



**FAKULTA
ŠTROJNÍ
ČVUT V PRAZE**

Ústav konstruování a částí strojů

Optimalizace konstrukce spojení náboje
kola se středem pro vůz Formule Stu-
dent

Wheel Hub-Center Connection Design
Optimization for a Formula Student Car

Bakalářská práce

2022

Jan VONDRÁČEK

Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 3901R051 Konstruování podporované počítačem
Vedoucí práce: Ing. Jan Kanaval, Ph.D.

I. OSOBNÍ A STUDIJNÍ ÚDAJE

Příjmení: **Vondráček** Jméno: **Jan** Osobní číslo: **483946**
Fakulta/ústav: **Fakulta strojní**
Zadávající katedra/ústav: **Ústav konstruování a částí strojů**
Studijní program: **Strojírenství**
Studijní obor: **Konstruování podporované počítačem**

II. ÚDAJE K BAKALÁŘSKÉ PRÁCI

Název bakalářské práce:

Optimalizace konstrukce spojení náboje kola se středem pro vůz Formula Student

Název bakalářské práce anglicky:

Wheel Hub-Center Connection Design Optimization for a Formula Student Car

Pokyny pro vypracování:

V rámci vypracování bakalářské práce proveďte stručnou rešerši problematiky používaných konstrukčních řešení spojení náboje kola se středem osobních a soutěžních vozů. Věnujte pozornost i případným omezením z hlediska použitých materiálů, technologií, pravidel soutěže „Formula Student“, provozních podmínek a jízdních vlastností vozu. Proveďte návrh vybrané varianty spojení náboje kola se středem formou 3D modelu včetně potřebných návrhových a kontrolních výpočtů s využitím dostupného výpočetního a konstrukčního SW. Závěrem proveďte vyhodnocení nového konstrukčního řešení spoje.

Seznam doporučené literatury:

ŠVEC, V.: Části a mechanismy strojů. Spoje a části spojovací. Praha: ČVUT, 2008.
BOLEK, A.; KOCHMAN, J. a kol. Části strojů. 1. svazek. 5. vyd. Praha: SNTL, 1989.
Standard VDI 2230
URL: www.bossard.cz
URL: www.fabory.cz

Jméno a pracoviště vedoucí(ho) bakalářské práce:

Ing. Jan Kanaval, Ph.D. ústav konstruování a částí strojů FS

Jméno a pracoviště druhé(ho) vedoucí(ho) nebo konzultanta(ky) bakalářské práce:

Datum zadání bakalářské práce: **05.04.2022**

Termín odevzdání bakalářské práce: **03.06.2022**

Platnost zadání bakalářské práce: _____

Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) práce

Ing. František Lopot, Ph.D.
podpis vedoucí(ho) ústavu/katedry

doc. Ing. Miroslav Španiel, CSc.
podpis děkana(ky)

III. PŘEVZETÍ ZADÁNÍ

Student bere na vědomí, že je povinen vypracovat bakalářskou práci samostatně, bez cizí pomoci, s výjimkou poskytnutých konzultací. Seznam použité literatury, jiných pramenů a jmen konzultantů je třeba uvést v bakalářské práci.

29. 4. 2022

Datum převzetí zadání

[Podpis]

Podpis studenta

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci s názvem: Optimalizace konstrukce spojení náboje kola se středem pro vůz Formule Student vypracoval samostatně pod vedením Ing. Jana Kanavala, Ph.D., s použitím literatury, uvedené na konci mé bakalářské práce v seznamu použité literatury.

V Praze dne

.....

Jan Vondráček

Poděkování

Rád bych poděkoval vedoucímu bakalářské práce Ing. Janu Kanavalovi, Ph.D. za cenné rady a připomínky. Také bych rád poděkoval členům týmu CTU CarTech za konzultace a rady při návrhu. Poděkování patří rovněž mé rodině a přátelům za podporu.

Anotační list

Jméno autora:	Jan Vondráček
Název BP:	Optimalizace konstrukce spojení náboje kola se středem pro vůz Formule Student
Anglický název:	Wheel Hub-Center Connection Design Optimization for a Formula Student Car
Rok:	2022
Studijní program:	B2341 Strojírenství
Obor studia:	3901R051 Konstruování podporované počítačem
Ústav:	Ústav konstruování a částí strojů
Vedoucí BP:	Ing. Jan Kanaval, Ph.D.
Bibliografické údaje:	počet stran 52 počet obrázků 51 počet tabulek 5 počet příloh 1
Klíčová slova:	Náboj kola, střed kola, pneumatika, Formula Student, metoda konečných prvků, topologická optimalizace, Ansys Mechanical
Keywords:	Wheel hub, wheel center, tire, Formula Student, finite element method, topology optimisation, Ansys Mechanical
Anotace:	Cílem této bakalářské práce je navrhnout vhodné konstrukční řešení spojení náboje a středu kola pro malý vůz formulového typu se kterým se tým CTU CarTech účastní soutěže Formula Student. Teoretická část se skládá z představení soutěže Formula Student, týmu CTU CarTech a následně i stručné rešerše konstrukčních řešení spojení náboje kola se středem osobních a soutěžních vozů. Předmětem návrhové části této práce je samotná konstrukce zvoleného řešení, analytické návrhové výpočty a následné numerické výpočty v programu Ansys Mechanical.
Abstrakt:	The purpose of this bachelor thesis is to design connection between hub and wheel center for small formula style car wherewith team CTU CarTech participates Formula Student competition. Theoretical part consists of presentation of the Formula Student competition, team CTU CarTech and subsequently recherche of wheel hub - center connection in design of personal vehicles and racecars. The subject of practical part of this thesis is design of chosen solution, analytical calculations and consequently numerical calculations in Ansys Mechanical.

Obsah

1 Úvod	1
1.1 Cíle práce	3
2 Teoretická část	4
2.1 Pravidla soutěže	4
2.2 Technologické požadavky	4
2.3 Pevnost a tuhost	4
2.4 Používaná konstrukční řešení	5
2.4.1 Spojení pomocí kolových šroubů	5
2.4.2 Lisované závitové kolíky	7
2.4.3 Centrální matice	9
2.4.4 Eliminace spoje	10
2.5 Ochrana povrchu dílů z hliníkových slitin	11
2.6 Rozbor silových účinků	13
2.6.1 Vstupní hodnoty	13
2.6.2 Přímochará jízda	15
2.6.3 Akcelerace	16
2.6.4 Brzdění	18
2.6.5 Průjezd zatáčkou	20
2.6.6 Shrnutí silových účinků	22
3 Konstrukční návrh	22
3.1 Výpočet šroubového spoje centrální matice	24
3.2 Přenos kroutícího momentu od motoru	28
3.3 Přenos kroutícího momentu ze středu na náboj	30
3.4 Přenos kroutícího momentu z náboje na brzdový kotouč	35
3.4.1 MKP výpočet	37
4 Návrh středu kola	39
5 Kontrolní MKP výpočet sestavy	41
6 Závěr	45
Seznam obrázků	49
Seznam tabulek	51
A Přílohy	52

1 Úvod

Formula Student je celosvětová inženýrská soutěž pro studenty technických vysokých škol. Vznikla v roce 1981 v USA pod názvem Formula SAE a následně se v roce 1998 dostala i do Evropy právě jako Formula Student. Cílem studentského týmu je pro každou závodní sezónu navrhnout a vyrobit rychlý závodní vůz formulového typu dle daných regulí soutěže, se kterým se následně účastní soutěží po celém světě.

Studenti si tak musí projít kompletním procesem návrhu vozu a jeho jednotlivých dílů. Od základních koncepčních rozhodnutí, analytických návrhových i pevnostních výpočtů, přes samotnou výrobu, montáž a testování. Velmi důležité je i následné zpětné zhodnocení provedených změn a z toho plynoucí směr vývoje další generace vozu. Tento proces je jedinečnou možností si v praxi vyzkoušet aplikaci teoretických znalostí získaných studiem.

V počátku v soutěži existovala pouze kategorie vozů se spalovacím motorem. Soutěž se však snaží kopírovat vývojové trendy automobilového průmyslu, a tak v roce 2010 vznikla samostatná kategorie elektricky poháněných vozů a následně v roce 2017 i kategorie autonomně řízených vozů.[1]



Obr. 1: CTU Cartech s monopostem FS13 na okruhu Hungaroring

Tým CTU CarTech (na Obr. 1) působí na fakultě strojní ČVUT se svým spalovací mmonopostem již od roku 2009. Skládá se přibližně z třiceti studentů bakalářského i magisterského studia. Dlouhodobě se tým umisťuje okolo dvacáté příčky v konkurenci stovek týmů z celého světa.

Formula Student ovšem není soutěž v pojetí klasického motorsportu, ve kterém je hodnocen pouze čas zajetý na trati. Kromě dynamických disciplín totiž obsahuje i statickou část, kde jsou odbornou porotou hodnoceny postupy a procesy provázející vývoj a výrobu vozu.

Maximální možný bodový zisk na každém závodě je 1 000 bodů a mezi jednotlivé disciplíny je pro kategorii spalovacích vozů rozdělen následovně:

Statické disciplíny:

- **Business Plan Presentation - 75 bodů**

Představení marketingového plánu malosériové produkce vozu fiktivnímu investorovi.

- **Cost and Manufacturing - 100 bodů**

K vozu musí být vyhotoven kompletní kusovník zahrnující veškeré díly na vozidle. U vybraných podsestav musí být vyčísleny náklady na výrobu jednotlivých komponent při sérii 1000 kusů. Hodnocena je kompletnost kusovníku v porovnání s vyrobeným vozem i správnost postupů při nacenění.

- **Engineering Design 150 bodů**

V této disciplíně jsou hodnoceny postupy při vývoji vozidla a jeho jednotlivých částí. Velký důraz je kladen na schopnost porozumění základním principům, na kterých byly prezentované vývojové postupy založeny.

Dynamické disciplíny:

- **Skid Pad - 75 bodů**

Trať ve tvaru osmičky s letmým startem

- **Acceleration 75 bodů**

Rovná trať dlouhá 75 metrů s pevným startem

- **Autocross 100 bodů**

Technická trať délky přibližně 1 km.

- **Endurance 325 bodů**

Dvacet dva kol trati Autocross. U této disciplíny probíhá v půlce závodu výměna řidičů. K výslednému času jsou připočítány penalizace za shozené kuželky.

- **Efficiency 100 bodů**

Hodnotí se množství spotřebovaného paliva při Endurance

Možnost účasti v dynamických disciplínách je však podmíněna úspěšným absolvováním všech částí technické inspekce, která je rozdělena na několik částí:

- **Mechanical Inspection**

Skupinou mechaniků je provedena kontrola dodržení všech pravidel konstrukce vozu.

- **Tilt Test**

Vozidlo je i s připoutaným řidičem nakloněno o 60°, všechna čtyři kola musí zůstat v kontaktu s nakloněnou vozovkou a nesmí dojít k úniku žádné z provozních kapalin.

- **Noise Test**

Motor vozidla nesmí při střední pístové rychlosti 15, 25 m/s přesáhnout stanovenou úroveň hladiny intenzity zvuku 103 dB.

- **Brake Test**

Vozidlo musí zastavit z dané rychlosti zablokováním všech čtyř kol.

1.1 Cíle práce

1. Vypracovat rešerši používaných konstrukčních řešení spojení náboje kola se středem.
2. Provést návrh nového konstrukčního řešení pro vůz FS13.
3. Provést návrhové a kontrolní výpočty.
4. Provést vyhodnocení nového konstrukčního řešení spoje.

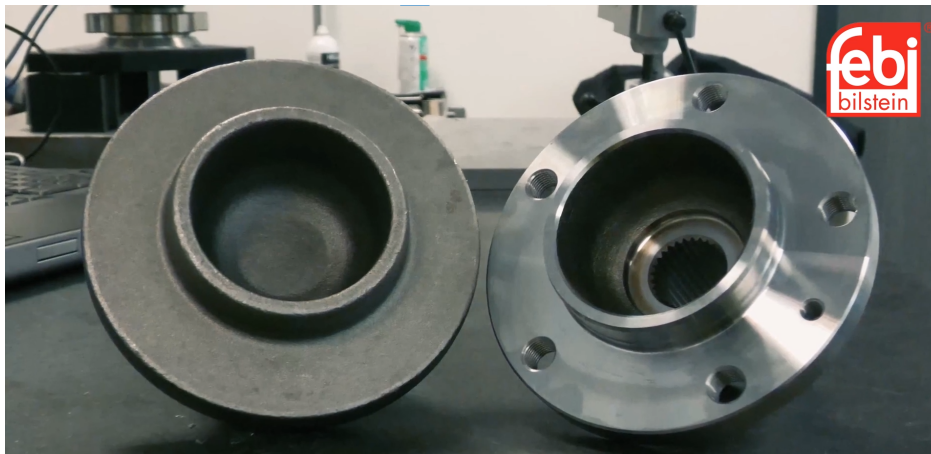
2 Teoretická část

2.1 Pravidla soutěže

Každá soutěž musí mít jasně definovaná pravidla, v soutěži Formula Student je to velmi důležité i vzhledem k tomu, že na soutěžích usedají za volant samotní studenti. Značná část pravidel se proto zabývá bezpečností nosné struktury vozu a jeho deformačních zón. Pravidla kromě bezpečnostních aspektů definují například geometrické obálky vozidla, průměr restriktoru (clony) v sacím potrubí motoru nebo minimální světlou výšku, což zajišťuje porovnatelnost vozidel všech zúčastněných týmů. Pravidla týkající se kolové skupiny budou uvedena u jednotlivých typů konstrukčního uspořádání.

2.2 Technologické požadavky

Ráfky kol u osobních vozidel jsou většinou jednoduché a ve velkosériové výrobě jsou vyráběny pomocí technologií slévání z hliníkových slitin nebo svařováním z ocelových výlisků. Náboj je vyráběn z odlitého nebo kovaného polotovaru sérií obráběcích operací - viz Obr. 2.



Obr. 2: Polotovar a obroběný náboj velkosériové produkce výrobce FEBI [2]

Pravidla soutěže nijak neomezují volbu výrobních technologií pro komponenty kolové skupiny. Je však nutné vzít v potaz ekonomičnost, dostupnost a časovou náročnost jednotlivých technologií. Při stavbě závodního monopostu se jedná o kusovou prototypovou výrobu, je zde proto nejvhodnější kompletní výroba pomocí technologií třískového obrábění. Při návrhu komponent byla uvažována omezení této technologie, jako je například maximální vyložení nástroje, nejmenší rádius zaoblení průchozích kapes (odlehčovacích otvorů) nebo také správný poloměr zaoblení dna u kapes neprůchozích.

2.3 Pevnost a tuhost

Kolová skupina je vystavena značnému mechanickému namáhání, je tedy nezbytné provést pevnostní i tuhostní kontroly. Dostatečná tuhost prvků nápravy je důležitá pro optimální polohu kola vůči vozovce. Při nedostatečné tuhosti prvků nápravy může během jízdy docházet například ke změně odklonu kola - viz Obr. 3 nebo k sbíhavosti, což vede k zhoršené ovladatelnosti vozu.



Obr. 3: Výrazná změna odklonu levého (vnějšího) kola při průjezdu zatáčkou [3]

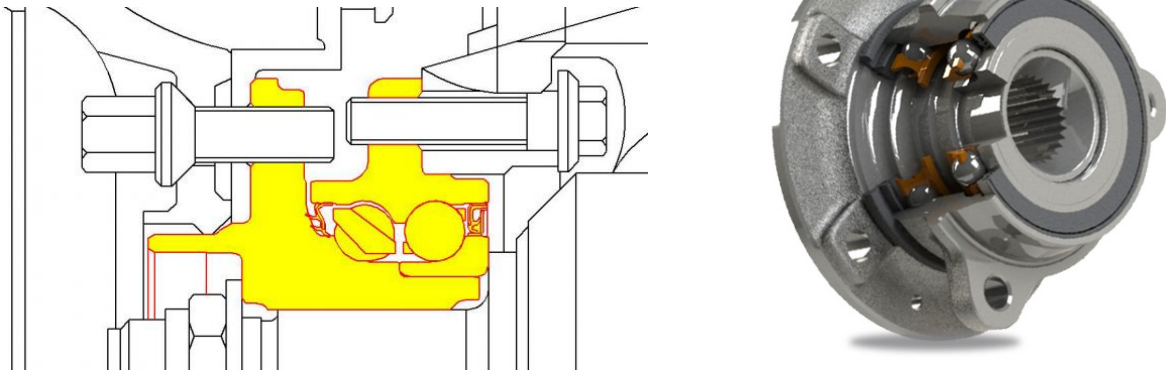
2.4 Používaná konstrukční řešení

V této kapitole představím používaná konstrukční uspořádání spojení náboje a středu kola u osobních a sportovních vozů.

2.4.1 Spojení pomocí kolových šroubů

Metoda spojení disku kola s nábojem pomocí šroubů, které se šroubují do závitových otvorů v náboji, je nejrozšířenějším řešením u běžných osobních automobilů evropských výrobců (VW, Škoda auto, Seat, Mercedes-Benz...).

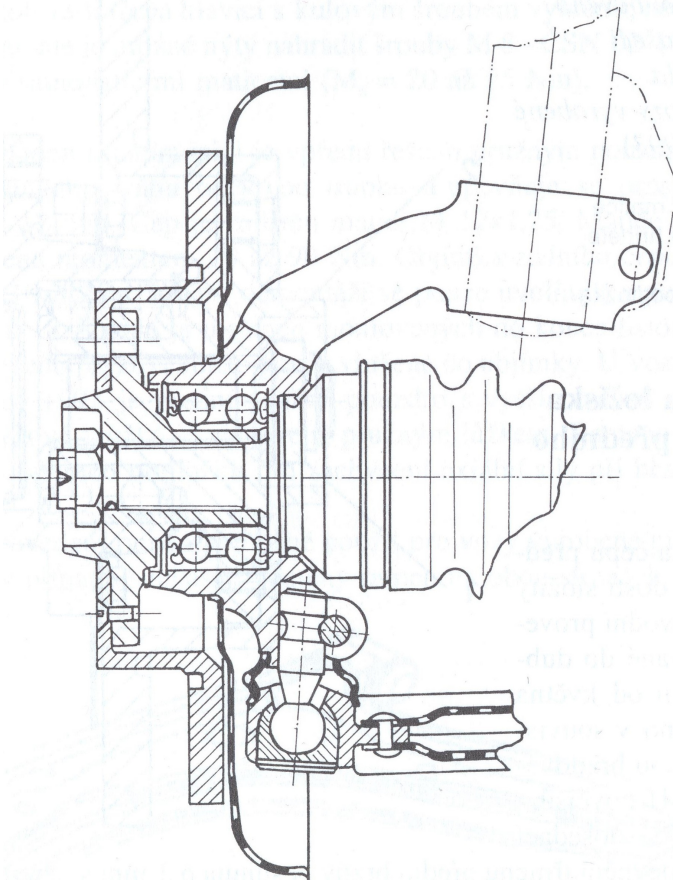
U sériově vyráběných vozů je žádoucí, aby byly jednotlivé komponenty lehce vyměnitelné bez nutnosti použití speciálního nářadí, montážních přípravků a vymezování předpětí ložisek. Proto se v současné době používají ložiskové jednotky třetí generace, které jsou s těhlicí spojené pomocí šroubové přírubby a mají již z výroby vymezené předpětí v sadě dvou kuličkových, nebo kuželíkových ložisek s kosoúhlým stykem - viz Obr. 4. Oproti předchozím generacím zde odpadá nutnost spojování komponent pomocí lisování. Nejedná se zde již o sestavu "náboj kola - ložisko - těhlice" (jako tomu bylo u první generace - viz Obr. 5), ložisko zde bylo přímo integrováno do náboje, což vedlo ke snížení zástavbových rozměrů, počtu dílů a tedy i montážních operací potřebných ke kompletaci celé sestavy. To by ve výsledku mohlo vést i k celkovému snížení výrobních nákladů vozidla.



Obr. 4: Náboj kola NTN třetí generace [4]

Vzhledem k tomu, že cílem soutěže Formula Student je výroba pouze jednoho vozu za sezónu, během které vůz najede přibližně 1000 km, jsou výše uvedené výhody použití hotového řešení tohoto typu uložení náboje do těhlice nezajímavé s přihlédnutím k vysoké hmotnosti i omezením ve volbě připojovací geometrie navazujících komponent.

Samotné provedení spojení náboje a středu kola pomocí šroubů se však i v soutěži Formula Student používá.



