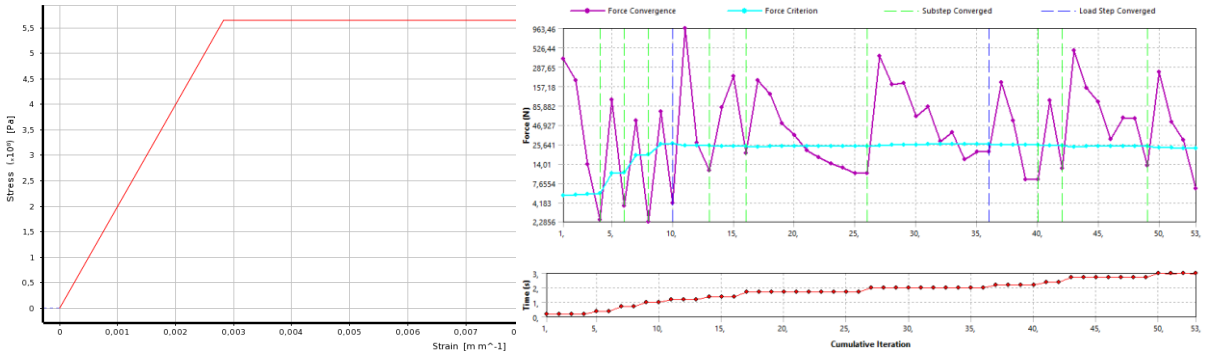
Obr. 84 Maximální redukované napětí dle HMH na břitu stabilizátoru

Dalším kritickým místem byla hrana svěrného spoje na hlavici břitu. Zde vycházelo napětí až 589 MPa, ovšem lokálně, v tlaku a ostrém kontaktu. Mez kluzu hlavice břitu je 565 MPa.



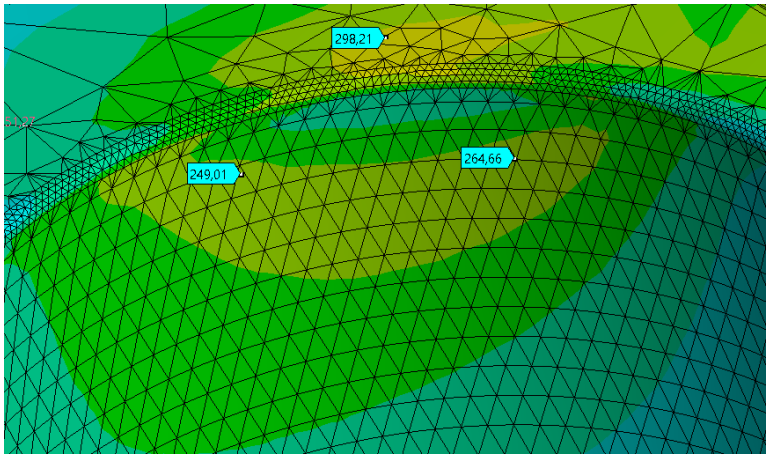
Obr. 85 Analýza napětí na hlavici při tuhém nastavení stabilizátoru

Analýza, ve které byl použit lineární model materiálu, tedy ukazovala napětí, které je za reálnou mezí kluzu materiálu a kde by se materiál ve skutečnosti choval plasticky. Přesto, že napětí nepovažuji za objektivní, rozhodl jsem se na základě konzultace na Ústavu mechaniky, mechatroniky a biomechaniky (ÚMTBM) provést kontrolní analýzu s elasticko-plastickým modelem materiálu. Upravil jsem tahovou charakteristiku modelu materiálu tak, že se chovala lineárně (elasticky) pouze do meze kluzu, následně postupovala zvyšující deformací za téměř konstantního napětí. Tedy model materiálu pružně - ideálně plastický.



Obr. 86 Vlevo tahová charakteristika modelu materiálu, vpravo graf kononvergence síly z výpočtu

Provedl jsem zatížení rozdělené na 3 kroky, kdy po zatížení následovalo uvolnění zátěžné síly. V tomto posledním kroku jsem pak měřil zbylou deformaci, která byla způsobená možnou plastickou deformací. Na rameni více než 10 cm se deformace v konečném uvolněném stavu změnila pouze nepatrně, v řádech setin mm. Z této analýzy jsem usoudil, že možná lokální plasticita na hraně kontaktu břitu a hlavice nebude mít patrný vliv na funkčnost stabilizátoru.



