

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

TĚHLICE VOZU KATEGORIE FORMULE SAE

WHEEL HUB CARRIER FOR OF FORMULE SAE

DIPLOMOVÁ PRÁCE

DIPLOMA THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

ROMAN VYMAZAL

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. DAVID SVÍDA

BRNO 2008

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2007/08

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Vymazal Roman

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

obor: **Dopravní a manipulační technika (2301T001)**

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

Těhlice vozu kategorie Formule SAE

v anglickém jazyce:

Wheel Hub Carrier for car of Formule SAE

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Proveďte konstrukční návrh přední a zadní těhlice vozu kategorie Formule SAE.

Cíle diplomové práce:

1. Proveďte dostupnou rešerši o konstrukci těhlic soudobých formulových vozů se zaměřením na studentskou Formuli SAE.
2. Vytvořte 3-D konstrukční návrh přední a zadní těhlice v systému CAD.
3. S použitím systému MKP proveďte výpočtovou analýzu navržených těhlic.
4. Srovnajte navrženou konstrukci s alternativním řešením či řešeními.

Seznam odborné literatury:

- [1] Vlk, F: Stavba motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství Vlk, Brno 2006
- [2] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [3] Pro/ENGINEER Resource Center [online], 2006, poslední revize 16.10.2007. Dostupné z:
<http://www.ptc.com/community/resource_center/proengineer/index.htm>
- [4] Release 10.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005

Vedoucí diplomové práce: Ing. David Svída

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2007/08.

V Brně, dne 16.10.2007



prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Anotace:

Roman VYMAZAL

Těhlice vozu kategorie Formule SAE

DP, ÚADI, 2008, str. 110, obr. 83

Tato diplomová práce se zabývá konstrukčním návrhem přední a zadní těhlice vozu kategorie Formule SAE. Obsahuje základní konstrukční návrh, kontrolu šroubového spojení a výpočet zatížení počítačovým programem. Hlavními cíli této práce je optimalizace mechanického návrhu a následná realizace výroby daných součástí a jejich praktické využití v závodním voze.

Klíčová slova: Formule SAE, přední těhlice, zadní těhlice, tuhost šroubu, tuhost spojovaných součástí, konstanta šroubového spoje, rozchod kol, zális kola, odklon kola, síly v těhlici

Annotation:

Roman VYMAZAL

Wheel hub carrier of Formula SAE

DW, ITE, 2008, pp. 110, fig. 83

This thesis deals with a mechanical design of a front wheel hub carrier and a rear wheel hub carrier for Formula SAE. It contains the main design as well as the control of a screw and computer loading solve process. The essential objectives of this thesis are the optimization of the mechanical design and following manufacturing of desired parts and their practical usage in a Formula SAE race car.

Keywords: Formula SAE, front wheel hub carrier, rear wheel hub carrier, screw stiffness, joint stiffness, screw joint constant, wheel spacing, wheel camber, hub carrier forces

Bibliografická citace mé práce

VYMAZAL, R. *Těhlice vozu kategorie Formule SAE*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2008. 110 s. Vedoucí diplomové práce Ing. David Svída.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího diplomové práce pana Ing. Davida SVÍDY a s použitím uvedené literatury.

V Brně dne 23.5. 2008

Podpis:.....

Roman VYMAZAL

Poděkování

Tímto děkuji mému vedoucímu diplomové práce, panu Ing. Davidu Svídovi. Celému týmu, který se podílel na konstrukci Formule SAE a v neposlední řadě rodičům, kteří mě umožnili studia a za obětavou podporu všech v mém okolí.

Obsah

1 Úvod	3
2 Představení Formule SAE.....	5
2.1 Pravidla Studentské Formule SAE.....	6
2.2 Soutěžní disciplíny Formule SAE	7
2.3 Hodnocení Formule SAE	9
3 Těhlice	10
3.1 Funkce a požadavky na těhlice.....	10
3.2 Automobilová a závodní těhlice.....	10
3.2.1 Princip konstrukce těhlic u automobilů	12
3.2.2 Princip konstrukce těhlic u formulí	12
3.3 Ukázky provedení konstrukce formulových těhlic	13
3.3.1 Konstrukce těhlic Univerzity Colorado	16
3.3.2 Konstrukce těhlice formule Renault	18
3.3.3 Konstrukce těhlic závodní Formule 1	19
4 Počítačová podpora konstruování.....	21
4.1 Program Pro/ENGINEER	21
4.2 Program ANSYS	21
5 Konstrukce těhlic Formule SAE.....	23
5.1 Modelování přední těhlice formule SAE	26
5.1.1 Přímé těleso přední těhlice.....	30
5.1.2 Podložka pro stanovení odklonu předního kola.....	32
5.1.3 Sestava přední těhlice	37
5.2 Modelování zadní těhlice Formule SAE	39
5.2.1 Přímé těleso zadní těhlice	40
5.2.2 Podložka pro stanovení odklonu zadního kola	42
5.2.3 Sestava zadní těhlice	47
6 Volba a kontrola v předepjatém šroubovém spojení.....	49
6.1 Stanovení tuhosti ve šroubovém spoji.....	50
6.2 Stanovení tuhosti ve spojovaných součástech.....	56
6.3 Síly v předepjatém šroubovém spoji	65
6.4 Kontrola šroubového spojení	67
6.5 Realizace předpětí ve šroubovém spoji.....	73
7 Síly a jízdní stavy pro analýzu těles v MKP	74
7.1 Síly působící na těhlice	74
7.2 Průběh jízdních stavů a sil působících na těhlice.....	75
7.2.1 Průběh jízdních stavů přední těhlice	75
7.2.2 Síly v kloubech zavěšení přední těhlice.....	76
7.2.3 Průběh jízdních stavů zadní těhlice	78
7.2.4 Síly v kloubech zavěšení zadní těhlice	79
8 Analýza modelu těles v MKP	81
8.1 Zadání okrajových podmínek a zátěžných sil	82
8.2 Analýza napjatosti a deformace horního segmentu přední těhlice.....	86
8.2.1 Alternativní řešení horního segmentu přední těhlice	88
8.3 Analýza napjatosti a deformace horního segmentu zadní těhlice	90
8.3.1 Alternativní řešení horního segmentu zadní těhlice.....	91
8.4 Analýza modelu těhlic v MKP	92
8.5 Výpočet napjatosti a deformace modelu přední těhlice v MKP.....	92

8.6 Výpočet napjatosti a deformace modelu zadní těhlice v MKP	94
9 Vyhodnocení výsledků s alternativním řešením	96
9.1 Alternativní řešení přední těhlice	98
9.2 Alternativní řešení zadní těhlice.....	101
10 Závěr	104
 Seznam použitých zdrojů.....	106
Seznam použitých zkratk a symbolů.....	108
Seznam příloh	110

1 Úvod

V této diplomové práci se budu zabývat konstrukcí přední a zadní těhlice vozu kategorie Formule SAE, která slouží studentům jako zkušenost s týmovou prací na daném projektu. Ten ve své podstatě představuje návrh, případně vývoj a konečnou stavbu vozidla formulového typu podle daných pravidel. S takovým vozidlem je možné se zúčastnit soutěžních závodů, testování s cílem dosažení konkurence schopných výsledků a v neposlední řadě také získávání zkušeností s problematikou formulového vozidla.

Volba této diplomové práce mě vedla k aktivní účasti na takovém projektu, kde je hlavním cílem domluva celého týmu, který se podílí na stavbě vozu. Mojí snahou je vytvořit, co nejideálnější konstrukční řešení modelů těhlic vozu kategorie Formule SAE, které by v budoucnu mohly být její součástí a v konečné podobě by se realizoval jejich vývoj. Další nedílnou součástí mé práce je seznámení s ostatními konkurenčními týmy z formulového prostředí a z části se jimi inspirovat. Z toho vyplývá první bod mé diplomové práce a to rešerše soudobých těhlic z formulového prostředí. Po krátkém seznámení různých typů modelů těhlic začíná samotné řešení tvorby těhlic pro Formuli SAE. Tato problematika je pro moji práci stěžejní.

Před vlastním konstrukčním řešením, které je provedeno ve statické poloze vozu se musí stanovit základní parametry, které budou sloužit pro tvorbu těhlic. Jako první bod, který je důležitý z hlediska kompaktnosti, je stanovení rozchodu kol přední a zadní nápravy. Při návrhu se musí brát ohled na umístění těhlic v závodním kole, aby nedošlo k havárii kola s těhlicí nebo s jinými částmi, které jsou součástí, brzdový třmen či ramena nápravy. Tím se bere zřetel na zvolení vhodných disků s patřičným zálisem kola – ET, který souvisí s poloměrem rejdu, čím je poloměr rejdu větší tím může být zális menší. U přední těhlice bude důležité stanovit, co nejpříznivější poloměr rejdu s důležitosti řízené nápravy vozidla, s kterým souvisí velký kladný zális kola, aby se získal prostor pro plovoucí třmen kotoučové brzdy. Tímto není nijak ovlivněna zadní náprava ani konstrukce zadní těhlice. Pro zadní těhlici bude důležité se přizpůsobit přední těhlici, protože se učinilo pravidlo, aby přední a zadní kola byly v zákrytu. S ohledem na tyto skutečnosti bude proveden základní konstrukční návrh těhlic vozu. Tento návrh nesmí být v rozporu s pravidly Formule SAE, kde jsou stanoveny základní požadavky na konstrukci formule. Na daná pravidla je u mé práce požadováno stanovení okamžitého odklonu kola pro konstrukci přední a zadní těhlice. Konstrukční řešení bude zpracováno modelováním těles v programu, který je dnes běžnou náplní práce každého konstruktéra při tvorbě daných modelů.

V další části práce se zaměřím na pevnost, životnost a provozní spolehlivost šroubových spojení s předpětím. Touto problematikou se zabývá řada teoretických i experimentálních prací, které umožňují v řadě případů optimální návrh spoje. Jestliže však není dostatek výpočtových podkladů, je třeba je zjistit experimentálně, zejména přesně vystihnout mezní stav šroubového spoje s předpětím cyklicky zatěžovaného. Protože se na těhlicích objevuje spojení s více tělesy, které tvoří pomocí šroubového spojení sestavu a jelikož v mé kompetenci je pouze konstrukční návrh těles a jejich následná pevnostní analýza, provedu kontrolu šroubového spojení analytickým řešením.

Na konci mojí práce, kdy budou tělesa konstrukčně zpracována, musí být podrobena pevnostní analýze, která spočívá v numerické metodě konečných prvků používána v rozsáhlé třídě inženýrských problémů. Metoda zdůrazňuje skutečnost, že základním kamenem je prvek konečných rozměrů, na rozdíl od infinitesimálního pohledu klasické pružnosti, která vychází z představy rovnováhy na nekonečně malém elementu. Podrobená modifikace obou navržených těles ukáže, zda bude možnost další optimalizace daných součástí, která je závěrečným bodem mé diplomové práce.

2 Představení Formule SAE

Formule SAE je projektem mezinárodní automobilní federace SAE, jehož se mohou účastnit zástupci světových technických univerzit, resp. jejich automobilních ústavů či jiných univerzit do projektu přihlášených. SAE je zkratka z anglického „Society of Automotive Engineers“. Úkolem těchto konstrukčních týmů, univerzit je postavit vůz formulového typu podle určitých předem daných kritérií a s tímto vozem se poté účastnit soutěžních závodů, testování a vývoje s cílem dosažení dobrých výsledků a získávání zkušeností o formulových vozidlech. Na *obr. 1* je příklad studentské Formule SAE Univerzity Colorado.



Obr. 1 Formule SAE univerzity Colorado [12]

Pro úspěšné zahájení tohoto projektu na Vysokém učení technickém, resp. Ústavu Automobilního a Dopravního Inženýrství bylo zakoupení vozidla Formule Ford, ze kterého se částečně vycházelo a postupným laděním hodnot se optimalizovaly výsledky pro návrh a konstrukci Formule SAE. Jako další zdroj důležitých informací a námětů budou sloužit vozidla ostatních, v projektu již působících týmů z různých světových univerzit, ale i jiných skupin z formulového prostředí. Formule SAE dává možnost studentům z různých univerzit postavit svůj vlastní závodní vůz, kde můžou realizovat své nápady a svoji kreativitu. V následující kapitole vypíši ty nejzákladnější pravidla, kterými se bude moje konstrukční práce řídit, a kterými budu omezen při tvorbě modelů.

Konstrukce přední a zadní těhlice vozu kategorie Formule SAE, která jsou v mé kompetenci a budou její součástí, je dobré se seznámit s nejzákladnějšími údaji budoucí Formule SAE.

Technická data Formule SAE:

Jedná se o motor z motocyklu Yamaha R6, vodou chlazený čtyřdobý řadový čtyřválec, který má dva vačkové hřídele uložené v hlavě válců poháněné řetězem, čtyři ventily na válec. O zdvihovém objemu 599cm^3 , maximálním výkonu 88kW při 1300ot/min a maximálním točivém momentu 68Nm při 11 500ot/min.

2.1 Pravidla Studentské Formule SAE

Každý projekt má svá stanovená pravidla, kterými se každý tým a samotný konstruktér při řešení jednotlivých konstrukčních činností musí řídit. Pravidla Formule SAE má v zodpovědnosti komise Formule SAE (Formula SAE Rules Comitee), která navrhuje pravidla, jejich platnost, změny a dodržování. K nejzákladnějším pravidlům Studentské Formule vydané v roce 2008 a kterými se moje konstrukční práce řídí:

- Vozidlo musí mít rozvor alespoň 1525 mm. Rozvor se měří od středu dotykových kontaktů přední a zadních pneumatik se zemí s koly natočenými rovně. Vozidlo musí mít 4 kola, která nejsou v přímce.
- Minimální průměr kola musí být 203,2 mm to odpovídá 8 palcům. Vozidla mohou mít tyto dva druhy pneumatik:

Suché – Pneumatiky, které jsou na vozidle v momentě technické kontroly jsou definovány jako "suché pneumatiky" vozidla. Suché pneumatiky mohou být libovolné velikosti nebo typu. Mohou to být sliky nebo protektory.

Mokré – Mokré pneumatiky mohou být libovolné velikosti protektorového nebo drážkového typu za podmínky:

Minimální hloubka protektoru (vzorku) pneumatik je 2,4 mm (týmům se zakazuje, aby si samy pneumatiky ručně protektorovaly, drážkovaly či jinak upravovaly).

- Jakýkoliv montážní systém připevnění kola, který používá jedinou přídržnou matici, musí být propojen se zařízením, které udrží matici a kolo v případě, že se matice uvolní.
- Vozidlo musí být vybaveno brzdovou soustavou, která působí na všechna čtyři kola a je ovládaná jediným ovládáním. Přípustná je i jedna brzda působící na samosvorný diferenciál.
- Rozchod předních kol nesmí být menší než 75 % délky rozchodu zadních kol.
- Úchyty, které slouží pro upevnění uniballů, nesmí mít tloušťku menší jak 2 mm.

2.2 Soutěžní disciplíny Formule SAE

Maximální zrychlení

U této zkoušky se měří maximální zrychlení. Měří se čas potřebný pro překonání dráhy o délce 75m. Tato zkouška je zaměřena na sledování výkonu motoru, řiditelnost. Dále se sleduje, jaká je schopnost odpružení poskytnout potřebný záběr pneumatiky.



Obr. 2 Měření zrychlení formule SAE [13]

Závod na krátké trati

Je navržený tak, aby otestoval manévrovatelnost a ovladatelnost vozu na úzké trati bez ostatních vozů, které by mohly překážet. Tento test kombinuje brzdění, akceleraci a průjezdy zatáčkou v jednom testu.



Obr. 3 Formule na krátké závodní trati [12]

Jízda po kruhové zkušební dráze

Cílem tohoto testu je změřit, jak se bude chovat vůz při průjezdu zatáčkou měřením času potřebného pro zajetí levotočivé nebo pravotočivé kruhové dráhy. Měření je zaměřeno na odpružení vozu a jeho nastavitelnost pro dosažení maximální přilnavosti vozu při průjezdu zatáčkou.



Obr. 4 Studentská Formule na kruhové dráze [13]

Vytrvalost a spotřeba paliva

Posledním cílem testu na vytrvalost a spotřebu paliva je zaměřen na celkovou výdrž a úspornost provozu. Formule je testována na zkušební dráze o délce 22 km. V průběhu testu je zastávka na výměnu řidiče, která otestuje schopnost přizpůsobení se změny stylu jízdy.



Obr. 5 Test vytrvalosti a spotřeby paliva [15]

2.3 Hodnocení Formule SAE

Vůz Formule SAE je hodnocen v těchto kritériích: cena, technická prohlídka, prezentace, konstrukce, samotné předvedení jízdy, design a okruhové zkoušky. Všechny tyto kritéria jsou zahrnuty do celkového hodnocení, z kterého se následovně určí úspěšnost celkové koncepce provedení vozu. Je stanoveno minimum potřebných podmínek, které jsou následovně referovány v konečném vyhodnocení.

Maximální dosažitelná skóre při **statických soutěžích** jsou:

Technická kontrola	Bez bodů
Prezentace	75
Konstrukce	150
Cenová relace	100

Maximální hodnocení, které je možné získat v **dynamických soutěžích** (dynamická kritéria jsou ukázány v kapitole 1.1 jako soutěžní disciplíny), jsou:

Akcelerace	75
Brzda	50
Jízdní vlastnosti	150
Spotřeba paliva	50
Odolnost vozu	350
<u>Celkové body</u>	<u>1000</u>

3 Těhlice

Těhlice je významná část nápravy automobilu a s ním i podvozek, který zásadním způsobem ovlivňuje jízdní vlastnosti vozidla. K těhlici jsou připevněna ramena přední a zadní nápravy, pružicí a tlumící jednotky, hnací tyče, vozidlová kola, brzdové soustavy a především tyče řízení.

3.1 Funkce a požadavky na těhlice

Těhlice přenáší veškeré síly, momenty z vozovky na automobil a naopak. V jejím středu je ložiskový komplet, ve kterém je uloženo kolo. Ložiska musí být schopna zachytit radiální a axiální zatížení. U hnané nápravy je do náboje kola uloženém v těhlici, u Formule SAE to je zadní těhlice, kde je vedena hnací hřídel z převodovky. Zde musí být součástí náboje homokinetický kloub nebo kardan, který umožňuje přenos točivého momentu i v případě vzájemného vyosení těhlice a hnací hřídele.

V náboji těhlice jsou umístěna ložiska jednořadá nebo dvouřadá dle použití. V ložiscích je uložen také hřídel náboje, na kterém je připevněn brzdový kotouč, případně brzdový buben. Dále je na hřídel náboje připevněno kolo, většinou systémem čtyř, pěti šroubů nebo matic. V některých případech u formulových vozů se volí centrální matice, která zajistí potřebné dotažení a vystředění kola. Šrouby a matice zajistí přesné vystředění kola, spolu s nákrůžkem na náboji, na který se nasadí kolo.

Těhlice patří k neodpruženým hmotám kola, a proto má její hmotnost zásadní vliv na schopnost naladění podvozku a nerovnosti vozovky. Z tohoto důvodu musí být hmotnost těhlice optimálně zvolena, aby byla zároveň lehká, ale i pevná. Z tohoto důvodu se volí lehké materiály. U řiditelné nápravy musí být uložení rejdu čepu, aby bylo možné natáčet kolo řídicími pohyby. Táhlo řízení je připevněno kloubem na řídicí rameno, které je většinou součástí těhlice, nebo jinak připevněno na těhlici.

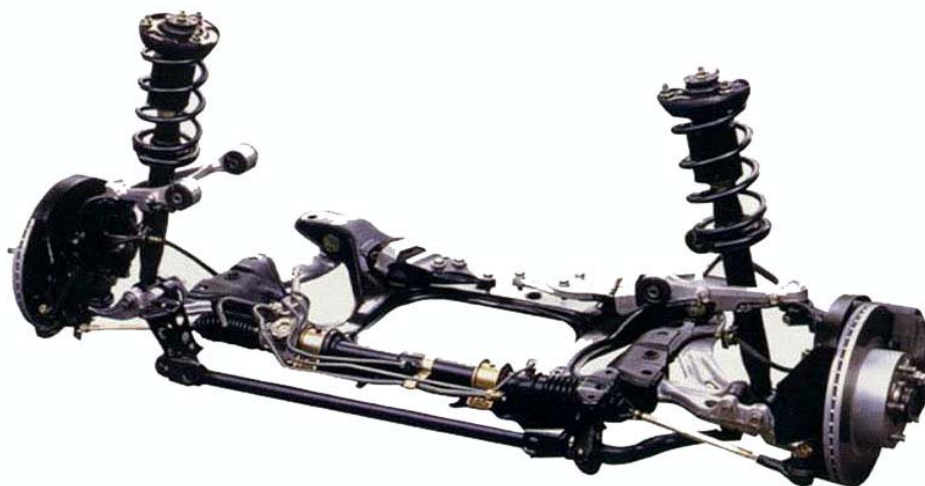
3.2 Automobilová a závodní těhlice

Automobily a závodní vozy obsahují různé konstrukční provedení těhlic. Těhlice se musí přizpůsobit odpovídajícím naladěním nápravy vozu. U automobilů se převážně těhlice řeší jako odlitek z šedé litiny nebo oceli. U závodních automobilů se především klade důraz na jejich celkovou hmotnost, proto se používají dražší materiály, aby bylo vozidlo co nejlehčí. Většinou se vyrábějí obráběním na CNC strojích.

Konstrukce těhlice je nejvíce ovlivněna typem zavěšení kol a použitou technologií výroby. V současnosti se můžeme setkat s dvěma různými typy zavěšení kol:

- a) Zavěšení pomocí lichoběžníkové nápravy
- b) Zavěšení typu McPherson

Lichoběžníkové zavěšení nápravy je ukázáno na *obr. 6*, jehož název pro tento druh nezávislého zavěšení vznikl tím, že koncové body ramen tvoří v průřezu do příčné svislé roviny lichoběžník. Tento systém se nejvíce uplatňuje pro sportovnější vozy. Lichoběžníková náprava poskytuje lepší jízdní vlastnosti, ale její výroba je dražší.



Obr. 6 Lichoběžníkové zavěšení nápravy [16]

U zavěšení nápravy McPherson, kde jsou kola ustavena příčným (většinou trojúhelníkovým) ramenem uchyceným pod osou kola, pružicí a tlumicí jednotkou a spojovací tyčí. Výhody této konstrukce jsou v malé neodpružené hmotě, robustní konstrukci spodního ramene a kompaktní stavbě. Konstrukce, která dostala název podle svého vynálezce, byla po desetiletí zdokonalována a dnes představuje standardní koncepci pro většinu vozidel nižší a střední třídy. Názorná ukázka tohoto zavěšení je na *obr. 7*.



Obr. 7 Zavěšení nápravy typu McPherson [17]

3.2.1 Princip konstrukce těhlic u automobilů

Samotná konstrukce přední těhlice osobního automobilu, která je odlita z šedé litiny a funkční, dosedací plochy jsou obrobeny na daný rozměr je na *obr 8*. Náboj je zde řešen pomocí jednoho dvouřadého ložiska a jeho poloha je zajištěna pomocí vnitřních pojistných kroužků. V současné době je to nejpoužívanější způsob u osobních automobilů nižší a střední třídy, které umožňují uchycení jednotky McPherson.



Obr. 8 Těhlice osobního automobilu [18]

3.2.2 Princip konstrukce těhlic u formulí

Konstrukce těhlice závodního vozu musí splňovat různé požadavky, které jsou vyvolány z extrémních výkonů jízdy po vozovce např. přívod chladícího vzduchu k brzdovým kotoučům nebo vhodné aerodynamické zakrytí v kole. Dalším konstrukčním řešením je posouvání brzdového třmenu, co možná nejnižší do spodní části těhlice a to má za následek přesunutí největšího podílu hmotnosti nápravy blíže k vozovce a tím snížení výšky těžiště. Tímto je dosaženo lepší ovladatelnosti a lepší přilnavosti k vozovce v zatáčkách. U závodních vozů se také používá centrální systém uchycení kola, kde je jedna matice ve středu kola. Toto řešení se používá z důvodu rychlé výměny kola vyšroubováním pouze jedné matice u každého kola v servisním boxu. Princip tohoto řešení je na *obr 10*.

3.3 Ukázky provedení konstrukce formulových těhlic

Zde ukáží na různé možnosti řešení těhlic jednotlivých týmů, protože je dobré se co nejvíce inspirovat a sbírat zkušenosti k samotnému vývoji a konstrukci nejen těhlic, ale celé koncepce Studentské Formule SAE z Ústavu Automobilního a Dopravního Inženýrství.

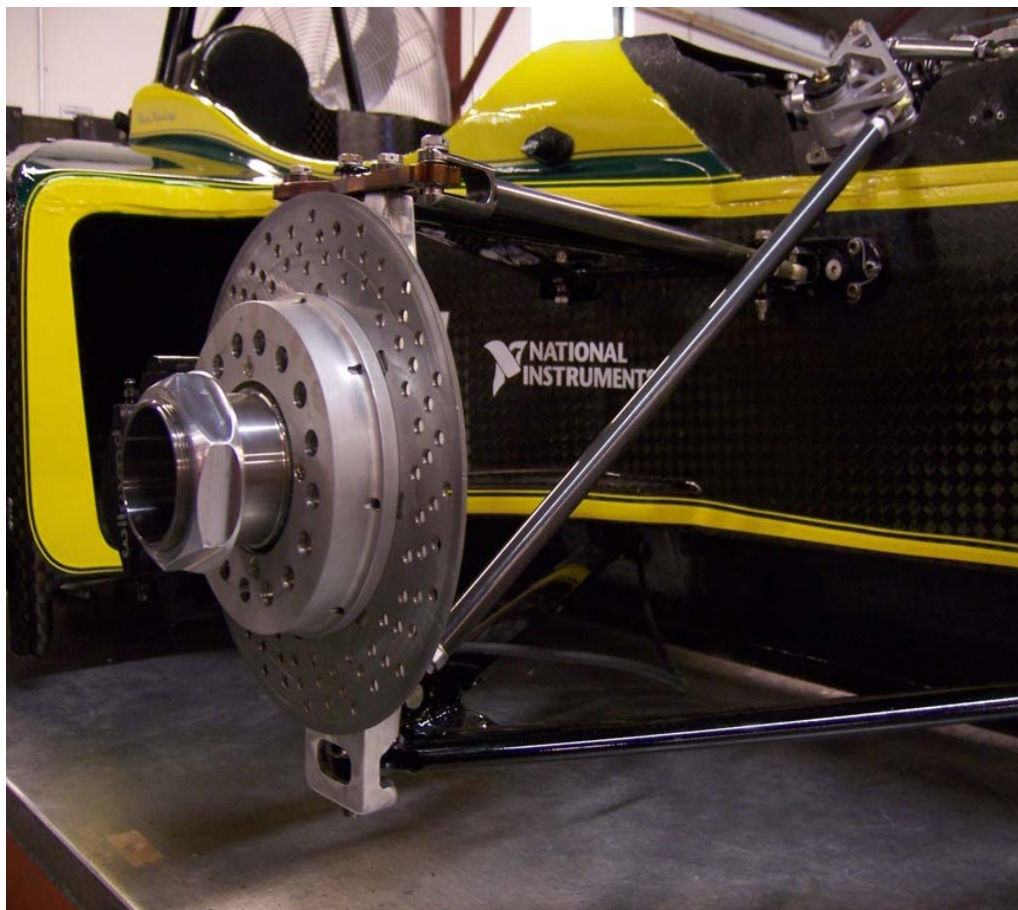
Různé typy konstrukce těhlic Formule SAE

Těhlice u závodních vozů jsou často konstruovány z velmi lehkých a pevných slitin hliníku, případně jsou vyrobeny jako kompozit. Tyto lehké slitiny jsou pro konstrukční řešení těhlic u formulí nezbytné z hlediska hmotnosti.



Obr. 9 Těhlice konstruována z lehkých slitin

Každá těhlice je konstruována individuálním nebo alternativním způsobem vyhovujícím podmínkám výroby a návrhu těhlic konstruktéra. Na *obr. 10* je zobrazena skládaná těhlice, kde jsou horní ramena uchycena v držáku, který je přišroubován k samotnému tělesu těhlice. Zajištění kola je zde řešeno centrální maticí, která je našroubována na hřídel náboje, který prochází skrz těhlici a je uložen v ložiscích.



Obr. 10 Skládaná těhlice

Dalším zajímavým alternativním řešením je těhlice svařovaná, pro výrobu velice jednoduchá a levná záležitost. Toto řešení je zřejmé z *obr. 11*, kde je úchyt pro uchycení horního ramene nápravy přivařen k samotnému masivnímu náboji těhlice.



Obr. 11 Svařovaná těhlice [19]

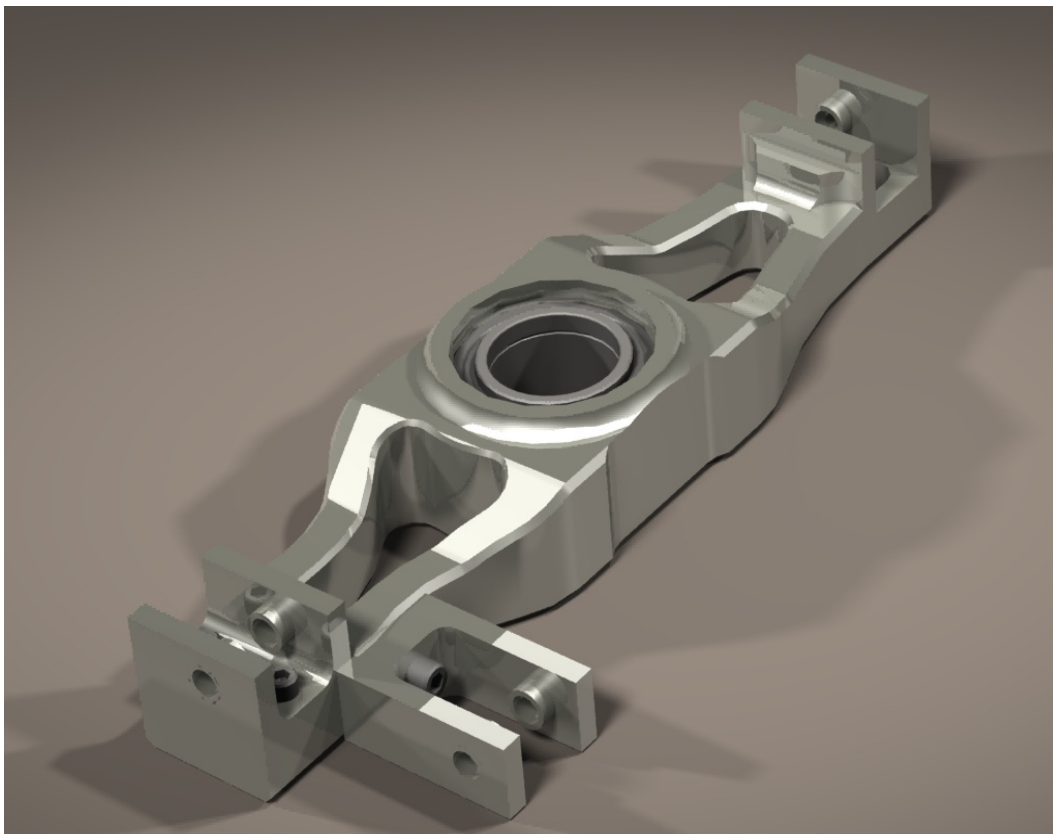
Ve finální podobě, kde navržená a zkonstruovaná těhlice je obrobena např. na CNC stroji pomocí frézování je jeho činnost zobrazena na *obr. 12*. Tento způsob výroby u těhlic Formule SAE je nejpoužívanějším způsobem výroby.



Obr. 12 Obráběná těhlice na CNC stroji frézováním [12]

3.3.1 Konstrukce těhlic Univerzity Colorado

Colorado Formule SAE tým vznikl jako skupina v roce 1993, kde se poprvé řídil programem a navrhl velkou část vozu. Zúčastňují se závodů každý rok a dokonce mají pět největších úspěchů. V roce 2006 byli schopni obsadit 22. místo ze 140 škol v Detroitské soutěži, úspěch nebyl srovnatelný s žádným jiným týmem Formule SAE v Coloradu. S těmito zkušenostmi byl vysoce motivován a tento sestavený tým má v úmyslu přinést závodní novinky k soutěžení v roce 2008.



Obr. 13 Zadní těhlice univerzity Colorado [12]

Konstrukční provedení zadní a přední těhlice Formule SAE univerzity Colorado vystihuje *obr. 12 a 13*. Je zřejmé, že těhlice jsou vyrobeny z lehkých slitin hliníku a konstrukčně obrobena na CNC stroji. Na *obr. 12* si můžeme všimnout uchycení horního ramene, který je součástí samotné těhlice a úchyt pro uchycení táhla řízení přišroubováno k těhlici. Toto řešení se zdá velmi jednoduché, ale z konstrukčního hlediska je poměrně nepraktické vzhledem k výrobě závitů přímo na těhlici, ale pro závodní disciplíny projektu Formule SAE vyhovující.

Zavěšení přední nápravy, uložení náboje a uchycení pro brzdový třmen je řešeno umístěním centrálně k náboji kola, které je na *obr. 13*. Uchycení brzdového třmene je řešeno dvěma konzolami umístěnými sériově vedle sebe. Mezi nimi je místo pro uchycení brzdového třmene.



Obr. 14 Přední těhlice univerzity Colorado [12]

Provedení brzdového kotouče je řešeno pro sportovní a závodní účely, kde část kotouče obsahující třecí plochu je připevněna šrouby či nýty k náboji kola. Tvarové provedení třecí plochy je děrované. Tato volba tvarového prvku na třecí ploše kotouče přispívá jednak k čištění třecí plochy od zbytkových částic brzdového obložení a následnému odvodu z této plochy. Dále tento prvek přispívá k menšímu ohřevu kotouče a jeho rychlejšímu ochlazení po brzdění a snižuje se jimi i hmotnost kotouče. Otvory na brzdovém kotouči mohou také sloužit pro zjišťování opotřebení kotouče.

3.3.2 Konstrukce těhlice formule Renault

Těhlice formule Renault na *obr. 14* jsou duté skořepinové odlitky z elektronu. Jedná se o těhlici zadní nápravy uchycené ve třech bodech. Ramena jsou osazena stavitelnými čepy, které umožňují snadné seřizování geometrie a jemné ladění podvozku, aniž by byla nutná demontáž jednotlivých prvků nápravy. Hnací hřídel je zakončena homokinetickým kloubem, který umožňuje velké vychýlení z osy se zcela rovnoměrnou úhlovou rychlostí. Je zde použit chlazený brzdový kotouč, který zásadně slouží ke snížení hmotnosti celého vozu a hlavně odvodu tepla při prudkém brzdění.

Konstrukce těhlice formule Renault je zajímavým alternativním řešením, kde je těhlice vyrobena pomocí odlitku. Tento postup je výhodný zejména při sériové výrobě, čímž se pokryjí hlavně náklady spojené s výrobou drahé formy.

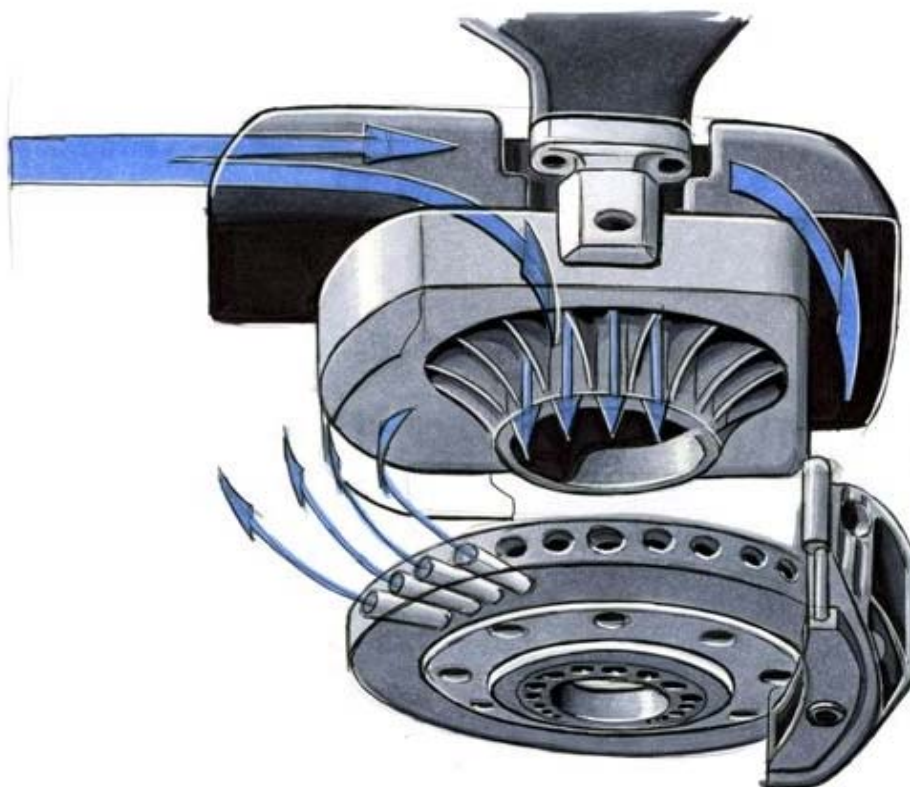


***Obr. 15** Ukázka zadní lité těhlice Formule Renault [22]*

3.3.3 Konstrukce těhlic závodní Formule 1

Těhlice předního kola

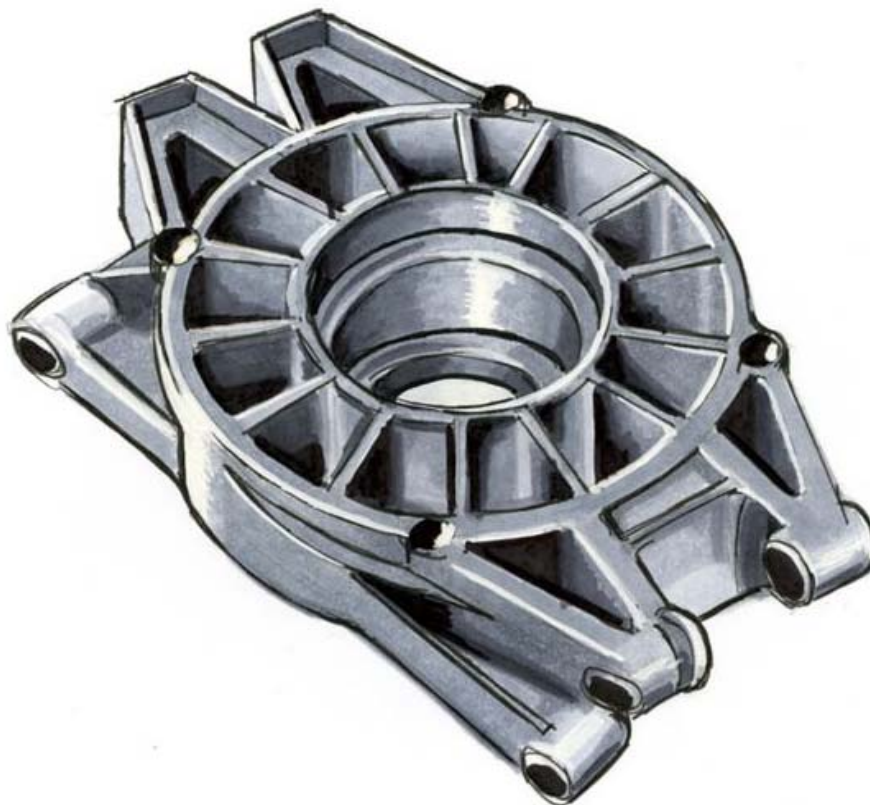
Základním řešením konstrukce přední a zadní těhlic Formule 1 je řešení pro přívod vzduchu k brzdám. Ačkoliv jsou brzdy nejvýkonnějším zařízením celého vozu F1 a k jejich výrobě je využito velmi odolného uhlíkového kompozitu mají pochopitelně také svoje limity. Jejich největším nepřítelem jsou obrovské teploty, kterým musí čelit. Teplota brzdového kotouče se během závodu pohybuje mezi 400 až 800°C a v určitých situacích může překročit i 1000°C. Brzdové třmeny, které jsou buď kompozitové, nebo z hliníkové slitiny pak vyžadují teplotu kolem 200 až 250°C. Aby teplota brzdových komponentů nepřesáhla tyto teplotní hranice, které zaručují jejich nevadnoucí účinek, předpokládanou míru opotřebení a celkovou funkčnost musí být velmi účinně chlazeny. K ochlazování brzd se využívá náporový vzduch, který je přiváděn prostřednictvím lehkého kompozitového potrubí. Tento díl dosahující hmotnosti pouhých 100 g doléhá těsně k průtočné těhlici kola a k brzdovému třmenu. Jeho rozměry jsou dány řadou omezení a tak jednotlivé týmy nemohou prostřednictvím tvaru a tím i účinností získat žádnou výhodu.