Obr. 5: Řez přední kolovou skupinou vozu Škoda favorit [5]

2.4.2 Lisované závitové kolíky

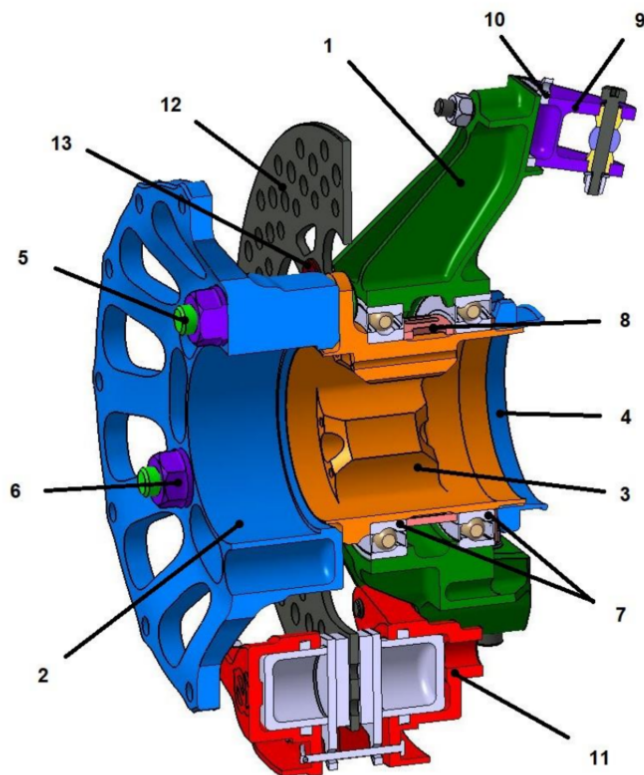
Velmi podobným řešením je nalisování závitových kolíků (čepů) do válcových otvorů v náboji a utažení disku kola pomocí matic. Toto řešení je u osobních vozidel rovněž často používáno, konstrukce vypadá velmi podobně jako na Obr. 4. Toto řešení je používáno především u značek osobních automobilů původem z Asie a USA (Mitsubishi, Suzuki, Nissan, Mazda, Ford, Dodge...)



Obr. 6: Náboj kola s lisovanými kolíky od společnosti SKF [6]

Na Obr. 7 je původní řešení kolové skupiny týmu CTU CarTech, které využívá tento typ spojení pomocí tří titanových závitových kolíků a matic. Náboj je do těhlice uložen pomocí dvojice samostatných kuličkových ložisek s kosoúhlým stykem. Provozní předpětí ložisek je vymezeno utažením ložiskové matice a přesným rozměrem broušeného distančního kroužku. Dvoudílný uhlíkový ráfek kola s pneumatikou je ke středu kola připojen pomocí dvanácti šroubů a matic M6.

Pravidla soutěže Formula Student zakazují použití dutých kolových šroubů nebo závitových kolíků.



1 – těhlice, 2 – střed kola, 3 – náboj kola, 4 – matice náboje, 5 – lisovaný závitový kolík,
 6 – matice kola, 7 – kolová ložiska, 8 – distanční kroužek, 9 – úchyt horního ramene,
 10 – podložka pro nastavení odklonu, 11 – brzdíč, 12 – brzdový kotouč, 13 – plovoucí čep

Obr. 7: Původní návrh spojení náboje kola [7]

2.4.3 Centrální matice

U závodních a sportovních vozů je často používáno spojení pomocí jedné centrální matice - viz Obr. 8. Toto řešení umožňuje jednoduchou a rychlou výměnu kola. U soutěží jako je F1 nebo NASCAR, kde výměna kol probíhá během závodu je to velmi důležitý aspekt. Přimo během samotných dynamických disciplín soutěže Formula Student však není výměna kol dovolena a tato výhoda tedy nemá velkou váhu.

Z konstrukčního pohledu lze ale za nezanedbatelnou výhodu považovat rovnoměrné rozložení přenášených sil mezi nábojem a středem kola, nevyskytují se zde tedy lokální špičky napětí od jednotlivých šroubových spojů jako tomu je u předchozích uvedených řešení. Přenos krouticího momentu z náboje na kolo je realizován pomocí unášecích čepů nalisovaných v náboji.

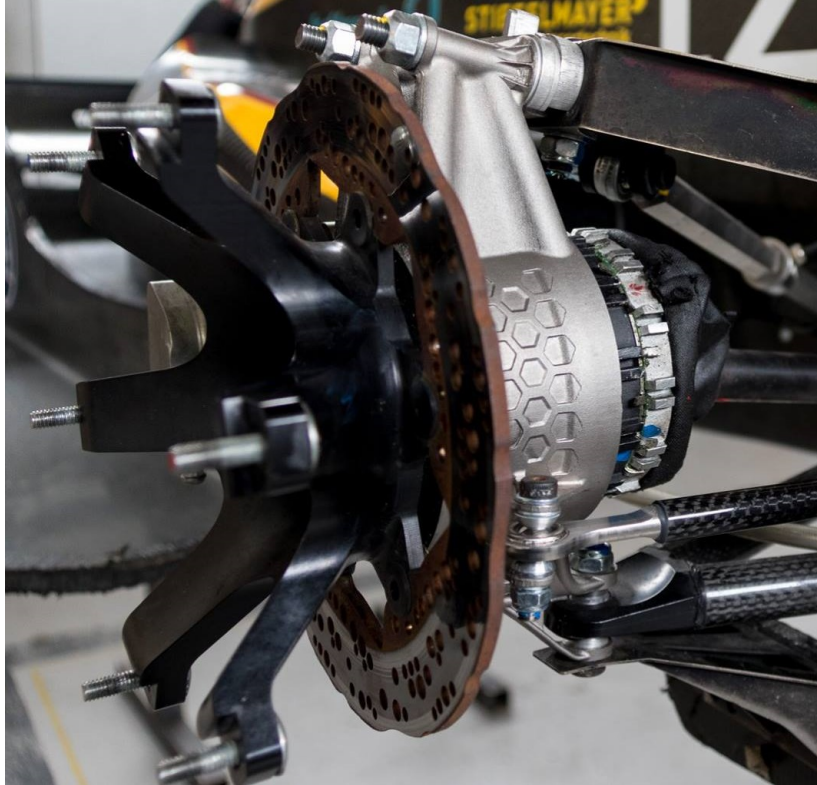
Jelikož se jedná o jediný prvek, který upevňuje kolo k náboji, je zde pravidly soutěže Formula Student dána povinnost použití pojištění proti povolení a případnému vyšroubování. Pokud je centrální matice (dále budu nazývat "CL matice") vyrobená z hliníkové slitiny, je pravidly vyžadována povrchová úprava matice tvrdým eloxováním.



Obr. 8: Kolo vozu Caterham CT05 F1 [8]

2.4.4 Eliminace spoje

Dalším možným řešením používaným v soutěži formula student je sloučení náboje a středu kola do jednoho dílu. Při výměně kola je tedy demontován samotný ráfek s pneumatikou.



Obr. 9: Kolová skupina týmu KA Racing [9]

Stejný způsob upevnění kola používá většina elektricky poháněných vozů, u kterých je ve většině případů součástí kolové skupiny planetová převodovka elektromotoru - viz Obr. 10



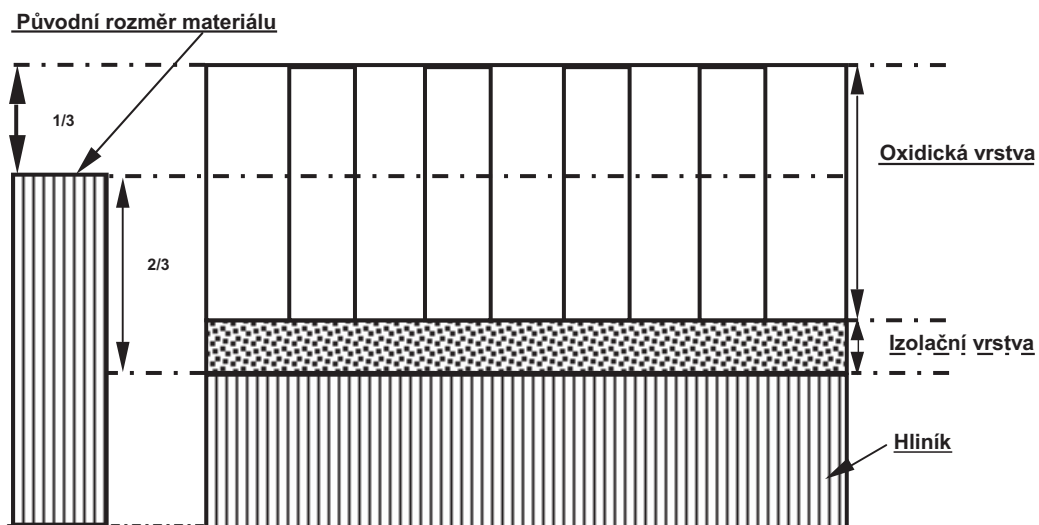
Obr. 10: Kolová skupina týmu WHZ Racing [10]

2.5 Ochrana povrchu dílů z hliníkových slitin

Na povrchu dílů z hliníkových slitin bez povrchové úpravy se vlivem atmosféry vytváří přírodní oxidická vrstva. Tato vrstva poskytuje relativně dobrou odolnost proti korozi, nicméně je velmi slabá (max. desetiny μm). Ve vlhkém prostředí se vnější část této vrstvy přemění v hydroxid $Al(OH)_3$. Výsledná vrstva nemá dobré mechanické ani estetické vlastnosti, proto je nutné povrch hliníkových součástí chránit. Toho lze dosáhnout elektrolytickou oxidací hliníku - eloxováním. Při tomto elektrochemickém procesu se původní povrch nejdříve mění na bezpórovitou vrstvu oxidů, která vrůstá přímým směrem do součásti (rozměr součásti se tedy nejdříve zmenšuje) a až při následném růstu druhé pórovité vrstvy se rozměr oproti výchozímu zvětší. [11]

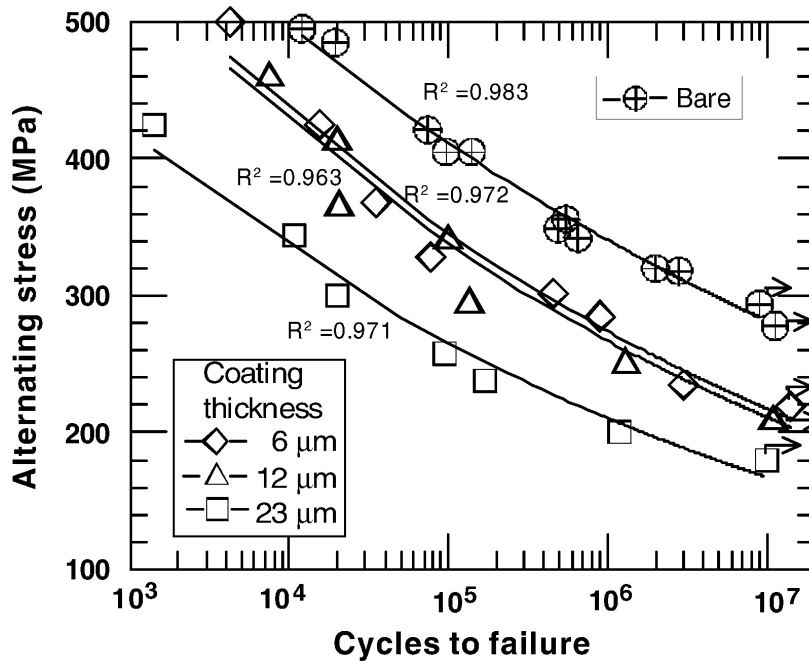
Eloxování lze rozdělit na dva základní typy:

- **Dekorativní (měkké)** vytváří vrstvu o tloušťce $(5 \div 25) \mu m$, která zasahuje $1/3$ tloušťky nad původní povrch. Vzniklá vrstva má tvrdost $(250 \div 350) HV$ a lze velmi dobře probarvit, díky čemuž je tato technologie hojně užívaná v architektuře.
- **Tvrdé eloxování** produkuje vrstvu tlustou $(20 \div 200) \mu m$, ta zasahuje $1/2$ tloušťky nad výchozí povrch. Díky tvrdosti $(300 \div 600) HV$ zajišťuje dobrou mechanickou odolnost dílce. [12]



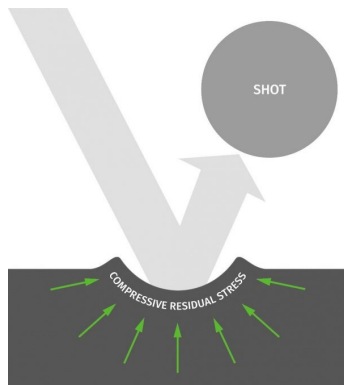
Obr. 11: Rozložení tloušťky vrstvy na povrchu [11]

Dle [13] však s rostoucí tloušťkou tvrdé oxidické vrstvy výrazně klesá mez únavy součásti - viz Obr. 12. To je velmi nežádoucí především pro dynamicky namáhané součásti. Je však potřeba také vzít v úvahu, že tvrdost slitiny EN-AW 7075 - T6 je pouze 175 HV [14] a správnou vrstvou eloxu lze zamezit narušení integrity povrchu součásti působením cizích těles (otlačení, vrypy), nebo degradaci vlivem povětrnostních vlivů.



Obr. 12: Únavové křivky pro různé tloušťky vrstvy [13]

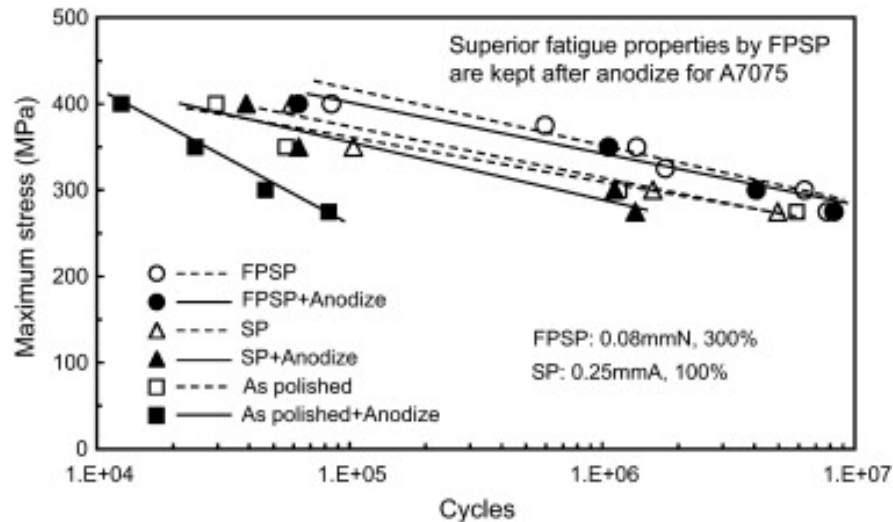
Možností, jak zmírnit negativní vliv tohoto jevu, je předúprava součásti kuličkováním. Kuličkování je proces tváření povrchové vrstvy součásti pomocí tryskání malými tvrdokovovými, nebo keramickými kuličkami. Během tohoto procesu proběhnou na povrchu součásti malé plastické deformace. Tyto deformace přetvoří zbytkové tahové napětí z předchozích procesů (např. třískové obrábění) na pnutí tlakové. Toto tlakové pnutí je výrazně méně nežádoucí -viz. Obr. 15. [15]



Obr. 13: Princip kuličkování [16]



Obr. 14: Kuličkový povrch (vlevo) [16]



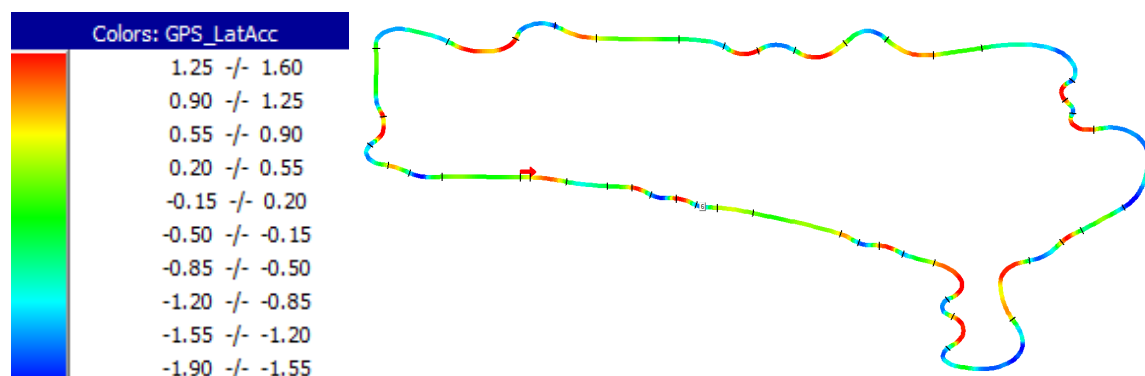
Obr. 15: Únavové křivky pro různé kombinace eloxování a kuličkování [15]
SP - Shot Peening, FPSP - Fine Particle Shot Peening

2.6 Rozbor silových účinků

V následujících podkapitolách jsou provedeny výpočty silových účinků působících na vůz při jednotlivých jízdách stavech.

2.6.1 Vstupní hodnoty

V tabulce níže jsou uvedeny návrhové hodnoty pro vůz FS13. Výška těžiště byla stanovena experimentálně - zvedáním vozu na váhách. Pro používané pneumatiky Hoosier 16×7,5-10 R25B bohužel nejsou dostupná naměřená data, ze kterých by se daly přesně vyhodnotit součinitele tření, budou tedy uvažovány stejné koeficienty jako pro pneumatiky 18,0×7,5-10 R25B, pro která tato data dostupná jsou. Aerodynamický přítlak byl vypočten na základě koeficientů získaných z CFD simulace v softwaru "Star CCM+" (práce kolegů z aerodynamické skupiny). Aerodynamický odpor byl ve výpočtech zanedbán. Hodnoty přetížení byly získány z telemetrických dat naměřených při závodě FS Czech a zpracovány v programu Racestudio Analysis [17].



Obr. 16: Grafické znázornění průběhu příčného přetížení vozu na závodě FS Czech v Mostě

Z vizualizace příčného přetížení na mapě závodní trati - viz Obr. 16 je zřejmé, že naměřená data mají průběh dle očekávání - extrémní příčné zatížení se nacházejí v zatáčkách. Z hodnot v tabulce Tab. 1 vypočteme:

Celková hmotnost

$$m_c = m_v + m_d = 187 + 75 = 262 \text{ kg} \quad (1)$$

Celková tíhová síla

$$G = m_c \cdot g = 262 \cdot 9,81 = 2\,570 \text{ N} \quad (2)$$

Hmotnost na přední nápravě

$$m_f = m \cdot \frac{m_{f\%}}{100} = 262 \cdot \frac{48}{100} = 126 \text{ kg} \quad (3)$$

Hmotnost na zadní nápravě

$$m_r = m_c - m_f = 262 - 126 = 136 \text{ kg} \quad (4)$$

Vzdálenost těžiště od zadní nápravy [18]

$$b = \frac{m_f \cdot L}{m_c} = \frac{126 \cdot 1,53}{262} = 734 \text{ mm} \quad (5)$$

Vzdálenost těžiště od přední nápravy

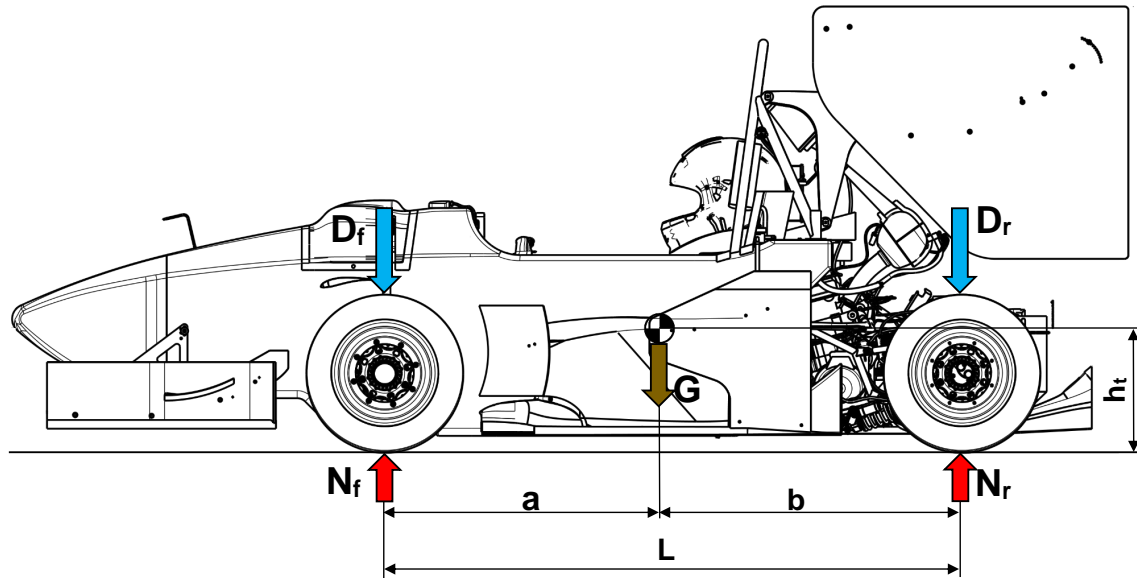
$$a = L - b = 1530 - 734 = 796 \text{ mm} \quad (6)$$

Tab. 1: Návrhové hodnoty pro vůz FS.13

Název veličiny	Označení	Hodnota	Jednotka
Hmotnost vozu	m_v	187	kg
Hmotnost jezdce	m_d	75	kg
Výška těžiště	h_t	252	mm
Gravitační zrychlení	G	9,81	m/s^2
Rozvor	L	1 530	mm
Rozchod přední nápravy	T_f	1 180	mm
Rozchod zadní nápravy	T_r	1 100	mm
Podíl hmotnosti na přední nápravě	$m_{f\%}$	48	%
Příčný součinitel tření	μ_{lat}	1,75	-
Podélný součinitel tření	μ_{long}	1,8	-
Dynamický poloměr kola	r_d	200	mm
Přítlak na přední nápravu při rychlosti 60km/h	D_{f60}	296	N
Přítlak na zadní nápravu při rychlosti 60 km/h	D_{r60}	305	N
Přítlak na přední nápravu při rychlosti 70 km/h	D_{f70}	392	N
Přítlak na zadní nápravu při rychlosti 70 km/h	D_{r70}	418	N
Přítlak na přední nápravu při rychlosti 80 km/h	D_{f80}	506	N
Přítlak na zadní nápravu při rychlosti 80 km/h	D_{r80}	536	N
Přítlak na přední nápravu při rychlosti 112 km/h	D_{f112}	973	N
Přítlak na zadní nápravu při rychlosti 112 km/h	D_{r112}	1 037	N

2.6.2 Přímočará jízda

Přímočará jízda po rovné trati maximální návrhovou rychlost vozidla 112km/h .