Obr. 87 Hrana hlavice s pružně plastikckým materiálem

Zhodnocení:

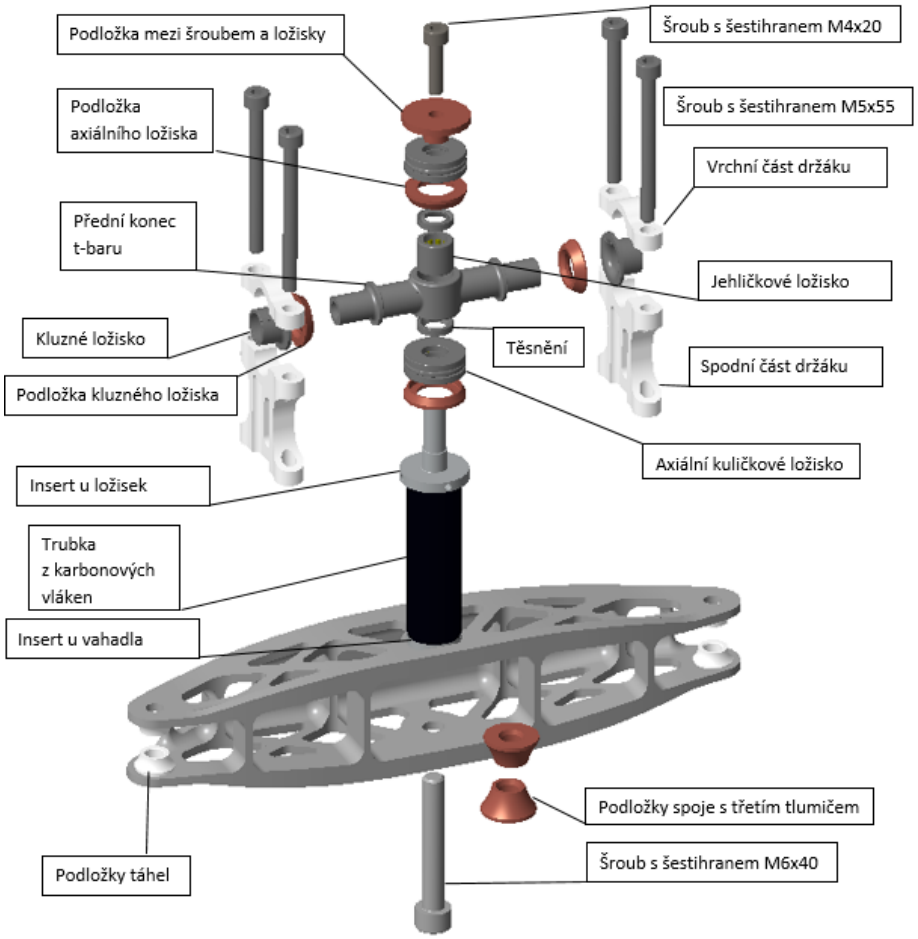
Podařilo se dosáhnout rozsahu tuhosti 62-295 N/mm. V minulém roce dosahovala maximální tuhost přibližně 115 N/mm. Došlo tedy ke zvýšení tuhosti stabilizátoru až o 250%.

Změnou koncepce spoje jsem z břitu odstranil koncentrátor napětí v podobě závitu. Maximální redukované napětí dle HMH se objevilo při namáhání břitu natočeného o 30°, kde dochází ke kombinovanému namáhání v ohybu a krutu. Toto napětí bylo 1082 MPa, s mezí kluzu minimálně 1600 MPa dosahuje břit bezpečnosti z hlediska mezního stavu pružnosti, při statickém zatěžování, hodnoty 1,47. Tato hodnota se v minulosti ukázala jako zcela dostačující.

Maximální redukované napětí dle HMH na hlavici pak jako objektivní považuji napětí 318 MPa, bezpečnost je tedy 1,77 což odpovídá bezpečnosti zadního stabilizátoru.

4.6.2 PŘEDNÍ SESTAVA TŘETÍHO VAHADLA

Na přední nápravě je, podobně jako na zadní, třetí tlumič uložen do sestavy odpružení T-baru, ovšem s rozdílem, že tyč držící vahadlo není zkrutná, nýbrž je ložiskově uložena k rámu vozidla takovým způsobem, aby dovolovala rotaci trubky kolem své osy, nikoliv ji omezovala. Uložení v kluzných ložiscích pak dovoluje náklon celé sestavy vahadla stejně jak je tomu u zadní nápravy. Rotace kolem osy tyče je zajištěna kombinací axiálních a jehličkového ložiska.