Obr. 16 Přední těhlice Formule 1 [20]

Těhlice zadního kola

Těhlice zadního kola je konstruovaná velmi podobně jako u předních kol, což znamená, že její střed v němž jsou uložena ložiska a vnější část nesoucí čepy ramen nápravy spojuje řada žebér. Díky tomu je celek nejen lehký a pevný, ale navíc umožňuje i proudění vzduchu skrz těhlici až k brzdovým kotoučům. Zadní těhlice se od té přední liší především na svém vnějším obvodu, což je dáno především složitější soustavou ramen zadní nápravy vyžadující větší počet, navíc tvarově komplikovanějších upevňovacích bodů pro čepy jednotlivých ramen. Protože těhlice patří k neodpružené hmotě kola, má její hmotnost zásadní vliv na schopnost rychlé reakce podvozku na nerovnosti vozovky. Z tohoto důvodu se vyrábí z velmi pevného, avšak lehkého titanu.



Obr. 17 Zadní těhlice Formule 1 [20]

4 Počítačová podpora konstruování

Konstrukční vlastní práce spočívá hlavně v programech, které jsou Pro/ENGINEER pro objemové modelování a výpočtový program ANSYS – metoda konečných prvků. Jejich výhodou je kompatibilita Pro/Engineer vs. Ansys, kde je možnost převádět hotové modely do výpočtového programu Ansysu, pro zjišťování napěťové analýzy. Výhoda je i v částečném upravování převzatého modelu v samotném programu Ansys.

4.1 Program Pro/ENGINEER

Obecné vlastnosti technologie Pro/ENGINEER

Pro/ENGINEER je založen na přesném, plně asociativním parametrickém objemovém modelování pomocí konstrukčních prvků. Přináší ucelenou řadu softwarových nástrojů pro souběžný vývoj od fáze návrhu průmyslového designu, přes koncepční návrh, detailní konstrukci, tvorbu výrobní dokumentace s možností výstupů ve standardech WWW, analýzu a optimalizaci, NC obrábění a verifikaci. Provázanou produktovou řadu CAD/CAM/CAE technologií doplňuje otevřený PDM systém Pro/INTRALINK, aplikace pro vizualizaci dat Division a největší knihovna 3D normálíí dostupná na Internetu-InPART.

Jedinečnou vlastností řešení Pro/ENGINEER je úplná asociativita přes celý vývojový cyklus s velmi těsnou integrací všech produktů. Ačkoliv je nejvhodnější používat uvedené produkty současně a získat tím nejvíce výhod, je možné jednotlivá řešení v oblastech CAD, CAE, CAM nebo PDM používat i samostatně.

Klíčovou vlastností systému Pro/ENGINEER je jeho úplná, přímá a všesměrná asociativita, která umožňuje konstruktérům provádět efektivně změny v kterékoliv fázi vývojového procesu. Veškeré změny provedené na dílu, sestavě, výkresu se automaticky promítají do všech dalších aplikací.

4.2 Program ANSYS

ANSYS je obecně nelineární, multifyzikální program, zahrnující strukturální analýzu (statika, dynamika, pružnost pevnost, deformační stabilita), rázové děje, vedení tepla, proudění, elektromagnetické pole, elektrostatiku, ale také akustiku, lomovou mechaniku a kompozity. ANSYS umožňuje provádět nejen kontrolní výpočty, ale na základě kontrolních výpočtů následně optimalizaci a to jak topologickou, tak i citlivostní analýzy. Nad výpočty je možné provést hodnocení únavy a životnosti.

Metoda konečných prvků – MKP (Finite element method – FEM)

MKP je numerická metoda pro řešení rozsáhlé třídy inženýrských problémů. Název metody zdůrazňuje skutečnost, že základním stavebním kamenem je prvek konečných rozměrů narozdíl od infinitesimálního pohledu klasické pružnosti, která vychází z představy rovnováhy na nekonečně malém elementu.

Vznikla zhruba v polovině 50. let minulého století, některé základní principy metody byly známy již dříve při řešení problémů pružnosti, další rozvoj metody je spojen s rozvojem výpočetní techniky. Metoda vznikla pro potřeby výpočtů konstrukcí v leteckém (Boeing), kosmickém (Apollo), jaderném a vojenském průmyslu (ponorky, rakety), odtud se rozšířila do

akademického prostředí a do průmyslové praxe. MKP vyžaduje rozdělení řešené oblasti na konečný počet podoblastí - prvků. Je tedy třeba na modelu tělesa vytvořit síť konečných prvků. Pro každý typ prvku je kromě dimenze a tvaru charakteristický počet a poloha jeho uzlů. Uzly sítě jsou body v nichž hledáme neznámé parametry řešení (např. posuvy a natočení, z kterých dále počítáme napětí). Hustota a topologie prvků sítě zásadně ovlivňuje kvalitu výsledků a potřebnou kapacitu pro řešení.

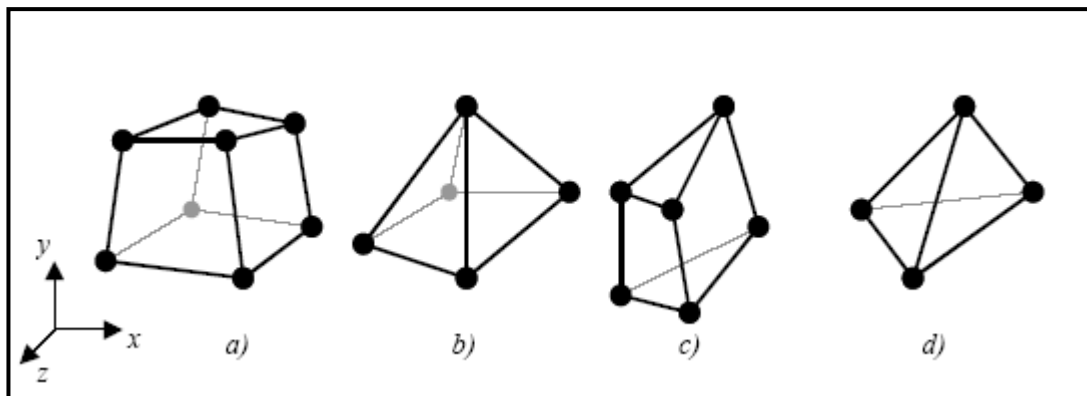
Faktickým omezením je pouze kapacita dostupného hardwaru a časové nároky na výpočet. Výsledky se ovšem vztahují jen ke konkrétně zadanému případu, jakékoli úpravy, optimalizace apod. vyžadují opakování celého náročného procesu řešení.

Základní veličiny obecné pružnosti:

V obecné prostorové statické úloze představují - celkem 15 neznámých funkcí proměnných x, y, z . Jedná se o:

- Tři posuvy: u, v, w
- Šest přetvoření: $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}$
- Šest napětí: $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$

Tyto funkce jsou navzájem vázány systémem obecných rovnic pružnosti, které musí být splněny uvnitř řešené oblasti. Jsou to rovnice rovnováhy, rovnice fyzikální, neboli konstitutivní a rovnice geometrické. Na hranici řešené oblasti musí pak být splněny předepsané okrajové podmínky.



Obr. 18 Různé tvary prvků v prostředí ANSYS [5]

5 Konstrukce těhlic Formule SAE

V předchozí kapitole jsem ukázal na jednotlivé konstrukční řešení těhlic z jiných formulových týmů a univerzit. V této kapitole se budu zabývat konstrukcí přední a zadní těhlice Formule SAE, návrhu základních montážních rozměrů, které budou sloužit pro sestavení kola k náboji a jejich následného smontování k nápravám vozu. S tím souvisí navržení rozchodu kol, stanovení zálisu disku – ET, který souvisí s poloměrem rejdu, čím je poloměr rejdu větší, tím může být zális menší. Záporný poloměr rejdu vyžaduje značné vyklenutí disku (velký kladný zális), aby se získal prostor pro plovoucí třmen a kotoučové brzdy u přední těhlice. Všechny výpočty se realizují ve statické poloze vozidla. Pro konstrukci těhlic bude zvolen takový materiál, který ušetří hmotnostní podíl na celé koncepci formule i těhlice. Samotné těhlice budou obráběny, takže nebude potřeba výroba žádné složité formy pro odlití. Toto řešení je vhodné pro malosériovou výrobu.

Těhlice Formule SAE je konstruována ze stejných principů jako ostatní těhlice. V nejlepším případě by těhlice Formule SAE mohly vypadat jako u světových vozů Formule 1, ale jelikož jsme při stavbě Studentské Formule limitováni finanční stránkou a časem, je nutno zkonstruovat takovou těhlici, která bude dostatečně splňovat svoji funkci, ale bude také jednoduchá na výrobu a finančně únosná.

Konstrukce těhlic vychází ze zavěšení kol, které je u tohoto vozu provedeno lichoběžníkovým závěsem na jednoduchých ramenech. Kloubové spoje jsou řešeny unibally, kde jejich výhodou je nevytváření ohybového momentu. Další důležitou součástí, kterou se musí samotný konstruktér řídit je zvolení vhodných disků na vozidlo, čímž je ovlivněna velikost samotné těhlice v kole. Pro konstrukci těhlic jsou vybrána čtyři **13"** kola o šířce **6"** pro přední nápravu a šířce **7"** pro zadní nápravu. Průměr vybraných pneumatik pro Formuli SAE činí **520,7 mm**, což odpovídá **20,5"**. Přední a zadní těhlice má základní body, které slouží pro připojení horního a dolního ramene, připojení řídicí tyče u přední těhlice, uchycení brzdového třmenu u přední těhlice a uložení ložiska kola. Tyto body v prostoru je nutné spojit a výsledné těleso určuje tvar těhlic. Při návrhu se musí brát ohled na umístění těhlic v automobilovém kole, aby nedošlo k havárii kola s těhlicí nebo s jinými částmi v kole např. s brzdovým třmenem, ramen nápravy. Dále je nutné u formulových vozů SAE, která jsou dána pravidlem organizace SAE brát ohled na okamžité a jednoduché upravení geometrie náprav a to odklonu kola tím je rozuměno „řešení stanovení návrhu stavitelného prvku na těhlici“. U většiny formulových vozů je toto řešeno excentrickým uložením oka nápravy, ale těhlice Formule SAE mají i jednoduché podložkové řešení.

Výhodou podložkového řešení je okamžité stanovení odklonu kola podložkou, které zásadně neovlivní sbíhavost nápravy a tím je ušetřena práce na seřízení geometrie nápravy. Toto řešení je rovněž výhodné při stanovení odklonu kola na závodní trati, kde není seřízení geometrie nápravy dostupné a přímo proveditelné.

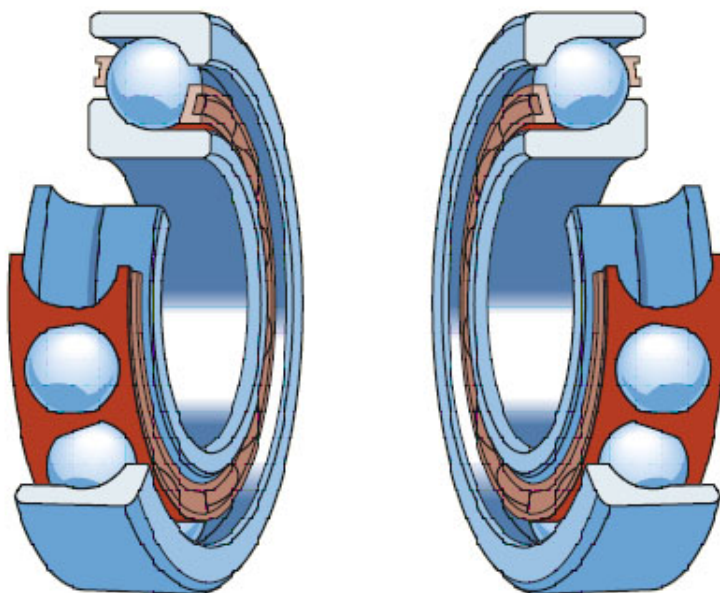
V první řadě, než se začne modelovat těhlice se stanoví klouby pro uchycení ramen náprav, tj. volba vhodných uniballů, ložisek pro uchycení náboje a poloos pro hnanou zadní nápravu. Tyto části mohou nazvat vedlejšími částmi, pod kterými si můžeme představit takové části, které jsou navrženy před vlastním konstrukčním řešením, aby případné modifikace neměly výrazný vliv na provedení těhlic.

Unibally přední a zadní těhlice

Uniball je ložisko s kulovou plochou, umožňující rotaci kolem své osy a výkyv v omezeném úhlu kolem obou os. Skládá se z vnitřního kroužku a vnějšího pláště. Vnější plášť přechází v závit. Pomocí závitu je uniball uchycen na rameno nápravy. Různou délkou zašroubování závitu do ramene lze měnit geometrii náprav. Po dohodě s kolegy, kteří pracují na kinematice náprav se zvolili unibally s vnějším pravým závitem s průměrem oka 10 mm, které spojují těhlice s rameny náprav. A pro uchycení táhla řízení přední těhlice bude použit uniball s vnějším pravým závitem s průměrem oka 8 mm.

Ložiska přední a zadní těhlice

Při návrhu uložení je třeba zvolit vhodný typ a velikost ložiska. To však není všechno, je nutno vzít v úvahu i další hlediska: vhodný tvar a provedení dalších součástí, tolerance uložení a vůli ložiska, odpovídající těsnění, typ a množství maziva. Každý jednotlivý faktor má vliv na výkon, spolehlivost a hospodárnost uložení. U Formule SAE bude náboj uložen v páru ve dvou ložiskách s kosoúhlým stykem, která jsou zobrazena na *obr. 19*. Jedná se o ložiska vybrané firmy SKF, kde oběžné dráhy vnitřních a vnějších kroužků kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem jsou vzájemně přesazeny ve směru osy ložiska. Tato ložiska jsou tedy obzvláště vhodná pro přenášení kombinovaných zatížení, tzn. současně působících radiálních a axiálních zatížení. Axiální únosnost kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem vzrůstá s rostoucím úhlem styku. Úhel styku je definován jako úhel, který svírá spojnice stykových bodů kuličky a oběžných drah v radiální rovině, ve které je přenášeno zatížení z jedné oběžné dráhy na druhou, a kolmice na osu ložiska.



Obr. 19 Model ložisek v páru s kosoúhlým stykem [21]

Hlavní rozměry [mm]			Základní únosnosti [kN]		Hmotnost [kg]	Označení
d	D	B	Dynamická - C	Statická - Co		
30	72	19	35,5	21,2	0,33	7306 BEGBP*

Tab. 2 Parametry ložiska SKF 7306 BEGBP* [21]

Ložiska typu SKF 7207 BEGBP* budou umístěna z vnějších stran těhlic a ložiska typu SKF 7306 BEGBP* z vnitřních stran těhlic (blíže k rámu).

Volba materiálu těhlic

Materiál navržených těhlic zvolili v minulém ročníku kolegové zabývající se přední a zadní těhlicí [6], [7]. Na materiálu značně záleží celkové vlastnosti těhlic a to hmotnost, pevnost, pružnost. Jelikož je na těhlici kladen požadavek co nejmenší hmotnosti a zároveň kompaktnosti pevnosti, jsou většinou těhlice Formule SAE vyrobeny z lehkých hliníkových slitin. Navržená slitina hliníku je *AlMgSi ČSN 42 4400.73*, která má tyto základní fyzikální vlastnosti:

Pevnost v tahu:	Mez kluzu:	Hustota:
$R_m = 310 \text{ MPa}$	$R_{p0,2} = 255 \text{ MPa}$	$\rho = 2700 \text{ kg/m}^3$

Tab. 3 Fyzikální vlastnosti materiálu těhlic

5.1 Modelování přední těhlice formule SAE

Přední těhlice vychází ze šesti hlavních bodů, kde tři nejdůležitější body tvoří uchycení horního, dolního ramene nápravy a uložení náboje kola. Další body slouží k uchycení táhla řízení a uchycení brzdového třmene k těhlici. Všechny tyto body kromě uchycení brzdového třmene byly v prostoru navrhnuty kolegou, co se zabývá přední geometrií nápravy. Pro konstrukci mi byly poskytnuty souřadnice v „ose x, y, z “ a po vzájemné dohodě jsem optimalizoval polohu jednotlivých souřadnic v „ose y “, aby bylo možné stanovit nejpříznivější poloměr rejdů a rozchod kol při zvoleném zálisu disku a přitom se minimálně ovlivnily vlastnosti jiných částí podvozku. Těleso přední těhlice bude umístěno v kole o velikosti 13" o šířce disku 6". Do tohoto prostoru se musí namodelovat celá část přední těhlice a v nejlepším případě využít celý prostor v kole, ale s ohledem na uchycení horního a dolního ramene nápravy i v neposlední řadě na umístění brzdového třmene, aby nedošlo ke kolizi.

Hlavní body přední těhlice:

T0 – bod středu roviny dosedací plochy kola, **T1** – bod uchycení spodního ramene nápravy, **T2** – bod uchycení táhla řízení, **T3** – bod uchycení horního ramene nápravy.

Z *tab. 4* vyplývají hlavní souřadnice pro návrh přední těhlice, které mi byly poskytnuty od kolegy zabývající se přední nápravou. Souřadnice označené červeně jsou k dispozici ke stanovení žádaného rozměru rozchodu kol a zálisu kola - ET při zachování úhlu příklonu, záklonu kola a v lineární změně těchto bodů v „ose y“. Hodnoty těchto souřadnic jsou stanoveny od středu přední nápravy, kde je zvolen pravotočivý souřadný systém a pro jednotný výpočet stanoveno pro pravé kolo (nápravu) stejný souřadný systém, kde „osa x“ směřuje ve směru jízdy, „osa y“ je rotací kola směřující doleva a „osa z“ směřuje od vozovky nahoru.

Název bodu	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Dolní rameno	T1	10	-556.49	-129.81
Řízení	T2	60	-548.47	100
Horní rameno	T3	-10	-521.46	119.46

Tab. 4 První návrh souřadnice hlavních bodů přední těhlice

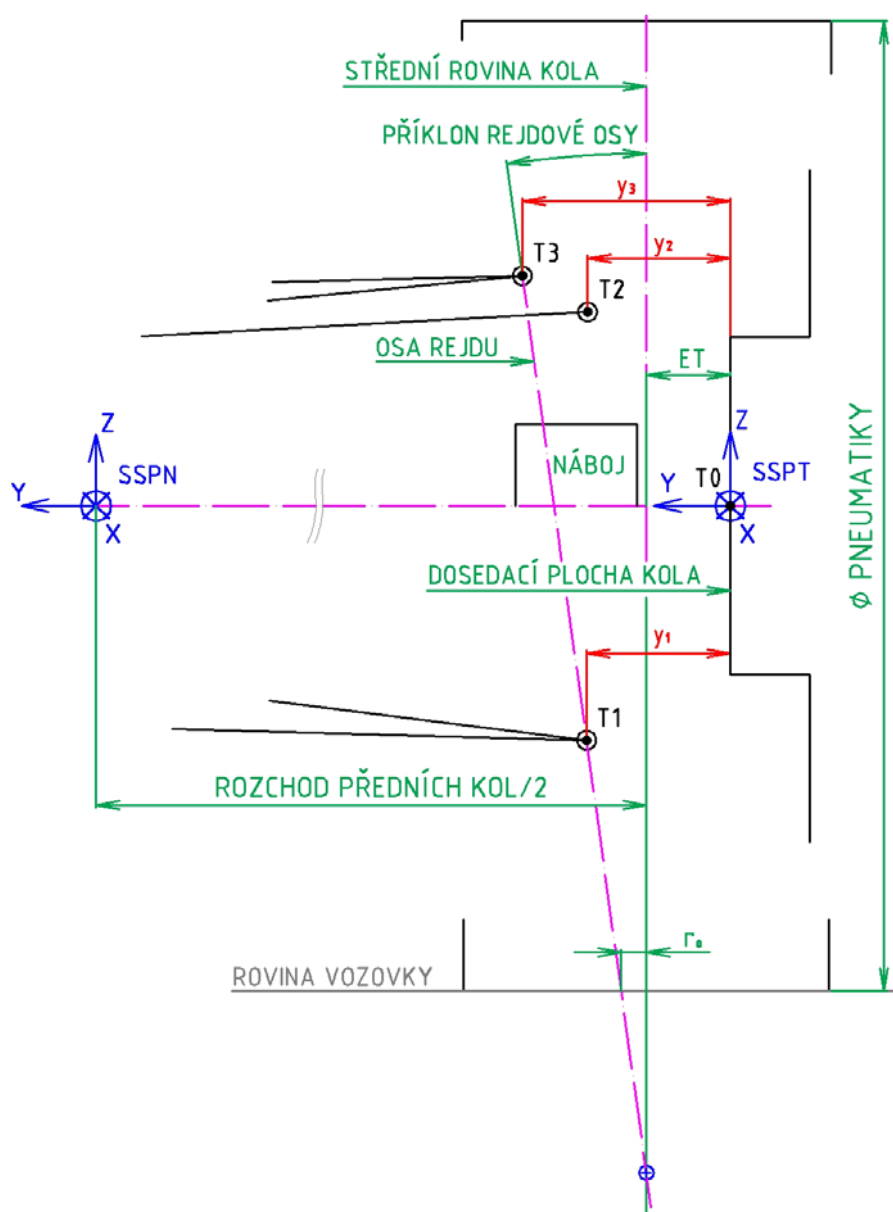
Návrh přední těhlice vychází ze *souřadného systému přední nápravy (SSPN)* nebo také souřadný systém vozidla, který je pro modelování poněkud nepraktický, jsou souřadnice přepočítány na *souřadný systém přední těhlice (SSPT)*, který má počátek na dosedací ploše kola. Celý přepočet vyplývá ve zvolení co největšího zálisu kola, aby vznikl dostatečný prostor mezi kolem a těhlicí při uvažování odklonu kola 0°. Dalším důležitým faktorem ovlivňující jízdní vlastnosti resp. aerodynamiku vozu je, aby těleso těhlice nevyčnívalo z kola ven a přední kola se zadními byly v zákrytu a takto se musí naladit rozměry.

Na *obr. 22* jsou zobrazeny souřadnice hlavních bodů, kde spojnice bodů T1 a T3 tvoří osu rejdu. Vzdálenost průmětu osy rejdu do vozovky se střední rovinou kola tvoří poloměr rejdu. Postupným laděním jednotlivých bodů v „ose y“ s rozchodem předních kol a zálisu kola vyplývá nejpriznivější poloměru rejdu uvedený v *tab. 5*, který je důležitý pro řízenou nápravu z hlediska vratného momentu. Po stanovení zmiňovaných parametrů můžeme odečíst jednotlivé vzdálenosti ve směru „osy y“ tj. bodů T1, T2 a T3 k dosedací ploše kola, což jsou hledané souřadnice pro konstrukci přední těhlice uvedené v *tab. 6*.

Parametry předního kola při odklonu 0° :

ET	45	mm
Poloměr rejdu	13.48	mm
Rozchod předních kol	1256	mm
Úhel příklonu	8	°
Odklon kola	0	°

Tab. 5 Parametry předního kola při odklonu 0°



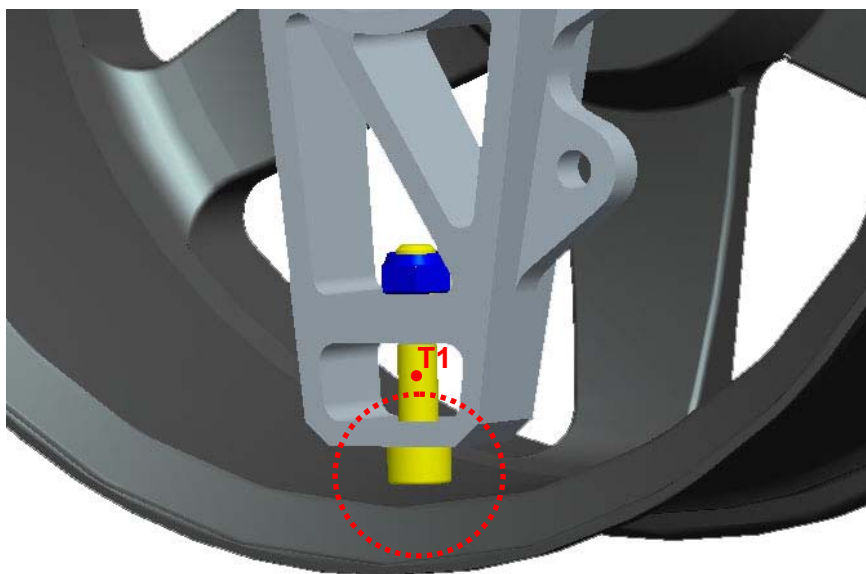
Obr. 22 Geometrie hlavních souřadnic přední těhlice

Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSPT

Název bodu	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Počátek SSPT	T0	0	0	0
Dolní rameno	T1	10	77.08	-129.81
Řízení	T2	60	76.51	100
Horní rameno	T3	-10	111.54	119.46

Tab. 6 Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSPT

Během modelování se narazilo na problém, že bod T1 (uchycení dolního ramene) na obr. 23 je poměrně blízko disku kola, tak se souřadnice opravili. Spočívalo to v lineárním posunutí všech bodů ve směru „osy z“ směrem od vozovky nahoru, aby mezi šroubem a diskem kola vznikl dostatečný prostor.

*Obr. 23 Přední těhlice před optimalizací bodu T1*

Optimalizované souřadnice přední těhlice, které jsou znázorněny v *tab. 8* červeně

Název bodu	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Dolní rameno	T1	10	77.08	-125.81
Řízení	T2	60	76.51	104
Horní rameno	T3	-10	111.54	123.46

Tab. 8 Optimalizované hlavní souřadnice modelování přední těhlice v „ose z“

Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSPN

Název bodu	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Dolní rameno	T1	10	-595.92	-125.81
Řízení	T2	60	-596.49	104
Horní rameno	T3	-10	-561.46	123.46

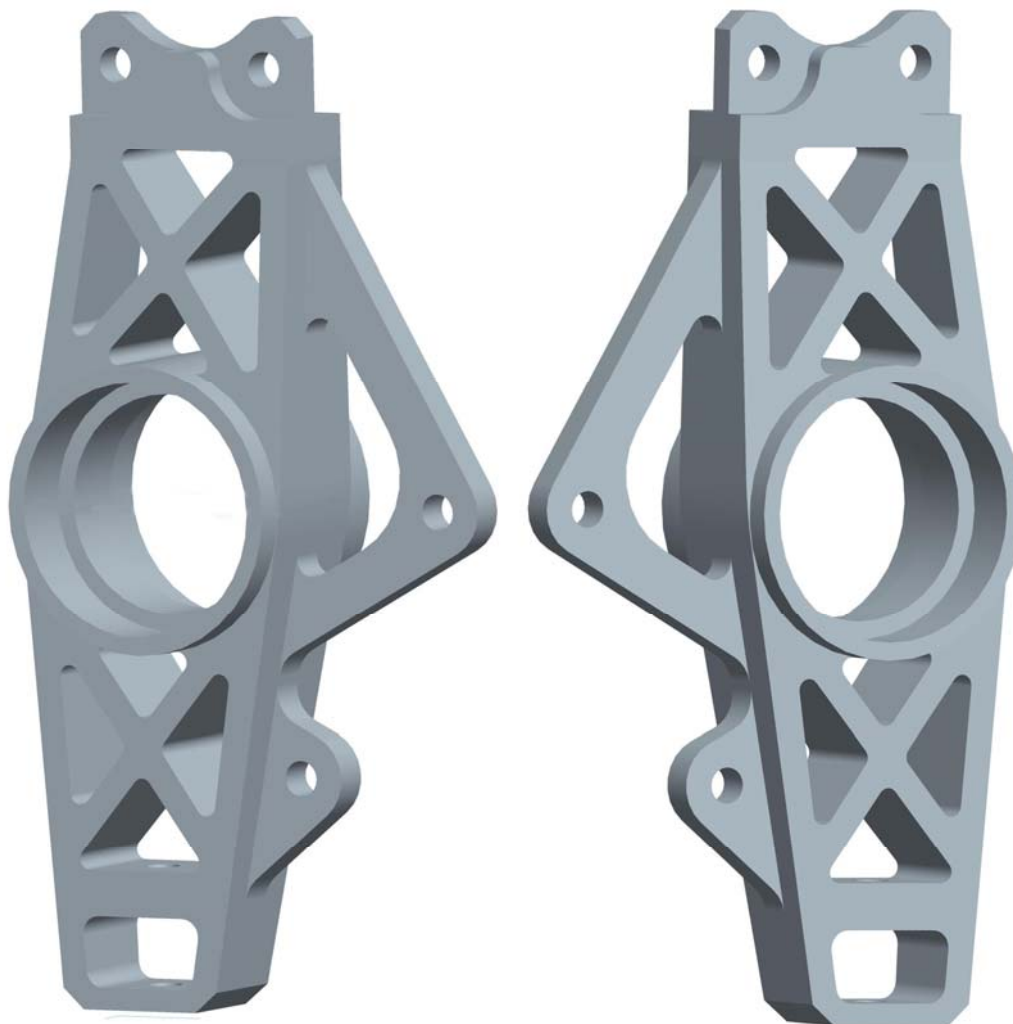
Tab. 7 Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSPN

Souřadnice hlavních bodů souřadného systému SSPN z *tab. 7* tímto mohou být poskytnuty kolegovi, který pracuje na přední nápravě.

5.1.1 Přímé těleso přední těhlice

Tvoří hlavní celek těhlice, její tvar zachycuje a přenáší veškeré momenty a síly, umožňuje přichycení ostatních částí těhlice, uložení kola vozu a další. Je řešeno jako obráběné pomocí CNC technologie. Ve spodní části je řešeno uchycení spodního ramene (bod T1) pomocí oka a šroubu. Závít není v materiálu těhlice, ale řešeno pomocí zajištění uchycení nápravy spojením šroub – matka. V horní části (body T2, T3) je řešeno uchycení segmentu, ve kterém jsou připojeny horní ramena a táhlo řízení. Střední část je trubkovitého tvaru, v díře je uloženo ložisko kola. S tělesem těhlice je dále spjata konzola pro uchycení brzdového třmene. Model těhlice je přiložen na CD v příloze.

Obr. 24 Prezentuje prostorové řešení hlavního tělesa přední těhlice Formule SAE

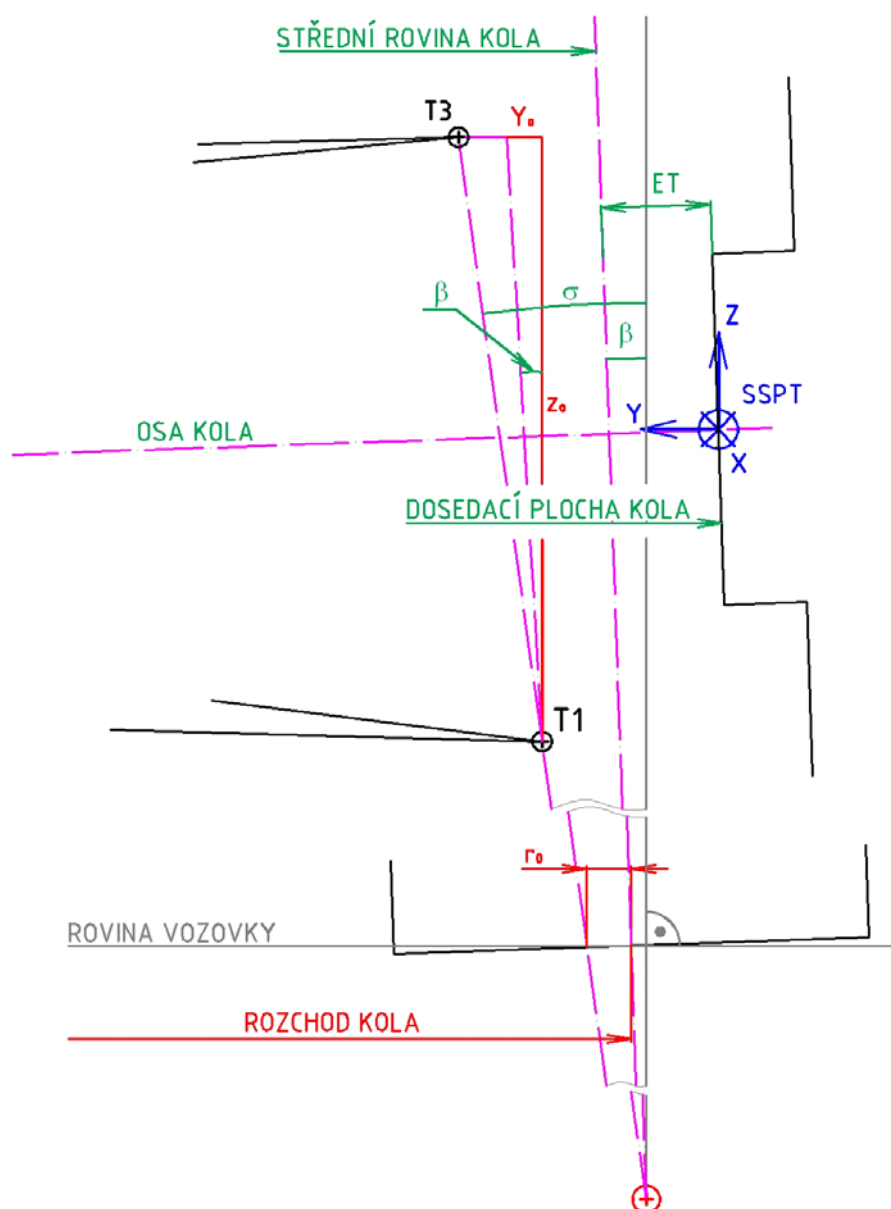


Obr. 24 Konstrukční model hlavního tělesa přední těhlice levé, pravé kolo po směru jízdy

Do vrchní části je vložen horní segment, jehož model je na *obr. 27*, který je přichycen k tělesu těhlice dvěma šrouby M10, kde v dalších kapitolách provedu jejich analytickou kontrolu. Kontrola bude spočívat v dimenzování těchto šroubů vůči vzniku plastické deformace a únavovému porušení. Spodní rameno je uchyceno ve spodním oku těhlice šroubem M10 s matkou. Konzola pro uchycení brzdového třmene je tvořena dvěma částmi, kde spodní část tvoří pevný celek. Druhá část konzole představuje tvar nepravidelného trojúhelníku, která má vybrání, ale je ovšem otázkou zda toto nebude nepříznivé v kritických místech konzole, jelikož brzdná síla je značná. Podle výsledku analýzy tělesa metodou konečných prvků bude toto odlehčení upraveno nebo zachováno. Jeho zmenšení nebo upravení tvaru nemá smysl z hlediska úspory materiálu. Pro tuto navrženou koncepci přední těhlice činná hmotnost 1,06kg.

5.1.2 Podložka pro stanovení odklonu předního kola

Jelikož se měnily souřadnice hlavních bodů, musí se stanovit nová hodnota tloušťky podložky pro daný odklon kola. Její tloušťkou lze plynule nastavovat hodnotu odklonu kola. Princip spočívá ve vložení podložky mezi horní segment a těleso těhlice, kde se těhlice natočí v dolním uchycení uniballu, v bodě T1. Při změně okamžitého odklonu kola se změní rozchod kol i poloměr rejdu. Podložka je navržena pro snadné vyjímání povolením šroubů, které upevňují horní segment k tělesu těhlice.