Obr. 17: Síly působící při přímočaré jízdě maximální rychlostí

Momentová rovnice k bodu kontaktu zadní pneumatiky s vozovkou

$$-D_{f112} \cdot L - G \cdot b + N_f \cdot L = 0 \quad (7)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu přední pneumatiky s vozovkou

$$D_{r112} \cdot L + G \cdot a - N_r \cdot L = 0 \quad (8)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$N_f = \frac{D_{f112} \cdot L + G \cdot b}{L} = \frac{973 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,734}{1,53} = 2\,207,1 \text{ N} \quad (9)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{fw} = \frac{N_f}{2} = \frac{2\,207,1}{2} = 1\,103,5 \text{ N} \quad (10)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

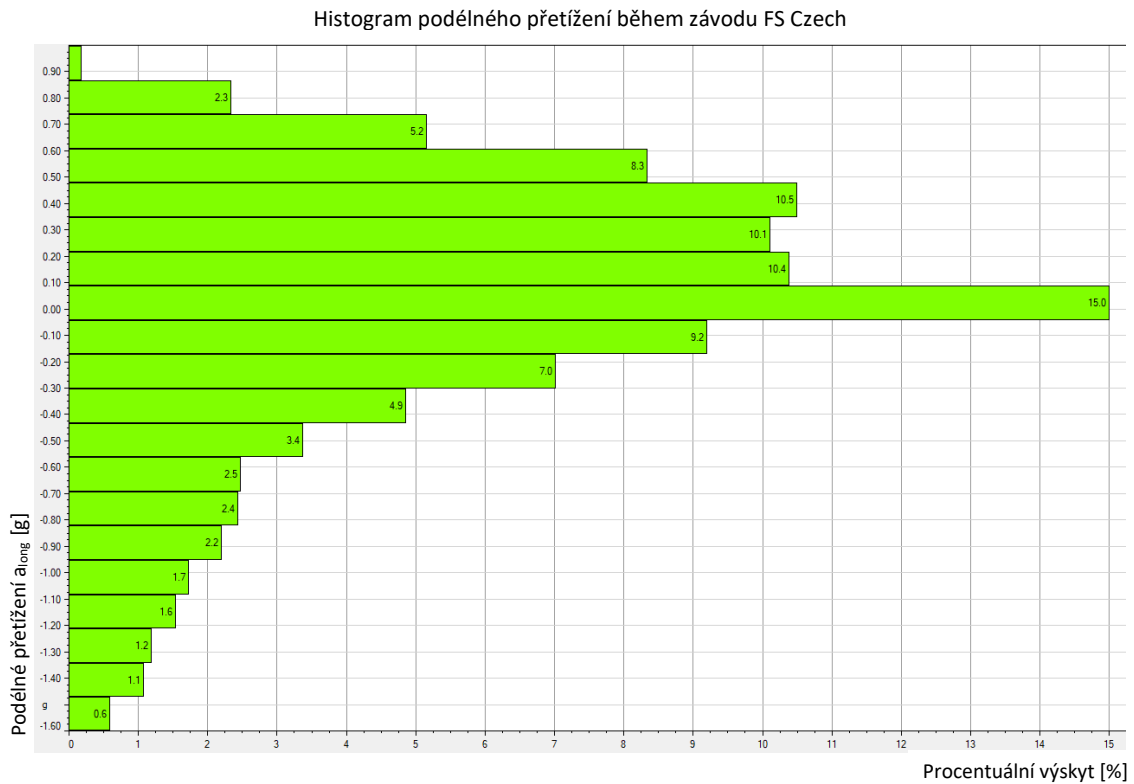
$$N_r = \frac{D_{r112} \cdot L + G \cdot a}{L} = \frac{1\,037 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,796}{1,53} = 2\,373,8 \text{ N} \quad (11)$$

Normálová síla působící na zadní kolo

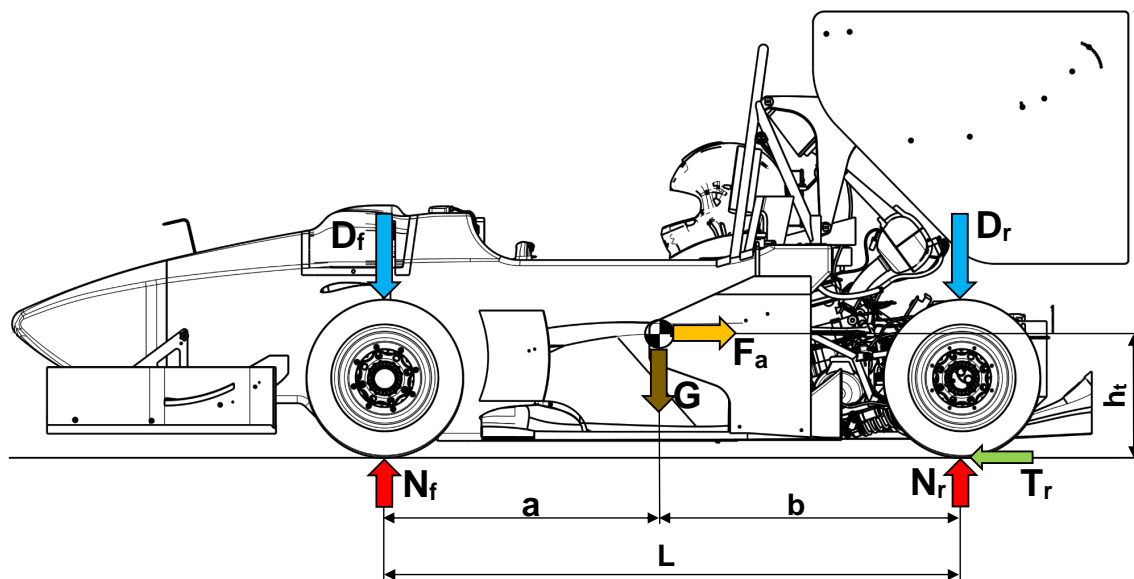
$$N_{rw} = \frac{N_r}{2} = \frac{2\,373,8}{2} = 1\,186,9 \text{ N} \quad (12)$$

2.6.3 Akcelerace

Z histogramu na Obr. 18 bylo odečteno maximální podélné přetížení při akceleraci $a_{longA} = 0,9g$. Akcelerace při tomto přetížení probíhá při rychlosti $70km/h$.



Obr. 18: Histogram podélného přetížení při závodu FS Czech



Obr. 19: Síly působící na vůz při akceleraci

Síla od zrychlení

$$F_a = m_c \cdot a_{longA} \cdot g = 262 \cdot 0,9 \cdot 9,81 = 2\,313,2\,N \quad (13)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu zadní pneumatiky s vozovkou

$$-D_{f70} \cdot L - G \cdot b + N_{fa} \cdot L + F_a \cdot h_t = 0 \quad (14)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu přední pneumatiky s vozovkou

$$D_{r70} \cdot L + G \cdot a - N_{ra} \cdot L + F_a \cdot h_t = 0 \quad (15)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$\begin{aligned} N_{fa} &= \frac{D_{f70} \cdot L + G \cdot b - F_a \cdot h_t}{L} \\ &= \frac{392 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,734 - 2\,313,2 \cdot 0,252}{1,53} = 1\,245,2 \text{ N} \end{aligned} \quad (16)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{faw} = \frac{N_{fa}}{2} = \frac{1\,245,2}{2} = 622,6 \text{ N} \quad (17)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

$$\begin{aligned} N_{ra} &= \frac{D_{r70} \cdot L + G \cdot a + F_a \cdot h_t}{L} \\ &= \frac{418 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,796 + 2\,313,2 \cdot 0,252}{1,53} = 2\,135,4 \text{ N} \end{aligned} \quad (18)$$

Normálová síla působící na zadní kolo

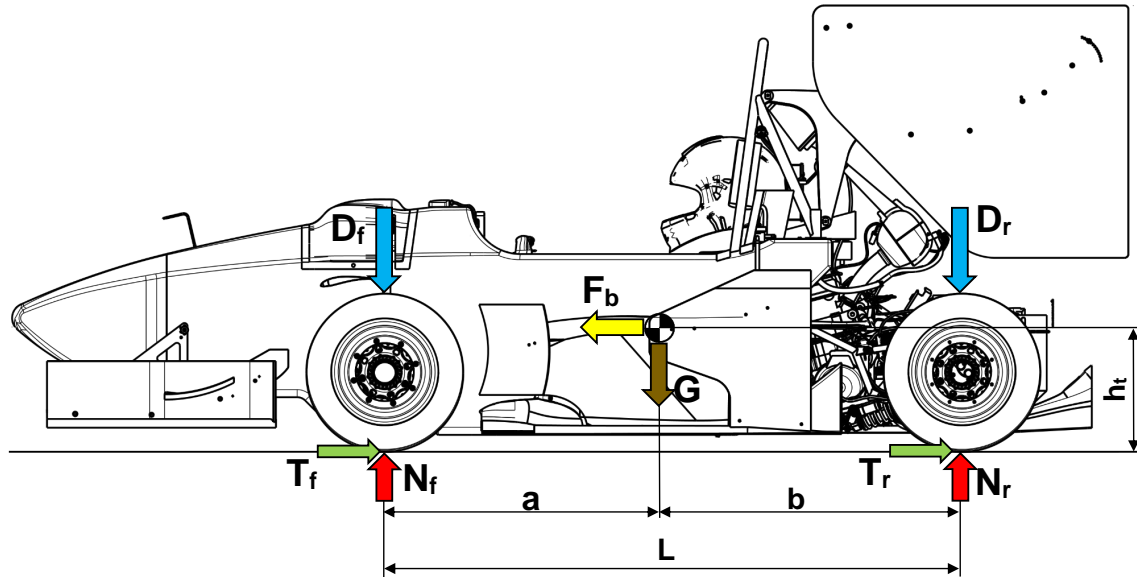
$$N_{raw} = \frac{N_{ra}}{2} = \frac{2\,135,4}{2} = 1\,067,7 \text{ N} \quad (19)$$

Tečná síla působící na zadní kolo

$$T_{raw} = N_{raw} \cdot \mu_{long} = 1\,067,7 \cdot 1,8 = 1\,921,9 \text{ N} \quad (20)$$

2.6.4 Brzdění

Z histogramu na Obr. 18 bylo odečteno maximální podélné přetížení při brzdění $a_{longB} = 1,8g$. Brzdění při tomto přetížení probíhá z rychlosti 80km/h .



Obr. 20: Síly působící na vůz při brzdění

Síla od brzdění

$$F_b = m_c \cdot a_{longB} \cdot g = 262 \cdot 1,8 \cdot 9,81 = 4\,112,4\text{ N} \quad (21)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu zadní pneumatiky s vozovkou

$$-D_{f80} \cdot L - G \cdot b + N_{fb} \cdot L - F_b \cdot h_t = 0 \quad (22)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu přední pneumatiky s vozovkou

$$D_{r80} \cdot L + G \cdot a - N_{rb} \cdot L - F_b \cdot h_t = 0 \quad (23)$$

Normálová síla působící na přední nápravu

$$\begin{aligned}
 N_{fb} &= \frac{D_{f80} \cdot L + G \cdot b + F_b \cdot h_t}{L} \\
 &= \frac{506 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,734 + 4\,112,4 \cdot 0,252}{1,53} = 2\,417,1\text{ N}
 \end{aligned} \quad (24)$$

Normálová síla působící na přední kolo

$$N_{fbw} = \frac{N_{fb}}{2} = \frac{2\,417,1}{2} = 1\,208,6\text{ N} \quad (25)$$

Těčná síla působící na přední kolo

$$T_{fbw} = N_{fbw} \cdot \mu_{long} = 1\,208,6 \cdot 1,8 = 2\,175,4\text{ N} \quad (26)$$

Normálová síla působící na zadní nápravu

$$\begin{aligned} N_{rb} &= \frac{D_{r80} \cdot L + G \cdot a - F_b \cdot h_t}{L} \\ &= \frac{536 \cdot 1,53 + 2\,570 \cdot 0,796 - 4\,112,4 \cdot 0,252}{1,53} = 1\,194,9 \text{ N} \end{aligned} \quad (27)$$

Normálová síla působící na zadní kolo

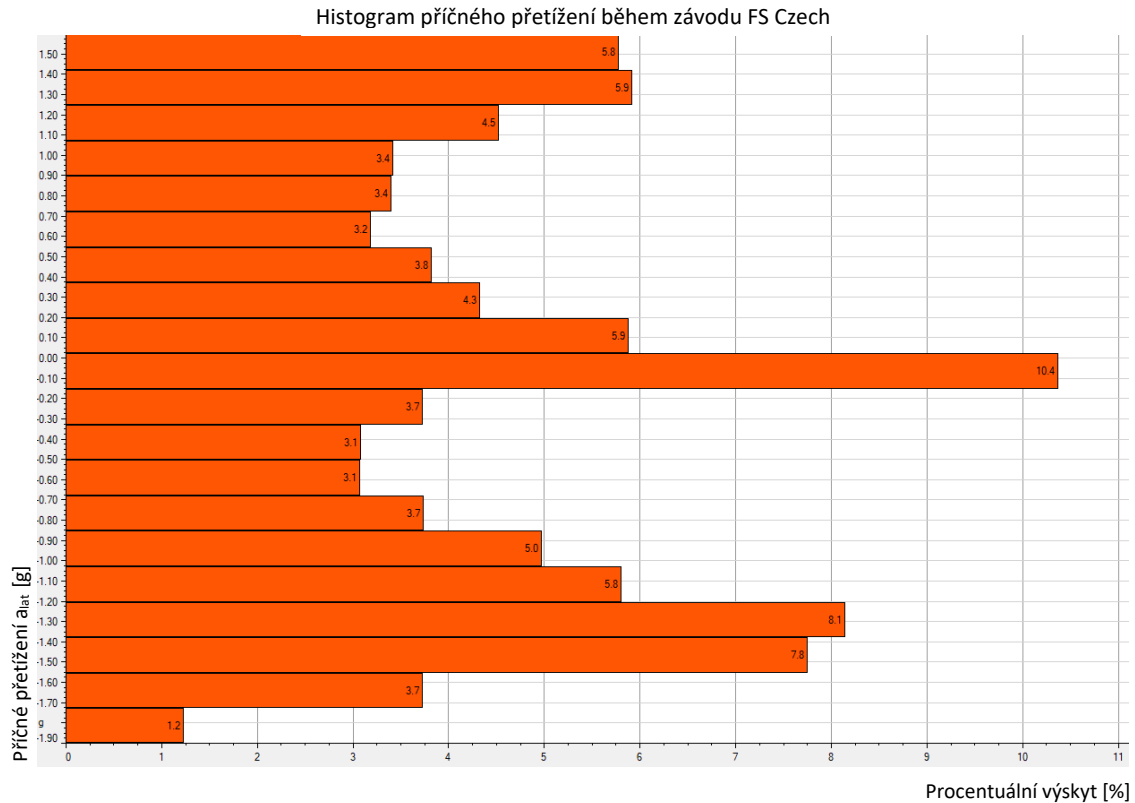
$$N_{rbw} = \frac{N_{rb}}{2} = \frac{1\,194,9}{2} = 597,5 \text{ N} \quad (28)$$

Tečná síla působící na zadní kolo

$$T_{rbw} = N_{fbw} \cdot \mu_{long} = 597,5 \cdot 1,8 = 1\,075,4 \text{ N} \quad (29)$$

2.6.5 Průjezd zatáčkou

Z histogramu na Obr. 21 bylo odečteno maximální příčné přetížení při průjezdu zatáčkou $a_{lat} = 1,9g$, které nastává při rychlosti $60km/h$



Obr. 21: Histogram příčného přetížení při závodu FS Czech

Síla bočního přetížení na přední nápravě

$$F_{cf} = m_f \cdot a_{lat} \cdot g = 126 \cdot 1,9 \cdot 9,81 = 2\,344\, N \quad (30)$$

Tíha na přední nápravě

$$G_f = m_f \cdot g = 126 \cdot 9,81 = 1\,236,1\, N \quad (31)$$

Momentová rovnice k bodu kontaktu levé (vnitřní) pneumatiky s vozovkou

$$-D_f \cdot \frac{T_f}{2} - G_f \cdot \frac{T_f}{2} + N_L \cdot T + F_{cf} \cdot h_t = 0 \quad (32)$$

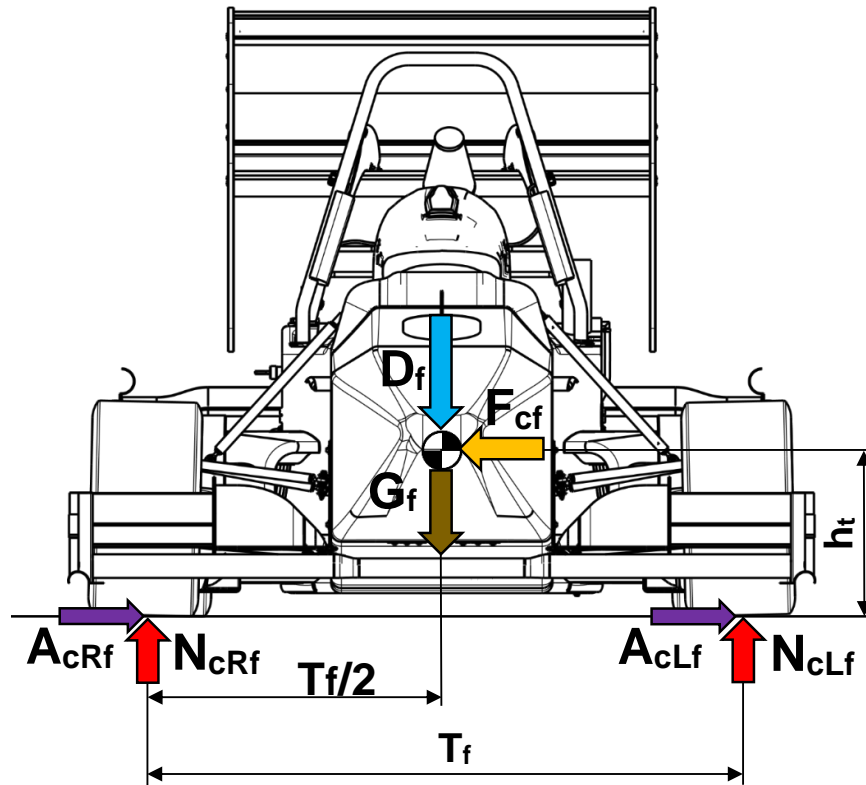
Momentová rovnice k bodu kontaktu pravé (vnější) pneumatiky s vozovkou

$$D_f \cdot \frac{T_f}{2} + G_f \cdot \frac{T_f}{2} - N_R \cdot T + F_{cf} \cdot h_t = 0 \quad (33)$$

Normálová síla působící na přední levé kolo

$$N_{cLf} = \frac{D_{f60} \cdot \frac{T_f}{2} + G_f \cdot \frac{T_f}{2} - F_{cf} \cdot h_t}{T_f} \quad (34)$$

$$= \frac{296 \cdot \frac{1,18}{2} + 1\,236,1 \cdot \frac{1,18}{2} - 2\,344 \cdot 0,252}{1,18} = 264,1\, N$$



Obr. 22: Čelní pohled na vozidlo a síly na něj působící při průjezdu levotočivou zatáčkou

Axiální síla působící na levé přední kolo

$$A_{cLf} = N_{cLf} \cdot \mu_{lat} = 264,1 \cdot 1,75 = 462,2 \text{ N} \quad (35)$$

Normálová síla působící na přední pravé kolo

$$\begin{aligned}
 N_{cRf} &= \frac{D_{f60} \cdot \frac{T_f}{2} + G_f \cdot \frac{T_f}{2} + F_{cf} \cdot h_t}{T_f} \\
 &= \frac{296 \cdot \frac{1,18}{2} + 1\,236,1 \cdot \frac{1,18}{2} + 2\,344 \cdot 0,252}{1,18} = 1\,265,3 \text{ N}
 \end{aligned} \quad (36)$$

Axiální síla působící na pravé přední kolo

$$A_{cRf} = N_{cRf} \cdot \mu_{lat} = 1\,265,3 \cdot 1,75 = 2\,214,2 \text{ N} \quad (37)$$

Analogicky pro zadní nápravu: Normálová síla působící na zadní levé kolo

$$N_{cLr} = 238,8 \text{ N} \quad (38)$$

Axiální síla působící na zadní levé kolo

$$A_{cLr} = 418 \text{ N} \quad (39)$$

Normálová síla působící na zadní pravé kolo

$$N_{cRr} = 1\,402,3 \text{ N} \quad (40)$$

Axiální síla působící na zadní pravé kolo

$$A_{cRr} = 2\,454,1 \text{ N} \quad (41)$$

2.6.6 Shrnutí silových účinků

V Tab. 2 jsou shrnuty síly vypočtené v předchozích kapitolách pro jednotlivé zátěžné stavy: Tučně zvýrazněné síly budou použity pro definici zatížení v MKP modelech v praktické části této práce.