Obr. 88 Rozložený pohled přední sestavy třetího vahadla

Tyč se skládá z trubky z karbonových vláken, do ní jsou z každé strany lepeny inserty. Jeden z insertů slouží zároveň k uložení axiálních ložisek a jehličkového ložiska, které má požadavky na tvrdost povrchu stykové plochy, proto byla pro tento insert zvolena ocel 42CrMo4 dodávána v zušlechtěném stavu. Druhý insert je hliníkový, se závitovou vložkou, který slouží k připojení vahadla.

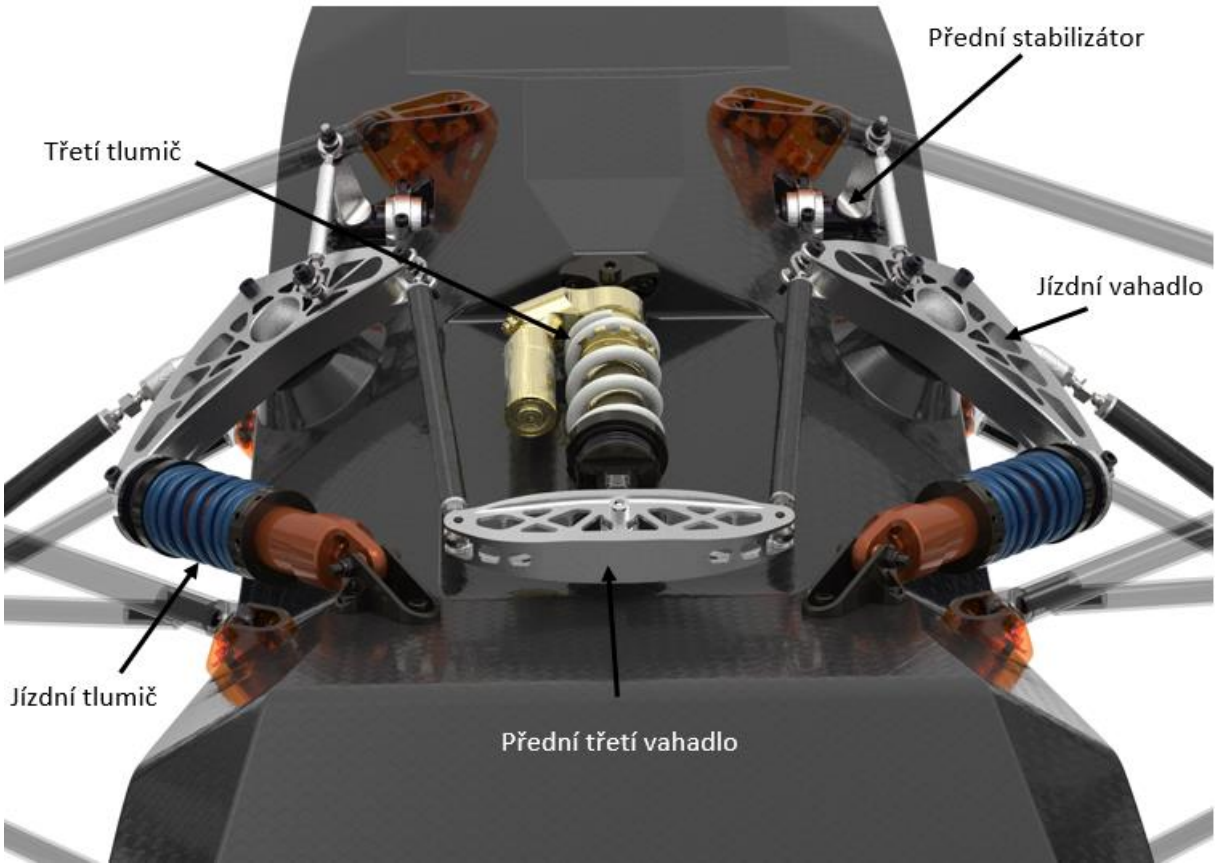
Návrh samotného předního třetího vahadla vycházel z vývoje toho zadního, neboť zásadní způsob zatěžování je totožný a to při stlačování třetího tlumiče. Takto uložené vahadlo není namáháno na krut. Vlivem krátké tyče, tedy krátkého poloměru otáčení při stlačování třetího tlumiče dochází k většímu naklánění vahadla, proto byl vnitřní prostor vahadla rozšířen.