Obr. 25 Geometrie odklonu předního kola

Z obr. 25 můžeme jednoduchým goniometrickým výpočtem stanovit hodnotu Y_o , která v našem případě znamená o jakou vzdálenost se musí těhlice posunout (natočit), aby měla daný odklon kola. Na přední těhlici bude možnost nastavovat okamžitý záporný odklon kola do 3° . Souřadnice Y_o bude odpovídat posunutí vzdálenosti:

$$\tan \beta_o = \frac{Y_o}{Z_o} \Rightarrow Y_o = \tan 3^\circ \cdot Z_o = 0,0524 \cdot 249,27 = 13,06 \text{ mm} \quad (1)$$

Tato vypočítaná hodnota odpovídá vzdálenosti mezi horním segmentem a dosedací plochou v horní části přední těhlice. Pro stanovení záporného odklonu předního kola $\beta_1 = 2^\circ$, bude výpočet vypadat následovně:

$$\tan \beta_1 = \frac{Y_1}{Z_o} \Rightarrow Y_1 = \tan 2^\circ \cdot Z_o = 0,0349 \cdot 249,27 = 8,7 \text{ mm} \quad (2)$$

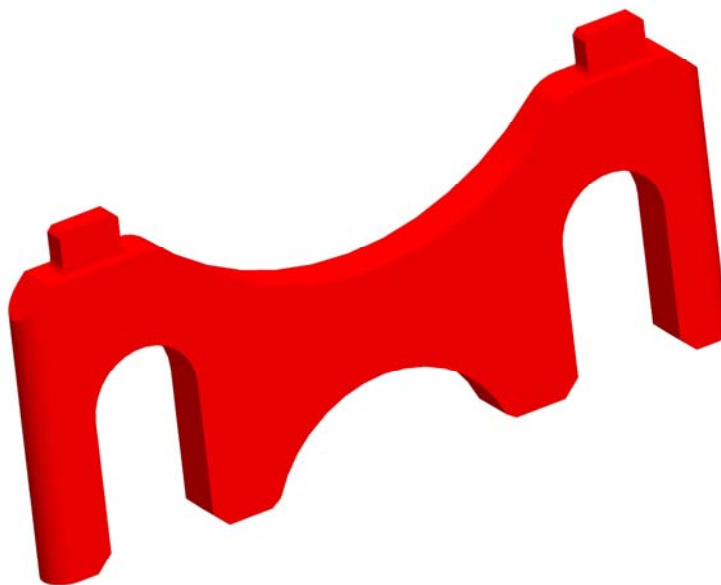
β - úhel odklonu kola

σ - příklon rejdové osy

Z_o - vzdálenost mezi bodem T1 a T3 ve směru osy Z, která činí 249,27 mm tab. 8

Nyní můžeme stanovit podložku, která bude odpovídat danému odklonu kola. Pro záporný odklon kola 3° nebude potřeba žádné podložky, horní segment dosedne na dosedací plochu přední těhlice. Pro 2° záporný odklon kola bude potřeba vložení podložky šířky 4,36 mm dle vzorce (3), tato hodnota vyplývá z vypočítané délky o posunutí Y_1 dle vzorce č. 3.

$$t_{\text{ODKLONU_PREDNIHO_KOLA}} = Y_o - Y_1 = 13,06 - 8,7 = 4,36 \text{ mm} \quad (3)$$



Obr. 26 Model podložky pro 2° odklon předního kola

Tab. 9 s uvedenými hodnotami při odklonu předního kola 2°:

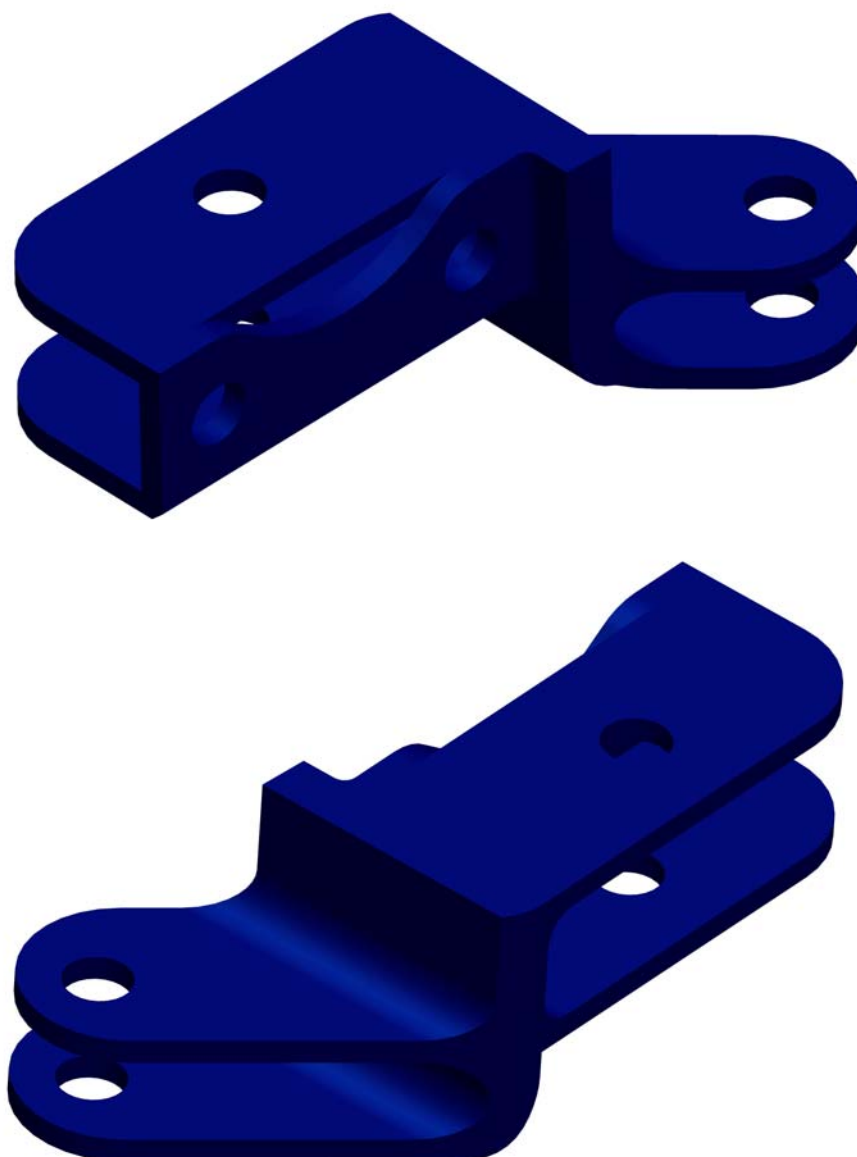
ET	45	mm
Poloměr rejdu	18.32	mm
Rozchod	1265.36	mm
Úhel příklonu	8	°
Odklon kola	2	°

Tab. 9 Parametry předního kola při odklonu 2°

Změna odklonu kola má za následek zvětšení poloměru rejdu a rozchodu kol, jejichž hodnoty jsou uvedeny v *tab. 6* a *tab. 9*.

Horní segment přední těhlice

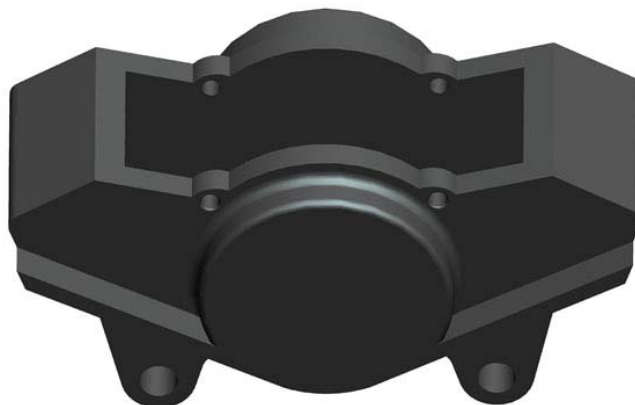
Návrh horního segmentu vychází z požadavku na jednoduché seřizování odklonu kola. Z předchozích výpočtů vyplývá, aby se horní segment přední těhlice konstrukčně zpracoval na odpovídající hodnoty, dle vzorce č. 1 a č. 3, či se upravila horní část přední těhlice, na kterou je nasazen a pomocí šroubového spojení upevněn. Tento segment umožňuje uchycení táhla řízení a horního ramene nápravy. Šířkou podložky, která je vložena mezi těhlici a segment se jednoduše nastavuje velikost úhlu odklonu předních kol. Horní segment je zobrazen na *obr. 27*, jehož pozdější analýza metodou konečných prvků ukáže, zda tento navržený tvar vyhoví nebo bude možnost odebrání materiálu a ušetření hmotnosti.



***Obr. 27** Konstrukční řešení horního segmentu přední těhlice*

Model brzdového třmene

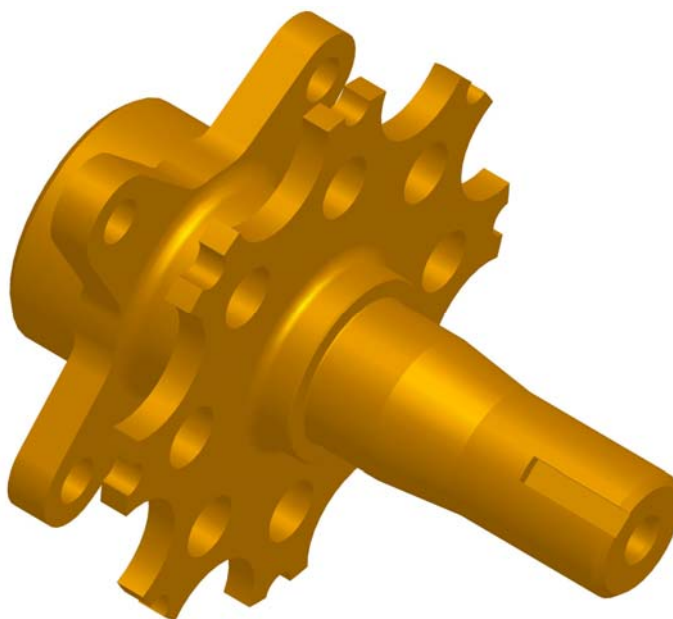
Problematickou brzd na Formuli SAE se zabýval kolega v předchozím ročníku, volba brzdového třmene a brzdových destiček byla v jeho kompetenci [9]. Důležitými parametry pro návrh uchycení brzdového třmene na těhlici jsou stanoveny: průměr šroubů a poloha roviny umístění, uchycení třmene v „ose x“ na přední těhlici. Průměr děr na upevnění je 10,1 mm o rozteči 88,95 mm. Pro přesné umístění uchycení brzdového třmene na těhlici jsem namodeloval brzdový třmen, jehož model je na obr. 28.



Obr. 28 Model brzdového třmene

Hřídel náboje přední těhlice

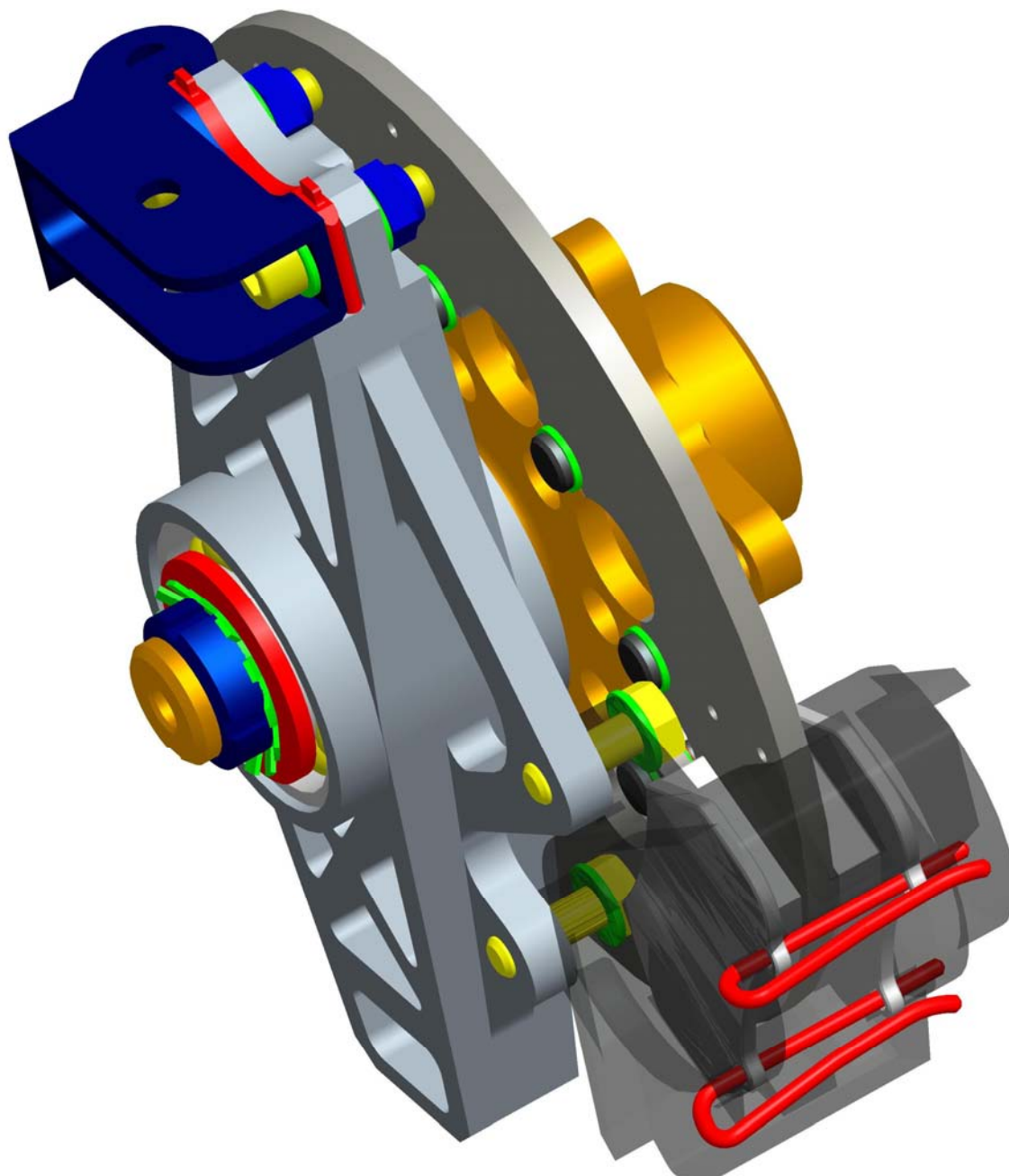
Pro předchozí výpočty, ať se jedná o rozchod kol nebo poloměr rejdu se musí stanovit součást, která bude umístěná v ložiscích a k ní připojeno kolo a tím dodržena navržená geometrie. Pro tyto údaje jsem konstrukčně zpracoval hřídel náboje přední těhlice, ke kterému je přišroubován nebo jinak připevněn brzdový kotouč. V tomto případě bude uchycen pomocí čepů a zajištěný pojistnými kroužky. Na konci hřídele je závit pro utažení matice a tím zajištění polohy ložisek a rozměrů.



Obr. 29 Hřídel náboje přední těhlice

5.1.3 Sestava přední těhlice

Sestava přední těhlice s hlavními prvky, které jsou podstatné při konstrukci samotné těhlice. Na *obr. 31* je ukázáno rozložené prostorové uspořádání přední těhlice, která lépe vystihuje prvky sestavy.



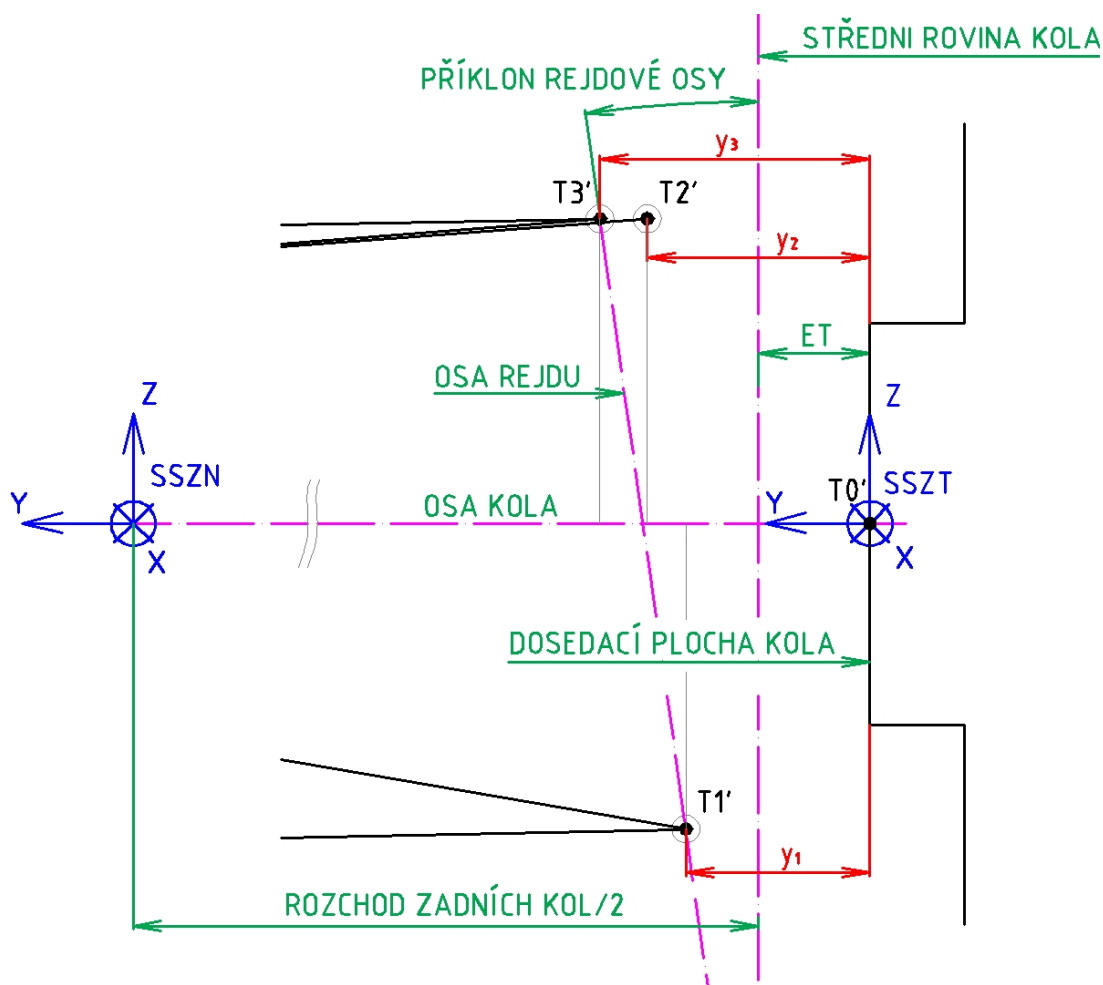
Obr. 30 Sestava přední těhlice s hlavními prvky

An exploded view of a mechanical assembly. The central component is a grey, cross-shaped housing with a large circular opening in the center. To its right is a yellow, multi-ported manifold or valve body. Above the manifold is a large, dark grey, circular flange with a central white, irregularly shaped cutout. Various small components are shown floating around the main parts, including blue and yellow bolts, green and red O-rings, a red lever, a blue bracket, a red ring, a green gear, a blue cap, and a red paperclip. The components are arranged in a way that suggests their assembly sequence and relative positions.

38

5.2 Modelování zadní těhlice Formule SAE

Zadní těhlice vychází ze čtyř hlavních bodů, jsou to dva body uchycení horního ramene, spodní bod dolního uchycení ramene nápravy a uložení náboje kola. Stejně jako u předchozího řešení přední těhlice byly přepočítány souřadnice hlavních bodů k souřadnému systému dosedací plochy pravého zadního kola pro lepší modelování. S ohledem na rozměry přední těhlice se stanovily souřadnice zadní těhlice, aby přední a zadní kola byly v zákrytu. Pro tento předpoklad se vypočítal rozchod kol a stanovil zális kola. Těleso zadní těhlice bude umístěno v kole o velikosti 13" o šířce disku 7". Do tohoto prostoru se musí namodelovat celá část zadní těhlice a v nejlepším případě využít celý prostor v kole, ale s ohledem na přípojně prvky zadní nápravy, aby nedošlo ke kolizi.



Obr. 32 Geometrie souřadnic hlavních bodů zadní těhlice

Z obr. 32 se určily hodnoty hlavních souřadnic pro modelování zadní těhlice i nápravy, které jsou prezentovány v tab. 10 a tab. 11.

Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSZT (Souřadný Systém Zadní Těhlice):

Název bodů	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Počátek SSZT	T0'	0	0	0
Dolní rameno	T1'	0	66.18	-110
Horní rameno	T2'	-55	80.04	110
Horní rameno	T3'	55	97.04	110

Tab. 10 Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSZT

Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSZN (Souřadný Systém Zadní Nápravy):

Název bodů	Body	Souřadnice		
		x	y	z
Dolní rameno	T1'	0	-589.12	-110
Horní rameno	T2'	-55	-575.26	110
Horní rameno	T3'	55	-558.26	110

Tab. 11 Souřadnice hlavních bodů v souřadném systému SSZN

Souřadnice hlavních bodů souřadného systému SSZN (souřadný systém zadní nápravy) z tab. 11 tímto můžou být poskytnuty kolegovi, který pracuje na zadní nápravě.

5.2.1 Přímé těleso zadní těhlice

Tvoří hlavní celek těhlice, její tvar zachycuje a přenáší veškeré momenty a síly, umožňuje přichycení ostatních částí těhlice, uložení kola vozu, rovněž jako u přední těhlice. Ve spodní části je řešeno uchycení spodního ramene (bod T1) pomocí oka a šroubu. Závit není v materiálu těhlice ani nijak upraven pomocí dalšího připojeného tělesa k zadní těhlici, ale řešeno pomocí zajištění uchycení nápravy spojením šroub – matka. V horní části (body T2, T3) je řešeno uchycení segmentu, ve kterém jsou připojeny horní ramena a umožnění změny okamžitého odklonu zadního kola. Spojnice bodů T1 a T3 tvoří osu rejdu. Ve střední části jsou uložena ložiska kola a hřídel náboje, v němž prochází poloosa, která přenáší kroutící moment na kola. Model zadní těhlice je přiložen na CD v příloze.

Obr. 33 Prezentuje prostorové řešení hlavního tělesa zadní těhlice Formule SAE

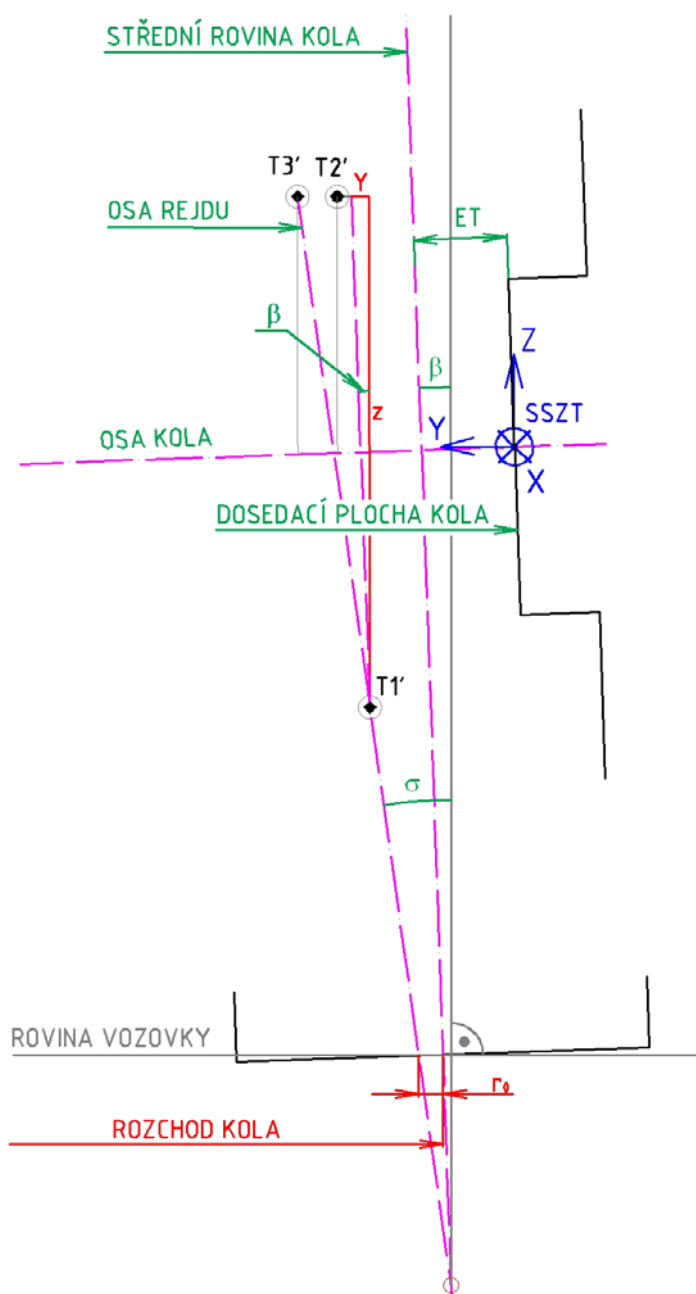


Obr. 33 Konstrukční model hlavního tělesa zadní těhlice levé, pravé kolo po směru jízdy

Vrchní část, uložení náboje kola a uchycení spodního ramene nápravy je řešeno obdobně jako u přední těhlice z hlediska technologie zpracování pro pozdější výrobu. Do vrchní části je vložen horní segment, jehož model je na *obr. 36*, který je přichycen k tělesu těhlice dvěma šrouby M10, kde v dalších kapitolách provedu jejich kontrolu, zda není předimenzování tohoto šroubu značné. Spodní rameno je uchyceno ve spodním oku těhlice šroubem M10 s matkou. Pro tuto navrženou koncepci zadní těhlice činí hmotnost 0,86kg, kde v dalších kapitolách provedu její následnou analýzu metodou konečných prvků.

5.2.2 Podložka pro stanovení odklonu zadního kola

Pro stanovení odklonu kola zadní těhlice vychází ze stejných principů, jako v předchozí kapitole přední těhlice. Podložka je navržena pro snadné vyjímání povolením šroubů, které upevňují horní segment k tělesu těhlice. Počítáno pro statickou polohu vozu.



Obr. 34 Geometrie odklonu zadního kola

Z obr. 34 můžeme obdobně jako u přední těhlice stanovit hodnotu Y , která znamená o jakou vzdálenost se musí zadní těhlice posunout, aby měla daný odklon kola. Na zadní těhlici

bude možnost nastavovat okamžitý záporný odklon kola do 3° , rovněž jako u přední těhlice. Hodnota vzdálenosti souřadnice Y bude odpovídat posunutí vzdálenosti:

$$\tan \beta = \frac{Y}{Z} \Rightarrow Y = \tan 3^\circ \cdot Z = 0,0524 \cdot 220 = 11,53 \text{ mm} \quad (4)$$

Pro stanovení záporného odklonu zadního kola $\beta_2 = 2^\circ$, bude výpočet vypadat následovně:

$$\tan \beta_2 = \frac{Y_1}{Z_0} \Rightarrow Y_1 = \tan 2^\circ \cdot Z = 0,0349 \cdot 220 = 7,68 \text{ mm} \quad (5)$$

β - úhel odklonu kola

σ - příklon rejdové osy

Z - vzdálenost mezi bodem $T1$ a $T3$ ve směru osy Z , která činí 220mm tab. 10

Pro záporný odklon kola 3° nebude potřeba žádné podložky, horní segment dosedne do horní části zadní těhlice. Pro 2° záporný odklon kola bude potřeba vložení podložky šířky 3,84mm, dle vzorce (6) hodnota vyplývá z vypočítané délky těhlice o posunutí Y_1 .

$$t_{\text{ODKLONU_ZADNIHO_KOLA}} = Y - Y_1 = 11,53 - 7,68 = 3,84 \text{ mm} \quad (6)$$



Obr. 35 Model podložky pro 2° odklon zadního kola

Parametry zadního kola při odklonu 0°:

ET	40	mm
Poloměr rejdu	5,09	mm
Rozchod zadních kol	1230,6	mm
Úhel příklonu	8	°
Odklon kola	0	°

Tab. 12 Parametry zadního kola při odklonu 0°

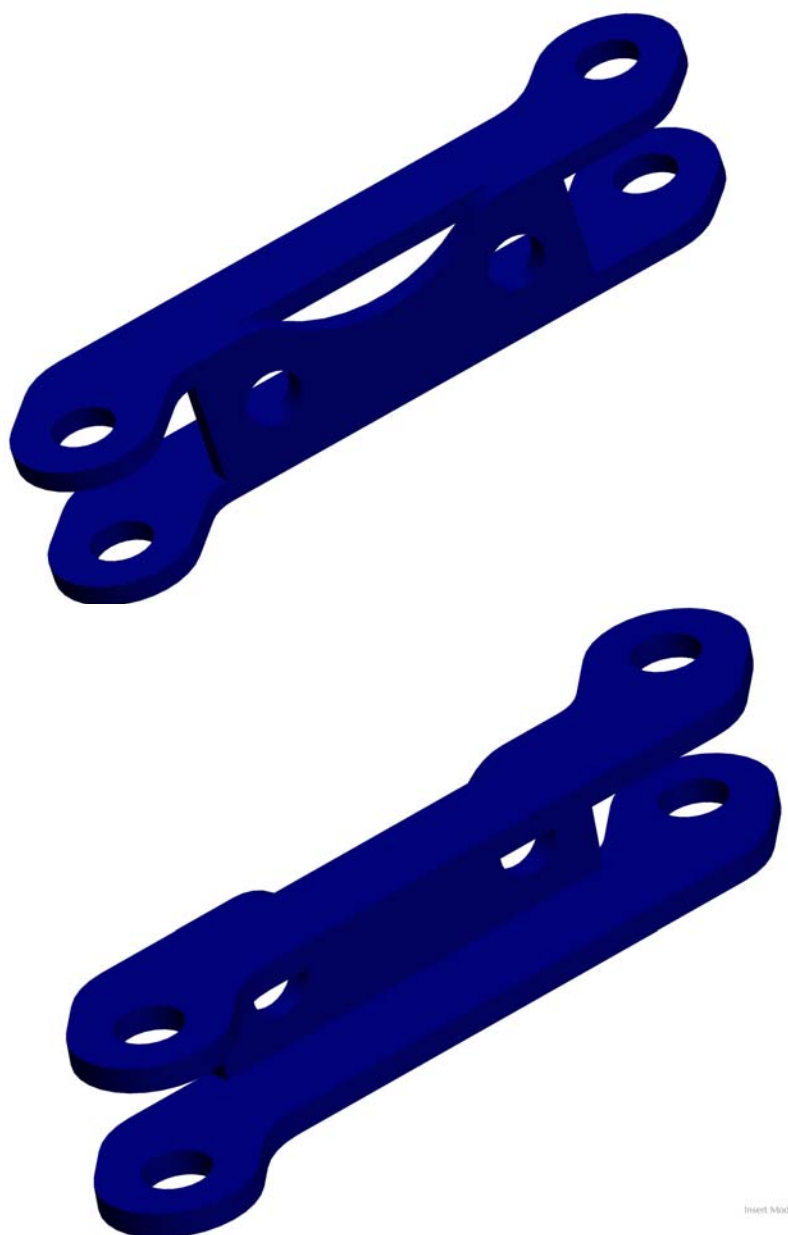
Tab. 13 s uvedenými hodnotami při odklonu kola 2°:

ET:	40	mm
Poloměr rejdu:	10,46	mm
Rozchod zadních kol:	1241,4	mm
Úhel příklonu:	8	°
Odklon kola:	2	°

Tab. 13 Parametry zadního kola při odklonu 2°

Horní segment zadní těhlice:

Návrh horního segmentu zadní těhlice vychází rovněž z požadavku na jednoduché seřizování odklonu kola. Z předchozích výpočtů vyplývá, aby se horní segment konstrukčně zpracoval na odpovídající hodnoty, dle vzorce č. 4 a vzorce č. 6. Tento tvar segmentu umožňuje uchycení horních ramen nápravy. Šířkou podložky se jednoduše nastavuje velikost úhlu odklonu zadního kola. Horní segment je na *obr. 36*, jehož pozdější analýza metodou konečných prvků ukáže, zda tento navržený tvar vyhoví nebo bude možnost ubrání materiálu a ušetření hmotnosti.

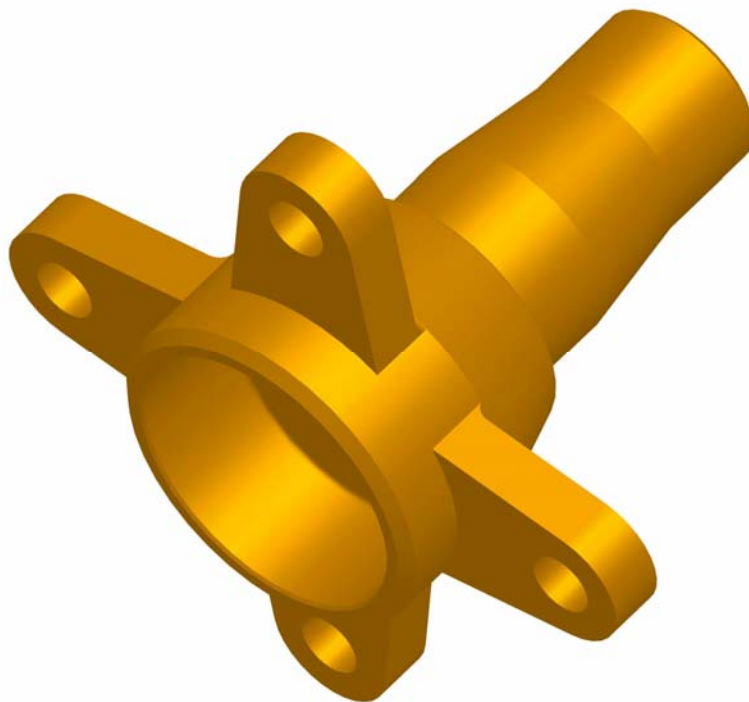


Obr. 36 Konstrukční řešení horního segmentu zadní těhlice

Hřídel náboje zadní těhlice

Model představuje dodržení všech navržených rozměrů pro stanovenou konstrukci zadní těhlice, tj. rozchod zadních kol při zvoleném zálisu disku a zákrytu předních kol se zadními. Na průměr hřídele náboje neboli nákrůžek, který je *60mm* (tento rozměr odpovídá i daným kolům) se nasadí kolo, které bude používáno na Formuli SAE. Hřídel náboje obsahuje čtyři výstupky v nichž jsou čtyři díry s vnitřním závitem o udávané rozteči 4x100, kde druhá číslice označuje rozteč děr uváděný v milimetrech a pomocí šroubů je realizováno přišroubování zadního kola.

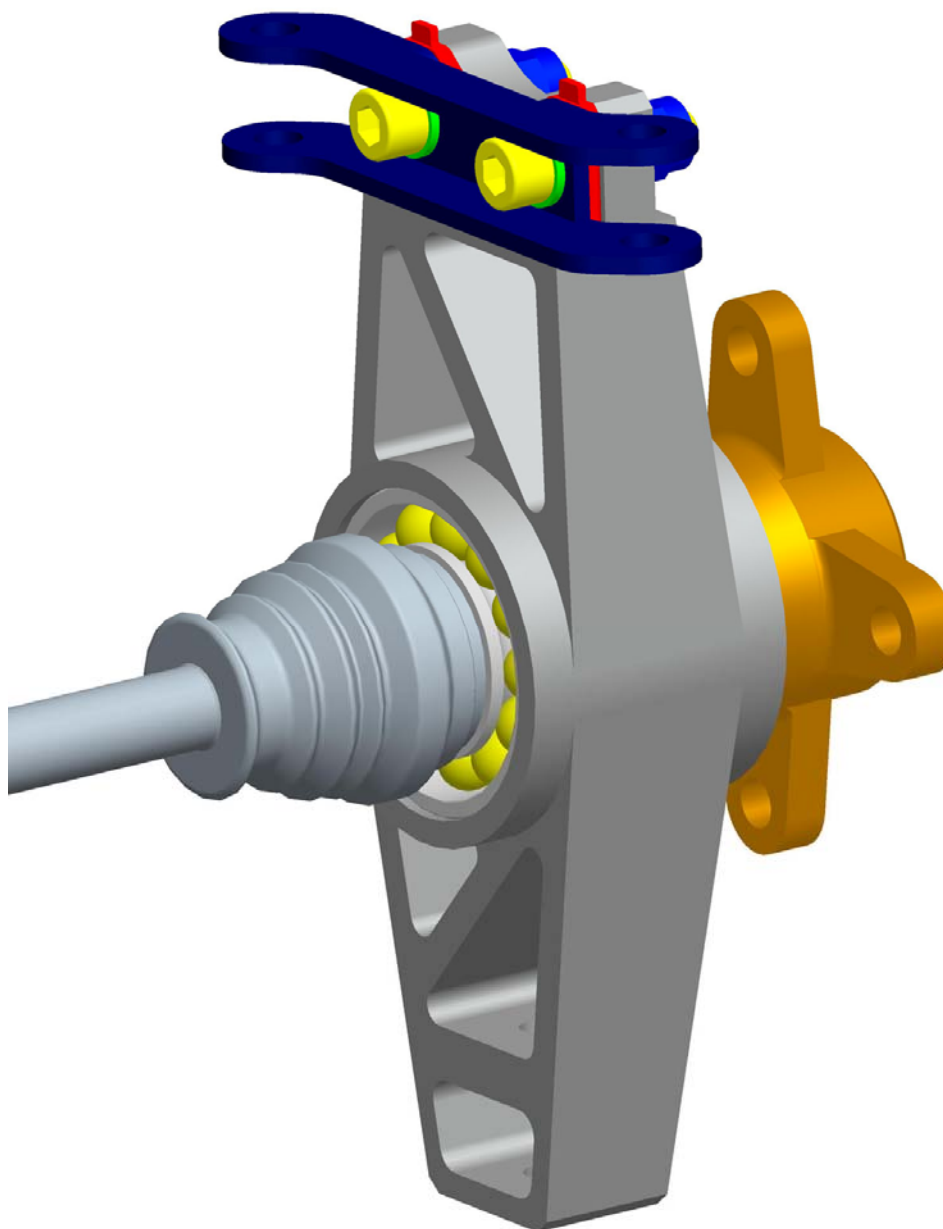
Otvor uvnitř náboje je drážkován pro přenos kroutícího momentu z diferenciálu přes poloosy zadních kol. Poloosa prochází skrz hřídel zadní těhlice a její poloha zajištěna pomocí utažení šestihranné matice, jejichž sestava je na *obr. 39*.