Tab. 2: Souhrn sil

Jízdní stav	Směr síly	Působíště	Označení	Síla [N]
Přímočará jízda	Normálová	Přední kolo	N_{fw}	1 103,5
	Normálová	Zadní kolo	N_{rw}	1 186,9
Akcelerace	Normálová	Přední kolo	N_{faw}	622,6
	Normálová	Zadní kolo	N_{raw}	1 067,7
	Tečná	Zadní kolo	T_{raw}	1 921,9
Brzdění	Normálová	Přední kolo	N_{fbw}	1 208,6
	Tečná	Přední kolo	T_{fbw}	2 175,4
	Normálová	Zadní kolo	N_{rbw}	597,5
	Tečná	Zadní kolo	T_{rbw}	1 075,4
Zatáčení	Normálová	Přední kolo vnitřní	N_{Lcf}	264,1
	Normálová	Zadní kolo vnitřní	N_{cLf}	238,8
	Normálová	Přední kolo vnější	N_{cRf}	1 265,3
	Normálová	Zadní kolo vnější	N_{cRr}	1 402,3
	Axiální	Přední kolo vnitřní	A_{cLf}	462,2
	Axiální	Zadní kolo vnitřní	A_{cLr}	418,0
	Axiální	Přední kolo vnější	A_{cRf}	2 214,2
	Axiální	Zadní kolo vnější	A_{cRr}	2 454,1

3 Konstrukční návrh

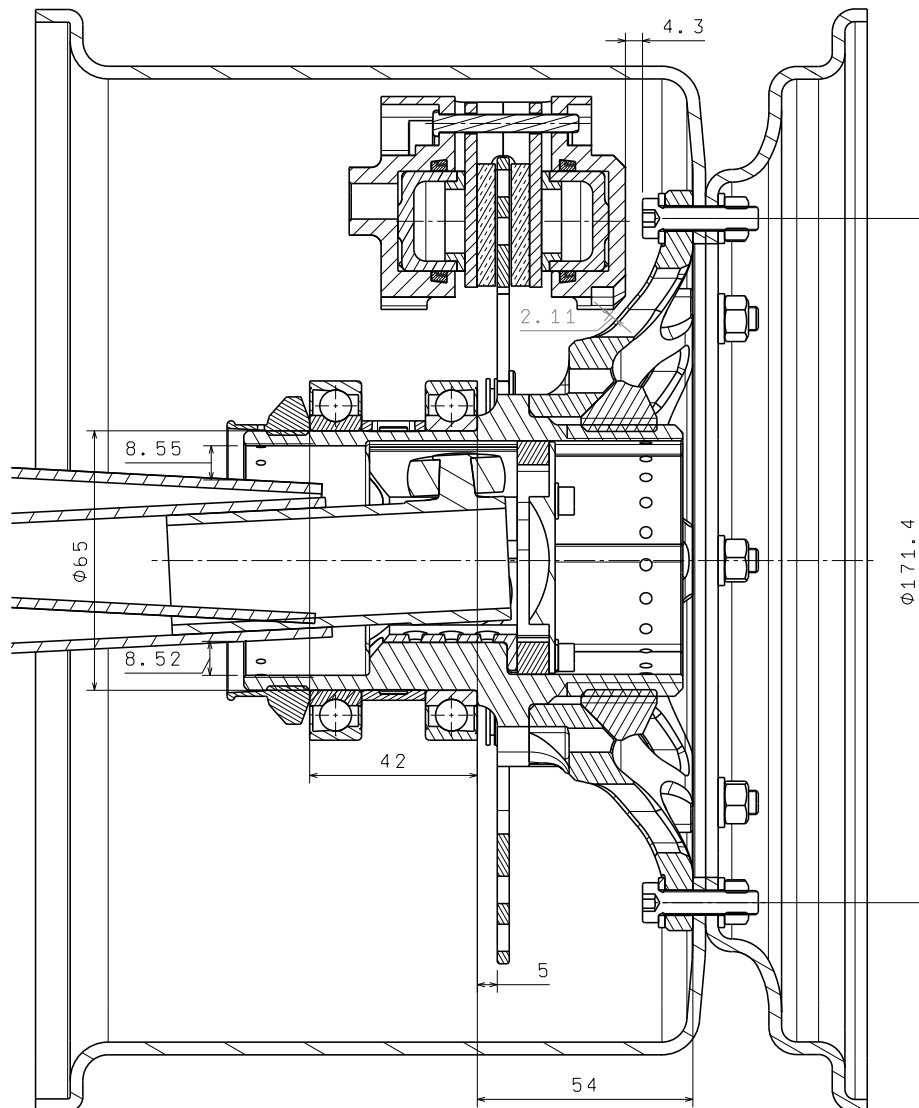
Návrhový prostor nové kolové skupiny byl značně omezen navazujícími komponenty jako je těhlice, brzdové třmeny, poloosa a dvoudílný ráfek, jejichž konstrukce se pro tuto generaci návrhu vozu neplánuje měnit, a to především z kapacitních a ekonomických důvodů.

Musí proto být zachovány následující rozměry, které jsou znázorněné na Obr. 23:

- Průměr pro lisování sady ložisek SKF S71913 ACD HC
- Rozměr přes ložiska daný těhlicí
- Bezpečná vzdálenost od brzdového třmenu
- Průměr roztečné kružnice pro připojení k dvoudílnému ráfku kola
- Poloha brzdového kotouče
- Vzdálenost rozhraní střed-disk od čelní plochy ložisek

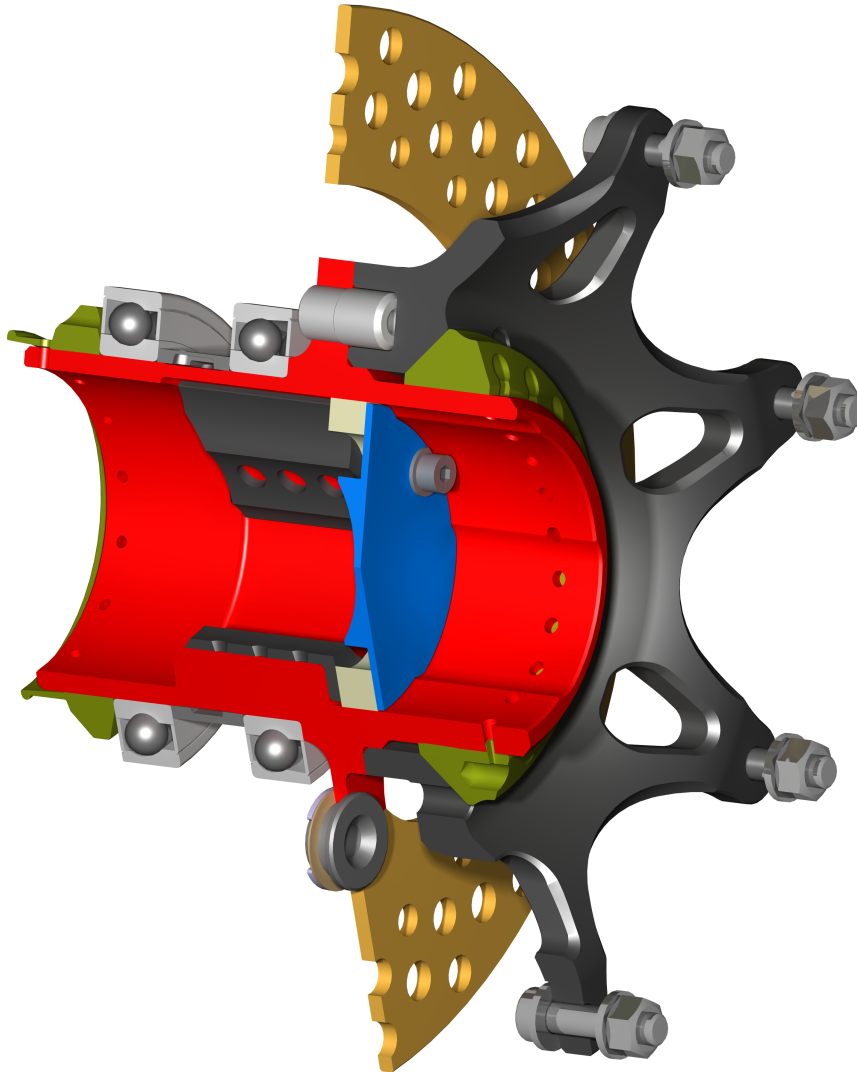
Pro zadní nápravu dále také navíc:

- Připojovací geometrie a kinematické obálky tripodu poloosy SKF VKJA 8947
- Bezpečná vzdálenost od poloosy v krajních polohách (při propružení i vypružení zadní nápravy)



Obr. 23: Schéma uspořádání a geometrických omezení pro zadní náboj a střed kola

Na Obr. 24 je vidět řez hotovým modelem nově navržené zadní kolové skupiny pro vůz FS13. V následujících podkapitolách budou provedeny výpočty, které verifikují správnost postupu při návrhu této nové konstrukční varianty. Stejným způsobem byla navržena i přední kolová skupina.



Obr. 24: Řez modelem

3.1 Výpočet šroubového spoje centrální matice

Z hlediska technologičnosti konstrukce byl zvolen na konci náboje kola vnější závit M68x3, střed kola s ráfkem a pneumatikou je pak k náboji upevněn centrální maticí.

Analýza šroubového spoje byla provedena v programu MITCalc. Reálné zatížení bude kombinací osové síly a přídatného ohybového momentu, výpočet bude pro jednoduchost proveden pouze pro zjednodušené působení síly A_{Rcr} a A_{Lcr} v ose šroubového spoje a radiální síly N_{Rcr} . Vliv ohybového momentu působícího na tento šroubový spoj je zanedbán vzhledem k velikosti výsledných součinitelů bezpečnosti - viz příloha 1

1.2 **Režim zatížení, typ spoje**
 1.3 Provedení šroubového spoje
 1.4 Zatížení šroubového spoje
 1.5 Průběh zatížení

B ... Spojení součástí průchozím šroubem s maticí
 Kombinované zatížení
 Střídavé zatížení

1.6 **Zatížení spoje**
 1.7 Maximální osová síla
 1.8 Minimální osová síla
 1.9 Maximální radiální síla

F_{amax}	2454,00	[N]
F_{amin}	-418,00	[N]
F_r	1402,00	[N]

Obr. 25: Zadání způsobu zatížení šroubového spoje

Ve výpočtu byl dále definován materiál a geometrie spojovaných komponent. Ve výpočtu vystupuje velké množství koeficientů, které jsou dostatečně vysvětleny v nápovědě programu. Součástí nápovědy jsou i tabulky hodnot, dle kterých jsem tyto koeficienty volil. Pro další výpočty budu uvažovat utahovací moment $M = 228 \text{ Nm}$ a maximální montážní předpětí $F_0 = 17392 \text{ N}$ a zbytkové provozní předpětí $F_2 = 10126 \text{ N}$ - viz výsledky výpočtu na Obr. 25.

5.6 **Montážní předpětí šroubového spoje**

5.7 Maximální osová složka provozní síly	F_a	2454	[N]
5.8 Maximální radiální složka provozní síly	F_r	1402	[N]
5.9 Minimální potřebná svěrná síla pro přenos radiální síly	F_{cmin}	7788,89	[N]
5.10 Část osově složky provozní síly přitěžující šroub	ΔF_1	89,86	[N]
5.11 Část osově složky provozní síly odlehčující sevřené součásti	ΔF_2	2364,14	[N]
5.12 Minimální potřebné montážní předpětí spoje	F_{0min}	17392	[N]
5.13 Montážní předpětí spoje	F_0	17392,0	[N]
5.14 Utahovací moment	M	228,36	[Nm]

5.15 **Silové poměry zatíženého spoje**

5.16 Změna předpětí ohřátím spoje na provozní teplotu	ΔF_{OT}	-621,81	[N]
5.17 Ztráta předpětí trvalou deformací (sednutím) spoje	ΔF_{OL}	-4279,85	[N]
5.18 Provozní předpětí spoje	F_0'	12490,34	[N]
5.19 Zbytkové předpětí sevřených částí spoje	F_2	10126,20	[N]
5.20 Výsledná vnitřní osová síla ve šroubu	F_1	12580,20	[N]
5.21 Součinitel těsnosti (předpětí) spoje	q_a	4,126	
5.22 Bezpečnost proti bočnímu posunutí	q_r	1,300	

Obr. 26: Část výstupu z programu s požadovanými hodnotami [19]

Výpočet nezahrnuje kontrolu závitu na otláčení, proto byla provedena ručně. Nejprve je však nutné určit dovolený tlak v závitech p_{zD} . Hodnota kontaktního tlaku pro šroubový spoj, pro kombinaci šroubu a matice ze slitiny hliníku není dostupná. Proto bylo využito přirovnání k odpovídající třídě ocelového šroubu.

Tab. 3: Značky a mechanické vlastnosti pro materiál ocelových šroubů a matic [20]

Značka (doplňková číslice)	4A (.0)	4D, 4P (.0)	4S (.0)	5D, (.1)	5S (.2)	6D	6S (.3)	8E (.4)	8G (.5)	10K (.7)	12K	—
DIN pro šrouby	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6	6,8	—	8,8	10,9	12,9	14,9
Mez pevnosti [MPa]	340	400	400	500	500	500	600	800	800	1000	1200	1400
Mez kluzu [MPa]	200	240	320	300	400	360	480	650	640	900	1080	1260
Výchozí materiál (ČSN)	11343	11343	11343	11500	11343	—	—	14240	12040	14240	—	—
DIN pro matice	4	4	4	5	5	6	6	—	8	10	12	14
Zkušební napětí [MPa]	400	400	400	500	500	600	600	800	800	1000	1200	1400
Výchozí materiál (ČSN)	10370	10370	11343	11500	11320	—	—	14240	12040	14240	—	—

Mechanické vlastnosti hliníkové slitiny EN-AW 7075 T6 [14] se dle Tab. 3 nejvíce blíží třídě šroubu 5S.

Tab. 4: Dovolené tlaky v závitech spojovacích šroubů [21]

Materiál šroubu										
Materiál matice	4A	4D	4S	5D	5S	6S	6G	8G 8E	10K 10G	12K
	p_d [MPa]									
Ocel	40	50	75	70	90	110	120	150	200	250
Litina	25	30	45	40	55	70	80	90	125	150
Hliníkové slitiny	18	20	30	27	35	45	50	60	80	90

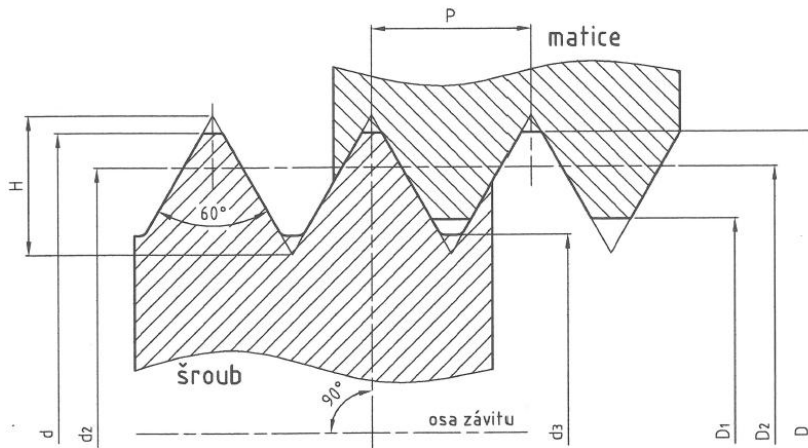
Dle Tab. 4 lze odečíst dovolený kontaktní tlak ve spoji pro kombinaci materiálu šroubu 5S a matice z hliníkové slitiny $p_d = 35 \text{ MPa}$.

Tab. 5: Rozměry závitu M68x3 [22]

třída přesnosti šroubu	D=d max	D=d min	D2 max	D2 min	d3 max	d3 min
6g	67,95	67,58	66	65,79	64,704	63,943
třída přesnosti matice	D1 min	D1 max	d2 min	d2 max	D=d min	D=d max
6H	64,752	65,252	66,051	66,331	68	68,713

Nosná výška závitu pro rozměry dle Tab. 5

$$H_1 = \frac{d_{min} - D_{1max}}{2} = \frac{67,58 - 65,252}{2} = 1,164 \text{ mm} \quad (42)$$



Obr. 27: Rozměry metrického závitu [22]

Tlak v závitech v montážním stavu

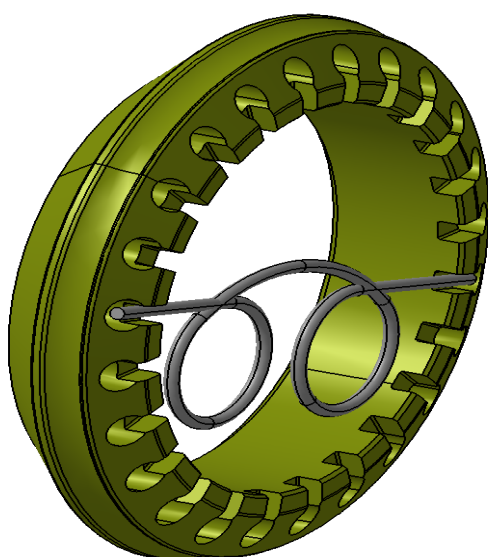
$$p_z = \frac{F_0}{\pi \cdot d_2 \cdot H_1 \cdot z} = \frac{17\,329}{\pi \cdot 66,05 \cdot 1,164 \cdot 5} = 14,34 \text{ MPa} \quad (43)$$

Bezpečnost

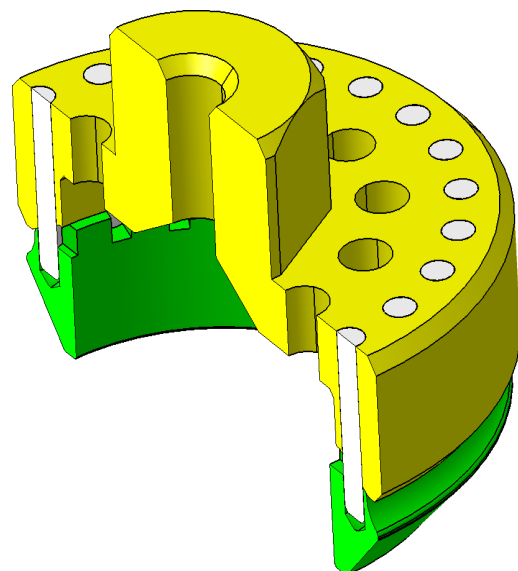
$$k = \frac{p_z}{p_{zD}} = \frac{35}{14,34} = 2,4 \quad (44)$$

Bezpečnost na otláčení je vyhovující.