Systém uložení vahadla tedy není namáhán na krut, jediný zátěžný stav může teoreticky nastat v zatáčce, kdy se bude vahadlo natáčet v ložiscích. Vlivem výchylky táhel od směru kolmému k vahadlu o 7° bude vznikat určitá síla způsobující ohybový moment. Z dynamické analýzy se však v zatáčce objevují síly v táhlech předního třetího vahadla 410 N a 395 N - obě tažné, lze

tedy vidět, že dochází ke stlačování třetího tlumiče. Při stlačování třetího tlumiče, ke kterému dochází také například při brždění, nebo při přejezdu nerovností oběma koly, dochází ke stejnému zátěžnému stavu, jako je tomu u vahadla zadního stabilizátoru, ze kterého tento návrh vychází. Zatěžné síly při maximálním zatížení jsou stejné jako u zadního vahadla, rameno tohoto ohybu je však značně menší. Je zřejmé, že přední vahadlo bude mít vyšší bezpečnost než zadní vahadlo a vyšší tuhost. Přesto považuji návrh za dostatečně odlehčený, zejména vzhledem k výrobnímu procesu, kde jsou určité minimální tloušťky stěny nutností. Vysoká tuhost má pozitivní vliv na fungování mechanismu.

Co se týče ohybového momentu, který by teoreticky mohl vznikat lze vidět, že v zatáčce je rozdíl sil působící na vahadlo $410\ N - 395\ N = 15\ N$. Složka této síly způsobující ohyb je pak vypočítána jako $15\ N \cdot sin(7°) = 1{,}8\ N$. Je zřejmé, že tuto sílu lze zanedbat.

Vlivem stlačování tlumiče pak dochází k naklápění vahadla, čímž také vzniká tahová síla v trubce držící vahadlo. Z toho důvodu jsou přítomny axiální ložiska, které také umožňují dostatečné stažení celého systému. Třetí přední tlumič bude stlačován maximálně 6 mm, což na rameni 80 mm znamená náklon 4,3°. Při brždění dosahuje síla v tlumiči až 1440 N, tedy síla působící tah v ose karbonové trubky je 110 N. To je zanedbatelné zatížení, vzhledem k rozměrům komponentů uložení a použitého materiálu (dural EN AW 7075/T6). Lepený spoj byl v minulosti dynamicky testován několikanásobně vyššími silami (na karbonových ramenech zavěšení), proto předpokládám vysokou bezpečnost tohoto spoje.



Obr. 89 Systém odpružení přední nápravy – pohled ze spodní strany vozu

ZÁVĚR

Výsledkem práce je konstrukční řešení zadního stabilizátoru nového konceptu s třetím tlumičem, s originálním systémem nastavení tuhosti vyměnou zkrutné tyče. Pomocí analýzy metodou konečných prvků byly nalezeny 4 vhodné rozměry torzních trubek. Požadovaná tuhost stabilizátoru v jednotlivých nastavení vzhledem k jízdním vlastnostem byly 30, 45 a 60 N/mm. Výsledné navržené tuhosti dosahují hodnot 28, 43, 55 a 70 N/mm. Bylo dosaženo většího rozpětí tuhosti stabilizátoru, což je pozitivní vzhledem k možné reálné odchylce daných tuhostí. Z toho důvodu je navržena validace tenzometrickým testováním, včetně přípravku pro toto testování. Způsob zatěžování reálného stabilizátoru v rámci této validace bude zcela ekvivalentní k okrajovým podmínkám v programu ansys, pro možnost porovnání výsledků.

Navržené vahadlo zadního stabilizátoru je vzhledem ke konvenčnímu návrhu lehčí o 30% při nepatrném snížení tuhosti. Pro určování vhodnosti návrhových změn jednotlivých iterací byl zaveden koeficient porovnávající tuhost a hmotnost daného návrhu. Byl navržen spoj vahadla se zkrutnou tyčí, který dosahuje vysoké tuhosti. Oproti počátečnímu návrhu spoje byla deformace vahadla při krutu tyče snížena na třetinu. Tento spoj dále umožňuje relativně snadnou výměnu torzní tyče.