***Obr. 37** Hřídel náboje zadní těhlice*

5.2.3 Sestava zadní těhlice

Sestava zadní těhlice s navrhnutými prvky



Obr. 38 Sestava zadní těhlice

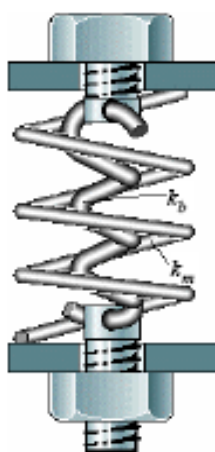
6 Volba a kontrola v předepjatém šroubovém spojení

Nejdůležitější veličinou při dimenzování každého šroubového spoje je mez kluzu v tahu σ_k šroubového dříku nebo $\sigma_{0,2}$ tj. mez kluzu v tahu při poměrném prodloužení 0,2% původní délky, za předpokladu postačující pevnosti matice a dostatečné hloubky zašroubování při závrtných šroubech. Tato veličina udává velikost přenášené síly v newtonech (N), připadající na 1 mm^2 průřezu, aniž se projeví trvalá deformace svorníku resp. deformace 0,2%. Při překročení této hranice je svorník šroubu již značně namáhán, prodlužuje se až konečně při vyšších zatíženích se přetrhne. Provozní síly, které součást namáhají, nesmí vyvodit napětí dosahující meze kluzu, nebo ji dokonce překročit. Musí zde zůstat jistá rezerva v bezpečnosti; zpravidla se uvažuje, že provozní zatížení musí vyvodit napětí o 10% nižší, než je mez kluzu.

Od materiálů na šrouby a matice požadujeme dobrou obrobitelnost a tvárnost při vyhovující statické i dynamické pevnosti. K těmto základním požadavkům přistupují často ještě další požadavky, jako je např. zvýšená odolnost proti korozi, vyhovující mechanické vlastnosti při práci za extrémních teplot, určité magnetické, elektrické a jiné speciální fyzikální vlastnosti. Šroub je vzhledem k velkým koncentrátorům napětí velmi nepříznivě namáhanou strojní součástí a klade značné požadavky na materiál a jeho zpracování.

V naprosté většině případů se šroub při montáži utáhne tak, aby ještě před působením provozní síly v něm vznikla osová síla **předpětí**. Ta způsobí prodloužení šroubu a stlačení spojovaných součástí, takže mezi šroubem a maticí vzniká **silový styk**. Následně po utažení je spoj zatížen stálou nebo proměnlivou provozní silou. Šrouby používané pro předepjaté spoje bývají vysoce namáhány.

Protože deformace šroubu i spojovaných součástí při zatížení provozní silou je stejně velká, je možné šroubový spoj modelovat jako **soustavu dvou paralelně řazených pružin**. Pružina o tuhosti k_m představuje předpětím stlačené příruby, zatímco pružina o tuhosti k_b reprezentuje předpětím prodloužený šroub.



Obr. 40 Model šroubového spoje nahrazený pružinami [2]

6.1 Stanovení tuhosti ve šroubovém spoji

Tuhost šroubu se stanoví jako celková **tuhost soustavy sériově řazených pružin**. Při výpočtu tuhosti závitové části šroubu se vychází z malého průměru závitu šroubu d_1 , zatímco pro výpočet tuhosti ostatních částí se používá velký průměr závitu šroubu d . Při výpočtu tuhosti šroubů a spojovaných součástí vycházíme z Hookova zákona.

Materiál je lineárně pružný, je-li závislost mezi deformací a silou lineární a při zatěžování nedojde k překročení meze kluzu. Konstanta úměrnosti k mezi deformací δ a silou F se nazývá tuhost.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E \Rightarrow \frac{F}{S} = \frac{\delta}{l} \cdot E \Rightarrow \frac{F}{\delta} = \frac{S \cdot E}{l} \Rightarrow k = \frac{S \cdot E}{l} \quad (7)$$

Hookův zákon
Tuhost „ k “

Kde:

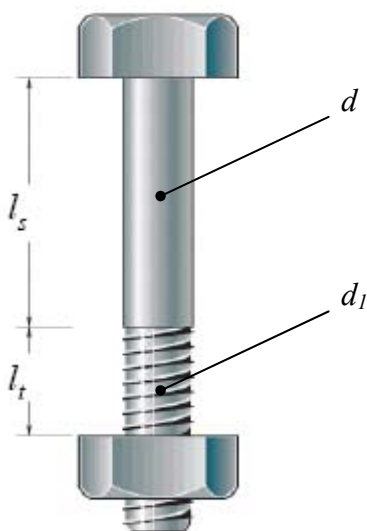
ε – přetvoření

δ – deformace

E – modul pružnosti materiálu

S – průřez šroubu

l – délka šroubu



Obr. 41 Šroubového spojení [2]

Základní vzorec pro výpočet tuhosti šroubu obr. 41:

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_d} \quad (8)$$

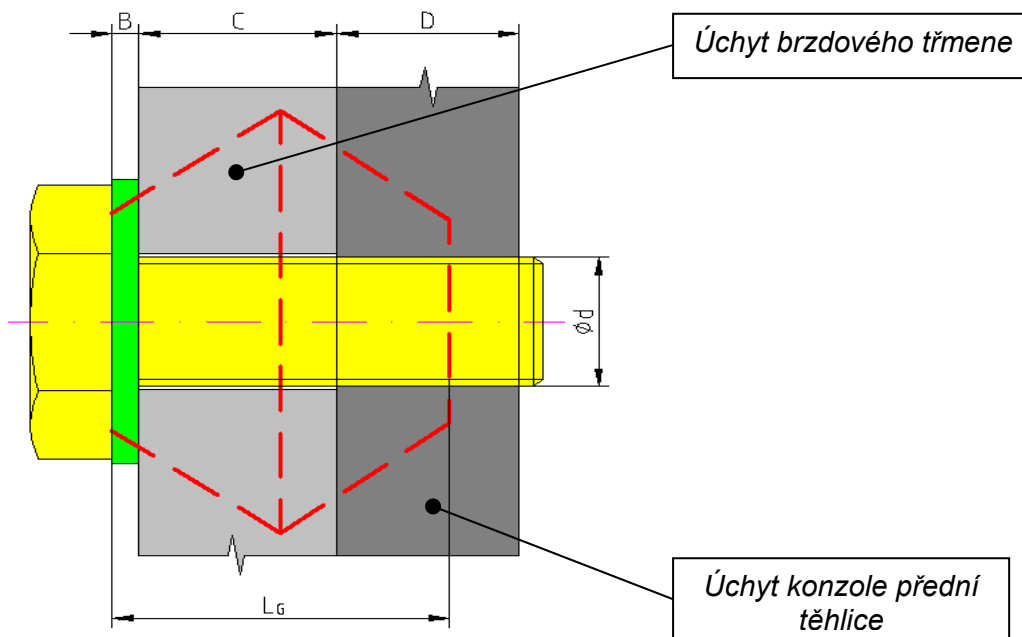
k_b – tuhost šroubu

k_t – tuhost závitové části

k_d – tuhost velkého průměru šroubu

Stanovení tuhosti šroubového spoje brzdového třmene k přední těhlici

Brzdový třmen bude uchycen k tělesu těhlice a to dvěma šrouby M10-30 s jemným stoupáním dle normy ČSN 02 1103 s ocelovou podložkou pod hlavou šroubu bez matice. Šrouby slouží pro upevnění brzdového třmene k úchytu konzole přední těhlice. Pro tyto šrouby provedu výpočet stanovení tuhosti šroubového spoje, spojovaných částí a jejich následnou kontrolu. Výpočty pochází z americké knihy, z které jsem čerpal [2].



Obr. 42 Uložení šroubu v úchytu brzdového třmene a v přední těhlici

Dáno:

Délka šroubu

 $L=30mm$

Velký průměr šroubu

 $\phi d=10mm$

Tloušťka podložky

 $B=2mm$

Šířka úchytu brzdového třmene

 $C=12mm$

Šířka úchytu konzole přední těhlice

 $D=11mm$

Modul pružnosti materiálu šroubu a podložky

 $E_1=210GPa$

Modul pružnosti materiálu přední těhlice a brzdového třmene

 $E_2=68GPa$ **Analytické řešení šroubového spoje uchycení brzdového třmene k přední těhlici**

Délka závitové části šroubu (šroub má závit až k hlavě) $L_T=30mm$.

Délka části šroubu bez závitů:

$$\begin{aligned} l_d &= L - L_T = \\ &= 0mm \end{aligned} \quad (9)$$

Výpočet efektivní délky sevření:

$$\begin{aligned} h &= B + C = 2 + 12 = \\ &= 14\text{mm} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} L_G &= h + \frac{d}{2} = 14 + \frac{10}{2} = \\ &= 19\text{mm} \end{aligned} \quad (11)$$

Délka závitu nacházejícího se v sevření:

$$\begin{aligned} l_t &= L_G - l_d = 19 - 0 = \\ &= 19\text{mm} \end{aligned} \quad (12)$$

Podmínka pro upevňovací délku šroubu:

$$\begin{aligned} L &> h + 1,5 \cdot d \\ 30 &> 14 + 1,5 \cdot 10 \\ 30 &> 29 \\ &\dots \text{podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (13)$$

Průřez šroubu pro výpočet napětí (neboli redukovaný průřez, podle něhož se ocelové šrouby dimenzují):

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{9.350 + 8.773}{2} \right)^2 = \\ &= 64,49\text{mm}^2 \end{aligned} \quad (14)$$

d_m ...střední průměr závitu
 d_r ... malý průměr šroubu

Průřez vycházejícího z velkého průměru:

$$\begin{aligned} A_d &= \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = \\ &= 78,54\text{mm}^2 \end{aligned} \quad (15)$$

Tuhost šroubu brzdového třmene:

$$\begin{aligned} k_d &= \frac{A_d \cdot E_1}{l_d} = \frac{78,54 \cdot 207}{0} = \\ &= 0 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (16)$$

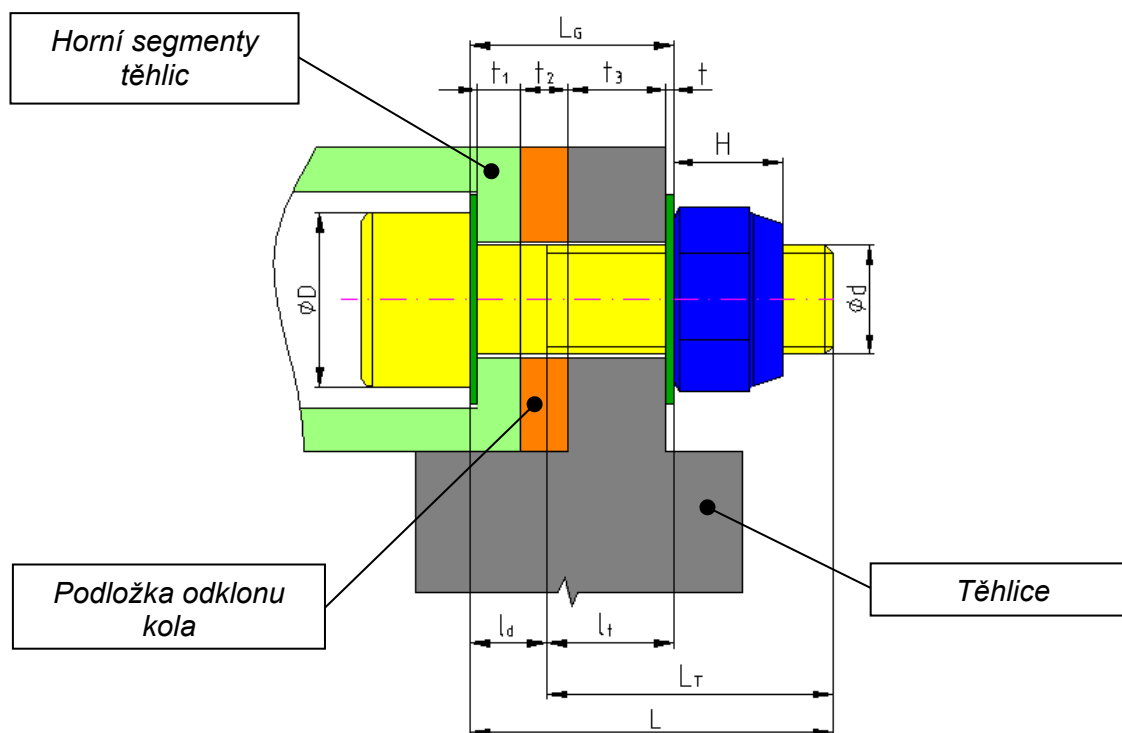
$$k_t = \frac{A_t \cdot E_1}{t_t} = \frac{64,49 \cdot 207}{19} = 712,78 \frac{kN}{mm} \quad (17)$$

$$\frac{1}{k_{b1}} = \frac{1}{k_t} + \frac{1}{k_d} \Rightarrow k_{b1} = \frac{k_t \cdot k_d}{k_t + k_d} = \frac{A_d \cdot A_t \cdot E_1}{A_d \cdot l_t + A_t \cdot l_d} = \frac{78,54 \cdot 64,49 \cdot 210}{78,54 \cdot 19 + 64,49 \cdot 0} = 712,78 \frac{kN}{mm} \quad (18)$$

Šroub, který svírá součásti na obr. 42 má tuhost $k_{b1}=712,78 \text{ kN/mm}$. V další kapitole určí tuhost spojovaných součástí a deformační konstantu šroubového spoje.

Stanovení tuhosti šroubového spoje horních segmentů

Horní segmenty **přední těhlice** a **zadní těhlice** jsou upevněny dvěma šrouby M10 s vnitřním šestihranem s jemným stoupáním závitu a přichyceny k tělesu těhlic, jak je ukázáno na obr. 43, kde je možnost mezi horní segment a těhlice, vložit podložku pro daný odklon kola. Výpočty dle literatury [2].



Obr. 43 Uložení šroubu horních segmentů těhlic

Dáno:

Průměr hlavy šroubu
Velký průměr šroubu
Výška matice

$\phi D = 16 \text{ mm}$
 $\phi d = 10 \text{ mm}$
 $H = 9 \text{ mm}$

Tloušťka podložky	$t=2mm$
Tloušťka horního segmentu přední těhlice	$t_1=4mm$
Tloušťka podložky odklonu pravého kola - t_{OPK} (tato hodnota odpovídá výpočtu (3) pro daný odklon kola)	$t_2=t_{OPK}=4,36mm$
Tloušťka úchytu přední těhlice	$t_3=9mm$
Modul pružnosti materiálu šroubu a podložek	$E_1=210GPa$
Modul pružnosti materiálu těhlic, segmentů a podložky odklonu kola	$E_2=68GPa$

Analytické řešení šroubového spoje pro přední těhlici

Délka sevření

$$L_G = 2 \cdot t + t_1 + t_2 + t_3 = 4 + 4 + 4,36 + 9 = 21,36mm \quad (19)$$

Délka šroubu

$$L = L_G + H = 21,36 + 9 = 30,36mm \quad (20)$$

Délku šroubu a závitové části šroubu volíme dle literatury [2] $L=36mm$, $L_T=26mm$.

Délka části šroubu bez závitu

$$l_d = L - L_T = 36 - 26 = 10mm \quad (21)$$

Délka závitu nacházejícího se v sevření

$$l_t = L_G - l_d = 21,36 - 10 = 11,36mm \quad (22)$$

Podmínka pro upevňovací délku šroubu:

$$\begin{aligned} L &> L_G + H \\ 36 &> 21,36 + 9 \\ 36 &> 30,36 [mm] \\ &\dots \text{podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (23)$$

Průřez šroubu pro výpočet napětí:

- pro M10 se stoupáním 1,25mm, je $d_m=9,188mm$ (střední průměr šroubu) a $d_r=8,466mm$ (malý průměr šroubu)

$$\begin{aligned} A_t &= \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{9,188 + 8,466}{2} \right)^2 = \\ &= 61,195mm^2 \end{aligned} \quad (24)$$

Průřez vycházející z velkého průměru šroubu:

$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,54 \text{ mm}^2 \quad (25)$$

Tuhost šroubu u přední těhlice:

$$k_{b2} = \frac{k_t \cdot k_d}{k_t + k_d} = \frac{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} \cdot \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}}{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} + \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}} = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E_1}{A_t \cdot l_d + A_d \cdot l_t} = \frac{61,195 \cdot 78,54 \cdot 210}{61,195 \cdot 10 + 78,54 \cdot 11,36} = 671,012 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (26)$$

Analytické řešení šroubového spoje pro zadní těhlici

Postup výpočtu bude obdobný, jako v předchozím řešení pro přední těhlici. Rozdílné hodnoty pro analytický výpočet tuhosti šroubového spojení jsou v tloušťce podložky odklonu zadního kola, která činí $t_{OZK}=t_2=3,86 \text{ mm}$ (6) a tloušťce úchyty zadní těhlice $t_3=13 \text{ mm}$ obr. 43.

Délka sevření

$$L_G = 2 \cdot t + t_1 + t_2 + t_3 = 4 + 4 + 3,86 + 13 = 24,86 \text{ mm} \quad (27)$$

Délka šroubu

$$L = L_G + H = 24,86 + 9 = 33,86 \text{ mm} \quad (28)$$

Délku šroubu a závitové části šroubu volím [2] $L=36 \text{ mm}$, $L_T=26 \text{ mm}$.

Délka části šroubu bez závitu

$$l_d = L - L_T = 36 - 26 = 10 \text{ mm} \quad (29)$$

Délka závitu nacházejícího se v sevření

$$l_t = L_G - l_d = 24,86 - 10 = 14,86 \text{ mm} \quad (30)$$

Podmínka pro upevňovací délku šroubu:

$$\begin{aligned} L &> L_G + H \\ 36 &> 24,86 + 9 \\ 36 &> 33,86 \text{ [mm]} \\ \dots &\text{ podmínka vyhovuje} \end{aligned} \quad (31)$$

Průřez šroubu pro výpočet napětí:

- pro M10 se stoupáním 1,25mm, je $d_m=9,188\text{mm}$ (střední průměr šroubu) a $d_r=8,466\text{mm}$ (malý průměr šroubu)

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_m + d_r}{2} \right)^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{9,188 + 8,466}{2} \right)^2 = 61,195\text{mm}^2 \quad (32)$$

Průřez vycházející z velkého průměru šroubu:

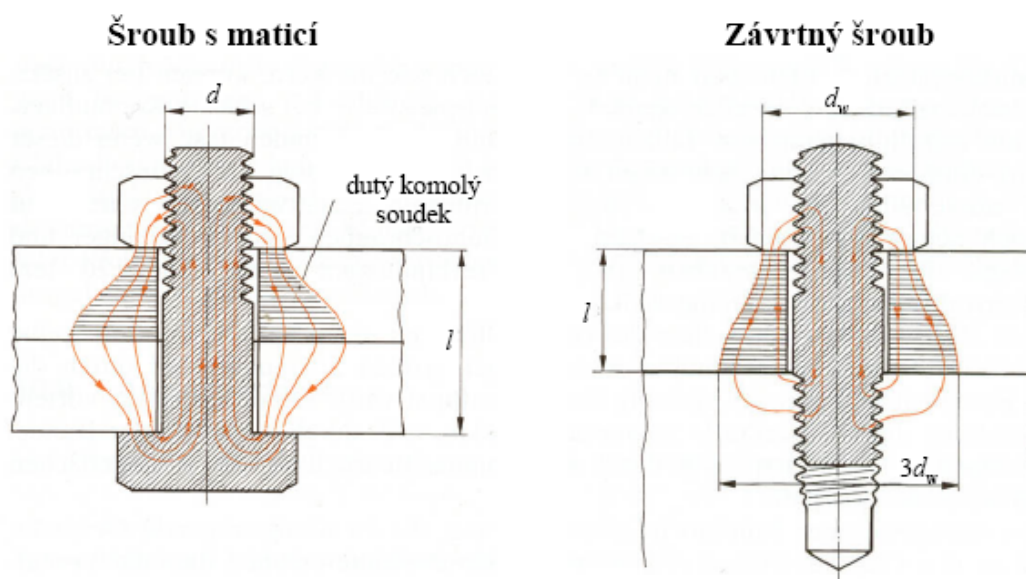
$$A_d = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,54\text{mm}^2 \quad (33)$$

Tuhost šroubu u zadní těhlice:

$$k_{b3} = \frac{k_t \cdot k_d}{k_t + k_d} = \frac{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} \cdot \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}}{\frac{A_t \cdot E_1}{l_t} + \frac{A_d \cdot E_1}{l_d}} = \frac{A_t \cdot A_d \cdot E_1}{A_t \cdot l_d + A_d \cdot l_t} = \frac{61,195 \cdot 78,54 \cdot 210}{61,195 \cdot 10 + 78,54 \cdot 14,86} = 567,331 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \quad (34)$$

6.2 Stanovení tuhosti ve spojovaných součástech

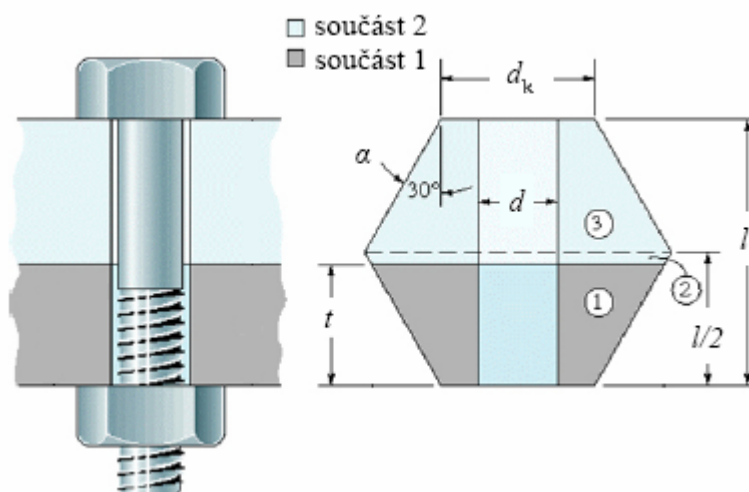
Rozložení napětí ve spojovaných součástech je komplikované. Experimenty a numerické výpočty prokázaly, že napěťové pole má tvar připomínající **dutý komolý soudek**.



Obr. 44 Ukázka dutého komolého soudku spojovaných součástí [2]

Tuhost spojovaných součástí se stanoví jako celková tuhost soustavy sériově řazených pružin (35). Při jejím výpočtu se předpokládá, že vlivem předpětí šroubu se deformují pouze ty části spojovaných součástí nacházející se v nejtěsnější blízkosti šroubu. Dutý komolý soudek se nahrazuje **dutým komolým dvojkuželem** majícím vrcholový úhel 2α .

$$\frac{1}{k_m} = \frac{1}{k_1} + \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3} \dots \frac{1}{k_i} \quad (35)$$



Obr. 45 Základní rozměry pro stanovení tuhosti spojovaných součástí [2]

Pro šestihrannou matici a hlavu šroubů platí $d_w = 1,5d$, u válcové hlavy šroubů je $d_w = d$. U oceli, litiny nebo hliníku platí $\alpha = 30^\circ$. S ohledem na tyto údaje můžeme použít vzorec (36) pro výpočet tuhosti spojovaných součástí [2]:

$$k_{mi} = \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_i \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_i + d_{ki} - d) \cdot (d_{ki} + d)}{(1,155 \cdot h_i + d_{ki} + d) \cdot (d_{ki} - d)} \right]} \quad (36)$$

Kde:

E_imodul pružnosti části dvojkužele

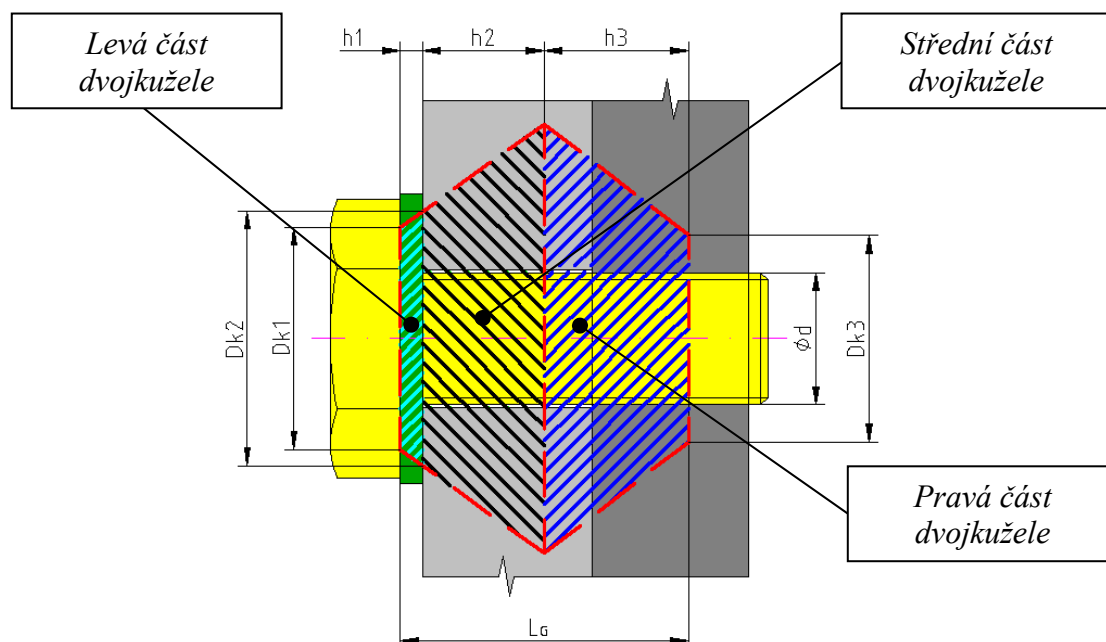
h_ivýšky jednotlivých částí dvojkužele

d_{ki}průměry menších podstav jednotlivých částí dvojkužele

dvelký průměr závitu šroubu

Stanovení tuhosti spojovaných součástí brzdového třmene s konzolou přední těhlice

Spojované součásti nahradíme dutým komolým dvojkuželem, který bude mít tři části. První část odpovídá podložce, druhá a třetí část prezentuje dvě příruby.



Obr. 46 Rozdělení komolého dvojkužele vlivem předpětí v úchytu brzdového třmene s konzolou přední těhlice

Analytické řešení spojovaných součástí brzdového třmene s konzolou přední těhlice**Levá část dutého komolého dvojkužele (ocel):**

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k1} &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = \\ &= 15 \text{ mm} \end{aligned} \quad (37)$$

Výška:

$$h_1 = B = 2,8 \text{ mm}$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 2,8 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 2,8 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]} = \\ &= 10100 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (38)$$

Střední část dutého komolého dvojkužele (hliník):

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k2} &= D_{k1} + 2 \cdot h_1 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) = 15 + 2 \cdot 2,8 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{6}\right) = \\ &= 18,233 \text{ mm} \end{aligned} \quad (39)$$

Výška:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{L_G}{2} - B = \frac{17,8}{2} - 2,8 = \\ &= 6,1 \text{ mm} \end{aligned} \quad (40)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m2} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 68 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 6,1 + 18,233 - 10) \cdot (18,233 + 10)}{(1,155 \cdot 6,1 + 18,233 + 10) \cdot (18,233 - 10)} \right]} = \\ &= 3119 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (41)$$

Pravá část dutého komolého dvojkužele (hliník):

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k3} &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = \\ &= 15 \text{ mm} \end{aligned} \quad (42)$$

Výška:

$$\begin{aligned} h_3 &= \frac{L_G}{2} = \frac{17,8}{2} = \\ &= 8,9 \text{ mm} \end{aligned} \quad (43)$$

Tuhost spojovaných součástí:

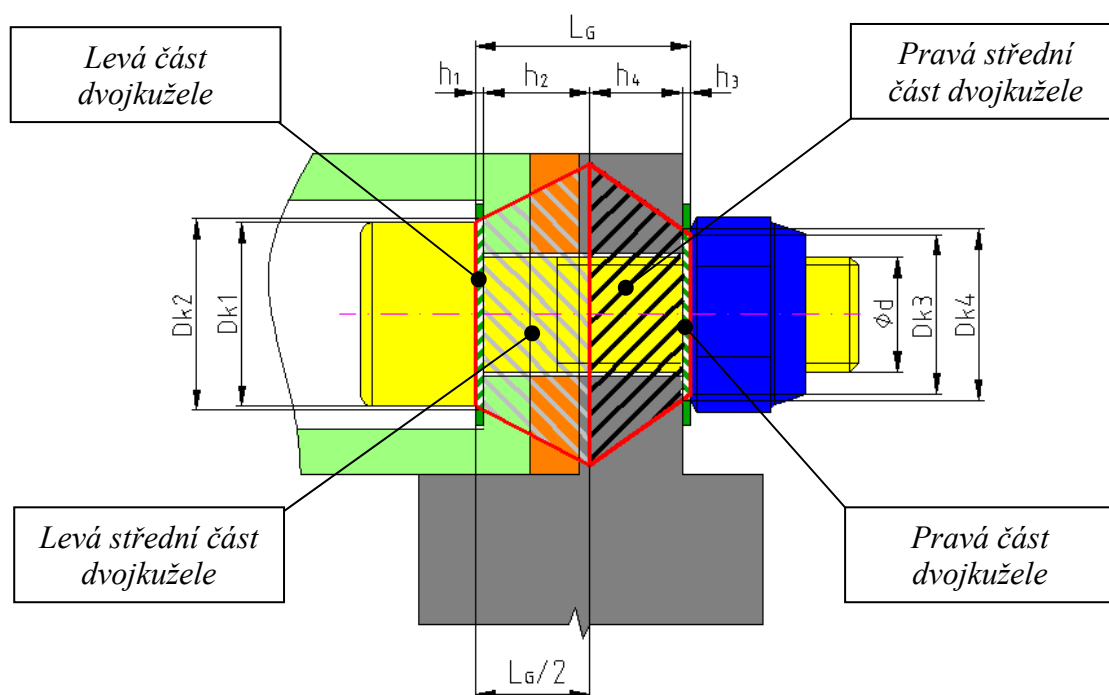
$$\begin{aligned} k_{m3} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 68 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 8,9 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 8,9 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]} = \\ &= 1596 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned}$$

Celková tuhost spojovaných částí brzdového třmene s konzolou:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{k_{ma}} &= \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}} \Rightarrow k_{ma} = \frac{k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3}}{k_{m2} \cdot k_{m3} + k_{m1} \cdot k_{m3} + k_{m1} \cdot k_{m2}} = \\
 &= \frac{10100 \cdot 3119 \cdot 1596}{3119 \cdot 1596 + 10100 \cdot 1596 + 10100 \cdot 3119} = \\
 &= 955,979 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{44}$$

Stanovení tuhosti spojovaných součástí horních segmentů

Spojované součásti přední a zadní těhlice nahradíme opět dutým komolým kuzelem, který bude mít čtyři části. Levá a pravá část je kužel s hodnotou materiálu oceli, pro střední dvě části kužele je tvořeno spojovacím materiálem slitiny hliníku.



Obr. 47 Rozdělení komolého dvojkužele vlivem předpětí v horní části těhlic

Analytické řešení spojovaných součástí přední těhlice**Levá část dutého komolého dvojkužele - ocel:**

Průměr:

$$D_{k1} = D = 16mm \tag{45}$$

Výška:

$$h_1 = t = 2mm \tag{46}$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 2 + 16 - 10) \cdot (16 + 10)}{(1,155 \cdot 2 + 16 + 10) \cdot (16 - 10)} \right]} = \\ &= 15830 \frac{kN}{mm} \end{aligned} \quad (47)$$

Levá střední část dutého komolého dvojkužele - hliník:

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k2} &= D_{k1} + 2 \cdot h_1 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = 16 + 2 \cdot 2 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = \\ &= 18,309 mm \end{aligned} \quad (48)$$

Výška:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{L_G}{2} - h_1 = \frac{21,36}{2} - 2 = \\ &= 8,68 mm \end{aligned} \quad (49)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m2} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 68 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 8,68 + 18,309 - 10) \cdot (18,309 + 10)}{(1,155 \cdot 8,68 + 18,309 + 10) \cdot (18,309 - 10)} \right]} = \\ &= 2526 \frac{kN}{mm} \end{aligned} \quad (50)$$

Pravá část dutého komolého dvojkužele - ocel:

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k3} &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = \\ &= 15 mm \end{aligned} \quad (51)$$

Výška:

$$h_3 = t = 2 mm \quad (52)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned}
 k_{m3} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right]} = \\
 &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 2 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 2 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]} = \\
 &= 1307 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{53}$$

Pravá střední část dutého komolého dvojkužele - hliník:

Průměr:

$$\begin{aligned}
 D_{k4} &= D_{k3} + 2 \cdot h_3 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = 15 + 2 \cdot 2 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = \\
 &= 17,309 mm
 \end{aligned} \tag{54}$$

Výška:

$$\begin{aligned}
 h_4 &= \frac{L_G}{2} - h_3 = \frac{21,36}{2} - 2 = \\
 &= 8,68 mm
 \end{aligned} \tag{55}$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned}
 k_{m4} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_4 + D_{k4} - d) \cdot (D_{k4} + d)}{(1,155 \cdot h_4 + D_{k4} + d) \cdot (D_{k4} - d)} \right]} = \\
 &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 8,68 + 17,309 - 10) \cdot (17,309 + 10)}{(1,155 \cdot 8,68 + 17,309 + 10) \cdot (17,309 - 10)} \right]} = \\
 &= 2239 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{56}$$

Celková tuhost spojovaných součástí přední těhlice:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{k_{mb}} &= \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}} + \frac{1}{k_{m4}} \Rightarrow \\
 \Rightarrow k_{mb} &= \frac{k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4}}{k_{m2} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3}} = \\
 &= \frac{15830 \cdot 2526 \cdot 13070 \cdot 2239}{2526 \cdot 13070 \cdot 2239 + 15830 \cdot 13070 \cdot 2239 + 15830 \cdot 2526 \cdot 2239 + 15830 \cdot 2526 \cdot 13070} = \\
 &= 1018 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{57}$$

Analytické řešení spojovaných součástí zadní těhlice

Levá část dutého komolého dvojkužele - ocel:

Průměr:

$$D_{k1} = D = 16mm \quad (58)$$

Výška:

$$h_1 = t = 2mm \quad (59)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m1} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} - d) \cdot (D_{k1} + d)}{(1,155 \cdot h_1 + D_{k1} + d) \cdot (D_{k1} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 2 + 16 - 10) \cdot (16 + 10)}{(1,155 \cdot 2 + 16 + 10) \cdot (16 - 10)} \right]} = \\ &= 15830 \frac{kN}{mm} \end{aligned} \quad (60)$$

Levá střední část dutého komolého dvojkužele - hliník:

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k2} &= D_{k1} + 2 \cdot h_1 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = 16 + 2 \cdot 2 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = \\ &= 18,309mm \end{aligned} \quad (61)$$

Výška:

$$\begin{aligned} h_2 &= \frac{L_G}{2} - h_1 = \frac{24,86}{2} - 2 = \\ &= 10,43mm \end{aligned} \quad (62)$$

Tuhost spojovaných součástí:

$$\begin{aligned} k_{m2} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_2 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} - d) \cdot (D_{k2} + d)}{(1,155 \cdot h_2 + D_{k2} + d) \cdot (D_{k2} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 68 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 10,43 + 18,309 - 10) \cdot (18,309 + 10)}{(1,155 \cdot 10,43 + 18,309 + 10) \cdot (18,309 - 10)} \right]} = \\ &= 2278 \frac{kN}{mm} \end{aligned} \quad (63)$$

Pravá část dutého komolého dvojkužele - ocel:

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k3} &= 1,5 \cdot d = 1,5 \cdot 10 = \\ &= 15 \text{ mm} \end{aligned} \quad (64)$$

Výška:

$$h_3 = t = 2 \text{ mm} \quad (65)$$

Tuhost:

$$\begin{aligned} k_{m3} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} - d) \cdot (D_{k3} + d)}{(1,155 \cdot h_3 + D_{k3} + d) \cdot (D_{k3} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 2 + 15 - 10) \cdot (15 + 10)}{(1,155 \cdot 2 + 15 + 10) \cdot (15 - 10)} \right]} = \\ &= 1307 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (66)$$

Pravá střední část dutého komolého dvojkužele - hliník:

Průměr:

$$\begin{aligned} D_{k4} &= D_{k3} + 2 \cdot h_3 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = 15 + 2 \cdot 2 \cdot \tan \left(\frac{\pi}{6} \right) = \\ &= 17,309 \text{ mm} \end{aligned} \quad (67)$$

Výška:

$$\begin{aligned} h_4 &= \frac{L_G}{2} - h_3 = \frac{24,86}{2} - 2 = \\ &= 10,43 \text{ mm} \end{aligned} \quad (68)$$

Tuhost:

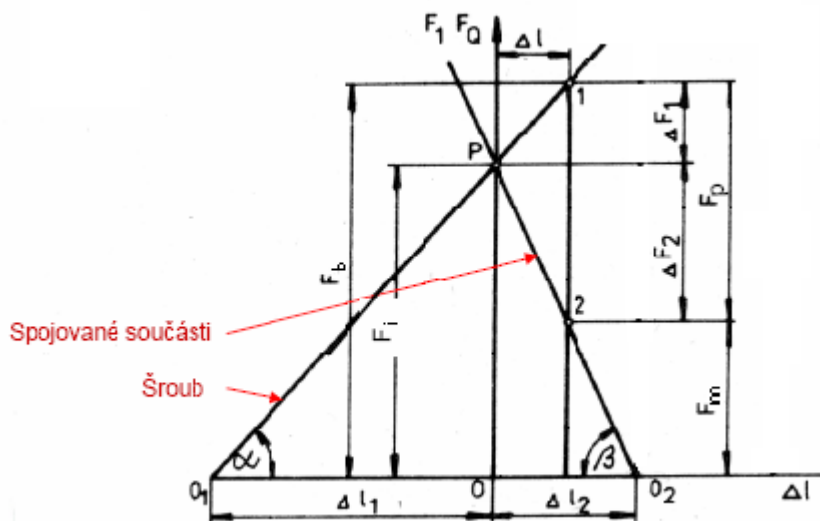
$$\begin{aligned} k_{m4} &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot E_1 \cdot d}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot h_4 + D_{k4} - d) \cdot (D_{k4} + d)}{(1,155 \cdot h_4 + D_{k4} + d) \cdot (D_{k4} - d)} \right]} = \\ &= \frac{0,5774 \cdot \pi \cdot 210 \cdot 10}{\ln \left[\frac{(1,155 \cdot 10,43 + 17,309 - 10) \cdot (17,309 + 10)}{(1,155 \cdot 10,43 + 17,309 + 10) \cdot (17,309 - 10)} \right]} = \\ &= 2027 \frac{\text{kN}}{\text{mm}} \end{aligned} \quad (69)$$

Celková tuhost spojovaných součástí zadní těhlice:

$$\begin{aligned}
 \frac{1}{k_{mc}} &= \frac{1}{k_{m1}} + \frac{1}{k_{m2}} + \frac{1}{k_{m3}} + \frac{1}{k_{m4}} \Rightarrow \\
 \Rightarrow k_{mc} &= \frac{k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4}}{k_{m2} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m3} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m4} + k_{m1} \cdot k_{m2} \cdot k_{m3}} = \\
 &= \frac{15830 \cdot 2278 \cdot 13070 \cdot 2027}{2278 \cdot 13070 \cdot 2027 + 15830 \cdot 13070 \cdot 2027 + 15830 \cdot 2278 \cdot 2027 + 15830 \cdot 2278 \cdot 13070} = \\
 &= 932,951 \frac{kN}{mm}
 \end{aligned} \tag{70}$$

6.3 Síly v předepjatém šroubovém spoji

Před provozním zatížením je po utažení šroubového spoje utahovacím momentem M_u ve šroubu i ve spojovaných součástech síla předpětí F_i . Vlivem předpětí se šroub prodlouží o hodnotu Δl_1 a spojované součásti se stlačí o hodnotu Δl_2 .