Na obr je zobrazena navržená matice s pojišťovací pružinkou, které se vloží do radiálních otvorů v náboji a zapadne do drážek v matici.



(a) Navržená centrální matice s pojištěním

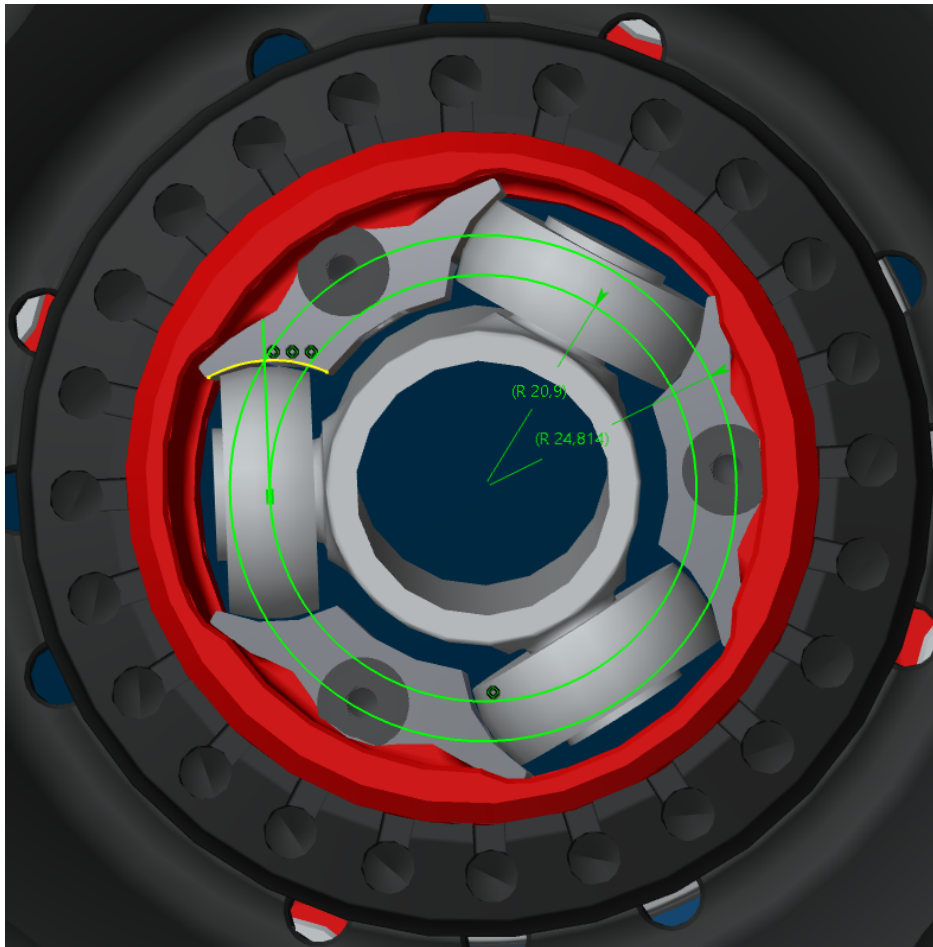


(b) Klíč pro dotahování centrální matice

Obr. 28: Centrální matice

3.2 Přenos kroutícího momentu od motoru

Přenos kroutícího momentu od diferenciálu je realizován pomocí duté ocelové poloosy s tripoidním kloubem. Dochází zde k čarovému styku konkávní kulové plochy (valivý kámen tripodu) a konvexní válcové plochy na náboji. Vzhledem k propružování nápravy vozidla se musí tripod v náboji axiálně i úhlově pohybovat. Ve stykových plochách budou vysoká lokální napětí. Je tedy nutné tato napětí vyčíslit a rozhodnout, zda bude přípustné použití hliníkové slitiny, nebo jestli bude nutné použití ocelové vložky. Vzhledem k tomu že, limity Hertzových kontaktních tlaků pro řešené materiály neznáme, byl zvolen výpočet pomocí MKP a následně porovnáno prvního hlavního napětí s mezí kluzu.



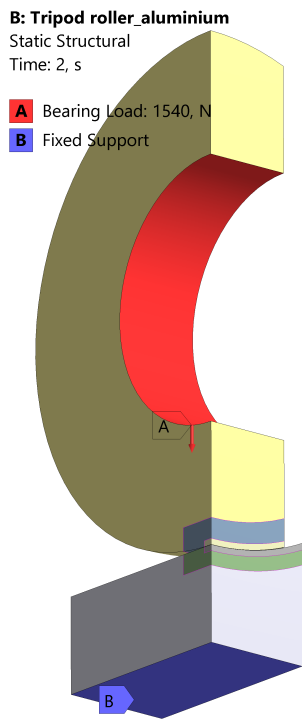
Obr. 29: Geometrie kontaktu tripod-náboj

Kroutící moment při akceleraci lze dopočítat z Tab. 2 jako:

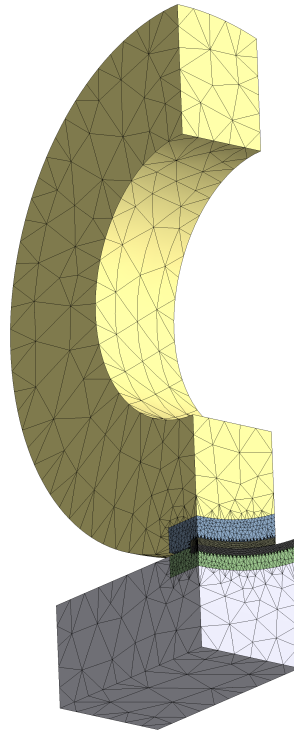
$$M_{acc} = T_{raw} \cdot r_d = 1\,921,9 \cdot 0,2 = 384,4 \text{ Nm} \quad (45)$$

Sílu působící na jednu rolnu tripodu:

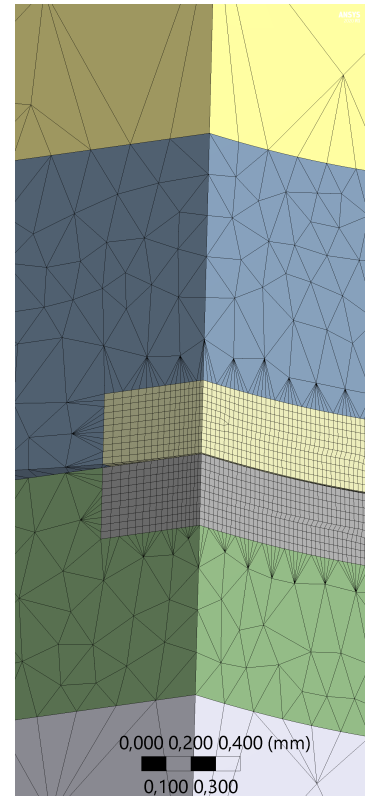
$$F_{rol} = \frac{M_{acc}}{R \cdot 3} = \frac{384,4}{0,00209 \cdot 3} = 6\,130 \text{ N} \quad (46)$$



(a) Okrajové podmínky



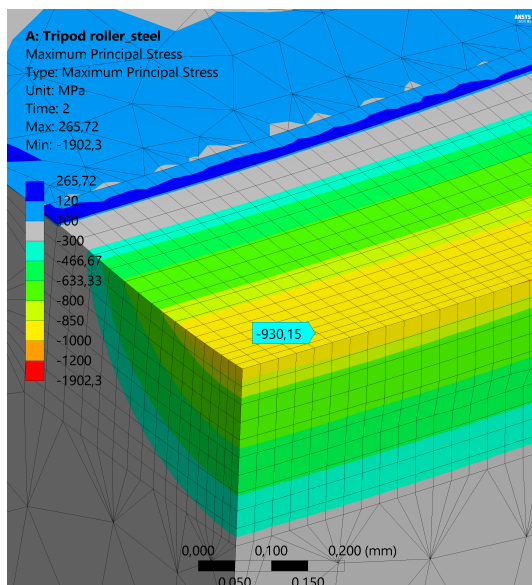
(b) Síť



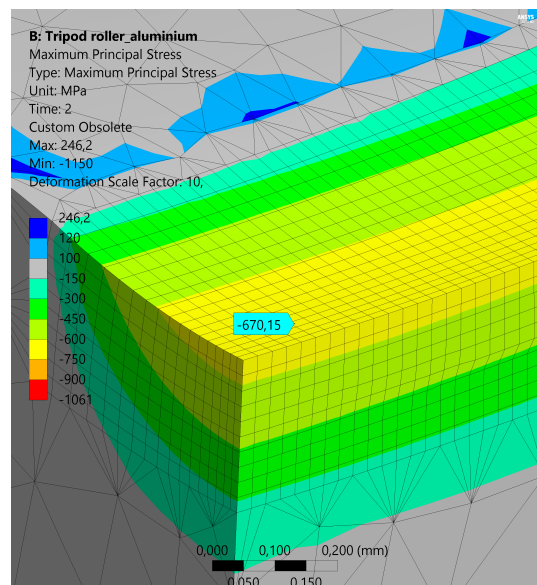
(c) Detail síť

Obr. 30: Výpočetní čtvrtmodel

Na Obr. 30 je zobrazený výpočetní čtvrtmodel. Bylo využito dvojnásobné rovinné symetrie, která vede k redukci počtu elementů sítě a lepší konvergenci výpočtu. Symetrie v modelu se vztahuje jak na geometrii, tak i na okrajové podmínky, proto je zatěžující síla zobrazená v okrajových podmínkách simulačního modelu pouze čtvrtinová. Kontakt mezi tělesy byl definován jako frictionless s definicí Augmented Lagrange a faktorem normálové tuhosti kontaktu 10. V okolí kontaktu byly použity hexahedrální elementy o velikosti 0,03mm.



(a) Náboj z oceli



(b) Náboj z hliníkové slitiny

Obr. 31: Porovnání prvních hlavních napětí na náboji

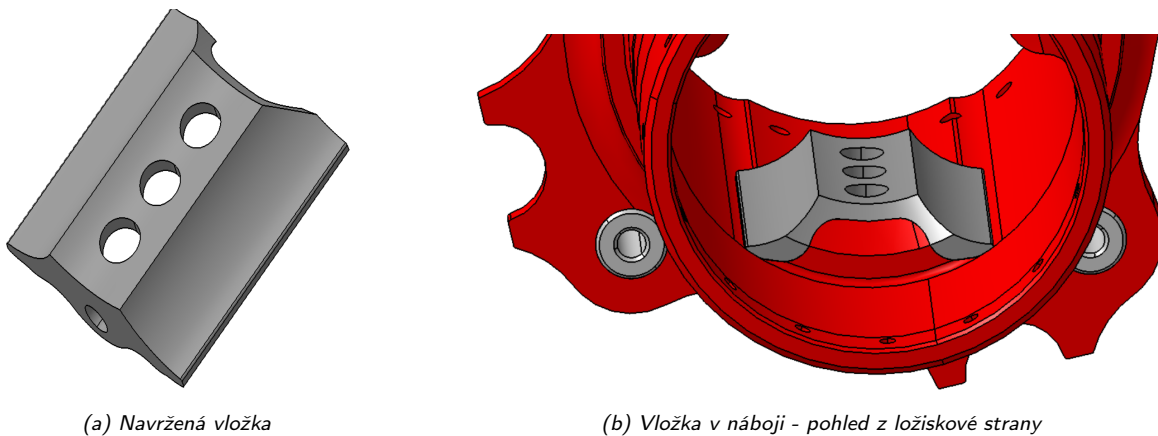
Pro původní náboj z oceli 34CrNiMo6, která má v zušlechtěném stavu mez kluzu $R_e = 1\,450\text{ MPa}$ je bezpečnost

$$k_{34CrNiMo6} = \frac{1\,450}{930} = 1,55 \quad (47)$$

Pro uvažovanou hliníkovou slitinu EN-AW 7075-t6 s mezí kluzu $R_{p0,2} = 485\text{ MPa}$ je mez kluzu překročena.

$$k_{ENAW7075} = \frac{485}{670} = 0,72 \quad (48)$$

Je tedy nutné použití ocelových vložek. Vložky budou obráběny z oceli z 34CrNiMo6 v již zušlechtěném stavu. Každá vložka je k náboji kola připevněna pomocí šroubu velikosti M4, který zároveň připevňuje i krytku tripodu poloosy a silonový distanční kroužek - viz Obr. 24.



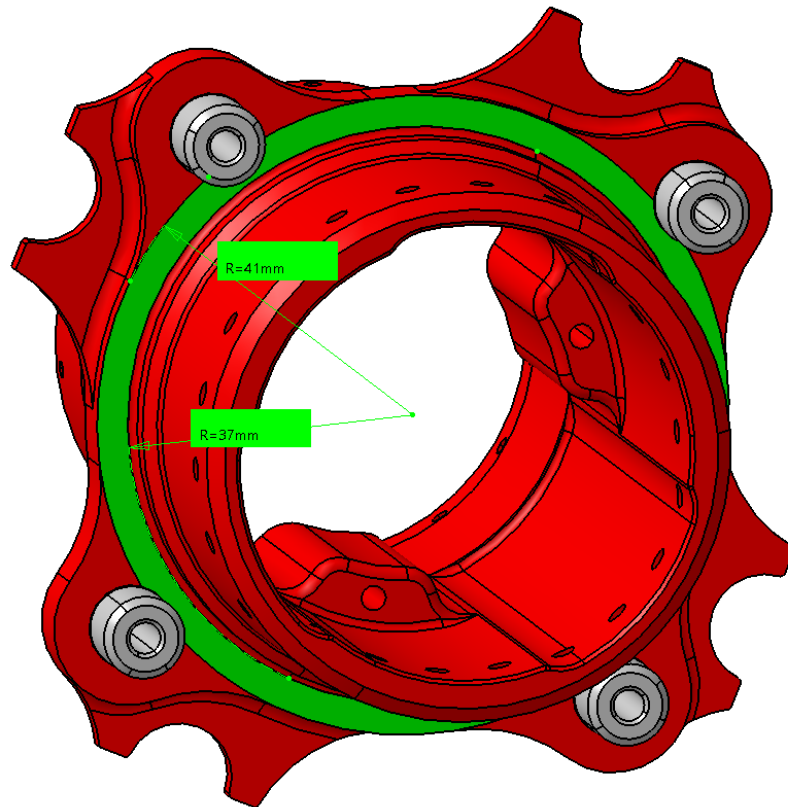
Obr. 32: Vložka tripodu poloosy

3.3 Přenos kroutícího momentu ze středu na náboj

Kroutící moment mezi středem a nábojem je přenášen částečně pomocí třecích momentů mezi středem a nábojem, a také mezi středem a CL maticí, která je s nábojem spojena pomocí závitového spoje.

Momentová kapacita rovinného mezikruží na rozhraní střed-náboj při uvažování konstantní provozní síly ve šroubovém spoji [23] :

$$M_1 = \frac{F_2 \cdot f}{4} \cdot (d + D) = \frac{10\,126 \cdot 0,18}{4} \cdot \frac{2 \cdot 37 + 2 \cdot 41}{1\,000} = 71,1\text{ Nm} \quad (49)$$

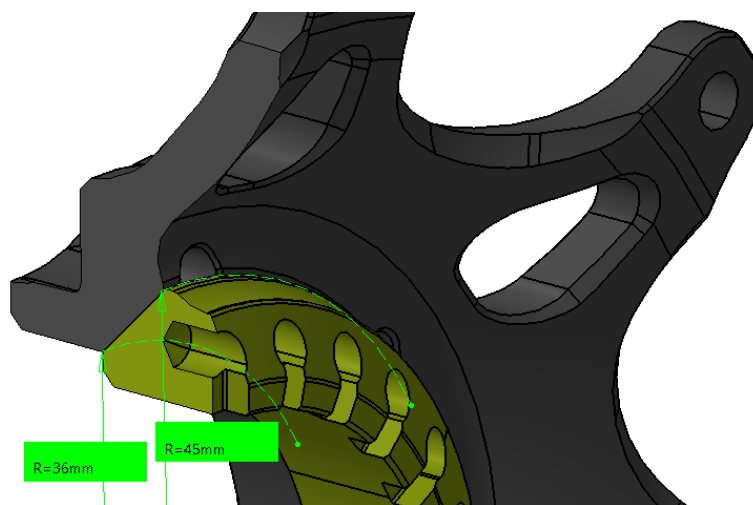


Obr. 33: Rovinná třecí plocha

Na rozhraní CL matice a středu se nachází druhá třecí plocha, která je schopná přenášet kroučící moment ze středu na náboj.

Momentová ktéto kuželové plochy dle [23]:

$$M_2 = \frac{F_2 \cdot f}{4 \cdot \sin\alpha} \cdot (d + D) = \frac{10\,126 \cdot 0,14}{4 \cdot \sin 45^\circ} \cdot \frac{2 \cdot 36 + 2 \cdot 45}{1\,000} = 81,2 \text{ Nm} \quad (50)$$



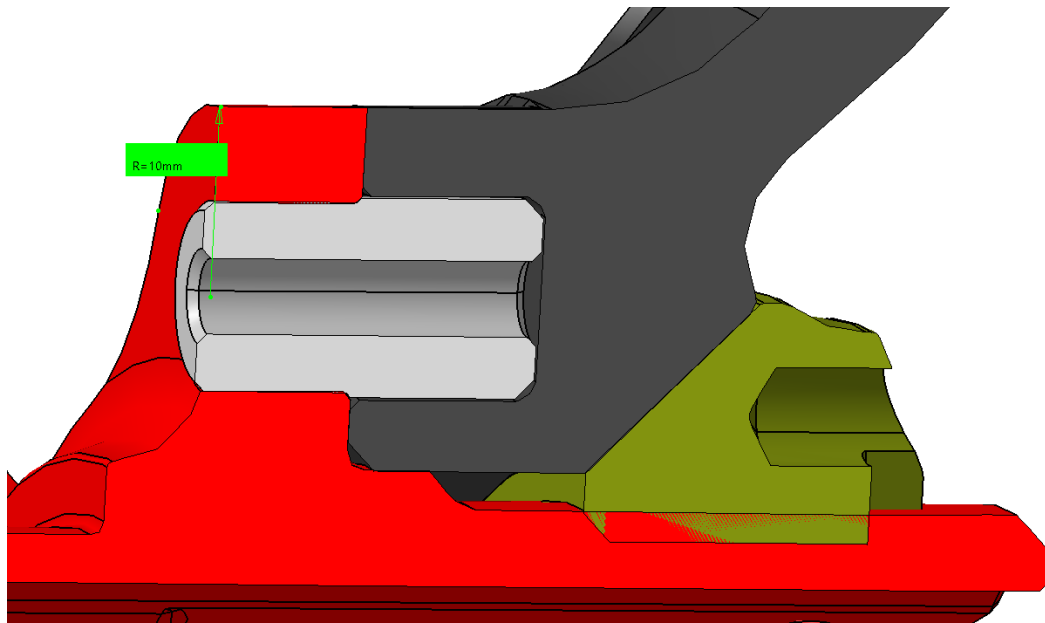
Obr. 34: Kuželová třecí plocha

Vzhledem k tomu, že součet těchto třecích momentů je menší, než moment M_B 75 Je tedy ještě nutné použití dalších prvků pro zajištění přenosu zbytkového kroučícího momentu:

$$M_{zb} = M_B - M_1 - M_2 = 435 - 71,1 - 81,2 = 282,7 \text{ Nm} \quad (51)$$

Vzhledem ke zvolené geometrii středu kola, který má osm paprsků, byly použity čtyři unášecí čepy vyrobené z hliníkové slitiny EN-AW 7075-t6, které jsou nalisované do náboje.

Jelikož se jedná o kusovou výrobu, neuvažoval jsem volbu tolerančních polí obvyklým způsobem. Pro otvor v náboji byla předepsána tolerance H7, které lze dosáhnout vrtáním karbidovým vrtákem. Všechny otvory byly následně při rozměrové kontrole přeměřeny a čepy jsem vyrobil na CNC soustruhu s navrženým přesahem $\Delta_d = 0,04 \text{ mm}$ vůči těmto hodnotám.