Minimální bezpečnost vzhledem k meznímu stavu pružnosti zadního stabilizátoru při nejvyšším statickém zatížení je 1,79, která se vztahuje k hlavici torzní tyče u rámu vozidla. Vzhledem k nízkému cyklu namáhání této součástky a pozitivním zkušenostem s daným koeficientem bezpečnosti a materiálem vyhodnocuji bezpečnost jako dostatečnou i vzhledem k meznímu stavu únavy.

Nad rámec zadání práce je navržena sestava předního stabilizátoru, konceptu U s nastavitelnými břity. Byl odstraněn koncentrátor napětí v podobě závitu a změněn koncept uchycení břitu k rozpěrné tyči. Zadaný rozsah tuhostí z hlediska jízdních vlastností byl 75 až 300 N/mm, podařilo se dosáhnout rozsahu 62 až 295 N/mm. V porovnání s minulým rokem byla maximální tuhost stabilizátoru navýšena o 246% z původní hodnoty 120 N/mm.

Nejvíce zatíženým komponentem předního stabilizátoru je břit, který při natočení o 30° vůči směru působení zátěžné síly, dosahuje redukovaného napětí dle HMH 1082 MPa. Je vyroben z pružinové oceli, zušlechtěné na vysokou pevnost, s minimální mezi kluzu 1600 MPa. Bezpečnost břitu stabilizátoru tedy dosahuje hodnoty 1,48. V minulých 2 letech byla bezpečnost této součásti nižší, při použití stejného materiálu a ukázala se jako dostačující i vzhledem k meznímu stavu únavy.

Uložení třetího předního vahadla je řešeno originálním způsobem pomocí ložisek, které slouží pouze ke stlačování třetího tlumiče. Koncept předního vahadla vychází ze zadního třetího vahadla, neboť nejvyšší zátěžné stavy jsou totožné. Bezpečnost této sestavy je předpokládána vyšší z důvodu podobnosti s jinými komponentami jak konstrukcí, tak způsobem zatěžování a použitím vhodného materiálu.

Prostor ke zlepšení a další optimalizaci vidím zejména ve změně konceptu předního stabilizátoru. Vlivem vysokých napětí a vysoké potřebné tuhosti je zde použito relativně velkého množství ocelového materiálu. V případě hlavice břitu je to svařitelná ocel. Zadní stabilizátor je z pohledu hmotnosti efektivní, neboť kombinuje dvě funkce v jedné sestavě. Volba konceptu je však silně ovlivněna dostupným prostorem pro uložení na vozidle.

Právě redukce ocelových komponent ze sestavy stabilizátoru považuji za cestu dalšího zlepšování. Koncept Z stabilizátoru s jedním symetrickým břitem, trubkami z karbonových vláken, jak lze vidět na obr. 13, považuji za nejvýhodnější z pohledu hmotnosti, neboť jediná ocelová část tohoto stabilizátoru je břit a jeho uložení k rámu.

Vhodnost všech provedených návrhů bude dále ověřována jízdními zkouškami, včetně videozáznamu chodu celého mechanismu a odezvy řidiče zejména s ohledem na přetáčivost a nedotáčivost. Bude také prováděno tenzometrické statické zatěžování obou sestav stabilizátoru a porovnání výsledků s výpočtem metodou konečných prvků.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

[1] JAN, Zdeněk, ŽDÁNSKÝ, Bronislav a ČUPERA, Jiří. Automobily (1): Podvozky. Brno: Avid, spol. s r.o., 2009. 245 s. ISBN 978-80-87143-11-7.

[2] *Formula Student Germany: International Design Competition* [online]. Langenhagen, Germany [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: https://www.formulastudent.de/

[3] *Formula Student Combustion - World Ranking List* [online]. Langenhagen, Germany [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: https://mazur-events.de/fs-world/C/

[4] STURM, Daniel. FSG 2017. In: © *Formula Student Germany* [online]. Hockenheim, 9. 8. 2017 [cit. 2018-03-23]. Dostupné z: http://media.formulastudent.de/2017/Hockenheim/20170809-Wednesday/i-gFw2z3R

[5] VLK, František. *Podvozky motorových vozidel*. 3., přeprac., rozš. a aktualiz. vyd. Brno: František Vlk, 2006. ISBN 80-239-6464-X.

[6] JÖRNSEN REIMPELL, Helmut Stoll a TRANSLATED FROM THE GERMAN BY AGET LIMITED. The automotive chassis engineering principles: chassis and vehicle overall, wheel suspensions and types of drive, axle kinematics and elastokinematics, steering, springing, tyres, construction and calculations advice. 2nd ed. Oxford: Butterworth Heinemann, 2001. ISBN 07-506-5054-0.