Obr. 48 Diagram předepjatého šroubového spoje [2]

Provozní síla:

$$F_p = \Delta F_1 + \Delta F_2 \tag{71}$$

Velikost přírůstku ΔF_1 resp. ΔF_2 závisí na tuhosti šroubu resp. tuhosti spojovaných součástí a musí platit:

$$\delta = \Delta l = \frac{\Delta F_1}{k_b} = \frac{\Delta F_2}{k_m} \tag{72}$$

Řešením soustavy dvou rovnic (71) a (72) pro dvě neznámé ΔF_1 a ΔF_2 dostaneme:

$$\Delta F_1 = \frac{k_b}{k_b + k_m} \cdot F_p \quad (73)$$

$$\Delta F_2 = \frac{k_m}{k_b + k_m} \cdot F_p \quad (74)$$

Přičemž ΔF_1 je velikost přírůstků tuhosti šroubu a ΔF_2 je velikost přírůstků tuhosti spojovaných součástí. Následovně můžeme určit konstantu šroubového spoje a spojovaných součástí z rovnice (73) a (74).

$$C_1 = \frac{k_b}{k_b + k_m} \quad (75)$$

$$C_2 = \frac{k_m}{k_b + k_m} \quad (76)$$

Kde:

C_1 je konstanta šroubového spoje

C_2 je konstanta spojovaných součástí

Síla ve šroubu:

$$F_b = F_i + \Delta F_1 = F_i + C_1 \cdot F_p \quad (77)$$

Síla ve spojovaných součástech:

$$F_m = F_i - \Delta F_2 = F_i - (1 - C_2) \cdot F_p \quad (78)$$

Konstanta šroubového spoje uchycení brzdového třmene s konzolou přední těhlice

$$\begin{aligned} C_{1A} &= \frac{k_{b1} + k_{ma}}{k_{b1}} = \frac{712,78 + 882,273}{712,78} = \\ &= 0,447 \end{aligned} \quad (79)$$

Konstanta šroubového spoje uchycení horního segmentu přední těhlice

$$\begin{aligned} C_{2A} &= \frac{k_{b2} + k_{mb}}{k_{b2}} = \frac{671,012 + 1018}{671,012} = \\ &= 0,397 \end{aligned} \quad (80)$$

Konstanta šroubového spoje uchycení horního segmentu zadní těhlice

$$C_{3A} = \frac{k_{b3} + k_{mc}}{k_{b3}} = \frac{567,331 + 932,951}{567,331} = 1,645$$
$$= 0,378 \quad (81)$$

6.4 Kontrola šroubového spojení

Šrouby namáhané silou kolmo na osu šroubu

Takový spoj, v němž provozní síla působí kolmo na osu šroubu, může být proveden buď jako styk tvarový, nebo jako styk silový.

1. Styk tvarový může být realizován lícovaným šroubem nebo speciální spojovací součástí. Potom je dřík šroubu nebo speciální součást namáhána na stříh. Takové spojení je výrobně drahé.

K poruše spoje s tvarovým stykem dochází zřídka k přestřižení šroubu. Ve většině případů nastane porucha přetržením některé ze spojovaných částí v průřezech zeslabených dírami pro šrouby, nebo otlačením v dírách pro šrouby. Tvarový styk bývá obvykle i stykem silovým, protože dotažením lícovaných šroubů vzniká rovněž předpětí, a tím tření mezi spojovanými částmi. S tímto třením nelze počítat. Velikost tohoto předpětí je nezjistitelná. Dotahování se děje zpravidla jenom podle citu.

2. Silový styk se uskuteční předepjatým šroubem. Spojující silou je tření mezi spojovanými součástmi, které vyvodí předpětí šroubu F_i . Toto tření $F_i \cdot f$ musí být větší než provozní síla F_p . Potom platí vzorec [3]:

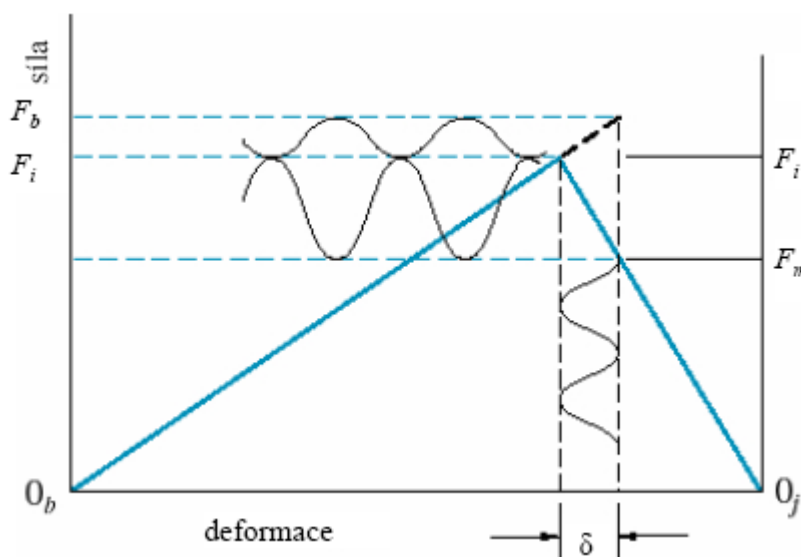
$$T = F_i \cdot f \geq \frac{k \cdot F_{celk}}{i_s}, \quad (82)$$

kde F_i je předpětí ve šroubu, k - násobek (míra) bezpečnosti, F_{celk} - provozní síla působící na šroubový spoj s počtem i šroubů, f - součinitel kluzného tření, i_s - počet šroubů, které přenášející sílu, ve spoji.

Třecí součinitel f může nabýt úpravou povrchu spojovaných částí značně větších hodnot, než s jakými se obvykle počítá (ocel na ocel zpravidla $f=0,1$). Tak např. vyžeháním spojovaných plechů otevřeným plamenem se zvýší součinitel tření na $f=0,43$ až $0,76$ [3].

Dynamicky zatížený předepjatý šroubový spoj

U zatížených šroubových spojů dynamicky provozní silou, která se mění z F_{pmax} na $F_{pmin}=0$ (míjivý cyklus provozní síly), kde dochází k zmenšení zatížení šroubu z $F_{b,max}$ na F_i při současném nárůstu síly ve spojovaných součástech z $F_{m, min}$ na F_i . Poněvadž je tuhost spojovaných součástí k_m větší, než tuhost šroubu k_b , je kolísání síly ve šroubu menší, než kolísání síly ve spojovaných součástech, jak je ukázáno na obr. 49.



Obr. 49 Diagram dynamicky zatíženého šroubového spoje [2]

Kontrola šroubového spojení uchycení brzdového třmene:

U spojení uchycení brzdového třmene ke konzole přední těhlice působí síla kolmo na osu šroubu, takže musíme stanovit, tak velké, neboli potřebné předpětí ve šroubu, které musí být větší než je provozní síla F_p , která je $9300N$. Součinitel tření mezi brzdovým třmenem a konzolou uchycení brzdového třmenu je $0,18$ (tabulková hodnota), ale s větší hodnotou opracování povrchu dosedacích ploch můžeme součinitel zvýšit a tím snížit potřebné předpětí ve spojovaných součástích. Z minulé kapitoly a vzorce (82) vyplývá, že velikost potřebného předpětí je:

$$F_i \geq \frac{k \cdot F_{celk}}{f \cdot i_s} = \frac{1 \cdot 9300}{0.18 \cdot 2} = 25833N \quad (83)$$

Materiál šroubu je volen ISO 9.8, který má mez kluzu $R_e=720MPa$ a mez pevnosti $R_m=900MPa$. Šrouby mají předpětí o velikosti $F_i=25\,833N$ (83). Zatěžování je míjivou provozní silou o maximální velikosti pro jeden šroub $F_p=4650N$ s modifikovanou mezí únavy válcových závitů šroubů pro ISO 9.8 $\sigma_c'=140MPa$ dle uvedené literatury [2]. Kontrola těchto šroubů bude spočívat v bezpečnosti vůči MSP a únavovému poškození.

**Analytická kontrola šroubového spojení v uchycení brzdového třmene s konzolou přední
těhlici**

Předpětí ve šroubu:

$$\begin{aligned}\sigma_i &= \frac{F_i}{A_t} = \frac{25833}{64,49} = \\ &= 400,581 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (84)$$

- **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti (vzniku plastické deformace):**

Napětí ve šroubu:

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{C_{1A} \cdot F_p}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = \frac{0,447 \cdot 4650}{64,49} + \frac{25833}{64,49} = \\ &= 432,802 \text{ N}\end{aligned}\quad (85)$$

Pokud by došlo k MSP, musela by mezní síla být k_k -krát větší než je provozní síla F_p a napětí ve šroubu by bylo na mezi kluzu [2]:

$$\begin{aligned}R_e &= \frac{C_{1A} \cdot k_k \cdot F_p}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \Rightarrow k_k = \frac{R_e \cdot A_t - F_i}{C_{1A} \cdot F_p} = \frac{720 \cdot 64,49 - 25833}{0,447 \cdot 4650} = \\ &= 9,9\end{aligned}\quad (86)$$

Bezpečnost k MSP vyhovuje.

- **Bezpečnost vůči únavovému poškození podle Goodmanova kritéria:**

Provozní amplituda napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{C_{1A} \cdot F_p}{2 \cdot A_t} = \frac{0,447 \cdot 4650}{2 \cdot 64,49} = \\ &= 16,111 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (87)$$

Mezní amplituda napětí (souřadnice bodů, kde zátěžná přímka protíná křivku daného kritéria):

$$\begin{aligned}\sigma_{AGoodman} &= \frac{\sigma_c \cdot (R_m - \sigma_i)}{R_m + \sigma_c} = \frac{140 \cdot (720 - 400,581)}{720 + 140} = \\ &= 67,229 \text{ MPa}\end{aligned}\quad (88)$$

Bezpečnost je poměr mezní a provozní amplitudy:

$$\begin{aligned}n_{fGoodman} &= \frac{\sigma_{AGoodman}}{\sigma_a} = \frac{67,229}{16,111} = \\ &= 4,2\end{aligned}\quad (89)$$

Vypočítaná bezpečnost vůči únavovému porušení podle Goodmanova kritéria je dostatečná.

Kontrola šroubového spojení horních segmentů

Spojení bude realizováno dvěma šrouby s použitou třídou materiálu ISO 8.8, která má mez kluzu šroubu $Re=660MPa$ a mez pevnosti $Rm=830MPa$. Velikost předpětí u těchto šroubů je na mezi kluzu $F_i=30500N$ [3] o utahovacím momentu $M_u=42Nm$. Zatěžování je míjivou provozní silou o maximální velikosti $F_{pp}=1300N$ u přední těhlice a $F_{pz}=1200N$ u zadní těhlice. Modifikovaná mez únavy válcových závitů šroubu pro ISO 8.8 je $\sigma_c=129MPa$ [2]. Kontrola těchto šroubů bude spočívat v bezpečnosti vůči MSP a únavovému poškození.

Analytická kontrola spojení horního segmentu s přední těhlicí

Předpětí ve šroubu:

$$\begin{aligned}\sigma_i &= \frac{F_i}{A_t} = \frac{30500}{61,195} = \\ &= 498,407MPa\end{aligned}\quad (90)$$

- **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti (vzniku plastické deformace):**

Napětí ve šroubu:

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{C_{2A} \cdot F_{pp}}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = \frac{0,397 \cdot 1300}{61,195} + \frac{30500}{61,195} = \\ &= 506,845N\end{aligned}\quad (91)$$

Bezpečnost k MSP [2]:

$$\begin{aligned}R_e &= \frac{C_{2A} \cdot k_k \cdot F_{pp}}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \Rightarrow k_k = \frac{R_e \cdot A_t - F_i}{C_{2A} \cdot F_{pp}} = \frac{660 \cdot 61,195 - 30500}{0,397 \cdot 1300} = \\ &= 19,2\end{aligned}\quad (92)$$

Bezpečnost k MSP vyhovuje.

- **Bezpečnost vůči únavovému poškození podle Goodmanova kritéria:**

Provozní amplituda napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_a &= \frac{C_{2A} \cdot F_p}{2 \cdot A_t} = \frac{0,397 \cdot 1300}{2 \cdot 61,195} = \\ &= 4,219MPa\end{aligned}\quad (93)$$

Mezní amplituda napětí:

$$\begin{aligned}\sigma_{AGoodman} &= \frac{\sigma_c \cdot (R_m - \sigma_i)}{R_m + \sigma_c} = \frac{129 \cdot (660 - 498,407)}{660 + 129} = \\ &= 44,604MPa\end{aligned}\quad (94)$$

Bezpečnost je poměr mezní a provozní amplitudy:

$$n_{f\text{Goodman}} = \frac{\sigma_{A\text{Goodman}}}{\sigma_a} = \frac{44,604}{4,219} = 10,6 \quad (95)$$

Vypočítaná bezpečnost vůči únavovému porušení podle Goodmanova kritéria vyhovuje.

Analytická kontrola spojení horního segmentu se zadní těhlicí

Předpětí ve šroubu (90): $\sigma_i = 498,407 \text{ MPa}$

- **Bezpečnost vůči meznímu stavu pružnosti (vzniku plastické deformace):**

Napětí ve šroubu:

$$\sigma_b = \frac{C_{3A} \cdot F_{pz}}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = \frac{0,378 \cdot 1200}{61,195} + \frac{30500}{61,195} = 505,822 \text{ N} \quad (96)$$

Bezpečnost k MSP [2]:

$$R_e = \frac{C_{3A} \cdot k_k \cdot F_{pz}}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \Rightarrow k_k = \frac{R_e \cdot A_t - F_i}{C_{3A} \cdot F_{pz}} = \frac{660 \cdot 61,195 - 30500}{0,397 \cdot 1200} = 21,8 \quad (97)$$

Bezpečnost k MSP vyhovuje.

- **Bezpečnost vůči únavovému poškození podle Goodmanova kritéria:**

Provozní amplituda napětí:

$$\sigma_a = \frac{C_{3A} \cdot F_{pz}}{2 \cdot A_t} = \frac{0,378 \cdot 1200}{2 \cdot 61,195} = 3,708 \text{ MPa} \quad (98)$$

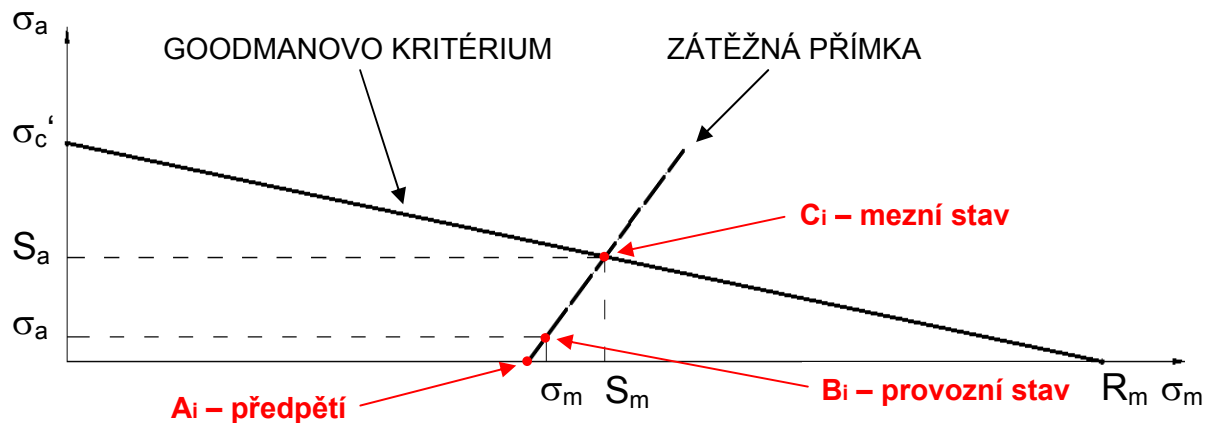
Mezní amplituda napětí (94): $\sigma_{A\text{Goodman}} = 44,604 \text{ MPa}$

Bezpečnost je poměr mezní a provozní amplitudy:

$$n_{f\text{Goodman}} = \frac{\sigma_{A\text{Goodman}}}{\sigma_a} = \frac{44,604}{3,798} = 12 \quad (99)$$

Vypočítaná bezpečnost vůči únavovému porušení podle Goodmanova kritéria vyhovuje.

Ukázka Haighova diagramu pro Goodmanovo kritérium z analytické kontroly šroubového spojení v uchycení brzdového třmene s konzolou přední těhlice v měřítku 1:1



Graf 1 Ukázka Goodmanova kritéria v měřítku 1:1 pro šroubové spojení v uchycení brzdového třmene s konzolou přední těhlice

Graf 1 znázorňuje závislost amplitudy napětí a střídavého napětí. Kde zatěžovací dráha je lineární. Hodnoty odpovídají z analytické kontroly šroubového spojení v uchycení brzdového třmene s konzolou přední těhlice, dle nichž je zkonstruován graf 1, jsou:

Mez pevnosti materiálu
Provozní amplituda
Modifikovaná mez únavy
Předpětí ve šroubu
Střední napětí
Mezní amplituda napětí

$R_m = 900 \text{ MPa}$
 $\sigma_a = 16,1 \text{ MPa}$
 $\sigma_c' = 140 \text{ MPa}$
 $\sigma_i = 400,6 \text{ MPa}$
 $\sigma_m = S_m = 416,7 \text{ MPa}$
 $\sigma_{A\text{Goodman}} = S_a = 67,2 \text{ MPa}$

6.5 Realizace předpětí ve šroubovém spoji

Velké procento předepjatých šroubů se dosud utahuje na potřebné předpětí běžnými šroubovými klíči podle citu dělníka. Je samozřejmé, že předpětí takto utažených šroubů značně kolísá. Tomuto kolísání se nezabrání ani tehdy, utahuje-li šroub jeden a tentýž zkušený dělník. To je způsobeno nepozorností, která je zaviněna vzrůstající pracovní únavou.

Pro utahování jakostních šroubů se má použít výhradně jakostních zavřených klíčů nástrčkových, protože čelisti otevřených klíčů se velmi často rozevrou a poškodí šestihran hlavy nebo matice. Pro utahování šroubů velkých průměrů se s oblibou používá klíčů s krátkou rukojetí. Utahovací síla se na tomto klíči vyvine údery kladiva na hlavici, kterou je zakončená krátká rukojeť. Šrouby utahované tímto způsobem jsou namáhány nejenom kroucením, ale i ohybem. U krátkých šroubů je přídavné ohybové napětí zanedbatelné. Podobně je tomu u dlouhých šroubů, které se vlivem ohybu opírou o okraj díry pro šroub. Nebezpečných hodnot nabývá toto ohybové napětí u šroubů středně dlouhých a může být příčinou poškození.

Má-li být při montáži velmi namáhaných šroubů zaručeno dodržení určitého předpětí F_i , nebo má-li být dodrženo alespoň v určitých mezích daných rozptylem součinitelem tření, je nutno použít některého z následujících způsobů realizace žádaného předpětí:

- a) momentovými klíči
- b) elektrickými nebo pneumatickými utahováký
- c) měřením úhlu dotažením matice nebo šroubu
- d) měřením prodloužení šroubu
- e) dotažením speciálně upravených šroubů nebo podložek

Na Formuli SAE bude provedena realizace žádaného předpětí pomocí momentového klíče:

Momentové klíče, jimiž se utahují předepjaté šrouby, jsou upraveny tak, že dovolují buď měření točného momentu potřebného pro utažení šroubu na žádané předpětí, nebo se při dosažení potřebného momentu automaticky vypnou a nedovolí další utahování.

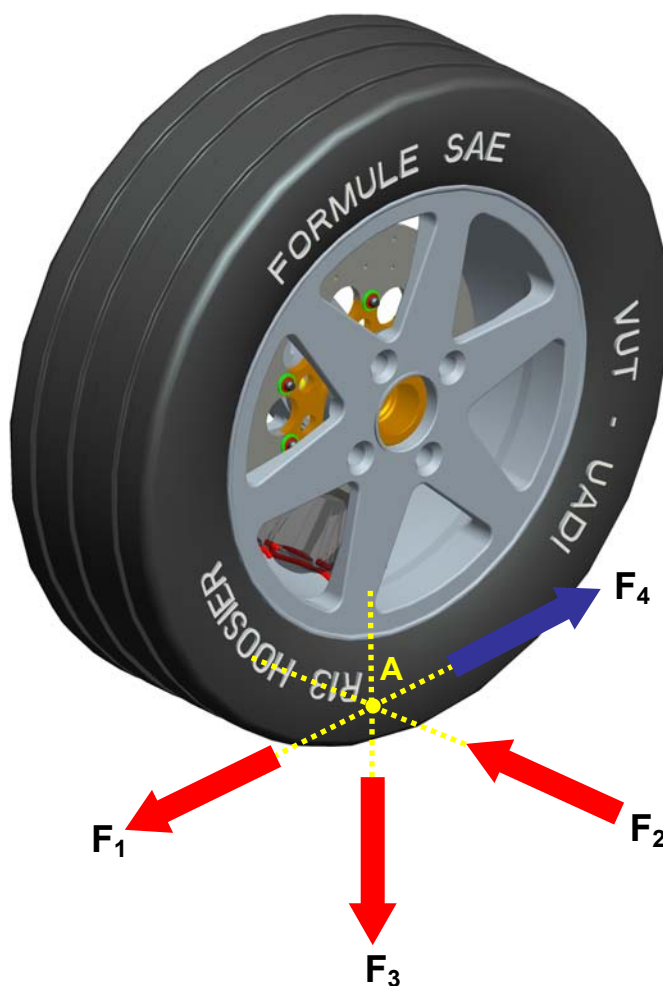


Obr. 50 Pneumatický utahovák a momentové klíče [2]

7 Síly a jízdní stavy pro analýzu těles v MKP

7.1 Síly působící na těhlice

Při jízdě vozidla jsou od kola na ramena náprav a na rám přenášeny síly a momenty. V případě přední nepoháněné nápravy jsou to podélná (brzdná) síla, boční síly zajišťující řiditelnost, síla tíhová od vlastní hmotnosti vozu, která spolu s třením umožňuje působení ostatních sil. Dále pak řídicí síly, rázy od nerovností vozovky apod. U zadní poháněné nápravy je navíc hnací síla, která je na obr. 51 označena modrou barvou. Obr. 51 ukazuje směry vektorů těchto sil.



Legenda obr. XY:

F_1 – brzdná síla
 F_2 – boční síla
 F_3 – tíhová síla
 F_4 – hnací síla
 A – bod styku
pneumatiky s
vozovkou

Obr. 51 Síly působící na vozidlové kolo

Při provozu formulového vozu vznikají rozličné jízdní stavy, lišící se velikostmi a směry vektorů sil působících na kola. Z těchto jízdních stavů byly vybrány čtyři pro přední a zadní kolo, které mají nejhorší jízdní vlastnosti, jak velikostmi sil, tak jejich průběhem. A to následující:

- přejezd nerovnosti
- vozovka s výmoly
- prudké brzdění
- prudká akcelerace

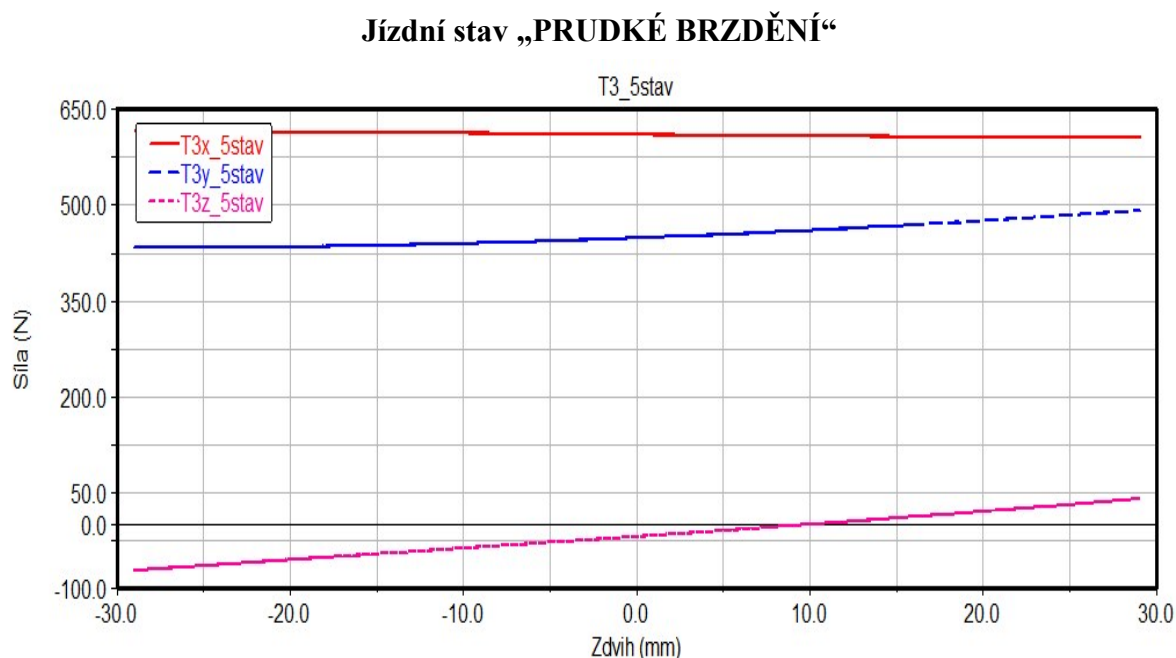
Aby bylo možné zjistit tyto jízdní stavy, bylo nutné určit polohu bodu, ve kterém působí jednotlivé síly. Bod „A“ obr. 51 se nachází ve středu styku pneumatiky s vozovkou tzn. ve vzdálenosti rozchodu kola, tato hodnota pro přední těhlici je uvedena v tab. 9 a pro zadní těhlici v tab. 12 s 2° odklonem předního a zadního kola.

Zjištěním sil působících na kolo bylo možné určit síly, které působí v kloubech zavěšení v těchto jízdních stavech. Byly získány z programu odladění náprav v systému ADAMS. Síly v kloubech zavěšení jsou udávány v osách souřadného systému SSPN pro přední nápravu a SSZN pro zadní nápravu. V následujících kapitolách jsou příklady grafů, které mi poskytli kolegové zabývající se kinematikou přední a zadní nápravy, vidíme na nich průběhy sil v jednotlivých bodech těhlic při jízdních stavech, přičemž nejvyšší hodnota každé síly je použita v simulačním programu.

7.2 Průběh jízdních stavů a sil působících na těhlice

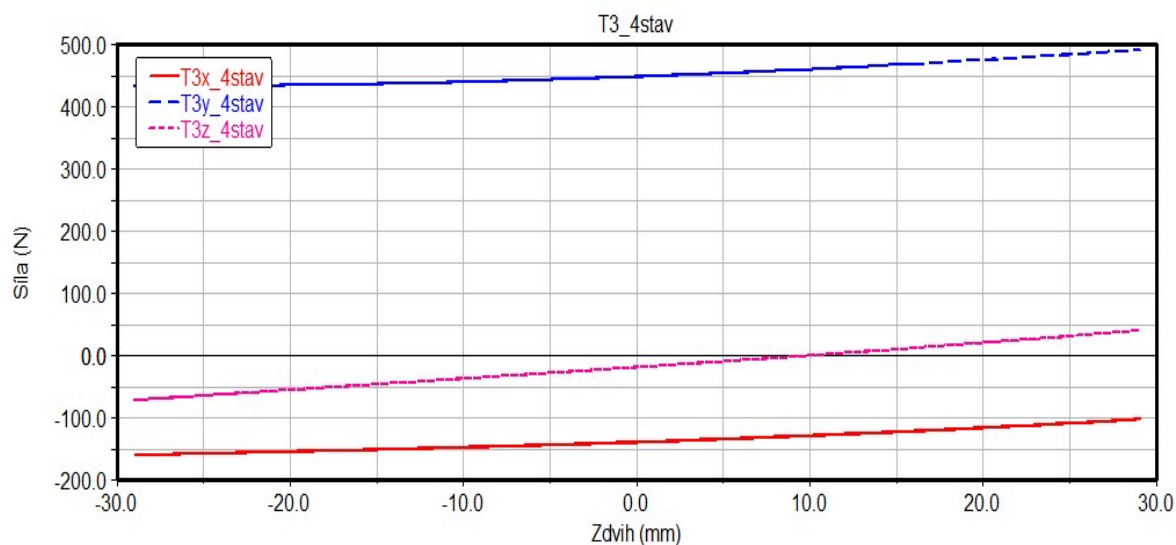
Grafy znázorňují průběhy sil v jednotlivých osách (bodech) působících na přední a zadní nápravu při propružení, které mi byly poskytnuty od kolegů zabývajících se geometrií nápravy vozu. Udávané síly jsou v „osách x, y, z“ – barvy dle legendy. Nejvyšší hodnota každé síly je použita pro MKP analýzu přední a zadní těhlice.

7.2.1 Průběh jízdních stavů přední těhlice



Graf 2 Průběh sil v jednotlivých osách v závislosti na zdvihu nápravy, bod T1

Jízdní stav „VOZOVKA S VÝMOLY“



Graf 3 Průběh sil v jednotlivých osách v závislosti na zdvihu nápravy, bod T1

7.2.2 Síly v kloubech zavěšení přední těhlice

Výsledné maximální velikosti sil působících na *přední těhlici*, která jsou odečtena z grafů zjištěným programem ADAMS v jednotlivých bodech

Jízdní stav „přejezd nerovnosti“

PŘEJEZD NEROVNOSTI			
Body na přední těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	4	1233	42
T2	-111	-254	7
T3	-106	660	-28

Tab. 14 Síly v jednotlivých bodech přední těhlice, přejezd nerovnosti

Jízdní stav „vozovka s výmoly“

VOZOVKA S VÝMOLY			
Body na přední těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	-14	1771	400
T2	-139	-320	-22
T3	-102	802	64

Tab. 15 Síly v jednotlivých bodech přední těhlice, vozovka s výmoly

Jízdní stav „prudké brzdění“

PRUDKÉ BRZDĚNÍ			
Body na přední těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	1543	161	-158
T2	82	188	-5
T3	610	334	23

Tab. 16 Síly v jednotlivých bodech přední těhlice, prudké brzdění

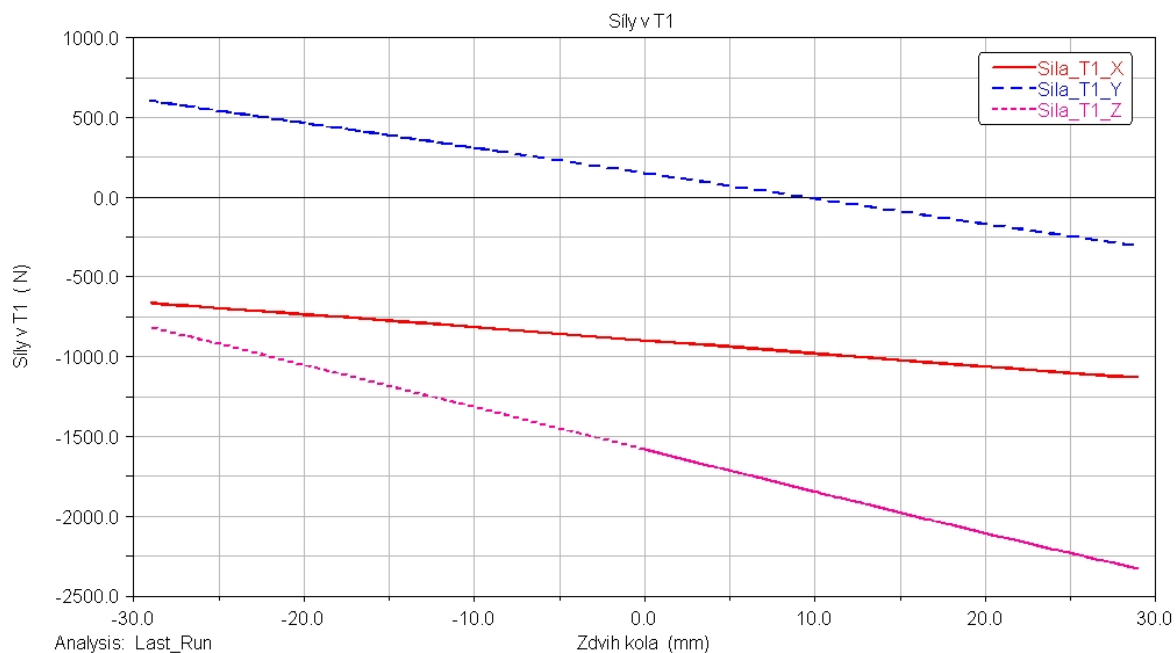
Jízdní stav „prudká akcelerace“

PRUDKÁ AKCELERACE			
Body na přední těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	3	663	23
T2	-65	-149	4
T3	-62	448	-19

Tab. 17 Síly v jednotlivých bodech přední těhlice, prudká akcelerace

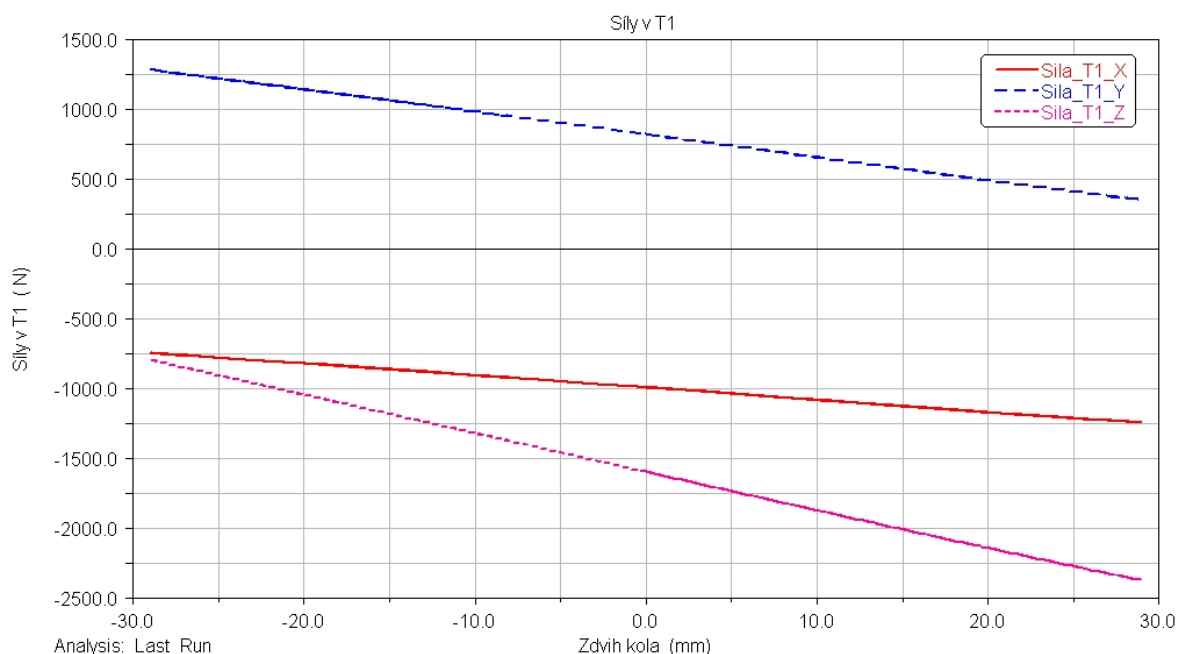
7.2.3 Průběh jízdních stavů zadní těhlice