Obr. 35: Unášecí čep

Výpočet napětí v lisovaném spoji pro zvolený přesah dle [24] :

R = vnější poloměr válcové plochy náboje = 10 mm; r = vnější poloměr čepu = 5mm; r_o = poloměr otvoru v čepu Geometrická konstanta náboje:

$$C_N = \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} = \frac{10^2 + 5^2}{10^2 - 5^2} = 1,67 \quad (52)$$

Geometrická konstanta hřídele

$$C_H = \frac{r^2 + r_o^2}{r^2 - r_o^2} = \frac{5^2 + 2^2}{5^2 - 2^2} = 1,38 \quad (53)$$

Tlak ve spoji při uvažovaném zohlednění přesahu strhnutého při lisování

$$p = E \cdot \frac{\Delta_d - 5,5 \cdot (Ra_N + Ra_H)}{2 \cdot r \cdot (C_N + C_H)} = 71000 \cdot \frac{0,04 - 5,5 \cdot (1,6 + 0,8) \cdot 10^{-3}}{2 \cdot 5 \cdot (1,67 + 1,38)} = 62,5 \text{ MPa} \quad (54)$$

Výpočet konstant

$$(\sigma_o)_N = p \cdot \frac{r^2}{R^2 - r^2} = 62,5 \cdot \frac{5^2}{10^2 - 5^2} = 20,8 \text{ MPa} \quad (55)$$

$$K_N = p \cdot \frac{r^2 \cdot R^2}{R^2 - r^2} = 62,5 \cdot \frac{5^2 \cdot 10^2}{10^2 - 5^2} = 2\,081,2 \text{ MPa} \quad (56)$$

$$(\sigma_o)_H = -p \cdot \frac{r^2}{r^2 - r_o^2} = -62,5 \cdot \frac{5^2}{5^2 - 2^2} = -74,33 \text{ MPa} \quad (57)$$

$$K_H = -p \cdot \frac{r^2 \cdot r_o^2}{r^2 - r_o^2} = -2,5 \cdot \frac{5^2 \cdot 2^2}{5^2 - 2^2} = -297,3 \text{ MPa} \quad (58)$$

Složky napětí na průměru r náboje

$$(\sigma_t)_N = (\sigma_o)_N + \frac{K_N}{r^2} = 20,8 + \frac{2\,081,2}{5^2} = 104,1 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$(\sigma_r)_N = (\sigma_o)_N - \frac{K_N}{r^2} = 20,8 - \frac{2\,081,2}{5^2} = -62,5 \text{ MPa} \quad (60)$$

Redukované napětí dle τ_{max}

$$\sigma_{red}^N = (\sigma_t)_N - (\sigma_r)_N = 104,1 - (-62,5) = 166,6 \text{ MPa} \quad (61)$$

Statická bezpečnost

$$k_N = \frac{R_e}{\sigma_{red}^N} = \frac{485}{166,6} = 2,9 \quad (62)$$

Složky napětí na průměru r_o čepu

$$(\sigma_t)_H = (\sigma_o)_H + \frac{K_H}{r_o^2} = -74,33 + \frac{-297,3}{2^2} = -148,6 \text{ MPa} \quad (63)$$

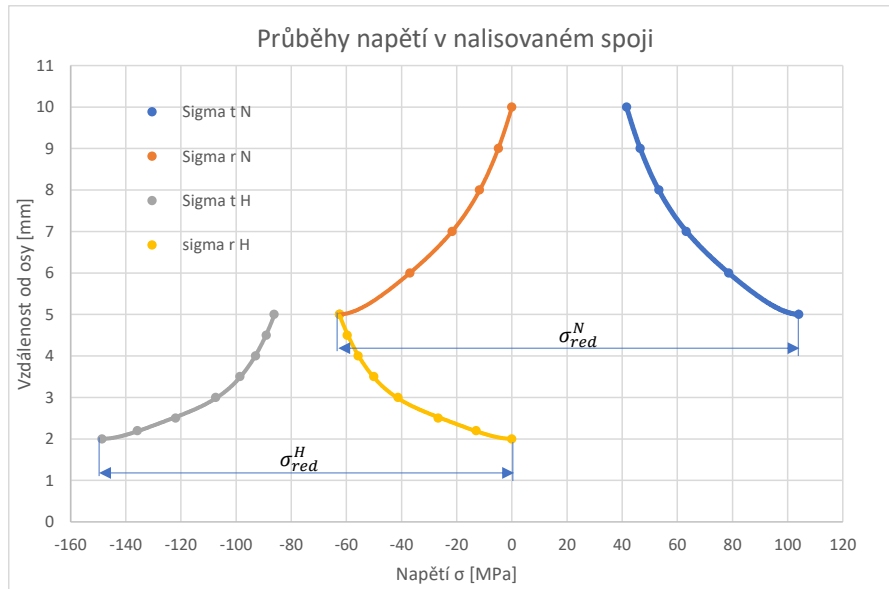
$$(\sigma_r)_H = (\sigma_o)_H - \frac{K_H}{r_o^2} = -74,33 - \frac{-297,3}{2^2} = 0 \text{ MPa} \quad (64)$$

Redukované napětí dle τ_{max}

$$\sigma_{red}^H = (\sigma_r)_H - (\sigma_t)_H = 0 - (-148,6) = 148,6 \text{ MPa} \quad (65)$$

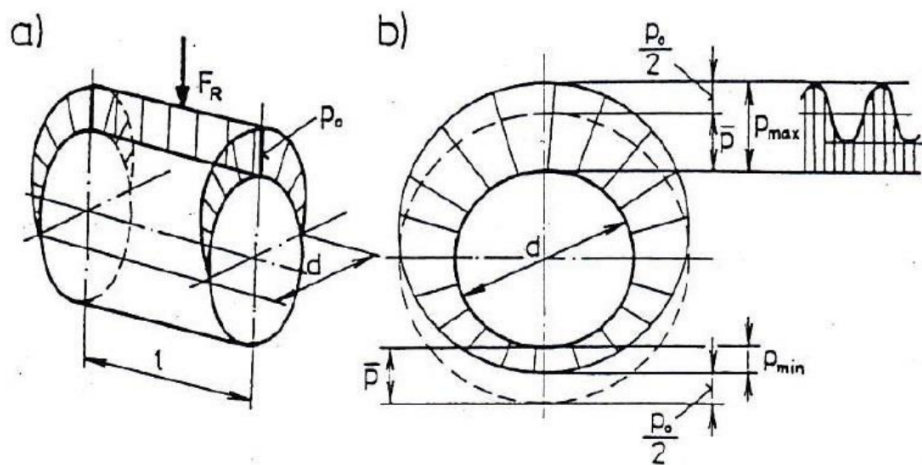
Statická bezpečnost

$$k_H = \frac{R_e}{\sigma_{red}^H} = \frac{485}{148,6} = 3,2 \quad (66)$$



Obr. 36: Průběh napětí na průměru po nalisování

Přerozdělení tlaku při zatížení



Obr. 37: Přerozdělení tlaku od vnější radiální síly [24] v

Radiální síla působící na jeden čep, počet čepů $n = 4$, roztečný poloměr $R_c = 45mm$

$$F_R = \frac{M_{zb}}{n \cdot R_c} = \frac{282,7}{4 \cdot 0,045} = 1\,570\,N \quad (67)$$

Maximální tlak při zatížení, délka zalisované části čepu $l = 8mm$

$$p_{max} = p + \frac{p_o}{2} = p + \frac{2 \cdot F_R}{\pi \cdot l \cdot d} = 62,5 + \frac{2 \cdot 1\,570}{\pi \cdot 8 \cdot 10} = 75\,MPa \quad (68)$$

Minimální tlak při zatížení

$$p_{min} = p - \frac{p_o}{2} = p - \frac{2 \cdot F_R}{\pi \cdot l \cdot d} = 62,5 - \frac{2 \cdot 1\,570}{\pi \cdot 8 \cdot 10} = 50\,MPa \quad (69)$$

Maximální redukované napětí lze také vypočítat i bez výpočtu jednotlivých složek napětí dle následující rovnice pomocí geometrických konstant vypočtených v rovnici 53 a 52.

$$\sigma_{red}^X = (1 + C_X) \cdot p_{max} \quad (70)$$

Bezpečnost pro náboj při zatížení

$$k_{NF} = \frac{R_e}{\sigma_{red}^{NF}} = \frac{R_e}{(1 + C_N) \cdot p_{max}} = \frac{485}{(1 + 1,67) \cdot 75} = 2,42 \quad (71)$$

Bezpečnost pro čep při zatížení

$$k_{HF} = \frac{R_e}{\sigma_{red}^{HF}} = \frac{R_e}{(1 + C_H) \cdot p_{max}} = \frac{485}{(1 + 1,38) \cdot 75} = 2,72 \quad (72)$$

Bezpečnost přesahující 2 je vyhovující. Bylo by však žádoucí, aby $K_N > K_H$, tedy aby v případě (hypotetického) přetížení spoje došlo k poškození čepů, které jsou výrazně jednodušší a levnější na výrobu i výměnu než náboj náboj. Toho by se dalo docílit zvětšením průměru otvoru v čepu.

Kontrola čepů na stříh

$$\tau = \frac{F_R}{\pi(r^2 - r_0^2)} = \frac{1\,530}{\pi(5^2 - 2^2)} = 23,2 \text{ MPa} \quad (73)$$

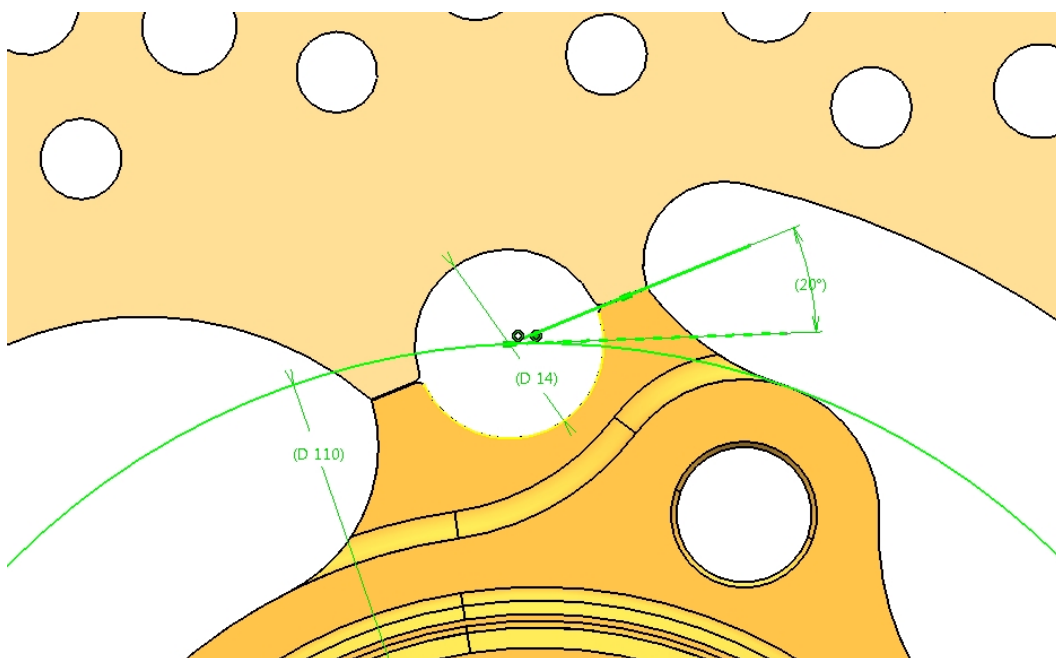
Mez pevnosti materiálu čepů ve stříhu je $\tau_D = 330 \text{ MPa}$, bezpečnost je tedy:

$$k_\tau = \frac{\tau_D}{\tau} = \frac{330}{23,2} = 14 \quad (74)$$

3.4 Přenos kroutícího momentu z náboje na brzdový kotouč

Kroutící moment při brzdění je mezi nábojem a brzdovým kotoučem přenášén pomocí plovoucích čepů, které oproti pevnému kotouči vykazuje lepší brzdovou účinnost. "Dělicí rovina" mezi kotoučem a nábojem byla u předchozí konstrukce válcová plocha vzniklá při soustružení dílce.

Dle následujících výpočtů je však výhodnější tuto rovinu natočit vůči tečnému směru pro zvětšení kontaktní plochy při brzdění.



Obr. 38: Rozhraní náboje kola a brzdového kotouče

Je však nutné brát v úvahu i potenciální jízdní stav, kdy musí vůz brzdit v opačném směru, například při ztrátě kontroly nad vozidlem a následném přetáčivém smyku - dále budu nazývat "reverzní brzdění". Moment při reverzním brzdění však nebude nikdy tak velký, jako při standardním brzdění při jízdě vpřed. I z hlediska toho, že tlak v brzdovém okruhu a z toho plynoucí velikost brzdného momentu je závislá na síle, kterou působí řidič na brzdový pedál. Nezanedbatelná část této síly plyne ze samotného zrychlení (záporného), které řidiči při brzdění při jízdě vpřed pomáhá brzdit stále více. Při jízdě vzad by řidiči toto zrychlení naopak sílu, kterou působí na pedál ubíralo. Při diskusi s ostatními konstruktéry z týmu jsme dospěli k závěru, že uvažovat polovinu standardního brzdného momentu pro reverzní brzdění je přiměřené. Při povolování a utahování CL matice je tento utahovací moment rovněž zachycován přes brzdový kotouč.

Brzdný moment pro přední kolo:

$$M_B = T_{fbw} \cdot r_d = 2\,175 \cdot 0,2 = 435 \text{ Nm} \quad (75)$$

Síla působící na plovoucí čep při brzdění; počet čepů $n = 4$, roztečný průměr $d = 110 \text{ mm}$

$$F_{Bc} = \frac{2 \cdot M_B}{d \cdot n} = \frac{2 \cdot 435}{0,11 \cdot 4} = 1977 \text{ N} \quad (76)$$

Při reverzním brzdění tedy uvažujeme poloviční moment, tudíž i síla bude poloviční

$$F_{rBc} = \frac{F_{Bc}}{2} = 988,5 \text{ N} \quad (77)$$

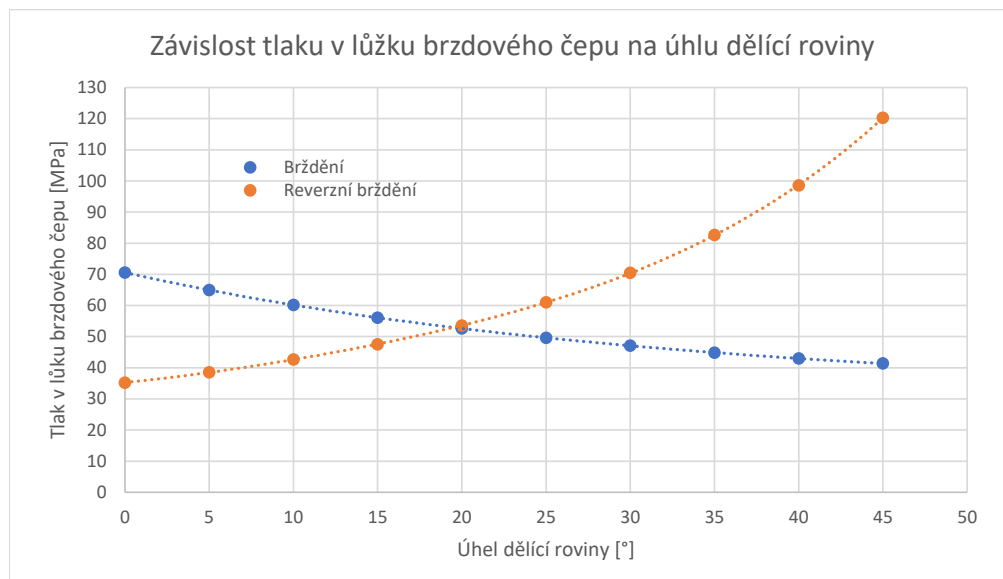
Za teoretického předpokladu rovnoměrného rozložení na všechny čtyři brzdové čepy lze určit optimální úhel natočení pro dosažení stejného tlaku v lůžku brzdového čepu pro oba zmíněné stavy.

Tlak při brzdění; šířka úchyty $t = 4 \text{ mm}$; poloměr čepu $r = 7 \text{ mm}$

$$p_B = \frac{F_{Bc}}{(r + r \cdot \sin(\alpha)) \cdot t} = \frac{1\,977}{(7 + 7 \cdot \sin(20)) \cdot 4} = 52 \text{ MPa} \quad (78)$$

Tlak při reverzním brzdění

$$p_{rB} = \frac{F_{rBc}}{(r - r \cdot \sin(\alpha)) \cdot t} = \frac{988,5}{(7 - 7 \cdot \sin(20)) \cdot 4} = 53,7 \text{ MPa} \quad (79)$$



Obr. 39: Analytické řešení

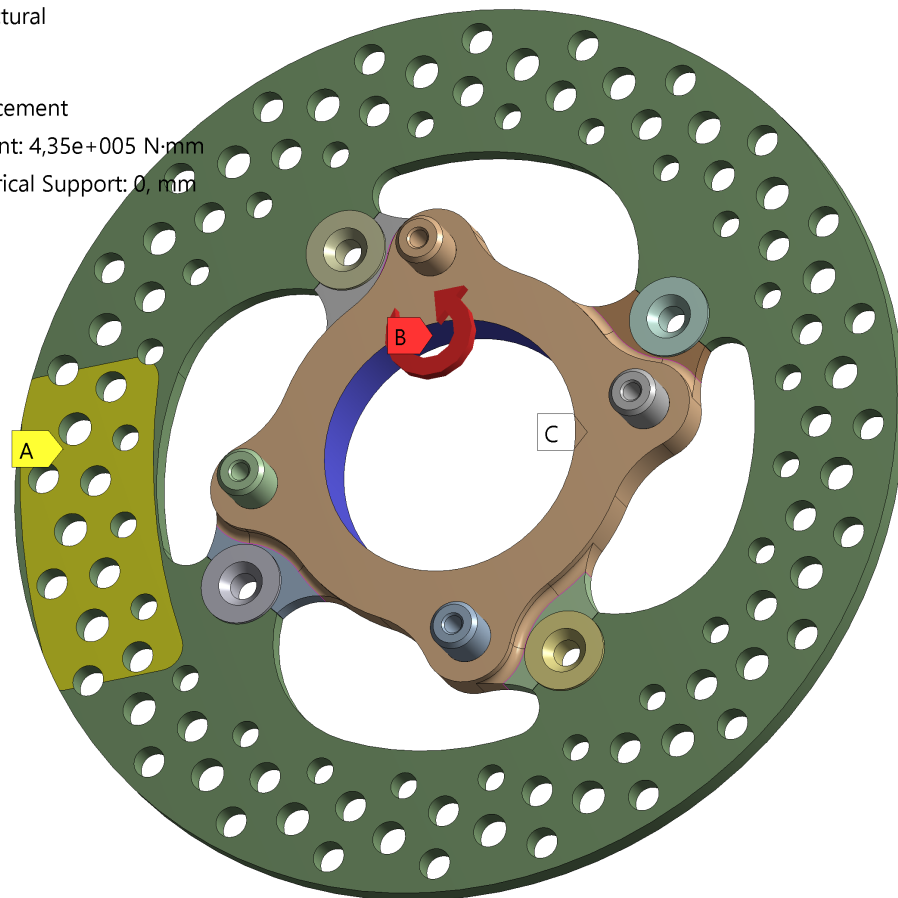
3.4.1 MKP výpočet

Výpočetní model pro vyhodnocení přínosu změny úhlu dělicí roviny brzdového kotouče a náboje se skládá z brzdového kotouče, plovoucích čepů, unášecích čepů a nezbytně velké části náboje kola. Mezi všemi tělesy byly definovány třecí kontakty s koeficientem tření 0,2. Mezi unášecími čepy a nábojem byla definována vazba bonded. Byla použita globální síť tetraedrických elementů s globální velikostí 2mm, v místě kontaktů byla síť zjemněna na 0,5mm. Sestava byla v prostoru ukotvena pomocí podpory cylindrical support, aplikované na vnitřní válcovou plochu náboje. Nastaveno bylo odebrání stupňů volnosti v axiálním a radiálním směru. Na tuto plochu byl aplikován brzdový moment. Zachycení momentu bylo provedeno funkční displacement aplikované na obtisknuté plošky brzdové destičky na brzdovém kotouči. Zde byl zakázán posuv v tangenciálním směru.