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

[8] *Optimum G: Vehicle dynamics solutions* [online]. Centennial, Colorado, USA [cit. 2018-03-24]. Dostupné z: http://www.optimumg.com/

[9] Náprava Audi Q7. In: *Audi: Media Center* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: https://www.audi-mediacenter.com/de/fotos/detail/audi-q7-5070

[10] U-shape anti-roll-bar. In: H&R: Suspension direct [online]. Unit 1-3 Brakefield, Cornells Lane Widdington, Essex, CB11 3SP: Performance Car Parts [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: http://www.hrsuspension.direct/

[11] Typical ARB. In: *Formula 1 Dictionary* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: http://www.formula1-dictionary.net/roll_stabilizers.html

[12] Nascar style front sway bar. In: *IRacing* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: https://www.iracing.com/commodores-garage-11-swayanti-roll-bars/

[13] Anti roll bar blade. In: *Proven wicked* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: http://provenwicked.com/product_detail.php?pid=MzE=&CID=OA==&VID=

[14] 3rd damper LMP suspension. In: *Reddit forum* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: http://i.imgur.com/x7U2V.jpg

[15] 3rd damper LMP suspension. In: *Performance forums* [online]. [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: http://www.performanceforums.com/forums/showthread.php?67234973-Speedy-Racing-Team-Sebah-Lola-Judd-LMP2-Coupe

[16] BUILD 7128 – SUBFRAME AND SUSPENSION. *Koenigsegg* [online]. Ängelholm, Sweden, 2016 [cit. 2018-03-25]. Dostupné z: https://www.koenigsegg.com/build-7128-subframe-and-suspension/

[17] *Design book Dragon 5*. Soukromý google disk týmu TU Brno Racing. Vysoké Učení Technické, Fakulta strojního inženýrství, Brno, Česká Republika, 2015.

[18] *Design book Dragon 7*. Soukromý google disk týmu TU Brno Racing. Vysoké Učení Technické, Fakulta strojního inženýrství, Brno, Česká Republika, 2015.

[19] SHIGLEY, Joseph Edward, Charles R. MISCHKE a Richard G. BUDYNAS, VLK, Miloš, ed. *Konstruování strojních součástí*. V Brně: VUTIUM, 2010. Překlady vysokoškolských učebnic. ISBN ISBN978-80-214-2629-0.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

T_F	[m]	Rozchod předních kol
T_R	[m]	Rozchod zadních kol
a	[m]	Vzdálenost přední nápravy od těžiště
b	[m]	Vzdálenost přední nápravy od těžiště
C_G	[–]	Těžiště
F_F	[N]	Odstředivá síla na přední nápravě
F_R	[N]	Odstředivá síla na zadní nápravě
F_{FR}	[N]	Dostředivá síla na pravém předním kole
F_{FL}	[N]	Dostředivá síla na levém předním kole
F_{RR}	[N]	Dostředivá síla na pravém zadním kole
F_{RL}	[N]	Dostředivá síla na levém zadním kole
M_{CG}	[Nm]	Moment stáčení („Yaw moment“)
M	[Nm]	Utahovací moment šroubu
K	[-]	Součinitel utahovacího momentu
F_i	[N]	Síla předpětí ve šroubu
d	[m]	Jmenovitý průměr šroubu
HMH	[-]	Huber, von Mises, Hencky
x	[$Nm^{-1}kg^{-1}$]	Koeficient poměru tuhosti a hmotnosti
m	[kg]	Hmotnost
u	[m]	Deformace
M_o	[Nm]	Ohybový moment
σ_{Mo}	[Pa]	Normálové napětí vlivem ohybového momentu
F_L	[N]	Síla v levém táhle zadního vahadla stabilizátoru
M_{XY}	[Nm]	Moment v rovině vahadla, která je kolmá na torzní tyč
M_{YZ}	[Nm]	Moment v rovině vahadla, která je kolmá na třetí tlumič
F_{kluz_X}	[N]	Složka radiální síly v kluzném ložisku zadního stabilizátoru v ose X
F_{kluz_Z}	[N]	Složka radiální síly v kluzném ložisku zadního stabilizátoru v ose Z
F_{kluz_radial}	[N]	Radiální síla v kluzném ložisku zadního stabilizátoru