Jízdní stav „PŘEJEZD NEROVNOSTI“



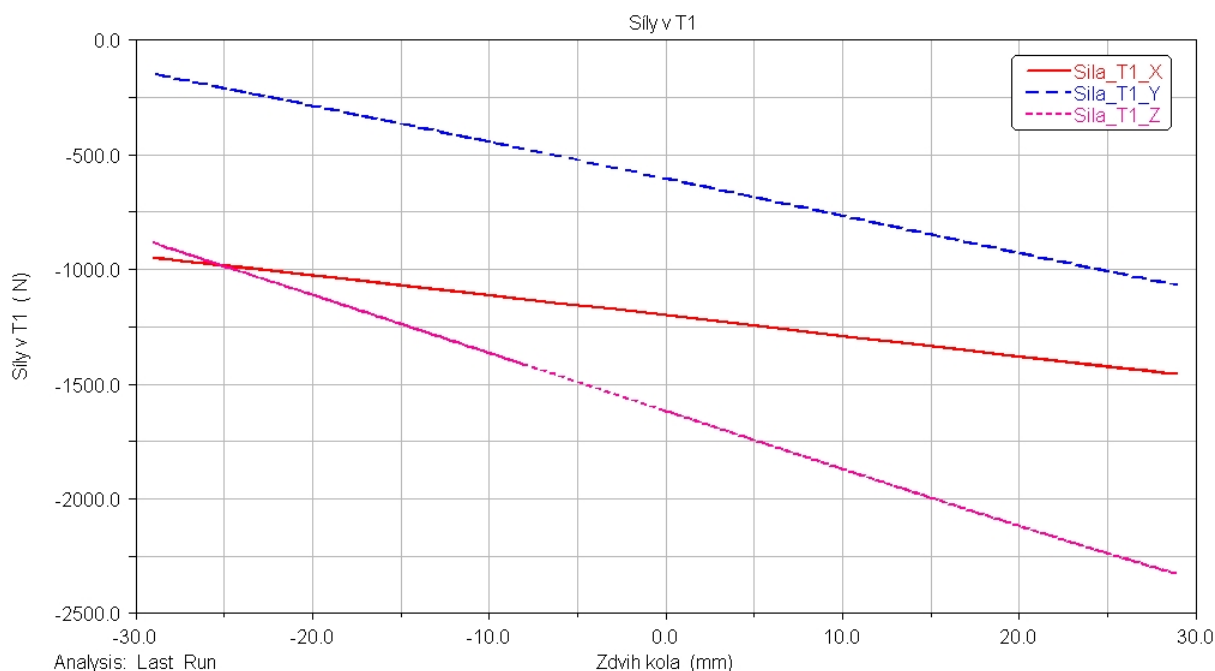
Graf 4 Průběh sil při stavu „přejezd nerovnosti“ v jednotlivých osách v závislosti na zdvihu nápravy, bod T1

Jízdní stav „VOZOVKA S VÝMOLY“



Graf 5 Průběh sil při stavu „vozovka s výmoly“ v jednotlivých osách v závislosti na zdvihu nápravy, bod T1

Jízdní stav „PRUDKÁ AKCELERACE“



Graf 6 Průběh sil při stavu „prudká akcelerace“ v jednotlivých osách v závislosti na zdvihu nápravy, bod T1

7.2.4 Síly v kloubech zavěšení zadní těhlice

Výsledné maximální velikosti sil působících na *zadní těhlici*, která jsou odečtena z grafů zjištěným programem ADAMS v jednotlivých bodech

Jízdní stav „přejezd nerovnosti“

PŘEJEZD NEROVNOSTI			
Body na zadní těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	-1134	-309	-2333
T2	-9	49	-8
T3	380	651	-75

Tab. 18 Síly v jednotlivých bodech zadní těhlice, přejezd nerovnosti

Jízdní stav „vozovka s výmoly“

VOZOVKA S VÝMOLY			
Body na zadní těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	-990	822	-1596
T2	-10	56	-4
T3	452	819	-37

Tab. 19 Síly v jednotlivých bodech zadní těhlice, vozovka s výmoly

Jízdní stav „prudké brzdění“

PRUDKÉ BRZDĚNÍ			
Body na zadní těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	-146	-832	-1512
T2	-67	365	-28
T3	-302	-253	5

Tab. 20 Síly v jednotlivých bodech zadní těhlice, prudké brzdění

Jízdní stav „prudká akcelerace“

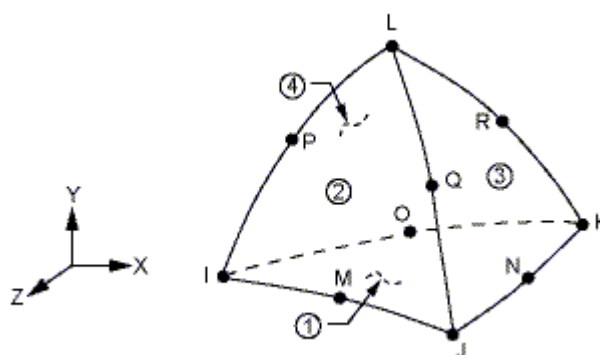
PRUDKÁ AKCELERACE			
Body na zadní těhlici	Síly v jednotlivých osách F[N]		
	x	y	z
T1	-1202	-606	-1623
T2	73	-394	30
T3	571	694	-24

Tab. 21 Síly v jednotlivých bodech zadní těhlice, prudká akcelerace

8 Analýza modelu těles v MKP

Ze zjištěných sil, která působí na vozidlová kola, poté odsimulování jízdních stavů v programu ADAMS a odečtení maximálních působících sil v jednotlivých bodech, můžu začít analyzovat metodou konečných prvků v programu ANSYS navrhnuté modely. V první řadě spočítám analýzu modelu horních segmentů přední a zadní těhlice, které následně optimalizuji na vhodný tvar, který ušetří hmotnost celé sestavě těhlic. V dalším kroku analyzuji sestavu přední a zadní těhlice a jejich následné alternativní řešení.

Základním použitým prvkem pro konečnoprvkovou síť modelu horních segmentů a těhlic je použit SOLID187, který má kvadraticky posunuté reagování a je vhodný k modelování neregulérních sítí, jako jsou produkty z různých CAD/CAM systémů. Jedná se o prvek definovaný 10-ti uzly, které mají tři stupně volnosti na každém uzlu.



Obr. 52 Tvar prvku SOLID187 [5]

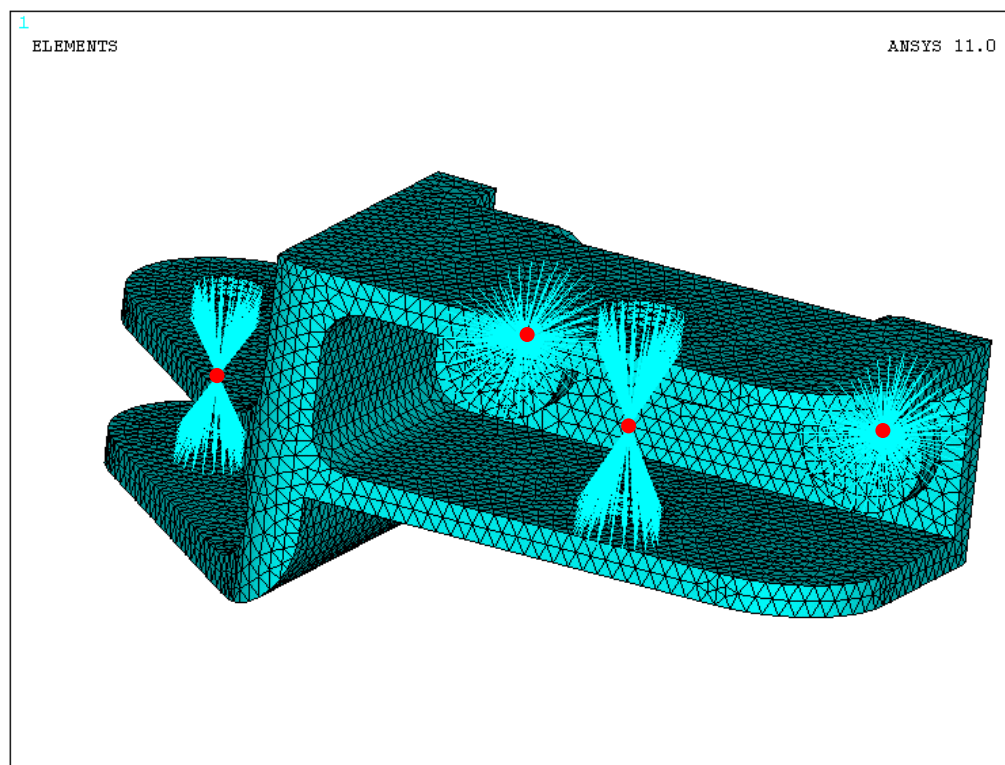
Analýzou horních segmentů a těhlic bude důležitým faktorem sledování koncentrace napětí, nebo-li maximální hodnota redukovaného napětí. Přestože jsou součástí únavově namáhána, budu hodnotit maximální vyvoditelné zatížení jízdním stavem pro statické posouzení dle koeficientu bezpečnosti (100), kde σ_k ($R_{p0,2}$) je mez kluzu materiálu viz. kap. 5. a σ_{redMAX} – maximální redukované napětí, které nastalo při zvolené podmínce, viz. níže. Výsledkem analýz jsou isoplochy redukovaného napětí dle podmínky von – Mises, nebo také HMM. Redukované napětí σ_{red} jsou stanovena v soulase s kritérii definující pevnost elementu materiálu při kombinovaném namáhání. Redukované napětí σ_{red} je v podstatě jednoosá tahová napjatost elementu materiálu, který odpovídá pevnostně témuž elementu při kombinovaném namáhání. Existuje několik teorií např. teorie maximálního poměrného prodloužení (Saint – Venant), ale v našem případě vycházíme z teorie potenciální energie na změnu tvaru (Huber-Mises-Hencky – HMM) nebo-li **von Mises stress**.

$$k_k = \frac{\sigma_k}{\sigma_{redMAX}} \quad (100)$$

8.1 Zadání okrajových podmínek a zátěžných sil

Důležitým krokem pro výpočet napjatosti a deformace metodou konečných prvků bylo upevnění modelu v prostoru tak, aby nemohlo dojít k jeho samovolnému pohybu, a tak i havarování výpočtu. To spočívalo ve správném nahrazení vazeb a zvolení vhodných elementů pro zadání okrajových podmínek. V mém případě se jedná o nahrazení sférické vazby, která je umístěna v horních segmentech a v dolní části přední a zadní těhlice. Návrh prošel řadou možností a postupným laděním se jevil nejvhodněji zvolený způsob, který je ukázán v samotné analýze následujícího řešení. Prutová náhrada představuje tzv. přesýpací hodiny, kde střední část – bod, který je společným bodem, do kterého se realizovalo zatížení okrajových podmínek pro analýzu. Prutové náhrady se realizují pomocí makra z příkazového řádku v prostředí ANSYS. Výpočet se provedl pro jednotlivé nejhorší jízdní stavy.

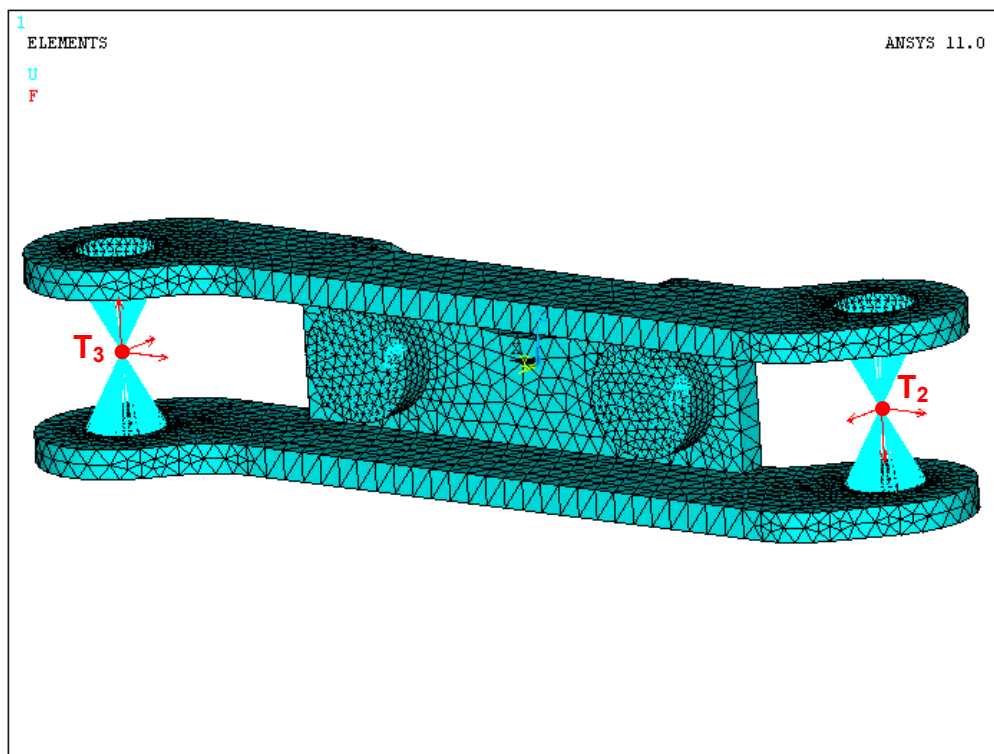
Síly přenesené do ramen v opačném směru (akce – reakce) namáhají celek těhlice a vytvářejí zatěžující momenty. Pro zadání silových podmínek horních segmentů přední a zadní těhlice spočívalo ve vytvoření prutových náhrad v okách průchodu šroubu, který prochází skrz uniball, kde byl použit prvek MPC184 (rigid beam), který nám zaručí zcela tuhou, nedeformovatelnou náhradu prutu. Vazbové podmínky se realizovaly v místech, kde prochází šroub horním segmentem a tělesem těhlice, kde byl vytvořen model šroubu, do kterého se umístily prutové náhrady *obr. 53*. Jednotlivé body *obr. 53* umožňují zadávání okrajových podmínek.



Obr. 53 Ukázka prutových náhrad v horním segmentu přední těhlice

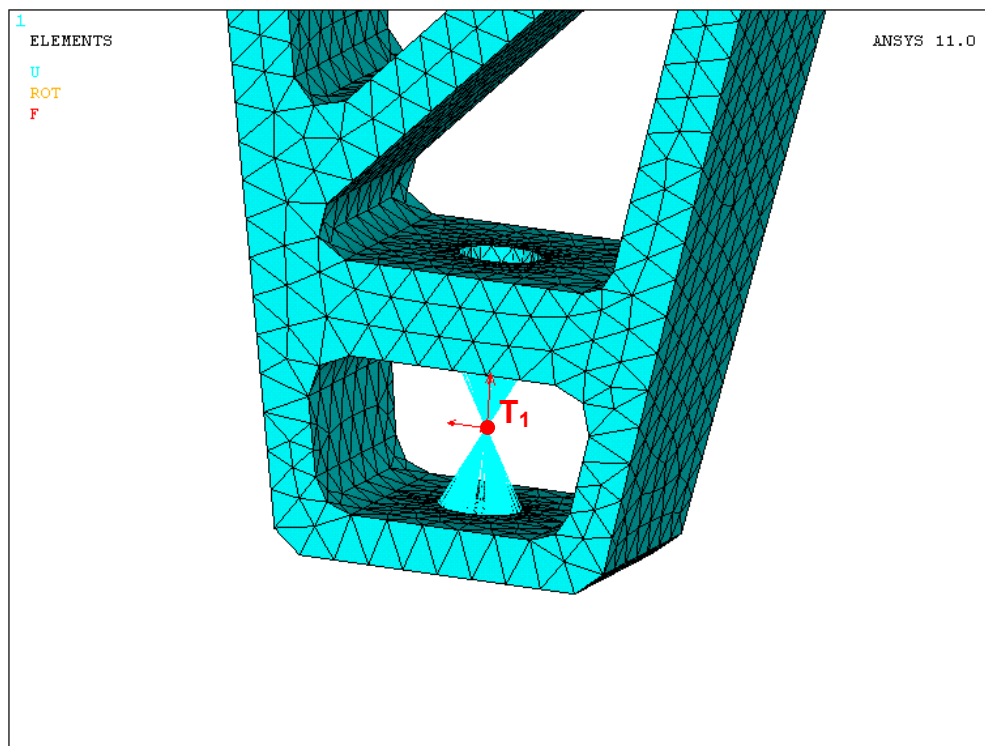
Velikosti zátěžných sil, které se aplikovaly do jednotlivých bodů těhlic jsou uvedeny v *tab. 14-21* dle jízdních stavů přední a zadní těhlice.

Aplikování zátěžných sil na horním segmentu zadní těhlice



Obr. 54 Zadání okrajových podmínek horního segmentu zadní těhlice

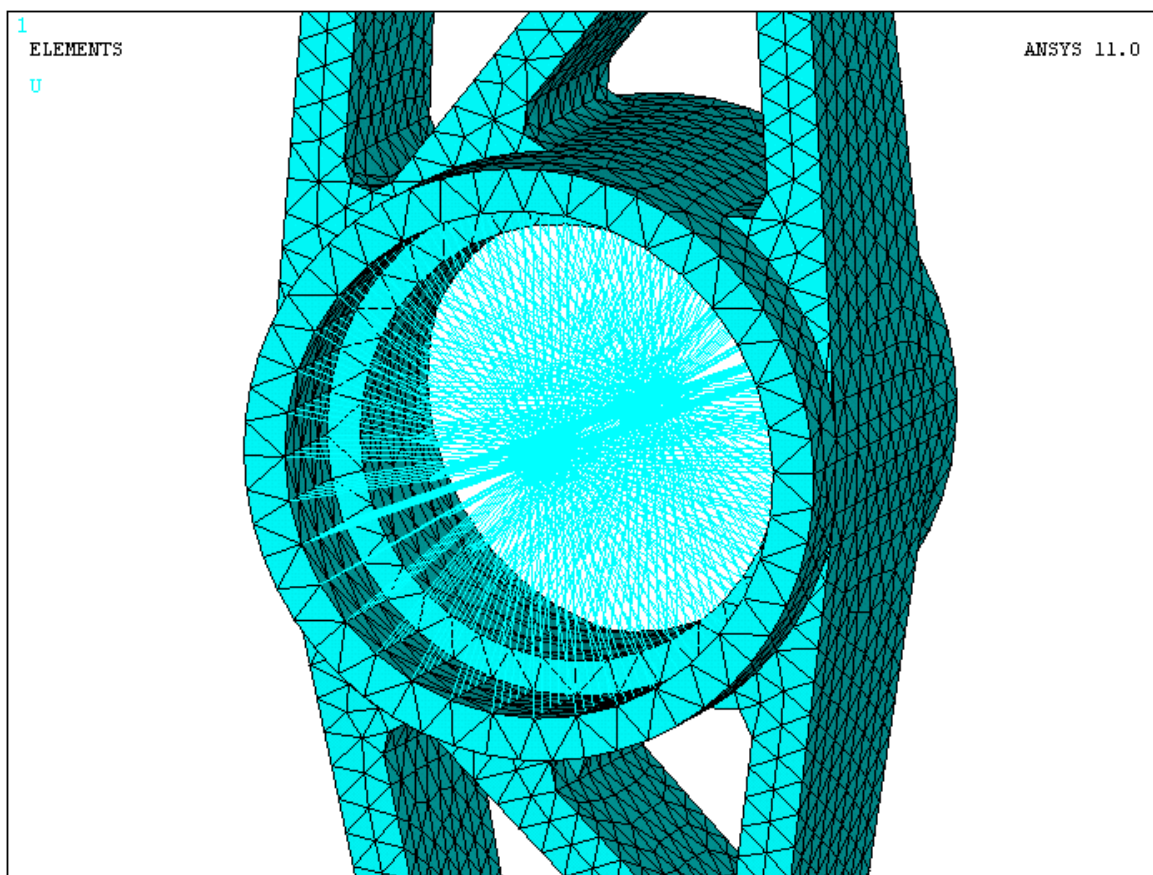
Aplikování zátěžných sil v dolním uložení těhlic



Obr. 55 Ukázka zatížení v dolní části těhlic

Vnitřní část přední a zadní těhlice je vyplněna prutovými náhradami v náboji kola, kde jsou umístěna ložiska. Jako element je zde použit LINK10, který má specificko-typickou část bilineární tuhostní matice vyplývající z jednoosé tahové nebo tlakové napjatosti elementu. Tento prvek je použitelný pro statické upevňování prutu aplikací, kde vstup upevňovacího prutu je modelován s jedním elementem. Výhodou tohoto použitelného elementu je i ve sledování průběhu koncentrace napětí a deformace kolem části náboje. Tomuto prvku se dají přednastavit vlastnosti použitelného materiálu prutových náhrad.

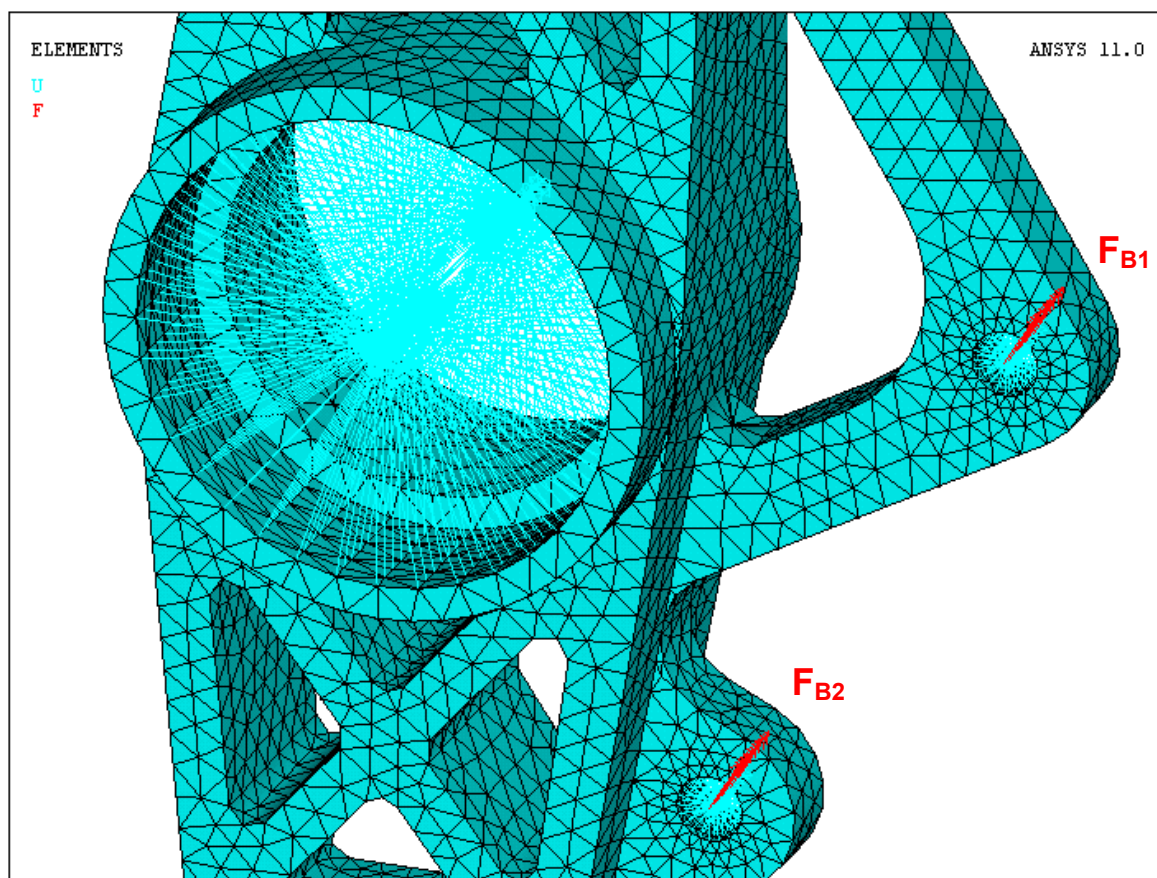
Zamezení posuvu je zde realizováno ve všech směrech X, Y, Z. Toto řešení se ukázalo jako nejvhodnější pro sledování průběhů napětí těhlic.



Obr. 56 Ukázka okrajové podmínky v náboji zadní těhlice

Zatěžující síly mění svojí hodnotu ve všech jízdních stavech. Zatěžování stavem brzdění u přední a zadní těhlice je odlišný v tom, že přední těhlice obsahuje navíc konzolu pro uchycení brzdového třmene, kde velikost brzdící síly je $F_B = 9300\text{N}$. Jedná se o vcelku velké zatížení oproti ostatním jízdním stavům, a proto bude zajímavé jí aplikovat na těleso. Tato síla působí ve směru spojnice děr pro připojení brzdového třmene, ve směru otáčení brzdového kotouče tzn. směr tečny. Pro každý otvor se dělí na dvě poloviční síly F_{B1} , F_{B2} .

Brzdová síla vyvolaná stavem brzdění na přední těhlici



Obr. 57 Zatížení v konzole přední těhlice při stavu brzdění

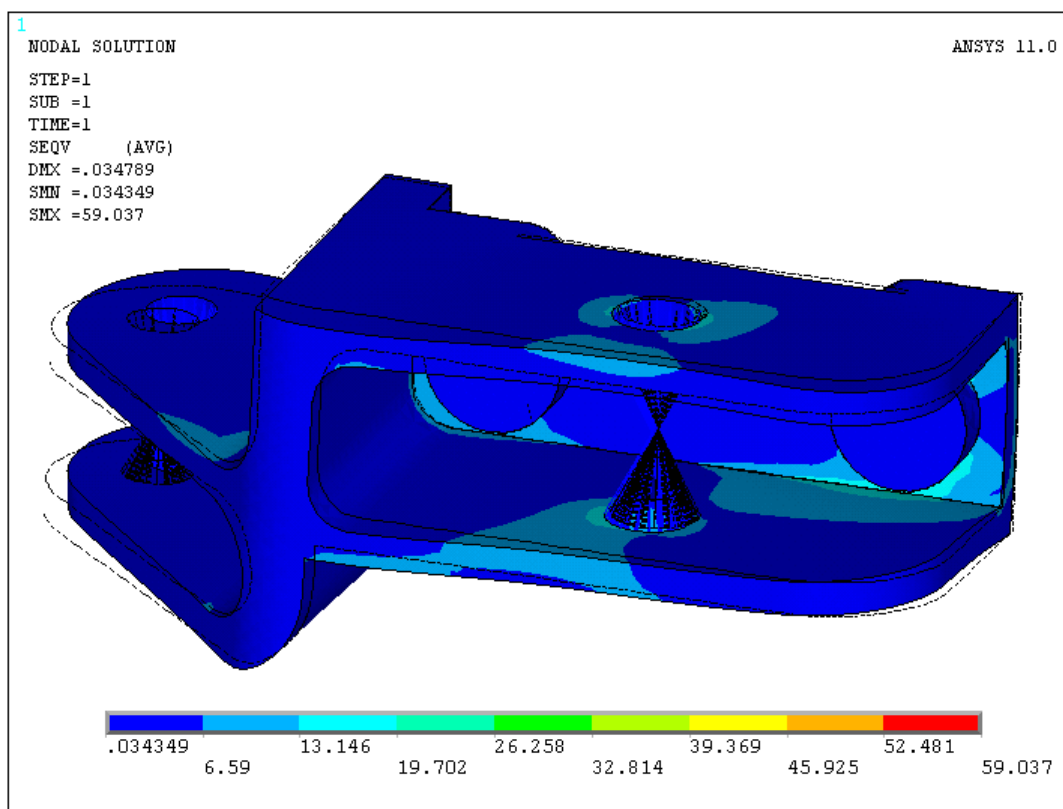
Po importaci modelu horních segmentů a těhlic z programu ProEnginner do programu Ansys je zvolen materiál slitina-hliník, která má tyto základní parametry, modul pružnosti materiálu $E=68GPa$, hodnota Poissonova čísla $\mu = 0,35$ a, hustotě $\rho=2700kg/m^3$. S tímto materiálem je provedena analýza těles.

8.2 Analýza napjatosti a deformace horního segmentu přední těhlice

Stav, u kterého hodnota redukovaného napětí dosahovala nejvyšší hodnoty, je stav „vozovka s výmoly“ pro horní segment přední těhlice.

Z analýzy horního segmentu přední těhlice je patrné, že je těleso dost předimenzováno materiálem. Oblasti, které představují téměř žádné koncentrace napětí je možno odebrat, odebráním materiálu se musí postupovat opatrně, aby nedošlo k velkému poklesu pevnosti celé součásti, nebo-li zvýšení redukovaného napětí a tím snížení bezpečnosti v celém tělese. Takto analyzovaná součást představuje objemový tvar o hmotnosti 0,135kg z materiálu slitiny hliníku. V další kapitole optimalizují součást, kde se ukáže, zda vyhoví danému zatížení při nejhorším jízdnímu stavu.

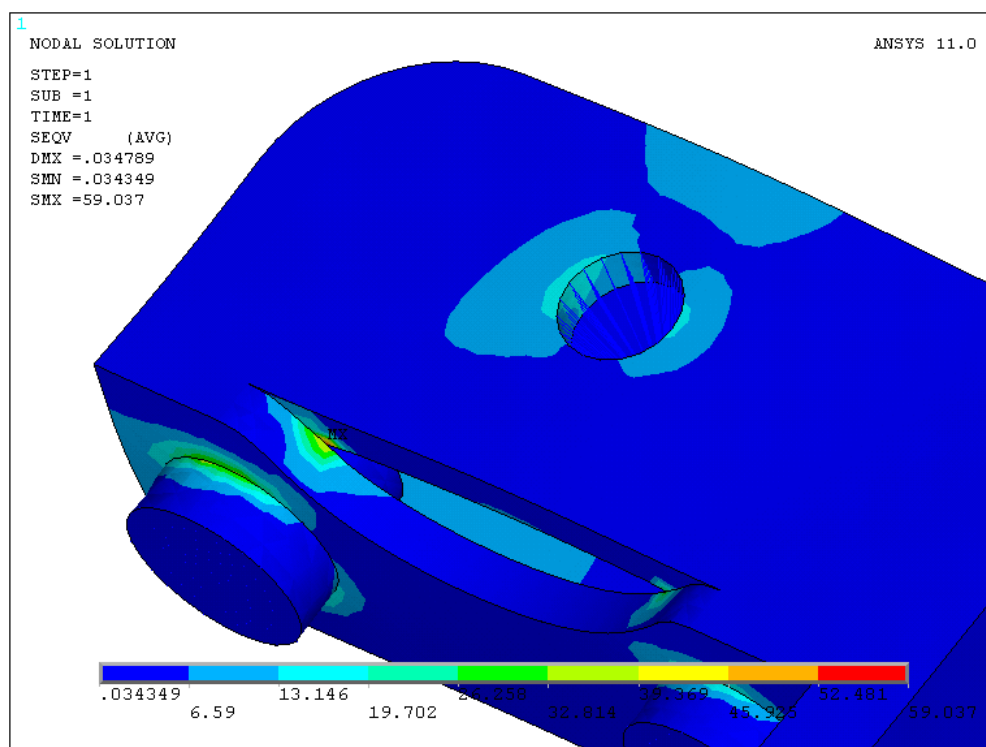
Výsledek jízdního stavu „vozovka s výmoly“ horního segmentu přední těhlice



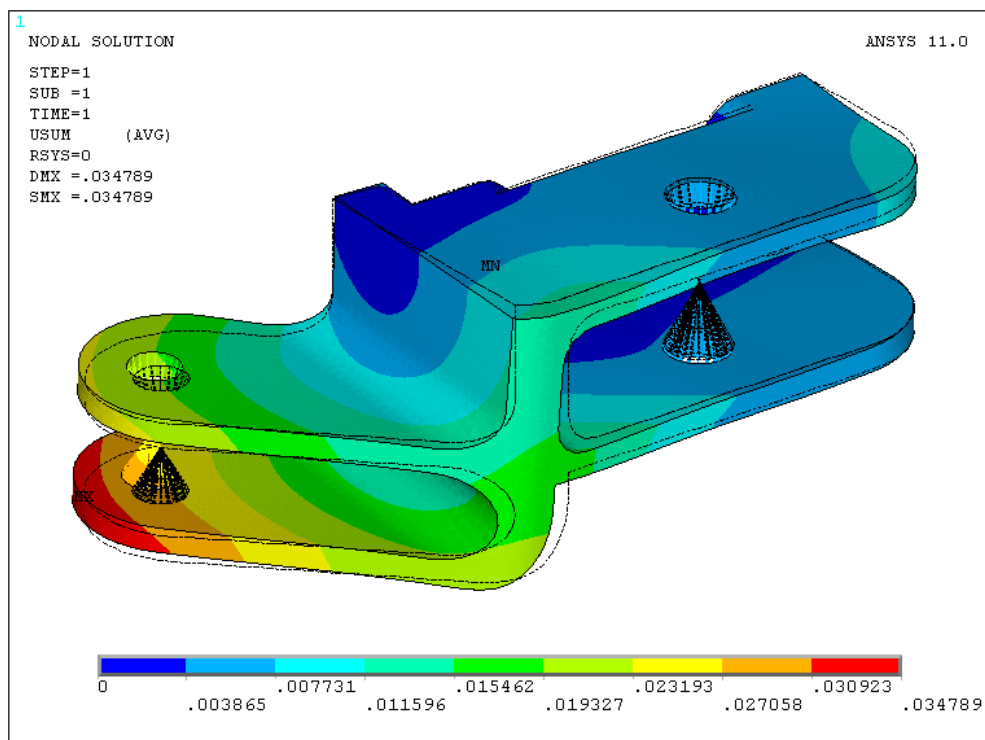
Obr. 58 Analýza horního segmentu přední těhlice, stav „vozovka s výmoly“

Na obr. 59 je zobrazena maximální hodnota koncentrace napětí při tomto jízdním stavu, která činí 59MPa.

Výsledek maximální koncentrace napětí horního segmentu přední těhlice při jízdním stavu „vozovka s výmoly“

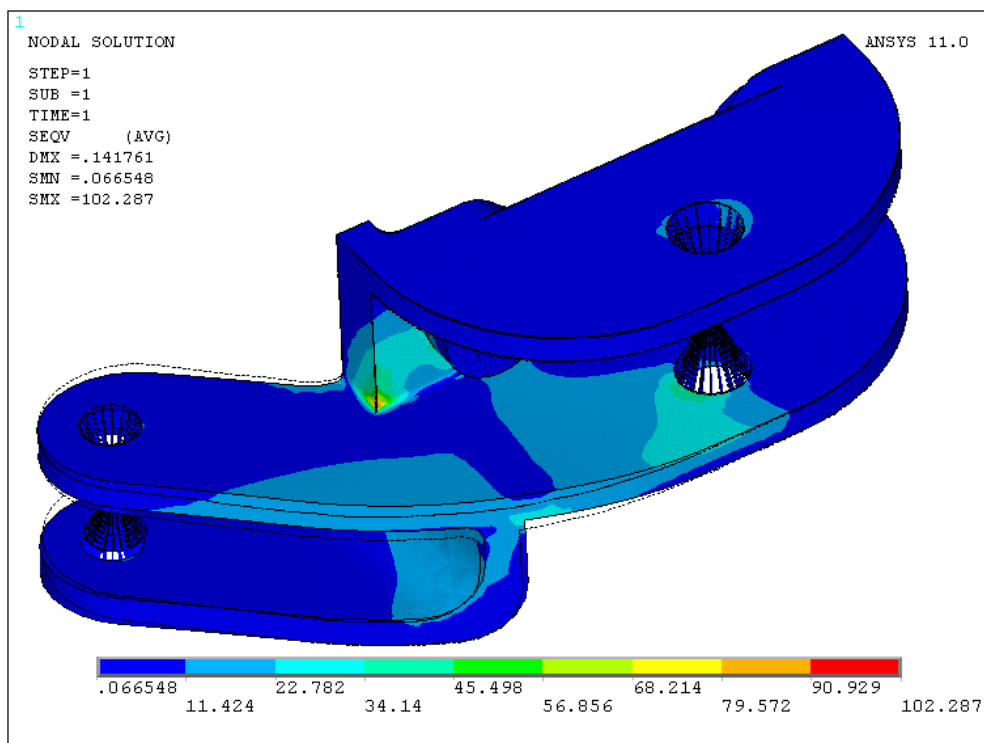


Obr. 59 Maximální koncentrace napětí horního segmentu přední těhlice, stav „vozovka s výmoly“

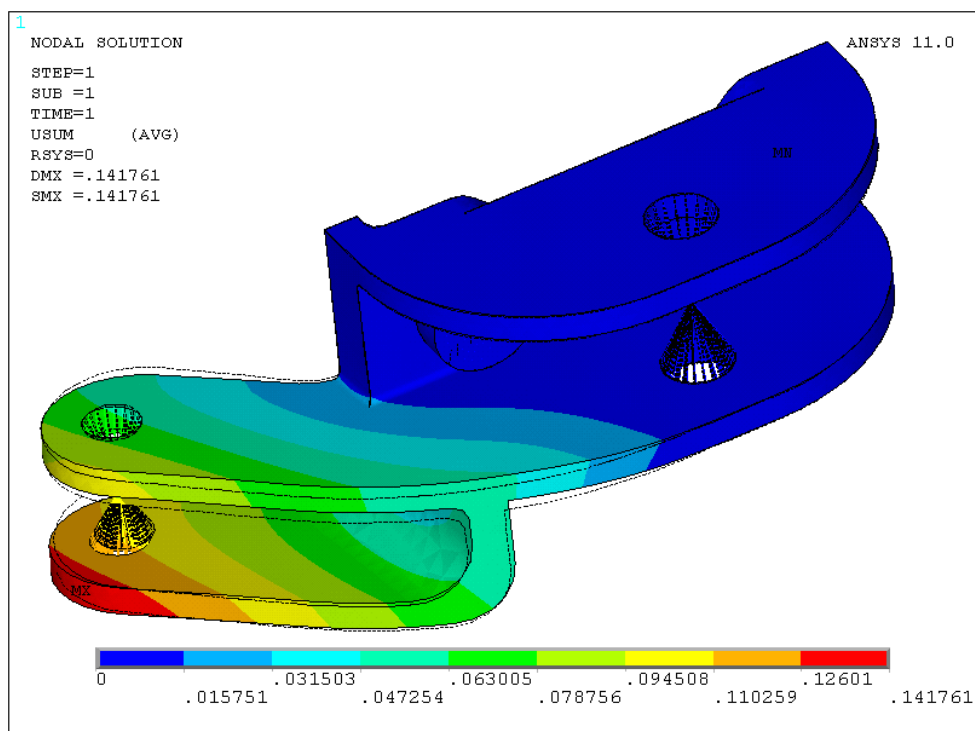


Obr. 60 Průběh deformace horního segmentu přední těhlice, stav „vozovka s výmoly“

8.2.1 Alternativní řešení horního segmentu přední těhlice

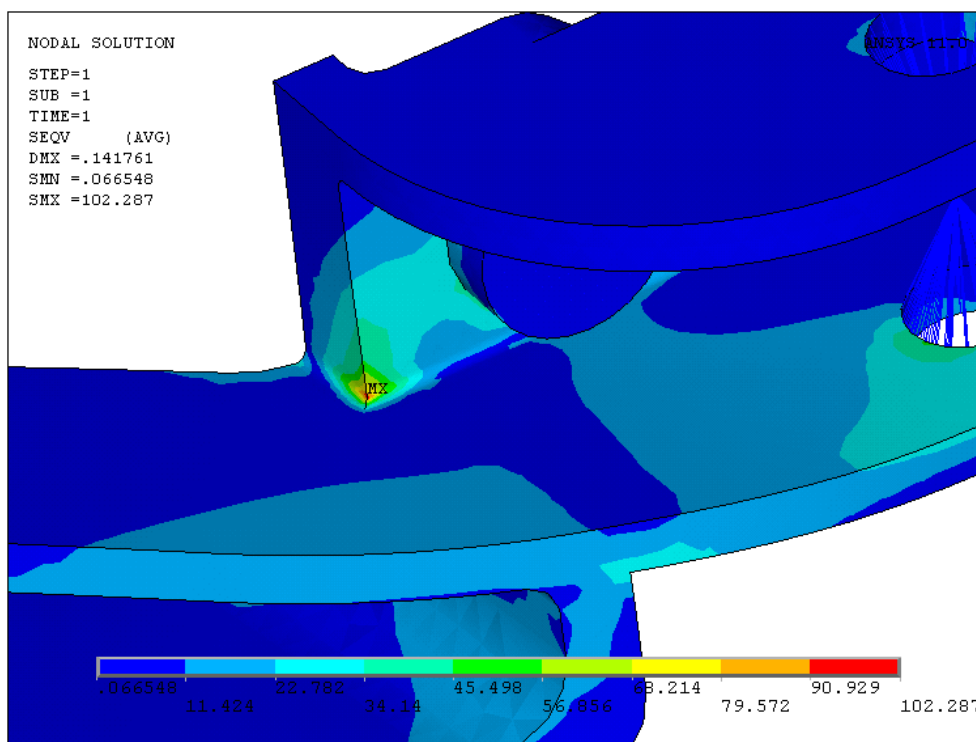


Obr. 61 Alternativní řešení horního segmentu přední těhlice, stav „vozovka s výmoly“



Obr. 62 Průběh deformace alternativní řešení horního segmentu přední těhlice, stav „vozovka s výmoly“

Výsledek maximální koncentrace napětí optimalizovaného segmentu přední těhlice při jízděm stavu „vozovka s výmoly“



Obr. 63 Detail místa s maximální hodnotou koncentrace napětí segmentu přední těhlice

Výsledek optimalizovaného modelu horního segmentu přední těhlice se jevil nejhorší stav „vozovka s výmoly“, stejně jako před optimalizací. Tímto můžeme porovnat hodnoty maximální koncentrace napětí tohoto jízděm stavu.