A: braking_20deg

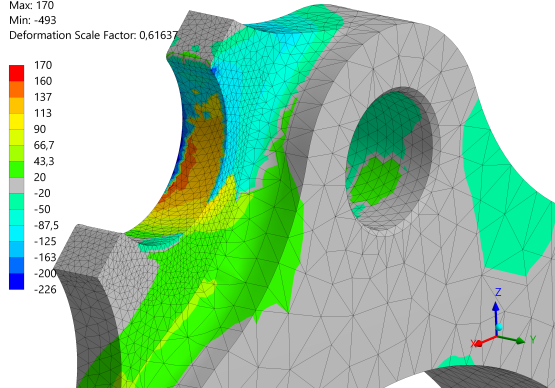
Static Structural
Time: 3, s

- A Displacement
- B Moment: 4,35e+005 N·mm
- C Cylindrical Support: 0, mm



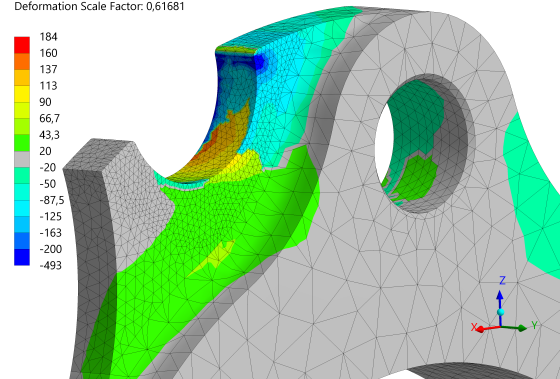
Obr. 40: Výpočetní model při brždění

A: braking_20deg
User Defined Result
Expression: $(s1+s2+s3)/abs(s1+s2+s3)*seqv$
Time: 3
Custom Obsolete
Max: 170
Min: -493
Deformation Scale Factor: 0,61637



(a) Natočení 20 deg při brzdění

A: braking_0deg
 $(s1+s2+s3)/abs(s1+s2+s3)*seqv - 3. s$
Expression: $(s1+s2+s3)/abs(s1+s2+s3)*seqv$
Time: 3
Max: 184
Min: -493
Deformation Scale Factor: 0,61681

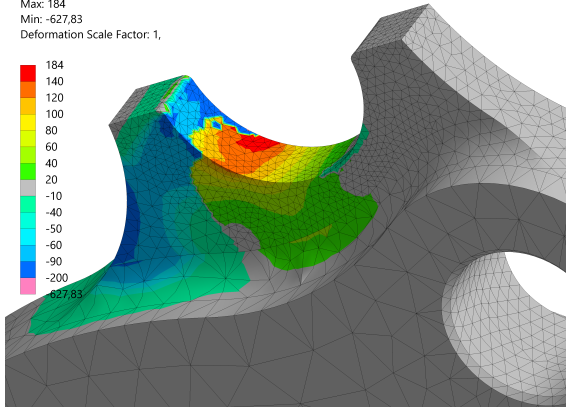


(b) Původní natočení 0 deg při brzdění

Obr. 41: Porovnání signed Von-Misses napětí při brzdění

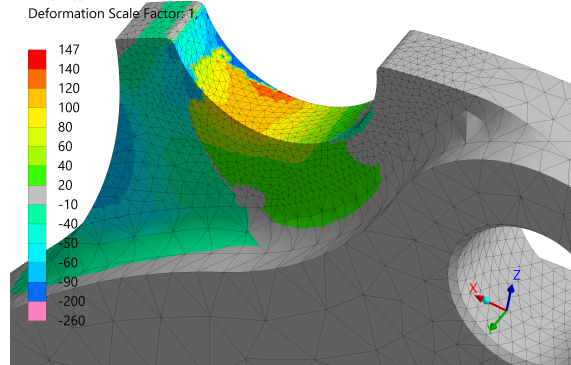
Z porovnání hodnot napětí na Obr. 41 je patrné, že navržená změna zajistí při brzdění lepší rozložení tlaku v dosedací ploše na náboji a eliminuje špičku tlakového napětí na hraně, která by mohla způsobovat otlacení povrchu plovoucích čepů. Při reverzním brzdění - viz Obr. 42 je napětí na upraveném spoji samozřejmě větší než na původním, nicméně vzhledem k tomu, že tento stav nastává pouze v jednotkách případů za sezónu je tato změna výhodná. Bezpečnost k mezi kluzu je v obou případech stále přes dva, což je pro prvek brzdové soustavy vyhovující.

B: reverse braking_20deg
User Defined Result
Expression: $(s1+s2+s3)/abs(s1+s2+s3)*seqv$
Time: 2
Max: 184
Min: -627,83
Deformation Scale Factor: 1,



(a) Natočení 20 deg při reverzním brzdění

B: Copy of braking_0deg
User Defined Result
Expression: $(s1+s2+s3)/abs(s1+s2+s3)*seqv$
Time: 2
Max: 147
Min: -260
Deformation Scale Factor: 1,

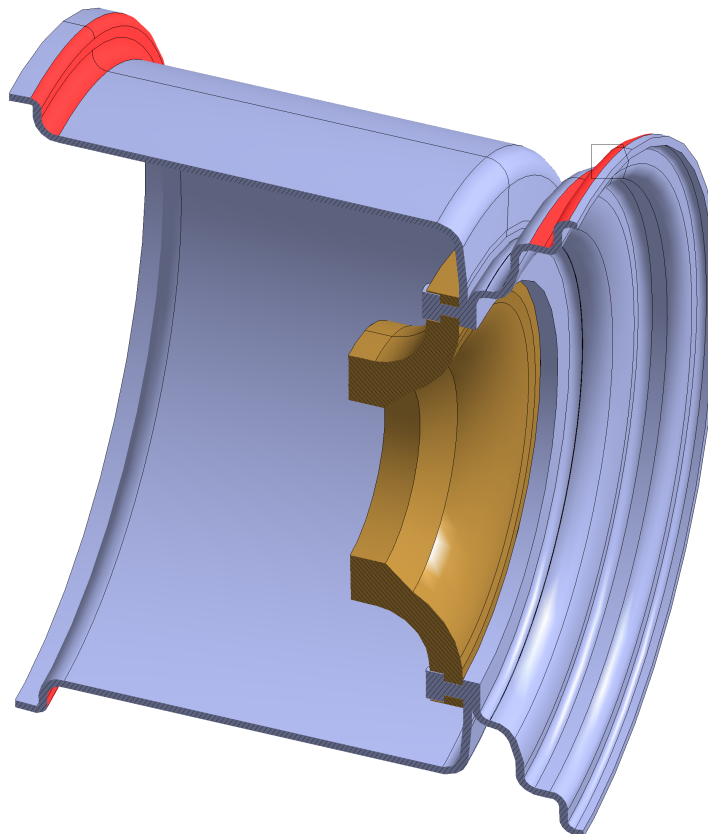


(b) Původní natočení 0 deg při reverzním brzdění

Obr. 42: Porovnání signed Von-Misses napětí při reverzním brzdění

4 Návrh středu kola

Střed kola bude vyroben z hliníkové slitiny EN-AW-7075-T6, stejně jako v předchozích letech. Pro snížení hmotnosti středu bylo zvoleno osm paprsků, namísto původně používaných dvanácti. Při návrhu geometrie středu kola bylo využito modulu topologické optimalizace v prostředí Ansys Mechanical. Výpočetní model byl značně zjednodušen, jelikož lze využít pouze lineárních kontaktů (bonded, no-separation) mezi tělesy. Model tedy obsahoval pouze střed kola, respektive těleso vymezující jeho možný návrhový prostor a ráfek kola sloučený se šrouby.

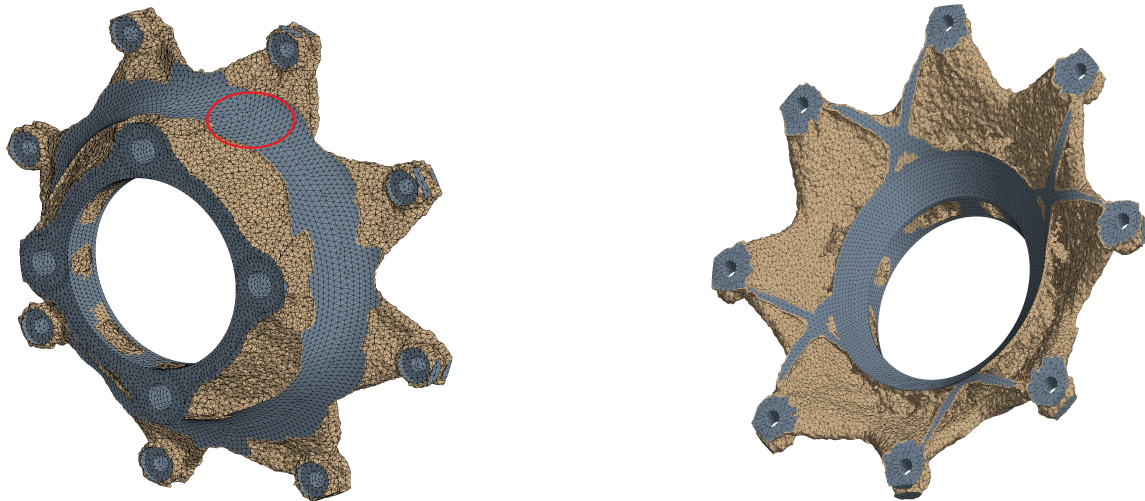


Obr. 43: Řez výpočetním modelem topologické optimalizace středu

Mezi těmito dvěma tělesy byl definován kontakt typu bonded. Střed kola byl vysítován pomocí tetradrické sítě s velikostí elementu 2 mm. Střed kola byl vetknut (fixed support) za válcové plochy pro unášecí čepy a na dosedací plochu s nábojem byla definována podpora frictionless support, která zamezuje posuvu v normálovém směru. Byly definovány 3 samostatné výpočetní stavy pro průjezd zatáčkou, brždění a akceleraci. Síly působících v těchto stavech jsou uvedeny v Tab. 2 a na doporučení předchozích konstruktérů týmu byly přenásobeny dynamickým koeficientem 1,5, který by měl dostatečně zohlednit dynamickou povahu zatěžování.

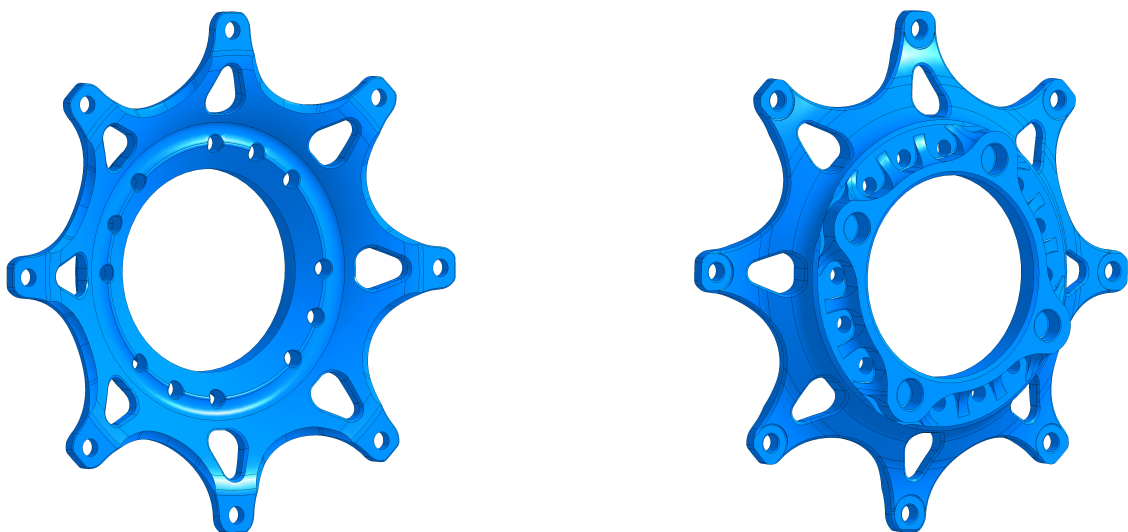
Zatížení bylo zavedeno na dosedací plochu pneumatiky na ráfku kola - viz červená oblast na Obr. 43 pomocí funkce remote force. Působíště síly je umístěno do bodu styku pneumatiky s vozovkou. V každém zátěžném stavu byla také do dosedací plochy kužele CL matice zavedena osová síla po utažení CL matice získaná analytickým výpočtem v předchozí kapitole této práce. Předpětí ve šroubech ráfku bylo zanedbáno.

Cíl optimalizace byl nastaven na minimalizaci hmotnosti při maximálním dovoleném ekvivalentním napětí Von-Misses 210MPa. Pro zajištění dostatečné tuhosti byla předepsána podmínka pro maximální dovolený posuv ploch pod šrouby ráfku rovný posuvu těchto ploch u předchozího návrhu $u_y = 0,7mm$. Dále byla definována podmínka na čtyřnásobnou cyklickou symetrii výsledné geometrie. Celková rovinná symetrie výpočetního modelu nemohla být použita vzhledem k tomu, že zátěžná síla při brzdění a akceleraci obsahují kromě normálových a axiálních složek, které leží v rovině symetrie i složky tečné. Plochy pro unášecí čepy, dosedací plochy pod šrouby a kuželová plocha CL matice byly odstraněny z optimalizační oblasti a budou tedy na výsledné geometrii v nezměněné podobě.



Obr. 44: Výsledek optimalizace

Na výsledku optimalizace je patrné, že největším omezením je oblast, kterou vymezuje kinematická obálka brzdového třmenu, výpočet zde neodebral žádný materiál - viz zvýraznění na Obr. 44. Výstupem z optimalizace je ploškové těleso, které bylo přemodelováno a jeho tvar byl upraven tak, aby byl základní průřez středu vysousoustružitelný a z tohoto tělesa následně pouze odfrézována odlehčení na tříosé frézce - viz Obr. 45.



Obr. 45: Model středu vyrobitelný tříosým obráběním

5 Kontrolní MKP výpočet sestavy

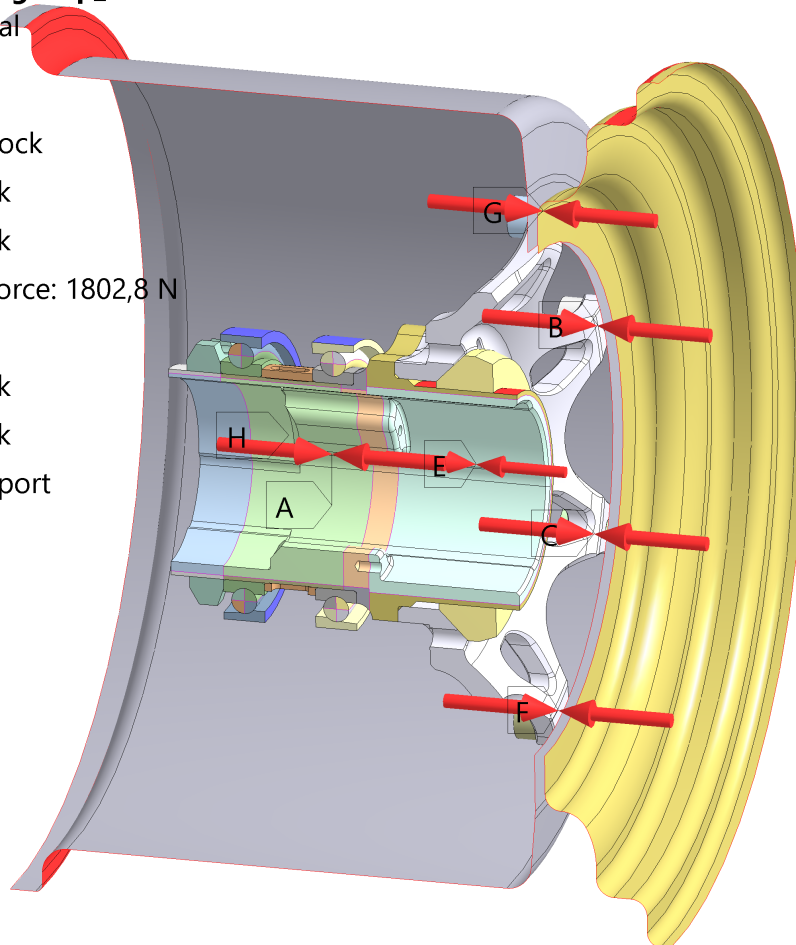
Kontrolní MKP výpočty sestavy byly opět provedeny pro zátěžné stavy brzdění, akcelerace a průjezd zatáčkou dle silových účinků uvedených v Tab. 2. Vzhledem k tomu, že poslední zmíněný stav z těchto výpočtů vychází jako nejkritičtější, bude zde blíže rozebrán pouze tento výpočet. Výpočty pro náboj předního kola byly provedeny stejným způsobem, výsledná napětí zde však byla nižší než při výpočtu sestavy zadního náboje při průjezdu zatáčkou, proto je zde již nebudou zmiňovány.

A: FS13_wheelgroup_final

Static Structural

Time: 2, s

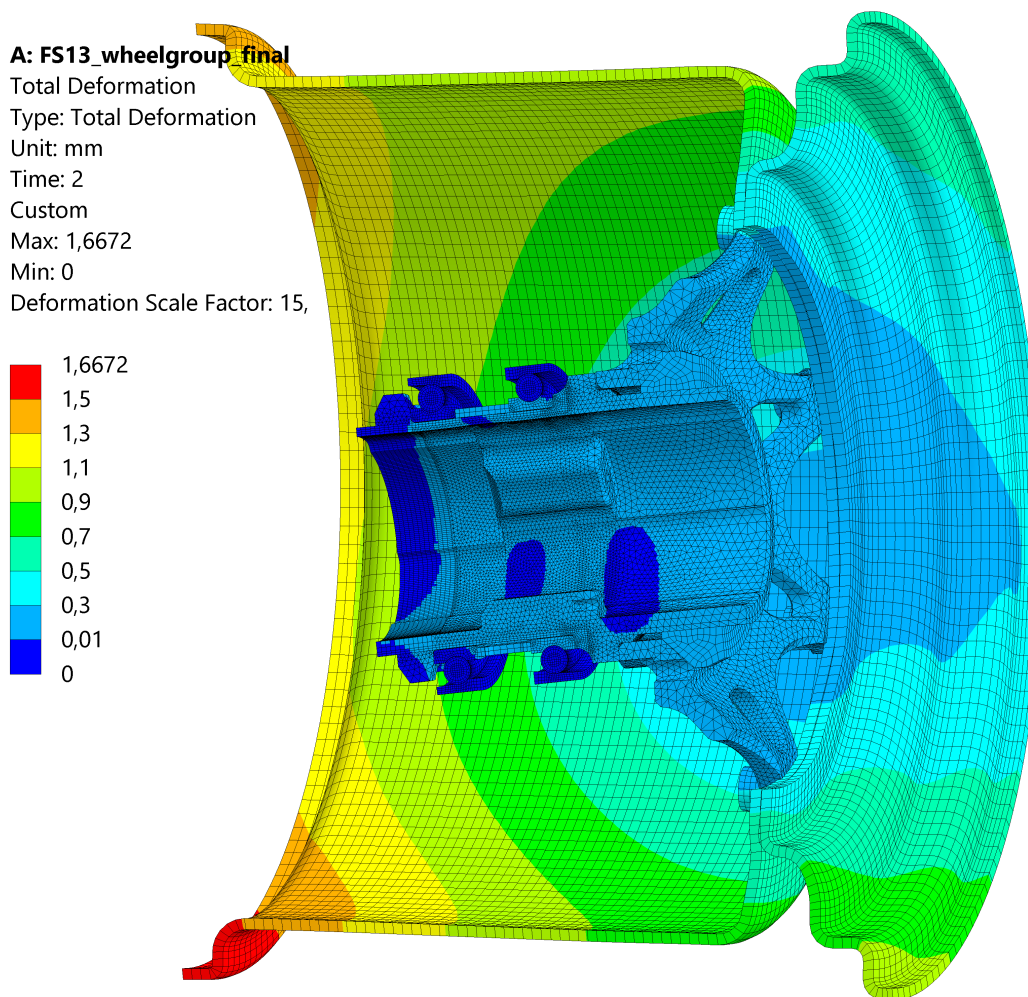
- A** Bearing: Lock
- B** M6 3: Lock
- C** M6 2: Lock
- D** Remote Force: 1802,8 N
- E** CL: Lock
- F** M6 1: Lock
- G** M6 4: Lock
- H** Fixed Support



Obr. 46: Výpočtový model sestavy navržené kolové skupiny pro průjezd zatáčkou na mezi adheze

Vzhledem k rovinné symetrii geometrie i okrajových podmínek byl vytvořen půlmodel sestavy zadní kolové skupiny. Některé prvky geometrie, které nemají zásadní vliv na výsledky tohoto výpočtu byly pro zjednodušení síťování odstraněny v prostředí Ansys Spaceclaim (otvory pro čepy v CL matici, úchyty brzdového kotouče). Ráfek kola byl vzhledem ke své tenkostěnnosti modelován jako skořepina, ke které byly pomocí kontaktu typu bonded připojeny čtyři spojovací šrouby. Ložisková i CL matice byla s nábojem spojena kontaktem

typu bonded. Pomocí funkce bolt pretension bylo zavedeno předpětí ve všech šroubových spojích. Kontakt mezi unášecími čepy a nábojem kola je typu frictional s koeficientem tření 0,2 a byl v něm definován uvažovaný přesah pro nalisování. Stejným způsobem byl definován přesah při nalisování ložisek na náboj. Model ložiska se skládal z vnitřního a vnějšího ložiskového kroužku, kuličky v ložisku byly pro lepší konvergenci výpočtu nahrazeny anuloidem o průměru ložiskové kuličky. Mezi anuloidem a kroužky byla definována vazba frictionless. Celý model byl v prostoru ukotven za vnější průměr a vnitřní čelní plochu vnějších ložiskových kroužků, což by mělo dostatečně reprezentovat nalisování ložisek v těhlici. Ostatní kontakty byly typu frictional s koeficientem tření 0,2. Zatížení složkami sil A_{Rcr} a N_{Rcr} bylo zavedeno stejným způsobem jako v předchozí kapitole. Vzhledem k použití půlmodelu je zaváděná velikost síly poloviční.