Tabulka s výslednými hodnotami horního segmentu přední těhlice stavu „vozovka s výmoly“

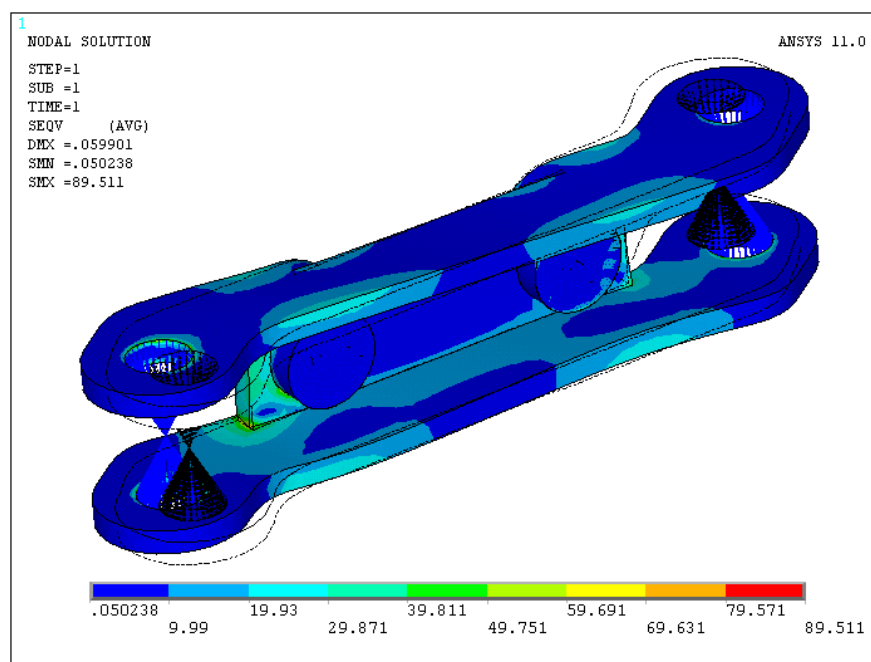
	Hmotnost [kg]	Deformace [mm]	σ_{red} [MPa]	Bezpečnost [-]
Před optimalizací	0,135	0,03	59	4,3
Po optimalizaci	0,094	0,14	102	2,5

Tab. 22 Výsledné hodnoty horního segmentu přední těhlice při stavu „vozovka s výmoly“

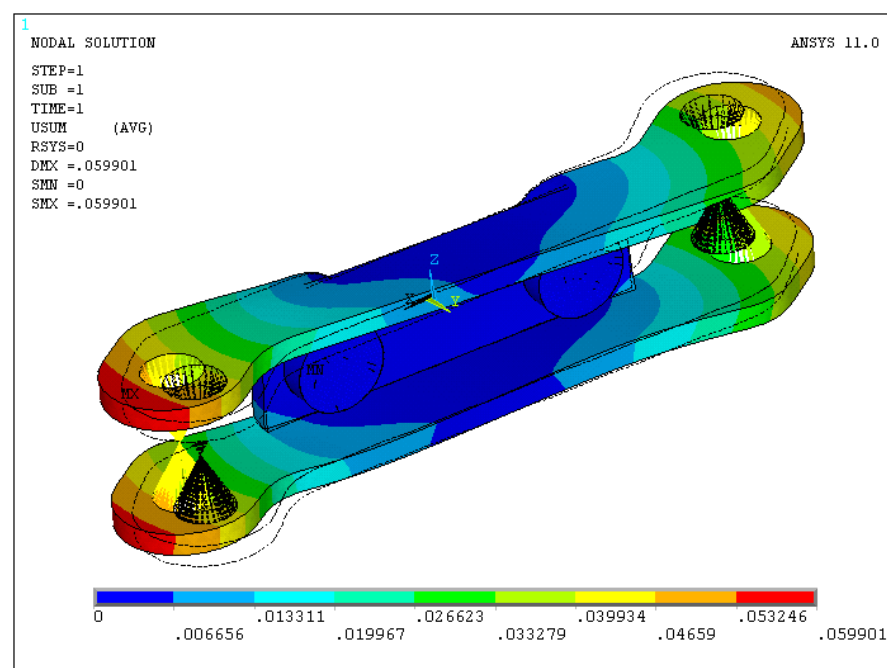
8.3 Analýza napjatosti a deformace horního segmentu zadní těhlice

Nejvíce nepříznivý stav horního segmentu zadní těhlice, který prošel analýzou metody konečných prvků je stav „prudká akcelerace“, jehož analýza je ukázána na obr. 64. Kde je zřejmá koncentrace napětí, hlavně v dolním rohu. Tento nepříznivý účinek koncentrace se dá minimalizovat např. zaoblením hrany, vytvořením radiusu.

Jízdní stav „Prudká akcelerace“



Obr. 64 Analýza horního segmentu zadní těhlice, stav „prudká akcelerace“

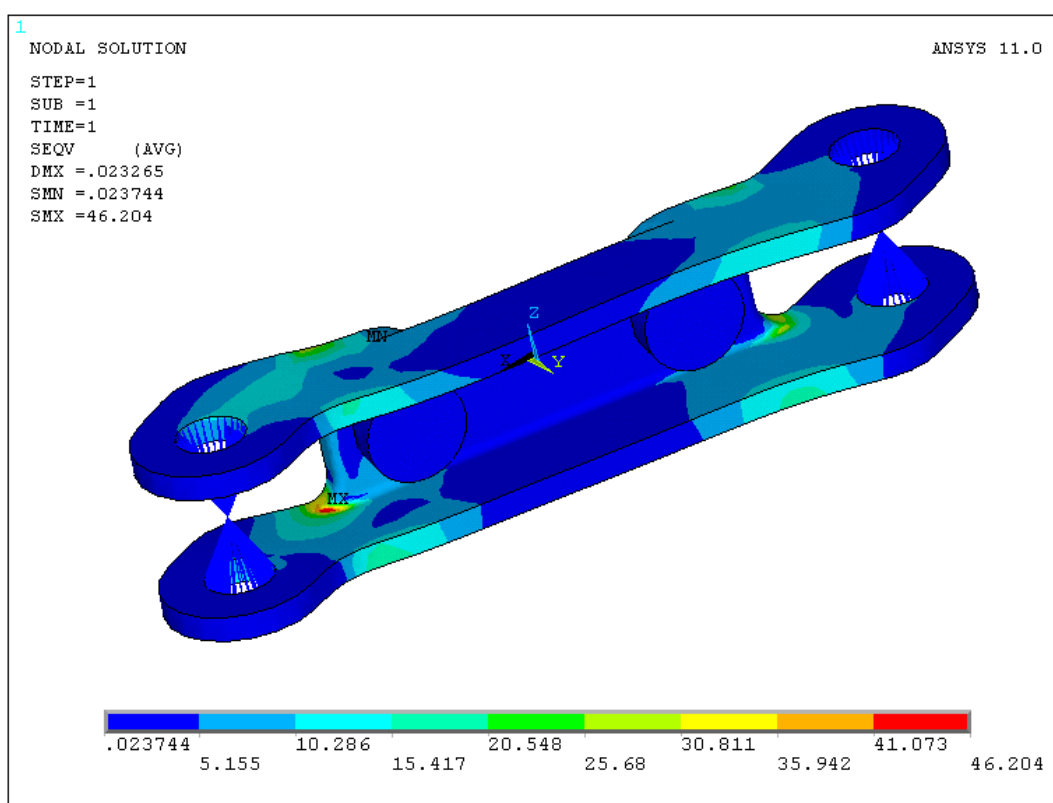


Obr. 65 Průběh deformace horního segmentu zadní těhlice, stav „prudká akcelerace“

8.3.1 Alternativní řešení horního segmentu zadní těhlice

Porovnáním z předchozí analýzy stavu „prudká akcelerace“ je výsledek, který po minimalizaci upravením hrany radiusem je vznik koncentrace napětí a deformace na obr. 66 o polovinu menší.

Minimalizace vzniku koncentrace napětí při jízdním stavu „prudká akcelerace“



Obr. 66 Minimalizace vzniku koncentrace napětí při stavu „prudká akcelerace“

Tabulka s výslednými hodnotami horního segmentu zadní těhlice při nejhorším stavu „prudká akcelerace“

	Hmotnost [kg]	Deformace [mm]	σ_{red} [MPa]	Bezpečnost [-]
Před optimalizací	0,066	0,06	89,5	2,8
Po optimalizaci	0,066	0,02	46	5,5

Tab. 23 Výsledné hodnoty horního segmentu zadní těhlice, stav „prudká akcelerace“

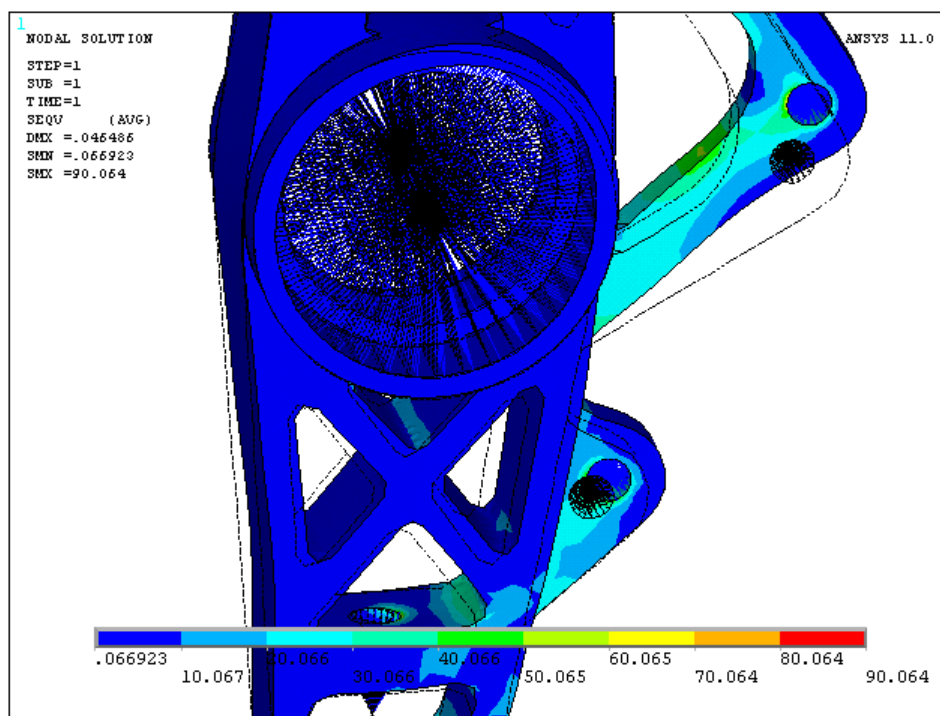
8.4 Analýza modelu těhlic v MKP

Místa koncentrace napětí přední a zadní těhlice jsou patrná z obrázků průběhu napětí a deformace pro jednotlivé jízdní stavy. Na přední těhlice byla nejvíce zatížena konzola uchycení brzdového třmene při režimu brzdění a spodní část těhlice při stavu vozovka s výmoly. U zadní těhlice byl nejvíce zatížen horní segment. Tělesa přední a zadní těhlice se jeví jako předdimenzované a je zde prostor pro odebrání materiálu. Hodnota maximálního redukovaného napětí nedosahuje v žádném jízdním stavu hodnoty meze kluzu materiálu příslušné součásti. Byla dosažena dostatečná míra bezpečnosti. Pro přední a zadní těhlici můžeme použít alternativní řešení.

8.5 Výpočet napjatosti a deformace modelu přední těhlice v MKP

Ze sledovaných jízdních stavů přední nápravy vyplývá, největší hodnota redukovaného napětí při jízdním režimu „prudké brzdění“. Výsledkem pevnostní analýzy je to nejvíce nebezpečný jízdní stav, který je navíc zatěžován brzdící silou vyvolanou brzdovým třmenem na přední těhlici. Proto můžeme upozorovat největší koncentraci napětí, která činí 90MPa. Výsledek nepřevyšuje hodnotu meze kluzu materiálu a tímto můžeme považovat za vyhovující a připravit k další optimalizaci.

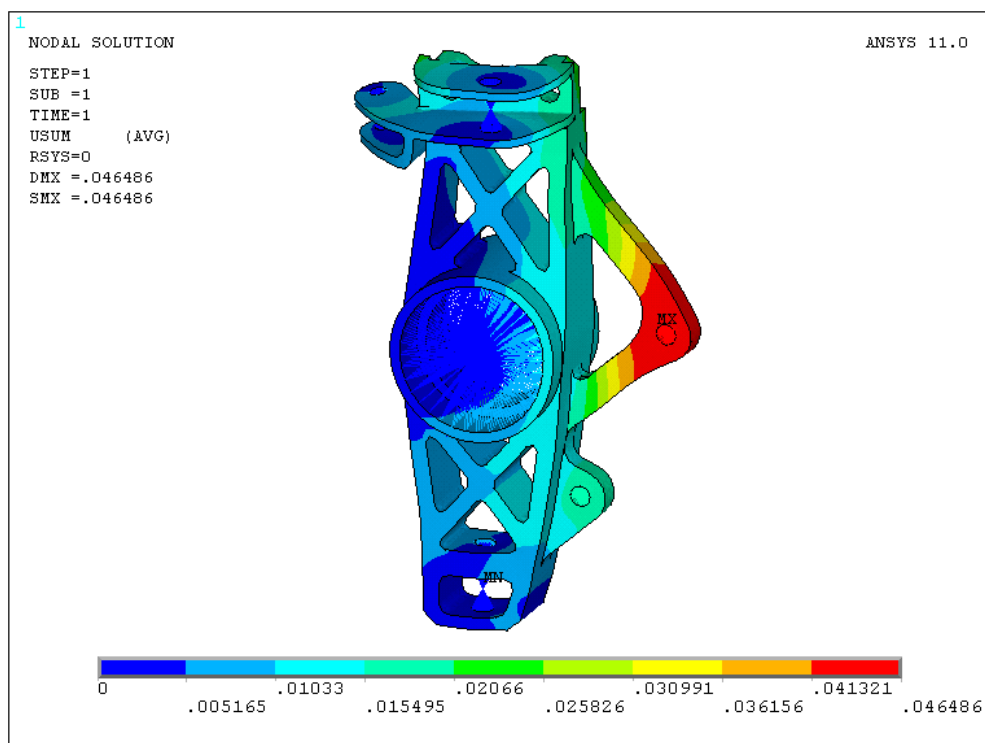
Výsledek napětí zatíženého stavu „prudké brzdění“ přední těhlice



Obr. 67 Průběh redukovaného napětí stavu brzdění přední těhlice

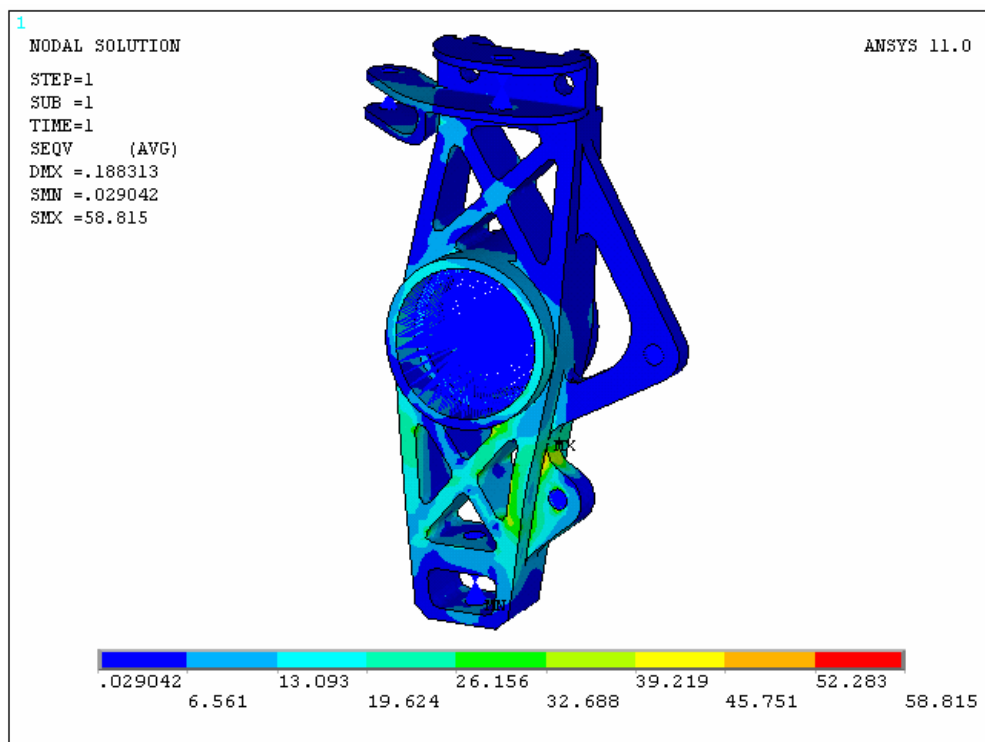
Druhým nebezpečným jízdním stavem hned po stavu „prudké brzdění“ je režim „vozovka s výmoly“, který by se dal očekávat už z pohledu vyplývajících z velikostí zátěžných sil, které jsou uvedeny v tab. 15. Pevnostní analýzu tohoto jízdního stavu vidíme na obr. 69. Výsledek maximálního průběhu deformace je na konzole.

Výsledek deformace stavu „prudké brzdění“ přední těhlice



Obr. 68 Průběh deformace stavu brzdění přední těhlice

Výsledek zatížení přední těhlice jízdním stavem „vozovka s výmoly“

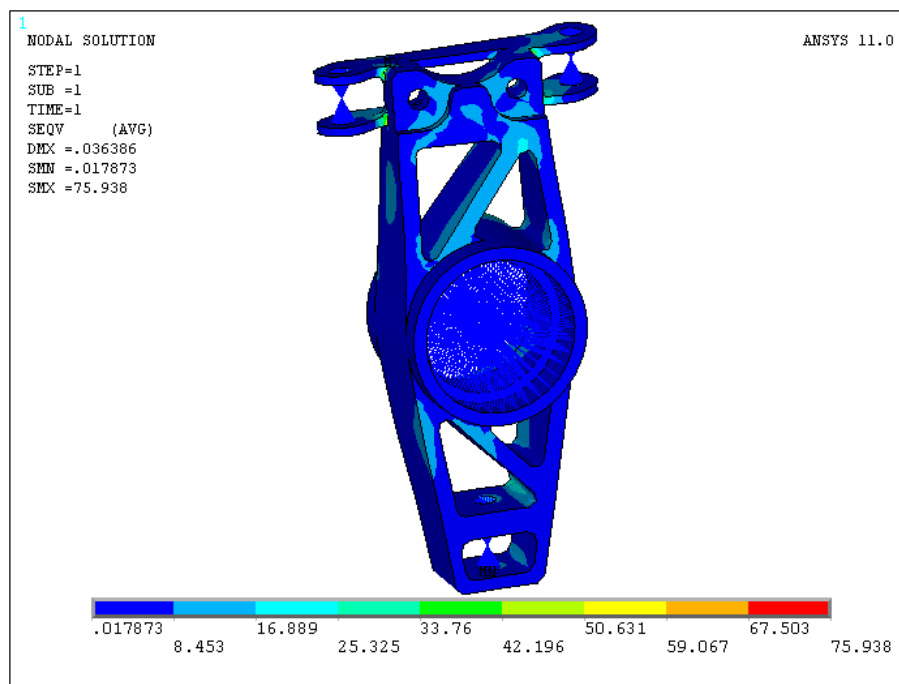


Obr. 69 Průběh redukovaného napětí přední těhlice při stavu „vozovka s výmoly“

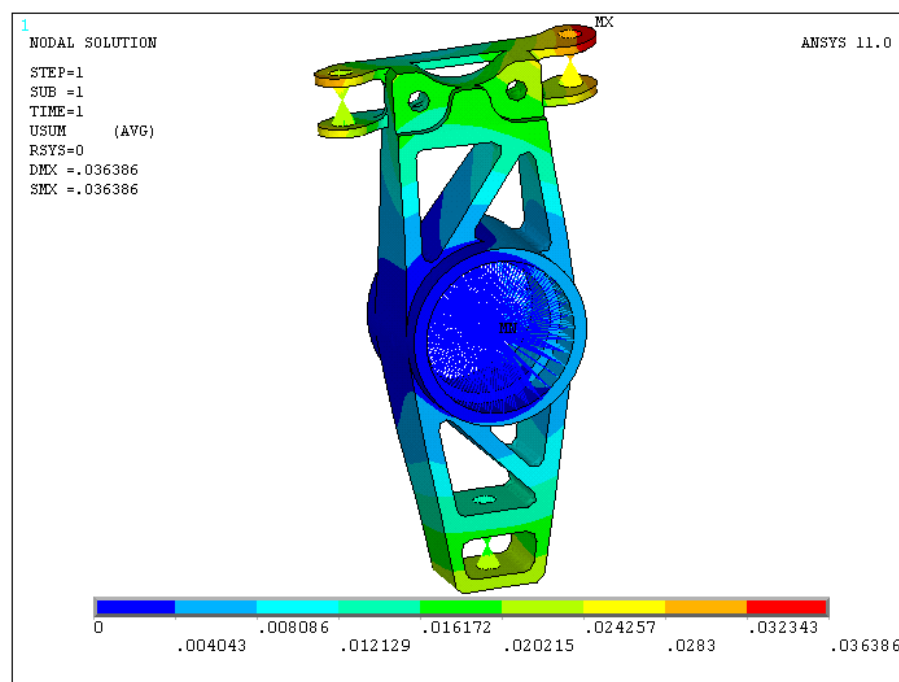
8.6 Výpočet napjatosti a deformace modelu zadní těhlice v MKP

Největší koncentrace napětí můžeme zpozorovat u jízdních stavů „prudká akcelerace“ a „prudké brzdění“ obr. 70, 72, jejichž maximální hodnoty redukovaných napětí činí 76MPa a 71MPa . Výsledky se zdaleka nepřibližují k hodnotě meze kluzu materiálu a tímto můžeme považovat za vyhovující a připravit k další optimalizaci.

Výsledek zatížení zadní těhlice jízdním stavem „prudká akcelerace“

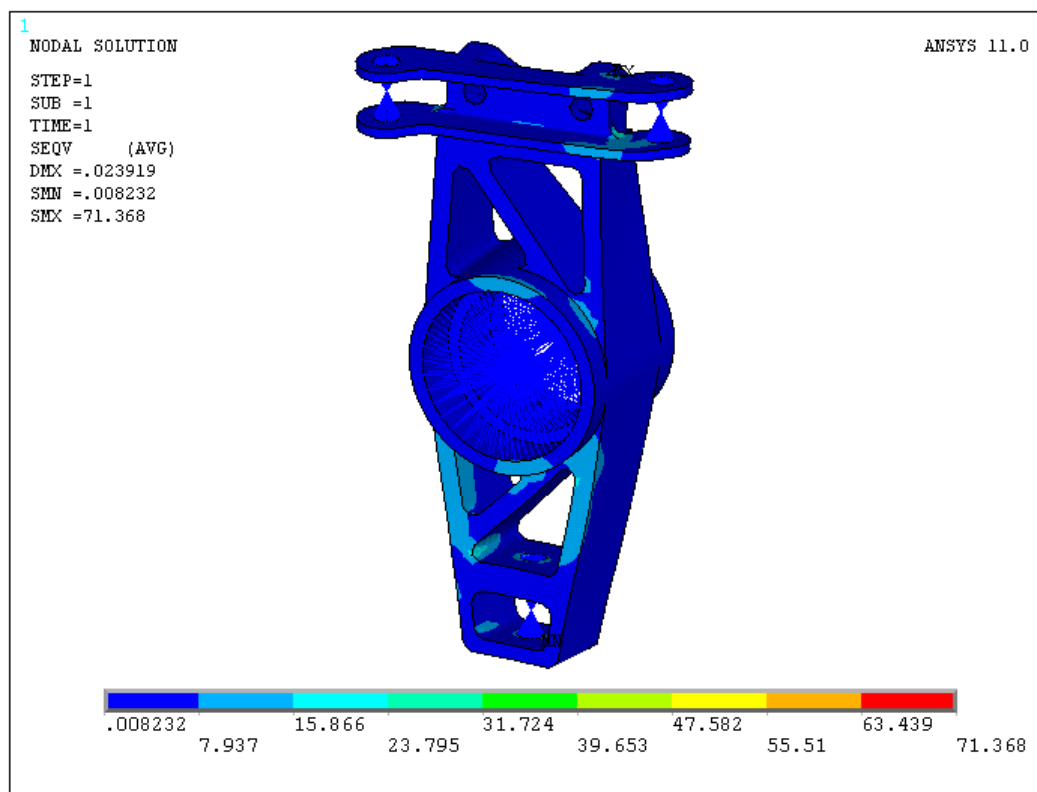


Obr. 70 Průběh redukovaného napětí při stavu „prudká akcelerace“ zadní těhlice

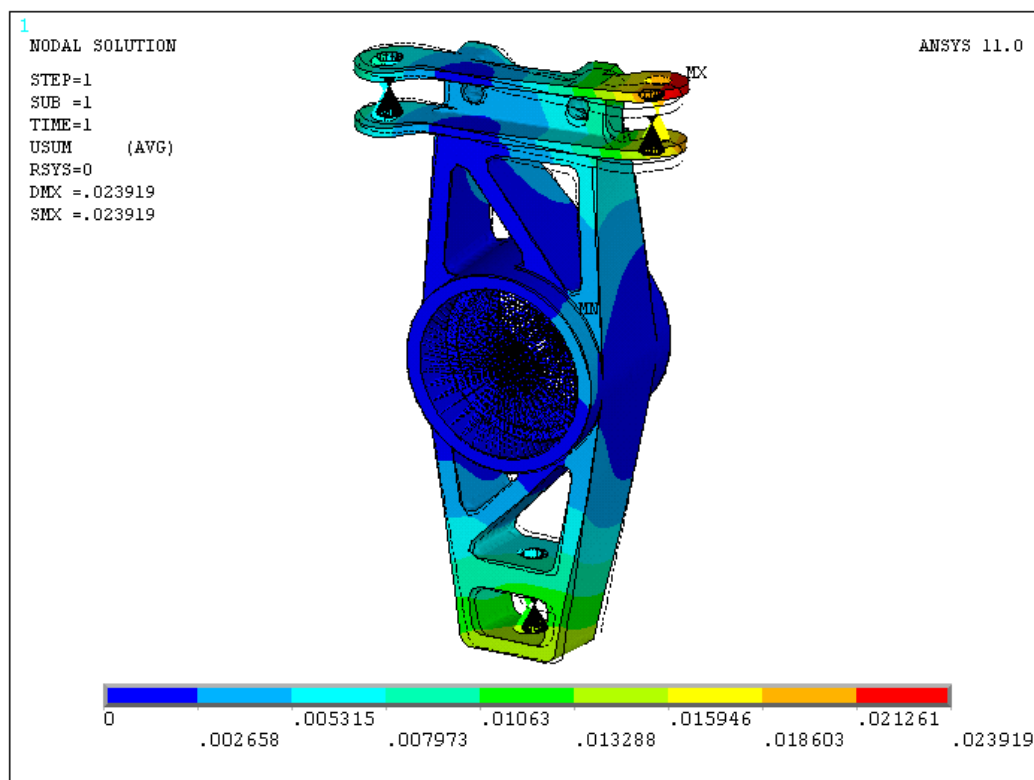


Obr. 71 Průběh maximální deformace při stavu „prudká akcelerace“ zadní těhlice

Výsledek zatížení zadní těhlice jízdním stavem „prudké brzdění“



Obr. 72 Průběh redukovaného napětí při stavu „prudké brzdění“ zadní těhlice



Obr. 73 Průběh deformace při stavu „prudké brzdění“ zadní těhlice

9 Vyhodnocení výsledků s alternativním řešením

Modely těles přední a zadní těhlice se podrobily pevnostní analýze při nejvíce nepříznivých jízdních stavech. Důležitým faktorem je hodnota maximálního redukovaného napětí, která se ani v jednom jízdním stavu nepřiblížila hodnotě meze kluzu materiálu, což lze považovat za vyhovující. Z výsledku pevnostní analýzy obou navržených těhlic vyplývá, že je zde možnost ubrat materiál tam, kde jsou známky nejmenší, téměř nulové koncentrace napětí. Tedy můžeme přistoupit k alternativnímu řešení obou navržených těhlic, jelikož jsou poměrně předimenzována materiálem. Pro výpočet odlehčených modelů byla použita jemnější síť. To je i důvodem, proč hodnota maximálního redukovaného napětí v modelu mírně vzrostla.

Horní segmenty se ukázaly po optimalizaci vhodně optimalizovány, protože napětí a deformace, které vznikají, zaručují poměrně vysokou bezpečnost k_k . V nejhorším případě u stavu „vozovka s výmoly“ se největší hodnota redukovaného napětí v horním segmentu přední těhlice objevila 102MPa . Pro zadní těhlici horního segmentu se jevil nejhorší stav „prudká akcelerace“ s maximálním napětím 42MPa . Ani v jednom případě se hodnota maximálního redukovaného napětí nepřiblížuje meze kluzu materiálu.

Z výpočtové analýzy alternativního řešení přední a zadní těhlice se opět ukázalo, že nejhoršími jízdními stavy jsou prudké brzdění, vozovka s výmoly a prudká akcelerace. Hodnoty maximálních redukovaných napětí z celkové analýzy těhlic jsou prezentovány v porovnávací *tab. 24 a tab. 25*, modelu těhlic jízdních stavů.

Tabulka s uvedenými hodnotami jízdních stavů pro přední a zadní těhlici před optimalizací

Před optimalizací	Jízdní stavy	σ_{redMAX} [MPa]	Bezpečnost [-]	Hmotnost [kg]
Přední těhlice	Přejezd nerovnosti	38,5	6,6	1,06
	Vozovka s výmoly	58,8	4,3	
	Prudké brzdění	90	2,8	
	Prudká akcelerace	39,8	6,4	
Zadní těhlice	Přejezd nerovnosti	54,2	4,7	0,87
	Vozovka s výmoly	67	3,8	
	Prudké brzdění	71,4	3,6	
	Prudká akcelerace	76	3,4	

Tab. 24 Hodnoty pevnostní analýzy přední a zadní těhlice před optimalizací

Tabulka s uvedenými hodnotami jízdních stavů přední a zadní těhlice po optimalizaci

Po optimalizaci	Jízdní stavy	σ_{redMAX} [MPa]	Bezpečnost [-]	Hmotnost [kg]
Přední těhlice	Přejezd nerovnosti	60,1	4,2	0,68
	Vozovka s výmoly	88,9	2,9	
	Prudké brzdění	133,7	1,9	
	Prudká akcelerace	32,3	7,9	
Zadní těhlice	Přejezd nerovnosti	81,4	3,1	0,53
	Vozovka s výmoly	94,5	2,7	
	Prudké brzdění	101,4	2,5	
	Prudká akcelerace	110,5	2,3	

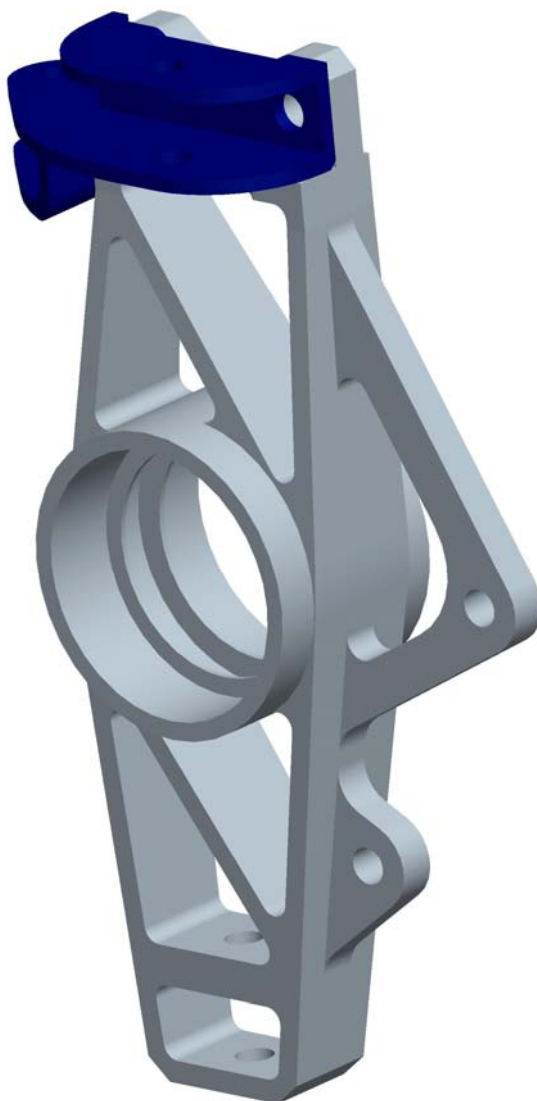
Tab. 25 Hodnoty pevnostní analýzy přední a zadní těhlice po optimalizaci

Z tabulky 24 a 25 vyplývá, že při snížení hmotnosti přední a zadní těhlice zhruba o dvě třetiny, nijak výrazně neklesla hodnota bezpečnosti obou modelů těhlic. Hodnota maximálního redukovaného napětí se výrazně nepřiblížila hodnotě meze kluzu materiálu a deformace nijak neovlivnila navrženou geometrii. Tímto můžeme považovat alternativní řešení takto odlehčených těhlic za vyhovující.

Ostatní výsledky jízdních stavů, prezentovány jako isoplochy pevnostních výpočtů metodou konečných prvků, před a po alternativním řešení přední a zadní těhlice jsou poskytnuty v příloze.

9.1 Alternativní řešení přední těhlice

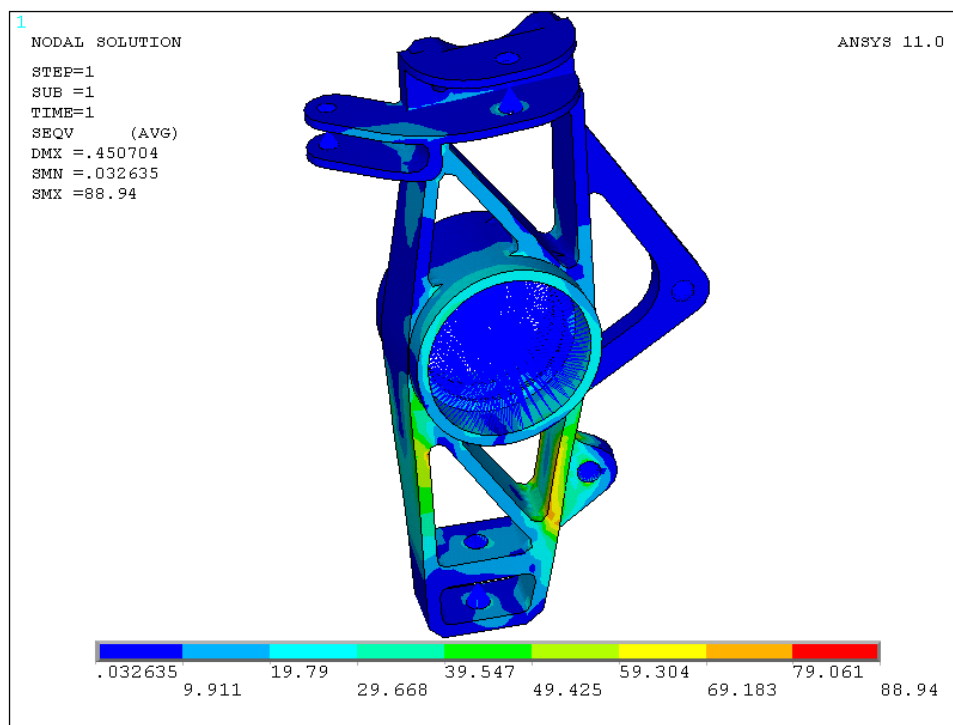
Model na *obr. 74* prezentuje odlehčenou verzi přední těhlice, která je připravena pro alternativní řešení. Hmotnost takto odlehčeného modelu činí $0,68\text{kg}$ přímého tělesa.



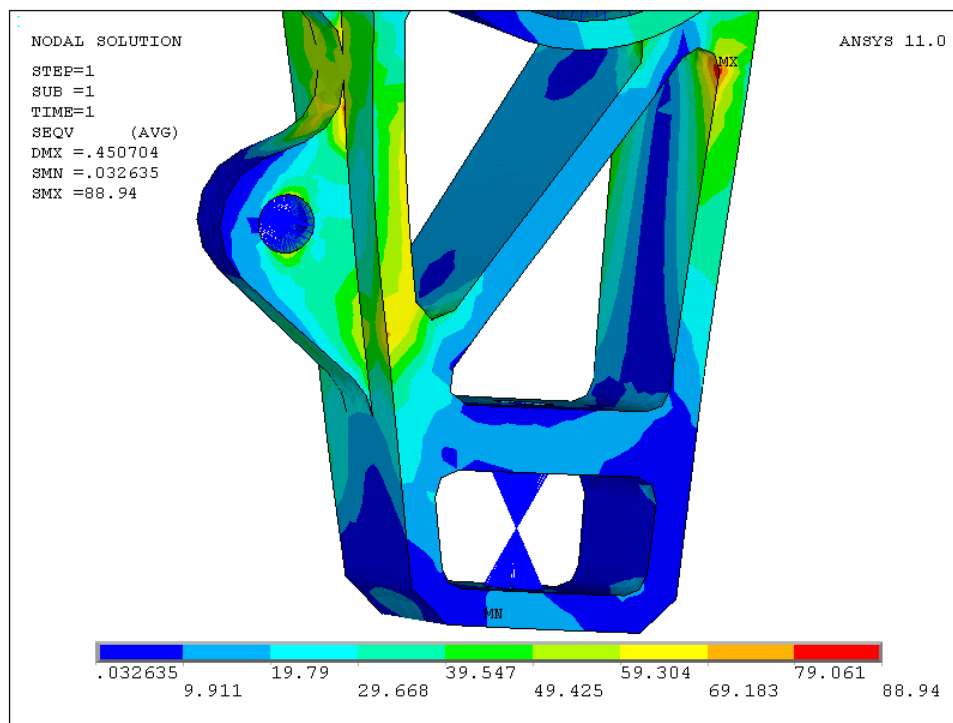
Obr. 74 Model alternativního řešení přední těhlice

Odlehčení u přední těhlice spočívalo v odstranění horní a dolní výztuhy přímo v tělese a zeslabení stěn po obvodu *obr. 74*. Další realizace v odebrání materiálu se jevila jako vhodná u obou těles a to vybráním vnitřního prostoru náboje, protože náboj se jeví jako dost pevný celek těhlic bez jakékoli větší signalizace koncentrace napětí kolem něho. Zadní těhlice se také optimalizovala zeslabením stěn po obvodu, která je zobrazena na *obr. 79*. Tímto odlehčením značně klesla hmotnost neodpružených částí obou navržených těhlic, což má velice příznivý vliv na celou koncepci Formule SAE.

Výsledek alternativního řešení přední těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“

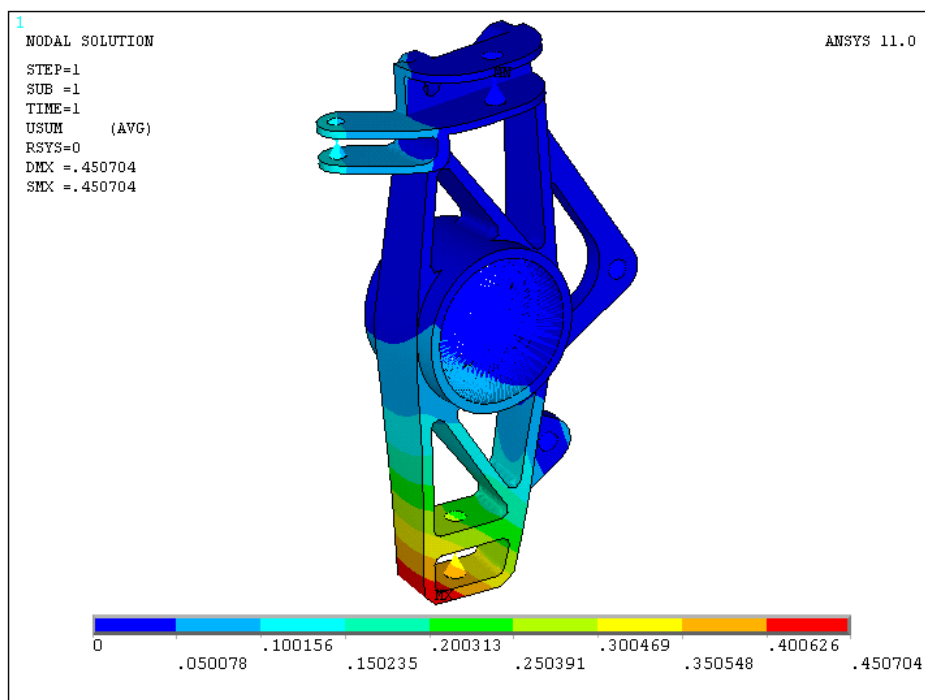


Obr. 75 Výsledek alternativní analýzy přední těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“



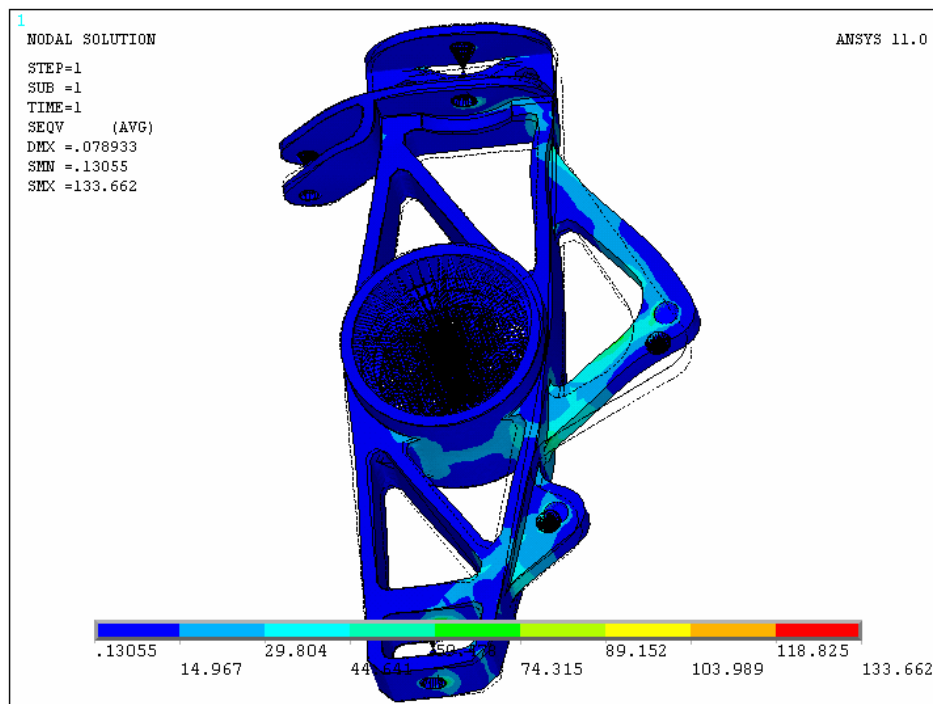
Obr. 76 Detail místa alternativního řešení přední těhlice s maximální hodnotou redukovaného napětí při stavu „vozovka s výmoly“

Výsledek maximální deformace alternativního řešení přední těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“



Obr. 77 Výsledek maximální deformace přední těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“

Výsledek alternativního řešení přední těhlice jízdního stavu „prudké brzdění“

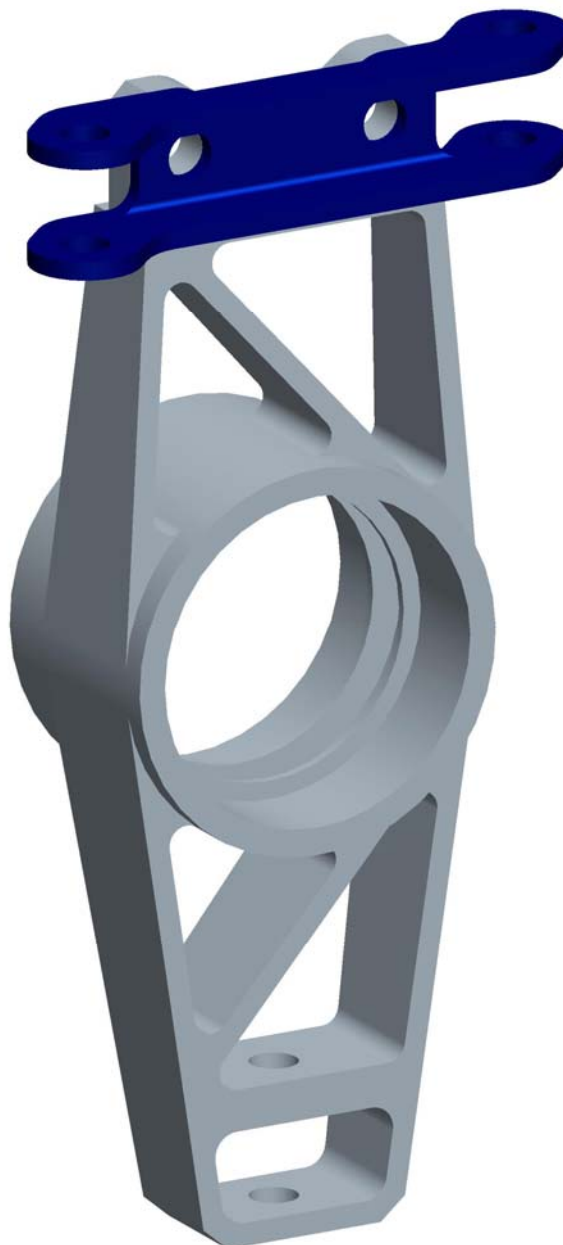


Obr. 78 Analýza alternativního řešení přední těhlice jízdního stavu „prudké brzdění“

9.2 Alternativní řešení zadní těhlice

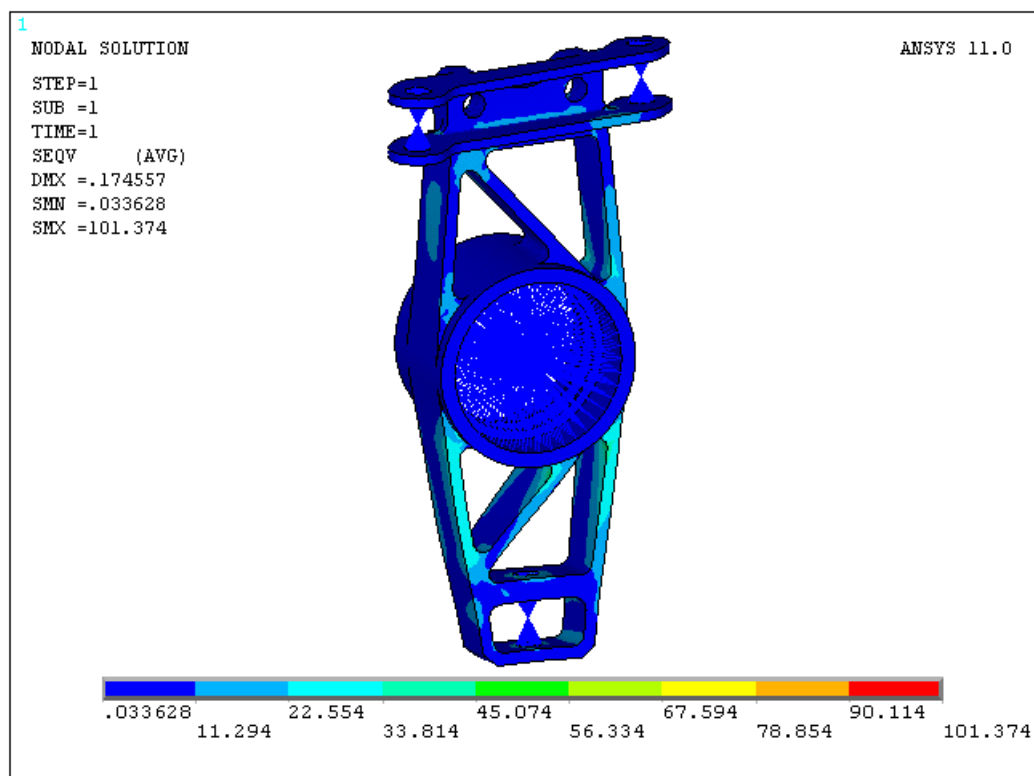
Na základě výpočtu metodou konečných prvků bylo upraveno těleso zadní těhlice. Jelikož těleso vykazovalo pouze malé hodnoty redukováného napětí, bylo možné tuto součást dále odlehčit.

Model na *obr. 79* reprezentuje odlehčenou verzi zadní těhlice, který je připraven pro alternativní řešení s tělesem o hmotnosti *0,53kg*.



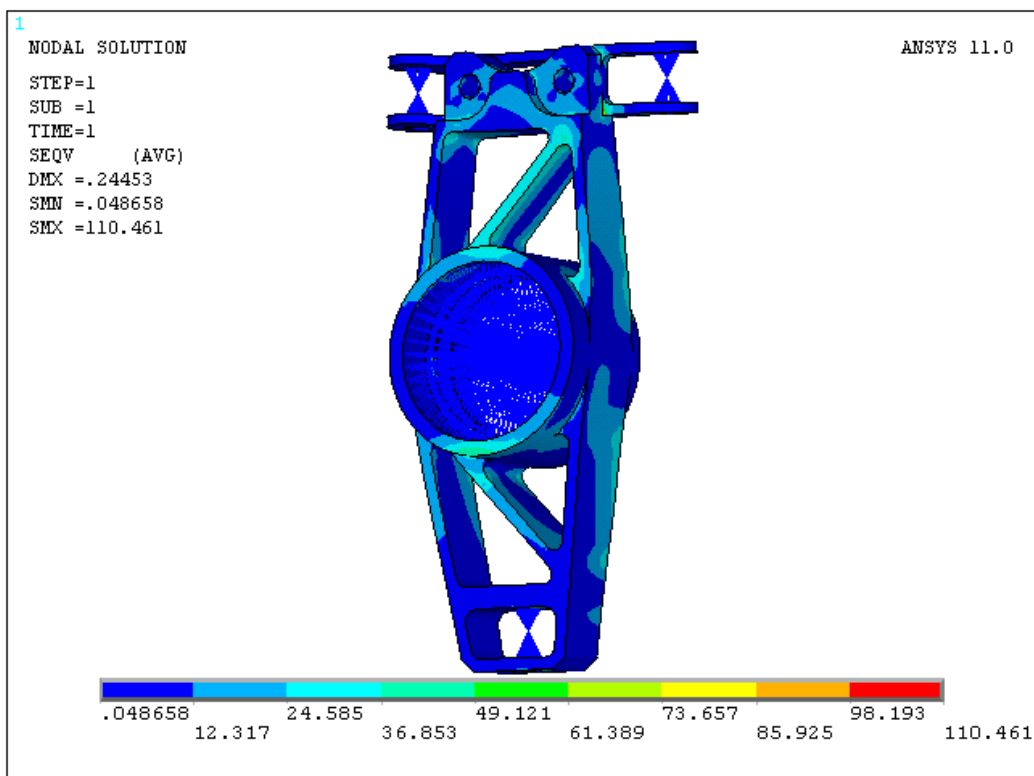
Obr. 79 Model alternativního řešení zadní těhlice

Výsledek alternativního řešení zadní těhlice jízdního stavu „prudké brzdění“

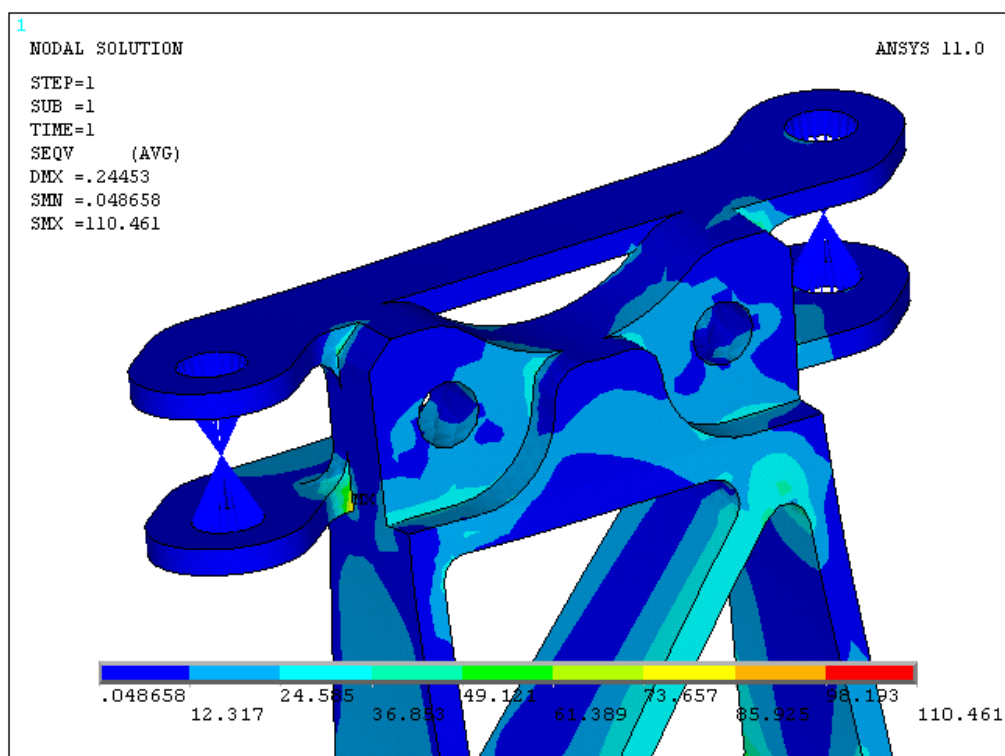


Obr. 80 Model alternativního řešení zadní těhlice stavu „prudké brzdění“

Výsledek alternativního řešení zadní těhlice jízdního stavu „prudká akcelerace“

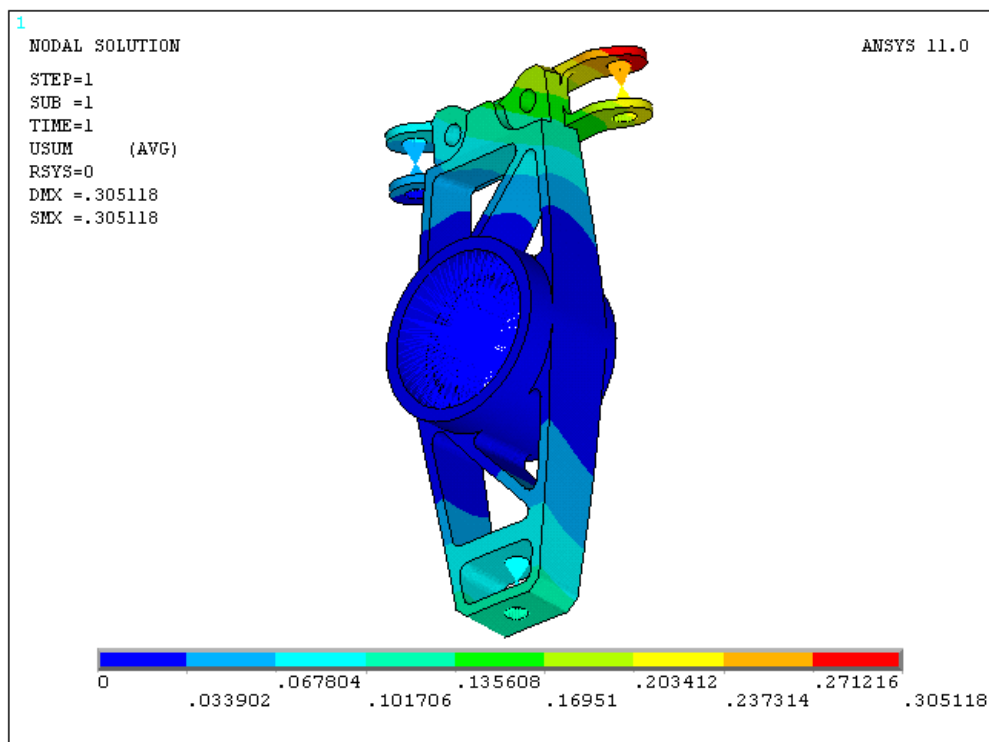


Obr. 81 Model alternativního řešení zadní těhlice, prudká akcelerace



Obr. 82 Detail místa z alternativního řešení zadní těhlice s maximální hodnotou redukovaného napětí při nejhorším stavu „prudká akcelerace“

Výsledek maximální deformace alternativního řešení zadní těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“



Obr. 83 Výsledek maximální deformace zadní těhlice jízdního stavu „vozovka s výmoly“

10 Závěr

Závěrem této diplomové práce, lze konstatovat několik skutečností. V první fázi jsem ukázal na různá řešení soudobých formulových těhlic, z nichž se lze inspirovat pro vývoj základního geometrického tvaru těhlic. Před vlastním konstrukčním řešením, musí konstruktér brát v úvahu, čím a jak bude daný produkt vyroben. Z toho se odvíjí potenciál návrhu těhlic, který by měl mít maximální využitelnost a perspektivnost v samotné realizaci.

Koncepce těhlic vozu Formule SAE je v takové fázi, kde byl zvládnut základní geometrický návrh, kterým se stanovily důležité parametry pro další jejich vývoj. V této chvíli je rozmístěna většina důležitých bodů, hlavních bodů přední a zadní těhlice, které přímo souvisí s kompaktností geometrie přední a zadní nápravy. Je navrhnut rozchod předních a zadních kol, pro které se stanovily patřičné zálisy disku – ET. Poté se stanovil poloměr rejdu ve statické poloze vozu přední nápravy o průměru pneumatiky **520,7mm**, která byla vybrána k Formulí SAE. Rozchod předních kol byl vypočítán na **1265,4mm**, zális předních kol **45mm** a poloměr rejdu **18,3mm** při 2° odklonu kola. Rozchod zadních kol je **1241,4mm** a zális disku **40mm**. S takto vypočítanými hodnotami jsou přední a zadní kola v zákrytu. Dalším řešením se realizovala poloha umístění konzole na přední těhlici k uchycení brzdového třmene. U něhož je důležitým parametrem opět zális disku, na který je požadováno velké vyklenutí disku, aby vznikl dostatečný prostor v kole a nemohlo dojít ke kolizi s ostatními částmi, jako je brzdový třmen, ramena nápravy, či šroubová spojení. Pokud je vyřešena základní poloha těhlic v kole, nic nebrání v namodelování samotného tvaru s ohledem na tyto skutečnosti.

Modelováním objemového tvaru těhlic byl zvolen počítačový CAD program Pro/ENGINEER, který je jeden z mnoha nástrojů při práci ve 3D systémech. Tento program je kompatibilní s výpočetním programem pro posouzení pevnostní analýzy metodou konečných prvků dané součásti při zatížení. Po navržení základního tvaru, který představuje tělesa přední a zadní těhlice, je nutné vyřešit nastavování okamžitého odklonu kol. Toto ustanovení je dáno pravidlem organizace SAE, kterým se řídí po celou dobu konstruktér. Učinilo se v provedení přípojných těles k těhlici. Tyto tělesa (segmenty) se vkládají do horních částí těhlic a jsou připevněna pomocí šroubového spojení. Vzdálenost, která představuje mezeru mezi těhlicí a horní segmenty umožňuje nastavování záporného **odklonu předních a zadních kol do 3°**, kterou jsem konstrukčně zpracoval a početně ověřil. Pro Formulí SAE je požadován ve statické poloze vozu záporný odklon kola, který činí 2°. Na tento odklon se analyticky stanovily podložky přesného rozměru, které se vkládají mezi těhlice a horní segmenty s rozdílnou tloušťkou podložek předního a zadního kola.

Pro přesné dodržení navržených rozměrů a řešení uložení náboje kol, byla konstrukčně zpracována hřídel náboje, která slouží pro spojení závodního kola s přední a zadní těhlicí. Náboje obsahují základní geometrický návrh, který doporučuji podrobit pevnostní analýze a případně jejich další optimalizaci. Tímto se otevírá možnost spolupráce s kolegy ze čtvrtého ročníku, zabývající se pokračováním na projektu Formule SAE.

V úvodní části jsem uvedl publikování řad teoretických prací se zaměřením na pevnost, životnost a provozní spolehlivost šroubových spojení s předpětím. V mé práci se objevuje spojení více těles, která jsou realizována pomocí tohoto šroubového spojení, a proto jsem je podrobil analytické kontrole. V první řadě se vyskytuje šroubové spojení, které slouží pro uchycení brzdového třmene k přední těhlici pomocí závrtného šroubu. U tohoto spojení je důležitý faktor, který ovlivňuje velikost součinitele tření na povrchu dosedacích ploch, na

němž závisí potřebné předpětí ve spoji. Jako další případ se vyskytuje spojení horního segmentu, podložky odklonu kola a těhlice, kde se realizuje spojení pomocí šroubu s maticí. Jsou to dvě rozdílná spojení, která v praxi existují. Kontrola spojení pomocí závrtného šroubu pro tento zvolený typ materiálu třídy ISO 9.8 s použitím šroubu M10 s jemným závitem vyhověla staticky i dynamicky. Analytická kontrola spojení šroub – matice s použitou třídou materiálu ISO 8.8 šroubu M10 zcela vyhověla a doporučuji pro případné konstrukční změny těhlic použít šroub M8 s třídou materiálu ISO 8.8, který zaručí dostatečnou spolehlivost při provozu Formule SAE.

Pevnostní analýza vytvořených 3D modelů spočívala v numerické metodě konečných prvků, která slouží pro řešení inženýrských problémů. Pro analýzu byl použit program ANSYS. Součásti byly převedeny do tohoto programu, kde se podrobily pevnostní analýze. První krok se učinil pevnostním výpočtem horních segmentů, které se následně optimalizovaly. V modelech se zadaly okrajové podmínky a současně se provedlo zatížení jednotlivými silami. Směr a velikost těchto sil byly získány kinematickou analýzou v programu ADAMS pro jednotlivé jízdní stavy. V mém případě se modely podrobily kontrole čtyřem variantám z jízdních stavů. Na základě pevnostní analýzy byla stanovena kritická místa, ve kterých by se mohly vyskytnout s největší pravděpodobností první poruchy. Výsledky výpočtu jsou prezentovány jako barevné isoplochy vypočtené analýzy. Napětí dosahovalo nejvyšších hodnot při stavech „prudké brzdění“, „vozovka s výmoly“ a „prudká akcelerace“. U přední těhlice se nejvíce koncentrovalo napětí na úchyty konzole, kolem náboje a v dolní části těhlice. U zadní těhlice se jevila největší koncentrace napětí v místech kolem náboje a v horním segmentu. Maximální deformace se objevovala při stavu „vozovka s výmoly“ pro přední těhlici a rovněž i zadní těhlici. Alternativním řešením navržených těhlic, které se realizovalo odebráním značné části materiálu, můžeme zpozorovat průběh napětí po celém obvodu obou těhlic. Výsledkem analýzy každého kritického místa, bude hodnota maximálního redukovaného napětí, která je důležitým parametrem pro srovnání s mezí kluzu materiálu k určení statické bezpečnosti. Navržené a pevnostně podrobené těhlice ve všech jízdních stavech vyhověly. Jejich hmotnost udává představu po optimalizaci: *přední těhlice 0,68kg* a *zadní těhlice 0,53kg*. Srovnáním hmotností s předchozím řešením těhlic z minulého roku, na kterém pracovali kolegové se ušetřilo přibližně **45%**.

Práce na projektu Formule SAE pro mě zaznamenala zajímavou zkušenost. Mohl jsem se při ní podrobněji seznámit s konstrukcí a řešením problému závodního vozu. Hlavním aspektem byla práce v týmu, domluva, návrh, a analýza jednotlivých řešení, kterou v budoucnu lze využít i v samotné praxi.

Seznam použitých zdrojů

- [1] VLK, F: Automobilová technická příručka. Brno 2003
- [2] SHIGLEY, J. E. Mechanical engineering design. McGraw-Hill Book Comp., New York 1999
- [3] ADENSAM, A, Šrouby a šroubové spoje, poradenská příručka. Praha 1977
- [4] POSPÍŠIL, F, Závítová a šroubová spojení. Praha, SNTL 1968
- [5] RELEASE 11.0 Documentation for ANSYS, ANSYS Inc., USA, 2005
- [6] MUSIL, J: Přední těhlice Formule SAE, diplomová práce. Brno 2007
- [7] NĚMEC, L: Zadní těhlice Formule SAE, diplomová práce. Brno 2007
- [8] PTC, Pro/Engineer. Parametric Technology Corporation [online] [cit. 14.2. 2008]. Dostupné z:
<<http://www.ptc.com/appserver/mkt/products/home.jsp?k=403>>
- [9] PANÁČEK, V: Návrh brzdového systému Formule SAE, diplomová práce. Brno 2007
- [10] Janíček P., Ondráček E., Vrbka J.: Pružnost a pevnost I, VUT Brno 1992
- [11] RULES: SAE International, [online] [cit. 17.2. 2008] Dostupné z:
<<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/>>
- [12] COLORADO STATE UNIVERSITY [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.engr.colostate.edu/RamRacing/>>
- [13] MCGILL RACING TEAM [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://fsae.mcgill.ca/gallery/index.php?cat=2/>>
- [14] UNIVERSITY OF NEWCASTLE [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<http://www.hunternet.com.au/members/index.php?page=university_of_newcastle_formulae_sae_racing_car/>
- [15] UNIVERSITY OF TORONTO [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.fsae.utoronto.ca/2007/index.html>>
- [16] SUSPENSION UPGRADES, [online] [cit. 12.3. 2008] Dostupné z:
<<http://www.fd3s.net/suspension.html>>
- [17] LA SUSPENSION, [online] [cit. 12.3. 2008] Dostupné z:
<http://www.histomobile.com/dvd_histomobile/histomo/tech/33-1.asp>
- [18] AUTO PART WAREHOUSE, [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.autopartwarehouse.com/>>
- [19] BILLZILLA, [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.billzilla.org/newrcar.htm>>
- [20] CONSTRUCTORS F1, [online] [cit. 24.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.constructorsf1.com/modules.php?name=News&pagenum=3>>
- [21] SKF: Interactive Engineering Catalogue, [online] [cit. 12.1. 2008] Dostupné z:
<<http://www.skf.com/portal/skf/home/products?newlink=first&lang=en>>

[22] FSSRACING, [online] [cit. 12.4. 2008] Dostupné z:

<http://fssracing.com/index.php?option=com_content&task=view&id=15&Itemid=19>

Seznam použitých zkratek a symbolů

f	[-]	součinitel kluzného tření
d_m	[mm]	malý průměr šroubu
d_r	[mm]	střední průměr šroubu
h_1	[mm]	výška dvojkužele levé části
h_2	[mm]	výška dvojkužele levé střední části
h_3	[mm]	výška dvojkužele pravé části
h_4	[mm]	výška dvojkužele pravé střední části
i_s	[-]	počet šroubů, které přenášejí sílu ve spoji
k_b	[N/m]	tuhost šroubu
k_{b1}	[N/m]	tuhost šroubu brzdového třmene
k_{b2}	[N/m]	tuhost šroubu u přední těhlice
k_{b3}	[N/m]	tuhost šroubu u zadní těhlice
k_d	[N/m]	tuhost velkého průměru šroubu
k_k	[-]	bezpečnost
k_m	[N/m]	tuhost spojovaných součástí
k_{ma}	[N/m]	tuhost spojované součásti brzdového třmene s konzolou přední těhlice
k_{mb}	[N/m]	tuhost spojovaných součástí horního segmentu s přední těhlicí
k_{mc}	[N/m]	tuhost spojovaných součástí horního segmentu se zadní těhlicí
k_t	[N/m]	tuhost závitové části
l_t	[mm]	délka závitové části šroubu nacházející se v sevření
l_d	[mm]	délka části šroubu bez závitu
$n_{f\text{Goodman}}$	[-]	bezpečnost vůči únavovému porušení dle Goodmanova kritéria
r_o	[mm]	poloměr rejdu
t	[mm]	tloušťka podložky
t_1	[mm]	tloušťka horního segmentu přední a zadní těhlice
$t_{OPK,2}$	[mm]	tloušťka podložky odklonu předního kola
$t_{OKZ,2}$	[mm]	tloušťka podložky odklonu zadního kola
t_3	[mm]	tloušťka úchytu přední a zadní těhlice
A	[mm]	bod styku pneumatiky s vozovkou
B	[mm]	tloušťka podložky
C	[mm]	šířka úchytu brzdového třmene
D	[mm]	šířka úchytu konzole přední těhlice
H	[mm]	výška matice
L	[mm]	délka šroubu
Z	[mm]	vzdálenost mezi bodem T1 a T3 zadní těhlice
A_d	[mm ²]	průřez vycházejícího z velkého průměru šroubu
A_t	[mm ²]	průřez šroubu pro výpočet napětí (redukovaný průřez)
C_{1A}	[-]	konstanta šroubového spoje uchycení brzdového třmene s konzolou přední těhlice
C_{2A}	[-]	konstanta šroubového spoje uchycení horního segmentu přední těhlice
C_{3A}	[-]	konstanta šroubového spoje uchycení horního segmentu zadní těhlice
D_{k1}	[mm]	průměr levé části dvojkužele
D_{k2}	[mm]	průměr levé střední části dvojkužele

D_{k3}	[mm]	průměr pravé části dvojkužele
D_{k4}	[mm]	průměr pravé střední části dvojkužele
E_1	[GPa]	modul pružnosti materiálu šroubu a podložky
E_2	[GPa]	modul pružnosti materiálu těhlic, podložky odklonu kol a
F_1	[N]	brzdná síla
F_2	[N]	boční síla
F_3	[N]	tíhová síla
F_4	[N]	hnací síla
F_{celk}	[N]	provozní síla působící na šroubový spoj s počtem i šroubů
F_p	[N]	provozní síla šroubu
F_{pp}	[N]	maximální provozní síla šroubu u přední těhlice
F_{pz}	[N]	maximální provozní síla šroubu u zadní těhlice
L_G	[mm]	efektivní délka sevření
L_T	[mm]	délka závitové části nacházejícího se v sevření
R_m	[MPa]	mez pevnosti materiálu
Z_o	[mm]	vzdálenost mezi bodem T1 a T3 přední těhlice
β	[°]	úhel odklonu kola
β_1	[°]	úhel odklonu předního kola
β_2	[°]	úhel odklonu zadního kola
σ	[°]	příklon rejdové osy
σ_a	[MPa]	provozní amplituda napětí
$\sigma_{AGoodman}, S_a$	[MPa]	mezní amplituda napětí
σ_b	[MPa]	napětí ve šroubu
σ_c'	[MPa]	modifikovaná mez únavy válcových závitů
σ_i	[MPa]	předpětí ve šroubu
σ_k, R_e	[MPa]	mez kluzu materiálu
σ_m, S_m	[MPa]	střední napětí
σ_{redMAX}	[MPa]	maximální redukované napětí dle hypotézy max τ
ϕD	[mm]	průměr hlavy šroubu
ϕd	[mm]	průměr šroubu

Použité zkratky

ET	[mm]	zális disku
SSPT	[-]	souřadný systém přední těhlice
SSPN	[-]	souřadný systém zadní nápravy
SSZT	[-]	souřadný systém zadní těhlice
SSZN	[-]	souřadný systém zadní nápravy

Seznam příloh

1. **Příloha 1:** Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy přední těhlice a zadní těhlice
2. **Příloha 2:** Průběhy deformací pro jednotlivé jízdní stavy přední a zadní těhlice
3. **Příloha 3:** Průběhy redukovaného napětí pro jednotlivé jízdní stavy optimalizované přední a zadní těhlice
4. **Příloha 4:** Průběhy deformací pro jednotlivé jízdní stavy přední a zadní optimalizované těhlice
5. **Příloha 5:** Modely těhlic v programu ProEngineer, elektronická verze, DVD 1, složka „KONSTRUKCE“
6. **Příloha 6:** Pevnostní analýza v programu ANSYS, elektronická verze, DVD 1, složka „PEVNOSTNÍ ANALÝZY“