Obr. 47: Celková deformace zadní kolové skupiny

A: FS13_wheelgroup_final_down

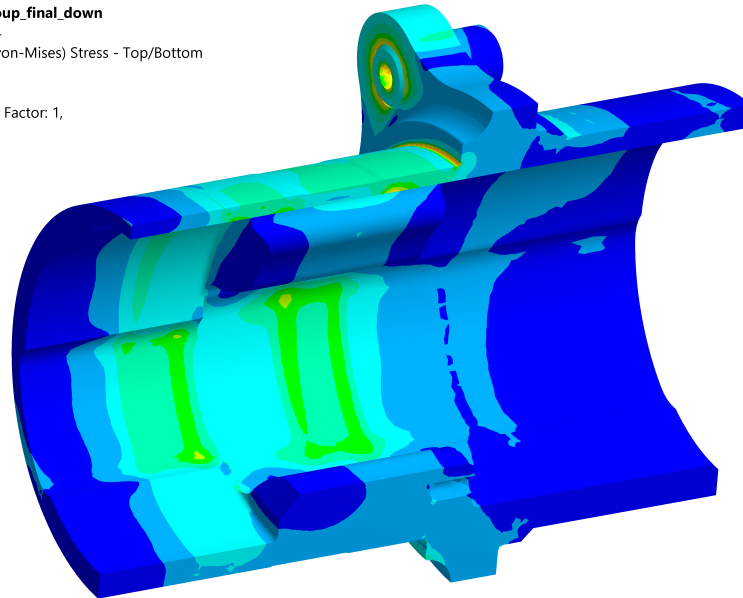
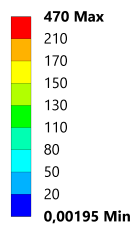
Equivalent Stress 4

Type: Equivalent (von-Mises) Stress - Top/Bottom

Unit: MPa

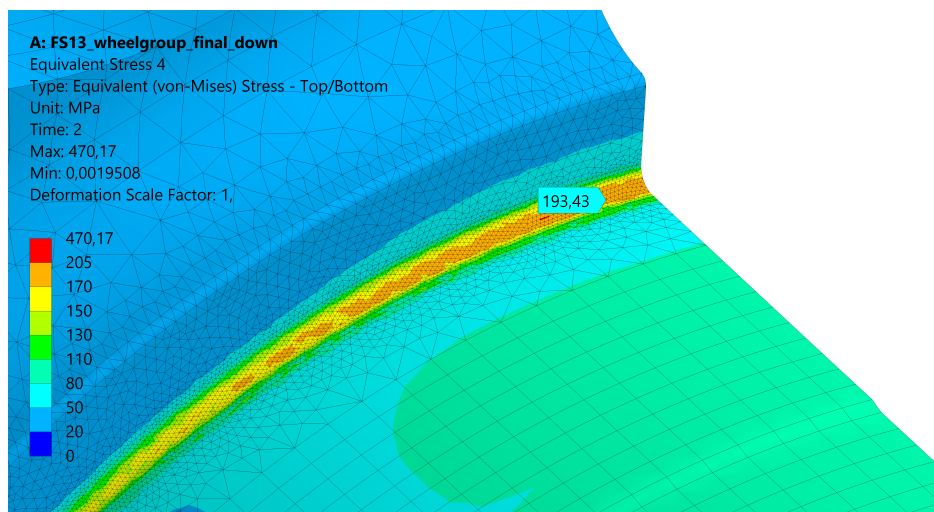
Time: 2

Deformation Scale Factor: 1,

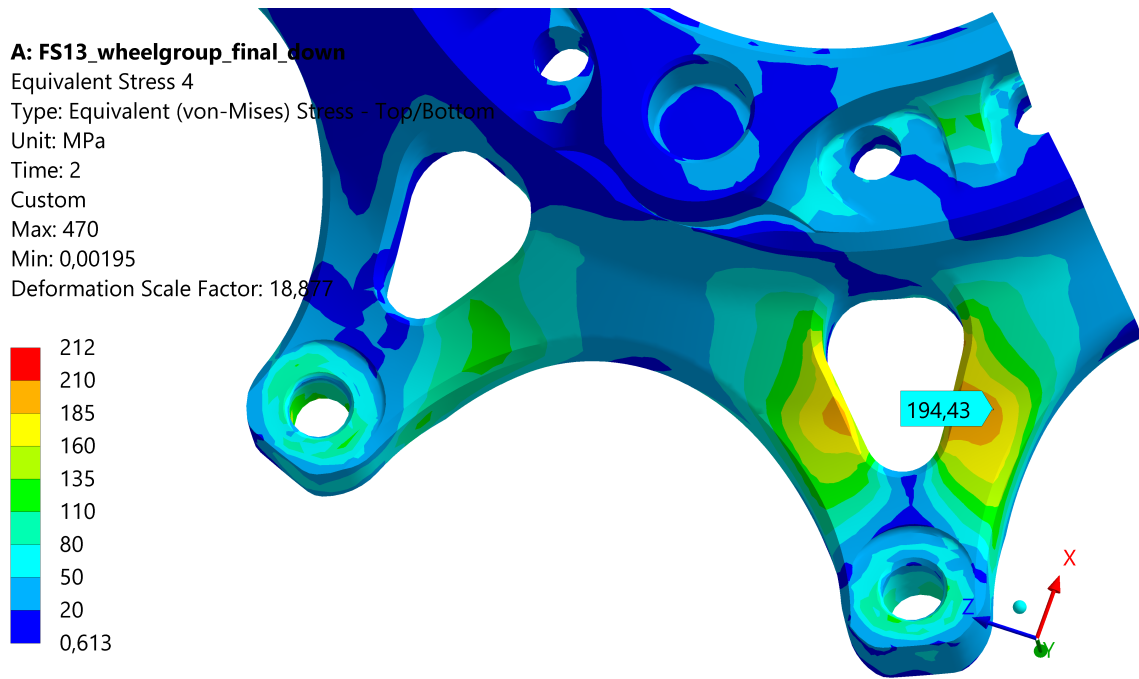


Obr. 48: Napětí Von-Misses na zadním náboji

Maxima napětí Von-Misses se vyskytují v oblasti pod ložisky a pohybují se okolo 140MPa



Obr. 49: Napětí Von-Misses v zaoblení pod ložiskovým kroužkem



Obr. 50: Napětí Von-Misses na paprsku navrženého středu kola

Nejvyšší napětí je na náboji je na Obr. 49 v přechodovém zaoblení pod ložiskovým kroužkem, které dosahuje hodnoty 194 MPa. Stejně napětí je i na paprsku navrženého středu kola. Bezpečnost k mezi kluzu je zde tedy:

$$k_{kluz} = \frac{485}{194} = 2,5 \quad (80)$$

Vzhledem k tomu, že se jedná o cyklické zatěžování, je potřeba ho vyhodnotit i z pohledu únavového namáhání. Zde je však nutné zdůraznit, že je simulován nejhorší zátěžný stav - průjezd zatáčkou při bočním přetížení $a_{lat} = 1,9 g$. Dle histogramu na Obr. 21 je boční přetížení $a_{lat} \geq |1,5 g|$ pouze přibližně v 10% případech. Při požadované životnosti 1000 km, které vůz během závodní sezóny maximálně ujede toto zatížení nastane v následujícím počtu cyklů (otáček kola):

$$N = \frac{s}{2 \cdot \pi \cdot r_d} = \frac{100 \cdot 10^3}{2 \cdot \pi \cdot 200 \cdot 10^{-3}} = 8 \cdot 10^4 \quad (81)$$

Dle materiálové databáze programu Ansys NCode je pro $1e - 5$ cyklů mez únavy uvažované hliníkové slitiny 268MPa. Bezpečnost k mezi únavy je tedy

$$k_{kluz} = \frac{268}{194} = 1,38 \quad (82)$$

Bezpečnost považuji za vyhovující

6 Závěr

V této bakalářské práci jsem se zabýval návrhem nové kolové skupiny pro vůz FS13 týmu studentské formule CTU CarTech. V teoretické části této práce jsem rozebral používaná konstrukční řešení u osobních a závodních automobilů a používané výrobní technologie. V praktické části této práce jsem navrhl spojení náboje a středu kola pomocí centrální matice a provedl potřebné návrhové a kontrolní výpočty. Novým návrhem kolové skupiny bylo docíleno snížení hmotnosti o 22% oproti předchozímu návrhu, a to při zachování podobné tuhosti sestavy. Nový návrh zároveň umožňuje snazší a rychlejší výrobní proces, jelikož není nutné tepelné zpracování a následné broušení ploch pro ložiska, jako tomu bylo u předchozího ocelového náboje.



Obr. 51: Sestavené komponenty přední kolové skupiny před eloxováním

Navržené komponenty měly být původně použity pro loňskou závodní sezónu na voze FS13, bohužel výroba dílů byla výrazně opožděna a na dodaných dílech byly při následné kontrole rozměrů zjištěny zásadní nedostatky, které byly úspěšně reklamovány u dodavatele. Díly byly tedy osazeny na vozidlo až během testování na jaře roku 2022. Během těchto testování vůz najel přibližně 100 km a nevyskytly se žádné zásadní problémy. Pro současnou sezónu soutěže byla vydána nová pravidla, která v kategorii spalovacích vozů umožňují použití hybridního pohonu. Náboje předních kol byly vyrobeny znovu s přírubou pro připojení planetové převodovky elektromotru. Zadní náboje byly demontovány z vozu FS13 a namontovány do těhlic vozu FS14. S vozem FS14 bylo před závodní sezónou ujetu 100km. Během prvních dvou absolvovaných závodů této sezóny se u navržené kolové skupiny rovněž nevyskytly žádné problémy, a to jak z hlediska mechanického, tak z pohledu kontroly plnění pravidel soutěže na technických přejímkách před dynamickými disciplínami.

V úvodu této bakalářské práce byly vytyčeny tyto cíle:

1. Vypracovat rešerši používaných konstrukčních řešení spojení náboje kola se středem.
2. Provést návrh nového konstrukčního řešení pro vůz FS13.
3. Provést návrhové a kontrolní výpočty.
4. Provést vyhodnocení nového konstrukčního řešení spoje.

V kapitole 2 byla vypracována rešerše používaných řešení spojení náboje kola se středem osobních a soutěžních vozů. Tímto byl splněn první vytyčený cíl práce

V kapitole 3 bylo navrženo nové navržené konstrukční spojení náboje kola se středem řešení a provedeny analytické výpočty hlavních konstrukčních uzlů a následně v kapitole 5 byly provedeny MKP výpočty navržené sestavy, tímto byl splněn druhý a třetí vytyčený cíl.

V závěru této práce bylo zhodnoceno nově navržené konstrukční řešení, tedy poslední cíl.

Použitá literatura

- [1] What is Formula Student? [online]. FS Switzerland. [cit. 2022-02-09]. Dostupné z: <https://formulastudent.ch/what-is-fs.php>
- [2] [online]. Febi Bilstein. [cit. 2022-03-26]. Dostupné z: https://www.youtube.com/watch?v=5wyd1AUhkPQ&ab_channel=febi.bilstein
- [3] Wheel or upright compliance: *Pat's Seven Deadly Sins of FS Design* [online]. Formula Student Germany GmbH, 2012. [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://www.formulastudent.de/nc/pr/news/details/article/572>
- [4] WHEEL BEARINGS:the different generations [online]. NTN-SNR ROULEMENTS. [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.ntn-snr.com/wheel-bearings>
- [5] Cedrych, Mario René. *Škoda Favorit, Forman, Pick-up - 2. upravené vydání*. GRADA Publishing, a. s., 1996, ISBN 80-7169-196-8.
- [6] X-Tracker [online]. SKF Group. [cit. 2022-02-06]. Dostupné z: <https://www.skf.com/my/industries/cars-and-light-trucks/products-and-solutions/X-Tracker>
- [7] Sommer, Jiří: *Konstrukční návrh a pevnostní kontrola kolové skupiny vozu Formula Studen*. Praha, 2017, Diplomová práce. ČVUT v Praze, Fakulta strojní, Ústav automobilů, spalovacích motorů a kolejových vozidel. Dostupné z: <https://dspace.cvut.cz/handle/10467/73203>
- [8] Caterham CT05 F1 Car Wheel [online]. Engineering Art Ltd. [cit. 2022-02-15]. Dostupné z: <https://engineeringart.uk.com/wheel-nuts/54-69-Caterham-CT05-F1-Car-Wheel-Nut-LH.html>
- [9] [online]. KA-Racelng e.V. [cit. 2022-02-26]. Dostupné z: <https://www.instagram.com/karaceing/?hl=cs>
- [10] [online]. Formula Student Czech Republic. [cit. 2022-07-26]. Dostupné z: <https://www.facebook.com/FormulaStudentCzechRepublic/photos/5292179307485408>
- [11] Michna, Stefan. *Encyklopedie hliníku*. Prešov: Adin, 2005, ISBN 80-890-4188-4.
- [12] Osborn, Joseph H, Understanding and Specifying Anodizing: *OMW Corporation* [online]. OMW Corporation, 2014. [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <http://www.omwcorp.com/wp-content/uploads/2018/02/Understanding-and-Specifying-Anodizing-1.pdf>
- [13] Cirik, E.; Genel, K.: Effect of anodic oxidation on fatigue performance of 7075-T6 alloy. *Surface and Coatings Technology*, ročník 202, č. 21, 2008: s. 5190–5201, ISSN 0257-8972, doi:<https://doi.org/10.1016/j.surfcoat.2008.06.049>. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0257897208005641>
- [14] Aluminum 7075-T6 Datasheet [online]. Wieland SMH GmbH. [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: https://www.wieland.com/de/content/download/17181/file/EN-AW-7075_EN.pdf

- [15] Oguri, Kazuyuki: Fatigue life enhancement of aluminum alloy for aircraft by Fine Particle Shot Peening (FPSP). *Journal of Materials Processing Technology*, ročník 211, č. 8, 2011: s. 1395–1399, ISSN 0924-0136, doi:<https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2011.03.011>. Dostupné z: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0924013611000744>
- [16] Shot Peening Residual Stresses: *Stresstech* [online]. Stresstech, 2018. [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: <https://www.stresstech.com/stresstech-bulletin-14-shot-peening-residual-stresses/>
- [17] AiM Tech Srl. *RS2Analysis 2.56.84* [software]. Duben 2020, [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: <https://www.aim-sportline.com/en/sw-fw-download.htm>
- [18] Milliken, William; Milliken, Douglas. *Race Car Vehicle Dynamics*. Warrendale, PA, U.S.A: Society of Automotive Engineers, Inc., 1995, ISBN 1-56091-526-9.
- [19] Petele, Miroslav. *MITCalc 1.76* [software]. Listopad 2018, [cit. 2022-02-11]. Dostupné z: <https://www.mitcalc.com/en/download.htm>
- [20] Černé šrouby a Matice [online]. STARÁ plus v.o.s., [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://www.stara.cz/cerne-srouby-a-matice>
- [21] Kříž, Rudolf. *Strojírenská příručka 5.svazek*. Praha: scientia, 1994, ISBN 80-85827-59-X.
- [22] Metrický Závit M0,25-M600 Rozměry [online]. Vydavatelství Nová média s. r. o. Dohledat příslušnou normu ISO 261, [cit. 2022-02-10]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/metricky-zavit-m0-25-m600-rozmary>
- [23] Shigley, Joseph E. *Konstruování strojních součástí*. Brno: vutium, 2010, ISBN 978-80-214-2629-0.
- [24] Švec, Vladimír. *Části a mechanismy strojů: Spoje a části spojovací*. Praha: ČVUT, 2008, ISBN 978-80-01-04138-3.

Seznam obrázků

1	CTU Cartech s monopostem FS13 na okruhu Hungaroring	1
2	Polotovar a obrobený náboj velkosériové produkce výrobce FEBI [2]	4
3	Výrazná změna odklonu levého (vnějšího) kola při průjezdu zatáčkou [3]	5
4	Náboj kola NTN třetí generace [4]	6
5	Řez přední kolovou skupinou vozu Škoda favorit [5]	6
6	Náboj kola s lisovanými kolíky od společnosti SKF [6]	7
7	Původní návrh spojení náboje kola [7]	8
8	Kolo vozu Caterham CT05 F1 [8]	9
9	Kolová skupina týmu KA Racing [9]	10
10	Kolová skupina týmu WHZ Racing [10]	10
11	Rozložení tloušťky vrstvy na povrchu [11]	11
12	Únavové křivky pro různé tloušťky vrstvy [13]	12
13	Princip kuličkování [16]	12
14	Kuličkování povrch (vlevo) [16]	12
15	Únavové křivky pro různé kombinace eloxování a kuličkování [15] SP - Shot Peening, FPSP - Fine Particle Shot Peening	13
16	Grafické znázornění průběhu příčného přetížení vozu na závodě FS Czech v Mostě	13
17	Síly působící při přímočaré jízdě maximální rychlostí	15
18	Histogram podélného přetížení při závodě FS Czech	16
19	Síly působící na vůz při akceleraci	16
20	Síly působící na vůz při brzdění	18
21	Histogram příčného přetížení při závodě FS Czech	20
22	Čelní pohled na vozidlo a síly na něj působící při průjezdu levotočivou zatáčkou	21
23	Schéma uspořádání a geometrických omezení pro zadní náboj a střed kola	23
24	Řez modelem	24
25	Zadání způsobu zatížení šroubového spoje	25
26	Část výstupu z programu s požadovanými hodnotami [19]	25
27	Rozměry metrického závitu [22]	27
28	Centrální matice	27
29	Geometrie kontaktu tripod-náboj	28
30	Výpočetní čtvrtmodel	29
31	Porovnání prvních hlavních napětí na náboji	29
32	Vložka tripodu poloosy	30
33	Rovinná třecí plocha	31
34	Kuželová třecí plocha	31
35	Unášecí čep	32
36	Průběh napětí na průměru po nalisování	34
37	Přerozdělení tlaku od vnější radiální síly [24] v	34
38	Rozhraní náboje kola a brzdového kotouče	35
39	Analytické řešení	36
40	Výpočetní model při brzdění	37
41	Porovnání signed Von-Mises napětí při brzdění	38
42	Porovnání signed Von-Mises napětí při reverzním brzdění	38
43	Řez výpočetním modelem topologické optimalizace středu	39
44	Výsledek optimalizace	40
45	Model středu vyrobitelný třískovým obráběním	40



46	Výpočtový model sestavy navržené kolové skupiny pro průjezd zatáčkou na mezi adheze	41
47	Celková deformace zadní kolové skupiny	42
48	Napětí Von-Misses na zadním náboji	43
49	Napětí Von-Misses v zaoblení pod ložiskovým kroužkem	43
50	Napětí Von-Misses na paprsku navrženého středu kola	44
51	Sestavené komponenty přední kolové skupiny před eloxováním	45

Seznam tabulek

1	Návrhové hodnoty pro vůz FS.13	14
2	Souhrn sil	22
3	Značky a mechanické vlastnosti pro materiál ocelových šroubů a matic [20]	26
4	Dovolené tlaky v závitech spojovacích šroubů [21]	26
5	Rozměry závitu M68x3 [22]	26

A Přílohy

Příloha 1 : MITCALC: Výpočet předepjatého šroubové spoje